

エネルギー伝播に基づく低振動騒音の二段階構造設計に関する研究

工学研究科 機械工学専攻 博士後期課程3年 池田 和正

◆概要

自動車業界では、近年の地球温暖化に伴い、CO₂排出規制が厳しくなってきたことから、エンジン車の代替として、電気自動車やハイブリッド車が大幅に普及してきている。そうしたタイプの自動車は、大きな騒音源であるエンジンを持たない（もしくは走行シーンによっては動かさない）ため、エンジン車に比べ静粛性に優れており、その静粛性が一つの付加価値となっている。しかし、従来エンジン騒音によって隠れていたコンポーネント製品による騒音が目立つようになり、もぐら叩きのように、これらの騒音の低減がより一層求められ、技術開発がさかんに行われている。

コンポーネント製品が加振源となり発生する振動騒音は、空気伝播音と固体伝播音に大別される。いずれの伝播音の発生経路も、励振機構を有する加振系、振動を伝える伝達系、固体の振動を空気の振動、すなわち音に変換する放射系のように、源、伝達、放射に分類できる。汎用的かつ効果的にコンポーネント製品の振動騒音を低減できる設計法を考えるには、空気伝播音では伝達系および放射系、固体伝播音では伝達系に取り組むことが有効であると考えられる。

これまで、伝達系・放射系における振動騒音低減の取り組みはさかんに行われており、活用手法としてはモード解析、波動解析、SEA (Statistical Energy Analysis, 統計的エネルギー解析法) などがある。振動騒音問題は、加振系の周波数成分と伝達系の固有周波数が一致することで起きる共振が原因であることが多い。これに対し、加振周波数から固有周波数をずらすなどの共振防止の検討が可能なモード解析が広く普及している。

しかし、モード解析により得られた方策が、実際の製品設計にそのまま適用できるとは限らない。なぜならば、コンポーネント製品設計において満足しなければならない性能は、当然ながら振動騒音だけではないからである。製品に求められる出力（室内空調ユニットであれば、空気の冷却・加熱性能、風量など。ガソリン直噴用高圧ポンプであれば、燃料の噴射圧、噴射量など）や、車両搭載性を鑑みた体格・重量、品質保証に関わる強度・耐久性、などとの両立が求められる。しかし、モード解析による分析を踏まえて設計変更をしようとする段階では、3D 構造は出力・効率や体格・重量、強度の観点から既に固まっているため、振動騒音のための設計代が残っていない状況に陥るのである。

このような状況を好転させるためには、振動騒音の設計を詳細設計以前にフロントローディングし、出力・効率や体格・重量、強度といった他の性能と振動騒音を同時期に設計できるようにすることが有効である。すなわち、「振動騒音の初期設計」を行うのである。活用手法の有力な候補として、前述の SEA の一手法である解析 SEA がある。解析 SEA では、部品間の伝播特性である CLF (Coupling Loss Factor, 結合損失率) を設計パラメータとし、各部品が持つ振動エネルギーを制御できる。解析 SEA を活用した初期設計が実現すれば、振動騒音を含めた多性能を横並びで確認しながら、全体最適となる特性を導くことが可能となる。

一方、初期設計のみでは振動騒音の大きさは決定されない。解析 SEA を用いた初期設計では、波動の伝播特性に着目する一方で、製品端部における反射を考慮しない。すなわち、反射波の重畳による固有モードの発生を考慮しないことになるが、振動騒音問題の多くは、加振周波数と固有周波数が重なることによる共振が原因である。よって、伝播特性の初期設計とは別に、共振に手を打つための、「振動騒音の詳細設計」が必要と考えられる。これら初期設計と詳細設計を併せて、本研究では「振動騒音の二段階設計」と呼び、その手法の確立を目的とする。

振動騒音の二段階設計確立のためには、初期設計、詳細設計それぞれにおいて課題がある。

初期設計では、製品端部における反射を考慮することなく波動の伝播特性を設計でき、かつ広帯域を扱うことのできる手法の確立である。解析 SEA を活用した初期設計で懸念される低周波数帯域における有効性について、検討を行う。

詳細設計では、固有モードによる振動速度を抑制できる設計指針の確立である。一般によく用いられているモード解析では、従来、与えられた構造の固有周波数を求め、製品内で発生する加振力の周波数から固有周波数をずらす共振回避設計に留まる。本研究では、詳細形状を踏まえた実験 SEA に基づくエネルギー伝播の観点から、目的とする放射系部品の振動エネルギーを低減することに着目し、製品内の質量分布を設計することで、固有モードによる振動速度をコントロールすることを検討する。

Study on two-step structural design for low vibration noise based on energy propagation

Kazumasa Ikeda

Graduate school of Engineering, Course of Mechanical Engineering

3rd year doctoral course

Abstract

In the automobile industry, electric automobile and hybrid car have drastically spread as a substitution of an engine car, because the CO₂ emission regulation becomes severe with recent global warming. Since such types of automobile do not have an engine which is a large noise source (or do not work depending on the driving scene.), it is more excellent in quietness than the engine car, and the quietness becomes one added value. However, noise by the component product which was hidden by the engine noise until now became conspicuous, and the reduction of these noises is required more and more like the whack-a-mole strike, and the technology development has been actively carried out.

For reduction of vibration noise, it is effective to carry out front loading of vibration noise design, and to design other performance such as output, efficiency, physique, weight, and strength and vibration noise at the same time. That is, "Initial design of vibration noise".

On the other hand, the magnitude of the vibration noise is not determined only by the initial design. Though the generation of the natural mode is not considered in the initial design, many vibration noise problems are caused by the resonance by the overlap of excitation frequency and natural frequency. Therefore, it seems to be necessary to "detail design of vibration and noise" in order to deal with resonance. These initial design and detail design are called "Two-Stage design of vibration and noise" in this study, and the establishment of the technique is the purpose.

In order to establish two-stage design of vibration noise, there are problems in each of design steps.

In the initial design, it is the establishment of the technique which can design the propagation characteristic of the wave without considering the reflection in the product edge and handle the wide-band. The effectiveness in low frequency band is examined.

In the detail design, it is the establishment of the design guideline which can suppress the vibration speed by natural mode. In this study, from the viewpoint of energy propagation based on detail shape, it is examined that vibration velocity by natural mode is controlled from the viewpoint of reducing vibration energy of aimed radiation system parts.

エネルギー伝播に基づく

低振動騒音の二段階構造設計に関する研究

Study on two-step structural design for low vibration noise
based on energy propagation

池田 和正

目次

第1章 緒論

1.1 本研究の背景	2
1.2 本研究で扱う課題	6
1.3 本研究の目的	8
1.4 本論文の構成	9

第2章 基礎理論

2.1 はじめに	12
2.2 波動論に基づく振動騒音の発生機構	13
2.3 波動伝播を抑制するための初期設計	17
2.3.1 活用手法：解析 SEA	17
2.3.2 課題	20
2.4 共振を抑制するための詳細設計	21
2.4.1 活用手法：モード解析	21
2.4.2 エネルギー伝播視点による共振抑制の着想	23
2.4.3 課題	24
2.5 本章のまとめ	25

第3章 伝播特性の初期設計による波動伝播の抑制

3.1 はじめに	27
3.2 解析 SEA の適用制約と伝播特性の関係	28
3.3 伝播特性の設計の有効性検証	30
3.3.1 検証モデル	30
3.3.2 第一波の波動による振動エネルギーの算出方法	33
3.3.3 検証結果	34
3.4 本章のまとめ	39

第4章 初期設計の実践

4.1	はじめに	41
4.2	放射音の考慮	42
4.3	初期設計フローの提案	46
4.4	設計条件	47
4.4.1	対象物：GDI 高圧ポンプ	47
4.4.2	要素分割	49
4.4.3	目的関数	50
4.4.4	入力条件	50
4.4.5	設計パラメータ	50
4.4.6	制約条件	51
4.5	得られた設計解	52
4.6	伝播抑制効果の検証	55
4.7	本章のまとめ	59

第5章 詳細設計へのSEAモデルの適用

5.1	はじめに	61
5.2	実験SEAにおけるモデル同定方法	62
5.3	モード密度とモデル適用性の関係	64
5.3.1	L型構造物	64
5.3.2	中実ブロック	66
5.3.3	中空ブロック	67
5.4	モード密度に応じた振動挙動の考察	69
5.5	振動測定手法の改善によるモデル適用性の向上	72
5.5.1	手法改善の考え方と方法	72
5.5.2	固有モードが無い周波数帯域への適用性検証	73
5.5.3	固有モードが点在する周波数帯域への適用性検証	74
5.6	本章のまとめ	76

第6章 詳細設計の実践

6.1	はじめに	78
6.2	設計指針を得るための理論展開	79
6.3	詳細設計フローの提案	85
6.4	設計条件	86
6.4.1	対象モデル	86
6.4.2	対象モード	87
6.4.3	目的関数	88
6.4.4	入力条件	88
6.4.5	設計パラメータ	88
6.4.6	制約条件	89
6.5	得られた設計解	90
6.6	共振抑制効果の検証	91
6.7	実製品での詳細設計の試行	95
6.7.1	対象モード	95
6.7.2	構造変更内容	96
6.7.3	騒音レベルの変化	96
6.8	本章のまとめ	98

第7章 結論

7.1	結論	100
7.2	今後の課題	103
	発表論文	104
	参考文献	106

記号表

(; で区切られているものは、複数の意味で用いられる)

	絶対値
·	内積
*	複素共役
Re[]	実部
Im[]	虚部
β_i	要素 i の換算係数
η	損失係数
η_i	要素 i の ILF
η_{ij}	要素 i から要素 j への CLF
ρ	密度
φ_{rp}	r 次モードによる自由度 p の変位
τ_{ij}	要素 i から要素 j への透過率
ζ	減衰比
ζ_r	r 次モードのモード減衰比
ω	角周波数
Δ	要素 i と要素 j の板厚比 ($=t_j/t_i$)
Ψ_i	第 i 波の波動
Ψ_i^0	第 i 波の波動の振幅
\mathbf{a}_{input}	加振点の加速度ベクトル
B_i	要素 i の曲げ剛性
c_i	要素 i 内の伝播速度
d	伝達部品の分割数
dm_i	要素 i の単位面積当たりの質量

e_i^+	要素 i の振動エネルギー密度
E_i	要素 i の振動エネルギー
E_{ji}	要素 i を加振したときの要素 j の振動エネルギー
\mathbf{E}	振動エネルギーベクトル
f	周波数
f_n, f_r	n 次モード, r 次モードの固有周波数
\mathbf{F}	加振力ベクトル
j	虚数
J	音響エネルギー
k	波数
k_i	要素 i の放射効率
k_p	自由度 p の剛性
k_r	r 次モードのモード剛性
L	長さ
L_{ij}	要素 i と要素 j の結合長さ
\mathbf{L}	損失率マトリクス
m_i	要素 i の質量
m_p	自由度 p の質量
m_r	r 次モードのモード質量
M	モード数
MOF	モーダルオーバーラップ係数
n	自然数; モード密度
P_i	要素 i への入力パワー; 要素 i による評価位置での音圧振幅
P_{i_rms}	要素 i による評価位置での音圧振幅の実効値
P_{ij}	要素 i から要素 j への伝達パワー
P_{di}	要素 i における散逸パワー (減衰)
P_i^+	要素 i 内を伝播するパワー

P_{ij}^+	要素 i から要素 j へ透過するパワー
\mathbf{P}	入力パワーベクトル
r_i	要素 i から評価位置までの距離
S_i	要素 i の表面積
t	時間
t_i	要素 i の板厚
$U(x)$	位置 x における振動変位
$U^0(x)$	位置 x における振動変位の振幅
\mathbf{v}_{input}	加振点の速度ベクトル
v_i	要素 i の速度
W_i	要素 i の音響パワー
x	位置

第 1 章

緒論

1.1 本研究の背景

機械構造物から発生する振動騒音は、操縦者や近隣者への精神的負担や健康に影響を及ぼす。輸送機器の場合、この振動騒音は、乗員の快適性や走行沿線の近隣住民に与える環境問題などに関与する重要な評価項目である。中でも自動車は、少人数単位で、積載物を伴いながら自在に移動できる手段として広く普及しており、利用者が多いことから必然的に静粛性に対する要求値も高くなっている。

自動車業界では、近年の地球温暖化に伴い、CO₂排出規制が厳しくなっていることから^[1.1]、エンジン車の代替として、電気自動車やハイブリッド車が大幅に普及してきている。そうしたタイプの自動車は、大きな騒音源であるエンジンを持たない（もしくは走行シーンによって動かさない）ため、エンジン車に比べ静粛性に優れており、その静粛性が一つの付加価値となっている^[1.2]。ただし、従来、エンジン騒音によって隠れていた空力騒音やロードノイズが目立つようになり、もぐら叩きのように、これらの騒音の低減がより一層求められ、技術開発がさかんに行われている^{[1.3][1.4]}。

一方、図 1.1 に示すような、HVAC（室内空調ユニット）や電動コンプレッサー、GDI（ガソリン直噴用）高圧ポンプなどのコンポーネント製品による騒音も、車室内において乗員が感じる騒音に寄与している^{[1.5][1.6]}。さらには、電気自動車やハイブリッド車な

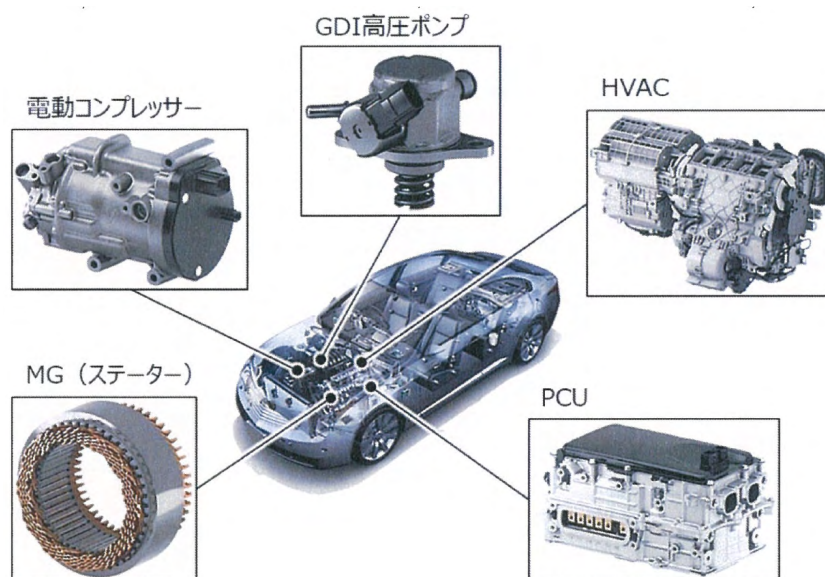


図 1.1 車室内騒音に関わる代表的なコンポーネント製品
(株式会社デンソーHP より引用し編集：https://www.denso.com/jp/ja/)

らではの駆動系コンポーネント製品である MG (モータージェネレーター) や、PCU (パワーコントロールユニット) など、騒音発生の新たな要因となっている。MG では、モーター回転数に同期した周波数 (数百 Hz～数 kHz) で電磁騒音が発生し、PCU では、昇圧時や DC/AC 変換時に、キャリア周波数の基本周波数やその高調波の周波数 (数 kHz～十数 kHz) でスイッチングノイズが問題視されることがある^[17]。

コンポーネント製品が加振源となり発生する振動騒音は、空気伝播音と固体伝播音に大別される。空気伝播音は、コンポーネント内の励振機構を有する部品において発生した振動が、ハウジングなどの、表面積が相対的に大きく空気を揺らしやすい部品に伝播することで生じる。一方、固体伝播音は、同じくコンポーネント内の励振機構を有する部品において発生した振動が、コンポーネントと車体をつなぐブラケットやフランジなどを介して車体に伝播し、主に車体パネルが空気を揺らすことにより生じる。いずれの伝播音の発生経路も、励振機構を有する加振系、振動を伝える伝達系、固体の振動を空気の振動、すなわち音に変換する放射系のように、源、伝達、放射に分類できる。

三つの系それぞれにおける、振動騒音低減のための設計方針は、加振系では衝突力や電磁力などの加振力がそもそも働きにくい仕組みにすること、伝達系では放射系に振動が伝わりにくくなるように、伝播特性を低く抑えられる構造とすること、放射系では振動から音に変換されにくくなるよう、表面積や形状に配慮すること、と考えられる。しかしながら、コンポーネント製品設計における実情を鑑みると、加振系は製品の主機能に直結することが多く、加振力を抑制する機構とすることが困難な場合や、限られた製品、限られた作動条件における特殊解になりがちである。また、放射系では音の放射抑制を考えなければならない範囲が広く (特に固体伝播音では車体全体)、大規模な設計変更の割に騒音低減効果が得にくい傾向にある。以上のことから、汎用的かつ効果的にコンポーネント製品の振動騒音を低減できる設計法を考えるには、空気伝播音では伝達系および放射系、固体伝播音では伝達系に取り組むことが有効であると考えられる。

これまでも、伝達系・放射系における振動騒音低減の取り組みはさかんに行われており、ここでは代表としてモード解析、波動解析、SEA (Statistical Energy Analysis, 統計的エネルギー解析法) に言及する。振動騒音問題は、加振系の周波数成分と伝達系の固有周波数が一致することで起きる共振が原因であることが多い。これに対し、固有周波数を推定し、固有モードを分析することで加振周波数から固有周波数をずらすなどの共

振防止の検討が可能なモード解析が広く普及している^[1.8]。モード解析には、実物に対する実験によるモード解析と、FEM (Finite Element Method, 有限要素法) を用いた数値計算によるモード解析がある。また、固有モードは、構造体内を伝播する波同士が重畳することによって生じる定在波である^{[1.9][1.10]}。波動解析では、その定在波の構成要素である一つ一つの波動の伝播を考え、そのうち ray tracing 法では、波動の重畳を行列計算により求める^[1.11]。しかし、適用先が次元はり (もしくはその組み合わせ) に限定され、製品への適用には工夫が必要であることが難点である^[1.12]。また、固有モードが密集する高周波数帯域で有効とされる手法が SEA である^[1.13]。SEA では製品を構成する部品を要素として考え、要素間のエネルギーのやり取りを数値化する^[1.14]。放射系の部品に流入するエネルギーを抑制することで振動騒音低減を狙えるが、位相を考慮しないため、波同士の重畳によって発生する固有モードが必ずしも抑制されない懸念がある。以上の理由から、製品設計の場では、モード解析を活用して振動騒音低減の方策を得るのが一般的となっている^{[1.15][1.16]}。

しかし、モード解析により得られた方策が、実際の製品設計にそのまま適用できるとは限らない。なぜならば、コンポーネント製品設計において満足しなければならない性能は、当然ながら振動騒音だけではないからである。製品に求められる出力 (HVAC であれば、空気の冷却・加熱性能、風量など。GDI 高圧ポンプであれば、燃料の噴射圧、噴射量など) や、車両搭載性を鑑みた体格・重量、品質保証に関わる強度・耐久性、などとの両立が求められる。図 1.2 に例として、現状の GDI 高圧ポンプの設計プロセスを示す。目標とする出力・効率や体格・重量、強度は、構想～詳細設計まででおおむね固まっており、詳細設計以降では維持・確認するのみ、というのが理想である。ところが、振動騒音に関しては、前述したモード解析による分析は詳細な 3D 構造が定まって初めて実施することとなるため、着手するのは詳細設計以降となる。すなわち、モード解析による分析を踏まえて設計変更をしようとする段階では、3D 構造は出力・効率や体格・重量、強度の観点から既に固まっているため、振動騒音のための設計代が残っていない状況に陥るのである。

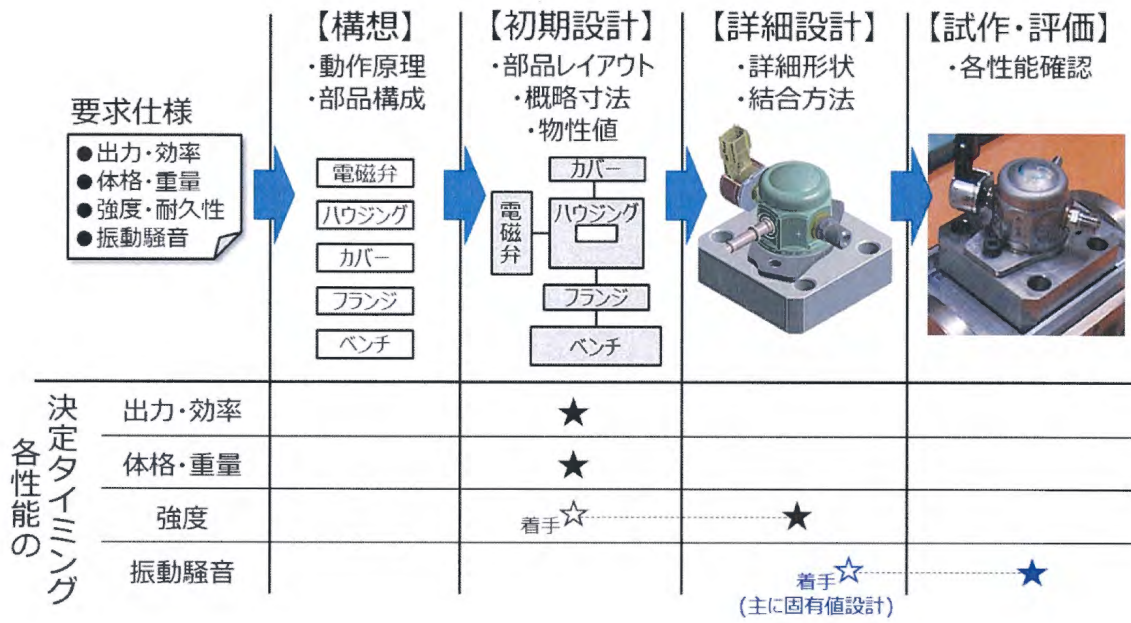


図 1.2 現状の GDI 高圧ポンプの設計プロセス

1.2 本研究で扱う課題

前節で述べた通り、出力・効率や体格・重量、強度といった性能が詳細設計以前におおむね決まるのに対し、モード解析などを用いた振動騒音の設計が詳細設計以降に着手されることから、振動騒音低減のための方策が得られたとしても、その方策を反映させる設計変更がしにくくなっているのが現状である。このような状況を好転させるためには、振動騒音の設計を詳細設計以前にフロントローディングし、出力・効率や体格・重量、強度といった他の性能と振動騒音を同時期に設計できるようにすることが有効である^[1.17]。すなわち、「振動騒音の初期設計」を行うのである。この振動騒音の初期設計が実現すれば、振動騒音を含めた多性能を横並びで確認しながら、全体最適となる特性を導くことが可能となる。

ここで、振動騒音設計が詳細設計以降になる現状を考える。振動騒音は、加振源から製品各部へ一方向に伝播する波動の第一波が、製品端部において反射を繰り返して、反射波同士が重畳した末に発生する。反射波は振幅と位相を持ち、重畳することで定在波となり、互いに強め合う部位、弱め合う部位が現れる。この強め合う部位が固有モードの腹、弱め合う部位が固有モードの節であり、これらはモード解析で求められる。ここで注目すべきは、モード解析で得られるこれら固有モードの腹、固有モードの節は、製品端部によって反射が起こることで初めて形成される、ということである。すなわち、製品端部がどこに定義されるかが明確になっていることが前提であり、これは製品の詳細構造が決まっていることと同義である。したがって、モード解析を用いた振動騒音の設計が詳細設計以降に行われていることは至極当然である。

以上から、振動騒音を初期設計するためには、製品端部における反射を考慮することなく波動の伝播特性を設計できる手法が必要と考えられる。こうした条件を踏まえたとき、有力候補になる手法として、前述の SEA の一手法である解析 SEA がある。解析 SEA では、部品間の伝播特性である CLF (Coupling Loss Factor, 結合損失率) を設計パラメータとし、各部品が持つ振動エネルギーを制御できる^[1.18]。CLF は、各部品の物性値 (ヤング率, ポアソン比, 密度など) や概略寸法 (長さ, 板厚, 表面積, 体積など), 部品間の結合状態 (結合面積, 透過率など) で定まり、製品の詳細形状を必要としないため、詳細設計以前でも必要な情報が揃う。したがって、解析 SEA は波動の伝播特性を初期

設計する手法として有力な候補といえる。

ただし、解析 SEA の初期設計への適用には課題がある。初期設計では低周波数帯域から高周波数帯域まで広帯域の振動騒音の考慮が期待されるが、解析 SEA を高精度で活用できる周波数帯域は、*MOF* (Modal Overlap Factor, モーダルオーバーラップ係数) が1以上の帯域とされている^[1,19]。一般的に高周波になるほど *MOF* は大きくなるため、ある周波数を境として、その低周波数側では $MOF < 1$ となる。この $MOF < 1$ の低周波数帯域では解析 SEA の精度が低下するとされており、本帯域における解析 SEA を駆使した初期設計の有効性はこれまで確認されていない。したがって、振動騒音の初期設計の課題は、製品端部における反射を考慮することなく波動の伝播を設計でき、かつ広帯域を扱うことのできる手法の確立である。

一方、初期設計のみでは振動騒音の大きさは決定されない。前述の通り、解析 SEA を用いた初期設計では、波動の伝播特性に着目する一方で、製品端部における反射を考慮しない。すなわち、反射波の重畳による固有モードの発生を考慮しないことになるが、振動騒音問題の多くは、加振周波数と固有周波数が重なることによる共振が原因である。よって、伝播特性の初期設計とは別に、共振に手を打つための、「振動騒音の詳細設計」が必要と考えられる。これら初期設計と詳細設計を併せて、本研究では「振動騒音の二段階設計」と呼ぶこととする。

振動騒音の詳細設計にも、初期設計と同様に課題がある。前述の通り、振動騒音の設計には主にモード解析が用いられている。従来、モード解析は与えられた構造の固有周波数や固有モードを求め、製品内で発生する加振力の周波数から固有周波数をずらして共振を回避する設計に活用されている。しかし、開閉弁やギアの歯打ちなどによって発生する加振力は、広帯域にわたる成分を持つため、固有周波数が重ならないようにずらすことは難しく、共振を回避することは困難である。そこで固有周波数をずらすのではなく、共振が起こっても、固有モードによる(空間平均の)振動速度の増幅を抑制する手段が必要となる。ここで、「振動速度」と表現したのは、屈曲振動する板の音響パワーが振動速度の二乗に比例するためである^[1,20]。しかし、このような固有モードによる振動速度を抑制する汎用的な手段についての報告例は見当たらない。したがって、振動騒音の詳細設計の課題は、固有モードによる振動速度を抑制できる設計指針の確立である。

1.3 本研究の目的

前述の背景を踏まえ、本研究では、伝達系・放射系を対象とした振動騒音の二段階設計手法の確立を目的とする。振動騒音の二段階設計は、初期設計と詳細設計から成り、それぞれの課題に対し、本研究では以下を目的とする。

初期設計では、製品端部における反射を考慮することなく波動の伝播特性を設計でき、かつ広帯域を扱うことのできる手法の確立である。手法の有力な候補として、エネルギーの伝播特性を扱う解析 SEA に注目し、解析 SEA を活用した初期設計で懸念される $MOF < 1$ の低周波数帯域における有効性について、検討を行う。

詳細設計では、固有モードによる振動速度を抑制できる設計指針の確立である。一般によく用いられているモード解析では、従来、与えられた構造の固有周波数を求め、製品内で発生する加振力の周波数から固有周波数をずらす共振回避設計に留まる。これに対し、本論文では、詳細形状を踏まえた実験 SEA に基づくエネルギー伝播の観点から、目的とする放射系部品の振動エネルギーを低減することに着目し、製品内の質量分布を設計することで、固有モードによる振動速度をコントロールすることを検討する。

以上の取り組みの結果、課題を達成することにより、振動騒音の二段階設計手法の確立がなされたとみなす。

なお、本研究では自動車用コンポーネント製品起因で発生する振動騒音を対象として扱うが、適用先を自動車用コンポーネント製品に限定するものではなく、他の分野にも応用可能な基礎的な技術と考えている。例えば自動車本体のサスペンションメンバーやパネル、あるいは同じ輸送機器業界では鉄道や航空機、船舶、他業界では複写機、洗濯機などにおいても、振動騒音の発生機構は本研究における検討と共通する部分があり、応用できると考えられる。

1.4 本論文の構成

本論文は全7章で構成されている。

第1章では、本研究の背景として、自動車用コンポーネント製品の振動騒音を低減するための、振動騒音の初期設計と詳細設計からなる二段階設計の重要性について述べ、本研究の目的が二段階設計の手法確立であることを示した。さらに本論文の構成について述べる。

第2章では、まず波動論の観点から振動騒音の発生機構について説明し、振動騒音の低減のためには、波動の伝播を抑制するか、もしくは共振を抑制することが重要であることを示す。また、波動の伝播を抑制するための初期設計には解析SEAが適しており、解析SEAの概要と課題を示す。次に、共振を抑制するための詳細設計に活用する手法として、固有周波数を設計できるモード解析の概要と課題を示す。

第3章では、解析SEAを用いた全周波数帯域に対応できる初期設計の課題である、 $MOF < 1$ の低周波数帯域における初期設計の有効性について検討を行う。その結果、 $MOF < 1$ の低周波数帯域においても、伝播特性であるCLFを初期設計することにより、波動の第一波により伝播する振動エネルギーを低減できることを明らかにしたことを示す。

第4章では、第3章で課題を達成した、解析SEAを用いた初期設計について、実際の製品であるGDI高圧ポンプを対象に実践する。ポンプは放射部品が多数存在するため、各部品の振動エネルギーを任意の評価点における音響エネルギーに換算する評価式を導出した上で、解析SEAの基礎式と本評価式を用いた初期設計フローを提案する。また、ポンプ模擬試験機を用いた評価検証により、初期設計による結果の妥当性を示す。

第5章では、振動騒音の詳細設計に、エネルギー伝播視点の着想を導入するための前提条件である、低モード密度帯域におけるSEAモデルの適用を検討する。周波数帯域を問わず、SEAモデルが適用可能であるとの結果から、詳細設計にエネルギー伝播視点の着想を導入できることを示す。

第6章では、第5章で詳細設計への適用が可能であることを確認したエネルギー伝播視点の着想から、固有モードによる振動速度を抑制するための理論展開を行い、詳細設計の設計指針および設計フローを提案する。また、その妥当性を検証するため、複数の

平板から構成されるモデルを対象に，振動速度の抑制効果を確認する．

第7章では，本論文で得られた知見を整理し，結論を述べる．また，今後の課題についても言及する．

第 2 章

基礎理論

2.1 はじめに

本章では、まず波動論に基づき、一般的な振動騒音の発生機構について述べる。そして、振動騒音の主な原因である共振によるピークを下げるためには、原理的に、波動伝播を抑制する（全体的に下げる）か、もしくは共振を抑制する（ピークをなだらかにする）、のいずれかであることを明らかにする。

波動伝播を抑制するために行う初期設計において、適した手法として解析 SEA がある。SEA では対象物を有限個の要素の集合体とみなし、要素間における伝達パワーの平衡式に基づいて、各要素の振動エネルギーや ILF (Internal Loss Factor, 内部損失率)、要素間の CLF を求める^{[2.1][2.2]}。特に解析 SEA では、要素内のエネルギー密度が均一に分布し、要素内をエネルギーが伝播する際に要素端部における反射は発生しないという仮定の下、数式のみで振動エネルギーや ILF, CLF を算出できる。ただし、解析 SEA が良好に活用できるのは $MOF \geq 1$ を満足する周波数帯域とされていることから、全周波数帯域への適用を考えると、 $MOF < 1$ の周波数帯域における有効な初期設計手法の確立が課題である。

一方、共振を抑制するために行う詳細設計において、従来よく用いられる手法として固有周波数を設計できるモード解析がある。モード解析では、製品の固有周波数およびモードを把握する。固有周波数と加振周波数が一致する場合、固有周波数を移動させるための構造変更を行う。ただし、開閉弁やギアの歯打ちなどによる広帯域にわたる加振力に対し、構造側の固有周波数を重ならないようにずらすことは難しい。そうした場合、固有モードによる振動速度を抑制する手段が有効となる。こちらは、加振周波数から固有周波数をずらす必要がないため、加振力が広帯域にわたる場合でも振動を抑制できると考えられる。本章では、固有モードによる振動速度を抑制する手段として、特にエネルギー伝播視点による共振抑制の着想を示し、その実現のための課題が、低モード密度帯域における SEA モデルの適用であることを述べる。

2.2 波動論に基づく振動騒音の発生機構

本節では、波動論に基づいて振動騒音の発生機構を示す。おおまかに発生機構について述べると、加振源で発生した波動の第一波が製品内部の任意の点を通り、製品端部で反射することで第二波となって戻ってくる。このような製品端部での反射が繰り返されることによって、第一波～第 K 波までが重畳され、固有モードが形成される。この固有モードによる振幅増幅が原因となり、振動騒音が発生する。以上の発生機構を、数式を用いて以降で説明する。

加振源で発生した波動が、製品内部の任意の点に波及する事象を考える。簡単のため、加振源 O 、製品端部 Y を両端とし、同製品内部の任意の点 X を一次元はりモデル上に示したのが、図 2.1 である。このとき、第一波の波動 Ψ_1 は式 (2.1) で示される^[2,3]。

$$\Psi_1 = \Psi_1^0 \sin(\omega t - kx) \quad (2.1)$$

ここで、 Ψ_1^0 は振幅、 ω は角周波数、 t は加振源 O で第一波が発生してからの時間、 k は波数、 x は加振源 O に対する任意の点 X の位置である。

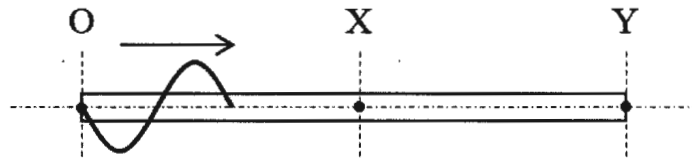


図 2.1 加振源 O で発生した波動が伝播する一次元はりモデル

次に、 Ψ_1 が製品端部 Y で反射し、任意の点 X に戻ってくる第二波の波動 Ψ_2 を考える。製品端部 Y が自由端であると仮定すると、第二波は第一波に対して逆方向に進み、 $x=2L$ で発生した波と等価と考えられるため、 Ψ_2 は式 (2.2) で表される。

$$\Psi_2 = \Psi_2^0 \sin\{\omega t + k(x - 2L)\} \quad (2.2)$$

L は加振源 O から製品端部 Y までの距離である。さらに、 Ψ_2 が加振源 O で反射し、任意の点 X に到達する第三波の波動 Ψ_3 を考える。加振源 O が自由端であると仮定する

と、第三波は第二波に対して逆方向、すなわち第一波と同一方向に進み、 $x = -2L$ で発生した波と等価と考えられるため、 Ψ_3 は式 (2.3) で表される。

$$\Psi_3 = \Psi_3^0 \sin\{\omega t - k(x + 4L)\} \quad (2.3)$$

以上の第一波～第三波の式を踏まえると、 n を自然数とすると、第 $(2n-1)$ 波、第 $(2n)$ 波の波動は、式 (2.4) および (2.5) となると考えられる。

$$\Psi_{2n-1} = \Psi_{2n-1}^0 \sin[\omega t - k\{x + 4(n-1)L\}] \quad (2.4)$$

$$\Psi_{2n} = \Psi_{2n}^0 \sin[\omega t + k\{x - (4n-2)L\}] \quad (2.5)$$

実際に、任意の点 X で観測される振動変位 $U(x)$ は、第一波～第 K 波までが重畳されたものとなるため、式 (2.6) で表される。

$$U(x) = \sum_{i=1}^K \Psi_i = \sum_{i=1}^n (\Psi_{2i-1} + \Psi_{2i}) \quad (2.6)$$

ここで、 K の値によって振動変位の振幅 $U^0(x)$ がどのように変化するかを考察する。図 2.2 に、加振源で振動が発生して間もない $K=1, 2, 4$ の場合と、振動が十分な回数だけ反射された $K=2048$ の場合の、縦波による $U^0(x)$ の周波数特性を示す。ただし、計

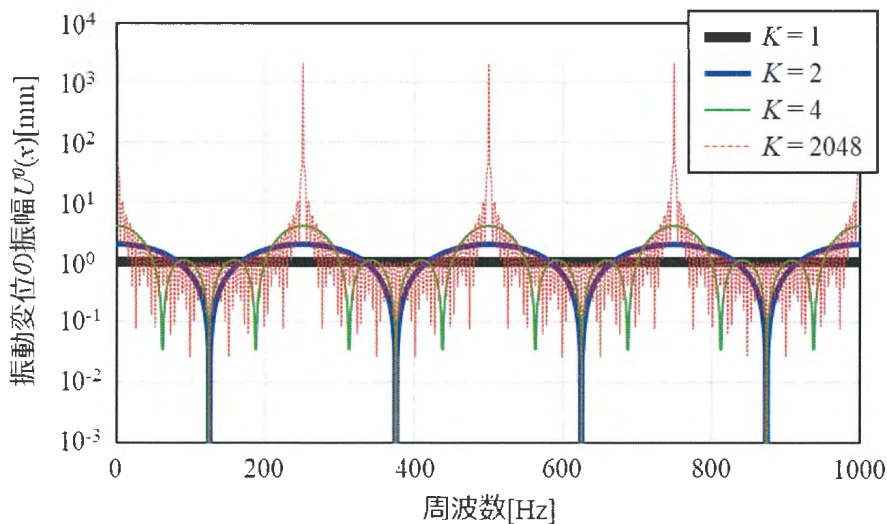


図 2.2 製品端部における反射回数に応じて変化する振動変位の振幅

算に必要な値として、第 n 波の振幅 $\Psi_n^0=1\text{mm}$ 、縦波の伝播速度 $c=5000\text{m/s}$ 、加振源から任意の点 X までの距離 $x=10\text{m}$ 、加振源から製品端部 Y までの距離 $L=20\text{m}$ と仮定した。 $K=1$ のとき、すなわち第一波のみが波及する段階では、いずれの周波数においても $U^0(x)=1\text{mm}$ となっているのに対し、 K が大きくなると特定の周波数において $U^0(x)$ が極端に大きくなったり、極端に小さくなったりしている。これは干渉し合う波同士の位相関係が周波数によって変化し、振幅を強め合ったり、弱め合ったりするからである。特に、波動が十分な回数だけ反射された $K=2048$ の場合に注目すると、 $U^0(x)$ が極端に小さくなる周波数、大きくなる周波数は、 125Hz の倍数で交互に表れていることが分かる。これは式 (2.7) より求まる、縦波によるはりの固有値と一致する^[2.4]。

$$f_n = \frac{nc}{2L} \quad (2.7)$$

$U^0(x)$ が極端に小さくなる周波数、大きくなる周波数が交互に表れる理由は、図 2.3 に示すように、はりの固有モードを低い周波数から一次モード、二次モード…と順に名付けた場合、奇数次モードでは $x=10\text{m}$ の位置がモードの節、偶数次モードではモードの腹になるからである。

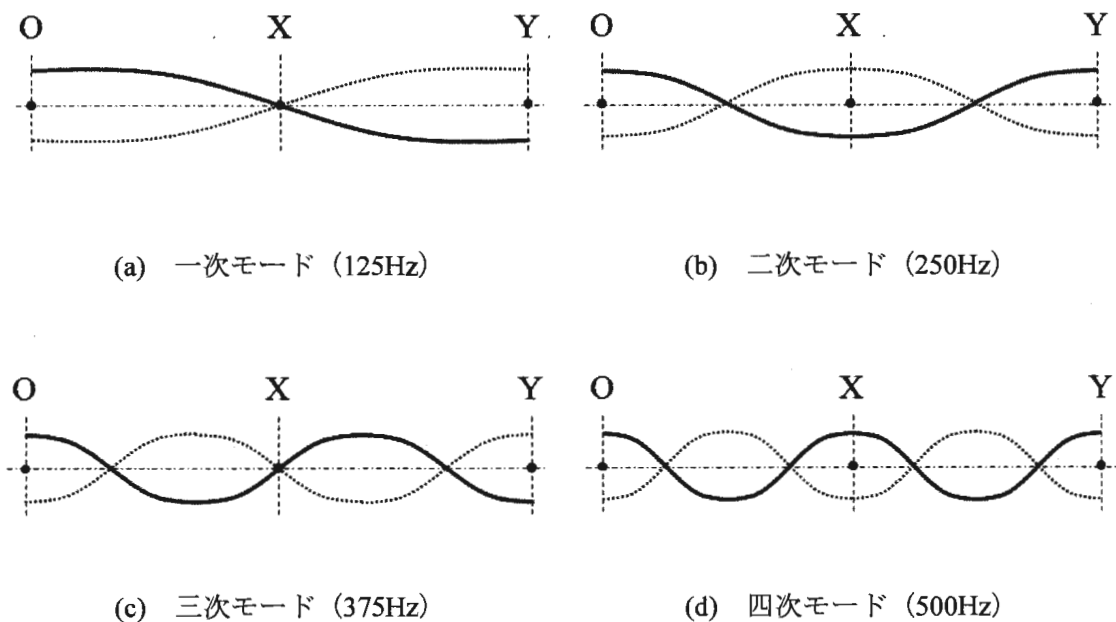


図 2.3 一次元はりモデルの固有モード

振動騒音の問題の多くは、放射系部品がモードの腹となる固有値における共振が原因である。すなわち図 2.2 で言うところの、 $U^0(x)$ が極端に大きくなるピークである。 $U^0(x)$ は式 (2.6) で示した通り、 Ψ_i ($i=1\sim K$) の総和の振幅であり、第 i 波の振幅 Ψ_i^0 と K 個の \sin 項により構成される。 K 個の \sin 項は、波数 k がどのような値を取ろうとも、特定の周波数、特定の位置において互いに一定の大きさまで強め合うため、ピークの大きさには関与しない。よって、ピークの大きさは Ψ_i^0 に依存すると考えられる。

ここまで、簡便のため Ψ_i^0 を定数として扱ってきたが、伝播の過程で発生する時間的・距離的な減衰の影響を受けること、はりを構成する α 個の質点系の質量 m_j 、バネ k_j 、ダンパー c_j ($j=1\sim\alpha$) の影響を受けることから、 Ψ_i^0 は以下の式 (2.8) のように表現できる。

$$\Psi_i^0 = \Psi_i^1(t, x) \cdot \Psi_i^2(x, m_1, m_2, \dots, m_\alpha, k_1, k_2, \dots, k_\alpha, c_1, c_2, \dots, c_\alpha) \quad (2.8)$$

Ψ_i^1 は減衰を表す関数、 Ψ_i^2 は質点系の m_j 、 k_j 、 c_j により次元はり上に生じる振幅の分布を表す関数である。本式から、ピークを下げるためには、 Ψ_i^1 を小さくする＝①波動伝播を抑制する (全体的に下げる)、もしくは Ψ_i^2 を小さくする＝②共振を抑制する (ピークをなだらかにする)、のいずれかとなる。初期設計段階で①を考えるための手法として解析 SEA、詳細設計段階で②を考えるための手法として実験 SEA とモード解析、について次節以降で述べる。

2.3 波動伝播を抑制するための初期設計

前節で、振動騒音の原因となる共振によるピークを下げるためには、①波動伝播を抑制する（全体的に下げる）、もしくは②共振を抑制する（ピークをなだらかにする）、のいずれかとなることを示した。本節では、①で活用する解析 SEA の概要と、解析 SEA を用いた初期設計の課題について述べる。

2.3.1 活用手法：解析 SEA

図 2.4 に示すように、SEA では対象物を有限個（図 2.4 では例として三個）の要素の集合体とみなし、要素間における伝達パワーの平衡式に基づいて、各要素の振動エネルギーを求める。図中の P_i は要素 i への入力パワー、 P_{ij} は要素 i から要素 j への伝達パワー、 P_{di} は要素 i における散逸パワー（減衰）であり、三つのパワーは平衡状態にある。 η_i は要素 i の ILF、 η_{ij} は要素 i から要素 j への CLF であり、 E_i は要素 i の振動エネルギーである。要素数が三個の場合は要素間の伝達パワーの平衡関係として、式 (2.9) が成り立つ。

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{bmatrix} = \omega \begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} + \eta_{13} & -\eta_{21} & -\eta_{31} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23} & -\eta_{32} \\ -\eta_{13} & -\eta_{23} & \eta_3 + \eta_{31} + \eta_{32} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

ここで、 ω は中心角周波数である。式 (2.9) を一般化すると式 (2.10) の SEA 基礎式となる。

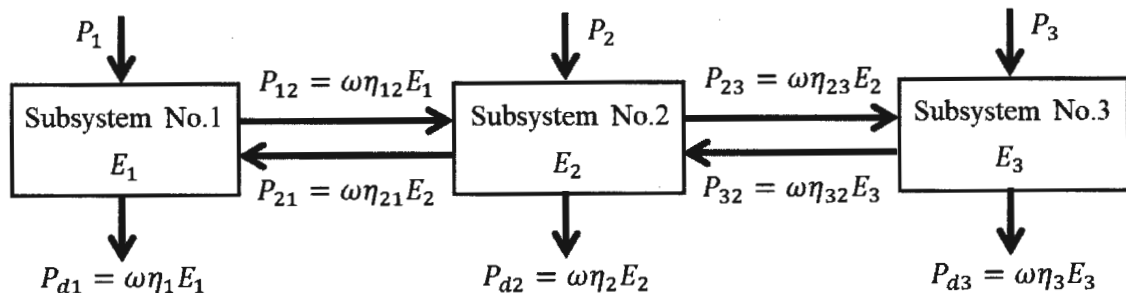


図 2.4 三要素系の SEA モデル

$$\mathbf{P} = \omega \mathbf{L} \mathbf{E} \quad (2.10)$$

ここに、 \mathbf{P} は入力パワーベクトル、 \mathbf{E} は振動エネルギーベクトル、 \mathbf{L} は損失率マトリクスである。

特に、解析 SEA では η_i および η_{ij} を数式で表現する。 η_i は SEA 固有の値ではなく、損失係数と等価、減衰比の2倍と等価である。 η_{ij} については、図 2.5 に示すように、二枚の板要素が結合長さ L で接続された、要素 1 から要素 2 への伝達パワーを考える^[2.5]。ただし、要素内のエネルギー密度は均一に分布し、要素内をエネルギーが伝播する際、要素端部における反射は発生しないと仮定する。

要素 1 内の振動エネルギー密度 e_1^+ は、要素 1 の振動エネルギー E_1 と表面積 S_1 を用いて、式 (2.11) で表される。

$$e_1^+ = \frac{E_1}{S_1} \quad (2.11)$$

さらに、この振動エネルギー密度が、伝播速度 c_1 で、平方角 2π の半分の π の広がりで結合辺に向かって伝播すると考えると、結合部の微小長さ dL に到達するパワー P_1^+ は、式 (2.12) で表せる^[2.6]。

$$P_1^+ = \frac{e_1^+ c_1}{\pi} dL \quad (2.12)$$

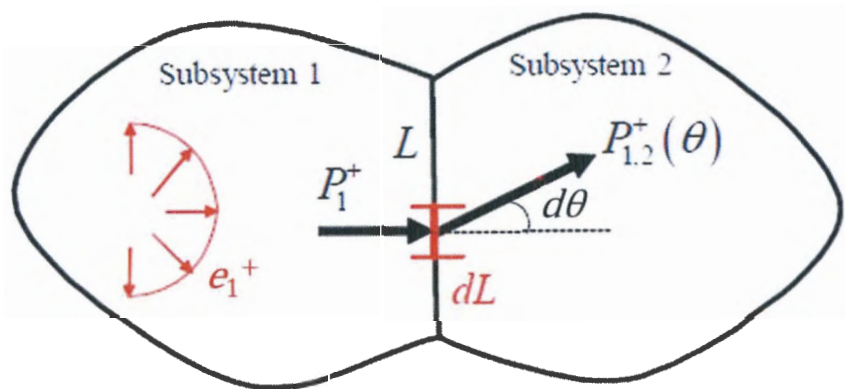


図 2.5 板要素間の結合部における伝達パワー

また、要素 2 に透過するパワー $P_{12}^+(\theta)$ は、屈折角 θ の透過率 $\tau(\theta)$ を用いて式 (2.13) で表せる。

$$P_{12}^+(\theta) = P_1^+ \tau(\theta) \cos\theta \quad (2.13)$$

したがって、要素 1 から 2 への伝達パワー P_{12} は、これを屈折角と結合長さについて積分し、式 (2.14) となる。

$$P_{12} = \int_0^L \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \frac{e_1^+ c_1}{\pi} dL \tau(\theta) \cos\theta d\theta = \frac{e_1^+ c_1}{\pi} L \tau_{12} \quad (2.14)$$

ただし、 τ_{12} は式 (2.15) の通りである。

$$\tau_{12} = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \tau(\theta) \cos\theta d\theta \quad (2.15)$$

ここで、図 2.4 で示した通り、伝達パワーが振動エネルギーに比例して $P_{12} = \omega \eta_{12} E_1$ とすると、式 (2.14) と併せて η_{12} について解くと、式 (2.16) となる。

$$\eta_{12} = \frac{L_{12} \tau_{12}}{\omega \pi S_1} c_1 \quad (2.16)$$

以上より、 η_{12} を数式で表現することができた。

η_{ij} を要素 i と要素 j 間の CLF として η_{ij} と一般化し、曲げ波の場合を考えると、式 (2.17) で表される。

$$\eta_{ij} = \frac{L_{ij} \tau_{ij}}{\omega \pi S_i} c_i = \frac{L_{ij} \tau_{ij}}{\omega \pi S_i} \sqrt{\frac{B_i \omega^2}{dm_i}} \quad (2.17)$$

ここで、 B_i 、 dm_i はそれぞれ要素 i の曲げ剛性、単位面積当たりの質量である。また τ_{ij} は、両端が無限遠に続く一次元はり要素の場合、板厚不連続部における曲げ波の透過率は式 (2.18) で表される。

$$\tau_{ij} = \left(\frac{\Delta^{-\frac{5}{4}} + \Delta^{-\frac{3}{4}} + \Delta^{\frac{3}{4}} + \Delta^{\frac{5}{4}}}{\frac{\Delta^{-2}}{2} + \Delta^{-\frac{1}{2}} + 1 + \Delta^{\frac{1}{2}} + \frac{\Delta^2}{2}} \right)^2 \quad (2.18)$$

ここで、 $\Delta = t_j/t_i$ 、 t_i は要素 i の板厚である。一次元はり要素では板厚不連続部は点結合していると捉えられ、点と見なされる結合領域内では、入射角は一樣である。一方、本論文で後ほど扱う二次元板要素では、板厚不連続部は線結合になる。結合線に沿って入射角は変化し得るが、入射角が一樣と仮定すると、一次元はり要素の透過率と一致する。本論文ではこの仮定の下で、式 (2.18) により求めた τ_{ij} を活用する。

初期設計において、設計パラメータとなる部品レイアウト、材質、概略寸法を決める際、未知数は P_i および E_i である。 P_i をある一定値（例えば単位入力 1W）に固定すれば、 E_i は要素間のパワー平衡式から一意に求まる。初期設計ではこの E_i を目的関数とし、設計パラメータの適合解を探索し、決定することが可能である。

2.3.2 課題

ここでは解析 SEA を用いた初期設計が有する課題に言及する。第1章で述べた通り、解析 SEA を良好に活用できる周波数帯域は、 $MOF \geq 1$ の帯域とされている^[27]。 MOF は以下の式 (2.19) で示される。

$$MOF = \frac{1}{M} \sum_k^M \frac{\omega_k \eta_k}{\Delta \omega_k} \approx \frac{\omega \eta}{\Delta \omega} = n \omega \eta \quad (2.19)$$

ここで M はモード数、添え字 k は k 番目のモードを示し、 ω は角周波数、 η は損失係数、 $\Delta \omega$ は固有角周波数間隔、 n はモード密度である。 n や η が周波数によらず一定と考えると、高周波数になるほど ω が大きくなるため、高周波数になるほど MOF は大きくなる。したがって任意の構造物の高周波数側には $MOF \geq 1$ となる周波数帯域が存在し、ある周波数を境として、その低周波数側では $MOF < 1$ となる。この $MOF < 1$ となる周波数帯域では、解析 SEA を活用した初期設計の有効性はこれまで確認されていない。そこで本論文では、 $MOF < 1$ となる周波数帯域における、解析 SEA を活用した伝播特性の初期設計の有効性について、第3章で検討する。

2.4 共振を抑制するための詳細設計

2.2 節で、振動騒音の原因となる共振によるピークを下げるためには、①波動伝播を抑制する（全体的に下げる）、もしくは②共振を抑制する（ピークをなだらかにする）、のいずれかとなることを示した。本節では、②において固有周波数を設計するために活用するモード解析の概要について説明する。さらに、加振力が広帯域にわたって発生する際に重要である、固有モードによる振動速度を抑制するための、エネルギー伝播視点による共振抑制の着想と、その実現のための課題について述べる。

2.4.1 活用手法：モード解析

FEM によるモード解析を活用した詳細設計の流れの例を図 2.6 に示す。まず、製品に発生する加振力の周波数を特定する。加振部品の励振機構から推定するのも良いし、実験的に測定しても良い。次にモード解析を行い、製品の固有周波数およびモードを把握する。固有周波数と加振周波数が一致する場合、固有周波数を移動させるための構造変更が必要になる。ここで、 r 次モードの固有周波数 f_r は式 (2.20) で表される。

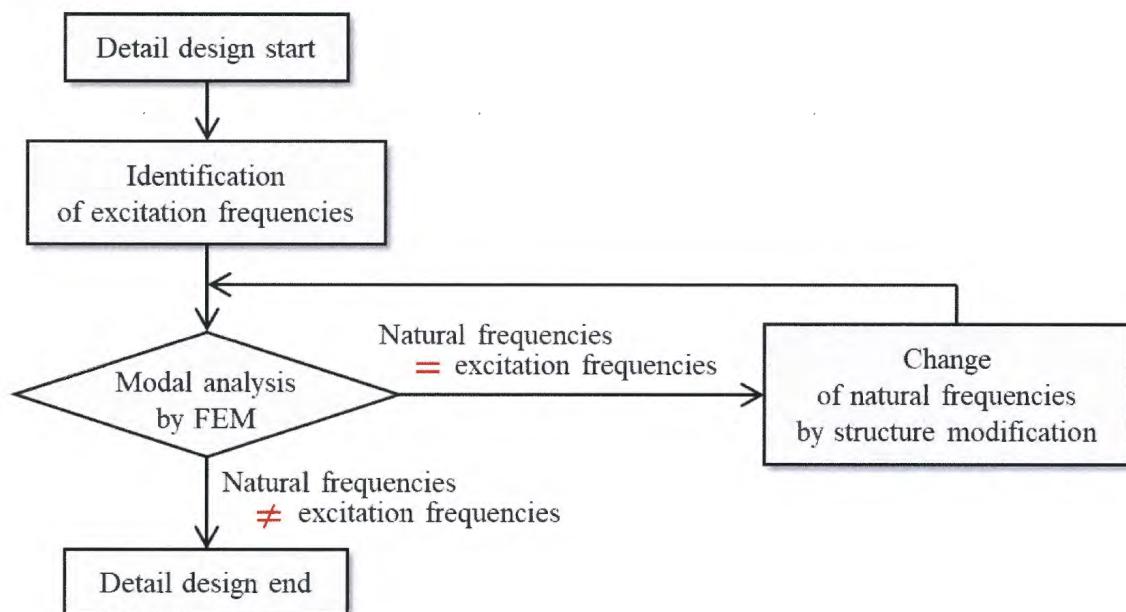


図 2.6 FEM によるモード解析を用いた詳細設計のフロー

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_r}{m_r}} \quad (2.20)$$

m_r, k_r はそれぞれ r 次モードのモード質量, モード剛性であり, 以下の式 (2.21), (2.22) で示される^[2.8].

$$m_r = \{\varphi_{r1} \quad \varphi_{r2} \quad \cdots \quad \varphi_{rn}\} \begin{bmatrix} m_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & m_2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & m_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varphi_{r1} \\ \varphi_{r2} \\ \vdots \\ \varphi_{rn} \end{Bmatrix} = \{\varphi_r\}^T [M] \{\varphi_r\} \quad (2.21)$$

$$k_r = \{\varphi_{r1} \quad \varphi_{r2} \quad \cdots \quad \varphi_{rn}\} \begin{bmatrix} k_1 + k_{12} & -k_{12} & 0 & \cdots & 0 \\ -k_{12} & k_2 + k_{12} + k_{23} & -k_{23} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & k_n + k_{(n-1)n} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varphi_{r1} \\ \varphi_{r2} \\ \vdots \\ \varphi_{rn} \end{Bmatrix} \quad (2.22)$$

$$= \{\varphi_r\}^T [K] \{\varphi_r\}$$

ここに, n は対象構造物が有する自由度の数, φ_{rp} は r 次モードによる自由度 p ($p=1 \sim n$) の変位, m_p は自由度 p の質量, k_p は自由度 p とグラウンド間の剛性, k_{pq} は自由度 p - q 間の剛性である.

式 (2.21) から, 対象構造物の全自由度の質量 Σm_n のうち, r 次モードによる振幅が大きい自由度に重みをつけて積算したものがモード質量 m_r と考えられる. すなわち, モードによる振幅増幅が大きい自由度 (=モードの腹) の質量は, モード質量に対する寄与度が大きい. 一方で, 式 (2.22) から, 自由度間の振幅差 (=ひずみ) が相対的に大きい箇所の剛性は, モード剛性に対する寄与度が大きいと考えられる. したがって, r 次モードの固有周波数 f_r を移動させるための構造変更は, r 次モードの腹の質量もしくはひずみが相対的に大きい箇所の剛性が変わるように行うと効果的と考えられる.

2.4.2 エネルギー伝播視点による共振抑制の着想

共振による放射音を抑制するための手段のうち、理論的に「固有周波数を移動させる」手段を2.4.1項で述べた。しかし、製品内で発生する加振力の周波数から固有周波数をずらすことができない場合、騒音を防ぐことは困難である。

自動車部品における加振力の発生形態は様々ある。モーター回転やエンジン燃焼などによって発生する加振力は、回転数や燃焼周期に基づく基本成分と、その高調波成分で構成される。これに対し、開閉弁やギアの歯打ちなどによって発生する加振力は、図2.7(a)のような瞬時的な力であり、周波数分析を行えば図2.7(b)のような広帯域にわたる成分を持つことが分かる。こうした広帯域にわたる加振力に対し、構造側の固有周波数を重ならないようにずらすことは難しく、共振回避により騒音を低減することは困難である。

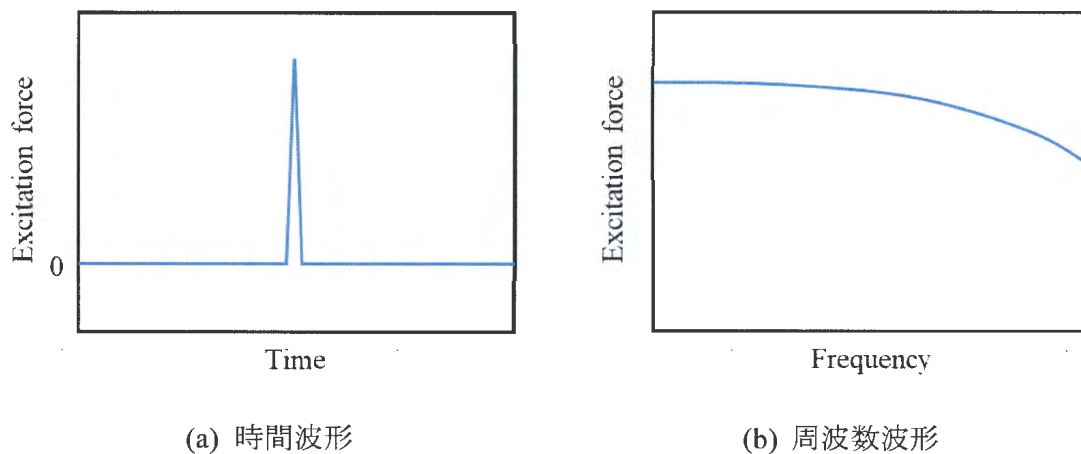


図2.7 開閉弁やギアの歯打ちなどによって発生する瞬時的な加振力

他方、共振による放射音を抑制するためのもう一つの手段として、「固有モードによる振動速度を抑制する」手段がある。こちらは、加振周波数から固有周波数をずらす必要がないため、加振力が広帯域にわたる場合でも騒音を低減できると考えられる。したがって、「固有モードによる振動速度を抑制する」ための、設計手法が求められる。

「固有モードによる振動速度を抑制する」ための設計手法の考案にあたり、以降、エネルギー伝播視点からの着想について述べる。

前述の通り、特にエネルギー伝播に着目する手法として SEA がある。図 2.4 に示した三要素系の SEA モデルを考えると、式 (2.9) のパワー平衡式が成立すると考えると、加振源が要素 1 のみである場合には $P_1 \neq 0$ 、 $P_2 = P_3 = 0$ であり、三要素の ILF が同じ η であるとする、三要素のパワー収支は式 (2.23) となる。

$$E_1 + E_2 + E_3 = \frac{P_1}{\omega\eta} \quad (2.23)$$

P_1 が一定のとき、 ω 、 η は定数であることから、各振動エネルギーの和 $E_1 + E_2 + E_3$ は一定であることが分かる。つまり、「いずれかの振動エネルギーを大きくすると、他の振動エネルギーは小さくなる」ということである。

以上より、共振に対して SEA モデルが適用可能であるとすれば、放射部品からの振動騒音を低減するには、他部品の振動エネルギーを大きくして間接的に放射部品の振動エネルギーを小さくするか、もしくは放射部品の振動エネルギーを直接小さくすることが有効であると考えられる。

2.4.3 課題

ここでは、共振抑制を行う詳細設計が有する課題に言及する。課題は大きく二つある。

一つ目は、共振に対する SEA モデルの適用である。従来、SEA はモード密度の高い周波数帯域での活用が前提とされ、一つ一つのモードが顕在化するようなモード密度の低い周波数帯域や、モードが存在しない周波数帯域では精度が悪化するとされている^[29]。2.4.2 項では、エネルギー伝播視点からの共振抑制の着想について述べたが、SEA モデルが成立する前提の着想である。したがって、各周波数帯域において、共振に対する SEA モデルの適用が課題である。これを第 5 章にて検討する。

二つ目は、放射部品の振動エネルギーを小さくするための設計指針の確立である。各周波数帯域において SEA モデルが適用可能と仮定して、放射部品からの振動騒音を低減するには、前述の通り、放射部品の振動エネルギーを小さくすることが有効と考えられる。ただし、放射部品の振動エネルギーを小さくために、何を設計パラメータとし、どう設計すれば良いかは不明瞭である。したがって、放射部品の振動エネルギーを小さくするための設計指針を確立することが課題である。これを第 6 章にて検討する。

2.5 本章のまとめ

本章では、まず波動論に基づき、一般的な振動騒音の発生機構について述べ、振動騒音の主な原因である共振によるピークを下げるためには、原理的に、波動伝播を抑制する（全体的に下げる）か、もしくは共振を抑制する（ピークをなだらかにする）、のいずれかであることを示した。

また、波動伝播を抑制するために行う初期設計において、適した手法として解析 SEA を示し、その解析 SEA を活用した初期設計の課題を明らかにした。

さらに、共振を抑制するために行う詳細設計において、従来よく用いられる手法として固有周波数を設計できるモード解析を示した。一方で、広帯域にわたる加振力に対応するために、エネルギー伝播視点による共振抑制の着想を示し、その実現のための課題を明らかにした。

以降、第3章・第4章で初期設計の課題達成と実践、第5章・第6章で詳細設計の課題達成と実践に取り組むこととする。

第 3 章

伝播特性の初期設計による

波動伝播の抑制

3.1 はじめに

第2章では、波動伝播を抑制するための初期設計、共振を抑制するための詳細設計それぞれにおける課題を示した。

本章では、初期設計における課題である、製品端部における反射を考慮することなく波動の伝播特性を設計でき、かつ広帯域を扱うことのできる手法の確立に取り組む。手法の有力な候補として、エネルギーの伝播特性を扱う解析 SEA に注目し、解析 SEA を活用した初期設計で懸念される $MOF < 1$ の低周波数帯域における有効性について、検討を行う。

まず、「 $MOF \geq 1$ 」が示す原理的な意味を解き明かし、 MOF による制約と解析 SEA における伝播特性の関係について明らかにする。

次に、加振部品、伝達部品、放射部品を想定した複数の平板から構成される基礎平板モデルを対象に、解析 SEA を活用した初期設計による伝播特性の低減効果を、FEM を用いて検証する。

3.2 解析 SEA の適用制約と伝播特性の関係

解析 SEA を良好に活用できる周波数帯域は $MOF \geq 1$ の帯域とされており^[3.1], $MOF < 1$ の低周波数帯域では解析 SEA を活用した初期設計の有効性は確認されていない. 車体部材の振動音響特性を, 中・高周波数帯域において精度良く評価する手段として解析 SEA を検討した研究例があるが, 適用可能か否かの判断基準として $MOF \geq 1$ を採用しているものの, 具体的な根拠までは踏み込んでいない^[3.2]. また, 三角形や四角形, 五角形などの基本形状の構造体を対象に, 強制振動応答を解析 SEA と FEM によってそれぞれ計算し比較した研究例では, MOF の値が小さい帯域ほど誤差が大きくなる結果が報告されているが^[3.3], なぜ $MOF=1$ を境目とするのか不明瞭である. そこで $MOF \geq 1$ の意味について考察することと, $MOF < 1$ の帯域において, 伝播特性である CLF の設計による波動伝播抑制の可能性について論じる.

まず, 解析 SEA と FEM の結果に相違がある理由について述べる. 2.3.1 項で述べた通り, 解析 SEA では対象物を有限個の要素の集合体とみなし, 要素間における伝達パワーの平衡式に基づいて, 各要素の振動エネルギーを求める. 元来, 伝播する波動は振幅と位相によって表現され, 解析 SEA はエネルギーの伝播に着目するため位相成分を考慮せず, また各要素端部における反射を考えないため, 共振を考慮していない. こうした条件の中で算出される解析 SEA の結果と, 3D モデルを活用した FEM による結果を比較すると, 前述の図 2.2 における $K=1$ と $K=2048$ のような乖離が生じる.

一方で, 共振によるピークの突出量が小さくなる条件が満たされれば, 解析 SEA の結果は FEM に近づく. 前述の MOF の定義式 (2.18) を引用すれば, 一つは, モード密度 n が大きいことである. n が大きいと任意の周波数帯域にピークが密集するため, ピーク間の振幅の落ち込みが小さくなる. その結果, ピークの突出量が小さくなる. もう一つは, 角周波数と損失係数の積 $\omega\eta$ が大きいことである. $\omega\eta$ が大きいと, ピークとその裾野のレベル差が小さくなるため, こちらもピークの突出量が小さくなる. また $\omega\eta$ は半値幅とされ, ピークの頂点から振幅二乗値が半分になる, すなわち 3dB 低下する二点間の周波数幅である.

ここで, $MOF=1$ のときのモード密度 n と半値幅 $\omega\eta$ の関係を図 3.1 に示す. $MOF = n\omega\eta = 1$, つまり $\omega\eta = 1/n$ であるから, ピークとピーク間の裾野の値の差が 3dB となる

ことがわかる。そして、その 3dB の間に解析 SEA の結果が収まる。よって、「 $MOF \geq 1$ 」という条件は、ピークとピーク間の裾野の値の差が 3dB 以内であり、解析 SEA の結果が FEM の結果に対し、誤差 3dB 以内で一致するための条件であると言える。

一方で、初期設計では波動伝播の抑制を目的とし、放射部品に振動が伝わりにくくなるように、伝播特性を設計する。すなわち、ピークの値を精度良く算出する必要はなく、伝播特性を設計することができれば十分なのである。2.3.1 項で示した通り、解析 SEA は CLF という伝播特性によって、第一波の波動によってもたらされる振動エネルギーを求めることができる手法である。ここでいう「第一波」とは、2.3.1 項の図 2.5 に示したように、要素端部の反射を考慮せず、要素間の伝達パワーによって伝播する振動成分を指す。CLF に関して、 MOF の値による周波数帯域の制限はこれまで報告されていない。したがって、 MOF の値に関わらず、CLF の設計により第一波の波動による振動エネルギーを低減できるはずである。そこで、 $MOF < 1$ の帯域における、解析 SEA を活用した初期設計の有効性について、以降検証する。

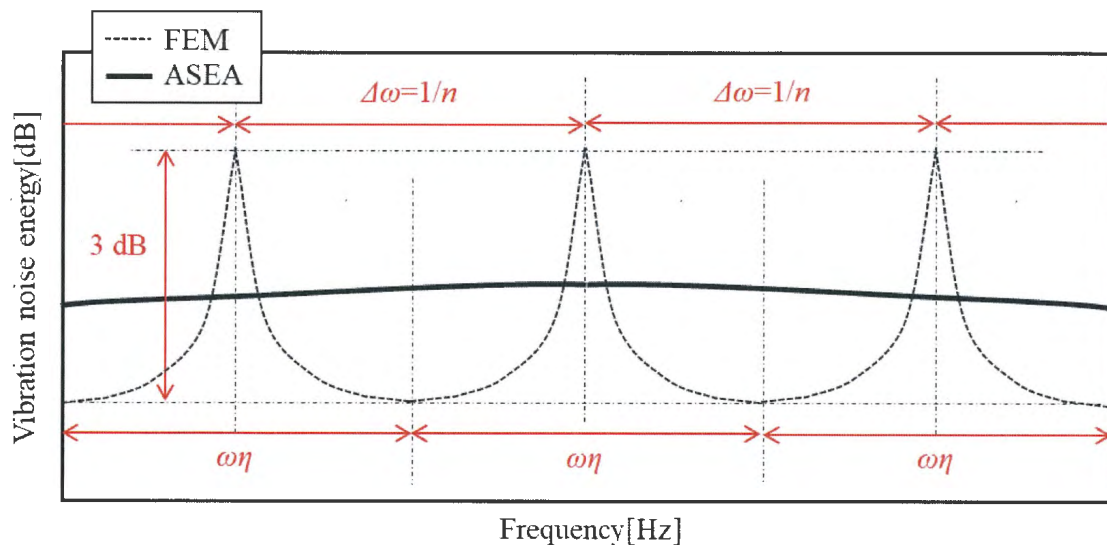


図 3.1 $MOF=1$ の周波数帯における解析 SEA と FEM それぞれにより算出された音振動エネルギーの例

3.3 伝播特性の設計の有効性検証

解析 SEA を活用した初期設計では，加振源から放射源への伝播特性，すなわち CLF を設計し，第一波の波動により放射源が得る振動エネルギーを低減する。

本節では，後述する基礎平板モデルを対象に，解析 SEA による CLF の初期設計の前後で，第一波の波動による振動エネルギーが低減することを，FEM を用いて検証する。FEM でも振動エネルギーの低減が見られた周波数帯域では，解析 SEA による伝播特性の初期設計が有効であると捉える。

3.3.1 検証モデル

図 3.2 に示す，板厚一様 (2mm) である複数の薄板要素から構成される平板モデル (基礎平板モデルと称す) を考える。基礎平板モデルは振動騒音が発生する任意の製品を模擬しており，端部の加振部品 A には機械的な衝撃力が発生するギアや開閉弁，あるいは電磁力が発生するモーター，その他定常入力が発生する部品などが搭載されることにより，入力パワーが与えられることを想定している。一方，他端の放射部品 C は製品のハウジングやカバーなど，他部品を内包することで他部品からの放射音を遮音しつつ，自身は振動騒音を発生させる部品で，伝達部品 B は，加振要素 A と放射部品 C をつなぐ部品を想定している。また全部品の材質は構造用鋼を想定し，物性値は表 3.1 に示す通りである。

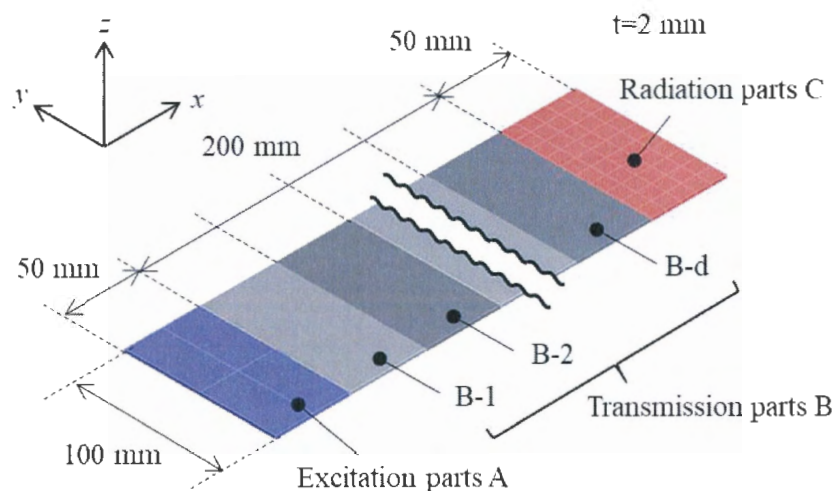


図 3.2 加振部品，伝達部品，放射部品で構成される基礎平板モデル

表 3.1 基礎平板モデルに用いた物性値

Mechanical properties	Value
Young's modulus [GPa]	200
Poisson's ratio [-]	0.3
Density [kg/m ³]	7850
Damping ratio [-]	0.005

この基礎平板モデルについて、解析 SEA による初期設計を実施する。加振部品 A から放射部品 C までの CLF (式 (2.10)) が最小となる設計パラメータの解を探索する。今回、設計パラメータは簡略のため伝達部品 B の板厚のみとし、加振部品 A と放射部品 C は板厚を 2mm に固定する。ここで伝達部品 B は分割部品 B-1~B-d の d 個によって構成されるものとし、平均板厚 2mm を保ちながら各々の板厚を設計する。分割部品の数や分割部品長の違いによる振動低減効果の違いを確認できるように、分割数 $d=2, 4, 8, 16, 40$ の 5 ケースについて初期設計を行う。

また、設計パラメータの適合解を探索するツールとして、Excel2016 (Microsoft 社) のアドインプログラムであるソルバー (遺伝的アルゴリズム) を使用する。初期値として伝達部品 B-1~B-d の各板厚を 2mm に設定し、設計範囲は-50%~+50%、すなわち 1mm~3mm の間で CLF が最小となる伝達部品 B-1~B-d の板厚の組み合わせを探索する。このとき低騒音と軽量の両立を想定して、全部品の合計質量が一定、すなわち平均板厚が一定という制約条件を与える。

以上の条件の初期設計で得られた構造解を、「初期設計モデル」として図 3.3 に示す。いずれの分割数 d についても、最大板厚 3mm と最小板厚 1mm が交互に配置される凸凹構造であることが見て取れる。

ここで、基礎平板モデルおよび初期設計モデルについて、 $MOF=1$ となる周波数を見極めておく。式 (2.10) で示した通り、 MOF を求めるためにはモード密度 n が必要となる。そこで基礎平板モデルを対象に、FEM による固有値解析を行ったところ、0~10kHz までの間にモードは 66 個存在し、0~10kHz のモード密度 n は 6.6×10^{-3} であることが

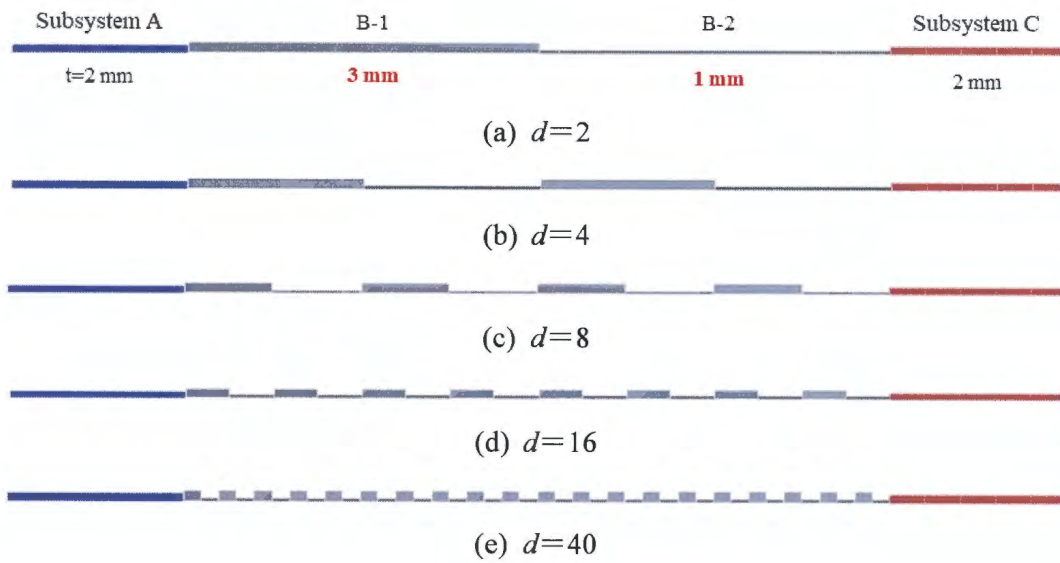


図 3.3 各分割数 d に対応する初期設計モデル

分かった。よって、基礎平板モデルの MOF の周波数特性は図 3.4 で示される。 $MOF=1$ となる周波数は 2411 Hz と見て取れる。同様に各分割数 d の初期設計モデルについても、表 3.2 に示す通り、 $MOF=1$ となる周波数を求めた。これらから、いずれのモデルにおいても 2122 Hz 以下の周波数帯域で、 $MOF < 1$ となることがわかる。

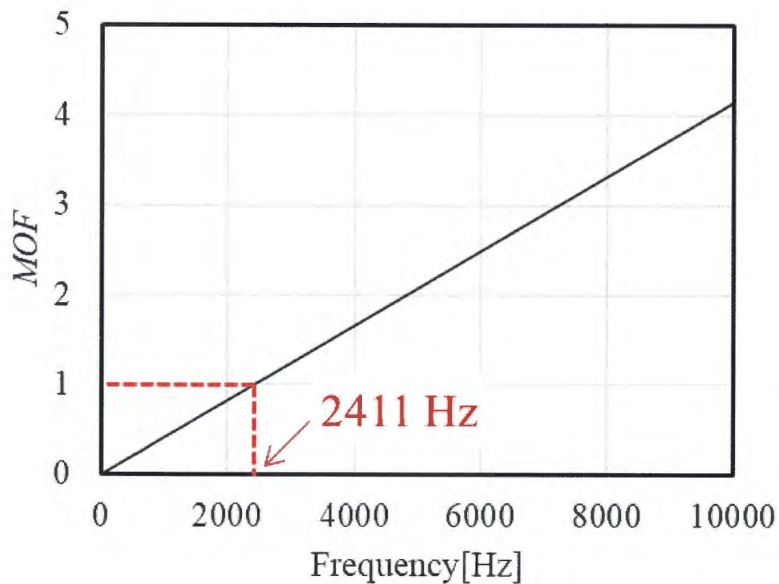


図 3.4 基礎平板モデルにおける MOF の周波数特性

表 3.2 各分割数 d における, $MOF=1$ となる周波数

Division number d	Frequency at which $MOF=1$ [Hz]
2	2122
4	2210
8	2306
16	2306
40	2122

3.3.2 第一波の波動による振動エネルギーの算出方法

まず, 解析 SEA を用いて, 第一波の波動による振動エネルギーを算出する方法について述べる. ここでの振動エネルギーは, 「加振部品 A への単位入力パワーにより, 放射部品 C が得る振動エネルギー (=正規化エネルギー)」である. 解析 SEA における入力パワーと振動エネルギーの関係は, 前述の式 (2.8) ~ (2.11) に示した通りである. これらの式から, 加振部品 A への入力パワー $P_A=1W$ により, 放射部品 C が得る振動エネルギー (=正規化エネルギー) $E_C (=E_C/P_A)$ を求める.

次に, FEM を用いて, 検証モデルの第一波の波動による振動エネルギー, すなわち入力パワーで正規化した振動エネルギーを算出する方法について述べる. 各検証モデルについて, 加振部品 A 中央部に z 方向に加振力 $1N$ を付加する周波数応答解析を, 汎用の有限要素解析ソフトウェア ANSYS 18.2 (ANSYS 社製) により実施する. このとき, 加振部品 A が得る入力パワー P_A は以下の式 (3.1) により求める^[3,4].

$$P_A = \frac{1}{2} \mathbf{F} \cdot \mathbf{v}_{input} \quad (3.1)$$

ここに \mathbf{F} は加振力ベクトル, \mathbf{v}_{input} は加振点の速度ベクトル, \cdot は内積を表す.

他方で, 放射部品 C が得る振動エネルギー E_C は, 空間的な平均振動を捉えられるよ

う、部品内を 5×10 の微小部品に分割し、各微小部品の質量 m_{Ci} と各微小部品の中央点における x, y, z 方向の振動速度 $v_{Cix}, v_{Ciy}, v_{Ciz}$ を用いて下記の式 (3.2) より導出する。

$$E_C \approx \sum_i^{50} \left\{ \frac{1}{2} m_{Ci} (v_{Cix}^2 + v_{Ciy}^2 + v_{Ciz}^2) \right\} \quad (3.2)$$

以上より得られた、加振部品 A が得る入力パワー P_A と放射部品 C が得る振動エネルギー E_C から、正規化エネルギー、すなわち加振部品 A に 1W の入力パワーが加わったときの振動エネルギー E_C / P_A も求める。

3.3.3 検証結果

解析 SEA および FEM それぞれによる、検証モデルの低減効果を定量化するために、加振部品 A への入力パワー P_A 、放射部品 C の振動エネルギー E_C および正規化エネルギー E_C / P_A の周波数特性を求めた。代表として分割数 $d=4$ の例を図 3.5 に示す。なお、入力パワー P_A 、振動エネルギー E_C は解析 SEA と FEM で入力条件が異なり、相対比較できないため、FEM の結果のみを記載している。

まず、解析 SEA の結果に着目する。図 3.5(c) の正規化エネルギー E_C / P_A について、いずれの周波数においても初期設計モデル (initial designed) の値が基礎平板モデル (basic plane) の値を下回っていることが見て取れる。すなわち解析 SEA によれば、全周波数帯域にわたり初期設計によって第一波の波動による振動エネルギーの低減効果が得られると解釈される。

一方、FEM の結果に着目すると、図 3.5(a) の入力パワー P_A 、図 3.5(b) の振動エネルギー E_C 、図 3.5(c) の正規化エネルギー E_C / P_A の値は、基礎平板モデル、初期設計モデルともに、周波数の増減によって大きく変動していることがわかる。そもそも周波数的な平均振動が捉えられていないことから、これらの結果より低減効果を議論することは困難である。それゆえ、従来、解析 SEA を駆使した初期設計の有効性が確認されていなかったと考えられる。

そこで、本論文での工夫として、ピークと裾野のレベル差を故意に小さくし、第一波の波動による振動エネルギーを見極めやすくすることを試みる。具体的には周波数応答

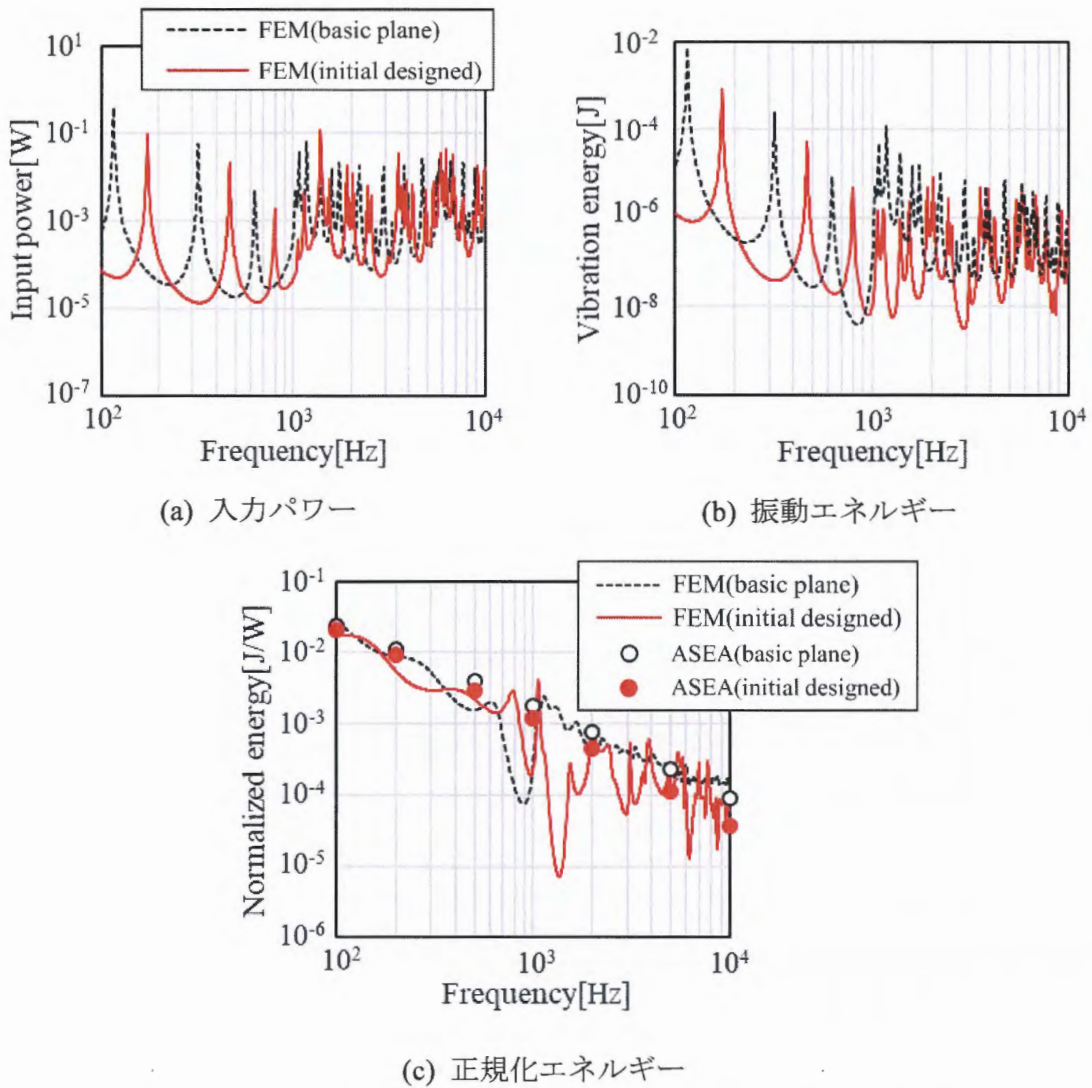


図 3.5 基礎平板モデルと初期設計モデル ($d=4$) の周波数特性

解析で想定する減衰比 ζ を大きくする。減衰比 ζ を大きくすることは、伝播する波動が製品端部において反射する回数を少なくすることを意味し、入射波と反射波の重なりによって発生するピークの突出の抑制を期待できる。

図 3.6 に減衰比 ζ を大きくした場合の初期設計モデル (分割数 $d=4$) における振動エネルギー E_C と正規化エネルギー E_C/P_A を示す。図 3.6(a), (b) とともに、減衰比 ζ が大きくなるにつれ、周波数の増減による変動が小さくなっている。また、減衰比 ζ が 0.15 程度あれば、 $MOF < 1$ の周波数帯域 (図中のハッチング部) においても、周波数の増減による変動をある程度抑制できることがわかる。

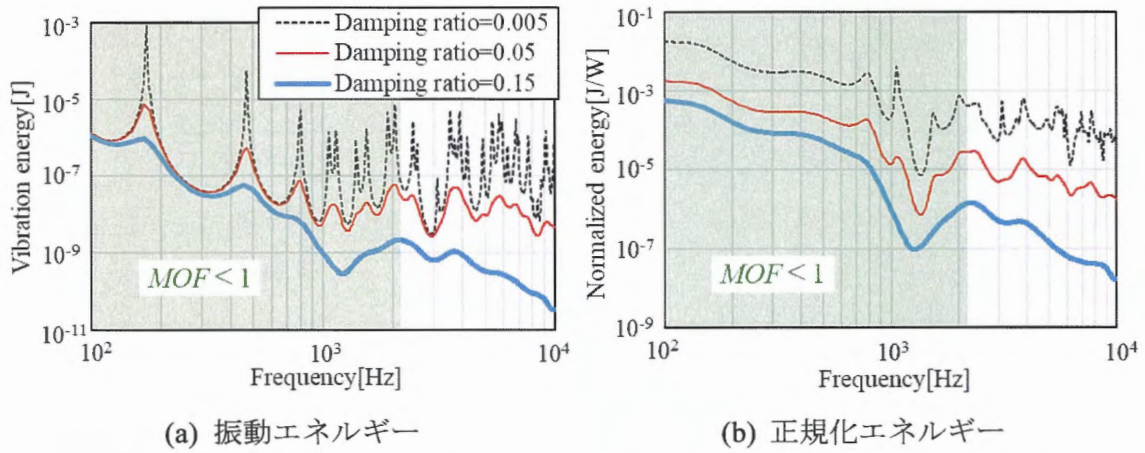


図 3.6 減衰比 $\zeta=0.15$ の初期設計モデル ($d=4$) における周波数特性

そこで、減衰比 $\zeta=0.15$ としたときの、FEM による正規化エネルギー E_C/P_A を、図 3.7 に示す。図中のハッチング部は $MOF < 1$ の周波数帯域である。1000Hz 以上では、基礎平板モデルに対して常に初期設計モデルの正規化エネルギー E_C/P_A が下回っている。よって FEM によっても、 $MOF \geq 1$ の帯域だけでなく、 $MOF < 1$ である 1000~2122Hz において、第一波の波動による振動エネルギーが低減されていることがわかる。

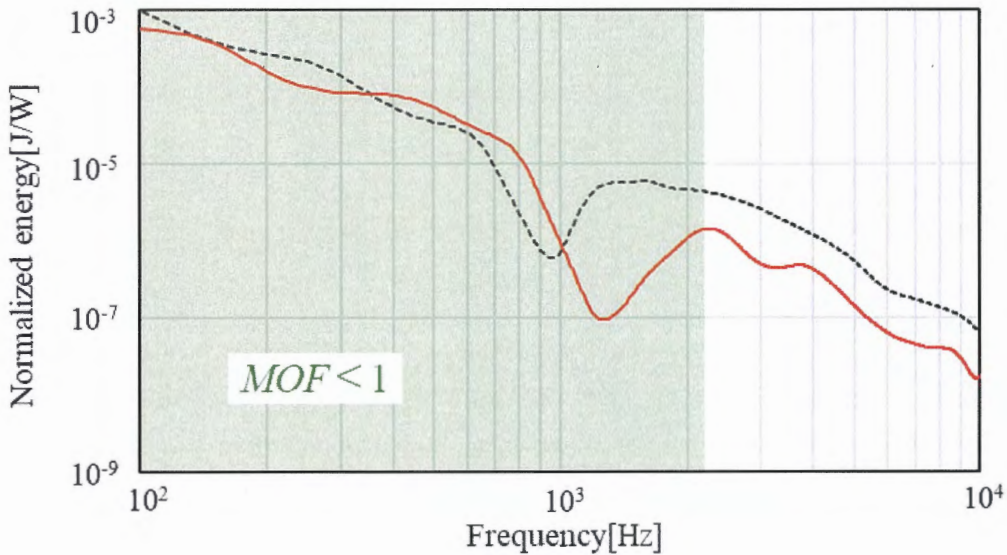


図 3.7 減衰比 $\zeta=0.15$ の基礎平板モデルと初期設計モデル ($d=4$) における正規化エネルギーの周波数特性

$MOF < 1$ の帯域での、第一波の波動による振動エネルギーの低減可否を確認するため、初期設計モデルの分割数 $d=4$ 以外の他の四水準について、減衰比 $\zeta=0.15$ としたときの正規化エネルギー E_C/P_A を求めた。基礎平板モデルと比較する形で、各水準の結果を図 3.8 に示す。図 3.8 には、解析 SEA による結果をプロット点で併記しており、ここで解析 SEA には ILF である $\eta_i = \text{減衰比 } \zeta \times 2 = 0.3$ を用いた。

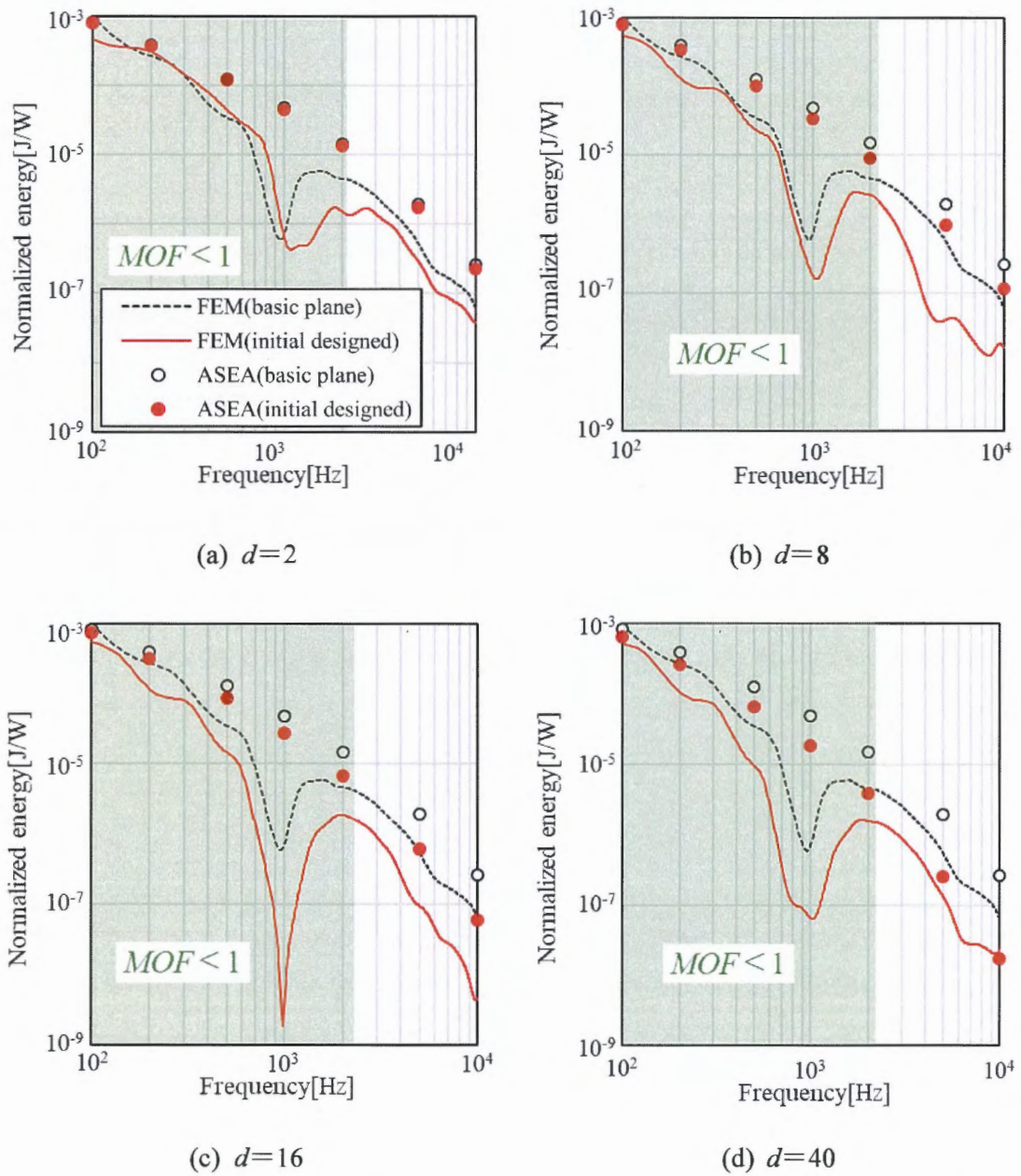


図 3.8 減衰比 $\zeta=0.15$ の初期設計モデルにおける正規化エネルギーの周波数特性

図 3.8(a)の分割数 $d=2$ の場合、図 3.7 の $d=4$ と同様に、1000Hz 以上において初期設計モデルの正規化エネルギー E_C/P_A が基礎平板モデルを常に下回っていることから、第一波の波動による振動エネルギーが低減されていると言える。一方で、1000Hz 以下における振動エネルギーの低減可否については、分割数 $d \geq 8$ の場合の結果を見ることで明確になる。

図 3.8(b)~(d)の分割数 $d \geq 8$ の場合では、1000Hz 以下においても、常に初期設計モデルの正規化エネルギー E_C/P_A が基礎平板モデルを下回る。これは、解析 SEA の計算において、分割数 d が大きくなると両モデル間の伝播特性の差が大きくなることから説明がつく。分割数 d が大きくなると、初期設計モデルにおける板厚 3mm と 1mm の分割部品の数が増え、板厚不連続部の数が多くなる。すると式 (2.10), (2.11) より、透過率ないし CLF が相対的に低下する箇所が増えるため、初期設計モデルの伝播特性が低下する。これは図 3.8(a)~(d)に示すそれぞれの d における、解析 SEA による両検証モデルの差を比較すると明らかである。このことから、図 3.8(a)および図 3.7 の分割数 $d \leq 4$ において、両検証モデル間に明確な差を確認できなかったのは、そもそも解析 SEA の計算においても、第一波の波動による振動エネルギーの差が小さかったからであると解釈できる。

以上のことから、解析 SEA を活用した初期設計を行うにあたり、*MOF* の値を問わず、全ての周波数帯域において、伝播特性を設計することで第一波の波動による振動エネルギーの低減が可能であることが示された。

3.4 本章のまとめ

初期設計では、製品端部における反射を考慮することなく、第一波の波動の伝播特性を設計でき、かつ広帯域を扱うことのできる手法の確立が課題である。本章では、手法の有力な候補として、エネルギーの伝播特性を扱う解析 SEA に注目し、解析 SEA を活用した初期設計で懸念される $MOF < 1$ の低周波数帯域における有効性について、検討を行った。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 「 $MOF \geq 1$ 」とは、FEM の結果に対する解析 SEA の誤差が 3dB 以内を満足するための条件に過ぎないことを明らかにした。また、解析 SEA を活用した伝播特性の初期設計を行う目的である、第一波の波動による振動エネルギーの低減が、 MOF の値で制限されないことを明らかにした。
- (2) 加振部品、伝達部品、放射部品を想定した複数の平板から構成される基礎平板モデルを対象に、解析 SEA を活用した伝播特性の初期設計により得られる、第一波の波動による振動エネルギーの低減効果を、FEM を用いて検証した。その結果、 MOF の値に関わらず、振動エネルギーの低減効果が得られることを確認した。したがって、全周波数帯域において、解析 SEA を活用した初期設計は有効であると言える。

第4章

初期設計の実践

4.1 はじめに

本章では、GDI 高圧ポンプを対象に、前章で課題を達成した、解析 SEA による初期設計を実践する。GDI 高圧ポンプは既に量産中の製品であり、現行品の設計パラメータおよび音響エネルギーを現状値として、開発品の設計パラメータおよび音響エネルギーの初期設計を試みる。

まず、複数の放射部品を有する対象物の音響エネルギーを予測するため、各部品の振動エネルギーから音響エネルギーを求める評価式を導出する。

次に、音響エネルギーを初期設計するフローを提案する。

さらに、本章で実践する初期設計の条件と、その条件で得られる設計解を示す。

最後に、実際に試験機を作製し、初期設計の狙い通りに音響エネルギーが変化することを確認することで、伝播抑制効果の検証を行う。

以上により、音響エネルギーを目的関数とした、伝播特性の初期設計手法が確立されたと判断する。

4.2 放射音の考慮

2.3.1 項で示した解析 SEA の理論式を用いれば、各要素の振動エネルギーを求めることができる。任意の評価点における振動騒音を低減するに当たり、主要な音源要素が特定されていて、かつ他の要素の放射音は無視できる条件下では、各要素の振動エネルギーを扱えば十分である。しかし、その他の場合では、特定要素の振動エネルギーを低減したとしても製品全体から放射される音響エネルギーが低減できるとは限らない。したがって、任意の評価点にまで到達する音響エネルギーと、各要素の振動エネルギーをつなぐ関係式が必要となる。各要素 i の振動エネルギーが空気を揺らすことによって音となり、それぞれが評価点へ到達することから、音響エネルギー J は以下の式 (4.1) で表される。

$$J = \sum_i J_i = \sum_i E_i \beta_i \quad (4.1)$$

ここで、 β_i は振動から音への換算係数である^[4.1]。ただし、この音響エネルギー J の式 (4.1) は、各要素の音響エネルギー J_i の単純な総和で表現されていることから、各要素から放射される音波同士の位相関係、各音波成分の評価点への到達時間差による振幅の減衰を考慮しないことに触れておく。位相関係を考慮すれば、音波同士が強め合う周波数、弱め合う周波数が現れるが、周波数平均的な音響エネルギーを扱う初期設計では考慮せずとも良い。また、評価点への到達時間差による減衰について、GDI 高圧ポンプを事例に、製品中の伝播速度を 5000m/s、空気中の伝播速度を 340m/s とし、製品の全長を 0.1m とすると、各部位から放射される音波の到達時間差は、最大でも $0.1/5000 + 0.1/340 \approx 3 \times 10^{-4}$ [s] (すなわち 3kHz のサイン波の 1 周期分) となる。対象とする周波数にもよるが、この程度の到達時間差による振幅の減衰は無視できると考えれば、考慮せずとも良い。以上より、式 (4.1) は初期設計における音響エネルギーの評価式として活用できると考えた。

振動エネルギー E_i は 2.3.1 項で示したが、 β_i についてはこれまで数式化された例は見当たらないため、本節で定式化する。 β_i を定式化するにあたり、図 4.1 のような、要素 i 表面上に存在する点音源を考える。要素 i から距離 r_i の評価点での球面波の音響イン

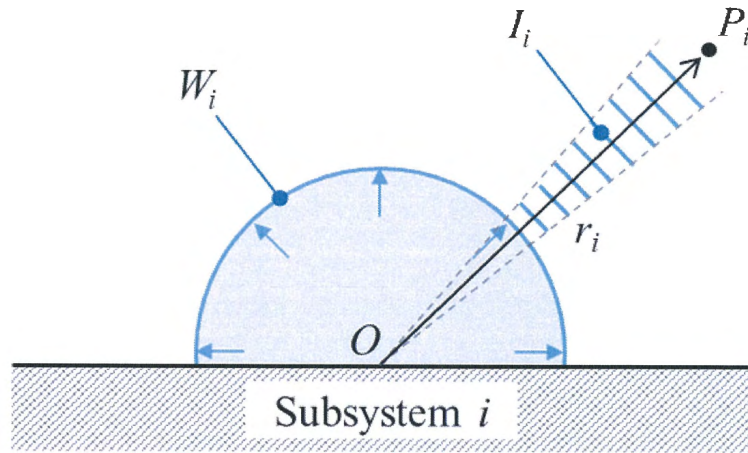


図 4.1 要素 i 表面上の点音源から発生する音響パワーおよび音響インテンシテ

ンシティ I_i は、評価点での音圧振幅を P_i とすれば以下の式 (4.2) で表される。

$$I_i = \frac{P_i^2}{2\rho c} \quad (4.2)$$

ここで、 ρ は空気密度、 c は音速である。また要素 i の音響パワー W_i は、要素 i 上の表面から半球面状に放射される I_i の積分に等しいことから、以下の式 (4.3) で表される。

$$W_i = \frac{4\pi r_i^2}{2} I_i = \frac{\pi r_i^2}{\rho c} P_i^2 \quad (4.3)$$

一方で、 β_i は定義式 (4.1) から以下の式 (4.4) で表される。

$$\beta_i = \frac{P_{i_rms}^2}{E_i} = \frac{P_i^2}{2E_i} \quad (4.4)$$

なお、 P_{i_rms} は音圧の実効値である。式 (4.2)、式 (4.3) について P_i を消去し、 β_i について解くと、式 (4.5) となる。

$$\beta_i = \frac{W_i \rho c}{E_i 2\pi r_i^2} \quad (4.5)$$

ここで、表面積 S_i の板が速度 v_i で屈曲振動をする場合に放射される音響パワー W_i は以下の式 (4.6) で表される^[4.2]。

$$W_i = k_i \rho c v_i^2 S_i \quad (4.6)$$

ただし、 k_i は要素 i の放射効率であり、要素内を伝播する屈曲波の速度が空気中の伝播速度を下回る周波数ではほぼ 0, 等しい周波数 (コインシデンス周波数) で極大値をとり、上回る周波数では 1 に漸近する。同一要素内であっても放射部位による違いが生じるものの、初期設計の段階では詳細形状を考慮した評価は困難である。この放射部位による違いの考慮については今後検討することとし、評価式上で各要素への割り付けは可能とした上で、本論文では $k_i=1$ と置く。また、式 (4.5) と式 (4.6) を用いて β_i について解くと、式 (4.7) となる。

$$\beta_i = \frac{\rho c v_i^2 S_i}{\frac{1}{2} m_i} \frac{\rho c}{2 \pi r_i^2} = \frac{\rho^2 c^2 S_i}{\pi \rho_i V_i} \frac{1}{r_i^2} \quad (4.7)$$

なお、 m_i は要素 i の質量である。これが本論文で導出した放射音を考慮するための換算係数 β_i である。ただし、音響エネルギーの評価点に対し、他の部品が障害物となったり、音の放射方向が評価点に対し反対側であったりするなど、式 (4.7) で示す β_i と乖離する場合が想定される。これらは実際の製部品に適用する上での課題であり、今後の検討が必要となるが、本論文では部品と評価点間の距離 r_i のみを考慮する式 (4.7) に従うものとし、まずは評価点の違いが音響エネルギーに及ぼす影響について明らかにすることとする。

式 (4.1) と式 (4.7) を用いることで、各要素が持つ振動エネルギーから任意の評価点に達する音響エネルギーを求めることができる。各要素が持つ振動エネルギーは 2.3.1 の式 (2.8) ~ (2.11) により、各要素への入力パワーから求めることができる。以上から、式 (2.8) ~ (2.11), 式 (4.1), 式 (4.7) を併せることで、各要素への入力パワーが分かれば音響エネルギーを算出することが可能である。ここで入力パワーは加振要素における加振力と加振点速度の内積であるため、厳密には詳細形状が決まらなると定まらない。しかし、基準とする構造が存在し、構造変更の前後で加振要素の質量を一定とすることで入力パワーが変わらなると仮定すると、相対的な音響エネルギーの変化量を求

めることができる。実際に、加振要素の質量を固定し、伝達要素のエネルギーを設計する例が複数見られる^{[4.3][4.4]}。すなわち、現行品と開発品で入力パワーが変わらないという条件下であれば、現行品と開発品の伝達要素、放射要素の違いによる音響エネルギーの相対値を求めることが可能である。

本節の根幹は、解析 SEA の伝播特性である CLF により求まる振動エネルギーを、評価点との距離や表面積などの初期設計段階で扱う設計パラメータにより表現した換算係数で、音響エネルギーと結び付けたことである。つまり CLF と換算係数 β_i を変数とした、音響エネルギー J の初期設計を可能とした。

4.3 初期設計フローの提案

4.2 節では、解析 SEA の伝播特性である CLF により求まる振動エネルギーを、評価点との距離や表面積などの初期設計段階で扱う設計パラメータにより表現した換算係数で、音響エネルギーと結び付けた。すなわち、CLF と換算係数から、数式のみで音響エネルギーが導出可能となったわけである。

音響エネルギーを目的関数とした最適化計算による初期設計フローを図 4.2 に示す。設計パラメータとして、各部品のヤング率、ポアソン比、密度、損失係数、板厚、表面積、体積、結合面積などを、制約条件の中で繰り返し変更し、音響エネルギーが目標値を満足する設計解を発見したら初期設計完了である。

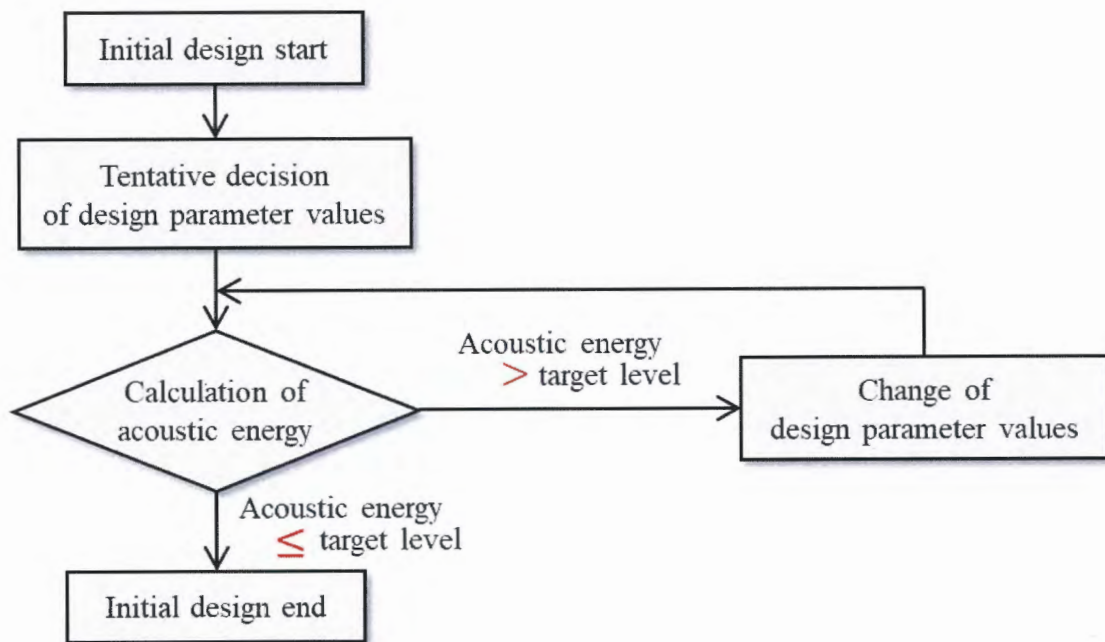


図 4.2 提案する初期設計フロー

4.4 設計条件

音響エネルギーを目的とした初期設計を行うにあたり、本節では対象物、対象物の要素分割方法、目的関数、入力条件、設計パラメータ、制約条件について述べる。

4.4.1 対象物：GDI 高圧ポンプ

GDI 高圧ポンプは自動車において高圧の燃焼室に燃料を直接供給する役割を担っており、燃焼効率の向上により CO₂ 排出量の低減や省燃費化に貢献している。一方でその作動音が問題となることがある。

図 4.3 にポンプの外観を示す。吸入弁から低圧燃料を取込み、吐出弁から高圧燃料を放出する。その際のポンプ内部の動きは、図 4.4 のポンプの断面図を用いて説明する。

吸入弁から取り込まれた燃料は電磁弁を通過してシリンダーヘッド中央の燃料圧縮室に集まる。次に電磁弁が閉じて燃料の逆流を防止すると共に、プランジャが上昇して圧力を高め、ある圧力を超えた瞬間に吐出弁が開き高圧燃料が放出される仕組みである。電磁弁開閉時に部品同士が衝突し、それが加振力となりポンプ各部に振動が伝達し、各部位から音が放射される。このように放射部位が複数あるため、4.2 節で示した放射音の考慮により、各放射部位からの放射音の重畳を考える必要がある。

このポンプについて、加振源である電磁弁の側面からハウジング上面中央までの伝達関数を図 4.5 に示す。いずれの周波数帯域においても、固有モードによるピークと裾野のレベル差が少なくとも 3dB 以上あることから、 $MOF < 1$ であることがわかる。しかし、第 3 章において「解析 SEA を活用した初期設計によって得られる、第一波の波動による振動エネルギーの低減は、 MOF の値で制限されない」と結論付けており、本対象物においても解析 SEA を活用した初期設計は有効であることが期待できる。

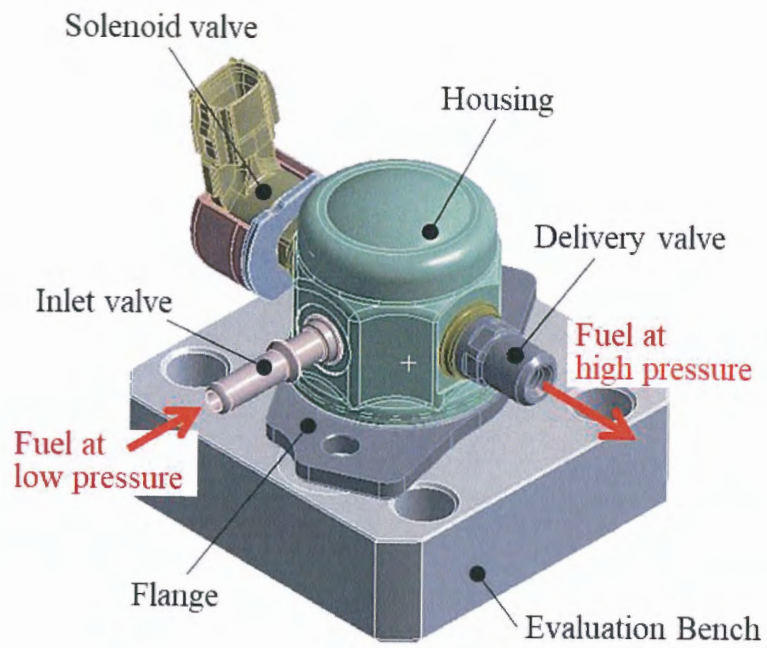


図 4.3 GDI 高圧ポンプの外観

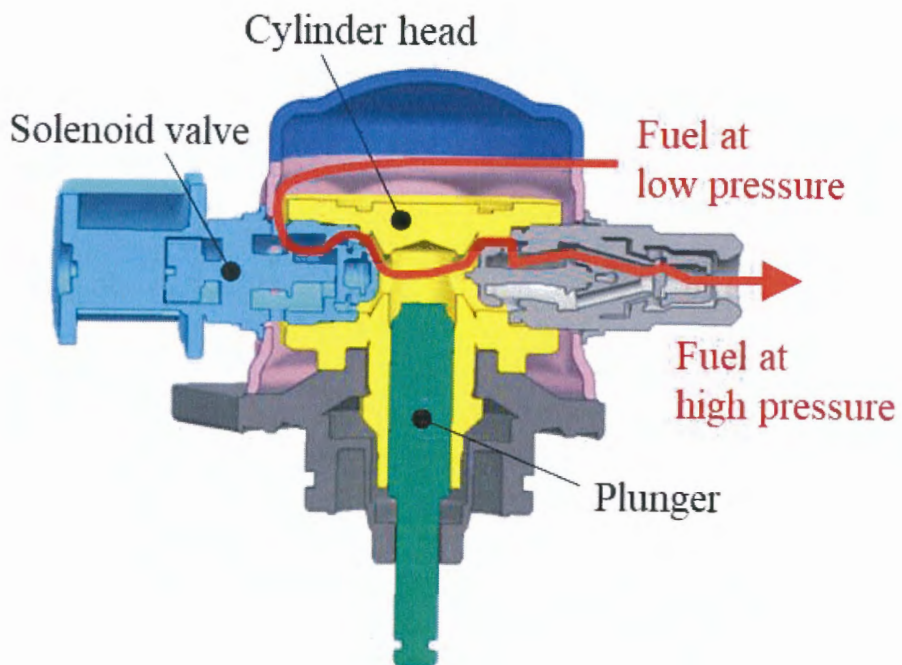


図 4.4 GDI 高圧ポンプの断面図

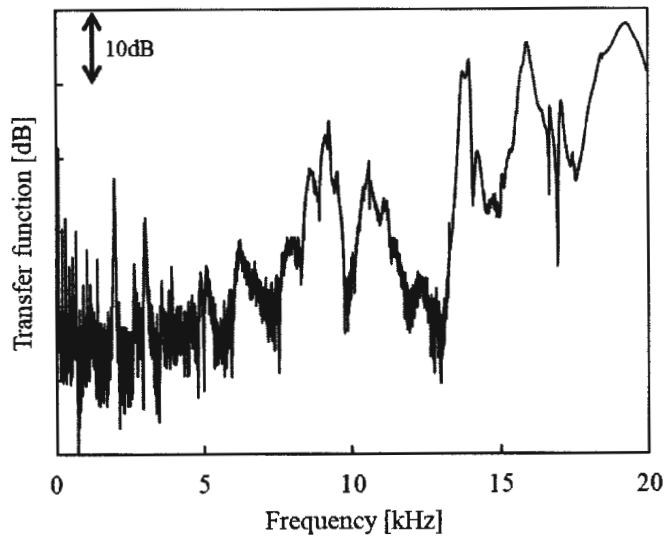


図 4.5 GDI 高圧ポンプの電磁弁からハウジング上面までの伝達関数

4.4.2 要素分割

要素分割は部品ごとの構造変更のしやすさを考え、本論文では図 4.6 に示すように部品の境界で行う。ただし側面が八面体であるハウジングは、各面をそれぞれ 1 要素と考え、計 9 要素の集合体とする。ポンプ全体としては 15 要素である。

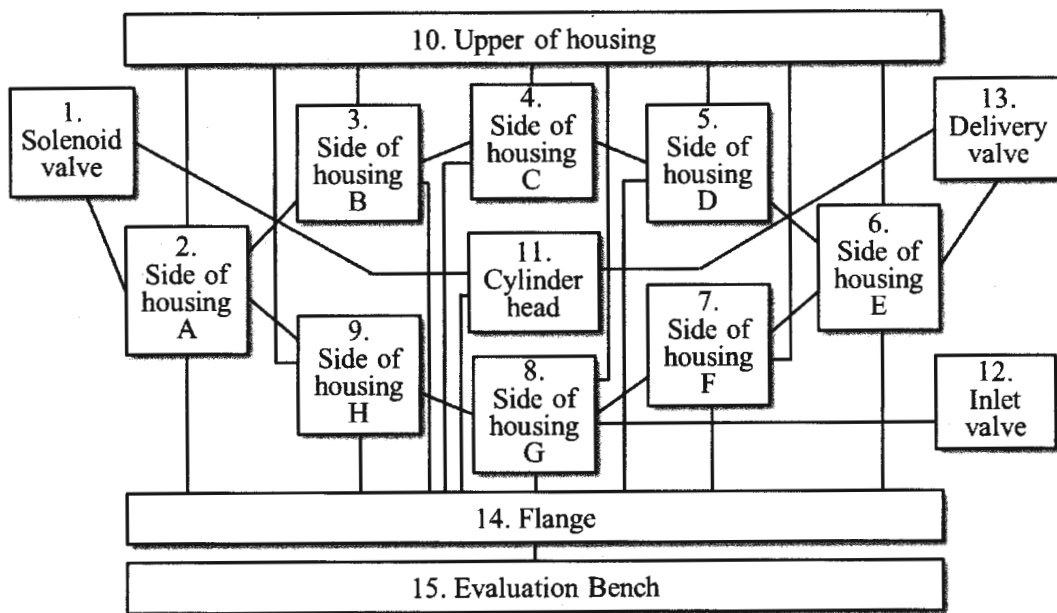


図 4.6 GDI 高圧ポンプの要素分割

4.4.3 目的関数

ハウジング上面から 10mm の位置における音響エネルギーを、目的関数とする。

4.4.4 入力条件

加振源である電磁弁に入力パワー1W を与える。

4.4.5 設計パラメータ

設計パラメータを、現行品の値とともに表 4.1 に示す。本論文では伝播特性である CLF と換算係数のうち、CLF のみを初期設計することとする。そこで、可変の設計パラメータを要素の体積および要素間の結合面積の二つに限定する。体積の変更には表面積と板厚が関与するが、ここでは表面積は一定で、板厚が体積に連動して変化するものとする。

表 4.1 現行品の設計パラメータ値

(a) 要素自体のパラメータ値

Subsystem No.	1	2 to 9	10	11	12	13	14	15
Young's modulus [GPa]	218	226		218	223	197	223	200
Poisson's ratio	0.3							
Density [kg/m ³]	7666	7479		7717	7587	7513	7790	7700
Volume [10 ⁻⁶ m ³]	9.7	1.3	5.6	25	1.2	5.5	30	270
Surface area [10 ⁻⁴ m ²]	37	7.3	29	-	11	25	68	150
Thickness [10 ⁻³ m]	5.0	1.8	2.0	23	1.5	2.5	5.7	32

(b) 要素間結合部のパラメータ値

Joint (Subsystem No. - Subsystem No.)	1 - 2	1 - 11	2 - 3 2 - 4 ⋮ 2 - 9 3 - 1 ⋮ 8 - 9	2 - 10 3 - 10 ⋮ 9 - 10	2 - 14 3 - 14 ⋮ 9 - 14	6 - 13 8 - 12	11 - 13	11 - 14	14 - 15
Joint area [10 ⁻⁵ m ²]	10	34	7.0	2.8	3.8	10	27	62	143

4.4.6 制約条件

制約条件を表 4.2 に示す。製品性能に直結する電磁弁と、実際の製品部品ではない評価ベンチを除き、13 個の要素について設計パラメータである体積および要素間の結合面積を現状値±50%の範囲内で変更可能とする。また、製品重量を維持したまま低騒音を狙うため、全要素の合計質量は一定とする。シリンダーヘッドについてはハウジングやフランジにより封止されていることから、換算係数 β_i を 0 とみなす。

表 4.2 初期設計における制約条件

Related physical quantities	Related subsystems	Constraints
Volume	Solenoid valve, Evaluation bench	Constant
	The other subsystems	-50% to +50% of initial value
Joint area	All subsystems	Constant
Total mass		
Conversion coefficient	Cylinder head	0

4.5 得られた設計解

4.4 節で示した設計条件にしたがい、音響エネルギーの初期設計を行った。得られた音響エネルギーの結果を、現状値と相対比較し図 4.7 に示す。初期設計を行うことで音響エネルギーが低減する仕様にすることができるが、反対に、増大する仕様にすることもできる。初期設計の効果を確認する上で有用であるため、それぞれ「下限値 (Lower limit)」、「上限値 (Upper limit)」として図中に記載している。本論文では透過率 τ_{ij} 、放射効率 k_i 、換算係数 β_i の定式化に種々の仮定を置いていることから、定量的な精度を得ることは困難と考えられる。したがって、定性的に、音響エネルギーが低減する仕様、増大する仕様として捉えることとする。

リバースエンジニアリング的に、音響エネルギーが増減する理屈を理解するために、現状値の場合のパワーフロー（煩雑回避のため数値は割愛し、流れの方向のみを矢印で表示）を図 4.8 に、現状値の場合と比較した下限値の場合の、各要素の体積と結合面積の変化を図 4.9 に示す。

図 4.9 では、現状値の場合に対し、結合面積が大きくなった箇所を赤色太線で、小さくなった箇所を青色破線で表現している。同様に、体積が大きくなった要素を赤色太線で、小さくなった要素を青色破線で表現している。図 4.8 のパワーフローと見比べると、

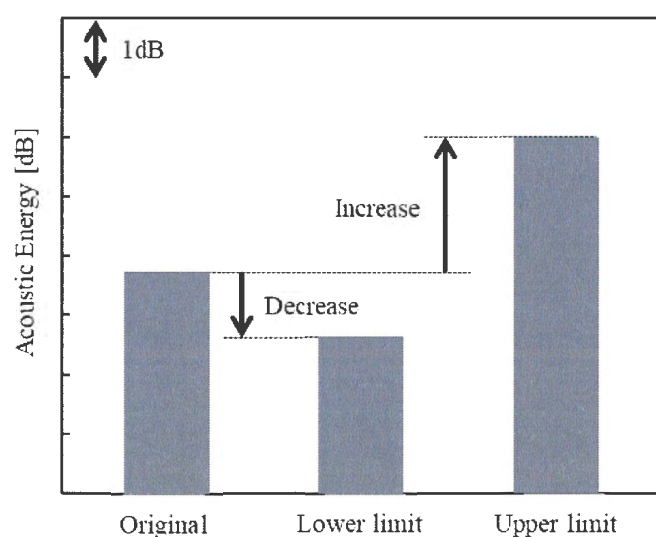


図 4.7 初期設計で求めた音響エネルギーの現状値、下限値、上限値

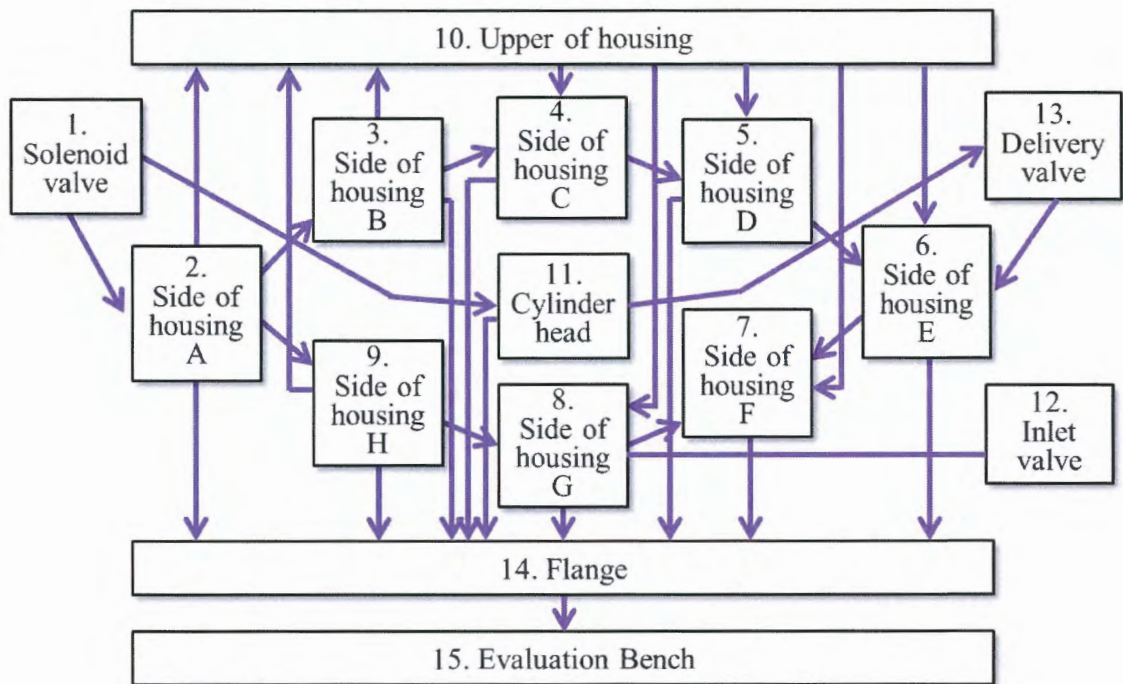


図 4.8 現状値の場合のパワーフロー

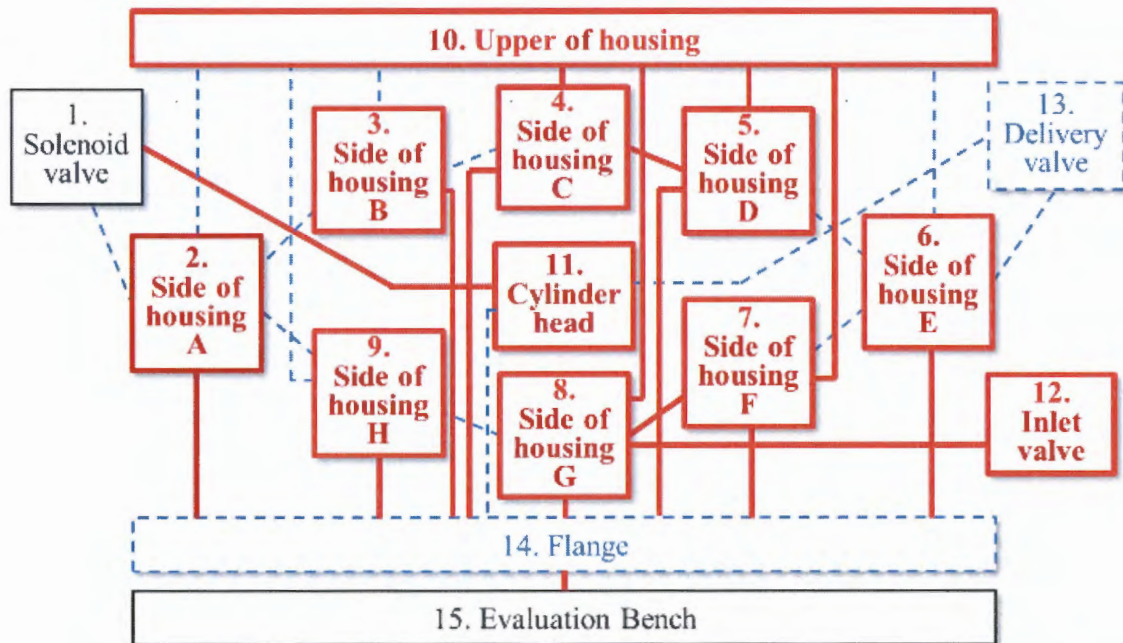


図 4.9 下限値の場合の体積および結合面積の変化

結合面積，体積が増減した箇所の傾向が見えてくる。

結合面積が大きくなった箇所は，シリンダーヘッド（11）や評価ベンチ（15）へ向けて流れている経路で，結合面積が小さくなった箇所は，ハウジング上面（10）へ向けて流れている経路である。シリンダーヘッド（11）はハウジングやフランジ（14）に封止されているため，換算係数 β_i を 0 としており，また評価ベンチ（15）も評価点から遠く，重量も大きいので， β_i はシリンダーヘッドを除く全要素の中で最も小さい。一方，ハウジング上面（10）は評価点から近く， β_i は全要素の中で最も大きい。すなわち， β_i が小さい要素にエネルギーを集め， β_i が大きい要素にはエネルギーを伝えないように適正化されていることが読み取れる。

また体積が大きくなった要素は，多くが評価点から近い，すなわち β_i が大きい要素であり，体積が大きくなることで β_i を小さくしようとする傾向が表れている。

4.6 伝播抑制効果の検証

初期設計で得られた音響エネルギーの現行値、上・下限値について、それぞれに対応する三種類のポンプ模擬試験機を作製・実測し、伝播抑制効果を検証する。ポンプ模擬試験機（現行値）を図 4.10 に示す。これは実際のポンプと同じ要素構成かつ同じ材料物性、同じ結合条件であり、可変の設計パラメータである各要素の体積、要素間の結合面積も同等であるため、検証に用いる上で十分な対象物と考える。音響エネルギーが現状値、上・下限値をとる場合それぞれの設計パラメータ値を反映させ、現行仕様、上・下限仕様を作製した。例として図 4.11 に下限仕様を示す。

上・下限仕様について、図 4.12 に示すように電磁弁を 1N で加振し、ハウジング上面から 10mm の位置で測定した音圧から求めた音響エネルギーの周波数特性を図 4.13 に示す。4.2 節において、音響エネルギーの定式化の際に、放射効率 $k_r=1$ を仮定したが、これが成立するとみなせる周波数帯域を緑色でハッチングしている。この周波数帯域は、各要素の基本寸法から導出したコインシデンス周波数の中で最も高い周波数（吸入弁の 4.1kHz）以上の周波数帯域である。すなわち、すべての要素のコインシデンス周波数以上となる周波数帯域である。

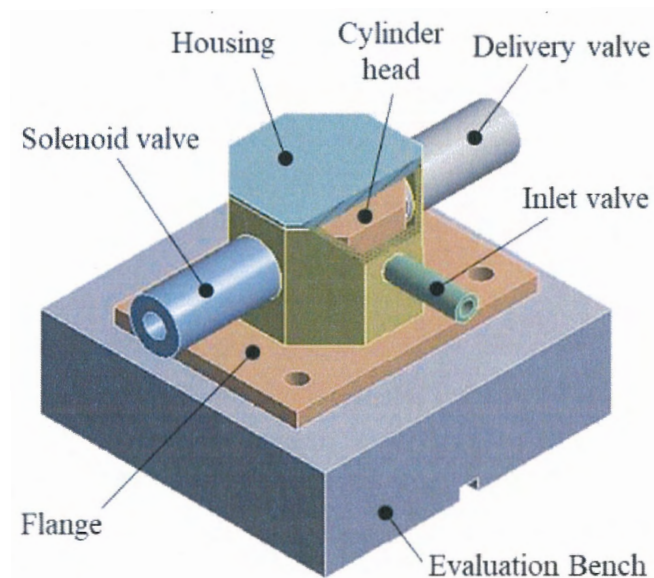


図 4.10 GDI 高圧ポンプと同一の要素，材料物性および結合状態である模擬試験機

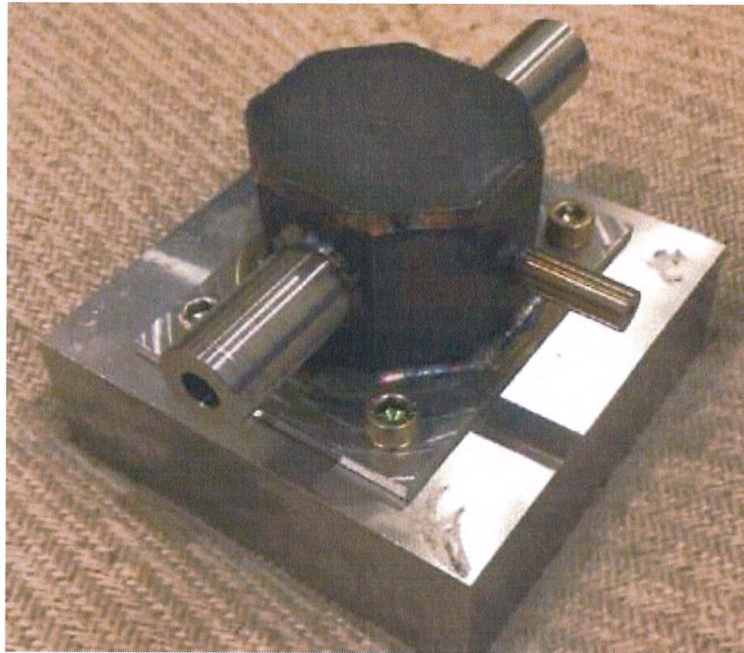


図 4.11 実際のポンプ模擬試験機（下限仕様）

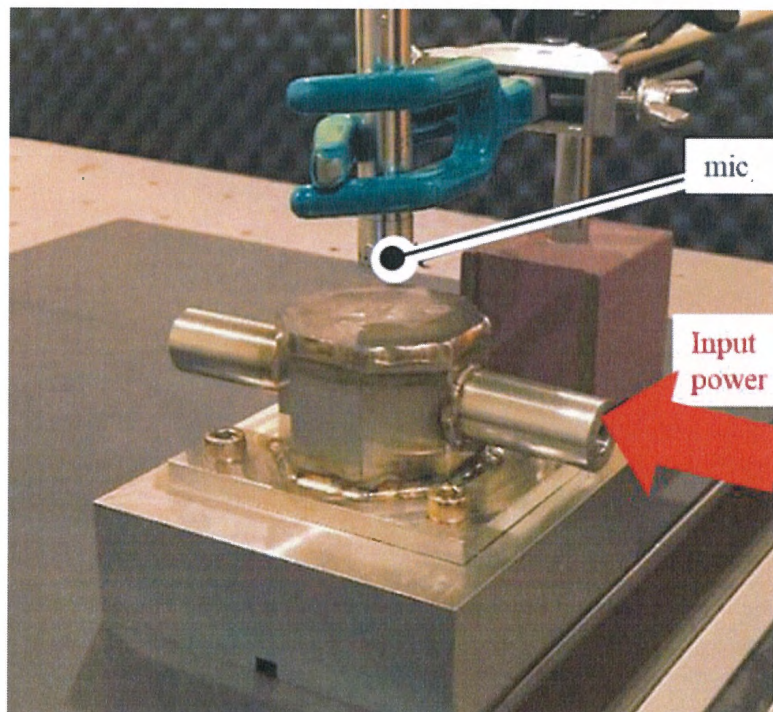


図 4.12 ポンプ模擬試験機に対する加振試験

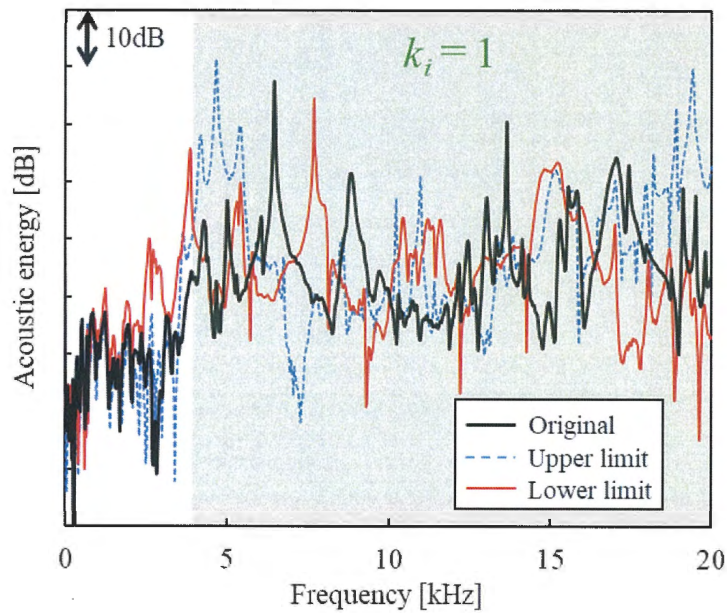


図 4.13 音響エネルギーの周波数特性

共振による振幅の増減によって、上・下限仕様の大小関係が入れ替わっている。前述の通り、初期設計では共振による振幅の増減を考えるのではなく、伝播特性の大小を考える。すなわち、共振による振幅の増減は詳細設計で考えるべきであり、初期設計では周波数平均的な音響エネルギーを考える。周波数平均的な音響エネルギーを求める方法として、全周波数帯域に渡る音響エネルギーの総和であるオーバーオール値を、周波数幅で除する方法をとった。

図 4.14 に、現行仕様、上・下限仕様それぞれの音響エネルギーのオーバーオール値を示す。現行仕様を基準とし、下限仕様は低減し、上限仕様は増大していると判断できる。したがって、音響エネルギーを目的関数とした初期設計の有効性が確認でき、技術確立がなされたと判断する。

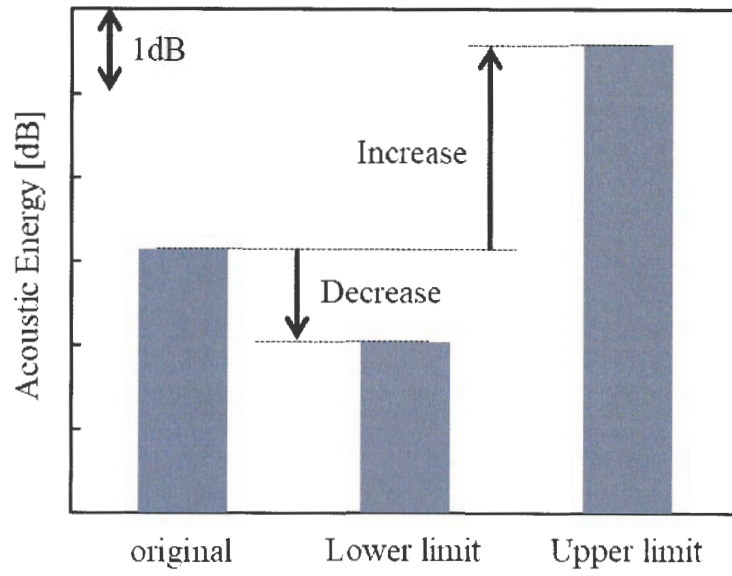


図 4.14 実測した音響エネルギーのオーバーオール値

4.7 本章のまとめ

本章では、GDI 高圧ポンプを対象として、任意の評価点における音響エネルギーを目的関数とした初期設計を実践した。得られた結果は以下の通りである。

- (1) 伝播特性である CLF を設計パラメータとする解析 SEA の基礎式を拡張した、任意の評価点における音響エネルギーの評価式を導出し、音響エネルギーを目的関数とした初期設計フローを提案した。
- (2) GDI 高圧ポンプを対象に初期設計を行い、現行品に対して音響エネルギーを最小化できる下限仕様、最大化できる上限仕様となる設計パラメータの組合せを求めた。
- (3) 伝播抑制効果の検証として、現行仕様、上・下限仕様のポンプ模擬試験機を作製・実測し、実際に周波数平均的な音響エネルギーが低減、増大することを確認した。したがって、音響エネルギーを目的関数とした、伝播特性を初期設計する手法の確立がなされた。

第 5 章

詳細設計への SEA モデルの適用

5.1 はじめに

2.4 節で述べた通り、加振力が広帯域にわたって発生する製品を詳細設計する際には、固有モードによる振動速度を抑制することが必要となる。特に 2.4.2 項に記した、エネルギー伝播視点からの共振抑制の着想では、放射部品からの振動騒音を低減するには、他部品の振動エネルギーを大きくして間接的に放射部品の振動エネルギーを小さくするか、もしくは放射部品の振動エネルギーを直接小さくすることが有効であると考えられる。こうした着想に基づいた詳細設計を後述の第 6 章で実践するが、前提条件として、共振に対して SEA モデルが適用可能であることが求められる、しかし従来、SEA はモード密度の高い周波数帯域でしか活用できず、一つ一つのモードが顕在化するようなモード密度の低い周波数帯域や、モードが存在しない周波数帯域では精度が悪化するとされている^[5.1]。よって、本章では、低モード密度の対象物について、SEA モデルの適用を検討する。

SEA は大きく分けて三種類ある。前述の解析 SEA と、FEM による数値計算を活用した FEM-SEA、実験評価の結果を活用した実験 SEA である^[5.2]。解析 SEA は数式で伝播特性である CLF を求めることができるが、要素内におけるエネルギー密度分布が均一かつ要素端部における反射は起こらないことを仮定する。すなわち、反射波の重畳によって発生する共振は考慮しない。一方、FEM-SEA や実験 SEA は、要素端部における反射を考えるため、共振を考慮する。そこで、本章では共振を考慮する SEA 手法として実験 SEA を採用することとする。

まず、2.3.1 項で示した SEA の基礎式 (2.9) で示される損失率マトリクス L 、すなわち SEA モデルを実験的に定量化する実験 SEA の手法について述べる。

次に、実験 SEA における対象物のモード密度とモデル適用性の関係について示す。モード密度の異なる三種類の構造物を対象に、従来の実験 SEA により得られるモデル精度を確認する。

続いて、モード密度が低い周波数帯域で実験 SEA のモデル精度が低下する原因を探るため、モード密度によって変化する対象物の振動挙動について考察する。

さらに、振動挙動に応じた新たな振動測定手法を採用することで、モデル精度が向上し、低モード密度帯域でも SEA モデルが適用できることを示す。

5.2 実験 SEA におけるモデル同定方法

対象物が実在する場合、加振実験で入力パワーと振動エネルギーを実測して、損失率マトリクス、すなわち SEA モデルを同定できる。この手法は実験 SEA と呼ばれる。損失率マトリクスを構成する各要素の ILF と CLF の算出方法は複数提案されており、ILF と CLF を同時に算出するパワー注入法^[5.3]や、隣接要素だけに着目し CLF を算出する近似的パワー注入法^[5.4]などがある。本研究では近似的パワー注入法に基づいて加振実験を行う。近似的パワー注入法では、任意の要素を加振した際のその要素自身および隣接要素の応答を測定する。これを全要素に対して行い、ILF と CLF を同定する。要素を加振する際、入力パワーを得るために加振力と加振点加速度を測定する。また振動エネルギーを得るために応答点加速度を測定する。各要素の入力パワーおよび振動エネルギーは次式 (5.1), (5.2) で求められる。

$$P_i = \frac{1}{2} \operatorname{Re}[F \times v_{input}] = -\frac{1}{4\pi f} \operatorname{Im}[F \times a_{input}] \quad (5.1)$$

$$E_i = \frac{1}{2} m_i \sum_{k=1}^s \frac{v_k v_k^*}{n} = \frac{m_i}{2\omega^2} \sum_{k=1}^s \frac{a_k a_k^*}{s} \quad (5.2)$$

ここに式 (5.1) の F は加振力ベクトル、 v_{input} は加振点速度ベクトル、 a_{input} は加振点加速度ベクトル、 f は加振周波数を表し、 $\operatorname{Re}[\]$ は実部、 $\operatorname{Im}[\]$ は虚部を示す。また式 (5.2) の m_i は要素 i の質量、 v_k は要素 i 上の k 番目の測定点の速度、 a_k は要素 i 上の k 番目の測定点の加速度、 s は要素あたりの測定点数、 $*$ は共役複素数を示す。

さらに P_i , E_i を用いて、ILF の η_i , CLF の η_{ij} は次式 (5.3), (5.4) で求められる。

$$\eta_i = \frac{1 - \omega \sum_{j \neq i} \left(\frac{\eta_{ij} E_{ii}}{P_i} - \frac{\eta_{ji} E_{ji}}{P_i} \right)}{\omega \frac{E_{ii}}{P_i}} \quad (5.3)$$

$$\eta_{ij} = \frac{\frac{E_{ji}}{P_i}}{\omega \frac{E_{ii}}{P_i} \frac{E_{jj}}{P_j}} \quad (5.4)$$

ここに、 E_{ji} は要素 i を加振したときの要素 j の振動エネルギーを表す。


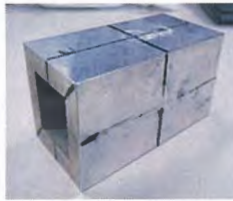
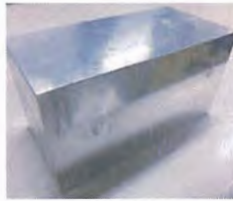
従来、実験 SEA で扱う対象周波数帯域はモード密度が高く、弾性振動が支配的な周波数帯域で実施される例が多く見られる^{[5.5][5.6][5.7]}。とりわけ平板のように、面寸法に対して厚さが薄い対象物は、モード密度が高い周波数領域において面外方向の振動が支配的になる^{[5.8][5.9]}。こうした理由から、実験 SEA における加振点、応答点では面外方向のみの加振、応答が測定される。

一方で、モード密度が低い周波数帯域での活用はほとんど見られない。モード密度が低い周波数帯域では実験 SEA のモデル精度が低下すると報告されており、活用例が乏しい主要因と考えられる。この低モード密度帯域でモデル精度が低下する原因を特定し、この帯域でも高精度の実験 SEA モデルを得られるようにする、すなわち低モード密度帯域においても SEA モデルが適用可能であることを示すのが、本章の狙いである。

5.3 モード密度とモデル適用性の関係

モード密度の高低によりモデル精度がどう変化するか，本節では調査する．表 5.1 に示す，モード密度が異なる三種類の対象物に対し，実験 SEA モデルの構築を行う．各対象物の詳細については 5.3.1 項～5.3.3 項で述べる．

表 5.1 モード密度が異なる三種類の構造物

Modal density	High	Middle	Low
Test Structure			
Designation	L-shaped structure	Hollow structure	Solid-core structure

5.3.1 L 型構造物

一つ目の対象例として，図 5.1(a)に示すような二平面が直交し結合する鋼製の L 型構造物を考える．この L 型構造物を，図 5.1(b)に示すように，たこ糸で懸架することで自由支持とし，図 5.1(c)に示す周波数応答特性を取得した．このとき，加振点，応答点は 500mm×350mm 平面の中央付近に設置した．2 kHz 以下で固有モード数 40 以上，すなわちモード密度が 20 /kHz 以上である．

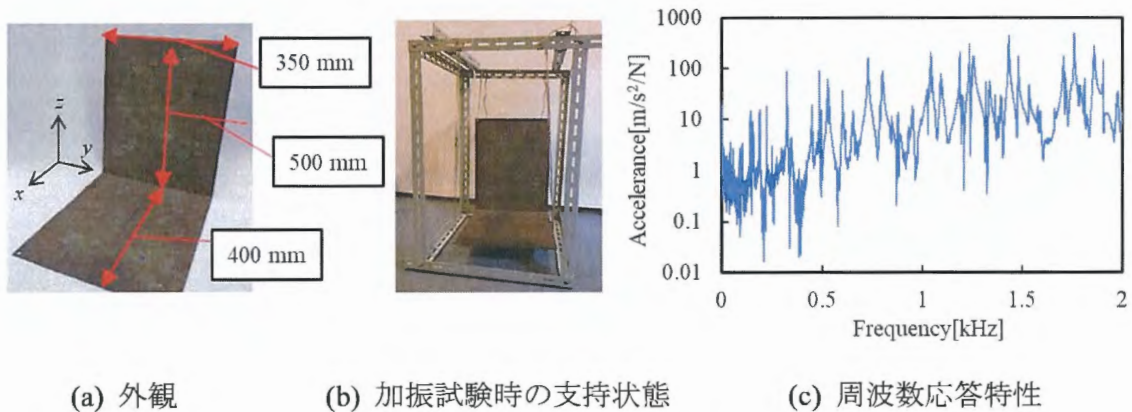


図 5.1 2kHz 以下で固有モードが密集している L 型構造物

この L 型構造物について、従来の実験 SEA 手法によるモデル精度を確認する。90° 折り曲げ部で要素分割し、図 5.2(a)に示すように二要素系のモデルとして考える。加振点位置、応答点位置は各要素の中央部とし、加振方向、応答方向は面外方向とする。加振実験から得られた加振力ベクトル F 、加振点加速度ベクトル a_{input} 、応答点加速度ベクトル a_k を用いて、式 (5.1) ~ (5.4) より各要素の ILF である η_i 、要素間の CLF である η_{ij} を同定する。この η_i 、 η_{ij} と入力パワー P_i を用いて逆算した振動エネルギーを「予測による振動エネルギー」と呼ぶ。対して、 a_k から式 (5.2) により求めた振動エネルギーを「実測による振動エネルギー」と呼ぶ。実験方法が適切で、 η_i と η_{ij} が正確に同定できているほど、予測と実測による振動エネルギーの誤差は小さくなる。

図 5.2(b)に、実測による振動エネルギーと、予測による振動エネルギーの結果を示す。ここで各エネルギーの値は 20 kHz 以下における 1/3 オクターブの周波数帯域ごとに算出した値であり、以降のエネルギーに関する結果も同様に 1/3 オクターブ分析での結果を示す。二つの振動エネルギーは 2 kHz 以下の全周波数において概ね合致しており、最も大きな誤差でも 0.315 kHz で約 5 dB である。したがって従来の実験 SEA 手法でこの程度のモデル同定を行えると言える。

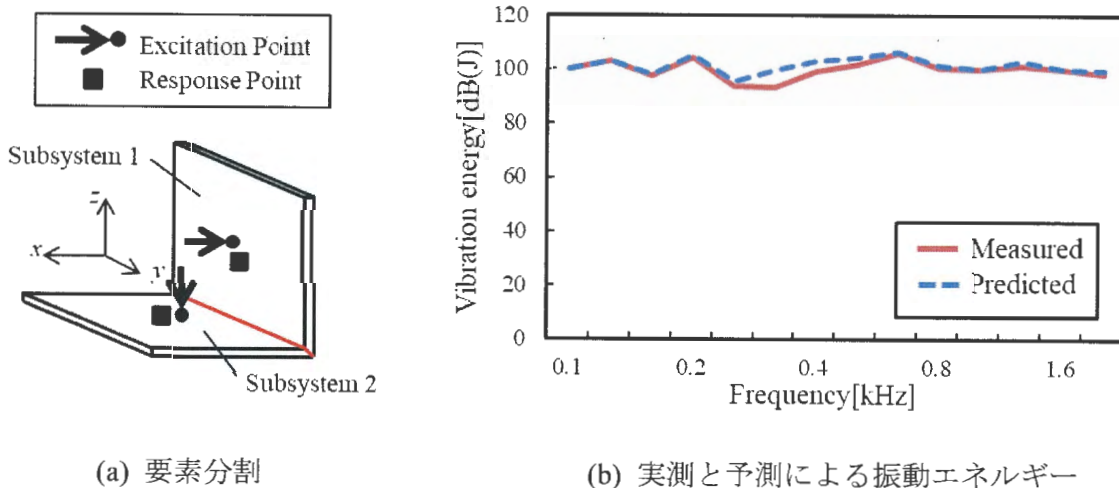


図 5.2 L 型構造物を対象とした実験 SEA

5.3.2 中実ブロック

二つ目の対象例として、図 5.3(a)に示すアルミニウム製の中実ブロックを考える。この中実ブロックを図 5.3(b)に示すように、たこ糸で懸架することで自由支持とし、図 5.3(c)に示す周波数応答特性を取得した。このとき、加振点は任意の角部より長手方向、短手方向ともに約 20mm の位置、応答点は中実ブロックの重心位置に対して点对称の位置に設置した。一次モードの 14 kHz 以下では固有モード数 0、すなわちモード密度が 0 /kHz である。

この中実ブロックについて、従来の実験 SEA 手法によるモデル精度を確認する。図 5.4(a)に示すように、赤色で示す対角線によって要素分割し、二要素系のモデルとして考える。加振点位置は各要素の中央部、応答点位置は端部とし、加振方向、応答方向は設置面の面外方向とする。図 5.4(b)に、実測と予測による振動エネルギーの結果を示す。全周波数帯域において誤差が発生しており、特に 6.3 kHz 以下の帯域では 20 dB 超である。すなわち、従来の実験 SEA 手法をそのまま適用することは困難であり、より高精度のモデル同定を行うためには改善が必要と考えられる。

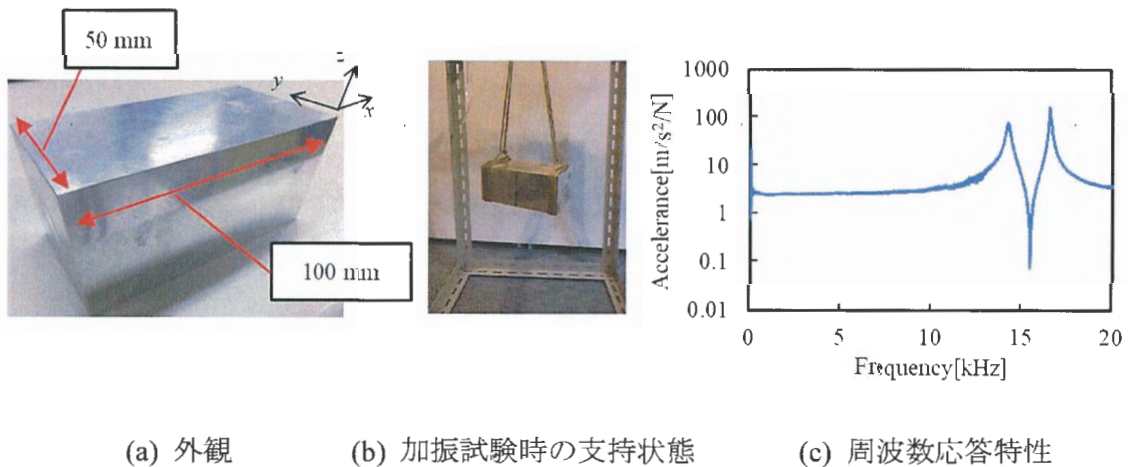


図 5.3 14kHz 以下に固有モードが無く、14kHz 以上に点在する中実ブロック

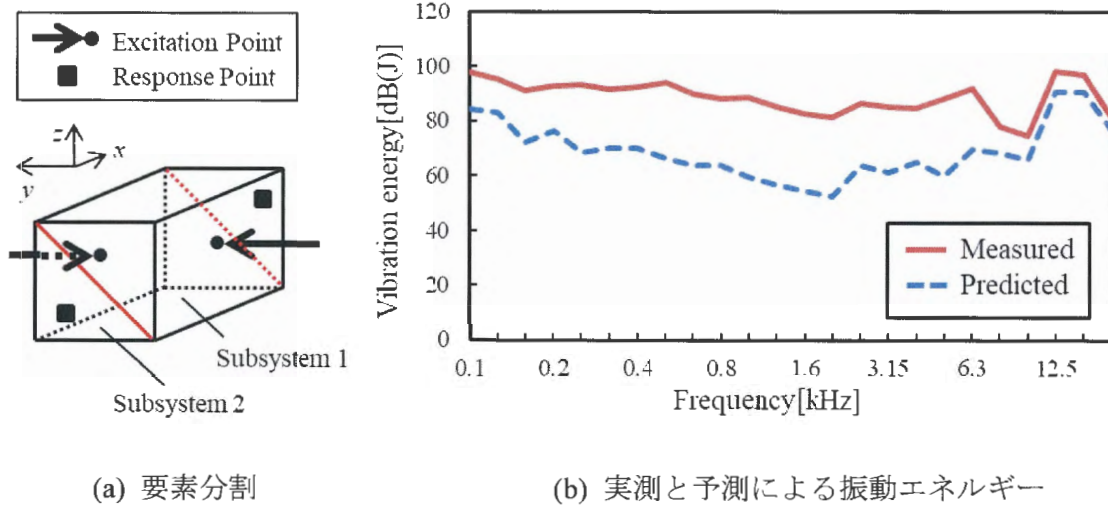


図 5.4 中実ブロックを対象とした実験 SEA

5.3.3 中空ブロック

三つ目の対象例として，図 5.5(a)に示すアルミニウム製の中空ブロックを考える．この中空ブロックを図 5.3(b)に示した中実ブロックと同様に，たこ糸で懸架することで自由支持とし，図 5.5(b)に示す周波数応答特性を取得した．このとき，加振点は任意の角部より長手方向，短手方向ともに約 20mm の位置，応答点は中空ブロックの重心位置に対して点对称の位置に設置した．一次モードの 9 kHz 以下では固有モード数は 0 で，中実ブロックと同様に剛体運動が支配的と考えられるが，10~20 kHz には固有モードが五つ存在するため，10~20 kHz の周波数帯域で考えるとモード密度が 0.5 /kHz である．

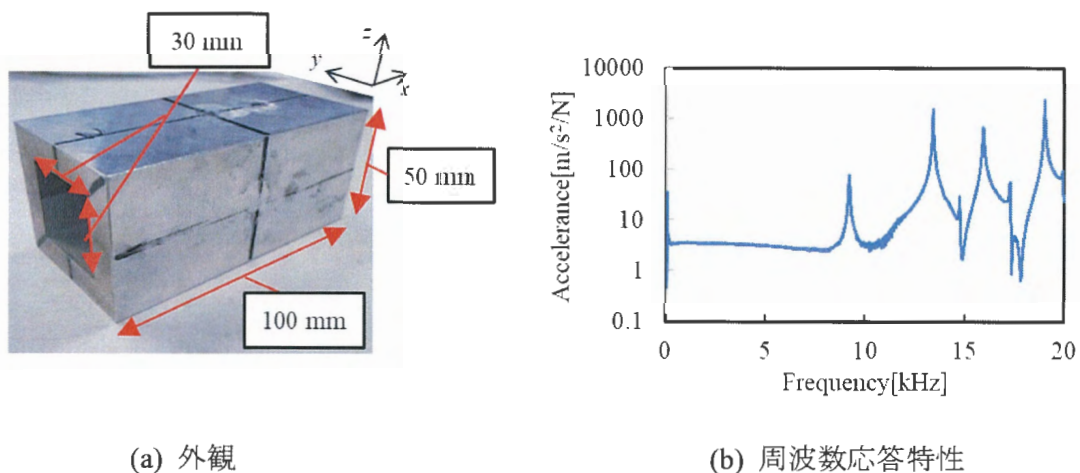


図 5.5 9kHz 以下に固有モードが無く，9kHz 以上に点在する中空ブロック

この中空ブロックについて、従来の実験 SEA 手法によるモデル精度を確認する。先と同様に対角線によって要素分割し、二要素系のモデルとして考える。図 5.6(a)に示すように、加振点位置は各要素の中央部、応答点位置は端部とし、加振方向、応答方向は設置面の面外方向とする。図 5.6(b)に、実測と予測による振動エネルギーの結果を示す。全周波数帯域において誤差が発生しており、特に 10 kHz 以下の帯域では 20 dB 程度である。すなわち、従来の実験 SEA 手法をそのまま適用することは困難であり、より高精度のモデル同定を行うためには改善が必要と考えられる。

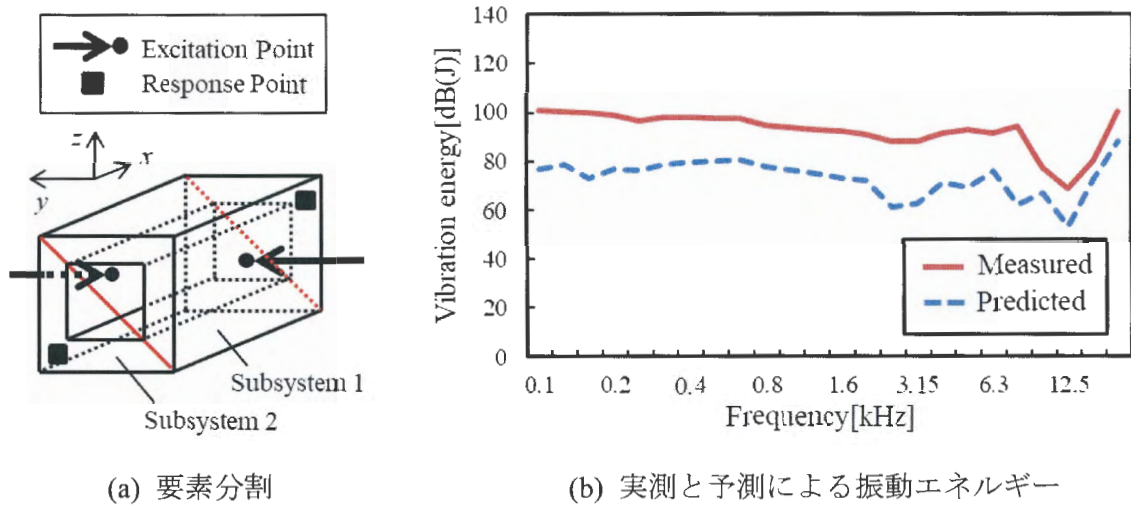


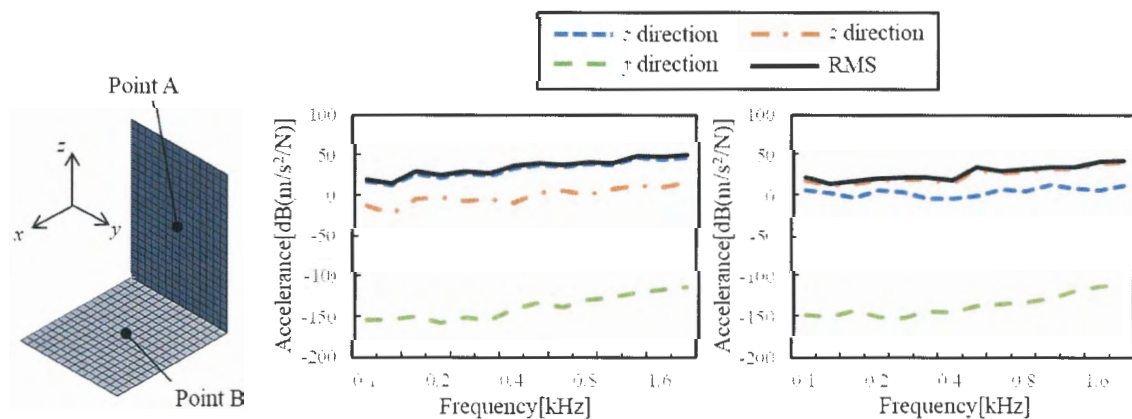
図 5.6 中空ブロックを対象とした実験 SEA

5.4 モード密度に応じた振動挙動の考察

5.3 節で触れたように、モード密度が高い L 型構造物はモデル精度が高く、モード密度が低い中実ブロックや中空ブロックはモデル精度が低くなる。この原因を探るために、各構造物の振動挙動を解析した。解析には汎用の有限要素解析ソフトウェアである ANSYS 18.2 (ANSYS 社製) を用いた。

まず L 型構造物の振動挙動について言及する。図 5.7(a)に L 型構造物の FEM モデルを示す。要素 1 の中央部 (点 A) を 1N で x 方向 (面外方向) に加振した際の、点 A および要素 2 中央部 (点 B) の加速度を算出した。図 5.7(b), (c)にそれぞれの点でのアクセラランスを示す。図中の点線は x 方向、破線は y 方向、1 点破線は z 方向、実線は三方向の平方和 (凡例 RMS) を示す。要素 1 中央部のアクセラランスは、 x 方向 (面外方向) と三方向の平方和がほぼ等しく、要素 2 中央部のアクセラランスは、 z 方向 (面外方向) と三方向の平方和がほぼ等しい。すなわち面外方向のみの加速度から各要素の振動エネルギーを計算できることが示唆され、前述の図 5.2(b)で実測と予測による振動エネルギーが良く一致した結果と合致する。

次に中実ブロックおよび中空ブロックの振動挙動について言及する。図 5.8 にそれぞれの FEM モデルを示す。要素 1 の zx 面中央部 (点 A) を y 方向 (面外方向) に 1N で加振した際の、点 A、要素 2 の xy 面中央部 (点 B) および yz 面端部 (点 C) の加速度を算出した。図 5.9 に中実ブロック、図 5.10 に中空ブロックの結果を示す。



(a) FEM モデル (b) 点 A のアクセラランス (c) 点 B のアクセラランス

図 5.7 FEM による L 型構造物の各方向の振動挙動

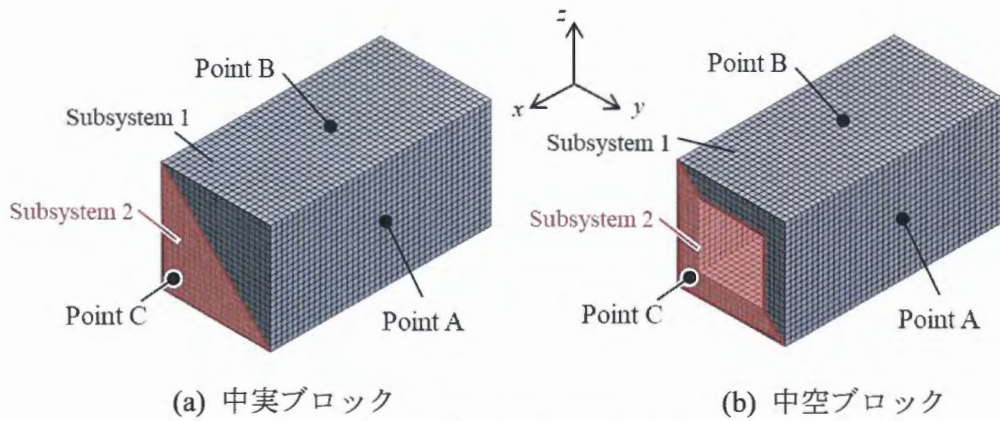


図 5.8 各構造の FEM モデル

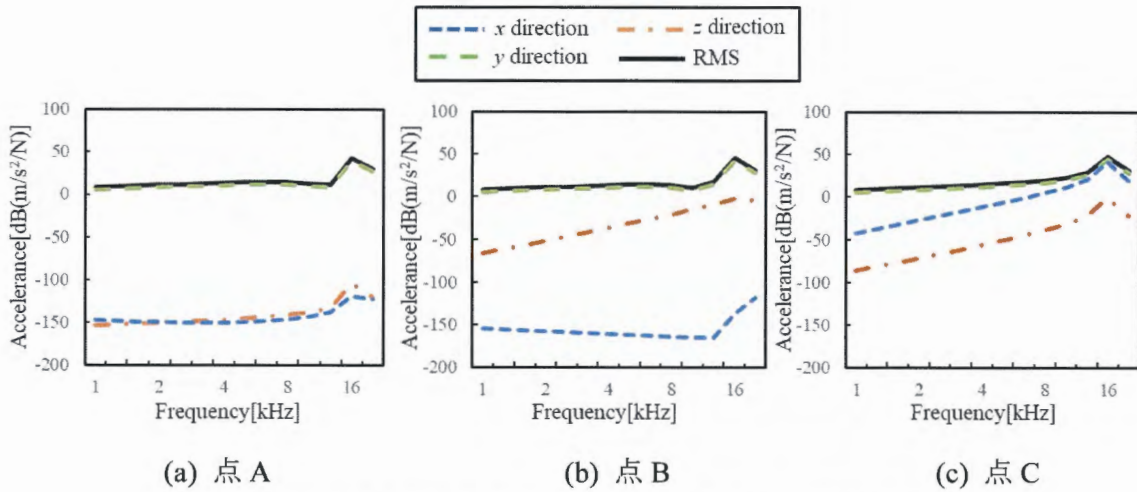


図 5.9 FEM による中実ブロックの各方向の振動挙動

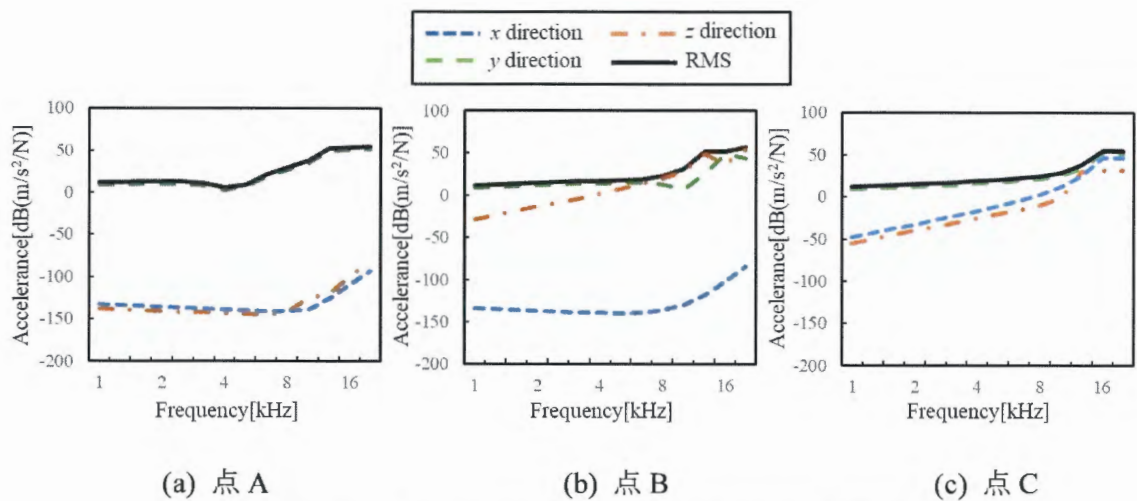


図 5.10 FEM による中空ブロックの各方向の振動挙動

図 5.9, 図 5.10 中の点線は x 方向, 破線は y 方向, 1 点破線は z 方向, 実線は三方向の平方和 (RMS) を示す. 両図の低周波数側において, 点 A では L 型構造物と同様に, 面外方向である y 方向のアクセラランスと三方向の平方和がほぼ等しいが, 点 B および点 C ではそれぞれ面外方向である z 方向と x 方向のアクセラランスは三方向の平方和と乖離する. 一方で, いずれの応答点においても, 加振方向である y 方向のアクセラランスと, 三方向の平方和がほぼ等しく, y 方向の加速度が支配的になっていると考えられる. ただし, 両図の高周波数側では点 B や点 C において y 方向以外のアクセラランスが大きくなる傾向があり, 周波数帯域によっては y 方向と同等あるいはそれ以上になっている. また, その低周波数側と高周波数側の境目となっている周波数帯域は, 図 5.9 の中実ブロックでは 12.5 kHz 帯, 図 5.10 の中空ブロックでは 8 kHz 帯である. これは前述の図 5.3(c)および図 5.5(c)から見て取れるように, 両構造物において固有モードが無い周波数帯域と固有モードが出現する周波数帯域の境目である. すなわち固有モードの無い周波数帯域では加振方向のみの加速度から各要素の振動エネルギーを計算でき, 固有モードが点在する周波数帯域では三方向全ての加速度が, 各要素の振動エネルギーを求めるためには必要であることが示唆される.

5.5 振動測定手法の改善によるモデル適用性の向上

前節まででモード密度の異なる三種類の構造物を対象に、従来の実験 SEA 手法によるモデル同定の精度の確認と、構造物の振動挙動を調査した。その結果を踏まえ、本節では高精度のモデル同定を行うために、振動挙動が異なる三つの周波数帯域に合わせた適切な加速度測定方向を選択する測定手法の改善を提案し、その有効性を検証する。

5.5.1 手法改善の考え方と方法

SEA モデルの精度向上のために、振動挙動の異なる三つの周波数帯域それぞれに合わせた実験 SEA 手法の考え方と方法について述べる。三つの周波数帯域とは、L 型構造物の 0~2 kHz に代表される「固有モードが密集する周波数帯域」と、中実ブロックの 0~14 kHz および中空ブロックの 0~9 kHz に代表される「固有モードが無い周波数帯域」、中実ブロックの 14~20 kHz および中空ブロックの 9~20 kHz に代表される「固有モードが点在する周波数帯域」である。

まず「固有モードが密集する周波数帯域」では、5.4 節の結果より、面外方向の加速度が支配的であり、面外方向の加速度が三方向の平方和とほぼ等しくなる。したがって、各要素の振動エネルギーを正確に求める上で、面内方向の加速度を測定する必要はなく、面外方向のみの加速度を測定すれば良いと考えられる。またこれは 5.2 節で述べた従来の実験 SEA の手法で対応可能である。

次に「固有モードが無い周波数帯域」では、加振方向の加速度が三方向の加速度の平方和とほぼ等しくなる。したがって、各要素の振動エネルギーを正確に求める上で、加振方向以外の加速度を測定する必要はなく、加振方向のみの加速度を測定すれば良いと考えられる。

最後に「固有モードが点在する周波数帯域」では、面外方向や加振方向とは無関係に三方向に加速度を持つ。したがって、各要素の振動エネルギーを正確に求める上で、三方向の加速度を測定する必要があると考えられる。言い換えれば、三方向の加速度を測定すれば各要素の振動エネルギーを正確に求められると考えられる。

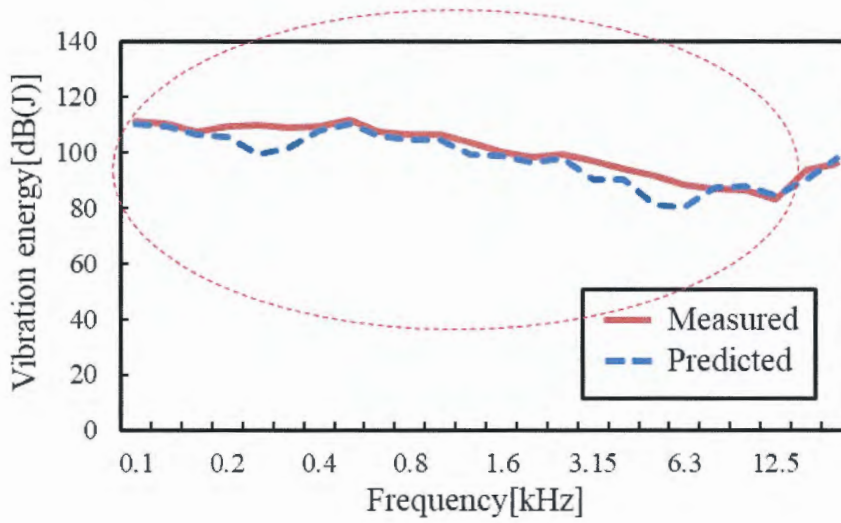
「固有モードが無い周波数帯域」と「固有モードが点在する周波数帯域」についての手法改善の妥当性については、以降 5.5.2 項および 5.5.3 項にて検証する。またこのと

き、加振点や応答点位置によって得られる振動エネルギーの結果は変わってくるが、手法改善の前後で位置を変えずに検討することで、得られる改善効果は汎用性をもって評価できる。なお、別の加振点や応答点位置で実験 SEA を行った場合でも、同様に扱えば、モデル精度向上が得られる。

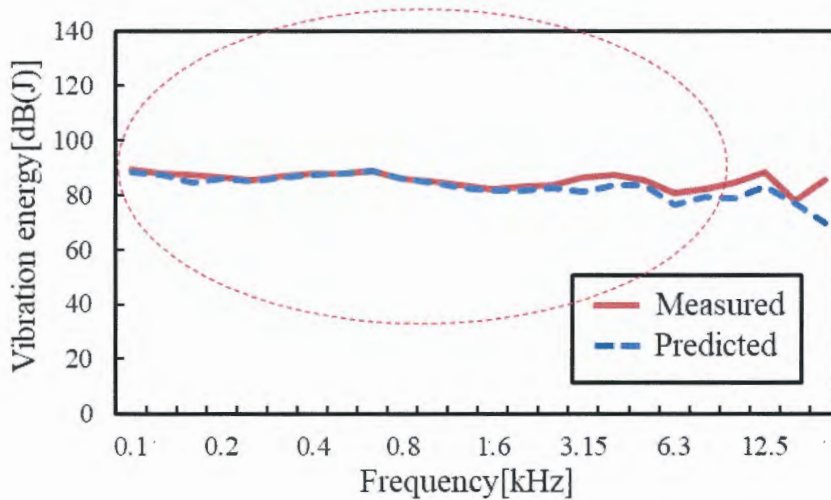
5.5.2 固有モードが無い周波数帯域への適用性検証

5.5.1 項にて「固有モードが無い周波数帯域」では、振動エネルギーを正確に求めるために、加振方向のみの加速度を測定する手法を提案した。本項では中実ブロックと中空ブロックを例に、その妥当性を検証する。

5.3.2 項および 5.3.3 項と同様に、中実ブロックと中空ブロックを対象に実験 SEA のモデル同定を行った。ただし応答取得方向は、加振方向である y 方向とした。各構造物における実験と予測による振動エネルギーを図 5.11 に示す。ここで振動エネルギーの算出については、剛体運動の影響を加味した振動エネルギー算出法を導入した。この算出法では、剛体運動の際には全要素の全ての点における速度が同じであることを前提とする。つまり中実ブロックや中空ブロックに対する今回の要素分割の仕方においては、各要素の質量が同じであるため、各要素が持つ振動エネルギーも同一と見なせる。このことと式 (5.3), (5.4) より、剛体運動が支配的な対象物では各要素の ILF, CLF が同一の値として導かれる。図 5.11 を見ると中実ブロック、中空ブロック共に、「固有モードが無い周波数帯域」(中実ブロックは 0~14 kHz, 中空ブロックは 0~9 kHz, 図中に赤色破線の円で示す) で精度良く一致している。従って、「固有モードが無い周波数帯域」において、振動エネルギーを正確に求めるために、加振方向のみの加速度を測定する手法は有効であることを確認した。



(a) 中実ブロック



(b) 中空ブロック

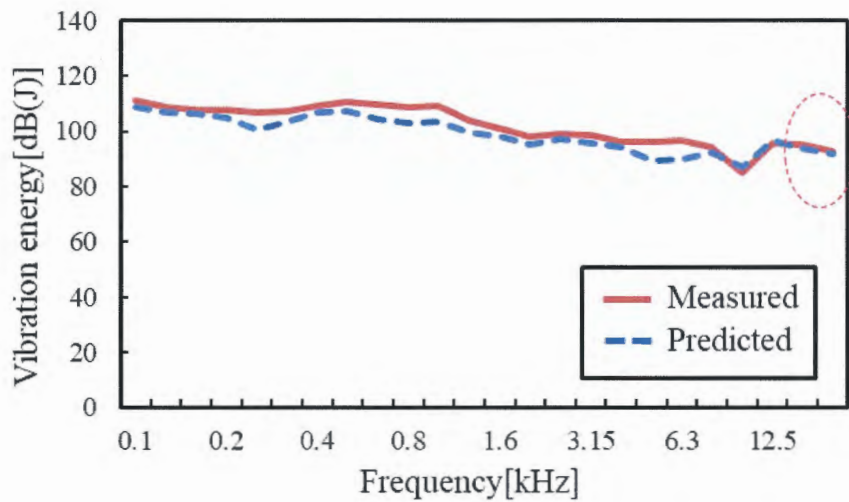
図 5.11 実測と、加振方向のみの加速度を参照した予測による振動エネルギー

5.5.3 固有モードが点在する周波数帯域への適用性検証

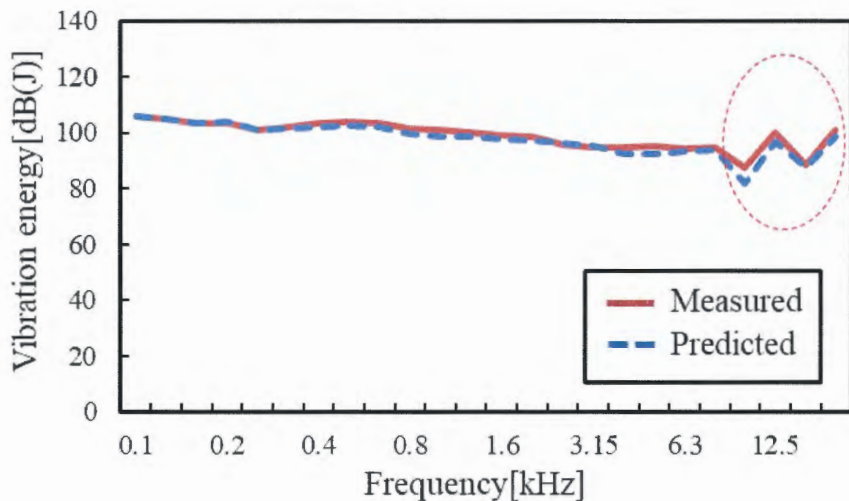
5.5.1 項にて「固有モードが点在する周波数帯域」では、振動エネルギーを正確に求めるために、三方向の加速度を測定する手法を提案した。ここでは中実ブロックと中空ブロックを例に、その妥当性を検証する。

5.3.2 項および 5.3.3 項と同様に、中実ブロックと中空ブロックを対象に実験 SEA の

モデル同定を行った。但し応答取得方向は、 x , y , z の三方向とした。各構造物における実験と予測による振動エネルギーを図 5.12 に示す。中実ブロック、中空ブロック共に、「固有モードが点在する周波数帯域」（中実ブロックは 14~20 kHz, 中空ブロックは 9~20 kHz, 図中に赤色破線で示す）で精度良く一致している。従って、「固有モードが点在する周波数帯域」において、振動エネルギーを正確に求めるために、三方向の加速度を測定する手法は有効であることを確認できた。



(a) 中実ブロック



(b) 中空ブロック

図 5.12 実測と、三方向の加速度を参照した予測による振動エネルギー

5.6 本章のまとめ

本章では、エネルギー伝播視点からの共振抑制の着想に基づいた詳細設計を実現するために、共振に対する SEA モデルの適用性を明らかにすることを目的とした。

共振を含む振動挙動を示す対象物の中でも、従来、モード密度の低い周波数帯域においてモデル精度を得ることが困難とされている実験 SEA について、二要素で構成される三種類の構造物を対象に振動挙動の違いを分析した。その結果、「固有モードが密集する周波数帯域」、「固有モードが無い周波数帯域」、「固有モードが点在する周波数帯域」ごとに振動挙動が異なり、適する振動測定方法も下記 (1) ~ (3) のように異なることを明らかにした。

- (1) 「固有モードが密集する周波数帯域」では、振動エネルギーに対して面外方向の加速度が支配的であり、面外方向の加速度を測定することで高精度のモデル同定が行える。
- (2) 「固有モードが無い周波数帯域」では、振動エネルギーに対して加振方向の加速度が支配的であるため、加振方向の加速度を測定することで高精度のモデル同定が行える。
- (3) 「固有モードが点在する周波数帯域」では、振動エネルギーに対して三方向全ての加速度が影響し得るため、三方向全ての加速度を測定することで高精度のモデル同定が行える。

上記 (1) ~ (3) より、いかなるモード密度の対象物であっても、必要な方向の加速度を考慮することで高精度の実験 SEA モデルが得られると言える。すなわち、共振を含む振動挙動を示す対象物について、SEA モデルが適用できることを明らかにした。

第 6 章

詳細設計の実践

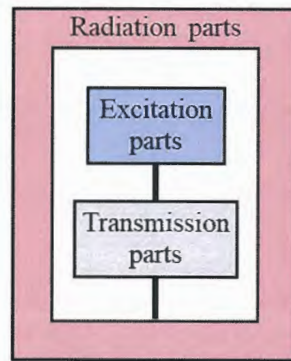
6.1 はじめに

第5章では、共振を抑制するための詳細設計に、エネルギー伝播視点の着想を導入できることを導いた。エネルギー伝播視点の着想とは、放射部品からの振動騒音を低減するには、他部品の振動エネルギーを大きくして間接的に放射部品の振動エネルギーを小さくするか、もしくは放射部品の振動エネルギーを直接小さくすることが有効であるという考えである。

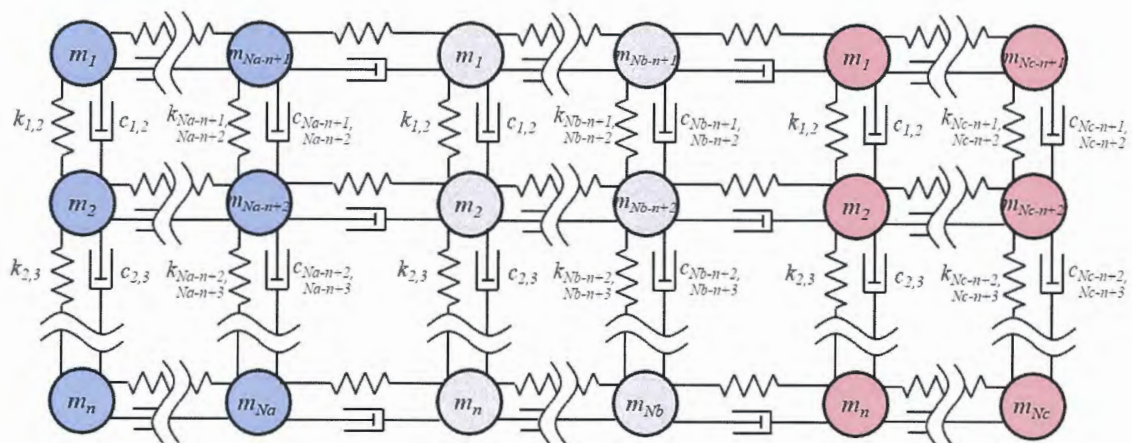
これを受けて本章では、エネルギー伝播視点の着想に基づき、実際に固有モードによる振動速度を抑制するための設計パラメータの導出を理論展開により行い、詳細設計フローを提案する。また、実際に複数の平板から構成されるモデルを対象に詳細設計を行ない、共振抑制効果を検証する。

6.2 設計指針を得るための理論展開

加振部品、伝達部品、放射部品からなる図 6.1(a)のような構造物を考える。本構造物は振動騒音が発生する任意の製品を簡略化したものであり、加振部品は機械的な衝撃力が発生する開閉弁やギア、あるいは電磁力が発生するモーター、その他定常入力が発生する部品などを想定している。一方、放射部品は製品のハウジングやカバーなど、他部品を内包することで他部品からの放射音を遮音しつつ、自身は振動騒音を発生させる部品で、伝達部品は、加振部品と放射部品をつなぐ部品である。また、図 6.1(b)に示すように、各部品はそれぞれ N_a 、 N_b 、 N_c 個の質点から構成される力学モデルとして考えることができる。



(a) 概念モデル



(b) 力学モデル

図 6.1 振動騒音を発生させる製品を簡略化したモデル

製品全体として N 自由度の力学モデルは N 個の固有モードを有する。任意の r 次モードについて、節になる部位の質量をそれぞれ m_s ($s=s_1, s_2, \dots$) とすると、 m_s の集合体は剛体運動をするため、いずれの m_s も各並進方向、回転方向の変位、速度、加速度が同じとみなせる。すなわち一つの質量 $M (= \Sigma m_s)$ の運動として考えることが可能である。さらに加振部品、伝達部品、放射部品それぞれにモードの腹を有する場合、各部品においてモードの腹になる部位の質量を、それぞれ m_a ($a=a_1, a_2, \dots, a_\alpha$), m_b ($b=b_1, b_2, \dots, b_\beta$), m_c ($c=c_1, c_2, \dots, c_\gamma$) と表すと、モードの腹の自由度は $(\alpha + \beta + \gamma) \times$ (各質量の自由度) となる。ここで r 次モードの腹が部品間をまたぐ場合、またがない場合があり得るが、いずれにおいても、各部品内に存在するモードの腹に着目することとすると、本質的には同じである。理論展開の単純化のため、 r 次モードの腹が部品間をまたがない場合で示すこととし、各部品のモードの腹に対する構造変更の影響を考える上で最低限の自由度に絞り込むと、図 6.2 のように五つの質点系に簡略化できる。

五つの質点系において、各部品内のモードの腹の質量 m_p ($p=1, 2, 3$) および部品間のモードの節の質量 M_1, M_2 について自由振動の運動方程式を作成すると、式 (6.1) ~ (6.5) となる。

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c_1 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_{M1}}{dt} \right) + k_1 (x_1 - x_{M1}) = 0 \quad (6.1)$$

$$M_1 \frac{d^2 x_{M1}}{dt^2} + c_1 \left(\frac{dx_{M1}}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) + c_{21} \left(\frac{dx_{M1}}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) + k_1 (x_{M1} - x_1) + k_{21} (x_{M1} - x_2) = 0 \quad (6.2)$$

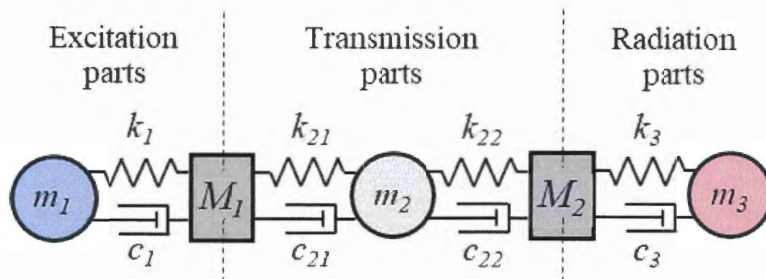


図 6.2 各部品におけるモードの腹・節を表現する最も簡易なモデル

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + c_{21} \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_{M1}}{dt} \right) + c_{22} \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_{M2}}{dt} \right) + k_{21}(x_2 - x_{M1}) + k_{22}(x_2 - x_{M2}) = 0 \quad (6.3)$$

$$M_2 \frac{d^2 x_{M2}}{dt^2} + c_{22} \left(\frac{dx_{M2}}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) + c_3 \left(\frac{dx_{M2}}{dt} - \frac{dx_3}{dt} \right) + k_{22}(x_{M2} - x_2) + k_3(x_{M2} - x_3) = 0 \quad (6.4)$$

$$m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} + c_3 \left(\frac{dx_3}{dt} - \frac{dx_{M2}}{dt} \right) + k_3(x_3 - x_{M2}) = 0 \quad (6.5)$$

ここに、 $x_1, x_2, x_3, x_{M1}, x_{M2}$ はそれぞれ m_1, m_2, m_3, M_1, M_2 の変位である。

ここで、 M_1, M_2 はモードの節の質量であることから、変位、速度、加速度はいずれも 0 とみなせる。これを踏まえ、式 (6.1) ~ (6.5) は式 (6.6) でまとめられる。

$$\sum_{p=1}^3 m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} = 0 \quad (6.6)$$

x_p ($p=1, 2, 3$) は r 次モードによる m_p の変位であるから、前述の φ_{rp} を用いて次の式 (6.7) で表せる。

$$x_p = \varphi_{rp} \exp(j2\pi f_r t) \quad (6.7)$$

式 (6.7) を式 (6.6) に代入し整理すると、式 (6.8) となる。

$$\sum_{p=1}^3 m_p \varphi_{rp} = 0 \quad (6.8)$$

また、 φ_{rp} について、 r 次モードのモード質量 m_r の定義式 (2.20) から次の関係式 (6.9) が得られる。

$$\sum_{p=1}^3 m_p \varphi_{rp}^2 = m_r \quad (6.9)$$

以上の式 (6.8), (6.9) を用いて, φ_{rp} について以降解いていく.

構造変更の前後で, 加振部品の変位振幅が変わらないと仮定し, $\varphi_{r1}=1$ とおく. さらに式 (6.8) を φ_{r2} について解いて式 (6.9) に代入すると, 式 (6.10) を得る.

$$\varphi_{r3}^2 + \frac{2m_1}{m_2 + m_3} \varphi_{r3} + \frac{m_1^2 + (m_1 - m_r)m_2}{m_3(m_2 + m_3)} = 0 \quad (6.10)$$

式 (6.10) より φ_{r3} を求められるが, サフィックスの 2 と 3 は入れ替え可能であり, φ_{r2} も同様の式で求めることができる. また, m_2 や m_3 について偏微分を行うことで, m_2 や m_3 の増減に対する φ_{r2} , φ_{r3} の感度を求めることができる. ここで前述の通り, r 次モードは各部品が独立した (部品間をまたがない) モードの腹を持つと定義しており, m_1 , m_2 , m_3 はそれぞれの部品のモードの腹の質量に相当する. m_1 と m_2 , m_2 と m_3 はそれぞれモードの節 M_1 , M_2 を挟んで隣接していることから, 「モード=節を挟んだ両端の腹が逆位相で運動する定在波」であることを考えれば, φ_{r1} と φ_{r2} , φ_{r2} と φ_{r3} は逆位相となるはずである. いま, $\varphi_{r1}=1>0$ とおいていることから, $\varphi_{r2}<0$, $\varphi_{r3}>0$ である. よって, 式 (6.10) の二次方程式で得られる φ_{r2} , φ_{r3} の解, および m_2 や m_3 の増減に対する φ_{r2} , φ_{r3} の感度は, $m_r>2$ という必要条件の下, 複号同順で式 (6.11) ~ (6.13) となり, 各々の符号は式 (6.14) のようになる. ただし, 計算簡略化のため, $m_1=m_2=m_3=m$, m_r が m_2 , m_3 に対して不変と仮定している.

$$\varphi_{r2}, \varphi_{r3} = -\frac{1}{2} \mp \frac{1}{2} \sqrt{\frac{2m_r}{m} - 3} \quad (6.11)$$

$$\frac{\partial \varphi_{r2}}{\partial m_3}, \frac{\partial \varphi_{r3}}{\partial m_2} = \frac{1}{4m} \mp \frac{1}{\sqrt{\frac{2m_r}{m} - 3}} \frac{m_r - m}{4m^2} \quad (6.12)$$

$$\frac{\partial \varphi_{r2}}{\partial m_2}, \frac{\partial \varphi_{r3}}{\partial m_3} = \frac{1}{4m} \pm \frac{1}{\sqrt{\frac{2m_r}{m} - 3}} \frac{3m_r - 5m}{4m^2} \quad (6.13)$$

$$\varphi_{r2} < 0, \quad \varphi_{r3} > 0, \quad \frac{\partial |\varphi_{r2}|}{\partial m_3}, \frac{\partial |\varphi_{r3}|}{\partial m_2} > 0, \quad \frac{\partial |\varphi_{r2}|}{\partial m_2}, \frac{\partial |\varphi_{r3}|}{\partial m_3} < 0 \quad (6.14)$$

ここで、 m_1 に加振力 F_1 が働くときの、 m_p の振動速度 $v_p(f)$ は以下の式 (6.15) で示される^[6.1].

$$v_p(f) = \sum_{r=1}^N \frac{j}{1 - \left(\frac{f}{f_r}\right)^2 + 2j\zeta_r \left(\frac{f}{f_r}\right)} \frac{\varphi_{r1}\varphi_{rp}}{\sqrt{m_r k_r}} F_1 \quad (6.15)$$

j は虚数単位、 ζ_r は r 次モードのモード減衰比である。さらに、特定の r 次モードの固有周波数 f_r において、以下の式 (6.16) となる。

$$v_p(f_r) = \frac{\varphi_{r1}\varphi_{rp}}{2\zeta_r\sqrt{m_r k_r}} F_1 \quad (6.16)$$

また、 $\varphi_{r1}=1$ 、 m_r は不変と仮定しており、 $F_1 > 0$ とすると、式 (6.14) と式 (6.16) より、以下の式 (6.17) が得られる。

$$\begin{aligned} v_2(f_r) < 0, \quad v_3(f_r) > 0, \\ \frac{\partial |v_2(f_r)|}{\partial m_3}, \frac{\partial |v_3(f_r)|}{\partial m_2} > 0, \quad \frac{\partial |v_2(f_r)|}{\partial m_2}, \frac{\partial |v_3(f_r)|}{\partial m_3} < 0 \end{aligned} \quad (6.17)$$

さらに、 f_r における m_2 、 m_3 の振動エネルギー $E_2(f_r)$ 、 $E_3(f_r)$ に関しても式 (6.17) から以下の式 (6.18) と示される。

$$\frac{\partial E_2(f_r)}{\partial m_3}, \frac{\partial E_3(f_r)}{\partial m_2} > 0, \quad \frac{\partial E_2(f_r)}{\partial m_2}, \frac{\partial E_3(f_r)}{\partial m_3} < 0 \quad (6.18)$$

以上から言えることを整理する。前述の式 (2.22) より、入力パワー一定下で加振部品、伝達部品、放射部品の運動エネルギーの和 $E_1(f_r) + E_2(f_r) + E_3(f_r)$ は一定であるから、 $E_1(f_r)$ が変わらないと仮定すると、 $E_3(f_r)$ を小さくするには、 $E_2(f_r)$ を大きくして間接的に $E_3(f_r)$ を小さくするか、直接 $E_3(f_r)$ を小さくするかのいずれかである。式 (6.18) より、 $E_2(f_r)$ を大きくするためには、伝達部品のモードの腹の質量 m_2 を小さくすれば良く、 $E_3(f_r)$ を小さくするためには放射部品のモードの腹の質量 m_3 を大きくすれば良いことが分かる。また放射部品の振動速度 $|v_3(f_r)|$ の二乗は $E_3(f_r)$ に比例することから、 $|v_3(f_r)|$ を小さくするためには $E_3(f_r)$ と同様に、 m_2 を小さくするか m_3 を大きくすれば良い。これは式 (6.17) が示していることである。

以上のことから、放射部品の運動エネルギーおよび振動速度を小さくするためには、伝達部品のモードの腹の質量を小さくすることで、伝達部品の運動エネルギーおよび振動速度を替わりに大きくさせるか、もしくは放射部品のモードの腹の質量を大きくすることで、放射部品を直接振動しにくくする、という方針が立つことが分かった。この方針は、振動させたくない部位（ここでは放射部品）のモードの腹の質量を大きくし、振動させても良い部位（ここでは伝達部品）のモードの腹の質量を小さくすることが本質であると考えられる。

また、ここまでモードの腹の質量 m_p に関して解いたが、ひずみが相対的に大きい箇所剛性 k_{pq} についても同様に考えることができる。すなわち、放射部品の振動速度 $|v(f_r)|$ を小さくするためには、伝達部品のひずみが相対的に大きい箇所の剛性は小さくし、放射部品のひずみが相対的に大きい箇所の剛性は大きくするのが良い。

6.3 詳細設計フローの提案

ここでは、実際に放射部品の振動速度を低減する詳細設計の手順について考える。6.2節の理論展開では、放射部品の振動速度を小さくするためには、伝達部品のモードの腹の質量は小さくし、放射部品のモードの腹の質量は大きくするのが良いと導いた。この考えに則り、伝達部品のモードの腹の板厚を薄くすることで質量を小さくし、放射部品のモードの腹の板厚を厚くすることで質量を大きくするものとする。ただし、本詳細設計手法は前述の通り「低騒音」と「軽量化」の両立を念頭に置いているため、質量を固定した上で放射部品の低振動化を狙う。すなわち、伝達部品のモードの腹の板厚を薄くする際は、その分モードの節へ質量を移動させて板厚を厚くし、放射部品のモードの腹の板厚を厚くする際は、その分モードの節から質量を移動させて板厚を薄くする。

以上を考慮し、提案する詳細設計フローを図6.3に示す。質量移動により低減した振動速度が目標未達である場合、板厚を更に変化させたり、板厚を変化させる部位を広げたりする。これを繰り返し、振動速度が目標値を満足したら詳細設計完了である。

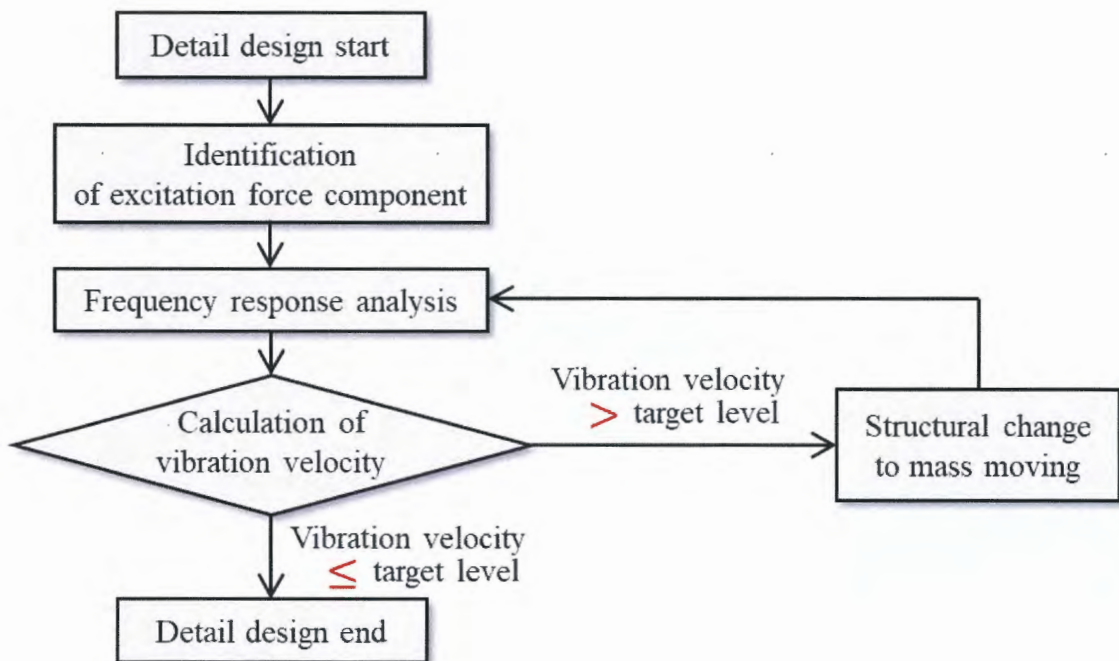


図 6.3 提案する詳細設計フロー

6.4 設計条件

ここでは、本論文で実践する、伝達部品や放射部品のモードの腹の質量を変化させる詳細設計の設計条件を示す。

6.4.1 対象モデル

図 6.4 に示す、加振部品 A、伝達部品 B、放射部品 C から構成される、平均板厚 2mm の平板モデルを考える。伝達部品は B-1～B-4 の四要素からなり、それぞれ板厚が 3mm, 1mm, 3mm, 1mm である。本モデルは、第 3 章において検証に用いた $d=4$ の場合の「初期設計モデル」に相当する。全部品の材質は構造用鋼を想定し、物性値は表 6.1 に示す通りである。本モデルに対し、汎用の有限要素解析ソフトウェア ANSYS 18.2 (ANSYS 社製) を用いて周波数応答解析を行う。また、周波数応答解析の際、境界条件は非拘束 (すなわち拘束バネ定数=0) とする。

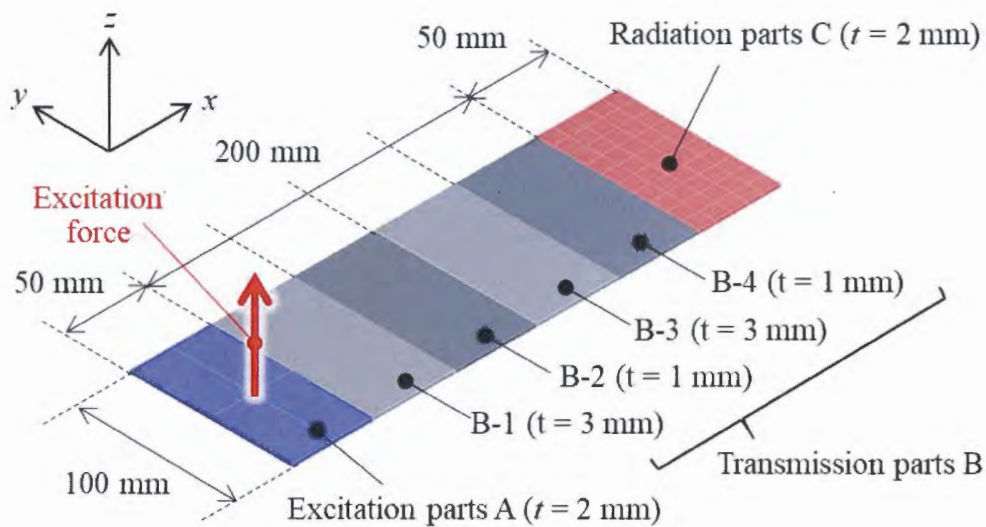


図 6.4 加振部品、伝達部品、放射部品から構成される対象モデル

表 6.1 対象モデルに用いた物性値

Mechanical properties	Value
Young's modulus [GPa]	200
Poisson's ratio [-]	0.3
Density [kg/m ³]	7850
Damping ratio [-]	0.005

6.4.2 対象モード

図 6.5 に周波数応答解析によって得られた放射部品の振動速度 v の周波数特性を示す。本章では、振動速度を抑える対象モードとして、2044Hz のモードを選択する。当モードのモードシェイプを図 6.6 に示す。

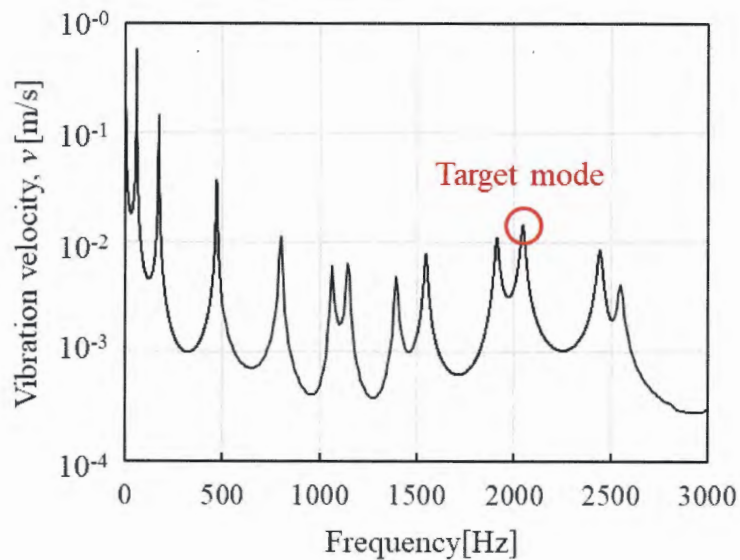


図 6.5 放射部品における振動速度の周波数特性と対象モード

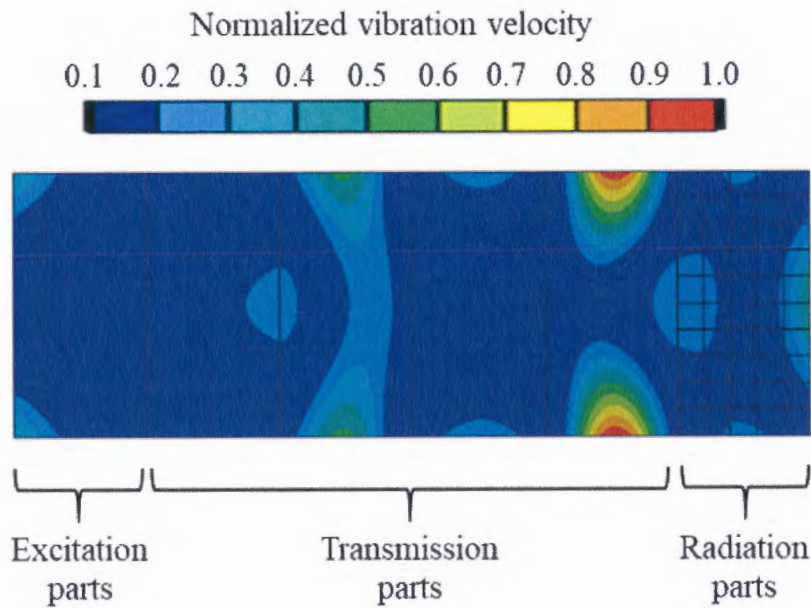


図 6.6 対象モードのモードシェイプ

6.4.3 目的関数

詳細設計の目的関数は、放射部品の振動速度である。放射部品が得る振動速度 v は、空間的な平均振動を捉えられるよう、部品内を 5×10 の微小部品に分割し、各微小部品 i の中央点における x , y , z 方向の振動速度 v_{ix} , v_{iy} , v_{iz} を用いて式 (6.19) より求める。

$$v = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{50} (v_{ix}^2 + v_{iy}^2 + v_{iz}^2)}{50}} \quad (6.19)$$

6.4.4 入力条件

図 6.4 に示した通り、加振部品の中央部に z 方向に加振力 1N を付加する。

6.4.5 設計パラメータ

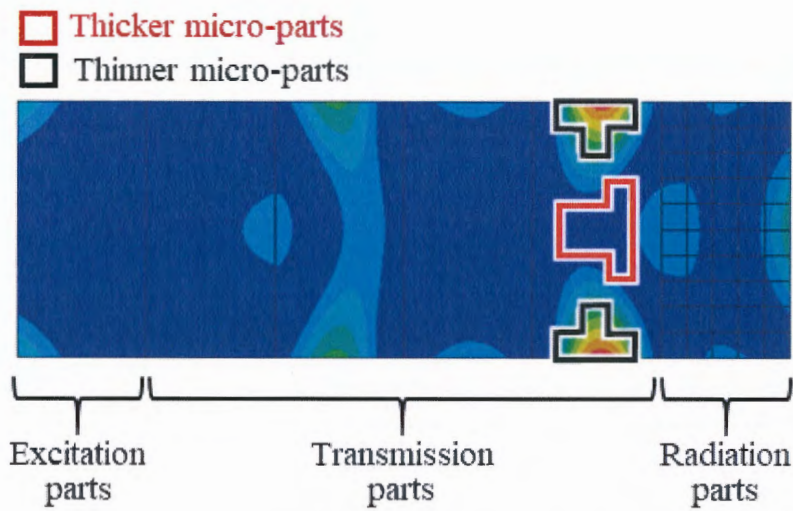
モードの腹の質量を変化させる手段として、設計対象である伝達部品（ここでは主要なモードの腹が集中している B-4）と放射部品について、部品内を 5×10 の微小部品に分割し、各微小部品の板厚を設計パラメータとする。

6.4.6 制約条件

6.4.5 項で示した，設計パラメータである各微小部品の板厚について，初期値を基準に -50% ～ $+50\%$ の間で変化させることとする．ただし，板厚を厚くする部位と薄くする部位を両方設けることで，伝達部品および放射部品の質量はそれぞれ一定になるようにする．

6.5 得られた設計解

図 6.7(a)に伝達部品上における質量移動の例を，図 6.7(b)には放射部品上における質量移動の例を示す．それぞれモデル中の最大振幅の 90%以上および 50%以上の部位を含む部分要素の板厚を変更した例である．



(a) 伝達部品内の質量移動

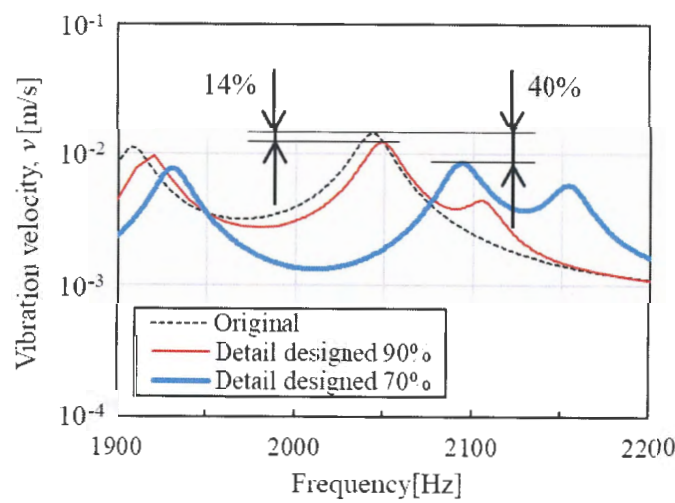


(b) 放射部品内の質量移動

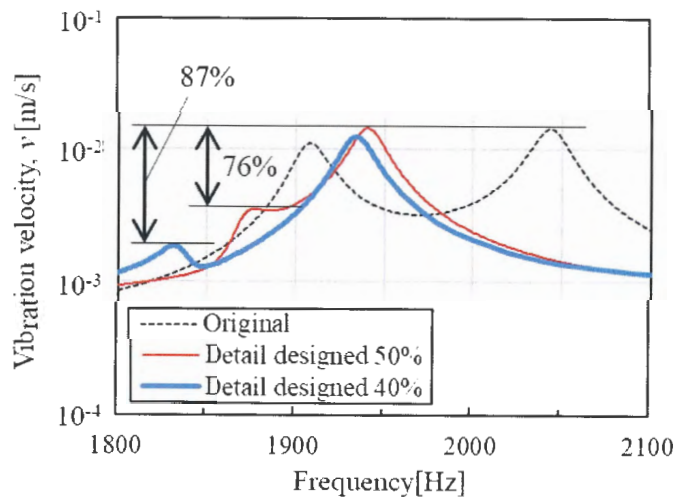
図 6.7 放射部品の振動速度を小さくするための質量移動の例

6.6 共振抑制効果の検証

図 6.8(a)に伝達部品上の質量移動による、放射部品の振動速度の変化を示す。詳細設計前 (Original) に対し、最大振幅の 90%以上 (Detail designed 90%) および 70%以上 (Detail designed 70%) の領域を含む微小部品の板厚を-50%とした場合 (すなわち微小部品の質量が-50%)、対象モードが高周波数側にずれたものの、各々放射部品の振動速度は 14%、40%低減した。



(a) 伝達部品内の質量移動

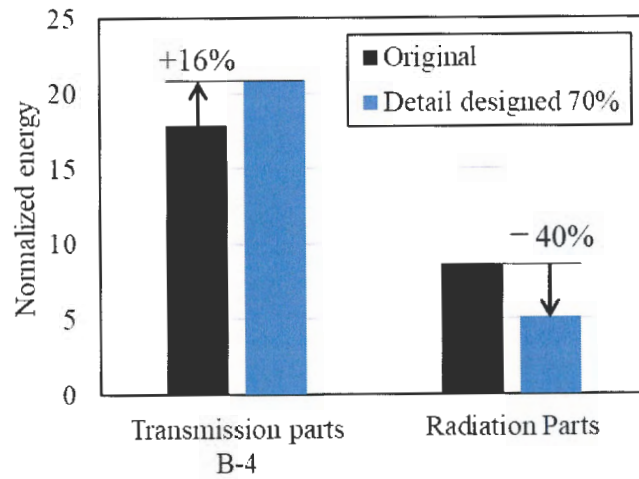


(b) 放射部品内の質量移動

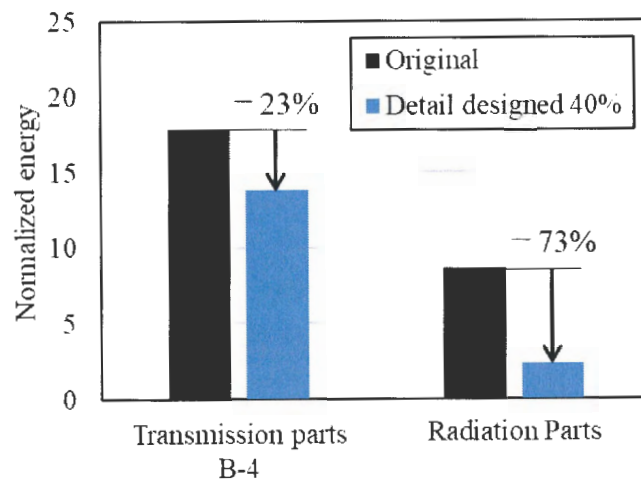
図 6.8 質量移動による振動速度の低減効果

図 6.8(b)に放射部品上の質量移動による、放射部品の振動速度の変化を示す。詳細設計前 (Original) に対し、最大振幅の 50%以上 (Detail designed 50%) および 40%以上 (Detail designed 40%) の領域を含む微小部品の質量を +50%とした場合、対象モードが低周波数側にずれたものの、各々放射部品の振動速度は 76%、87%低減した。

各部品上の質量移動によって、放射部品の振動速度が低減した理由を確認するため、図 6.9 に質量移動前後の伝達部品 B-4 と放射部品の正規化エネルギー (各部品が有する振動エネルギー[J]を、加振力により加振部品が受けた仕事[J]で除したもの) を示す。



(a) 伝達部品内の質量移動



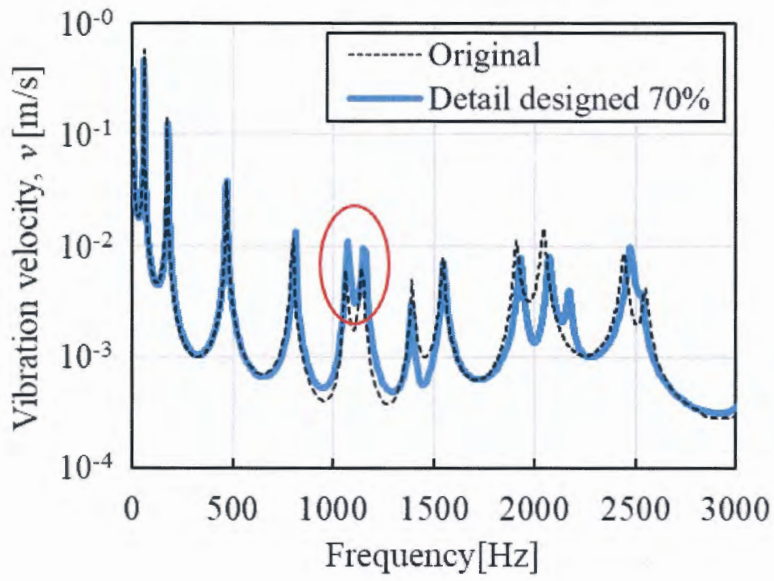
(b) 放射部品内の質量移動

図 6.9 質量移動によって変化する各部品の正規化エネルギー

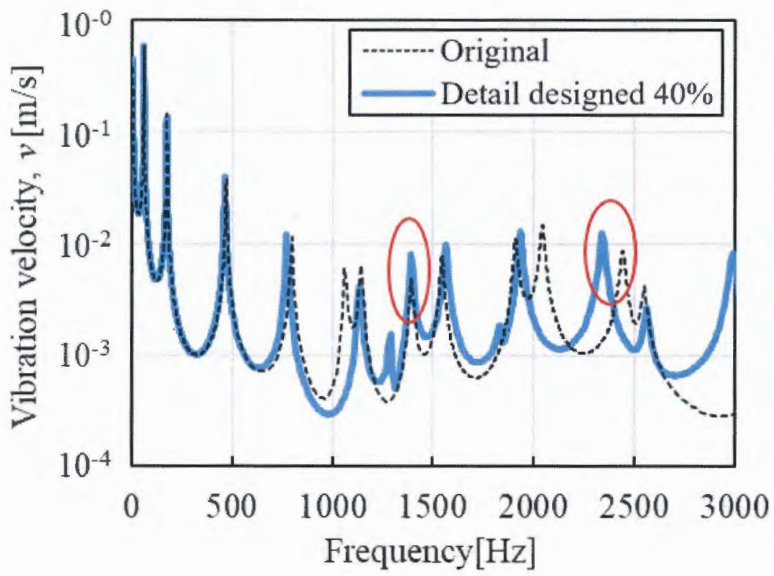
図 6.9(a)から、伝達部品上の質量移動により、伝達部品の正規化エネルギーは 16%大きくなり、放射部品の正規化エネルギーは 40%小さくなっていることが見て取れる。つまり、伝達部品が放射部品の代わりに振動していると考えられる。一方、図 6.9(b)では、放射部品上の質量移動により、伝達部品、放射部品ともに正規化エネルギーが小さくなっている。ただし、その減少率は放射部品が 73%であるのに対し、伝達部品は 23%と小さい。すなわち、伝達部品と放射部品の合計の正規化エネルギーに占める伝達部品の正規化エネルギーの割合は増加しており、こちらも放射部品の代わりに伝達部品が振動していると考えられる。

以上のことから、放射部品の振動速度を低減するためには、伝達部品はモードの腹の質量を小さくすること、放射部品はモードの腹の質量を大きくすることが有効であることを確認できた。よって、6.2 節の理論展開の妥当性を検証できたと言え、モードによる振動速度を抑制する設計指針および詳細設計フローとして提案する。

他方、広帯域にわたる加振力が入力される場合、構造変更によって確実に騒音レベルを下げるためには、対象モードだけでなく、対象モード以外の振動速度も低減もしくは維持しなければならない。次ページの図 6.10 に各部品上の質量移動による振動速度の変化を、広帯域で示した。図 6.8 で示した通り、対象モードの振動速度は低減しているが、他のモードでは低減しているものもあれば、赤丸で囲ったモードのように増大しているものも見受けられる。よって、広帯域において、全てのモードの振動速度を抑制または維持する手法の確立が、本論文の残課題である。



(a) 伝達部品内の質量移動



(b) 放射部品内の質量移動

図 6.10 広帯域における振動速度の低減効果

6.7 実製品での詳細設計の試行

ここでは、第4章でも扱った GDI 高圧ポンプを対象に、詳細設計を試行した事例を示す。GDI 高圧ポンプの製品概要は、4.4.1 節および 4.4.2 節で述べた通りである。

6.7.1 対象モード

図 6.11 に、GDI 高圧ポンプの作動時における騒音レベルの周波数特性を示す。なお、図中にあるように、騒音測定位置はハウジング近傍であり、ハウジング側面から 120mm の位置である。4.5kHz および 10kHz に顕著な騒音ピークが見受けられる。4.5kHz は主に電磁弁が伸縮する固有モードであり、電磁弁が放射部品と考えられる。一方、10kHz は主にハウジング側面のうちの四面が膨張・収縮する固有モードであり、ハウジング側面が放射部品と考えられる。これら二つのモードに対して、続く 6.7.2 節に示す構造変更を行い、該当周波数の騒音レベルの変化を確認する。

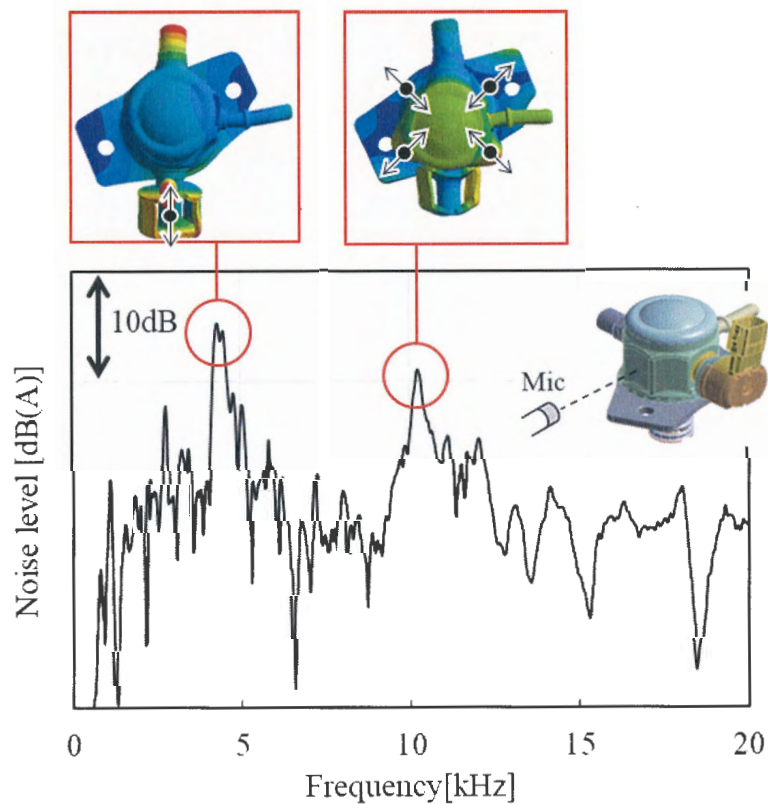


図 6.11 GDI 高圧ポンプの作動音とその原因である固有モード

6.7.2 構造変更内容

図 6.12 に、GDI 高圧ポンプの電磁弁とハウジング側面との間にリング状のアタッチメントを取り付ける構造変更を示す。この構造変更は、電磁弁の質量を増大させる。6.7.1 節で述べた通り、4.5kHz の固有モードは電磁弁が放射部品と考えられ、放射部品の質量が増大することから、騒音レベルの低減が予想される。一方、10kHz の固有モードはハウジング側面が放射部品と考えられ、電磁弁は伝達部品である。すなわち、伝達部品の質量を増大させることになるため、騒音レベルは反対に増大すると予想される。

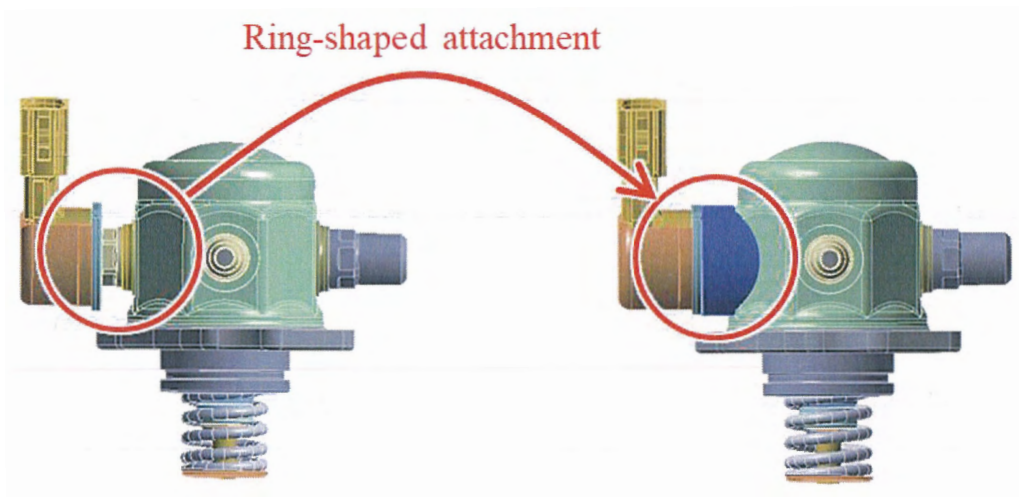


図 6.12 電磁弁の質量を増大させるリング状アタッチメントの取り付け

6.7.3 騒音レベルの変化

図 6.13 に、6.7.2 節で示した構造変更による騒音レベルの変化を示す。6.7.2 節で予想した通り、4.5kHz では騒音レベルが低減し、10kHz では反対に騒音レベルが増大した。よって、本章で得られた詳細設計の指針通り、放射音を小さくするためには、放射部品（のモードの腹）の質量を大きくするか、伝達部品（のモードの腹）の質量を小さくすることが有効であることが実製品でも確認された。

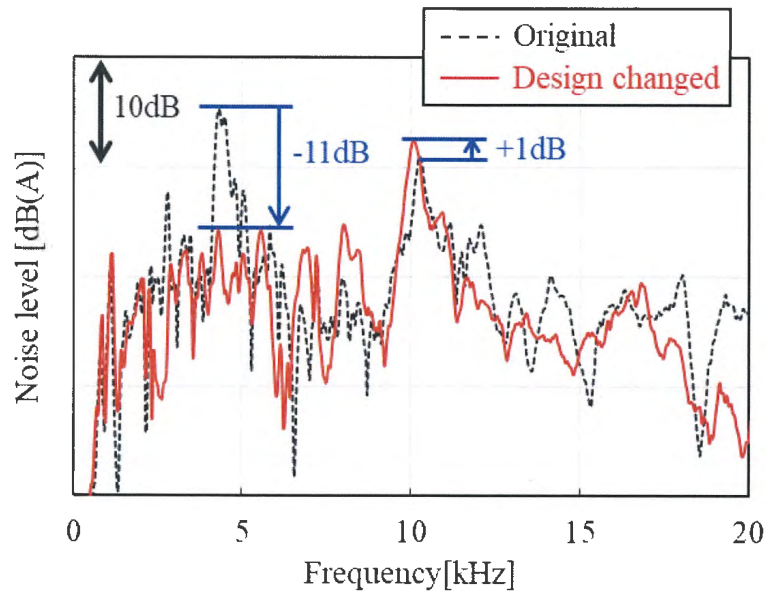


図 6.13 構造変更による作動音の変化

6.8 本章のまとめ

詳細設計では、製品内で発生する加振力が広帯域にわたる場合に重要となる「固有モードによる振動速度を抑制する」ための設計指針が求められている。本章では、加振部品、伝達部品、放射部品からなる製品において、放射部品における振動速度を低減するための、詳細設計の設計指針明確化と設計フローの提案を目的とし、以下の結論を得た。

- (1) エネルギー伝播視点の着想を実際の構造変更に結びつけるため、バネ・マス・ダンパーからなる力学モデルを用いた理論展開を行った。その結果、振動させたくない部位（放射部品）の振動速度を低減する手段として、振動させたくない部位のモードの腹の質量を大きくし、振動させても良い部位（伝達部品）のモードの腹の質量を小さくすることが有効であることを、設計指針として導いた。
- (2) 加振部品、伝達部品、放射部品を想定した複数の平板から構成されるモデルを対象に、上記理論展開で得た設計指針の検証を FEM にて行い、放射部品の振動速度を低減できることを確認した。本設計指針に基づき、モードによる振動速度を抑制できる詳細設計フローを提案する。ただし、広帯域において、全てのモードの振動速度を抑制または維持する手法の確立は残課題である。

第 7 章

結論

7.1 結論

本研究では、主として自動車用コンポーネント製品において、振動騒音を含めた多性能を両立させる構造解を導くために、初期設計と詳細設計からなる振動騒音の二段階設計手法の確立を目的とした。

第1章では、本研究の背景として、自動車用コンポーネント製品の振動騒音を低減するための、初期設計と詳細設計からなる二段階設計の必要性について述べ、本研究の目的が二段階設計の手法確立であることを示した。

第2章では、波動論の観点から振動騒音の発生機構について説明し、振動騒音の低減のためには、二段階設計によって、波動の伝播を抑制するか、もしくは共振を抑制することが重要であることを示した。また、波動の伝播を抑制するための初期設計には解析SEAが適しているが、 $MOF < 1$ の低周波数帯域における有効性の確認が課題であることを示した。一方、共振を抑制するための詳細設計に活用する手法としては、固有周波数を設計できるモード解析が適しているが、加振力が広帯域にわたって発生する場合、固有モードによる振動速度を抑制する必要がある。そこで、放射部品以外の振動エネルギーを大きくして間接的に放射部品の振動エネルギーを小さくするか、もしくは放射部品の振動エネルギーを直接小さくすることが有効と考えるエネルギー伝播視点の着想について述べた。同時に、共振を含む振動挙動を示す対象物への、エネルギー伝播視点の着想の適用性確認が課題であることを示した。

第3章では、解析SEAを用いた初期設計の課題である、 $MOF < 1$ の低周波数帯域における初期設計の有効性について検討を行った。その結果、 $MOF < 1$ の低周波数帯域においても、伝播特性であるCLFを初期設計することにより、第一波の波動により伝播する振動エネルギーを低減できることを示した。

第4章では、第3章で有効性を示した解析SEAを用いた初期設計について、設計フローを提案し、実際の製品であるGDI高圧ポンプを対象に実践した。ポンプは放射部

品が多数存在するため、各 부품の振動エネルギーを任意の評価点における音響エネルギーに換算する評価式を導出し、解析 SEA の基礎式と本評価式を用いて、音響エネルギーが最小もしくは最大となる初期設計を行った。また、ポンプ模擬試験機を用いた評価検証により、初期設計により得られた設計解の妥当性を示した。

第5章では、共振を抑制するための詳細設計において、エネルギー伝播視点の着想の適用可否を検討した。エネルギー伝播視点の着想の適用可否は、対象物の SEA モデルの精度で判断できる。従来、SEA モデルは低モード密度領域において精度が悪化するとされてきた。しかし今回、直交する三方向全ての加速度を考慮することで、周波数領域を問わず、高精度の SEA モデルが得られることを確認した。したがって、詳細設計において、エネルギー伝播視点の着想を適用できると結論付けた。

第6章では、第5章で詳細設計に適用できることを確認したエネルギー伝播視点の着想から、固有モードによる振動速度を抑制するために、バネ・マス・ダンパーからなる力学モデルを用いた理論展開を行った。その結果、放射部品の振動エネルギーを小さくするためには、伝達部品のモードの腹の質量は小さく、放射部品のモードの腹の質量は大きくすることが有効であることを導いた。この設計指針に基づいた設計フローを提案し、その振動速度の抑制効果を、複数の平板から構成されるモデルを対象に、検証・確認した。

以上、各章の結論を示したが、以下に、本論文の成果を総括する。

本論文における主たる成果は、初期設計および詳細設計の設計指針および設計フローを提案したことである。

初期設計では、第一波の波動の伝播を設計でき、かつ広帯域を扱うことのできる手法の確立が課題であった。エネルギーの伝播特性を数式で扱える解析 SEA は有力手法であるものの、 $MOF < 1$ の低周波数帯域における解析 SEA の精度については懸念があった。これに対し、本論文では、伝播特性を設計する上では MOF の値は無関係であり、周波数帯域を問わず、解析 SEA を活用した初期設計が有効であることを示した。実際

に第一波の波動の伝播を低減するためには、解析 SEA における伝播特性である CLF を設計すれば良く、CLF は構成部品のヤング率、ポアソン比、密度、板厚、結合面積などによって一意に定まる値である。

詳細設計では、固有モードによる振動速度を抑制できる手法の確立が課題であった。従来、よく用いられているモード解析では、与えられた構造の固有周波数を求め、製品内で発生する加振力の周波数から固有周波数をずらす共振回避設計に留まる。しかし、開閉弁やギアの歯打ちなどによって発生する加振力は、広帯域にわたる成分を持つため、固有周波数が重ならないようにずらすことは難しく、共振を回避することは困難であった。そのため、固有モードによる振動速度を抑制する手段が必要であった。本論文では、エネルギー伝播視点の着想が、共振を含む振動挙動を示す対象物においても、直交する三方向全ての加速度を考慮することで成立することを示し、その上で放射部品の振動エネルギーを低減することに着目し、製品内の質量分布の設計指針に落とし込んだ。その結果、固有モードによる振動速度を低減するためには、伝達部品のモードの腹の質量を小さく、放射部品のモードの腹の質量を大きくすることが有効であることを導いた。

7.2 今後の課題

7.1 節で述べた通り、本論文における主たる成果は、初期設計および詳細設計の設計指針および設計フローを提案したことである。その際に、前提条件や仮定をおいており、それらを網羅した上での設計指針・設計フローの体系化が今後の課題と考えている。

具体例を挙げると、一つは、初期設計、詳細設計両方における結合部減衰の考慮である。第3章および第6章の検討はFEMで行っているため、FEM上では有効であると言えるが、実験評価による結果と整合が取れるとは必ずしも言い切れない。その主な誤差要因が、部品間における摩擦によって生じる結合部減衰である。「溶接」や「ボルト結合」、「しまりばめ」などに比べ、部品間の締結力が小さい「すきまばめ」や「スナップフィット」といった結合方法では、部品の相対的な運動が発生することにより、結合部減衰の寄与度は相対的に大きくなる。その結果、FEMと実験評価の結果が乖離する要因となりうる。第4章で初期設計を実践したGDI高圧ポンプは、部品間の締結力が比較的大きい「溶接」、「ボルト結合」、「しまりばめ」を結合方法として採用しており、効果的に設計できたとも言える。また、第5章で対象とした三種類の構造物は、そもそも一体物を便宜上要素分割したに過ぎないため、SEAモデルの精度が得られたともとれる。したがって、初期設計、詳細設計をより狙い通りに行うために、結合部減衰を考慮できる手法の確立が、今後の課題である。

さらにもう一つ例を挙げると、詳細設計において、特定の固有モードだけでなく、全てのモードの振動速度を抑制または維持する手法の確立である。本論文では、特定の固有モードに限定し、伝達部品上に発生する当該モードの腹の質量は小さく、放射部品上に発生する当該モードの腹の質量は大きくすることで、放射音につながる振動速度を抑制できることを導いた。しかし、広帯域で見ると、他の固有モードによる振動速度が増大する場合もある。すると、加振力が広帯域にわたって生じる製品では、周波数によっては逆に振動騒音が大きくなることが予想される。こうしたケースを防ぐために、全ての固有モードの振動速度を抑制または維持する手法の確立も、今後の課題である。

発表論文

—査読付き論文—

1. 池田 和正, 山崎 徹, 低モード密度領域における実験 SEA の拡張適用, 日本機械学会論文集, Vol. 85, No. 878 (2019), DOI: 10.1299/transjsme.19-00185.
2. 池田 和正, 山崎 徹, 解析 SEA を活用した初期設計による低周波数帯域の平均振動低減効果, 日本機械学会論文集, Vol. 86, No. 891 (2020), DOI: 10.1299/transjsme.20-00279.
3. 池田 和正, 武田 章善, 山崎 徹, 部品間エネルギー伝達に着目した低騒音構造の初期設計, 日本機械学会論文集, 投稿中.
4. 池田 和正, 山崎 徹, エネルギー伝播視点の詳細設計による振動騒音低減指針, 日本機械学会論文集, 投稿中.

—講演論文—

1. 池田 和正, 瀬村 純一, 大澤 司, アウターロータ型モータの音発生メカニズム, 自動車技術会秋季大会学術講演会講演予稿集 (2014), 20145870.
2. 池田 和正, 武田 章善, 山崎 徹, 部品間エネルギー伝達に着目した低騒音構造の初期設計, 自動車技術会秋季大会学術講演会講演予稿集 (2019), 20196159.

—国際会議—

1. Ikeda, K., Semura, J., Ohzawa, T., Mechanism of Noise Generation on Outer Rotor Motor, Proceedings of Inter-Noise 2014 CD-ROM.
2. Ikeda, K., Yamazaki, T., Noise Reduction Approach using Experimental Statistical Energy

Analysis on a High Pressure Pump for Gasoline Direct Injection Systems, Aachen Acoustics Colloquium 2017 Proceedings, pp.137-146.

3. Ikeda, K., Yamazaki, T., Expansion of Experimental Statistical Energy Analysis to Low Modal Density Structures, Proceedings of Inter-Noise 2019 CD-ROM.

—その他—

1. 池田 和正, SEA による概念設計の考え方と車載機器への応用, 日本騒音制御工学会誌, Vol. 44, No. 3 (2020), pp.137-140. (寄稿)
2. 池田 和正, 瀬村 純一, 大澤 司, アウターロータ型モータの音発生メカニズム, デンソーテクニカルレビュー, Vol.20 (2015), pp.41-46.

参考文献

第1章

- [1.1] 特集 高効率パワートレイン, 自動車技術会誌, Vol.69, No.9 (2015).
- [1.2] 平成 23 年度 電気自動車等の普及に関する調査 調査報告書 (2012), 一般社団法人 次世代自動車振興センター.
- [1.3] 西村 正治, 解説 空力騒音低減技術の最近の動向, 日本音響学会誌, Vol.65, (2009), pp.358-363.
- [1.4] 三山 栄二, 赤松 博道, 影山 雄介, 海老沢 弘道, 森田 真一, 田中 克則, 塩川 直希, 宮川 隆之, ロードノイズ適正化のためのタイヤ固有値コントロール技術, 自動車技術会学術講演前刷集, No.20095194 (2009).
- [1.5] 矢野 順也, 米良 実, 小出 達也, 新型プリウス向け電動コンプレッサーESB20 の開発, 豊田自動織機技報, No.67 (2016), pp.22-26.
- [1.6] 田中 政一, 神谷 勝, 酒井 雅晴, 瀬村 純一, 環境維持と安心安全に貢献するデ
ンソ어의低騒音技術, デンソーテクニカルレビュー, Vol.20 (2015), pp.14-25.
- [1.7] 駒田 匡史, ハイブリッド車の振動騒音現象とその低減技術, 日本機械学会誌,
Vol.110, No.1064 (2007), p.545
- [1.8] 長松昭男, モード解析入門, コロナ社(1993), pp.8-11.
- [1.9] Mead, D., Waves and modes in finite beams, application of the phase-closure principle,
Journal of Sound and Vibration, Vol.171, No.5 (1994), pp. 695-702.
- [1.10] Wang, X., So, R. and Chan, K., Resonant beam vibration: A wave evolution analysis,
Journal of Sound and Vibration, Vol. 291, No.3 (2006), pp. 681-705.
- [1.11] Chouvion, B., Fox, C., Mcwilliam, S. and Popov, A., In-plane free vibration analysis of
combined ring-beam structural systems by wave propagation, Journal of Sound and

Vibration, Vol. 329, No.24 (2010), pp. 5087-5104.

- [1.12] 富田 直, 中野 幸人, 杉浦 豪軌, 松村 雄一, 3次元はり構造物の波動解析に基づく固有モードの節位置制御, 日本機械学会論文集, Vol.84, No.864 (2018), DOI:10.1299/transjsme.18-00027.
- [1.13] Lyon, R. H., Statistical energy analysis of dynamical systems, Theory and Applications, MIT Press (1975).
- [1.14] 山崎 徹, 黒田 勝彦, 森 厚夫, SEAによる機械製品の固体音低減プロセス, 機械学会論文集C編, Vol.73, No.731 (2007), pp.1948-1954.
- [1.15] 吉村 卓也, 実験モード解析の最近の動向 —その 1. タイヤ側の騒音低減技術—, 日本音響学会誌, Vol.66, No.5 (2010), pp.239-244.
- [1.16] 城戸 一郎, モード解析の研究動向, 自動車 NVH への適用を中心として, 日本機械学会 2010 年度年次大会講演資料集, Vol.9 (2010), pp.353-354.
- [1.17] Malen, D. E., Fundamentals of Automobile Body Structure Design, SAE International (2011).
- [1.18] 大野 進一, 山崎 徹, 機械音響工学, 森北出版 (2010), pp. 157-186.
- [1.19] Lyon, R. H. and DeJong, R. G., Theory and Application of Statistical Energy Analysis, Second Edition, RH Lyon Corp. (1998).
- [1.20] 鈴木 昭次, 西村 正治, 雉本 信哉, 御法川 学, 機械音響工学, コロナ社 (2004), pp. 137-139.

第2章

- [2.1] 大野 進一, 山崎 徹, 機械音響工学, 森北出版 (2010), pp. 157-186.
- [2.2] 三山 壮, 宮崎 敦子, 中村 弘毅, 山崎 徹, 振動エネルギー流れの促進と抑制に基づく低振動構造設計, 自動車技術会春季大会学術講演会講演予稿集 (2019),

20195132.

- [2.3] 吉岡 大二郎, 振動と波動, 東京大学出版会 (2005), p.119.
- [2.4] 背戸 一登, 丸山 晃市, 振動工学 解析から設計まで, 森北出版 (2002), pp.239-240.
- [2.5] 山崎 徹, 中西 康介, 諏訪部 溪太, 塩崎 弘隆, 柳瀬 純一, ホワイトボディの振動エネルギー伝搬モデルによる概念設計, 自動車技術会秋季大会学術講演会講演予稿集 (2019), 20196158.
- [2.6] Cremer, L., Heckl, M. and Petersson, B.A.T., Structure-Borne Sound, Third Edition, Springer (2005).
- [2.7] Lyon, R. H. and DeJong, R. G., Theory and Application of Statistical Energy Analysis, Second Edition, RH Lyon Corp. (1998).
- [2.8] 長松昭男, モード解析入門, コロナ社(1993), pp.97-113.
- [2.9] 池田 和正, 山崎 徹, 低モード密度領域における実験 SEA の拡張適用, 日本機械学会論文集, Vol. 85, No. 878 (2019), DOI: 10.1299/transjsme.19-00185.

第3章

- [3.1] Lyon, R. H. and DeJong, R. G., Theory and Application of Statistical Energy Analysis, Second Edition, RH Lyon Corp. (1998).
- [3.2] 瀬戸 厚司, 吉田 裕一, 山本 豊樹, 鹿子 慎太郎, 自動車モデル部材の疲労特性および振動音響特性の評価に関する取組, 新日鉄技報, 第 393 号 (2012), pp.55-62.
- [3.3] 山崎 徹, 黒田 勝彦, 固体音解析における解析 SEA パラメータの FEM による検証, 機械学会論文集 C 編, Vol.74, No.744 (2008), pp.1963-1970.
- [3.4] 池田 和正, 山崎 徹, 低モード密度領域における実験 SEA の拡張適用, 日本機械学会論文集, Vol. 85, No. 878 (2019), DOI: 10.1299/transjsme.19-00185.

第4章

- [4.1] 大野 進一, 山崎 徹, 機械音響工学, 森北出版 (2010), pp. 157-186.
- [4.2] 鈴木 昭次, 西村 正治, 雉本 信哉, 御法川 学, 機械音響工学, コロナ社 (2004), pp. 137-139.
- [4.3] 武田 章善, 池田 和正, 中村 弘毅, 山崎 徹, 解析 SEA に基づく要素配置変更による噴射ポンプ筐体の低振動化, 自動車技術会春季大会学術講演会講演予稿集 (2019), 20195132
- [4.4] 山崎 徹, 中西 康介, 諏訪部 溪太, 塩崎 弘隆, 柳瀬 純一, ホワイトボディの振動エネルギー伝搬モデルによる概念設計, 自動車技術会秋季大会学術講演会講演予稿集 (2019), 20196158.

第5章

- [5.1] 池田 和正, 山崎 徹, 低モード密度領域における実験 SEA の拡張適用, 日本機械学会論文集, Vol. 85, No. 878 (2019), DOI: 10.1299/transjsme.19-00185.
- [5.2] 大野 進一, 山崎 徹, 機械音響工学, 森北出版 (2010), pp. 157-186.
- [5.3] 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.
- [5.4] Lalor, N., Practical considerations for the measurement of internal and coupling loss factors on complex structures, ISVR Technical Report, No.182 (1990).
- [5.5] 宮原 卓也, 山崎 徹, 鎌田 実, SEA 理論に基づく自動車ホワイトボディの振動解析, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2002 CD-ROM 論文集, No.01-5 (2002), 101.
- [5.6] 山崎 徹, 黒田 勝彦, 森 厚夫, SEA による機械製品の固体音低減プロセス, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.73, No.726 (2007), pp.84-90

- [5.7] 白木 万博, 騒音防止設計とシミュレーション, 応用技術出版 (1987), pp.383-422.
- [5.8] Lyon, R. H., In-plane contribution to structural noise transmission, *Noise Control Engineering Journal*, Vol.26, No.1 (1986), pp.22-27.
- [5.9] 黒田 勝彦, 山崎 徹, 鞍谷 文保, 平板構造物の面外振動の SEA モデルに及ぼす面内振動の影響, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.74, No.744 (2008), pp.1955-1962.

第 6 章

- [6.1] 長松昭男, モード解析入門, コロナ社 (1993), pp.97-113.