

振動騒音低減化のための構造最適設計
に関する研究

平成14年3月

横浜国立大学附属図書館



11160445

金田 章

博士学位論文

振動騒音低減化のための構造最適設計
に関する研究

A Study on Structural Design Optimization
for Vibroacoustic Reduction

平成14年3月

指導教官 白鳥 正樹 教授

横浜国立大学大学院

工学研究科 生産工学専攻

金田 章

横浜国立大学附属図書館



11160445

概要

多くの機械装置において、振動騒音の低減化、改善化は重要な課題の1つである。それに対する低騒音化対策として、板厚の変更や、補強材、ビード付加による剛性強化、また制振材の適用による減衰性付与等のさまざまな構造変更が、経済性や取り扱いの容易さ等の面で利点を有することから多く実施されている。しかし、振動騒音は構造物の振動特性と音響放射特性の組み合わせによって決まる複雑な現象であるため、構造変更すべき箇所予測は必ずしも容易ではない。そのため、限られた使用で効果的な騒音低減を実現することは難しく、場合によっては逆に騒音増加を招くこともある。さらに近年、振動騒音に悪影響を及ぼす小型軽量化要請や、他性能の高効率化、低コストへの要求とのトレードオフや開発期間の短縮という厳しい状況の中において、騒音対策はますます困難になってきている。

そこで本論文では、効果的な振動騒音低減化を実現するための構造最適設計手法の確立を目指した検討を行う。本論文は6章から構成されている。第1章では、緒言として本論文のテーマである機械装置における振動騒音問題について、従来行なわれている対策の問題点、関連する数値シミュレーション手法の概要を述べ、振動騒音低減化のための構造設計の観点から本研究の目的と意義を明らかにする。第2章では、目的とする構造最適設計シミュレーションを実行するため、振動解析、音響解析、遺伝的アルゴリズムを組み合わせて自動化・統合化した最適化計算システムを作成した。本計算システムではFEM解析プログラムとして汎用解析ソフトのNASTRANを組み込んでいるため、FEM解析において多様な要素や境界条件等のライブラリが使用でき、モデル化及び荷重条件や支持条件等の設定が正確に行なえることを可能にしている。ベンチマーク問題として、音響箱モデルを対象とした構造最適設計問題に本計算システムを適用した。ここでは、音響加振される振動板上の質量付加配置を設計変数とし、音圧計測点における特定の放射音圧レベルの低減化を目的とした最適化計算を実行した結果、対象とする放射音圧レベルを効果的に低減できる付加配置を求めることができた。また、その結果に対して同じ設定で実験も行ない、実験結果との比較を行った。以上から、目的とする構造最適設計シミュレーションに対する本システムの実用性及び有効性を数値的、実験的に検証することができた。第3章では、機械装置の重量・コスト等の低減要求に伴い、従来行われてきたリブ付加等の構造変更による騒音低減が非常に困難になってきているという背景事情から、従来手法とは異なるアプローチとして振動板の曲面形状化による構造最適設計を提案し、振動放射音特性の改善に対する効果を検討した。解析対象として簡易板モデルを用い、B-スプラインを用いた曲面形状設計方法を第2章で作成した最適化計算システムに組み込み、音響放射パワーの低減化を目的として板の形状最適設計シミュレーションを実行した。その結果、わずかな形状変更により音響放射パワーを効果的に低減できる板構造を求めることができ、提案した手法が騒音低減に有効な方法

となる可能性を得た。この手法においては設計パラメータの変更が目的関数の応答に与える影響が大きいため、実際の設計においてパラメータ変動の影響が避けられない場合、最適化計算で得た解の評価値が大きく悪化する可能性がある。そこで第4章では、最適化計算で得られた結果に対してパラメータ変動を考慮したロバスト性の検討を行った。ここでは、モンテカルロ法を用いた確率論的評価により、期待値と悪い値の両方の観点からロバスト性について比較検討を行い、さらに設計値を修正することによりパラメータ変動に対する応答が改善されるような設計を試みた。また最適解探索において、解の評価値だけでなくパラメータ変動に対する応答も考慮できることを目的として、遺伝的アルゴリズムを応用したロバスト最適解探索手法を新たに提案し、その手法を第3章で行った板モデルの音響放射パワー低減化設計に適用し、その有効性を検証した。第5章では、これまでの解析の応用として、トラックの運転室であるキャブ室内に生じる低周波こもり音を解析対象とした。第4章で用いた板モデルに比べ、より複雑な応答を示すキャブモデルに対して提案したロバスト最適解探索手法を適用し、低周波こもり音の低減化を目的としてキャブパネルの曲面形状最適設計を行った。その結果、わずかな形状変更により音圧レベルを効果的に低減でき、またパラメータ変動に対する応答も安定した解が得られたことで、提案手法の有効性を検証することができた。また、より実用的な探索方法として、目的関数に対する目標値をあらかじめ設定し、その値を追及する操作を加えたロバスト最適解探索を行った結果、より少ない評価回数で有効な解を得ることができた。最後に、第6章において各章で得られた結論をまとめて総括する。

Abstract

In many mechanical structures such as vehicles, vessels and airplanes, structural design for reducing radiated noise is becoming increasingly important. However, engineers were required to design quiet structures through experimentation, a costly and time-consuming process until recently. Moreover in the early stage of a vehicle's body development, it is necessary to find out trends for the acoustic behavior of the whole vehicle, since in this period the design is created. To obtain a viable design inexpensively within a shorter development cycle, computer-aided-engineering (CAE) methods are being utilized extensively and may soon be replacing the empirical method of designing quiet structures.

Various structural modifications have been pursued to reduce radiated noise from vibrating structures by means of passive measures such as use of plate thickness, added masses, damping materials, and ribs or other stiffeners. Compared to the active noise control, they are still an attractive alternative for reason of economy, simplicity and stability. However, it is hard to predict the effectiveness of noise reduction through structural modifications because it often requires finding the optimal solution of complex multi-dimensional functions. In addition to that, structural modifications often need to be designed to provide an optimal trade-off between performance and serious limitations on material cost and weight which are of particular importance in the automotive industry. Therefore structural design for noise reduction is a trial and error procedure. If structural design optimization is attempted to reduce noise using the trial and error technique, it can often lead to unmanageable measures of human intervention and computation. Consequently it is important to devise an efficient integrated analysis-design method that will reduce human efforts and maintain a high level of accuracy in optimality considerations.

The objective of this paper is to develop effective, general CAE methods for structural design optimization of vibroacoustic problems. This paper consists of 6 chapters. The contents of each chapter are as follows;

Chapter 1 gives an introduction to the subject of vibroacoustic problems of mechanical structures pointing out conventional engineering approaches and CAE methods for them. And the design goal of this paper is discussed. Chapter 2 presents a method for applying optimization technique using genetic algorithms (GA) in conjunction with vibration analysis and acoustic radiation analysis to solve acoustic radiation optimization problems. The presented method makes it possible to easily utilize a wide variety of numerical results since the commercial finite element code NASTRAN is coupled with the optimization procedure. This method is applied for the reduction of sound radiation from a vibrating plate coupled to an acoustic cavity with positions of masses on the plate as design variables. This problem can serve as benchmarks for

further study. The design program has yielded designs that were effective in reducing the sound pressure in the frequency range of interest as measured at the receiver point. The numerical prediction was in good agreement with the experimental result. Thus, the presented method has been shown to be both effective and accurate in the numerical and experimental study of this design example. Chapter 3 demonstrates the effectiveness of noise control by improving acoustic characteristic by the curvature design approach. Very little work has been done on effects of curvature design on acoustic reduction. The method that couples the shape representation technique using B-splines with the integrated program developed in Chapter 2 is applied for optimizing plate geometry with respect to reduction of the sound power in a given frequency band. It has been demonstrated that relatively small changes in the geometry of the plate can result in significant reductions in radiated sound power. They highlight the advantages of using the underlying curved geometry to achieve improved acoustic performance of a structure. However, they also indicate the great sensitivity of the objective function with respect to the given design parameter set. Therefore, the performance of the optimized design may still be poor because of the scatter in the system which can never be avoided in the real world. In Chapter 4, the robustness of optimized design candidates obtained is analyzed by using stochastic simulations, so that designs that are statistically less likely to be sensitive to parameter scatter are determined. The resulting statistical distribution of perturbed performance helped in the choice of the best optimized candidate. And the stochastic improvement method using the stepping technique was successfully implemented for improving the perturbed performance. Moreover this chapter presents a new method that applies the nature of GA for finding robust design candidates. It has been shown that this robust design method is successfully implemented for the optimal design discussed in Chapter 3. In Chapter 5, the method presented in Chapter 3 and 4 is applied for reducing booming noise in a truck cab which is caused by resonance of the engine compartment by the curvature design of the cab panel. This method has yielded designs that are robust and effective in reducing the sound pressure at the receiver points. Furthermore, it has been shown that specifying a target value in advance is more practical due to fewer function evaluations. Finally, Chapter 6 summarizes conclusions of all preceding chapters.

目次

第1章 緒言.....	1
1.1 振動騒音とは.....	2
1.2 騒音対策技術.....	4
1.3 騒音対策の問題点.....	4
1.4 数値シミュレーション技術の必要性.....	5
1.5 振動・音響解析における数値シミュレーション技術の概要.....	6
1.6 最適化解析の必要性と振動騒音分野における問題点.....	13
1.7 まとめ.....	16
1.8 本論文の構成.....	16
参考文献.....	17
第2章 振動放射音低減化設計のための最適化計算システムと音響箱モデルへの適用	20
2.1 緒言.....	21
2.2 最適化計算手順.....	22
2.2.1 解析モデル.....	22
2.2.2 振動解析.....	23
2.2.3 放射音解析.....	24
2.2.4 音響解析結果.....	25
2.2.5 構造変更.....	28
2.2.6 最適化手法.....	29
2.2.7 最適化計算の条件.....	31
2.3 最適化計算結果.....	33
2.4 μ GAとSGAの比較.....	39
2.5 検証実験.....	39
2.6 まとめ.....	41
参考文献.....	41
第3章 振動板の曲面形状最適設計による音響放射パワー低減化の検討.....	43
3.1 緒言.....	44
3.2 音響放射パワーの計算.....	44
3.3 リブ付加による振動放射音低減化設計.....	47
3.4 振動板の曲面形状設計.....	50

3.5	曲面形状変更による音響放射特性の変化.....	52
3.6	曲面形状最適設計.....	53
3.7	最適化計算結果.....	56
3.8	まとめ.....	58
	参考文献.....	58
第4章	ロバスト性を考慮した構造最適設計の検討.....	60
4.1	緒言.....	61
4.2	確率論的評価によるロバスト性の検討.....	61
4.3	最適化計算結果のロバスト性の検討.....	63
4.4	設計変更による応答の改善.....	65
4.5	GAによるロバスト最適解探索.....	68
4.5.1	ロバスト最適解探索手法の構成.....	68
4.5.2	1次元関数への適用例.....	69
4.5.3	板モデルの音響放射パワー低減化設計への適用.....	71
4.6	まとめ.....	74
	参考文献.....	75
第5章	キャブ室内低周波こもり音の低減化設計.....	76
5.1	緒言.....	77
5.2	解析対象.....	77
5.3	ロバスト性を考慮したフロアパネルの曲面形状最適設計.....	80
5.4	ロバスト最適解探索結果の例.....	81
5.5	目標値を設定したロバスト最適解探索.....	87
5.6	まとめ.....	89
	参考文献.....	90
第6章	総括.....	91
付録A	遺伝的アルゴリズム.....	94
	参考文献.....	98
付録B	B-スプライン.....	99
	参考文献.....	104
	公表一覧.....	105
	謝辞.....	107

第 1 章

緒 言

第1章 緒言

1.1 振動騒音とは

自動車，船舶，航空機，家電製品，建築分野等の多くの機械装置において，騒音の低減化，改善化は重要な課題の1つである。騒音低減技術を理解するには，まず音がどのように発生するかを知る必要がある。音は媒質中の圧力変化により発生する。音の形態を単純に表すと Fig.1-1 のようになる。実際には入力系と伝達系がさまざまに組み合わさってきわめて多様な現象が発生している。この中で，発生源によって直接媒質中に圧力変化をおこす空気伝搬音と並んで，固体の振動によって間接的に圧力変化を起こす固体伝搬音（振動放射音）は機械騒音発生 の主要な原因であり，その対策は機械装置に関連する低騒音化において現在残っている大きな問題の一つである。

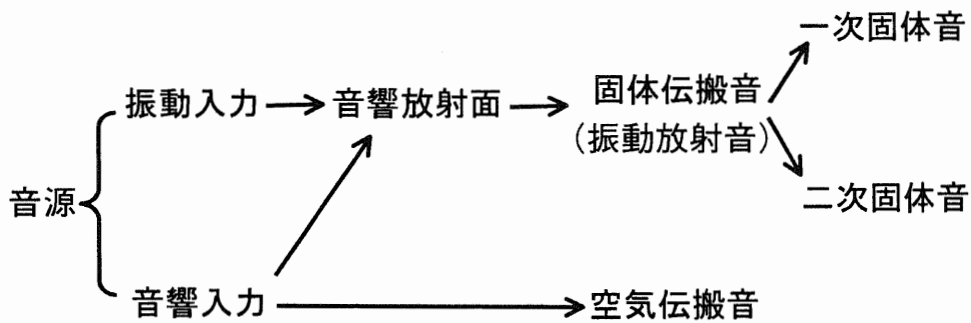


Fig.1-1 音の種類と系統図

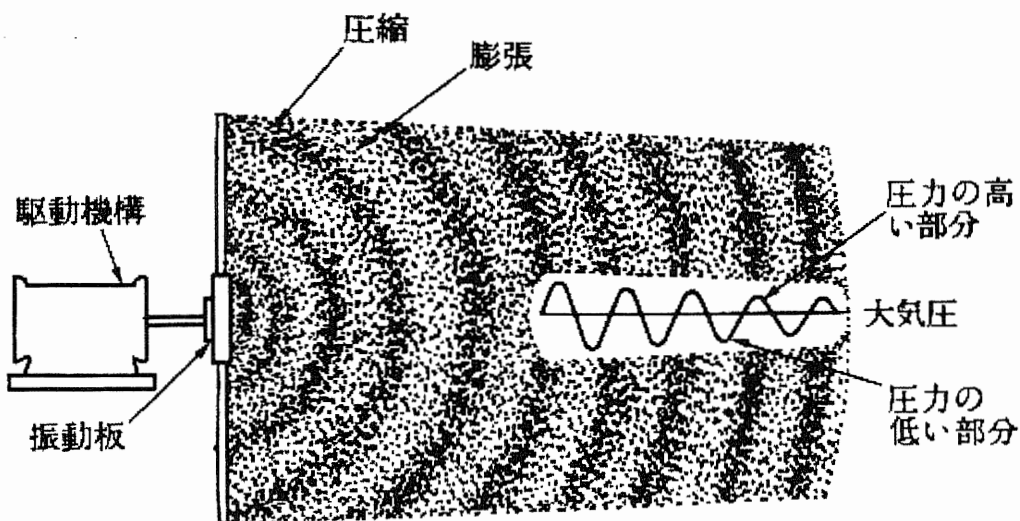


Fig.1-2 固体伝搬音の発生メカニズム⁽¹⁾

固体伝搬音の発生メカニズムの例を Fig.1-2 に示す。固体に機械的，流力的及び音響加振力が作用すると，固体内部及び表面に振動が生じる。この固体表面の法線方向振動変位により表面に接する固体近傍の媒質は圧縮と膨張の繰り返し運動を受け，そこに圧力変化が生じ，その圧力変化が媒質中を伝搬する。これが疎密波であり，音圧波となって放射される。

このように固体伝搬音と構造物の振動は密接に関連している。固体伝搬音には，機械的な加振力が直接固体に作用し固体中を振動が伝搬し，それにより固体表面から空気中に放射される一次固体音と，音源から発せられた空気音が空気中を伝わり固体に進入し，それにより加振された固体表面から放射される二次固体音がある。固体音は機械加振と空気加振によりその放射特性は異なる。機械構造物より放射される騒音の大部分はこのような固体音による振動騒音である。

機械装置は板状の構造部材で構成されることが多く，それが原因となる振動騒音は主としてその板状構造物の中を諸方向に伝搬する曲げ振動によって放射されると考えられる。曲げ振動は板や棒に曲げモーメントが作用して生じ，屈曲振動とも呼ばれる。この振動は分類上では縦振動と横振動の中間に位置する振動で，横変位が比較的大きく，曲げ振動している固体を取り囲む媒質中への音放射に最も関係深い振動である。その振動の様子を Fig.1-3 に示す。

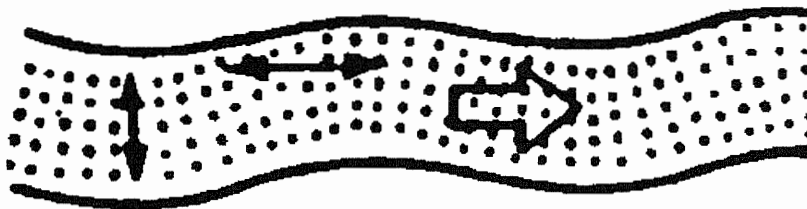


Fig.1-3 板状構造物中の曲げ振動 (⇔ 伝搬方向，↑→ 変位方向)

板が大きい音を発生するのは，板の固有振動数付近の共振による振動の影響が大きい。板が共振しているということは，板の中を諸方向に伝搬する曲げ波が周辺からの反射波との干渉の結果，共振振動数と呼ばれる周波数において定在波の振動場を生じているということである。その振動場は周波数特性を持ち，その特性は物体自体の物性値や構造体としての大きさ，周辺条件などに依存するとともに当然入力周波数特性にもよる。屈曲振動を行なう際に生じる振動放射音は，剛体板のピストン運動に伴い発生する音とは異なり複雑な性状を呈する。振動放射音に関する理論的な研究では，振動平板を伝搬する曲げ波の波数と放射音の波数の大小関係により基本的には3種類の放射パターンが存在することを示した Maidanik⁽²⁾，周辺単純支持平板の各振動モードに対する放射パワーの近似式を導き振動モードと放射効率の関係を示したWallace⁽³⁾の著名な研究があ

る。また、点加振に受ける無限、有限平板の振動放射音の定式を理論的に導出したものがある^{(4)~(7)}。

振動放射音の問題において、音源から無限空間に音が放射される場合には放射された音波は一方的に周囲に拡散していくが、閉空間に囲まれた内部音場問題では周壁や管端で音波が反射し、多重反射を繰り返して定在波を形成する。定在波の周波数（固有振動数）に近接した周波数で加振されると共鳴を起こして大きな騒音を発生する。

1.2 騒音対策技術

低騒音化対策のための技術には、アクティブ技術とパッシブ技術に大別される。前者はエネルギーを加えない技術で、後者は外部から音や振動等のエネルギーを加えて低騒音化を図る技術である。前者であるアクティブノイズコントロールは、人の耳位置での騒音を感知してそれをベクトルの的にキャンセルする方法である。この対策は質量増加も少なく他性能とのトレードオフは発生させないためうまく使えば効果の大きい方法であるが、一方ではコストが高い場合が多く、コスト対性能比が悪いという難点がある。

それに対し、後者の受動的な手法は、経済的である上に取り扱いが容易という利点を有するため、依然として多くの機械構造物に適用されている。加振力によって励振された機械構造物の表面振動が空気を加振して生じる振動放射音を低減するには、固体が加振力で振動しないようにすればよいわけで、パッシブ技術では構造物表面の振動を抑制することが基本となる。その代表的な対策として、板圧変更、補強材やビードの付加によって構造物の剛性を向上させたり、制振材の施行等によって減衰性を付与する等、さまざまな構造変更が施行されている。

1.3 騒音対策の問題点

振動騒音は、1.1 節で述べたように発生機構そのものは分かり易いが、構造物の振動特性、媒質中における放射特性、空間の音響特性の組み合わせによって決まる複雑な現象であるため、構造変更すべき箇所を推定するのは必ずしも簡単ではなく、それが騒音対策を難しいものになっている。加振力を受ける構造物の振動を単に抑制しても、強制振動モードが変化し、放射音が一向に下がらないどころか、場合によっては逆に増加を招いてしまうといった現象をしばしば呈し、実際の放射音低減に関してどの程度効果があるのか十分わかっていないのが現状である。このようなことから、騒音対策技術の分野は経験と試行錯誤に頼らざるを得ない事が多く、「技術者泣かせ」と言われてきた。もっとも、振動の抑制が必然的に騒音を増加させるのではなく、構造物の振動を十分に減衰させるだけの処理は、騒音を減少させる。このような対策手法の多くはコスト・重量の増加を伴うものであり、自動車では音の放射系となる車体パネルは受音部である乗員の耳に対して音波が通過する最終表面となり、多くの起振源、音源の影響が集約された部

分となるので手厚い制振防音対策がなされており、乗員一人分の体重ほども使用されるケースがある。

近年、機械装置の振動騒音はその品質要求がますます高まっているが、振動騒音に悪影響を及ぼす小型軽量化要請や、他性能の高効率化、低コストへの要求とのトレードオフや、開発期間の短縮という厳しい状況の中において、これらの要求を同時に満足させるような対策を行なうことがますます困難になってきている。重量、使用材料、生産技術等の制約条件の下で、効果的な騒音低減を低コストで効率良く実現するためには、単に振動低減のための処置を考えるだけでなく、構造物の振動特性と音響伝搬特性の双方の効果を考慮した構造変更を行なうことが必要になる。このような分野の研究はアクティブ技術よりも遅れている。構造物の補強、制振材付加などの制振処理による騒音低減効果に関する研究には、制振材付きの平板の放射音特性として曲げ波の位相速度に注目し遅延時間と放射効率の関係を示した武捨ら⁽⁸⁾の報告、制振材の適用方法や使用量、また、使用する制振材の制振性能の違いによる音響放射特性や振動レベルの変化を実験的に検討した井上ら⁽⁹⁾の報告、補強骨を有する制振板の音響放射パワーと、補強骨の本数、配置方向、制振板減衰性能の有無などのパラメータとの関係を数値シミュレーションにより整理、検討した杉本ら⁽¹⁰⁾の報告、ビードや制振材を付加したパネルの振動と、音への変換効率について実験的に検討を行った山崎ら⁽¹¹⁾の報告等がある。

1.4 数値シミュレーション技術の必要性

このような振動騒音問題に対して、従来からその解決や対策は実験的に行なわれていることが多く、経験や勘によって試行錯誤的に対処されており、計算はともすれば敬遠されていた。実験解析では実現象そのもののデータが得られるという大きなメリットはあるが、以下の理由によりそのようなやり方は限界にきている^{(12),(13)}。

- (1) 音の原因となる音響振動現象は、複雑に錯綜しているのが一般的である。実験的方法によるだけでは実験条件や測定内容にも物理的、時間的に制約があり、得られるデータに限りがあるため、その現象を支配している問題の音響的本質を把握できない場合がある。
- (2) 実機やモデル、装置などの製作、また試作品によるトライ・アンド・エラーで最適な設計を行なう場合、多大なコストと時間を必要とする。情報手段が充実し、大衆の流行や好みが急変する時代において、商品予測は困難になり、商品の基本設計から販売までを短期間で行なわなければならない。物作りの期間はあまり短縮できないから、開発、設計期間にしわよせがくる。それでも間に合わず、設計と生産体制の構築を並行して行なうので、設計が終わったときには量産ラインがかなりできていることが多い。そこで、実動中の振動騒音問題を設計段階で正しく予測し対策す

る必要がある。静的問題は設計段階で解決し、振動騒音問題は主に試作試験で解決する、という姿勢は時代遅れになるつつある。

- (3) 自動車をはじめとする各種機械は、長年の必死の努力により限界近くまで改良を重ねてきたにもかかわらず、振動騒音に関する要求は苛酷さを増す一方である。そのため、根本的な形態の変化を模索せざるを得ない。これに対しては、従来の武器であった勘と経験は無力である。

このような問題の解決や現象の把握に対して、CAE (Computer Aided Engineering) あるいは数値シミュレーションは実験解析と並ぶ重要な技術である。コンピュータによる数値解析は、モデル化の妥当性検証や実現象との対応確認を行なう必要があるが

- (1) 設計の段階で事前検討ができる (ものを作る前にチェック, 評価, 改善ができる)。
- (2) 従来, 設計者の経験や勘をもとに行ってきた条件変更やパラメータサーベイ等の繰り返し作業が容易にできて最適条件を探索しやすい。
- (3) 完全情報が得られる (エネルギーや速度分布などを実験では得られにくい情報が見やすい形で得ることできる)。
- (4) 実験に比べ制作費不要で, 設計期間の短縮, 設計品質の向上, 設計コストの削減が実現できる。

などの特徴があり、研究面においては現象の認識・発見に、実務面においては最適設計、トラブル防止などに役立ち、さらに製品開発期間の短縮、性能や安全品質の向上に大きく貢献できる。そのため、最近ではますますCAEの重要性が高まり、多く利用されるようになった。最近では、汎用ソフトが充実しつつあり、有限要素法、境界要素法が主流となって、いろいろな解析ができる環境ができるようになってきている。振動解析に比べると、音響解析技術の方の普及は比較的最近になってからである。

1.5 振動・音響解析における数値シミュレーション技術の概要

これまで述べたように、振動騒音の解析は構造物の振動解析と密接に関連している。この場合、音場の境界となる構造面の振動レベルを与えるのが一般的であり、前処理として振動解析が必要となる。有限要素法 (FEM) による振動解析では、弾性体としての構造物の挙動を表すモデルとして構造物を有限の大きさの質量と剛性要素に細分化し、ばね-質量系に減衰をもたせたモデルが用いられる。本モデルを (1-1) 式に示す行列、ベクトルの形式で表した多自由度系運動方程式を解き構造物の振動変位、振動速度や振動加速度の動的特性を求める。

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

ここで、 $\{w\}$ は構造の変位ベクトル、 $\{F(t)\}$ は加振力ベクトル、 $[M]$ は質量マトリックス、 $[C]$ は減衰マトリックス、 $[K]$ は剛性マトリックスである。(1-1) 式は構造・振動の問題における支配方程式であるが、このような動的システムには固有振動数が存在し、固有振動数に等しい周波数の外力が加えられると共振によって大きな振動になる。システムが定常振動の状態にある場合、例えば正弦波加振を受ける動問題では応答を周波数成分別に算出できる。(1-1) 式の方程式において外力項が

$$\{F(t)\} = \{P(\omega)\}e^{j\omega t} \quad (1-2)$$

のように表現される場合、直接周波数応答解析では以下の形の調和解を仮定する。

$$\{w\} = \{u(\omega)\}e^{j\omega t} \quad (1-3)$$

ここで、 $\{u(\omega)\}$ は複素変位ベクトル、 ω は加振周波数、 j は虚数単位である。(1-2) 式と(1-3) 式を(1-1) 式に代入して次式を得る。

$$\{u(\omega)\} = [-\omega^2 + j\omega C + K]^{-1} P(\omega) \quad (1-4)$$

この方程式は複素係数であるが、標準的な1次方程式の解法を用いて解くことができる。

また、構造物の周波数応答を計算するためのもう1つの方法として、次式のように構造物の固有モード $[\Phi]$ を用いて、変数を物理座標 $\{u(\omega)\}$ からモーダル座標 $\{\xi(\omega)\}$ に変換して解く方法をモーダル周波数応答解析と呼んでいる。

$$\{w\} = [\Phi]\{\xi(\omega)\}e^{j\omega t} \quad (1-5)$$

(1-5) 式は、全てのモードが用いられる場合に等式となるが、通常は高次モードが省略されるため、この式は近似を表すことになる。一般に振動で工学的に重要なのは低次固有モードである。これは、同じエネルギーの振動でも、周波数が低いほど変位が大きくなること、低い周波数成分が系全体の現象を支配し振動の基本的性質を決めることが多いこと、高周波振動は速度が大きいため減衰が効果的に作用して低減したり消えたりしやすいこと、高次固有モードは局部的なものが多く、大きな問題を生じる全体現象になりにくいこと、人間の人体の共振は数 Hz ~ 十数 Hz と比較的低周波数帯域に関係が深いこと、等の理由による。そのため、実際の振動問題の解決に際しては、高次固有モードを無視し

でも実用上差し支えないことが多い。求解において用いられるモード数は通常、物理的変数の数よりはるかに少ないため、この方法は運動方程式の求解効率を高めることができる。また、非減衰やモーダル減衰を用いる時は運動方程式を次式の形に書くことができる。

$$m_i \ddot{\xi}_i + c_i \dot{\xi}_i + k_i \xi_i = f_i \quad (1-6)$$

ここで、 m_i , c_i , k_i , f_i はそれぞれ、 i 次のモーダル質量、モーダル減衰、モーダル剛性、モーダル力である。(1-6)式は非連成の1自由度系の集合であるため、直接法よりもずっと早く解くことができる。

次に、音場の挙動は、一様な媒質を伝搬する波動現象を考える時、一般的に次式で示されるような波動方程式で表現される。

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1-7)$$

ここで、音が時間的に一定の角周波数 ω で正弦変化している定常問題の場合には、

$$p(x, y, z, t) \longrightarrow p(x, y, z) e^{j\omega t} \quad (1-8)$$

と置き換えることができ、以下のように表現を簡単にすることができる。

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (1-9)$$

これは Helmholtz 方程式と呼ばれ、音響解析の基礎方程式になる。ただし、 c は音速、 p は複素音圧、

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (1-10)$$

は波数と呼ばれている。

また、構造体の振動面において振動・音場に関する境界条件は、

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -j\rho\omega v_n \quad (1-11)$$

となる。ただし、 $\partial/\partial n$ は振動面における外向き法線方向の微分、 ρ は空気の密度、 v_n は振動面における法線方向の振動速度を表す。

Helmholz 方程式に基づく音響シミュレーションは、一般に単純な境界条件の場合を除けば解析的に解を求めることは困難である。そこで、多少とも複雑な境界条件の場合には数値的な方法によらざるを得ない。数値的に音響伝搬問題を解く方法の代表として、最近では有限要素法 (FEM) アルゴリズム、境界要素法 (BEM) アルゴリズムが一般的になってきている。

重み付き残差法を適用して、(1-9)式に重み関数 ϕ^* を乗じて音場領域 Ω について積分すると、次式が得られる。

$$\int_{\Omega} \phi^* (\nabla^2 p + k^2 p) = 0 \quad (1-12)$$

FEM アルゴリズムでは、(1-12) 式に対してグリーンの定理を用いて部分積分を 1 回行い、次のように書き換える⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾。

$$\int_{\Omega} \left(\frac{\partial \phi^*}{\partial x} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \phi^*}{\partial y} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \phi^*}{\partial z} \frac{\partial p}{\partial z} - k^2 \phi^* p \right) d\Omega - \int_S \frac{\partial p}{\partial n} \phi^* dS = 0 \quad (1-13)$$

ここで、 S は境界領域、 $\partial/\partial n$ は境界における外向き法線方向の微分を表す。次に、音場領域を有限要素分割し、要素内の音圧は要素の各節点に導入した音圧から補間関数を用いて内挿するものとすれば、各要素内の任意の点における音圧 p を次式で近似することができる。

$$p = N^T \{p\}^e \quad (1-14)$$

ただし、 $\{p\}$ は要素の節点における音圧、添字 T 、 e はそれぞれベクトルの転置、1つの要素を表す。また、 N は要素内の音圧を内挿する補間関数で、座標に関する低次多項式からなる。

ここで、重み関数にも要素の補間関数と同じものを用いる (ガラーキン法) として (1-13) 式に、(1-11)式及び(1-14)式を代入すれば、1つの要素に対して次式のマトリックス方程式が得られ、見かけ上は通常の振動問題の周波数応答の場合と同じマトリックス方程式となる。ただし、節点変数は変位でなく、音圧である。

$$[M_a]^e \{\ddot{p}\}^e + [K_a]^e \{p\}^e = \{f_s\}^e \quad (1-15)$$

ここに、

$$[M_a]^e = \int_{\Omega_e} N N^T d\Omega_e \quad (1-16)$$

$$[K_a]^e = \int_{\Omega_e} \frac{\partial N}{\partial x} \frac{\partial N^T}{\partial x} + \frac{\partial N}{\partial y} \frac{\partial N^T}{\partial y} + \frac{\partial N}{\partial z} \frac{\partial N^T}{\partial z} d\Omega_e \quad (1-17)$$

$$\{f_s\}^e = j\rho\omega \int_{S_e} v_n N dS_e \quad (1-18)$$

各要素に関する式の関係を全要素について求め、それらを重ね合わせることにより、次式のような N 次元 (N :全節点数) の複素連立 1 次方程式が得られる。なお、上式の各マトリックスは対称でバンド状であるので、この性質を利用すれば効率よく計算が行える。

$$[M_a]\{\ddot{p}\} + [K_a]\{p\} = \{f_s\} \quad (1-19)$$

FEMではソリッド要素によるモデル化が必要なためモデル化が困難な場合もあるが、不均一場の解析が可能で、また固有値解析も比較的容易である。空間領域を要素に分割して領域積分方程式を離散化することから、基本的には車室内など閉領域を対象にした解析に適用されている。

要素領域積分を実行して状態変数である p についての離散方程式を導くのが FEM であるのに対し、解析的な解を用いて要素領域内の積分を行わずに境界上の積分のみで対処していくのが BEM である。すなわち、次のようになる⁽¹²⁾⁽¹⁶⁾。

(1-12) 式からグリーンの定理を用いて 2 回部分積分を行うと、次のように書き表すことができる。

$$\int_{\Omega} p(\nabla^2 \phi^* + k^2 \phi^*) d\Omega - \int_S \left(p \frac{\partial \phi^*}{\partial n} - \phi^* \frac{\partial p}{\partial n} \right) dS = 0 \quad (1-20)$$

ここで、重み関数として

$$\nabla^2 \phi^* + k^2 \phi^* + \delta = 0 \quad (1-21)$$

を満足する基本解を採用する。ただし、 δ は Dirac のデルタ関数である。定常状態を仮定すると、3次元音場では (1-21) 式の基本解は次式に示す自由音場グリーン関数になる⁽¹⁷⁾。

$$\phi_i^* = G_i = \frac{e^{-jkr}}{4\pi r} \quad (1-22)$$

ただし、 r は境界 S 上の任意の点と領域内の任意の点 i との距離である。この時、

(1-11) 式を考慮して次の境界積分方程式が得られる。

$$c_i p_i = \int_S \left(p \frac{\partial G_i^*}{\partial n} + j\rho\omega v_n G_i^* \right) dS \quad (1-23)$$

ここで、 c_i は

- $c_i=1$: 点 i が境界 S から離れているとき
- $c_i=1/2$: 点 i が境界 S 上にあるとき

である。(1-23) 式は Helmholtz 積分方程式と言われている。

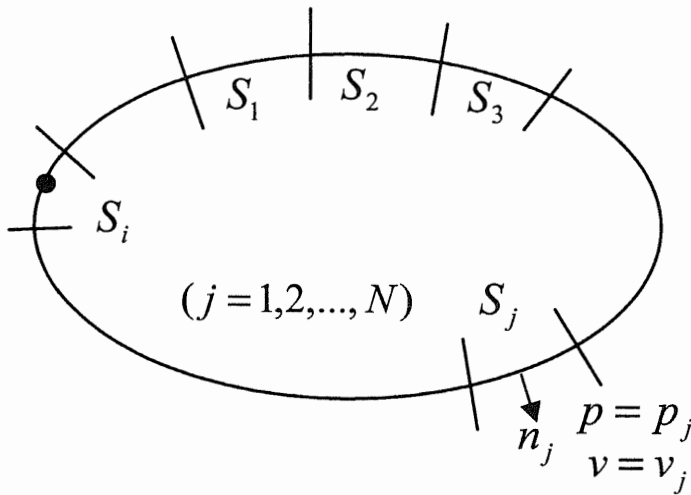


Fig.1-4 境界要素分割

(1-23) 式を任意な形状を持つ領域に適用するため、境界面を有限個の要素に分割し、境界積分方程式を各要素に対する離散化代数方程式に変換する。Fig.1-4 のように境界 S を N 個の境界要素で分割し、各要素 S_j ($j=1,2,\dots,N$) 内で音圧 p_j 、振動速度 v_j は一定であると近似する。点 i を要素 S_i 上に置くと、(1-23) 式は次のように要素毎の積分の和に変形される。

$$\frac{1}{2} p_i = \sum_{j=1}^N \int_{S_j} \left[p_j \frac{\partial G_{ij}}{\partial n_j} + j\rho\omega v_{nj} G_{ij} \right] \cdot dS_j \quad (1-24)$$

ここで、影響マトリックスを

$$a_{ij} = \delta_{ij} - 2 \int_{S_j} \frac{\partial G_{ij}}{\partial n_j} \cdot dS_j \quad (1-25)$$

$$b_{ij} = 2 \int_{S_j} j\rho\omega G_{ij} \cdot dS_j \quad (1-26)$$

と置き、要素 i から N までについての各成分をまとめてマトリックスの形で表すと、最終的に境界面の音圧 p を未知数とする次のような連立一次方程式として定式化される。

$$[A]\{p\} = [B]\{v\} \quad (1-27)$$

この式は周波数毎に定義できるが、これを直接解くことにより境界 S 上の全ての要素上の音圧分布が求められ、さらに (1-23) 式から任意の点の音圧が計算できる。

このように BEM では音場の境界面を要素分割するだけであるためモデル化が比較的容易で、FEM に比べより少ない自由度で解析が可能となる。FEM で開空間を対象にした放射音場の解析をする場合には放射空間そのものの有限要素分割が必要となるが、BEM ではその必要が無くなるので入力データ作成手間の大幅低減が可能となる。騒音の問題では特に半無限の音場空間への音響放射問題が多く、この場合には FEM より BEM の方が容易に取り扱える利点がある。ただし、BEM では係数マトリックスが非対称でフルマトリックスとなるので、未知変数の個数の低減の割には計算時間の短縮化が図れないという面がある。構造物の振動解析は FEM で行ない、その表面に接する音場の解析に BEM を用いるのが一般的な使い方になっている場合が多い。

さらに、音響解析の内容からみると、連成解析と非連成解析が考えられる。非連成解析は、構造系と音響系の間のフィードバックが無視できる時に使われる。比較的剛体に近いものが振動して、自由空間に音を放出している時などである。この時は、構造体の振動から音への変換はあるが、音によって構造体が振動するのは無視できる。つまり、一方向の伝達である (Fig.1-5)。非連成解析では、構造解析と音響解析は別々のステップで行なわれ、一方の解析結果が他方の境界条件として使用される。なお、本節で説明した振動・音響解析の定式化は非連成系の場合である。

これに対して、音場の挙動が構造物に影響を与え、かつ構造物の挙動が音場に影響を与えることを考慮する場合、連成解析になる。連成解析では構造系と音響系の相互作用がモデル化される (Fig.1-6)。例えば、狭い空間でスピーカーを鳴らした時、スピーカーコーンの振動で空気が振動し音となるが、逆に音でスピーカーコーンも振動させられる。

無限に広がる空気中において構造物から音が放射される場合には、非連成で BEM で音場を記述できることが多い。しかし、振動する閉じた構造物で構成される音場を構造物との連成を考慮して解析する場合には、構造物だけでなく音場空間も FEM で記述し、計算時間や計算容量の低減を図る研究が主として自動車の分野で進められてきた。

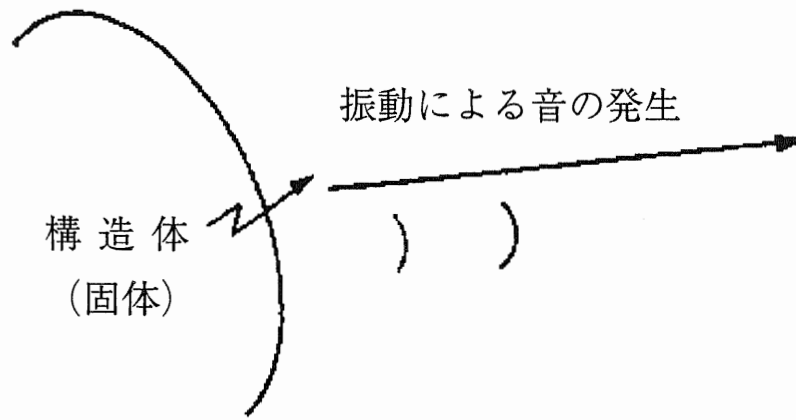


Fig.1-5 非連成解析

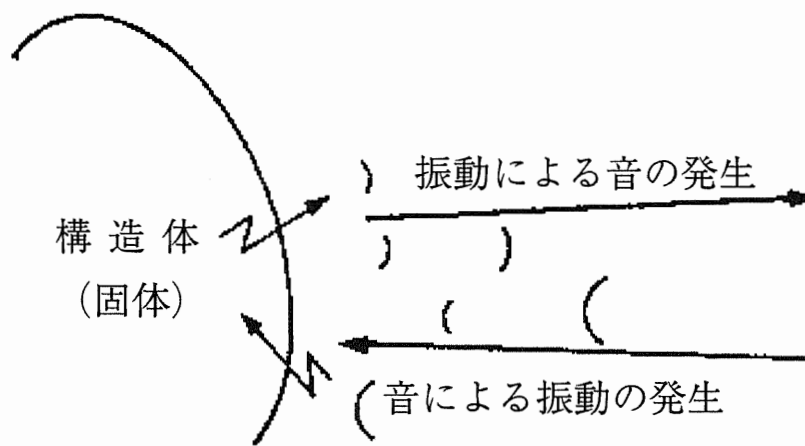


Fig.1-6 連成解析

コンピュータのハードウェア面，ソフトウェア面での急速な発達に伴い，数値シミュレーション技術は著しく進歩し，かなりの計算ができるようになってきている。そして，複雑な構造物の振動騒音問題に対しても解析精度が向上し，CAEは製品の低騒音化や音質改善の研究開発や設計の分野で大きく貢献している。構造変更シミュレーションによる放射音低減効果の予測を行なった研究としては山口らの報告等⁽¹⁸⁾⁻⁽²⁰⁾がある。しかし，その多くは対策仕様の検討を計算で行ない試作回数を減らすという意味において有効であるものの，構造変更すべき箇所が直接は分からないという課題がある。これは，解析技術により設計検討資料が充実してもなお，設計者は高度な技術的判断をしなければならず，かなりの負担を強いられることになる。

1.6 最適化解析の必要性和振動騒音分野における問題点

予測技術としてのCAEは機械装置の研究開発や設計の分野で活用されることが定着した段階であるが，設計で実際に必要なのは，解析により予測された騒音レベルを目標の値まで低減させる構造を求める事である。このために，例えば，従来の改造例を参考に，構

造の一部を変更しては解析をやり直すことを繰り返す試行錯誤が多く、検討に多くの時間が費やされている。さらに、設計自由度も拡大していく方向であり、より多くの設計パラメータをうまく組み合わせて設計目標を短時間で達成することが強く望まれるようになってきている。そこで、振動騒音に関する要求に対してC A Eシミュレーション手法を戦略的に活用する方法が求められるようになり、最適化が注目されている。通常のシミュレーションは諸元を入力して性能を出力するために用いられるが、これに最適化法を組み合わせることにより、いわゆる逆解析による最適設計が可能になる。シミュレーションによって設計者の与えた条件の中で最適な構造が直接提示できれば、どんな構造にすべきかといった判断を容易にしてくれる。さらに従来の試行錯誤的な解析評価を避けることができ、また新たな合理的な構造への発想にもつながり、設計者の負担を軽減することができる。

一般に”最適設計”(Optimal Design)と呼ばれているのは、設計の対象を数理モデル化し、その制約や目標を制約条件や目的関数として、目的関数が最大値や最小値を取るよう設計のパラメータを決定する問題である。設計変数を $X=(x_1, x_2, \dots)^T$ で表せば最も基本的な最適設計問題は次のように数学的に記述できる。

$$\text{目的関数：} f(X) \rightarrow \min \text{ or } \max \quad (1-28)$$

$$\text{制約条件：} g_j(X) \leq 0 \quad (j=1, 2, \dots) \quad (1-29)$$

ある設計問題に対して上記のように変数、関数を定義すれば最適設計問題を上記のような形に書くことができ、あとは様々な最適化アルゴリズムを適用するだけである。設計問題を表す関数式が必ずしも陽に表現されている必要はなく、与えた関数変数 X に対して数値解析などによって関数値が評価できれば十分である。

構造動力学における最適設計問題の設計変数には、構造部材の板厚や構造全体の幾何学的寸法など設計の際に変更が許されたパラメータが選ばれる。目的関数には、音圧、固有振動数、周波数特性、固有振動モードなどに関連した関数が選ばれる。有限個の寸法を設計変数にした最適化問題に対する工学的なアプローチは数多く試みられており、通常、数理計画法と総称される最適化手法を応用することによって解析される⁽²¹⁾⁻⁽²⁴⁾。現在では、数理計画法を基礎にして、C A Eソフトウェアをモジュールとして統合した汎用の最適化プログラムが実用的な設計ツールとして数多く発表されており、それらを振動騒音低減のための最適設計に適用した研究報告も多い⁽²⁵⁾⁻⁽²⁸⁾。

しかし、振動騒音の分野では設計領域において目的関数が複雑な応答を示すことがあり、その場合に通常の方法では最適な構造を予測することは容易ではない。振動問題に限定しても、実際の設計では複数の固有振動数を同時に最適化することが必要となるケースがあるが、複数の固有振動数を制御する問題は非線形性が強く、単純な平板を対象にした検討でも非常に困難な問題になり得る。Fig.1-7 は、ある平板上の1点を機械加振した時の

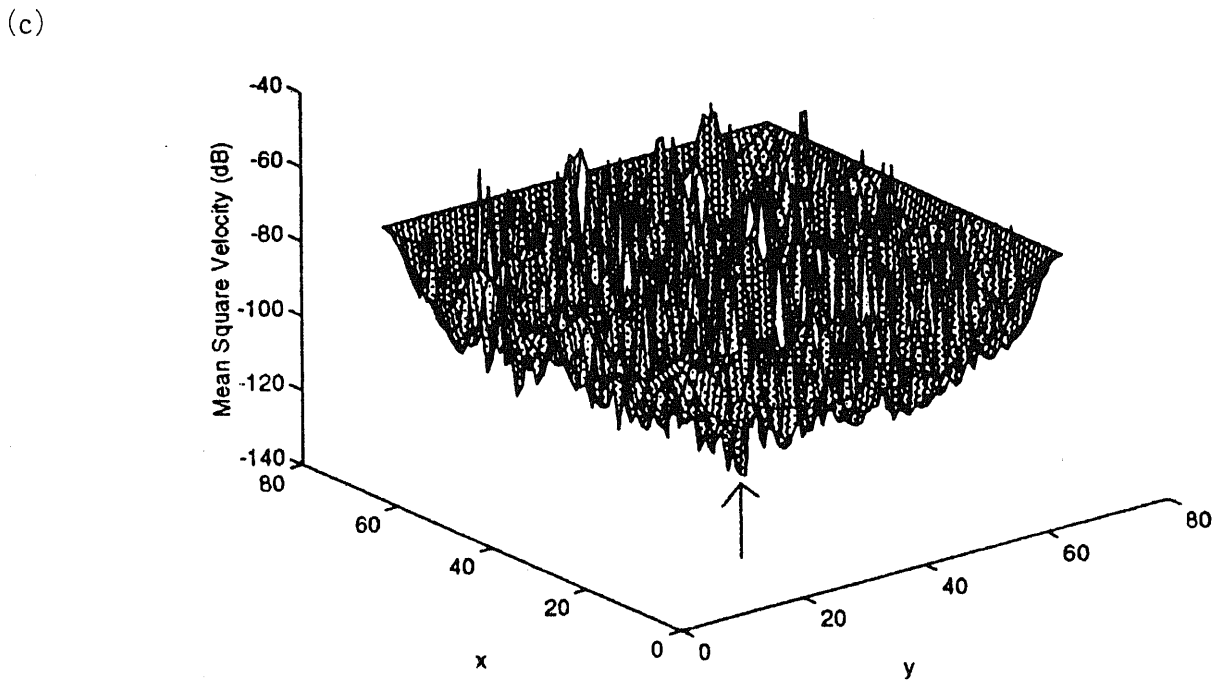
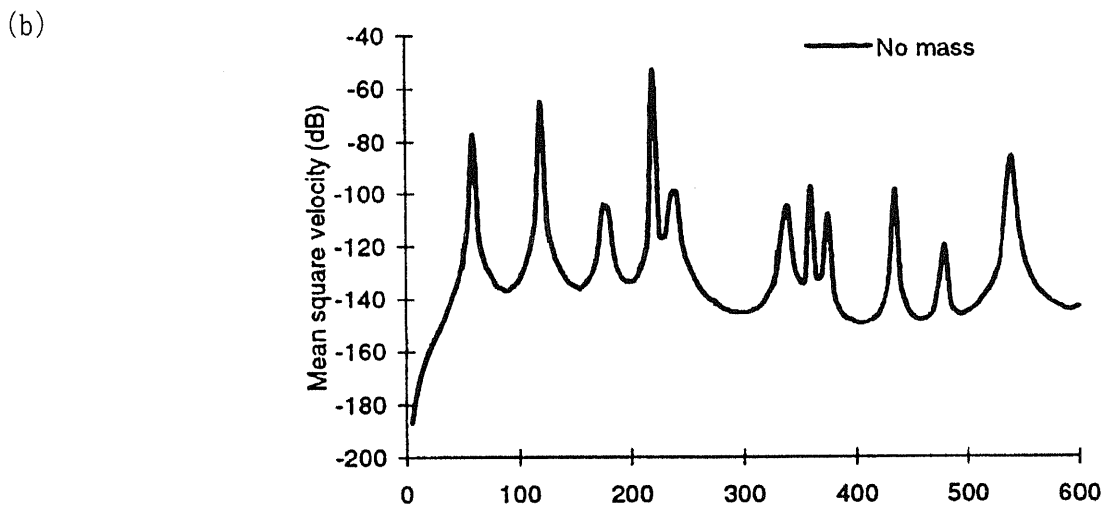
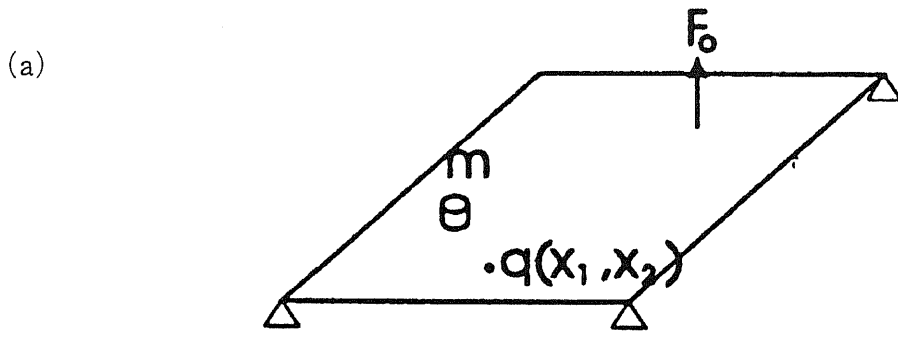


Fig.1-7 振動騒音問題における複雑な応答特性の例⁽²⁹⁾

振動速度の空間二乗平均値を計算した例である⁽²⁹⁾。(b)の周波数応答特性から、600 Hzまでの周波数帯域において板の固有振動モードの影響による12個のピークが確認できる。平板の縦横をそれぞれ64分割した64×64の各位置に対し、板の重さの30%に相当する点質量を付加した場合の振動速度の周波数平均値が(c)に示されている。ここで、x-y座標値は点質量を付加する平板上の位置、z座標値は各位置に対する振動速度の周波数平均値である。(c)より、複雑な多峰性応答になっていることがわかる。この例では最小値となる位置は矢印で示された加振点付近となったが、それが事前にわからない場合、数値計画法では設計変数の初期設定によりその後の解析の過程及び結果が大きな影響を受けてしまうため、この複雑な応答の中から最小値となる位置を見付けることは簡単ではない。また、振動から発生する音を考慮する場合はさらに難しい問題となることが予想される。

1.7 まとめ

以上のことをまとめると次のようになる。

- ・多くの機械装置において、振動騒音の低減化、改善化は重要な課題の1つである。
- ・低騒音化対策として、さまざまな構造変更が施行されているが、厳しい開発要求の中で、従来の経験や試行錯誤に頼る設計には限界がある。
- ・そこで、構造最適設計シミュレーション技術が必要になってきているが、振動騒音問題への適用は必ずしも容易ではない。

このように、機械装置の振動騒音低減化に対しさまざまな研究が行なわれているものの、今日でも万能な(決定的な)対策手法はまだ見い出されていないと考えるべきである。そこで、本研究では効果的な振動騒音低減化を実現するための構造最適設計シミュレーション手法の確立を目指した検討を行なう。

1.8 本論文の構成

本論文は本章を含めて6章から構成されており、各章の内容は次の通りである。

第1章では、緒言として本論文のテーマである機械装置における振動騒音問題について、従来行なわれている対策の問題点、関連する数値シミュレーション手法の概要を述べ、振動騒音低減化のための構造設計の観点から本研究の目的と意義を明らかにする。第2章では、目的とする構造最適設計シミュレーションを実行するため、振動解析、音響解析、遺伝的アルゴリズムを組み合わせた最適化計算システムを作成し、音響箱モデルを対象とした構造最適設計問題への適用を試みる。この問題は本システムの有効性と実用性を数値的及び実験的に検証するために採用しており、後の最適設計シミュレーションのためのベンチマーク問題としての意味を持たせている。最適化計算結果に対し、同じ設定で行った

実験との比較も行い、目的とする構造最適設計シミュレーションに対する本システムの実用性及び有効性を数値的、実験的に検証する。第3章では、近年機械装置の重量・コスト等の低減要求に伴い、従来行われてきたリブ付加等の構造変更による騒音低減が非常に困難になってきているという背景事情から、従来手法とは異なるアプローチである振動板の曲面形状化による構造最適設計を提案する。解析対象として簡易板モデルを用い、音響放射パワーの低減化を目的とする板形状の形状最適設計シミュレーションを実行して振動放射音特性の改善に対する提案手法の効果を検討する。最適化計算では、B-スプラインを用いた曲面形状設計方法を第2章で開発した計算システムに組み込んだ計算を実行する。第4章では、第3章で提案した設計手法において、設計パラメータの変動が目的関数の応答に与える影響が大きく、実際の設計においてパラメータ変動の影響が避けられない場合に最適化計算で得た解の評価値が大きく悪化する可能性があるため、得られた結果に対してはロバスト性の検討が重要であるとし、確率論的評価により期待値と悪い値の双方の観点からロバスト性の検討を行い、設計パラメータ変動を考慮した設計を試みている。さらに、評価値だけでなくロバスト性も考慮した最適解探索の必要性から、遺伝的アルゴリズムを応用したロバスト最適解探索手法を新たに提案し、その手法を第3章で使用した板モデルの音響放射パワー低減化設計に適用してその有効性を検討する。第5章では、これまでの解析の応用として、トラックの運転室であるキャブ室内に生じる低周波こもり音を解析対象とする。前章で提案した手法を簡易キャブモデルに適用し、低周波こもり音の低減化を目的としてキャブパネルに対しロバスト性を考慮した曲面形状最適設計を行い、提案手法の有効性を検討する。また、より実用的な手法として、目的関数に対する目標値をあらかじめ設定し、その値を追及する操作を加えたロバスト最適解探索も行う。最後に、第6章において各章で得られた結論をまとめて総括している。

参考文献

- (1)中野有朋, 低騒音化技術, 技術書院, 1993.
- (2)Maidanik, G., Response of Ribbed Panels to Reverberant Acoustic Fields, J. Acoust. Soc. Am., Vol.34, No.6, 1962, pp.809-826.
- (3)Wallace, C. E., Radiation Resistance of a Rectangular Panel, J. Acoust. Soc. Am., Vol.51, No.3, 1972, pp.946-952.
- (4)Fahy, F., Sound and Structural Vibration, Academic Press, 1987.
- (5)Cremer, L. and Heckl, M., Structure-Borne Sound, Springer-Verlag, Berlin, 1988.
- (6)Heckl, M., Vibration of Point-Driven Cylindrical Shells, J. Acoust. Soc. Am., Vol.34, No.10, 1962, pp.1553-1557.
- (7)Keltie, R. F. and Peng, H., Acoustic Power Radiated from Point-Forced Thin Elastic Plates, J. Sound and Vib., Vol.112, No.1, 1987, pp.45-52.

- (8) 武捨貴昭, 猿渡克巳, 安部勲, 篠原昭, ダンピング特性を有する板材からの放射音特性, 機論C編, Vol.59, No.566, 1993, pp.2926-2931.
- (9) 井上茂, 藤井健, 制振材の音響・振動特性について, 自動車技術会学術講演前刷集891, No.1989-5, 1989, pp.325-328.
- (10) 杉本明男, 杉本理恵, 制振材を含む構造物からの放射音に関する研究, 機械力学・計測制御講演論文集, Vol.A, No.98-8, 1998, pp.142-145.
- (11) 山崎徹, 鎌田実, 振動放射音低減効果に関する基礎的検討, 機械力学・計測制御講演論文集, Vol.B, No.98-8, 1998, pp.652-655.
- (12) 田中俊充, 境界要素法を用いた音場の数値解析, 日本音響学会誌, Vol.48, No.6, 1992, pp.412-450.
- (13) 萩原一郎, 長松昭男, コンピューター利用による騒音・振動解析, 騒音制御, Vol.18, No.5, 1994, pp.231-232.
- (14) モード解析ハンドブック編集委員会編, モード解析ハンドブック, コロナ社, 2000.
- (15) 橘秀樹, 有限要素法による室内音場のインパルス応答の数値計算, 日本音響学会誌, Vol.49, No.5, pp.328-333, 1993.
- (16) 金田章, 武捨貴昭: 境界要素法による過渡音反射応答の計算, 海洋音響学会, Vol.26, No.2, 1999, pp.20-27.
- (17) C.A. プレビア, S. ウォーカー, 境界要素法の基礎と応用, 培風館, 1981.
- (18) 山口誉夫, 佐藤直人, 大空和仁, 車体構造への制振手法の予測技術について, 自動車におけるダンピング技術, 自動車技術会, 1996, pp.220-226.
- (19) 星野裕昭, 櫻井陽一, 五井野靖弘, シリンダブロックの放射音シミュレーション, 振動騒音の最適化, 自動車技術会, 1998, pp.337-340.
- (20) 菊地昌弘, 坂東正治, 修理英幸, 北野智子, 鋼構造物の放射音に関する数値計算技術, 日立造船技報, Vol.55, No.1, 1994, pp.21-26.
- (21) 日本鋼構造協会編, 最適化手法の構造設計・開数への応用, 培風館, 1980.
- (22) Kirsch, U., 山田善一, 大久保偵二監訳, 最適構造設計-概念・方法・応用-, 丸善, 1983.
- (23) 日本機械学会編, 構造・材料の最適設計・開数への応用, 技報堂, 1989.
- (24) 山川宏, 最適化デザイン, 培風館, 1993.
- (25) Lamancusa, J. S., Numerical Optimization Technique for Structural-Acoustic Design of Rectangular Panels, J. Comput. and Struct., Vol.48, No.4, 1993, pp.661-675.
- (26) 小机わかえ, 萩原一郎, 音圧レベル積分感度を用いた車室内騒音低減解析, 機論C編, Vol.59, Vol.568, 1993, pp.3845-3851.
- (27) 井上克巳, 園田頼孝, 柴田勝久, 加藤正名, 振動・騒音の低減を目的とした薄板の最

適設計，第15回設計シンポジウム講演論文集，1997，pp.132-137.

- (28) 齋藤正毅，数理計画法と近似モデルを用いた最適化手法，振動騒音の最適化，自動車技術会，1998，pp.267-274.
- (29) Ratle, A. and Berry, A., Use of genetic algorithms for the vibroacoustic optimization of a plate carrying point-masses, J. Acoust. Soc. Am., Vol.104, No.6, 1998, pp.3385-3397.

第2章

振動放射音低減化設計のための最適化

計算システムと音響箱モデルへの適用

第2章 振動放射音低減化設計のための最適化計算システムと音響箱モデルへの適用

2.1 緒言

振動放射音低減化を目的とする構造最適設計シミュレーションにおいて、振動解析、放射音解析、最適化解析を行なうことになるが、それらの解析を多数回繰り返す処理を行なわなければならない場合、人間がマニュアルで実行していたのでは非常に煩雑な解析作業になる。そのため、最適化の段階で数値シミュレーションで使用する解析プログラムを統合化し、さらに一連の処理を全て自動化する必要がある。多くの解析を自動化・統合化する過程は場合によっては複雑であり、ユーザーインターフェースの構築が実用において重要となる。

本章の目的は、振動騒音問題に対する構造最適設計を目的とした、効果的かつ応用性の高い最適化計算システムの作成である。1.4 節で述べたように、振動騒音問題では設計領域において非常に複雑な応答を示すことがあり、構造最適化問題で広く用いられている数理計画法を適用するのは限界があると思われる。一方、数学的な手続きに基づく手法以外に、非決定論的最適化の一手法である遺伝的アルゴリズム (Genetic Algorithm : GA) が近年注目を集めており、基礎理論の研究及び広範囲な応用が行なわれており、これまでに多くの研究成果が報告されている。GAは最適化問題に対する確率的近似解法で、これまで求解が困難とされていた多峰性の強い問題に対しても有効な手法となる可能性がある。そこで、GAによる最適化手法に振動・音響解析を結合させた最適化計算システムを作成し、振動騒音問題に対する構造最適設計シミュレーションを行なう。おおまかな最適化計算の流れを Fig.2-1 に示す。

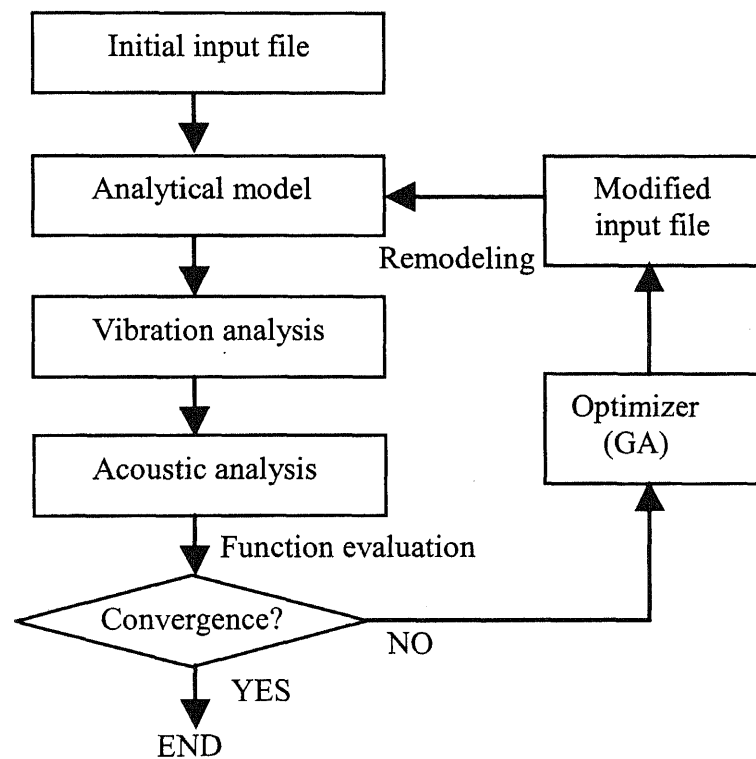


Fig.2-1 Flow of numerical analysis.

FEM解析では汎用FEM解析ソフトのMSC/NASTRANを使用する。振動騒音問題におけるGAを

用いた構造最適設計に関する研究では、GAとFEM解析プログラムとの結合・自動化作業を容易にするため、FEM解析プログラムとして汎用解析ソフトでなく特定の問題を対象とした自製のプログラムを利用するケースが多い。しかし、そのように作成された計算システムの場合、適用可能な解析対象が非常に限定されてしまう。それに対し、本研究における最適化計算システムでは NASTRAN を組み込んでいるため、FEM解析において多様な要素や境界条件等のライブラリが使用でき、モデル化及び荷重条件や支持条件等の設定が正確に行なえることを可能にしている。この事は最適化シミュレーションにおける解析対象範囲の広さと解析精度の高さという点で大きな利点を有すると言える。

本研究では薄板状構造物から発生する振動放射音を対象として、構造変更による振動板の構造最適設計を試みる。機械装置の基本要素である板状構造物は振動騒音の大きな発生要因となる事が多く、低騒音化を目的とした構造最適設計に関するさまざまな研究が行われている。本章では単純な設計例として、音響加振される振動板上の最適な位置に質量付加する場合を考える。設計変数は質量付加する位置とし、透過音に対して音圧計測点における特定の音圧レベルの低減化を目的とした最適化計算を実行する。この最適化問題では比較的簡単な設定を想定しているが、その最適解を求めることは必ずしも容易ではない。この問題は本研究で作成した最適化計算システムの有効性と実用性を数値的及び実験的に検証するために採用しており、後の研究のためのベンチマーク問題としての意味を持たせている。

2.2 最適化計算手順

前章で述べたように、本研究で使用する最適化計算システムは、振動解析、放射音解析、最適化解析を実行するための複数の数値計算プログラムを組み合わせた統合化プログラムである。最適化計算ではそれらの解析を繰り返し行なうことになる。各解析の内容については以下のとおりである。

2.2.1 解析モデル

本章における構造最適設計シミュレーションでは、自動車のエンジンルームや吸気系で問題となる透過騒音⁽¹⁾の応答特性を対象とする。透過騒音は、内部の音源から音響的な影響を受けて加振された構造物の振動が、外部へ放射される固体伝搬音（2次固体音）であるが、他の固体伝搬音に比べて予測計算が行なわれる機会が少ない⁽²⁾。それに対する低騒音化対策としては、リブ補強・肉厚増加などの剛性向上が重要であるが、小型・軽量化が剛性の低下を招き、増大する透過騒音の低減が大きな技術課題の一つとなっている。そのため、初期設計段階での音響放射特性の改善が求められているが、音響と構造の連成を考慮しなければならない場合が多くなってきているため、低騒音化設計の実現が難しくなっている。

解析対象として、Fig.2-2 に示すような音響箱モデルを用いた。このモデルは Guy らの研究⁽³⁾で使用された透過音の実験解析モデルを参考にした。箱型構造物から発生する振動放射音をモデル化する場合、周辺単純支持の矩形平板を用いて近似できる事が多い⁽⁴⁾。解析モデルは、上面の振動板のみが構造、他の面は剛壁で内部に空気を有する閉じた箱であるとし、大きさは $0.2\text{ m} \times 0.2\text{ m} \times 0.2\text{ m}$ とする。また、振動板はアルミを想定しており、厚さは $1.5 \times 10^{-3}\text{ m}$ 、密度は $2.69 \times 10^3\text{ kg/m}^3$ 、ヤング率は $7.03 \times 10^{10}\text{ Pa}$ 、ポアソン比は 0.345、減衰比は 0.02 で一様とし、周辺は単純支持されているとする。また、空気の密度は 1.18 kg/m^3 、音速は 340 m/s とした。振動板を音響加振するための点音源を原点（底面中心）に、また、振動板に対して点音源位置と対称な位置となる $(0.0, 0.0, 0.4)$ に音圧計測点に設定した（単位は m）。この音圧計測点における放射音圧応答に対して最

適化計算を試みる。放射音圧を求めるには、以下で説明する振動解析と放射音解析を行わなければならない。

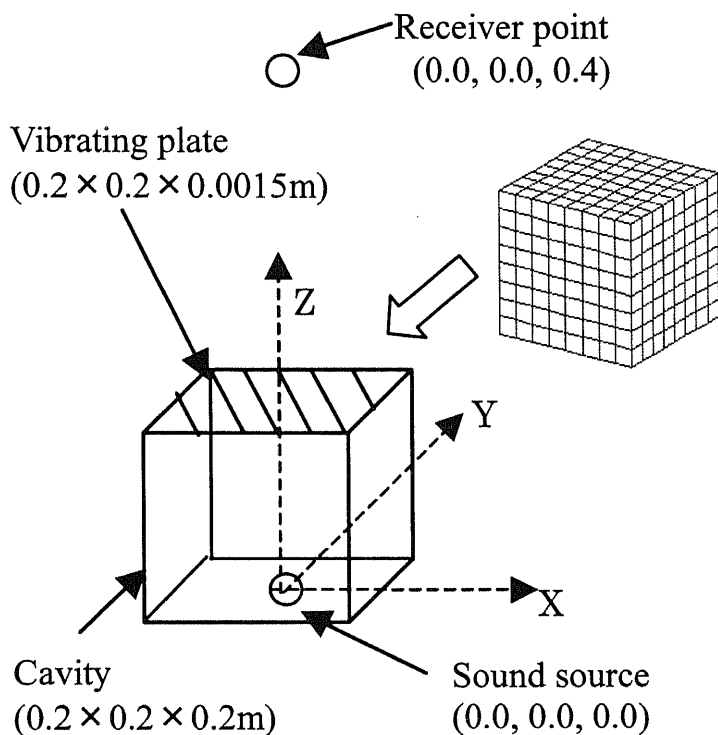


Fig.2-2 Description of the coupled acoustic-structural system considered in the present application.

2.2.2 振動解析

振動板から発生する放射音を求めるには、まず振動分布の計算を行なう必要がある。一般に構造物を含む閉じた空間内に音源があり、その音響加振によって構造物が励振される場合、構造と音場の音圧との連成問題となるため、この計算にはFEMによる構造音響連成解析(coupled structural-acoustic analysis)を実行する。構造-音響連成系を扱う有限要素方程式は減衰を無視すると次式のようなになる⁽⁵⁾。

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ M_{as} & M_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{w} \\ \ddot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & K_{sa} \\ 0 & K_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} w \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ f_a \end{Bmatrix} \quad (2-1)$$

ここで、 s は構造系、 a は音響系を示す添字であり、(2-1)式における上側、下側の運動方程式はそれぞれ、構造系、音場系を表している。ここで、 $\{w\}$ は構造の変位ベクトル、 $\{p\}$ は音圧ベクトル、 $\{f\}$ は加振力ベクトル、 $[M]$ は質量行列、 $[K]$ は剛性行列、 $[M_{as}]$ は構造から音場へ力を与える連成マトリックス、 $[K_{sa}]$ は音場から構造へ力を与える連成マトリックスである。(2-1)式の連成解析には NASTRAN の直接周波数応答解析を使用する。FEMモデルの作成は、振動板には 64 個の四辺形シェル要素 (CQUAD4)、内部空間には 512 個の音響ソリッド要素 (CHEXA) を用いた。また、解析周波数は 10 Hz 刻みで 10 Hz~1100 Hz の範囲を対象とした。振動解析で得られた振動分布は、次に説明する放射音解析の境界条件として与え、音圧計測点における放射音圧を計算する。

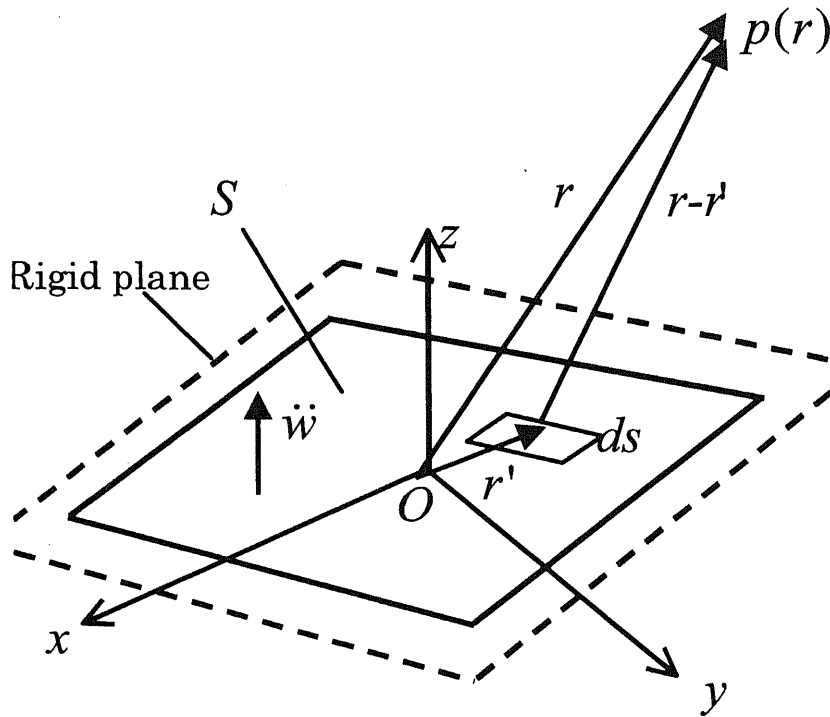


Fig.2-3 System having simple near-planar geometry in a rigid plane.

2.2.3 放射音解析 (Acoustic radiation analysis)

無限空間の中に置かれた物体の表面が振動している時、そこから放射される音波の音圧を求めたい場合、振動分布が既知であれば (1-23) 式の Helmholtz 積分方程式より、受音点を振動面上に置いたときの表面音圧を未知数とする方程式から表面音圧が求められ、その表面音圧分布と振動分布から次式により空間の任意点における音圧が計算できる。

$$p(\mathbf{r}) = \int_S \left[p(\mathbf{r}') \frac{\partial}{\partial n(\mathbf{r}')} G(\mathbf{r}, \mathbf{r}') + \rho \ddot{w}_n(\mathbf{r}') G(\mathbf{r}, \mathbf{r}') \right] dS(\mathbf{r}') \quad (2-2)$$

ここで、 p は音圧、 S は振動面、 \mathbf{r} は受音点の位置ベクトル、 \mathbf{r}' は S 上の位置ベクトル、 n は S における外向き法線方向の単位成分、 $G(\mathbf{r}, \mathbf{r}') = \exp(-ik|\mathbf{r}-\mathbf{r}'|) / 4\pi|\mathbf{r}-\mathbf{r}'|$ は自由音場グリーン関数、 ρ は空気密度、 \ddot{w}_n は S に対する法線方向の振動加速度である。

1.3 節で述べたように、一般に Helmholtz 積分方程式は、境界要素法 (BEM) により連立一次方程式として定式化して解くことになるが、平板状構造物からの振動放射音の場合には (2-2) 式から帰着される Rayleigh の公式 (2-3) が良い近似を与えることができる⁽⁶⁾⁽⁷⁾。

$$p(\mathbf{r}) \approx 2\rho \int_S \ddot{w}_n(\mathbf{r}') G(\mathbf{r}, \mathbf{r}') dS \quad (2-3)$$

振動面が無限バツフル上にあるとき (2-3) 式は厳密解を与える (Fig.2-3 参照)。(2-3) 式は、(2-2) 式の右辺第 1 項 (音圧項) が消去され単純積分型になっており、振動分布に対して振動面における積分を実行するだけでよいため、(1-23) 式のような積分方程式から音圧を求めるのに比べて計算

時間を大幅に低減することができる。

放射音解析では振動面を要素分割し、各要素に対し振動分布を代表させて近似的に解くが、ここでの要素分割は振動解析で用いた板要素に対応させるとする。この解析は音の発生による板振動への影響は小さく無視できる非連成解析であるとし、また外部放射音は全て振動により発生する固体伝搬音のみを想定している。この場合は放射音圧の算出過程を、振動と音圧分布の関係を示すシステムの伝達関数（VSTF：Vibration-Sound Pressure Transformation Function）と、振動速度境界条件との掛け合わせの過程に分割可能であり、各周波数 ω において構造物の振動を $\{W\}$ 、ある計測点における音圧分布を $\{P\}$ として、伝達特性 $[H]$ を次式で示すように定義することができる。

$$[H(\omega)]\{W(\omega)\}=\{P(\omega)\} \quad (2-4)$$

ただし、 $[]$ はマトリックス、 $\{ \}$ は列ベクトルを示す。 $[H]$ は振動面の要素形状と媒質特性にのみ依存するので、一度求めてしまえばさまざまな振動分布に対して境界条件として掛け合わせるだけで音圧分布を計算することができる。これは、最適化計算において境界条件を変えながら繰り返し計算を多く行なう場合に、計算効率を大幅に向上させることができるという点で非常に有効であるといえる。

2.2.4 音響解析結果

以上説明したような振動解析と放射音解析を実行して、音圧計測点における放射音圧の周波数応答（100 Hz～1100 Hz）を計算する。なお、透過音を考える場合、振動板に入射する音波の板上での音圧の山・谷と、板の曲げ振動の山・谷が一致する条件において透過率が増加するコインシデンス効果の影響に注意する必要がある。コインシデンス効果が生じる最低周波数であるコインシデンス限界周波数は次式で表される⁽⁸⁾。

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi t} \sqrt{\frac{12\rho(1-\sigma^2)}{E}} \quad (2-5)$$

ただし、 c は空気中の音速、 t は板厚、 ρ は密度、 E はヤング率、 σ はポアソン比である。(2-5)式より、この問題ではコインシデンス限界周波数は約7800 Hzとなり、解析対象周波数の範囲についてはコインシデンス効果の影響を考慮する必要は無い。

音響解析では解析モデルの要素の大きさは音波の波長の1/6以下が望ましいと言われているが、本モデルの場合、解析最大周波数の1/12波長以下であるため、解析精度は十分であると思われる。Fig.2-4は放射音解析においてBEMとRayleighの公式を用いた計算結果を示しているが、両者とも良い一致を示していることがわかる。なお、BEMによる解析は汎用音響解析ソフトウェアSYSNOISEを使用した。

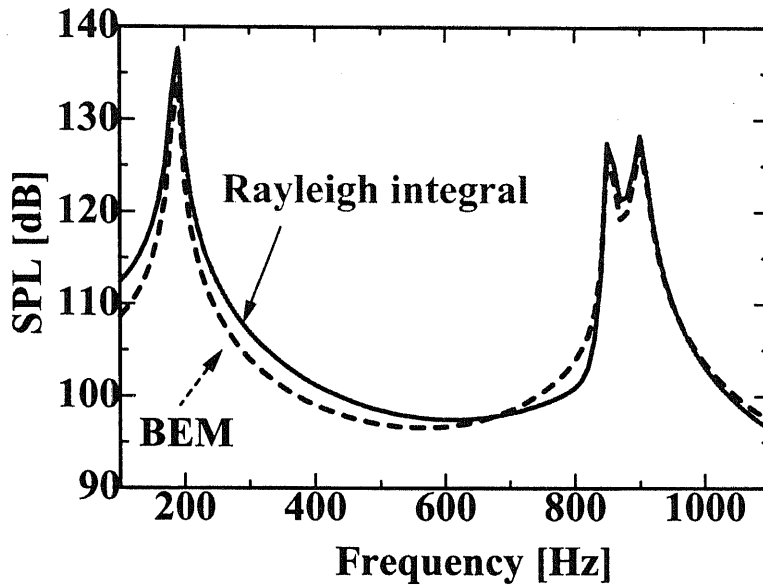


Fig.2-4 Comparison between Rayleigh integral and BEM predicted sound pressure response at the receiver point.

なお、本研究では音圧レベルに対する dB 値を以下のように定める。

$$\text{Sound pressure level : } 10 \log (p/p_0)^2 \text{ dB} \quad (p_0 = 2.0 \times 10^{-5} \text{ Pa}) \quad (2-6)$$

本論文において、音圧レベルの基準値は常に $p_0 = 2.0 \times 10^{-5} \text{ Pa}$ とする。Fig.2-4 の音圧応答より、190 Hz, 850 Hz, 900 Hz 付近においてピークが確認できる。これらのうち、190 Hz と 900 Hz 付近のピークは板中心に対し対称形となる振動固有モード((1, 1)と(1, 3/3, 1))であり、850 Hz 付近のピークは内部空間音場の共鳴現象である音響モードの影響によって形成されている。直方体の三次元閉空間における音響固有モード周波数は、各方向のモード次数が (l, m, n) 次の場合、連成を考慮しないで全ての壁面が剛壁として、次式より求められる⁽⁹⁾。

$$f_{lmn} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{l}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n}{l_z}\right)^2} \quad (l, m, n = 0, 1, 2, 3, \dots) \quad (2-7)$$

ここで、 c は音速、 l_x, l_y, l_z は直方体の寸法である。解析モデルでは対象となる寸法は 0.2 m であるため、この場合 2 次音響モードに対応する共鳴周波数が 850 Hz となる。なお、0 Hz は 1 次音響モードになるが、これは音圧が一様となる剛体モードである。音圧はスカラなので剛体モードは 1 つである。

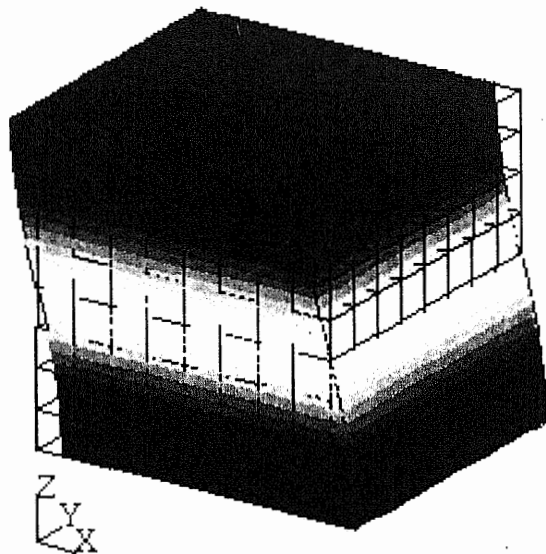


Fig.2-5 Acoustic mode shape of the cavity.

音響箱内部空間における 850 Hz の音響モードは Fig.2-5 に示すように、 z 方向に音圧分布がある。なお、この図は音圧レベルの大小を濃淡表示しており、色が濃くなるに従い音圧が高くなる事を示している。図より、 z 方向に音響モードが生成されていることがわかる。上部と下部が音圧の高いモードの腹、中央部が節になっており、また上部において中央付近の音圧レベルが低くなっているが、これは板の振動と音場の音圧との連成の影響と考えられる。また、この周波数における板の振動モード形状を Fig.2-6 に示す。

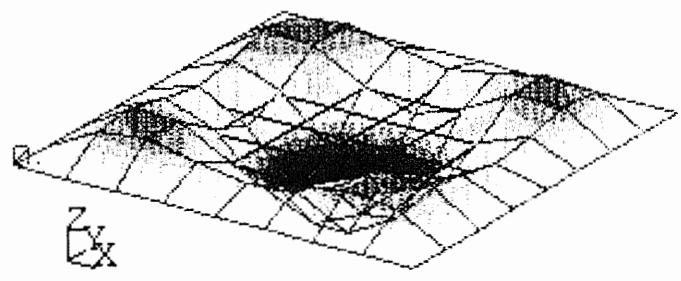


Fig.2-6 Vibration shape of the plate at the acoustic mode.

この振動モード形状は中心に大きな腹があり、音圧計測点の方向への放射効率を高めていると考えられる。またこの時、音圧計測点を含み振動面に垂直な面 ($x = y$) と、平行な面 ($z = 0.4 \text{ m}$) における放射音圧分布を Fig.2-7 に示す。図より、音圧計測点方向への放射指向性が大きい様子が確認できる。

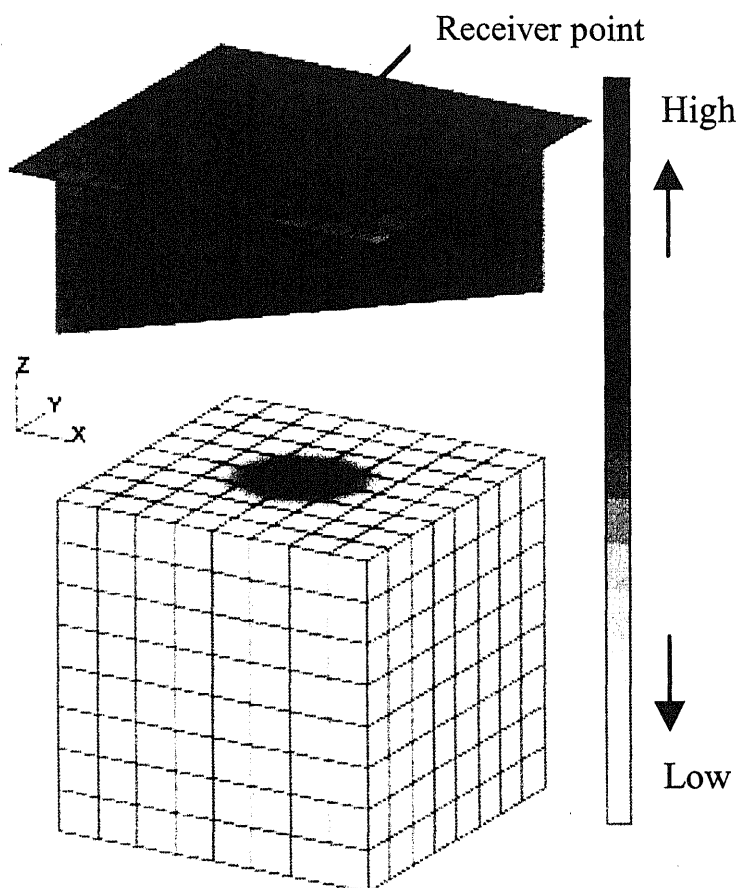


Fig.2-7 Sound pressure distribution at the acoustic mode.

本章で試みる最適化計算では、計測点での放射音圧応答において、この音響モードが形成するピーク音圧を低減することを目的とする。

2.2.5 構造変更

次に、放射音圧の低減化に対して、板への構造変更について考える。2次固体音を制御するには、構造体が空気音によって振動しないようにすればよいわけで、基本的には質量の大きな材料が必要になる。そこで本章では板に対する構造変更として、最適な質量付加を行なうことにする。質量付加による構造変更の効果は、質量分布と剛性分布の両方の変化を考慮しなければならないリブ等の手法に比べて比較的分かりやすく、実験による検証も容易である。騒音低減を目的とした構造最適設計において、質量付加を用いた研究はいくつか報告されているが⁽¹⁰⁾⁻⁽¹²⁾、機械加振による1次固体音を対象としているケースが多い。この場合は音響加振であり、加振点は板全体に分布するので、加振点が一部に限られる機械加振と比べて、振動放射音の発生状況がかなり違ったものになる。

最初に、簡単なケーススタディーとして付加質量が1つの場合を考える。1個の質量の重さは0.03 kg とする。これは板重量の18% に相当する。また、質量付加は板のFEMモデルを構成する8×8個の要素に対して行なうとし、その配置を構造設計における設計変数とする。当然、この場合に考えられる質量付加配置の総数は64通りとなる。各質量付加配置に対して計測点での放射音圧応答における830Hz-870Hz帯域間の最大音圧レベルを目的関数として計算した結果をFig.2-8に示す。

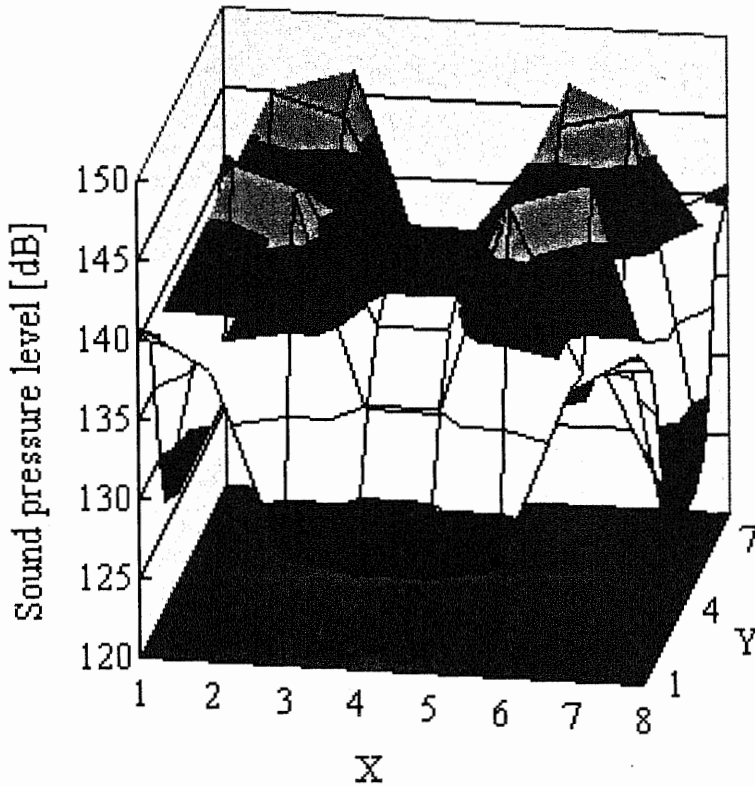


Fig.2-8 Sound pressure level peaking in 830-870 Hz band at the receiver point for all the possible positions of a single mass on the plate.

ここで、 $x-y$ 座標は質量付加を行なう 8×8 個の要素の配置、 z 座標は目的関数値を表している。対象とする周波数帯域では注目した音響モードに対応する音圧ピークのみを含むため、目的関数値はそのピークレベルを示している。

質量付加前において、830 Hz-870 Hz 帯域間の振動モード形状は Fig.2-6 とほぼ同じであるため、そのモードの腹付近に質量付加を行えば放射音圧を最も低減できそうであると容易に予想できる。しかし、この直感的な予想は Fig.2-8 において目的関数値が最も低い付加配置とは明らかに異なっていることがわかる。

このようなケーススタディーは、対象としている最適化問題の性質を部分的に把握するという点で有効である。ただし、このケースでは全ての付加配置に対して応答を求め、その応答結果を3次元表示することが可能であったが、一般に N 個の質量付加を考える場合は応答空間が $(2N+1)$ 次元となり、そのような応答表示は今回のケースとは違って容易ではなくなる。すなわち、多次元空間における複雑な応答が予想されるのに加え、考えられる質量付加配置の総数も膨大に広がることになるため、ずっと難しい最適化問題となってしまう。

2.2.6 最適化手法

前節で述べたように、複数個の質量付加を実施する場合は複雑な多次元関数における最適解探索問題となり得る。このような問題に対して、適切な探索領域をあらかじめ限定できない場合、数理計画法のように探索出発点の周りのローカルな近似を用いて新しい解を探索するような決定論的最適化手法を適用することは難しい。そのような最適化の困難さに対して、本研究では非決定論的

法に基づく代表的な最適化器とされている遺伝的アルゴリズム (GA) の適用を試みる。GAは最適化問題に対する確率的近似解法であり、多数の設計変数、制約条件、目的関数で定義された設計空間において従来の手法では解決が困難であるような最適化問題に対し、実用上の最適解を効率良く得るための1つの有力な手法として、その可能性が期待されている。その探索アルゴリズムは適者生存という生物の遺伝・進化の過程に着想を得て、そのメカニズムを模倣したモデルに基づいて構成されている。1970年代にHolland⁽¹³⁾によってGAが提案され、Goldberg⁽¹⁴⁾によって化学プラントのパイプの敷設の最適化問題に適用されて成功して以来、その有効性は広く認識されるようになった。その後、工学問題の広い範囲でこの手法が利用されている。なお、GAの基本的な考え方、用語、手順については付録Aを参照とする。

本研究で扱う最適化問題に対してGAを適用するに際し、その長所について説明すると、以下の点があげられる。

- (1) 解の評価には目的関数値を直接用い、設計感度の導出が不要であるため、その分、数理計画法などと比較してプログラム作成がし易く、コンピュータ計算に向いている。
- (2) 離散変数、不連続関数や組み合わせ最適化問題にも好適である。
- (3) グローバルな探索を行なっているため、ローカルな最適解に陥りにくい。
- (4) 対象とする問題の性質が未知の場合でも、それに関する知識を全く必要とせずに、効率良く大域最適解もしくはそれに近い準最適解を複数見出せる。

このうち、(1) - (3) については多くの文献で言及されているが、これだけでは様々な工夫を加えた他のランダム探索手法と比較してより良いことは明確に示せない。むしろ、離散システム・連続システムを問わず、探索領域における応答が非常に複雑で、先験情報も利用できないような問題を前提として、(4) の特徴が最も大きいと思われる。特に局所解が多く存在する多峰性の強い問題の場合は、厳密な大域最適解を追求することは計算コストの点から考えれば現実的とは言えず、限られた計算回数で近似的に求められる次善の最適解候補群は、実用的には十分有効な結果となり得る。実際、GAでは探索初期段階において解は急速に改善され、大域最適解の90% くらいまでの準最適解にはきわめて速く到達できる。

GAの計算機上での表現の方法は様々であるが、最も基本的なあるいは古典的なGAは単純遺伝的アルゴリズム (Simple Genetic Algorithm : SGA) と呼ばれている。SGAではランダムに初期化された初期個体群に対して、まず各個体を評価し、この評価に基づいて再生産という操作が行なわれる。続いて交叉、突然変異という操作が行なわれ、以後この評価、繁殖、交叉、突然変異という過程を収束状況、または一定の終了条件を満たすまで繰り返すことにより探索問題を解いている。SGAの特徴の一つに、使用するパラメータの数が一般に多い上に、それらを問題に応じて適切に決定するために有効な方法論が存在しない事が上げられる。個体数、突然変異率などのパラメータについては、どの程度の値を用いれば良好な探索が行なわれているかが経験的に知られている。個体数の設定では通常、多い方が少ない場合よりも最適解を早く見付けやすいとされ、多くの最適化問題において50以上に設定されている。そのため、世代毎に多くの関数評価をしなければならず、それがSGAの欠点の1つとされる。

このようにSGAでは個体数の多さが問題となるのに対し、 μ GA (Micro Genetic Algorithm) を用いて、より効果的な最適解探索を行なった研究報告がされている^{(15), (16)}。 μ GAで行なわれる遺

伝的操作は基本的にはSGAと同様であるが、使用する個体数が非常に少ない（通常5に設定）ことが特徴である。SGAの場合、個体数が少ないと局所最適解へ初期収束しやすいことが知られている。 μ GAにおいて、少ない個体数で効率良く探索を行えるための基本的な操作について以下に説明する。

- (1) ランダムに初期個体を選択する。
- (2) 親個体の選択方法として、評価値が最も良い個体は必ず選択し、残りの個体に対してトーナメント選択法の実行により親個体を決定する。
- (3) 決定された親個体に対し、交叉を実行する。交叉の方式は一様交叉を用いる。
- (4) ビット数の合計を比較し、評価値が最も良い個体の値と、他の個体の平均値との差が5%以下になるという“個体集団の収束”の条件が満たされるまで、操作(2)と(3)の操作を繰り返す。
- (5) (4)で規定した個体集団の収束が生じた場合、評価値が最も良い個体はそのまま残し、残りの個体は再びランダムに選択するとする。
- (6) 操作(2)に戻り、以下同様な操作を繰り返す。

μ GAの操作の中では突然変異が行なわれない。その理由は、個体集団が収束してランダムな個体を新しく選択し直すまでの間では突然変異の効果が十分出ないからである。よって、 μ GAでは突然変異確率は考慮する必要がない。SGAでは、最適解を見付けるための探索操作が突然変異に強く依存していることが原因で早期収束することが知られているが、 μ GAの場合、上記の操作により早期収束を避けながらより良い評価値をもつ個体を常に探し続けることができる。 μ GAの進化プロセスにおいては、個体集団のもつ評価値の平均の改善は余り重要ではなく、より良い評価値をもつ個体をいかに早く見付けるかということに探索の重点が置かれている。Krishnakumar⁽¹⁵⁾とCarroll⁽¹⁶⁾は個体数を5に設定した μ GAを、いくつかの最適化問題に適用し、従来使用されるGAと比較して探索効率や大域最適解を見付ける能力において μ GAが優位性を示したという実験結果を報告している。 μ GAを本章の最適化問題に対して適用し、その有効性を検証する。

2.2.7 最適化計算の条件

次に、2.2.5節で述べた30gの質量付加を四個以下とし、音響モードの影響による音圧ピークレベルを目的関数としてその値を低減する最適化計算を試みる。板モデルを構成する各シェル要素に対応させて、最適化計算における設計変数の数を64とする。64個の要素に対して4個以下の質量付加を考えた場合、組み合わせ解析に基づき可能な付加配置の総数を計算すれば679,121通りという大きな数になる。

GA計算におけるコーディングでは、各設計変数の値を“0”か“1”の1ビットの2進数で記述する事によって表現する。ここで、“1”は質量付加する要素、“0”は質量付加しない要素とすることによって質量付加配置を決定する。制約条件より、64の設計パラメータの合計は4以下となるようにする。このような付加質量配置に対しても、音響モード周波数は830 Hz - 870 Hz間にあるため、その周波数帯域における最大音圧レベルを目的関数とした。まとめると、この最適化問題は次式で与えられる。

$$\begin{array}{ll}
\text{minimize} & \text{Sound pressure level peaking in the 830--870 Hz band} \\
\text{design variables} & n_i = 0 \text{ or } 1 \ (i = 1, 2, \dots, 64) \\
\text{subject to} & \sum_{i=1}^{64} n_i \leq 4
\end{array} \tag{2-8}$$

なお、GA計算においてトーナメント選択法を採用しているため、目的関数値のスケーリングを考慮する必要は無い。

以上説明してきた解析内容により、NASTRANを用いた構造—音響連成解析，振動—音圧伝達関数を用いた放射音解析，GAを用いた最適化解析を連結させた計算処理を行なうことにより，対象とする音圧レベルを低減化するための最適化計算を実施する。計算の流れを Fig.2-9 に示す。

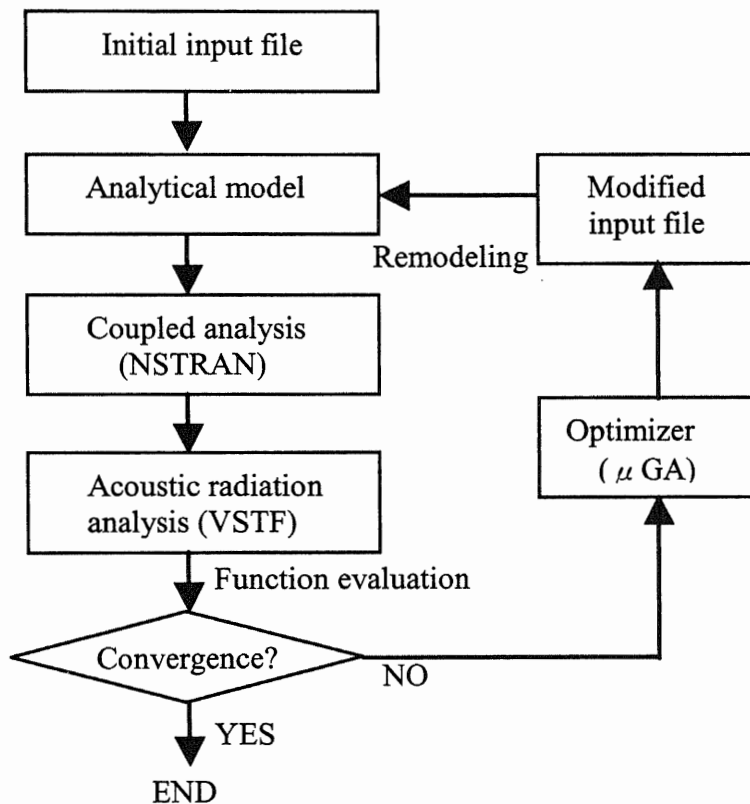


Fig.2-9 Analysis program flow for the optimization iteration process.

これら一連の処理は全てプログラミングにより自動化されており，各解析に関連する入出力ファイルは自動的に更新されて受け渡しが行なわれるようになっている。特に，GA計算において生成される個体の設計変数に対応して NASTRAN 実行ファイルを自動編集し，境界条件も含めて更新された FEMモデルの解析を実行可能としていることが，この最適化計算システムにおける重要な特徴である。設計変数に対応した NASTRAN 実行ファイルの編集と，解析実行後の結果ファイルから次の解析に必要なデータの作成は FORTRAN で作成したインターフェースプログラムを用いている。この問題における NASTRAN 実行ファイル編集の例を Fig.2-10 に示す。ここでは図の上で示すような，設計変数を構成する 64 個の 1 ビット値 (0 or 1) に対応させて，図の下に示した NASTRAN 実行ファイルフォーマットにおける板モデルを構成するシェル要素 (CQUAD4) の特性識別番号 (PID) (1 or 2) を書

き換えて各要素の質量密度を指定することで、質量付加する要素と質量付加しない要素を表現している。

なお、全体のコントロールは UNIX の Shellscript で行ない、目的関数評価の収束判定をしながら反復計算を実行する。GA では最適化計算時に同じ設計変数の組み合わせを再度評価する場合があるが、計算結果はデータベースとして残し、以降の計算に再利用する事で重複計算は省き、計算効率を向上させた。

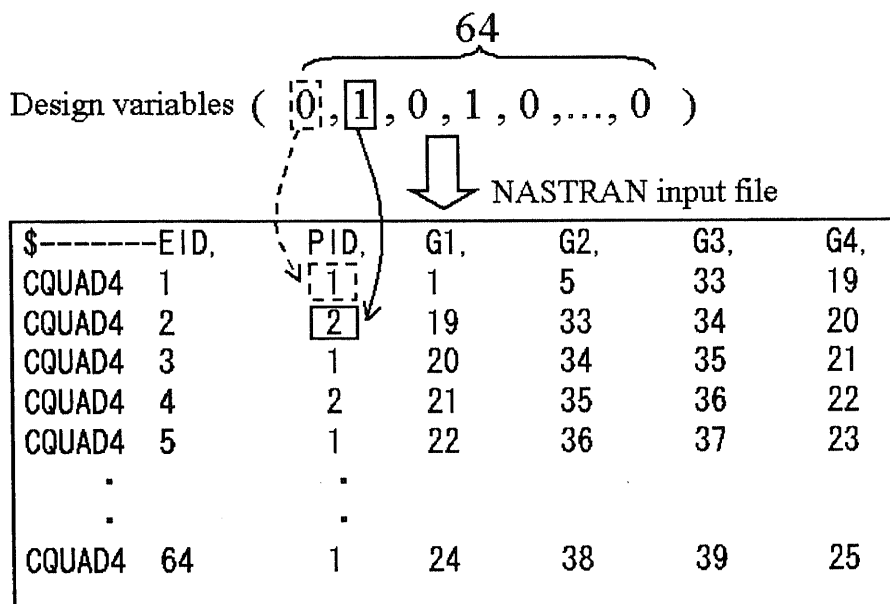


Fig.2-10 Example of design variables and NASTRAN input file.

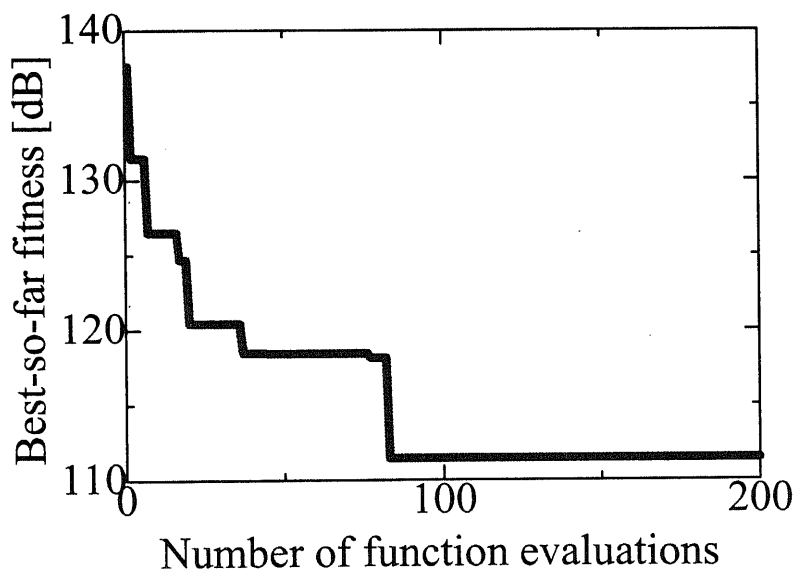


Fig.2-11 Best-so-far fitness vs. function evaluations.

2.3 最適化計算結果

前節で述べた設定にもとづき、最適化計算結果を行なった。計算結果の例として、ある初期値に対

して計算を行なったときの目的関数の推移を Fig.2-11 に示す。

ここで、横軸は目的関数の評価回数、縦軸は評価回数内で探索された解の中で最も良かった評価値を示しているが、数十回程度の評価回数内で評価値が大きく改善されて行く様子がわかる。200 回の評価回数中で最も改善されたケースとして、Fig.2-12 に示すような質量付加配置を行なった場合に、音圧レベルの周波数応答は Fig.2-13 のような結果になった。

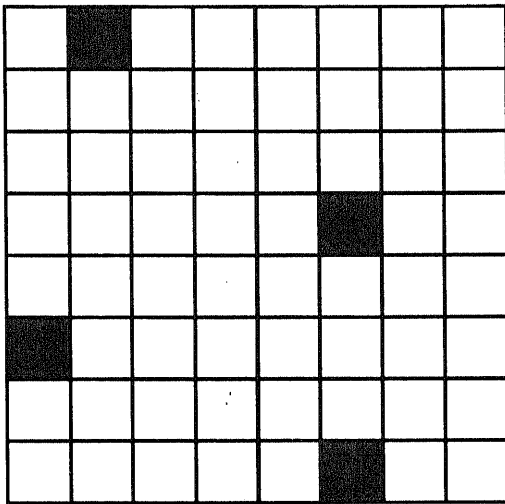


Fig.2-12 Optimal positions of 4 masses on the plate after 200 function evaluations.

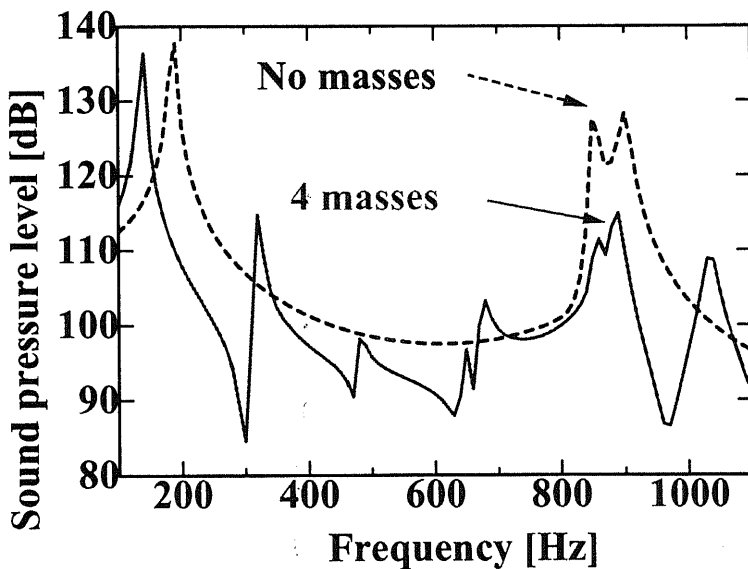


Fig.2-13 Sound pressure response without and with 4 optimally added masses after 200 function evaluations.

この時の解は準最適解の1つと言えるが、音響モードの影響による音圧ピークレベルの値は、質量付加前と比べ約 16 dB と大きく低減化できている。このように低減できた要因について考察するため、質量付加前後の空間平均振動加速度レベルの周波数応答を計算した結果を Fig.2-14 に示す。

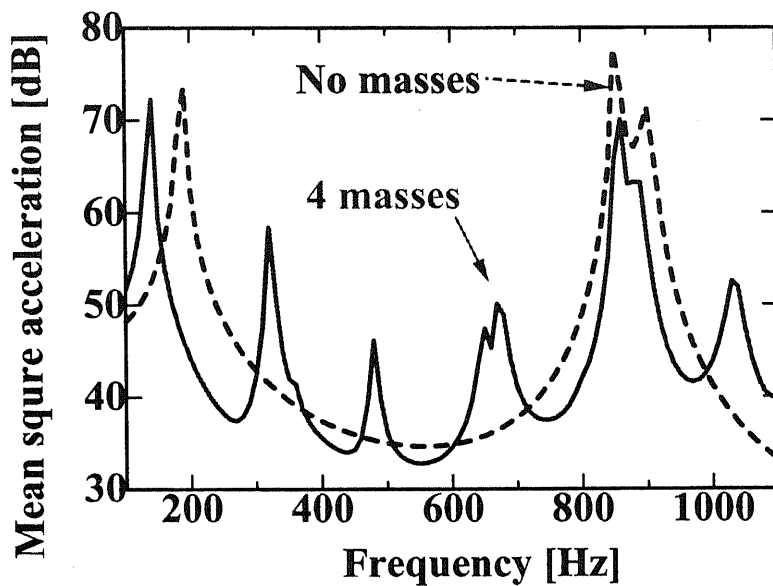


Fig.2-14 Surface mean square acceleration of the plate without and with 4 optimally added masses.

ここで、空間平均振動加速度レベルの dB 値は以下のように定めている。

$$\text{Mean acceleration : } 10 \log \langle \ddot{w}_n \rangle > \text{dB} \quad (2-9)$$

対象とする加速度レベルのピーク値は、質量付加前と比べ低減化されているが、その低減量は 8 dB 程度であり、音圧レベルでのピーク値の低減量 16 dB よりも少ない。一般に、振動放射音の低減については構造物の振動特性と音響放射特性の双方の効果を考慮しなければならない。そこで、次に音響放射特性の影響を考察するため、2.2.4 節で示した音響箱内部空間における音響モード、対応する周波数での板の振動モード形状及び放射音圧分布について、質量付加後の状態として再び見てみる。

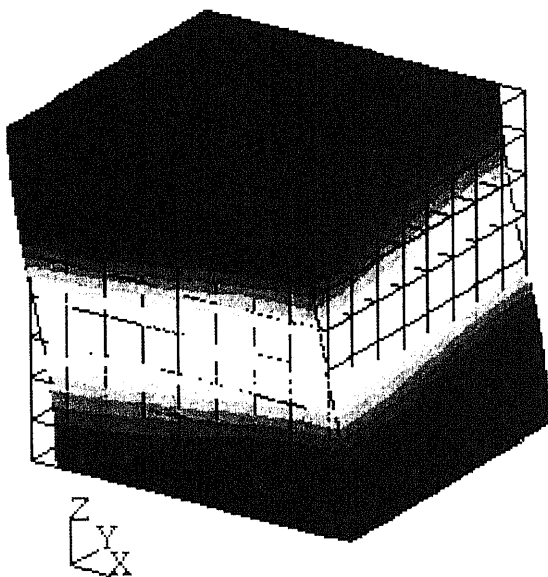


Fig.2-15 Acoustic mode shape of the cavity with 4 optimally added masses.

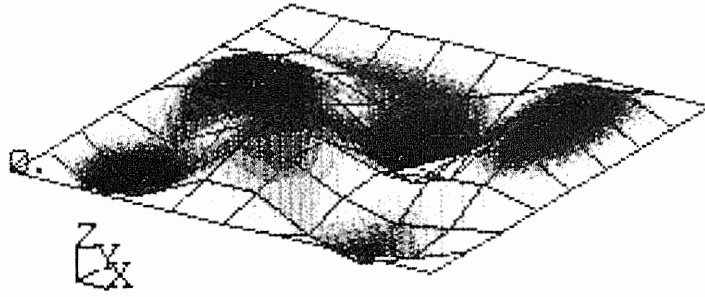


Fig.2-16 Vibration shape of the plate at the acoustic mode with 4 optimally added masses.

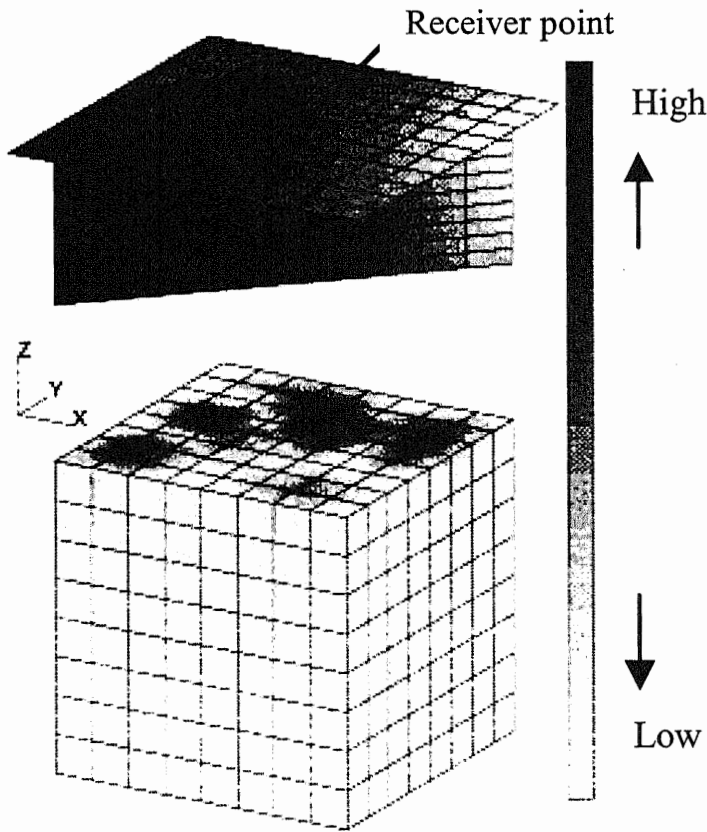


Fig.2-17 Sound pressure distribution at the acoustic mode with 4 optimally added masses.

Fig.2-15 より、音響モードは質量付加前とは異なる方向に生成され、それに対応して形成される板の振動モードは Fig.2-16 に示すように非対称な形状となり、結果として Fig.2-17 に示されるように、音圧計測点方向への放射指向特性が質量付加前より低下している様子がわかる。このような結果から、音圧計測点方向への音響放射が弱まっていることが予想される。

ここで、比較として Fig.2-18 に示すように4個の質量を全て付加前の振動モード形状 (Fig.2-6) の腹付近に配置した場合の振動・音響特性の変化を前と同様に見てみる。

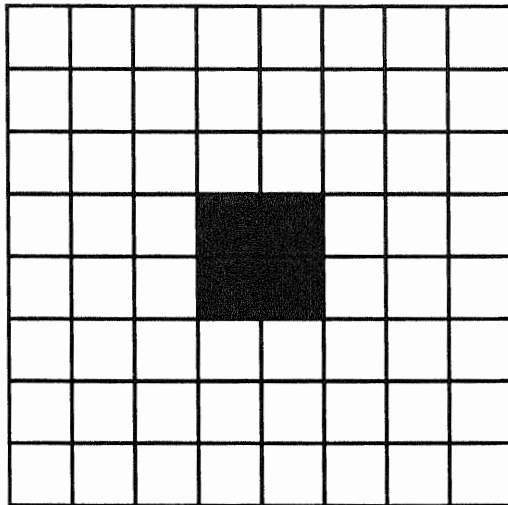


Fig.2-18 Positions that 4 masses are placed around the plate center.

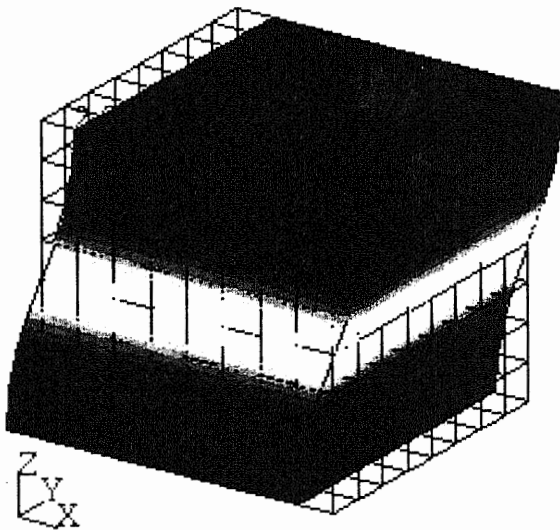


Fig.2-19 Acoustic mode shape of the cavity with 4 added masses placed around the plate center.

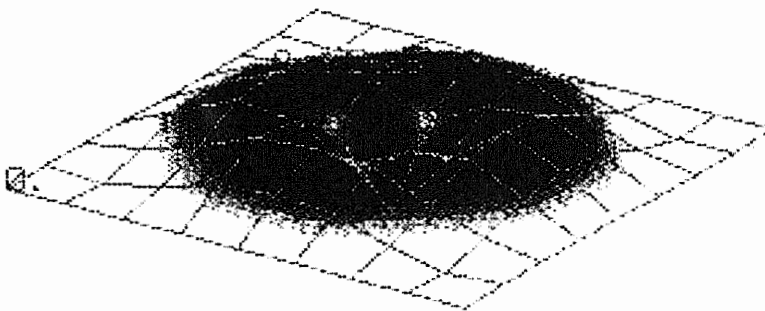


Fig.2-20 Vibration shape of the plate at the acoustic mode with 4 added masses placed around the plate center.

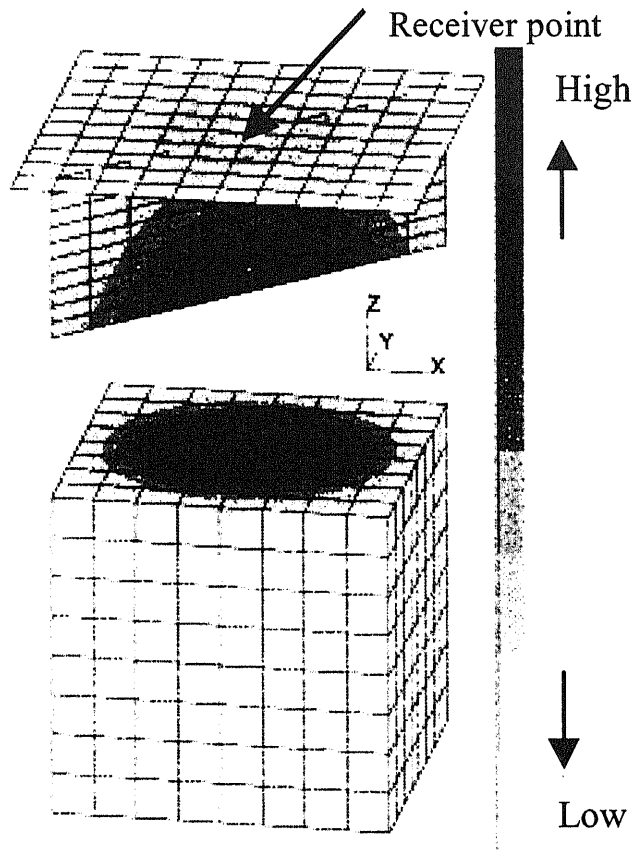


Fig.2-21 Sound pressure distribution at the acoustic mode with 4 added masses placed around the plate center.

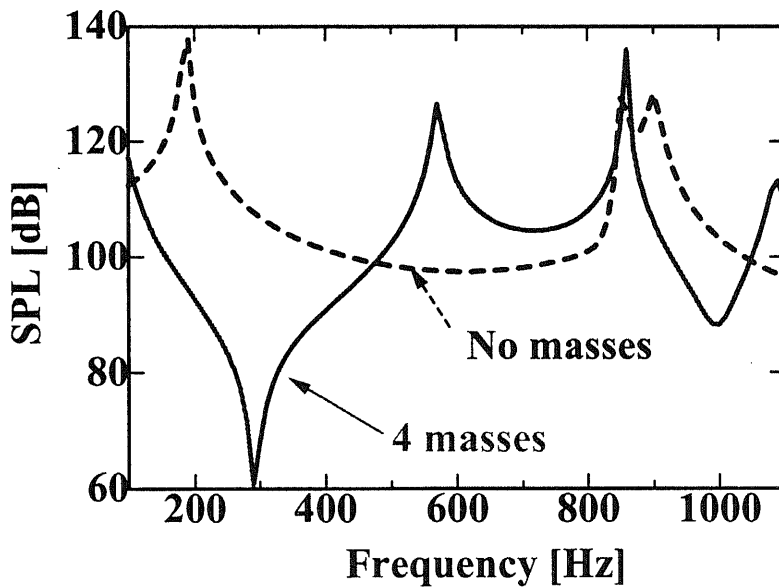


Fig.2-22 Sound pressure response without and with 4 added masses placed around the plate center.

この場合に特徴的なのは、Fig.2-20 に示される板中心に対称的で大きな腹を含む振動モード形状であり、Fig.2-21 に示すように音圧計測点方向への放射指向特性が大きくなっている様子が確認で

きる。その結果、Fig.2-22 に示されるように音響モードの影響による音圧ピークレベルは質量付加前よりも増加してしまっている。

以上の考察から、最適化計算により振動・音響特性の双方の効果により目的とする音圧レベルを効果的に低減できる質量付加配置が求められたとすることができる。

2.4 μ GAとSGAの比較

今回最適化手法として用いた μ GAの有効性について検証する。この最適化問題に対する最適解探索能力に関して、 μ GAと通常のSGAを用いた場合の比較を行なった。ここで、SGAで用いた個体数は50、交叉率は0.5、突然変異確率は0.02である。これらの設定値は、GA計算において典型的に用いられるパラメータ値の組み合わせの1つとされている。また、選択法は μ GAで用いたのと同じトーナメント選択法とした。一方、 μ GAで用いた個体数は5、交叉率は0.5とした。Fig.2-23は両手法を用いた最適化計算において、評価回数内で探索された解の中で最も良かった評価値を示している。ここで、どちらも初期値を同様に10回変えて計算した値の平均をとっている。

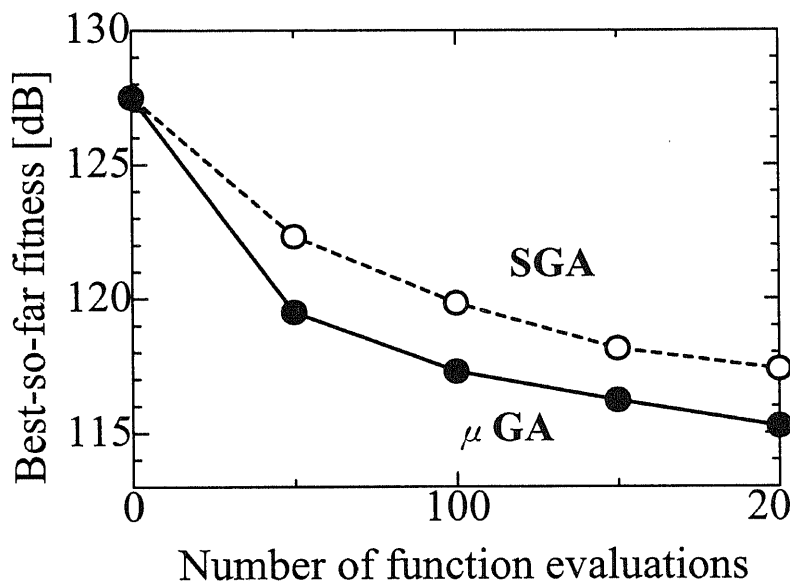


Fig.2-23 Comparison of the performance of μ GA and SGA for the evolution of the ensemble average of the best-so-far fitness

この場合、明らかに μ GAの方がSGAより優れた探索効率を示す結果が得られ、有効な最適化手法としての可能性が得られた。ただし、振動・音響問題を対象とする構造最適設計全般に対して μ GAの探索能力の有効性を論じるにはさらに広範な検討が必要だと思われる。また、探索能力以外にも実用面における大きな利点として、GAパラメータの設定に関してはSGAでは探索効率を極力上げたため2.2.6でも述べたようにGAパラメータの設定を幅広い組み合わせの中から検討しなければならないが、 μ GAでは個体数や突然変異率を検討する必要性がないため、その分探索効率の安定性を期待できる点があげられる。

2.5 検証実験

最適化計算結果で得られた質量付加配置が目的とする音圧レベルを大きく低減できることを示した

が、その結果に対して実験による検証を行なった。振動放射音計測の実験状況を Fig.2-24 に示す。

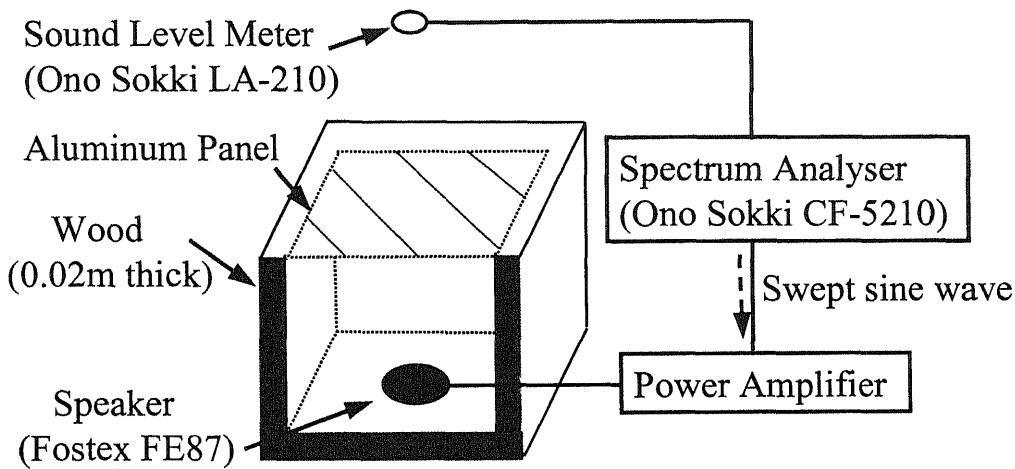


Fig.2-24 Schematic layout of the experimental layout.

実験対象物は、2.2.1 で説明した解析モデルを模擬しており、Fig.2-24 の斜線で示すように上面には板厚 1.5 mm のアルミを有し、内寸は 200 mm × 200 mm × 200 mm の立方形状である。実験モデル内部にはアルミ板を音響加振させるための小型スピーカー（Fostex製 FE87）が入れてあり、外周及び底面は板厚 20 mm の木製板で密閉してスピーカーからの音が外部には漏れないようにした。最適化計算結果の付加質量配置に従い、30g のおもりをアルミ板上に設置するが、おもりに解析モデルで用いた板要素と同じ大きさ（25 mm × 25 mm）の正方形基盤を付けている。音響加振に用いる信号の生成及び受信信号の処理には 2ch スペクトラムアナライザ（Ono Sokki 製 CF-5210）を使用した。音響加振信号の種類は広帯域のスエプトサインと呼ばれる複合波で、スペクトラムアナライザからパワーアンプを通してスピーカーに送信する。このような音響加振により、対象周波数全域における振動放射音の周波数応答特性を短時間で計測することができる。音圧計測点に設置したマイクロホン（Ono Sokki製 LA-210）で受信した音響信号は同じスペクトラムアナライザに送信し、周波数分析を行なった。なお、スピーカーの周波数特性は必ずしも平坦ではなく、その特性にはいくつかのピークやディップが有り、また特に小型スピーカーでは低周波帯域の周波数特性が良くないため、計測した信号は振動放射音の正確な周波数応答特性を反映していない。従って、計測した振動放射音の周波数特性と、同じ計測装置で計測したスピーカー単体の周波数特性との比から算出する音響周波数応答比関数⁽¹⁷⁾（ARRF：Acoustic frequency Response Ratio function）を評価する。

測定結果より得られた音響周波数応答比関数を Fig.2-25 に示す。この結果は Fig.2-13 と比べると、対象としたモデルに対して詳細なモデル化は行っていないにもかかわらず、実験と数値シミュレーションは比較的良く一致していると言える。この結果より、この問題に適用した最適化計算システムの予測精度を実験的に検証できた。

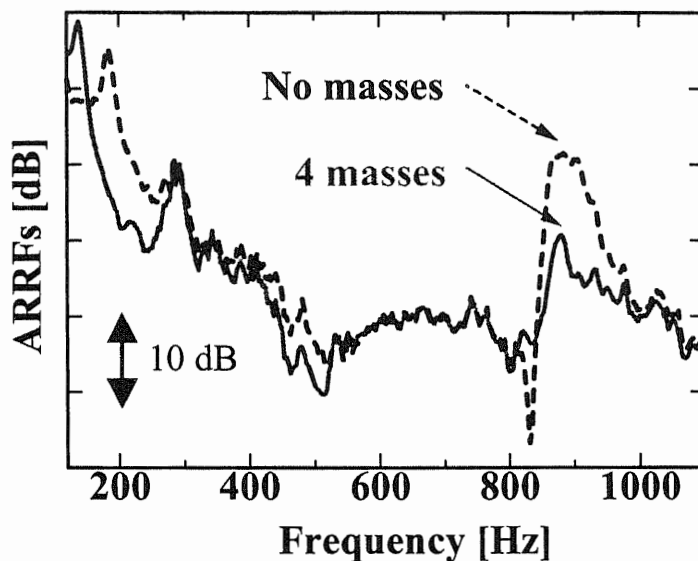


Fig.2-25 Acoustic frequency Response Ratio Functions without and with 4 optimally added masses.

2.6 まとめ

本章では、振動放射音低減化を目的とする構造最適設計シミュレーションを実行するため、振動解析、音響解析、GAを組み合わせて統合・自動化した最適化計算システムを作成し、音響箱モデルから生じる透過音を対象とした最適設計問題に適用した。この問題における最適解を直感的に予測するのは困難であるが、本手法を用いた最適化計算により目的とする音圧レベルを効果的に低減する構造を求めることができた。また、この計算で最適化手法として用いた μ GAの有効性を示した。さらに、数値シミュレーションと同じ設定で実験も行ない、実験結果と最適化計算結果が良く一致する事を示した。以上の結果から、本手法の実用性及び有効性を数値的、実験的に検証することができた。

本手法は、ここで対象とした問題からさらに、さまざまな多様な解析モデル、構造変更方法、目的関数等に対する構造最適設計シミュレーションへ拡張・応用することが可能である。特に、複雑なモデルで、かつ設計変数も多種・多様で、結果の予測が困難になるほど本手法の効果がより発揮できるだろうと思われる。以降、本手法を基本とした構造最適設計シミュレーションにより、振動騒音低減化に対して、さらなる検討を行なう。

参考文献

- (1) 井上博之, 中野亮, 樹脂部品の低騒音設計シミュレーション, 振動・音響新技術シンポジウム講演論文集, No.99-8, 1999, pp.5-8.
- (2) 丸山新一, 木澤千城, 松井徹, 福島忠孝, パネル寄与分析の音響伝達関数改善への応用, 自動車技術会学術講演前刷集, NO.52-01, 2001, pp.11-14.
- (3) Guy, R. W. and Bhattacharya, M. C., The transmission of sound through a cavity-backed finite plate, J. Sound. Vib., Vol.27, No.2, 1973, pp.207-223.
- (4) Webb, J. C., Sound Power Approximation for Rectangular Ribbed Plates Subject to Harmonic Excitation, SAE Trans. (Soc. Automot. Eng.), Vol.106, 1997, pp.3200-3207.
- (5) MacNeal, R. H., A Symmetric Modal Formulation of Fluid-Structure Interaction, ASME Paper, 80-C2/PVP-116 (1980), pp.1-13.

- (6) Junger, M. C. and Feit, D., Sound Structures and Their Interaction, Acoustical Society of America, 1993.
- (7) Holland, K. R. and Fahy, F. J., The radiation of sound through an aperture in a noise control enclosure via iteration around a finite element-boundary element loop, Noise Control Eng. J., Vol.44, No.5, 1996, pp.231-234.
- (8) 長松昭男編, 音・振動のモード解析と制御, 1996, コロナ社.
- (9) 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.
- (10) Ratle, A. and Berry, A., Use of genetic algorithms for the vibroacoustic optimization of a plate carrying point-masses, J. Acoust. Soc. Am., Vol.104, No.6, 1998, pp.3385-3397.
- (11) Constans, E. W., Belegundu, A. D. and Koopmann, G. H., Design Approach for Minimizing Sound Power from Vibrating Shell Structures, AIAA Journal, Vol.36, No.2, 1998, pp.134-139.
- (12) Wodtke, H. W. and Koopmann, G. H., Quieting Plate Modes with Optimally Sized Point Masses-A Volume Velocity Approach, DE, Vol.84, No.3, 1995, pp.647-654.
- (13) Holland, J., H., Adaptation in Natural and Artificial Systems, MIT, 1975.
- (14) Goldberg, D., E., Genetic Algorithm in Search, Optimization and Machine Learning, Addison-Wesley, 1989.
- (15) Krishnakumar, K., Micro-Genetic Algorithms for Stationary and Non-Stationary Function Optimization, Proc. SPIE, Vol.1196, 1989, pp.289-296.
- (16) Carroll, D. L., Genetic Algorithms and Optimizing Chemical Oxygen-Iodine Lasers, Proc. of the 18th Southeastern Conference on Theoretical and Applied Mechanics, 1996, pp.411-424.
- (17) Toi, T., Miura, R. and Okubo, N., Evaluation of Degree of Structural -Acoustic Coupling Based on Experiment and Numerical Simulation, Proc. of the 12th International Modal Analysis Conference, 1994, pp.325-330.

第 3 章

振動板の曲面形状最適設計による

音響放射パワーの低減化

第3章 振動板の曲面形状最適設計による音響放射パワー低減化の検討

3.1 緒言

本章では、機械装置の基本要素である板状構造物を対象として、その振動騒音を低減化するための対策手法そのものについて提案することを目的としている。板状構造物が発生要因となる振動騒音が問題になる場合は、多くの振動モードが騒音に寄与しているため、その抑制はこれまで述べてきた通り、非常に困難であることが予想できる。それに対する低騒音化対策として、板厚の変更や、補強材、ビード付加による剛性強化、また制振材の適用による減衰性付与等のさまざまな構造変更が従来実施されており、こういった手法による騒音低減効果に関して多くの研究報告がなされている。しかし、従来の低騒音化対策では限られた使用で効果的な騒音低減を実現することは難しく、重量やコストの増加が避けられないため、機械装置の設計における重要な課題である「重量・コストの低減化要求」に相反してしまう。

従来の構造変更による低騒音化対策手法とは異なる手法として、板形状自体の変更が考えられる。構造物の形状変更は、その形状によって構造物の力学的特性をさまざまに変えることができるため、効果的な低騒音設計を実現するための有効な方法となる可能性があるが、騒音対策手法としてはその有効性が十分認識されておらず、今までに検討された例は少ない。そこで本章では、板状構造物の曲面形状設計に着目し、振動板の音響放射特性に対する効果を数値シミュレーションにより検討する。

目標とする最適化計算では、対象となる周波数領域における平均音響放射パワーを低減化するための振動板の形状最適設計を行なう。音響放射パワーとは構造物全体からの音響放射特性を表す最も基本的な量である⁽¹⁾。ここでは解析対象として簡易板モデルを用い、板を機械加振させた時の音響放射パワーを対象とする。板の曲面形状設計方法として B-スプラインを使用し、前章で用いた最適化計算システムに組み込むことにより、音響放射パワーの低減化を目的とする構造最適設計シミュレーションを実行した。

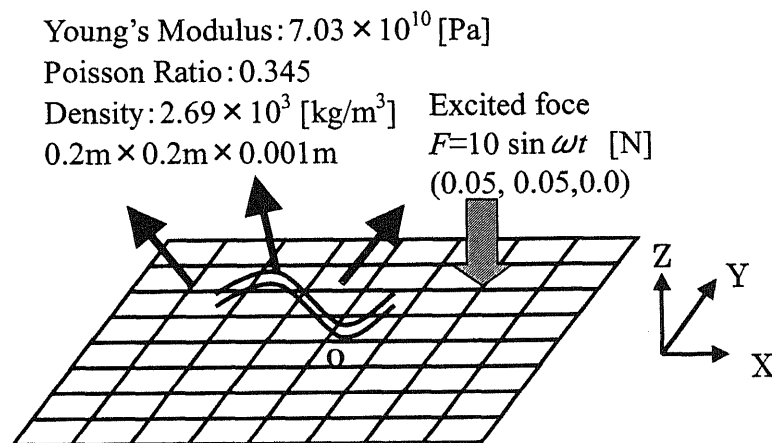


Fig.3-1 Description of the system considered in the present application.

3.2 音響放射パワーの計算

本研究で解析に用いた板モデル及び解析条件を Fig.3-1 に示す。2章で用いた解析モデルにおける振動板と同様な正方形の板モデルを最適設計の対象とする。板は無限バツフル上にあり、周辺は単純支持されているとする。この解析モデルに対して $z > 0.0$ の空間において振動・音響解析を

実行する。まず、板中心を原点として $x = 50 \text{ mm}$, $y = 50 \text{ mm}$ の位置を正弦波加振した時の振動分布を、NASTRAN のモーダル周波数応答解析 (Modal Frequency Response Analysis) により求める。なお、加振点は多数の振動モードが現れるような位置を選んでいる。加振周波数は 10 Hz 刻みで $10 \text{ Hz} \sim 1200 \text{ Hz}$ の範囲を対象とした。振動解析の対象となる F E Mモデルは 64 個の四辺形シェル要素 (CUAD4) を用いて作成した。

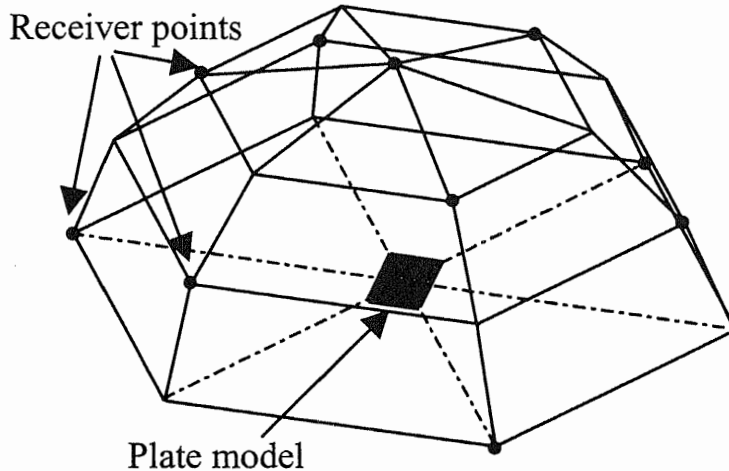


Fig.3-2 Receiver points for sound power according to ISO.

振動解析で得られた振動分布を境界条件として、次に解析対象周波数帯域における放射音解析を行うが、ここでは第2章で求めたような1計測点における音圧レベルではなく、音響放射パワーを算出する。ある一点における音圧レベルでは、構造物の形状だけでなく、構造物からの距離、計測位置の条件によって変化してしまう。これに対して、音響放射パワーは構造物全体から単位時間に放射される音響的な総エネルギー値であり、原理的に音源だけで規定され、各種音源の性能を表示する基本的な量である。特に機械装置類から発生する騒音に関しては、騒音の定量的な予測、各種機械の選択等にも非常に重要な評価量になってきている。本章では音響放射パワー W を I S O規格⁽²⁾に基づき、板を囲む半球面上の等しい面積を代表する観測点 (Fig.3-2) における音圧値の空間平均から次式のように求める。

$$W = \frac{2\pi R^2}{\rho c} \sum_{i=1}^N \frac{p_i^2}{N} \quad (3-1)$$

ここで、 p_i は観測点における音圧値、 R は板を囲む半球の半径、 N は観測点の数である。また、 W の計算結果を用いて、振動から音への変換効率を示す音響放射効率 σ が次式より求まる。

$$\sigma = \frac{W}{\rho c S \langle v_n^2 \rangle} \quad (3-2)$$

ここで、 S は振動面の面積、 $\langle v_n^2 \rangle$ は振動速度の空間二乗平均である。(3-2) 式の分母は振動表面が至る所で同位相、同振幅でピストン運動し音響放射すると仮定した理想的な条件での音響放射パワー、分子は実際に放射される音響放射パワーであり、音響放射効率は振動の大きさに対してどの程度有効に音響放射が行なわれるかを示す指標を意味している。 $\langle v_n^2 \rangle$ 、 W 及び σ は、振動・音響放射

特性を評価する指標としてよく用いられている。本章ではこれらの量に対する dB 値を以下のように定める。

$$\text{Mean square velocity} : 10 \log \langle v_n^2 \rangle \text{ dB} \quad (3-3)$$

$$\text{Sound power level} : 10 \log (W/W_0) \text{ dB} \quad (W_0=1.0 \times 10^{-12} \text{ W}) \quad (3-4)$$

$$\text{Radiation efficiency} : 10 \log \sigma \text{ dB} \quad (3-5)$$

この板モデルに対して振動・音響解析を実行し、振動速度の空間二乗平均、音響放射パワー、音響放射効率の解析対象周波数帯域における応答特性を求めた結果を Fig.3-3 ~ Fig.3-5 に示す。放射パワーにおいて板の振動固有モードの影響によるピークがいくつか確認できる。振動放射音特性を改善するためには、このように放射音特性を特徴づけるピークの数減らし、またレベルを下げることが目標となる。

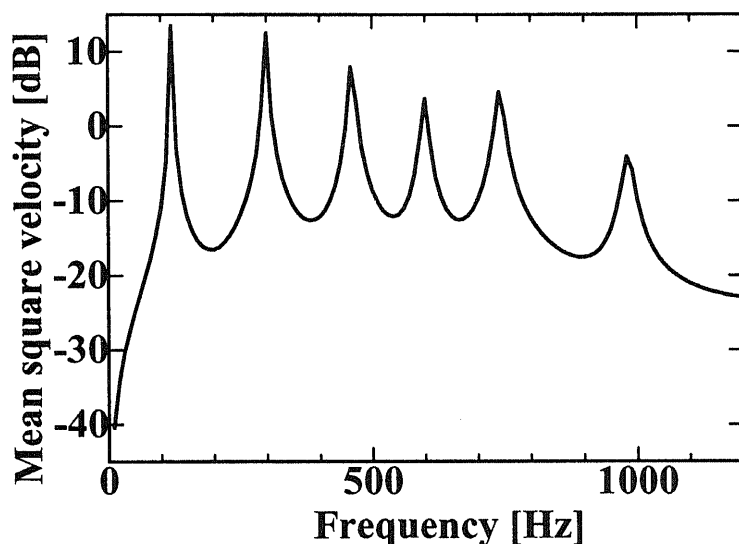


Fig.3-3 Mean square velocity for the plate.

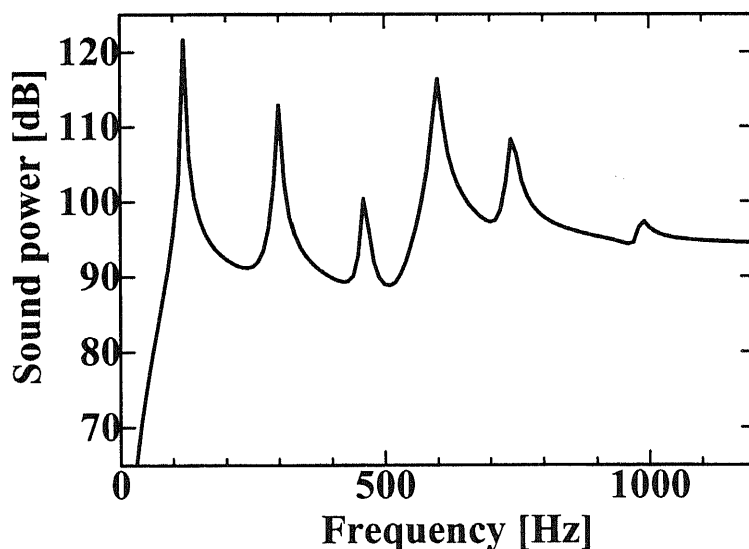


Fig.3-4 Sound power for the plate.

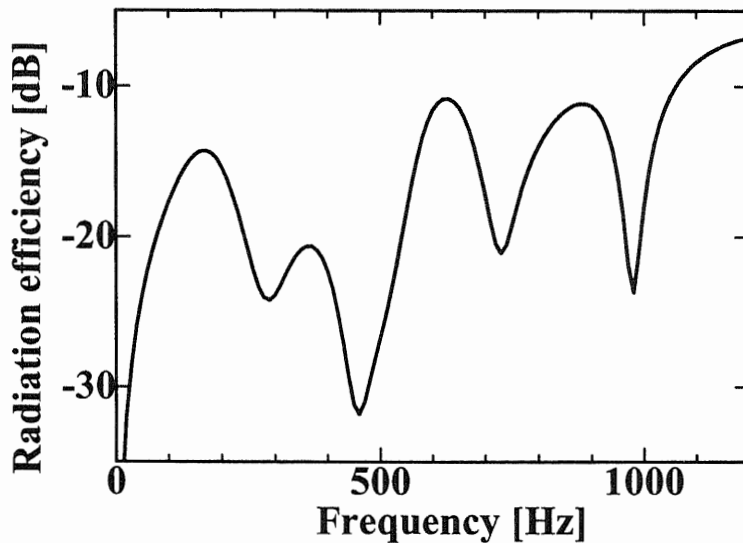


Fig.3-5 Radiation efficiency for the plate.

3.3 リブ付加による振動放射音低減化設計

解析対象に対し、従来の構造変更による振動放射音の低減化設計を試みる。振動放射音を低減するための最も直接的かつ有効と思われる方法は構造物表面の振動を抑制することであるが、そのための典型的な手段として、板状構造物の剛性・制振性を高める目的で用いられるリブ付加を考える。リブ付加は経済的、軽量かつ処置が容易であるため機械装置の振動騒音対策に広く利用されている手法である。

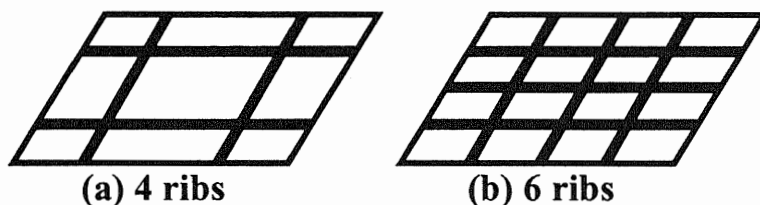


Fig.3-6 Two rib structures.

Fig.3-6 に示すように、板に対し x , y 方向に交差するようにリブを (a) 4 本付加した場合と、(b) 6 本付加した場合の解析を行なった。リブは断面の幅を 1.0 mm、高さを 10.0 mm とし、梁要素の剛体結合によりモデル化した。リブ付加による空間二乗平均速度の周波数応答の変化を Fig.3-7 に示す。この時、元の平板の値と比べ、(a) では一次共振周波数が 120 Hz から 270 Hz に増加し、対象周波数帯域における平均レベルは約 7.3 dB 低減化された。また、(b) では一次共振周波数が 360 Hz まで増加し、対象周波数帯域における平均レベルは約 8.1 dB 低減化された。このようにリブ付加された 2 ケースとも、剛性の向上により振動特性が平板より改善されたが、リブ数を 4 から 6 に増加したことによる改善効果は 0.8 dB 程度でさほど顕著ではない。

次に、音響放射パワーの周波数応答を Fig.3-8 に示す。この時、対象周波数帯域における平均レベルは元の平板と比べて低減されるどころか逆に、(a) では 0.5 dB、(b) では 2.2 dB 増加してしまった。すなわち、Fig.3-9 に示すとおり、2 ケースとも音響放射効率が大きく増加してしまっている。

ることがわかる。特徴的な例として、リブ付加された2ケースと比べて、平板の放射効率が非常に低い値となっている。460 Hz における各振動モード形状を Fig.3-10, Fig.3-11, Fig.3-12 に示す。

この設計例のように振動放射音は構造物の振動特性と音響放射特性の双方の影響を受けるため、リブ付加のような典型的な低騒音化手法においても、単純な方法で処置するだけでは対象周波数全域における振動騒音特性の改善にはつながらないことがわかる。構造物表面の振動を十分に低減させるだけの制振・剛性の向上ができれば、それだけ振動騒音の低減は可能であると思われるが、大抵は過度な処置になりやすく、重量、コスト、サイズ等の増加が機械装置の設計開発要求に逆行する方向になってしまう。

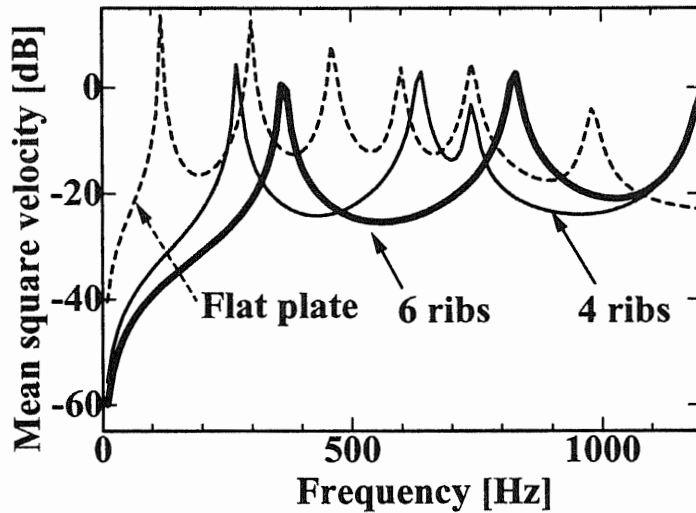


Fig.3-7 Mean square velocity for the plate without and with ribs.

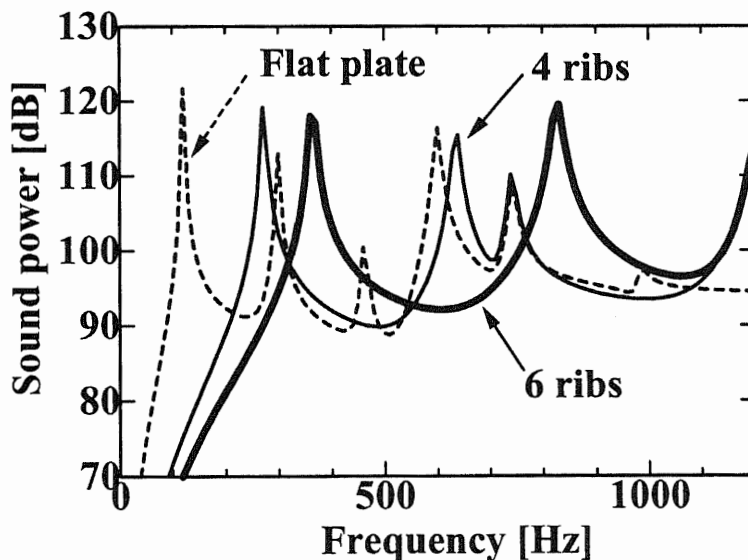


Fig.3-8 Sound power for the plate without and with ribs.

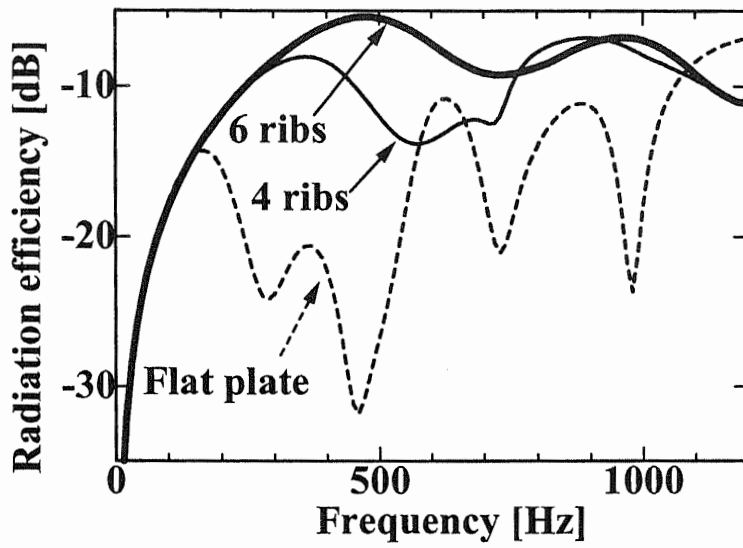


Fig.3-9 Radiation efficiency for the plate without and with ribs.

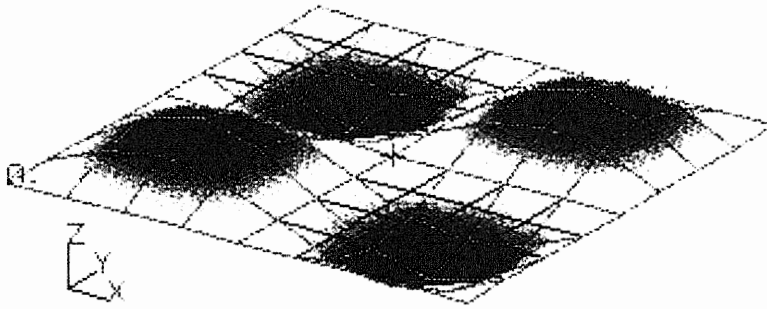


Fig.3-10 Vibration shape of the flat plate at 460 Hz.

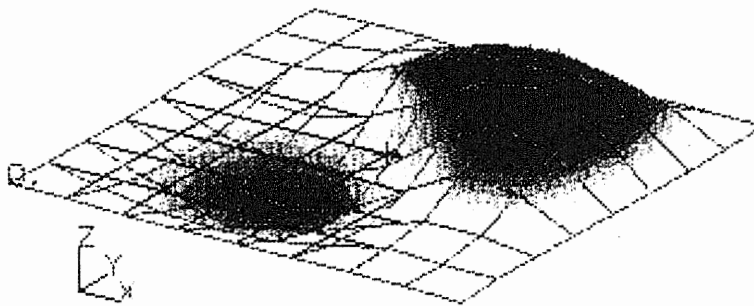


Fig.3-11 Vibration shape of the plate with 4 ribs at 460 Hz.

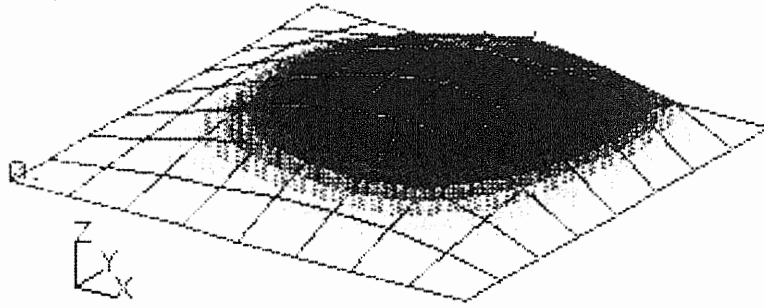


Fig.3-12 Vibration shape of the plate with 6 ribs at 460 Hz.

3.4 振動板の曲面形状設計

板状構造物から発生する振動騒音に対し、前節で述べたリブ付加のような従来の低騒音化手法以外に、重量等の増加を抑えられるような、より効果的な対策が求められている。そこで本章では従来とは異なる方法として、振動板の形状変更による騒音低減化を検討する。板形状はその力学的特性に大きな影響を与えるため、その振動放射音特性に対する効果も期待することができる。設計の段階において、もともと発生する騒音が小さい板形状とすることができれば、前節で述べたような問題を解決できる可能性があるわけである。Steyer and Chung⁽³⁾ 及び Marburg et al.⁽⁴⁾ は汎用解析ソフトの形状最適化機能を用いた数値シミュレーションにより、板状構造物の振動・音響特性の改善に対する形状変更の有効性を指摘している。

本章では振動騒音低減化という非常に困難な問題に対するアプローチとして、振動板の曲面形状変更に着目した。板形状の中でも特に、2方向に曲率をもつ曲面板は平板と比べて著しく異なる力学的特性を有することができるが、通常は構造計算の容易さ等の理由から典型的な曲面形状が選択されることが多い。しかし、本来曲面板の形状及びその形状に対応する力学的特性の種類は無数にあり得るため、特定の目的に対して最も機能的な形状を検討することが設計において可能になるわけである。低騒音化に対する曲面形状設計の有効性に関しては、その効果が十分認識されていなかったという点、また数値シミュレーション自体も容易でないという点から、これまで検討されてきた例は少なく、そこで本章では音響放射パワーの効果的な低減化を目的とする振動板の曲面形状最適設計を試みる。

本章の数値シミュレーションにおいて、如何にして多様で滑らかな曲面形状を数値的に表現し、対応するFEMモデルを生成するかは重要な問題である。CAGD⁽⁵⁾ (Computer Aided Geometric Design) と呼ばれている、コンピュータを利用して自由な曲面を生成する手法はいくつかあるが、ここでは板モデルの曲面形状表現方法としてB-スプラインを用いた。B-スプラインの概略については付録Bを参照とする。3次元区間に幾つかの制御点を与え、B-スプライン曲線の積として表現されるパラメトリック曲面により制御点間を曲面補間することで、多様な曲面形状を表現することができる。パラメータとして ϕ 及び θ を導入し、曲面上の点の座標 x, y, z をそれぞれ ϕ 及び θ の関数

$$\begin{aligned}
 x &= x(\phi, \theta) \\
 y &= y(\phi, \theta) \\
 z &= z(\phi, \theta)
 \end{aligned}
 \tag{3-6}$$

とすると、曲面は ϕ, θ を変数とする B-スプラインの積により次式のように表わせる。

$$\begin{aligned} x(\phi, \theta) &= \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N \alpha_{ij} B_{i,k}(\phi) B_{j,l}(\theta) \\ y(\phi, \theta) &= \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N \beta_{ij} B_{i,k}(\phi) B_{j,l}(\theta) \\ z(\phi, \theta) &= \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N \gamma_{ij} B_{i,k}(\phi) B_{j,l}(\theta) \end{aligned} \quad (3-7)$$

ここで、 $B_{i,k}(\phi), B_{j,l}(\theta)$ はそれぞれ $(k-1)$ 次、 $(l-1)$ 次の B-スプライン基底関数であり、 $\alpha_{ij}, \beta_{ij}, \gamma_{ij}$ は制御点の座標値を用いて構成される連立方程式を解くことで決定される定数である。(3-7) 式において $\phi = \text{const}$ とすると、 $B_{i,k}(\phi)$ と $\alpha_{ij}, \beta_{ij}, \gamma_{ij}$ との積はそれぞれ新たな定数係数と見なせるので、 θ の変化に伴う座標変化の軌跡 $(x(\theta), y(\theta), z(\theta))$ は空間内の曲線を表すことになる。これを θ 曲線と呼ぶ。同様に、 $\theta = \text{const}$ として ϕ を変化させれば ϕ 曲線が得られる。したがって、 ϕ と θ をどちらも変動させるならば、(3-7) 式で表される空間座標はこれらの曲線を包括する曲面を表現することになる。(3-7) 式の M, N はそれぞれ 1 本の ϕ 曲線、 θ 曲線上の制御点の個数であり (Fig.3-13 参照)、全体で $M \times N$ 個の 3 次元座標を補間する曲面を表わしている。

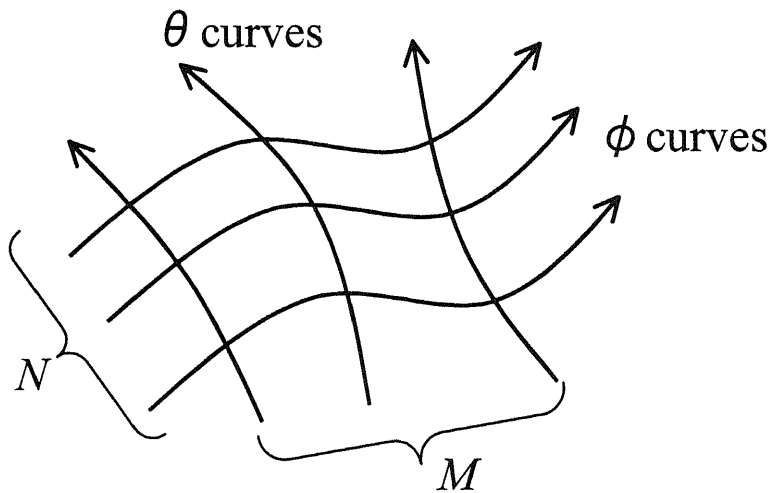


Fig.3-13 Shape representation by parametric curves.

本研究では $k=l=4, M=N=5$ とし、(3-7) 式より決定される曲面形状に対して、対応する FEM モデルは元の節点座標の z 座標値のみを変更することで全体形状を更新させるとする。制御点座標を設定すれば、対応する曲面の FEM モデルが境界条件も含めて自動的に更新されるようなプログラムを作成し、さまざまな形状の板モデルに対して振動・音響解析が容易に行なえるようにした。なお、形状変更の基準となる FEM モデルは最初の平板モデルとする。このように生成される曲面形状板の例を Fig.3-14 に示す。

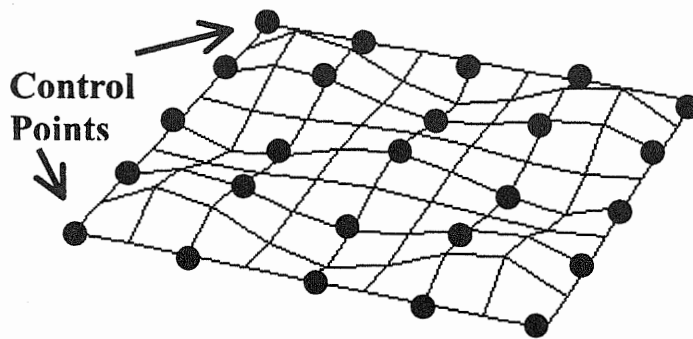


Fig.3-14 Control points and spline surface.

他の曲面補間方法と比較した場合、B-スプラインを用いた曲面形状生成における大きな特徴として、

- ・制御点の数と基底関数の次数を任意に設定できるため、低次の基底関数で多様な形状表現ができる。
- ・制御点位置の変更が形状全体に及ぼす影響は局所的であるため、更新されるFEMモデルのメッシュ歪みの悪化が小さい。

という点があげられる。このような特徴は、曲面形状の設計に柔軟性をもたせると同時に、制御点をさまざまな位置に変更して決定されるさまざまな曲面形状に対し、対応するFEMモデルの生成することにも適していると言える。B-スプラインを用いた構造物の形状最適化の研究では Braibant and Fleury⁽⁶⁾ が面内力を受ける平板の周辺や開口部の形状を滑らかな曲線に限定するために B-スプライン曲線を用いている。三井⁽⁷⁾ は極小曲面をパラメトリック曲面で近似し、GAを用いて最適形状を求めた。Fernandez et al.⁽⁸⁾ は回転対称シェルの形状をB-スプライン曲線で定め、種々の入力振動に対して最適な形状を求めている。

3.5 曲面形状変更による音響放射特性の変化

振動板の曲面形状変更による音響放射特性の変化を調べる。まず、Fig.3-15のFEMモデルで示すようにx、y軸について山型対称となるような単純な曲面形状を考える。

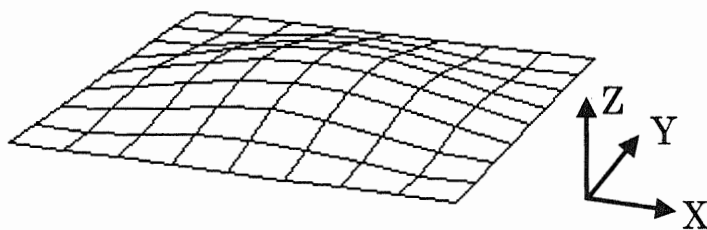


Fig.3-15 A curved plate with the center height 6.0 mm (exaggerated vertical scale).

ここで、板中心の高さを 3.0 mm、6.0 mm とした曲面形状板に対し、音響放射パワーの周波数応答を求めた結果を Fig.3-16 に示す。これより、板中心の高さが増すにつれて1次共振周波数が平板の 120 Hz から 450 Hz、720 Hz へと大きく増加し、それに対応して対称周波数帯域における応答ピークの数も減少していることがわかる。対象とした曲面板は板中心の高さが 6.0 mm の場合で

も板長の 3 % 相当であり、このようなわずかな曲面形状変更でも音響放射特性が大きく変化することが確認できた。

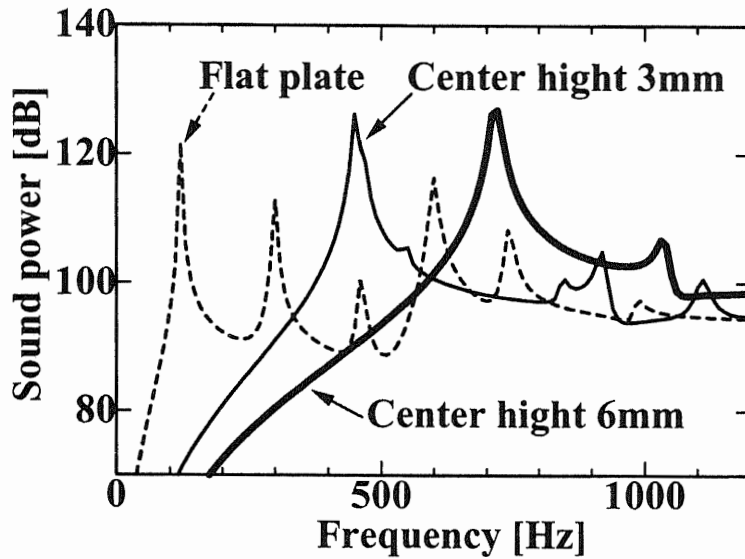


Fig.3-16 Sound power response of the two curved plates compared to original flat plate.

3.6 曲面形状最適設計

次に、曲面形状変更における自由度を前節より増やし、板形状は x 軸についてのみ対称であるとし、さらに以下に説明する計算条件で形状最適設計を行なう。

Fig.3-17 において (○)印で表示した周囲の点は固定とし、(●)印で表示した 6 点の z 座標値 ($z_1 \sim z_6$) を設計変数として正方向に 0~6 mm の範囲で変動させた時に、 x 軸についての対称性を考慮して決定される 25 点を制御点とした。

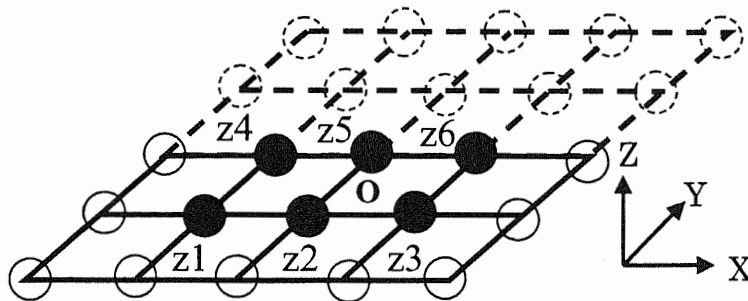


Fig.3-17 Plate model symmetric about $y=0$ indicating the six parameters z_1 - z_6 .

このように設定した条件の元で決定される曲面形状に対して、生成される FEM モデルのメッシュ歪みが構造解析の計算精度に与える悪影響は少ないと考えられる。また、設計変数の変動範囲は対象周波数における波長と比較して十分小さく、形状変更によって生じる振動-音圧間の伝達関数の変化も少ないと考えられる。例として、前節で示した板中心の高さが 6.0 mm の曲面形状板に対する音響放射パワーの周波数応答 (Fig.3-16) と、同じ振動分布を境界条件として平板に対する伝達関数から求めた応答と比較した結果を Fig.3-18 に示すが、両者は良い一致を示していることが

わかる。そこで最適化計算における計算時間を低減するため、放射音解析では元の平板に対する伝達関数を常に用いることにする。

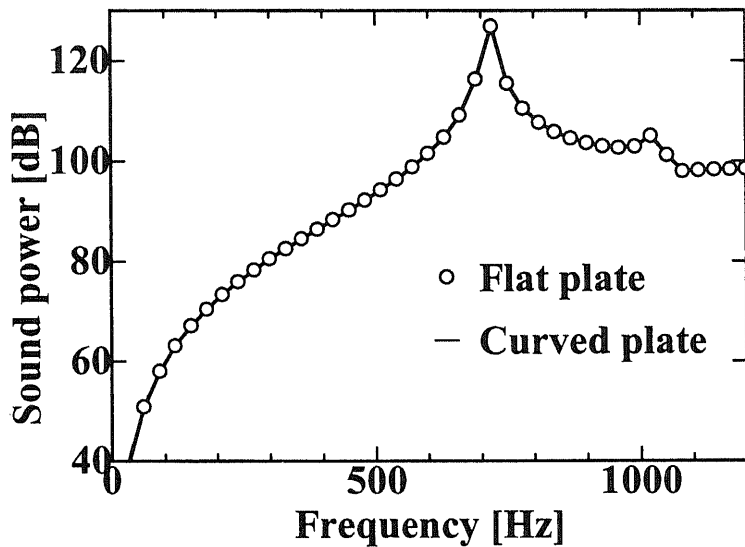


Fig.3-18 Comparison of sound power obtained by using the transfer function of the original flat plate and the curved plate with center height 6.0 mm.

実際の低騒音化設計においては、ピーク周波数だけではなく特定の周波数範囲における騒音の平均値を低減することが望まれる。そこで、解析対象周波数帯域（10 Hz～1200 Hz :10 Hz steps）における平均音響放射パワーを目的関数に設定し、その低減を目標として振動板の曲面形状最適設計シミュレーションを行なう。以上まとめると、この最適設計問題は次式で与えられることになる。

$$\begin{aligned} &\text{minimize} && \bar{W} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n W_i \\ &\text{design variables} && z_i \quad (i = 1, 2, \dots, 6) \\ &\text{subject to} && 0.0 \leq z_i \leq 6.0 \end{aligned} \tag{3-8}$$

ただし、 n は解析周波数の数である。

最適化計算を行なう前に、設計領域における目的関数の応答を調べるためパラメータスタディーを実施する。便宜的に、6 設計変数のうち z_1 と z_2 のみ 0.0～6.0 mm の範囲で 0.6 mm ずつ変化させるとし（ $11 \times 11 = 121$ ケース）、残りの 4 変数の値は一定値 0 とした。各ケースについて平均音響放射パワーを計算した結果を Fig.3-19 に示す。これより、2 変数に対する目的関数の応答が、複雑な多峰性の傾向を示していることがわかる。しかも、残りの 4 変数の値の変動により、また設計変数の分割幅をさらに細かくすることによって、この応答はより複雑になり得る。6 変数を全て考慮した場合は複雑な応答に加え、設計空間も膨大に広がることになる。

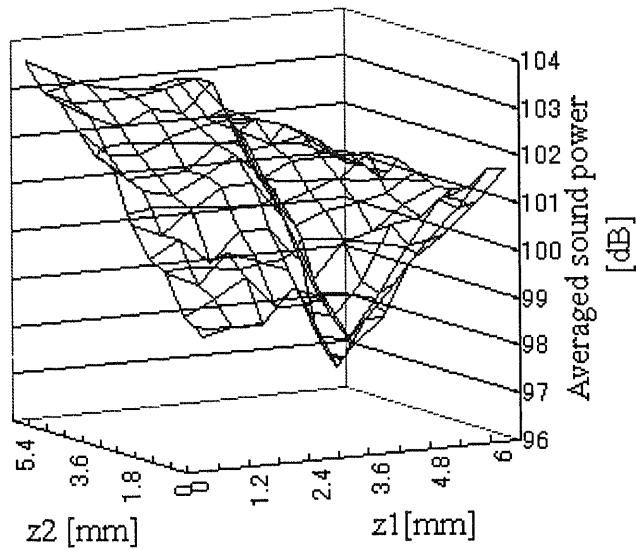


Fig.3-19 Sound power averaged over 10-1200 Hz band as a function of z_1 and z_2 .

この問題に対して有効な解を探索したい場合、前章と同様に最適化器としてのGAの使用は効果的であると考えられる。本章における最適化計算では、前章で用いた最適化計算システムを構成する解析プログラム群中に、さらに3.4節で説明した曲面形状設計のためのプログラムを組み込んだ計算システムを作成し、振動板の形状最適設計シミュレーションを実行した。計算の流れをFig.3-20に示す。

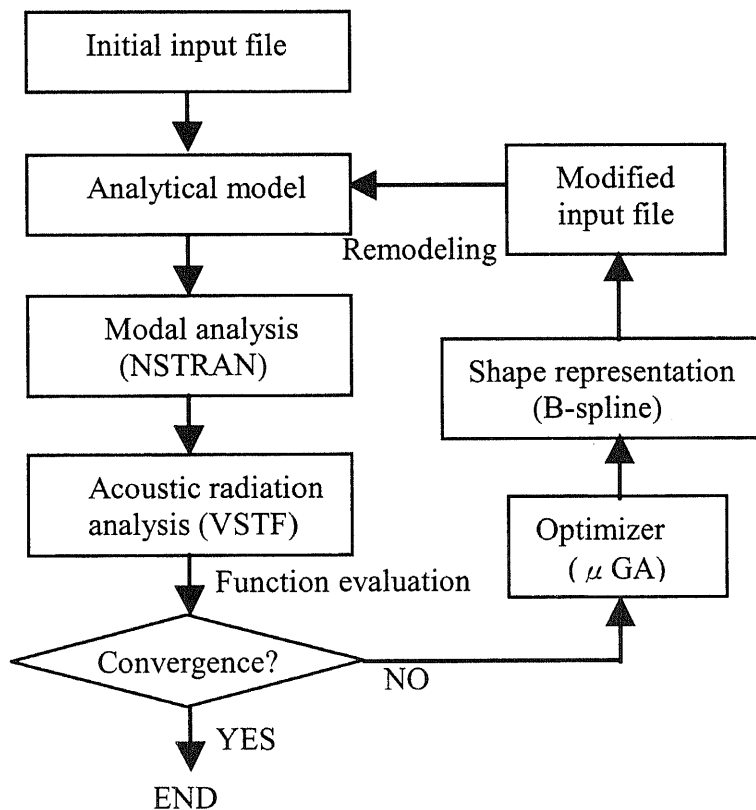


Fig.3-20 Analysis program flow for the optimization iteration process.

3.7 最適化計算結果

最適化計算結果の例として、 μ GAとSGAを用い、初期値を同様に10回変えて計算した時の探索解の平均収束履歴を Fig.3-21 に示す。

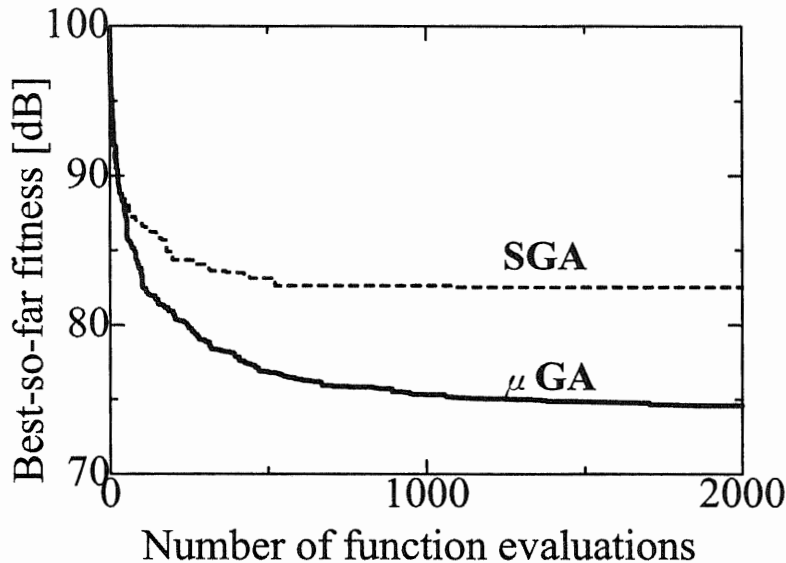


Fig.3-21 Best-so-far fitness vs. function evaluations.

横軸は目的関数の評価回数、縦軸は評価回数内で計算された評価値の中で最も良い値を示しているが、両者の比較では明らかに μ GAの方がSGAより優れた探索効率を示していることが確認できる。この計算におけるGAパラメータの設定値は前章と同じとし、また、6設計変数はそれぞれ8ビットの2進数で表現し、遺伝子としてコーディングを行なっている。この場合の可能な解の総数は 2.8×10^{14} 通りという膨大な数になるが、 μ GAでは急速に値が改善されている様子がわかる。

この計算結果から得られた準最適解のうち代表的なケースとして、Fig.3-22 に示すような板形状の場合に、音響放射パワーの周波数応答は Fig.3-23 のような結果となった。この時の平均音響放射パワーは元の平板と比べ、22.4 dB と大きく低減化された。特に、低周波帯域における低減効果が大きいことがわかる。音響放射パワー低減の要因を振動特性と音響放射特性の双方の観点から考察するため、この時の空間二乗平均速度と音響放射効率を見してみる。それぞれの周波数応答を、Fig.3-24, Fig.3-25 に示す。これより、対象周波数における音響放射パワーが低減化された要因として、低周波帯域では振動速度の低減、高周波帯域では音響放射効率の低減による影響が大きいことがわかる。特徴的な例として 1150 Hz 付近にある共振ピークに着目すると、振動速度は元の平板より増加しているが、音響放射効率の方は十分低下しているため、結果的に音響放射パワーが低減化されている。この共振周波数における振動モード形状を Fig.3-26 に示す。このように、最適化計算によりわずかな形状変更で振動・音響放射特性の双方の効果で音響放射パワーを大きく低減できる構造を得ることができた。

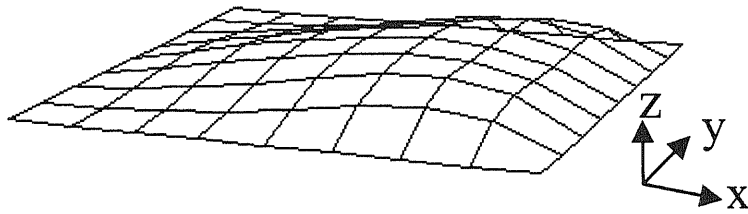


Fig.3-22 Optimized geometry of the plate (exaggerated vertical scale).

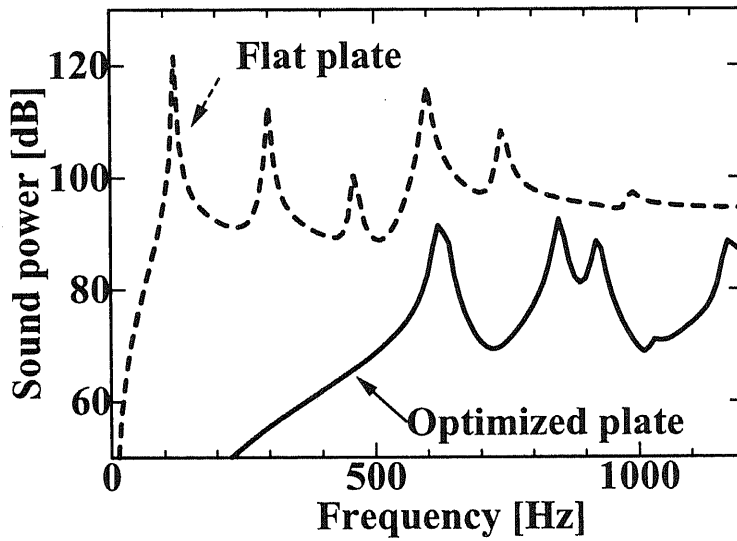


Fig.3-23 Sound power response for the optimized plate compared to the original flat plate.

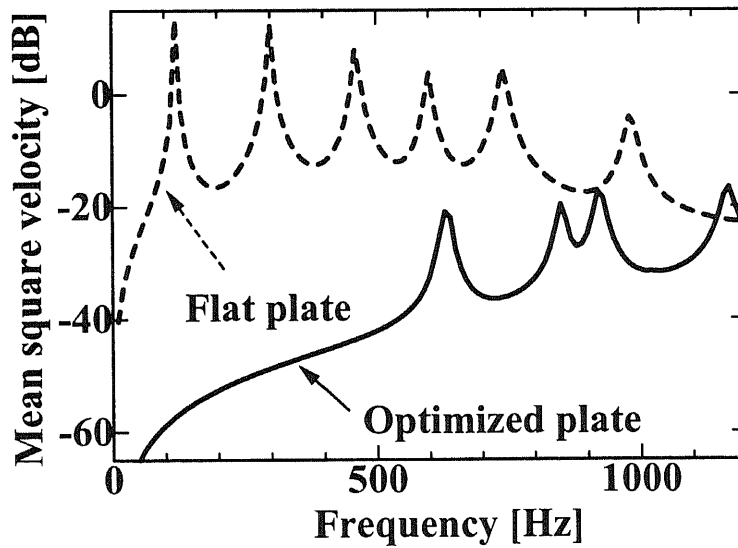


Fig.3-24 Mean square velocity for the optimized plate compared to the original flat plate.

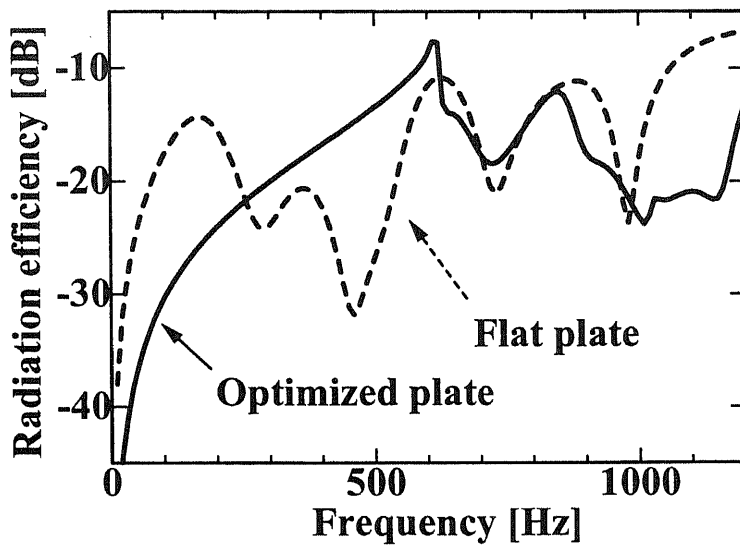


Fig.3-25 Radiation efficiency for the optimized plate compared to the original flat plate.

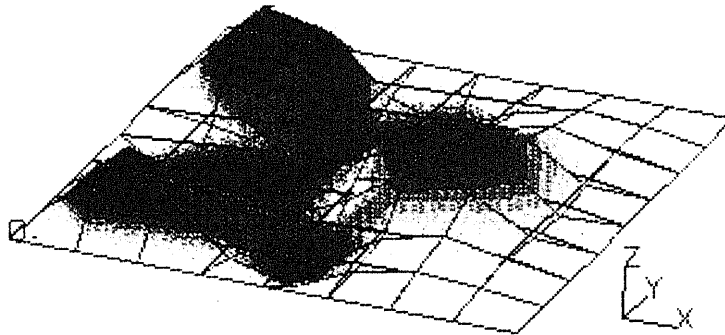


Fig.3-26 Vibration shape of the optimized plate at 1150 Hz.

3.8 まとめ

本章では、振動板の曲面形状変更による音響放射パワー低減化設計を検討した。振動・放射音解析、GA、B-スプラインを用いた曲面形状設計を組み合わせた統合化プログラムを用いて構造最適設計シミュレーションを実行した結果、音響放射パワーを効果的に低減できる板構造が求められることができ、提案した手法が騒音低減に有効な方法としての可能性を得た。この手法は、わずかな形状変更で効果的な騒音低減化を実現できる可能性があるため、実用面においてもリブ付加等の従来手法に比べて軽量化かつスペース節約の点でも大きなメリットを期待できる。すなわち、近年機械装置に求められている小型・軽量化、低騒音化を同時に満たすという困難な要求に対処するための有効な手法になり得ると考える。

参考文献

- (1) 時田保夫監修，音の環境と制御技術，2000，フジノシステム。
- (2) Acoustics - Determination of sound power levels of noise sources - Precision methods for anechoic and semi-anechoic rooms, ISO 3745, 1977, pp.236-256.
- (3) Steyer, G., Chung, C-H. and Brassow, B., Transmission Side Cover Design Optimization for

NVH Part1: Shell Curvature Studies, SAE. Trans., Vol.106, No.Section 6, pp.3118-3123, 1997.

- (4) Marburg, S., Hardtke, H., Schmidt, R. and Pawandenat, D., Design Optimization of a Vehicle Panel with Respect to Cabin Noise Problems, Proc. of the NAFEMS World-Congress, pp.885-896, 1997.
- (5) Farin, G., Curves and surfaces for computer aided geometric design, Academic press, Boston, 1990.
- (6) Braibant, V. and Fleury, C., Shape Optimal Design Using B-splines, Comput. Methods Appl. Mech. Engrg., No.44, 1984, pp.247-267.
- (7) 三井和男, 遺伝的アルゴリズムによる構造の形態と施工解析, 半谷裕彦記念形態解析セミナーテキスト, 1999.
- (8) Fernandez, M., 三井和男, 西田明美, 半谷裕彦, 地震波入力に対する応答変位を最小とする塔状型円筒シェルの形状解析, 日本建築学会構造系論文集, No.509, 1998, pp.105-112.

第4章

ロバスト性を考慮した構造最適設計

第4章 ロバスト性を考慮した構造最適設計の検討

4.1 緒言

3章で提案した振動板の曲面形状変更による低騒音化設計の大きな効果は、それだけ設計パラメータの変動が目的関数の応答に与える影響が大きいことを意味している。そのため、実際の機械設計における誤差や不確定性等が避けられない場合、最適化計算で得た解の評価値が大きく悪化する可能性があるため、得られた結果に対してはその評価値だけでなくロバスト性の評価も重要になる。そこで本章では、確率論的評価によりロバスト性の検討を行い、設計パラメータの変動を考慮した最適設計を試みる。さらに、最適解探索の段階において評価値だけでなくパラメータ変動も同時に考慮できる必要性の観点から、GAを応用したロバスト最適解探索手法を新たに提案し、3章で行った板モデルの音響放射パワー低減化のための構造最適設計に適用し、その有効性を確認した。

4.2 確率論的評価によるロバスト性の検討⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾

最適設計により理想的な解が求まったとしても、実際の機械設計では設計時における製造誤差、また設計後においても経年変化等の外的環境の影響により、あらゆる設計パラメータにさまざまな誤差や不確定性が伴うことから、厳密な設計目標値の達成は大抵の場合、技術的、コスト的な観点から非常に困難である。このようなパラメータ変動の可能性により、対応する設計目標値も誤差を含んだものになる。特に、複雑なシステムの場合、わずかな入力の変動で応答が大きく変わり得る。このような設計パラメータの変動を避けられない場合、設計目標値ではなく、入力の変動に対する応答の変動の確率分布を考慮したロバスト性評価が重要になる。この場合、設計目標値はあくまで応答の確率分布を構成する1サンプルに過ぎなくなる。その概念図を Fig.4-1 に示す。

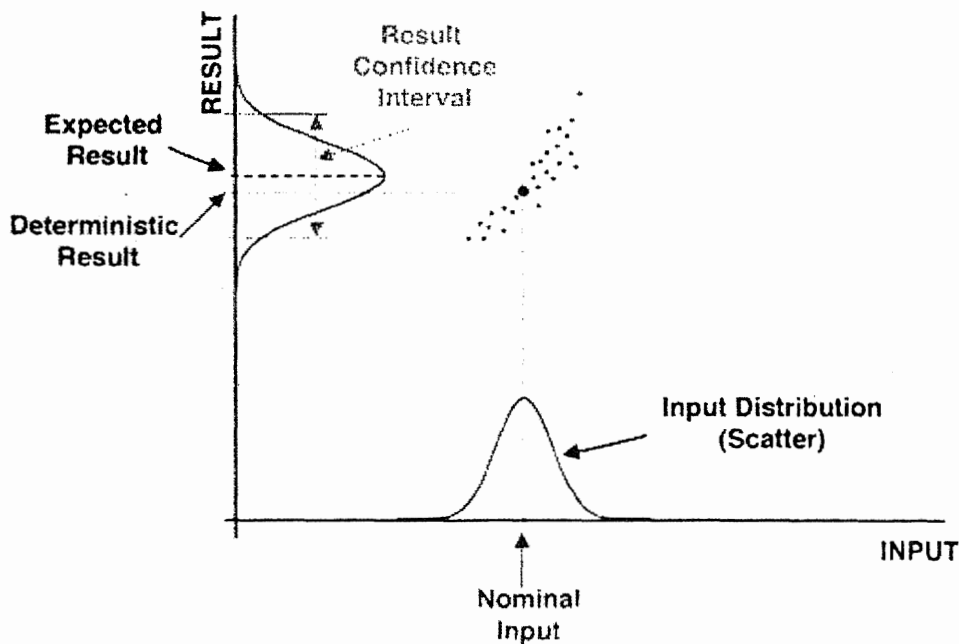


Fig.4-1 Probabilistic vs. deterministic results⁽²⁾.

信頼性評価において、設計目標値だけを考慮する場合とパラメータ変動に対する応答の確率分布の考慮する場合の違いを Fig.4-2 に示す。

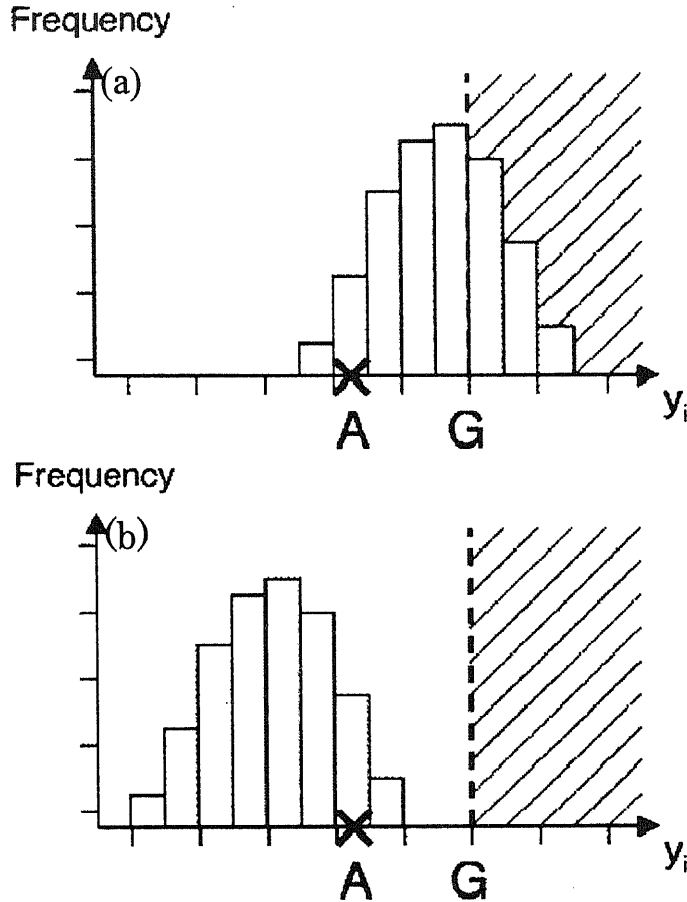


Fig.4-2 Probability of failure estimate and safety margin⁽²⁾.

ここで、(a)、(b) はそれぞれ2つの異なる設計に対する、ある評価値 y_i についての応答を示している。2つは、設計目標値 A と許容限界値 G が同じであるが、応答の確率分布が異なる設計を表している。もし設計目標値だけで判断すれば、当然どちらの設計でも許容限界値に対して同じ安全余裕値 $G-A$ をもつことになる。しかし、確率分布を比較すると2つの評価は大きく異なる。(b) の設計は許容限界値を超えるケース ($y_i > G$) が無いのに対し、(a) の設計ではを超えるケースがいくつか存在している。すなわち、(a) の設計では実際に製作しても設計要求を満たさない可能性が高い設計であり、明らかに認められないことがわかる。この例のようにパラメータ変動の影響を無視できない場合、設計目標値だけで応答を判断することは非常に信頼性を欠くことになり、確率分布を考慮することによって初めて真の応答を把握でき、高い信頼性評価が可能になる。信頼性評価において悪い値の評価がしばしば重要なファクターになるが、特に騒音問題の場合、目標とする値があるレベル以下であるかどうか問題になることが多いため、本章ではパラメータ変動に対する応答の期待値と悪い値の両方の観点からロバスト性を評価するものとする。

振動騒音問題に対する最適設計では、設計領域における複雑な応答を考慮しなければならないケースがある。また設計パラメータに関しても、設計変数だけでなく材料定数等の不確定変数等にも多くのパラメータが存在し、それらのパラメータ変動を考慮しなければならない場合、非常に複雑な多次元応答に対するロバスト性評価を行なうことになる。そこで、本章ではモンテカルロ法を用いた確率論的評価により、ロバスト性の検討を行なう。一般にモンテカルロ法による応答の確率特性の推定に

は、多くの計算量を必要とされている。しかし、例えば期待値を予測したい場合、応答の分散 σ が既知であるとする、評価回数が N 回のモンテカルロ法による推定期待値の分散は、変動パラメータの数にはよらずに、

$$\frac{\sigma}{\sqrt{N}} \quad (4-1)$$

と与えられるため⁽⁵⁾、100 回の評価回数で推定量の精度は 10 % 程度である。実際、高い精度で確率特性を評価したい場合には多くの計算量や、インポートランスサンプリング⁽⁶⁾、区分サンプリング法⁽⁷⁾のようなモンテカルロ法の応用手法が必要となるが、基本となる確率特性の傾向を把握するだけであれば、変動パラメータ数が数千であっても 100 回程度の評価回数で実用的には十分だとされている⁽¹⁾。

4.3 最適化計算結果のロバスト性の検討

3章で提案した曲面形状設計では、設計変数の変動が目的関数の応答に与える影響が大きく、実際の設計において設計パラメータ変動が避けられない場合、最適化計算で得た解の評価値が大きく悪化する可能性があるため、得られた結果に対してはロバスト性の検討が重要になる。GAの利点として、最適化計算時に探索された全ての解をデータベースとして利用できることがあげられる。すなわちその中から、評価値が元の値より十分改善された解候補を複数選んで比較検討できるという選択幅がある。そこで解候補の中からロバスト性の比較例として、Table.4-1 に示す4つの解候補A-Dを選択する。パラメータ変動を考慮しない値 (Nominal) は、4ケースとも同程度の評価値を示しているが、この値だけで比較すればAが最も良い解になる。しかし、ロバスト性を考慮した場合は他の解候補の方が良くなる可能性がある。そこで、これらの解候補に対し、モンテカルロ法によりロバスト性を評価する。

Table.4-1 Summary of performance of the four optimized design candidates.

	Input parameters [mm]						Stochastic properties (200 samples) [dB]		
	z1	z2	z3	z4	z5	z6	Nominal	Mean	Worst
A	3.4	5.1	6.0	0.0	5.1	6.0	74.4	76.8	86.7
B	3.4	5.1	6.0	1.7	5.1	6.0	75.0	78.0	85.5
C	3.4	5.1	6.0	0.9	6.0	6.0	75.2	79.3	88.3
D	3.4	6.0	6.0	0.9	4.3	6.0	75.2	77.3	82.0
Original flat plate							98.8	-	-

パラメータ変動は、仮想的に 6 設計変数の変動を $z \pm 0.5\text{mm}$ とした。通常は設計変数の変動のみを考慮することが多いが、実際の設計ではそれ以外の不確定変数 (free stochastic variables) の

変動も応答に対して大きな影響を与えるケースがある。ここではそのようなパラメータとして板厚を選び、 $1.5 \pm 0.05 \text{mm}$ の変動を与えた。200 回のモンテカルロシミュレーションを実行した結果のヒストグラムを Fig.4-3 に示す。

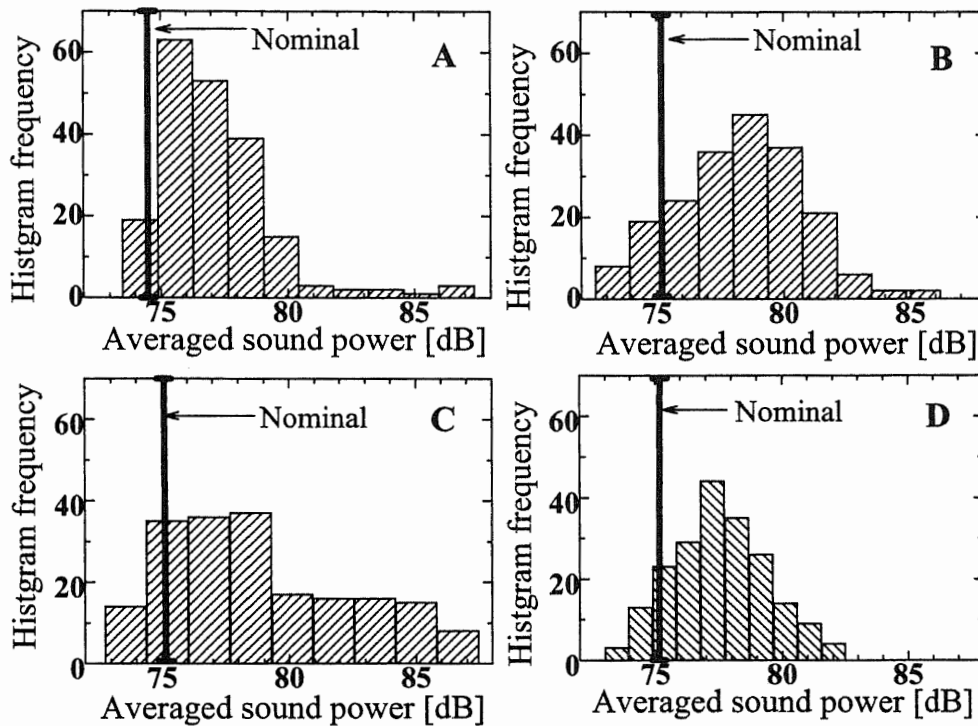


Fig.4-3 Statistical distribution of the perturbed performance for the four design candidates.

ヒストグラムでは最良値－最悪値間を10分割し、Nominal 値と合わせて表示しているが、4つのケースとも異なる分布状態を示していることがわかる。Table.1 にはこの分布における200サンプル期待値 (Mean) と200サンプル最悪値 (Worst) も併記している。これらの結果より、どのケースも期待値はNominal 値より悪く、また最悪値の方は平板と比べて10 dB以上良いことがわかる。期待値で比較するとAが一番良いと言えるが、最悪値の観点で見るとDの方が良い。この場合、期待値と最悪値の間でトレードオフが生じている事が分かる。

さらに、別の視点から考察するためAとDの結果に対し、散布図表示を行なう。散布図表現は基本的なデータ分析方法であるが、その有効性は見落とされがちである。しかし、散布図表示はヒストグラムだけではわからないような分布密度の傾向や変数間の相関関係等を視覚的に直接分析することができるという大きな利点がある。Marczyk はロバスト性の取り扱いに対し、多くのパラメータ変動によって生じる複雑な応答の性質を把握しやすくするため、モンテカルロシミュレーション結果を散布図表示することの有効性を論じている⁽¹⁾。

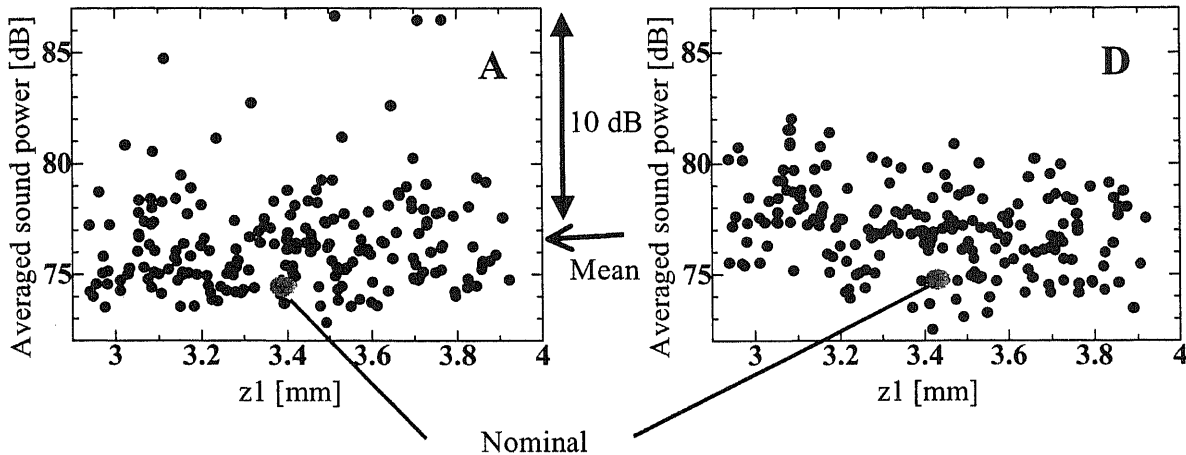


Fig.4-4 Scatter plots of the perturbed performance for the two candidates “A” and “D” versus z_1 .

ここでは横軸として z_1 を選んで表示した結果を Fig.4-4 に示す。散布図からは分布密度の揺らぎが見て取れるが、分布を主に構成しているクラスターの他に、Aの方は期待値より 10 dB 以上悪いものも含め、値が悪い「はずれ値」が目立っていることがわかる。このような外れ値はパラメータ変動に対する応答の不安定性を意味しており、望ましいものではない。このように、ロバスト性の検討にはさまざまな視点から見た総合的な判断が重要であると言える。

4.4 設計変更による応答の改善

前節で示したパラメータ変動に対するAの応答を改善することを試みる。最も直接的かつ有効な方法はパラメータ変動を抑制する事である。そうすれば当然、応答の変動も抑制されるが、前にも述べたように大抵の場合は技術的、コスト的に非常に難しい。そこで、もう1つの方法として設計変数さらに修正し、分布全体が改善されるような設計変数に選び直すことにする。ただし、このような複雑な応答の場合、全てのパラメータが相互に影響し合あうことにより応答特性を特徴づけている可能性があるため、全パラメータの同時変動を常に考慮しながら設計変数の修正を行なう必要がある。そこで、パラメータ変動も考慮した状態での入力変数と応答間のグローバルな傾向を調べるため、Aの応答分布から入力パラメータと応答間の相関関係を表わす相関係数を求める。2変数間の線形な相関関係を見るための指標であり、一般的に相関係数として使用されているピアソンの積率相関係数 (Pearson's product moment correlation coefficients : Pearson's r) と、非線形な相関関係を見るためのスピアマンの順位相関係数 (Speaman's rank correlation coefficients : Speaman's r) ⁽⁸⁾を計算した結果を Table.4-2 に示す。

Pearson's r:

$$r_p = \frac{\sum_{j=1}^n (x_j - \bar{x})(y_j - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{j=1}^n (x_j - \bar{x})^2 \sum_{j=1}^n (y_j - \bar{y})^2}} \quad (4-2)$$

Spearman's r:

$$r_s = \frac{\sum_{j=1}^n (R_{xj} - \bar{R}_x)(R_{yj} - \bar{R}_y)}{\sqrt{\sum_{j=1}^n (R_{xj} - \bar{R}_x)^2 \sum_{j=1}^n (R_{yj} - \bar{R}_y)^2}} \quad (4-3)$$

(R_{xj} , R_{yj} は順位値)

Table.4-2 Input-output correlation coefficients.

Input Parameters	Nominal [mm]	Peason's r	Spearman's r
z1	3.4	0.11	0.11
z2	5.1	-0.28	-0.23
z3	6.0	-0.56	-0.61
z4	0.0	-0.09	-0.14
z5	5.1	-0.3	0.21
z6	6.0	0.05	0.0
t(Thickness)	1.0	-0.18	-0.23

結果をみると、どの変数も相関値が低く、z3 のみ中程度の大きさで負の相関値を示している。しかし、z3 の元の値は 6.0 で制約条件の最大値になっているため、負の相関を示していてもこれ以上変数値を上げる余地がない。したがって、この場合は応答の改善を目的とする回帰モデルを適用は難しいと言える。

そこで次に、“stepping”と呼ばれる確率論的手法を用いた改善を試みる。この手法では、ある最初の設計変数値に対してパラメータ変動を与えることにより複数個の分布を発生させ、各評価値も計算する。次に、その分布の中で最も良い評価値をもつ設計変数値を選択し、それに対して再度パラメータ変動を与えるという操作を繰り返す。すなわち、この手法ではパラメータ変動で生じる分布自体の期待値を改善させていくことを目標としている。ただし、ローカル探索的な手法であるため、設計変数のわずかな変更が対象となり、初期の設計変数値に依存することになる。GAと同様に収束状況を見ながら改善効果を判断する。その適用例として、発生させる分布数を 15 としてこの方法を用いた時の最良値の推移を Fig.4-5 に示す。この場合、100 ステップ程度で収束の傾向を示している。100 ステップ後で得られた設計変数値に対して 200 回のモンテカルロシミュレーションを実行した結果を Table.4-3, Fig.4-6 に示す。

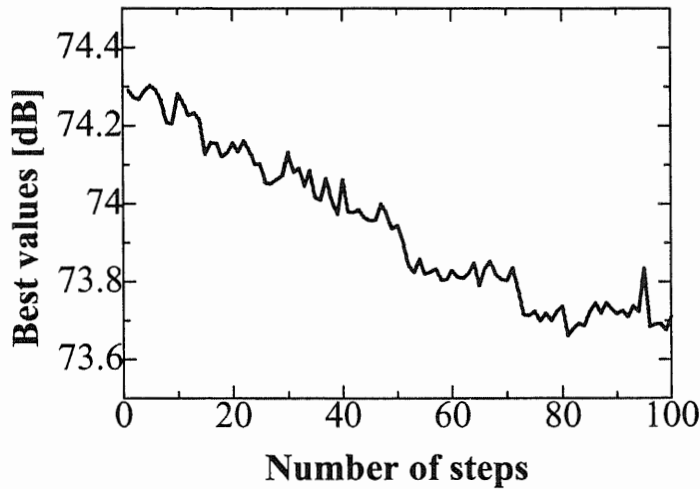


Fig.4-5 Convergence of the stepping procedure.

Table.4-3 Summary of performance of the original and improved design A.

	Input parameters [mm]						Stochastic properties (200 samples) [dB]		
	z1	Z2	z3	z4	z5	Z6	Nominal	Mean	Worst
Original design A	3.4	5.1	6.0	0.0	5.1	6.0	74.4	76.8	86.7
Improved design A	3.4	5.3	6.0	0.4	5.1	6.0	73.8	76.1	81.4

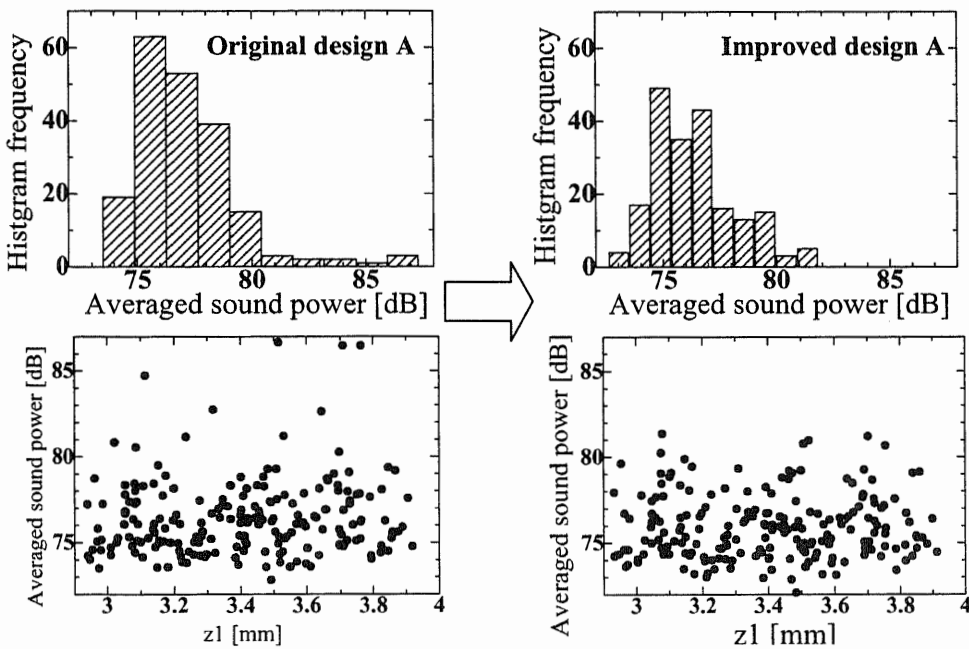


Fig.4-6 Perturbed performance of the original and improved design A.

改善後の結果を元のAの応答と比較すると 200 サンプル期待値が少し改善されているが、特に改善効果が大きかったのが「外れ値」である。それに伴い 200 サンプル最悪値を見ると、Table.4-1 の比較で最も良かったDよりも良くなっている。このように、確率論的手法を用いてパラメータ変動を考慮した設計変数の修正を行なうことで、応答をさらに改善することができた。

4.5 GAによるロバスト最適解探索

4.2 節で述べたように、複数の最適解候補が得られ比較検討ができるという選択幅はGAの利点ではあるが、ロバスト性も優れた解を求めたい場合、前節で行ったように、解候補群に対し全て一様にモンテカルロシミュレーションを実行し、それぞれの応答特性を比較していく方法は試行錯誤的な面があり、ロバスト解が見付かるまでの計算回数が膨大になってしまう可能性がある。そうなる大きな原因として、通常のGAによる最適化計算結果からは探索解に関して評価値の情報しか得られないという点があげられる。そのため、ロバスト解探索の効率を高めるためには探索解の評価値だけでなくパラメータ変動に対する応答も推定できるようなロバスト最適解探索型GAが望ましいということになる。

一方、これまでにロバスト最適解探索を目的としたGAの提案がいくつかなされている。最も直接的かつ確実な手法は探索点毎にモンテカルロ法で確率特性を評価する方法である。例えば、多目的GAを利用して探索点毎にその近傍の期待値と分散値等を同時に評価していく方法⁽⁹⁾があるが、この場合は関数評価の回数が(GA評価回数)×(モンテカルロ法評価回数)となるため、総評価回数の増加に伴って探索効率が大きく低下してしまう可能性がある。

また、GAによる最適解探索において評価値が高い領域に個体集団が形成されるという特徴を利用して、パラメータ変動に対する評価関数の期待値推定を工夫し、期待値の収束判断によりロバスト解を求める方法も提案されている⁽¹⁰⁾⁻⁽¹²⁾。そこで提案されている手法は、2次元以下の低次元関数の問題に対して適用されているが、パラメータ間で複雑な絡み合いが存在する多次元応答に対し、そのような手法を適用した場合に期待値がある一定値に収束傾向を示すことは難しいと予想される。さらに、悪い値も考慮した応答の確率特性を総合的に判断してロバスト性を評価しなければならない場合、期待値の収束のみでロバスト解を決定するのは好ましくないケースがあり得る。

それに対し、本章では独自に工夫したロバスト最適解探索手法を提案する。この提案手法では最終的にモンテカルロ法等を用いて解候補のロバスト性を評価する必要があるが、最適化計算結果からロバスト解候補をある程度特定しやすくするように、評価値だけでなくパラメータ変動に対する応答も考慮することができる。以下にその構成について説明する。

4.5.1 ロバスト最適解探索手法の構成

本章で提案するロバスト解探索手法の基本的な考え方は、GAの特徴である広域探索能力と、パラメータ変動に対するモンテカルロ法的な応答評価の融合である。具体的には、GA計算においてパラメータ変動を考慮した最適解探索を行ない、その結果を散布図表示することにより、探索解の評価値とパラメータ変動に対する応答を同時に予測できるようにする。

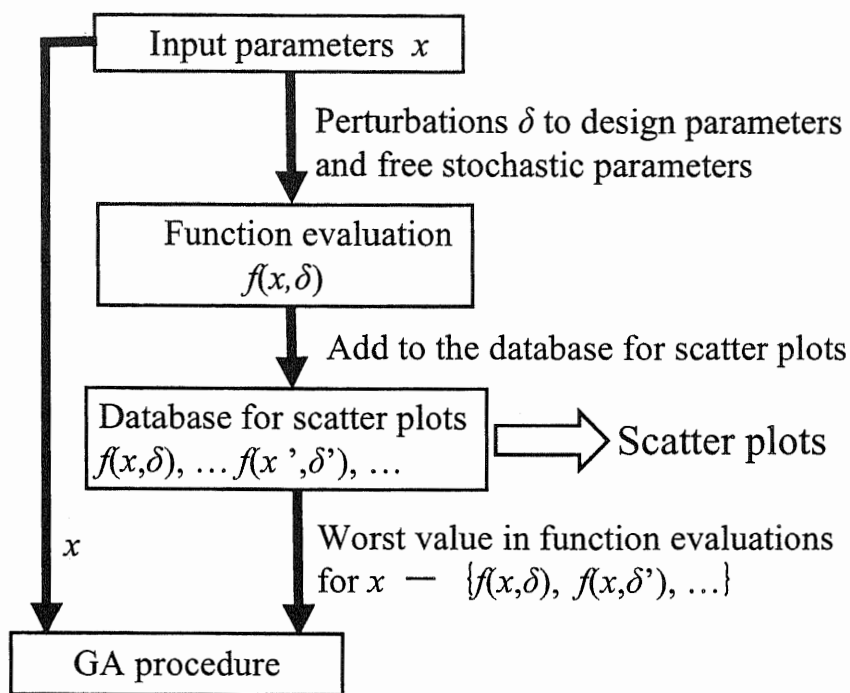


Fig.4-7 Schematic model of the robust optimal solution searching method.

本手法の構成を Fig.4-7 に示す。ここでは、基本となる探索手法として μ GA を利用することで、より良い評価値をもつ解の探索に主眼をおくという特徴を残している。ここでパラメータ変動を考慮するため、表現型パラメータ x の評価関数 $f(x)$ の計算の際に、パラメータに変動 δ を加えた形 $f(x, \delta)$ に基づいて計算する。この計算では設計変数以外の不確定パラメータの変動も考慮する。ただし、変動を加えたパラメータは関数評価のためにのみ用いられ、表現型パラメータは x のままであるとする。過去の関数評価において同じ表現型パラメータ x の関数評価 $f(x, \delta')$ を行なっている場合、それらの中で最も悪い評価値と $f(x, \delta)$ を比較し、悪い方の値を x の評価値として GA 計算に用いる。

少ない個体集団を用いてエリート個体を中心に積極的に集団を作り直す、という μ GA の特徴により、評価値が良いパラメータに対しては関数評価の回数が多くなる。したがって、前述のパラメータ変動を考慮した操作に対しても良い評価値が続けば、そのパラメータ周辺の探索が集中されることになるが、パラメータ変動に対して評価値が大きく悪化してしまう場合は、そのパラメータ周辺の探索は行われなくなる。ここで、実際の計算で用いた変動を加えたパラメータと、その関数評価値 $f(x+\delta)$ は散布図用データベースとして残しておく。このデータベースを散布図表示させることで最適解候補周辺の変動分布状況を視覚的に把握することができる。

通常 GA による最適解探索で得られるデータベースからは、設計変数とその評価値の情報しか得られないが、提案する手法は、データベースの散布図表示によりパラメータ変動に対する応答の傾向も予測でき、ロバスト解候補の特定に利用できる。

4.5.2 1次元関数への適用例

Tsutsui, 玉置が用いた (4-4) 式で示される 1次元関数に対し、提案した手法を適用する。この関数は Fig.4-8 に示すような範囲 $0 \leq x \leq 1$ において五つの高さとは異なるピークからなる。

$$f(x) = \begin{cases} e^{-2\ln 2 \left(\frac{x-0.1}{0.8}\right)^2} |\sin(5\pi x)|^{0.5} & : 0.4 \leq x \leq 0.6 \\ e^{-2\ln 2 \left(\frac{x-0.1}{0.8}\right)^2} \sin^6(5\pi x) & : \text{otherwise} \end{cases} \quad (4-4)$$

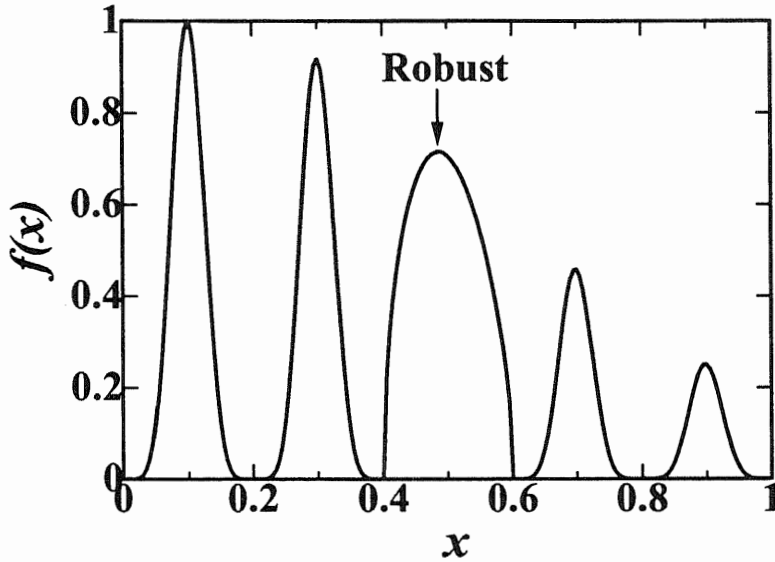


Fig.4-8 Landscape of $f(x)$.

この中で最大のピークは $x = 0.1$ にあり、関数評価値は 1 である。また、三番目のピークを除く全てのピークは急激な形をしている。三番目のピークは他の四つのピークと比べて平坦な形状をしており、ロバスト解であると考えられる。このピークは $x = 0.486$ であり、ピーク値は 0.715 である。

この関数に対し、筒井は入力変数 x の変動が正規分布 $N[0,0.3^2]$ に従うとした時のロバスト解を求めている。そこで実行された計算結果を Fig.4-9 に示す。

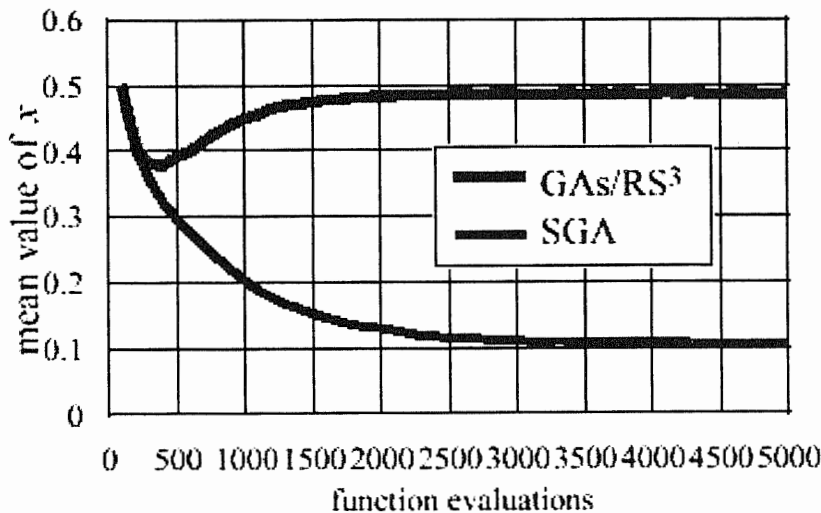


Fig.4-9 Convergence process for function $f(x)$ ⁽¹⁰⁾.

この図は、評価回数に対する各個体の表現型パラメータ x の集団平均値の推移過程を示しており、Tsutsui が提案したロバスト解探索型 GA (GA/RS³) と、SGA を用いた時の結果を比較している。GA/RS³ の方は、数千回の評価回数を経て、平均値がロバスト解 ($x = 0.486$) 近くに収束している様子がわかる。

次に、本章で提案する手法を同じ条件で適用し、ロバスト最適解の探索を行なった。計算結果の例として、100 回の評価回数で得られた結果から作成した散布図を Fig.4-10 に示す。

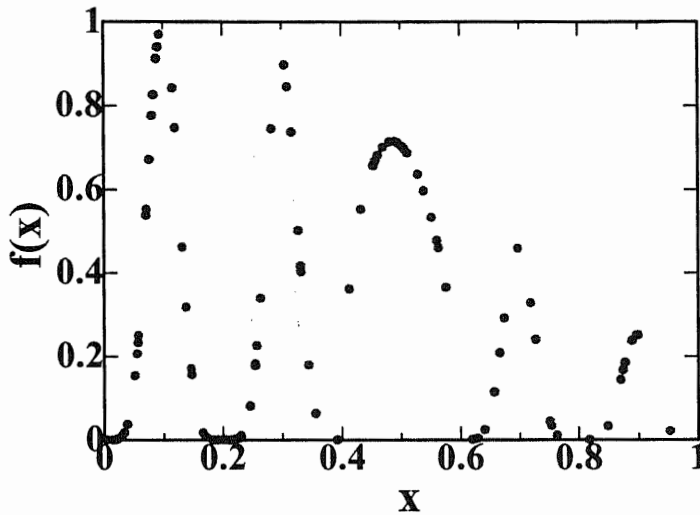


Fig.4-10 Scatter plot after 100 function evaluations.

散布図からは $x = 0.486$ 付近のピークは値が安定している領域であること、 $x = 0.1$, $x = 0.2$ のピーク付近は $x = 0.486$ に比べ、値は大きい安定性は劣っている等の分析を視覚的に行なうことができる。本手法ではこのように最適解候補周辺の探索空間を推定する事ができ、ロバスト最適解を得るために必要な情報をそこから得る事ができる。このように本手法によるロバスト最適解探索は、 μ GA の特徴を生かした探索効率と、散布図の利用した視覚的な応答分布の推定という点において、従来提案されてきた方法によるアプローチとは大きく異なっており、計算回数を比較しても非常に少なく済んでいることが注目できる。

4.5.3 板モデルの音響放射パワー低減化設計への適用

次に、提案手法を 3 章で行った板モデルの音響放射パワー低減化設計に適用する。パラメーター変動の設定は前章と同様とする。計算結果の例として、2000 回の評価回数で得られた結果から作成した散布図を Fig.4-11 に示す。この場合は多次元問題であり設計領域も高次元空間になるため、各設計パラメータについて応答を評価する必要がある。図は同じデータベースに対して横軸を各設計変数毎に変えて表示させている。点線は形状変更前の値を示す。

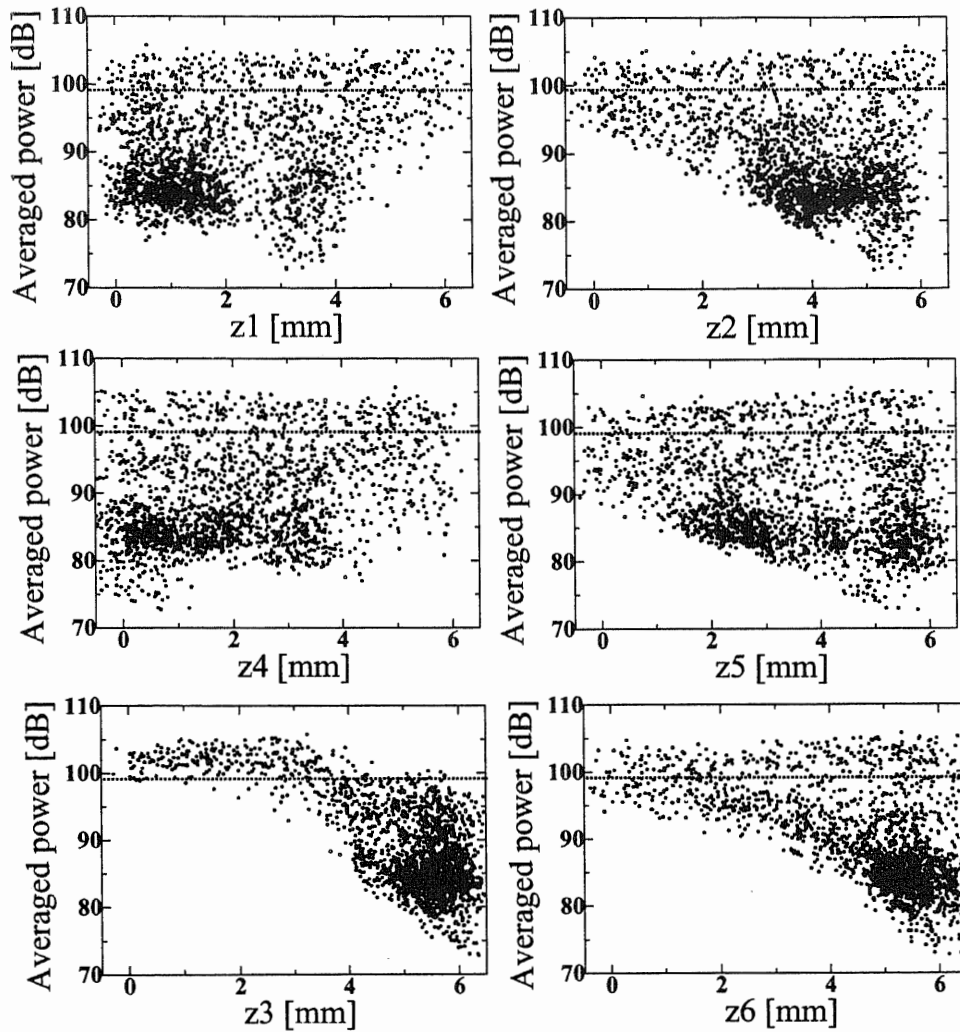


Fig.4-11 Scatter plots of the result obtained after 2000 function evaluations.

この結果から、応答に関していくつかの特徴が確認できる。まず、 z_3 と z_6 についてはパラメータ値と評価値の間のグローバルな傾向から、負の相関関係が見て取れる。また、80 dB-90 dB 間に比較的密度が濃いクラスターが存在しており、この周辺の値は安定している可能性が考えられる。また、70 dB-80 dB 間は評価値が良い領域であることが予想できる。

これらの2つの領域から代表点を選び、モンテカルロ法によりロバスト性を評価する。代表点として、Fig.4-12 に示す横軸が z_1 の散布図において(○)で表示している2点を選んだ。

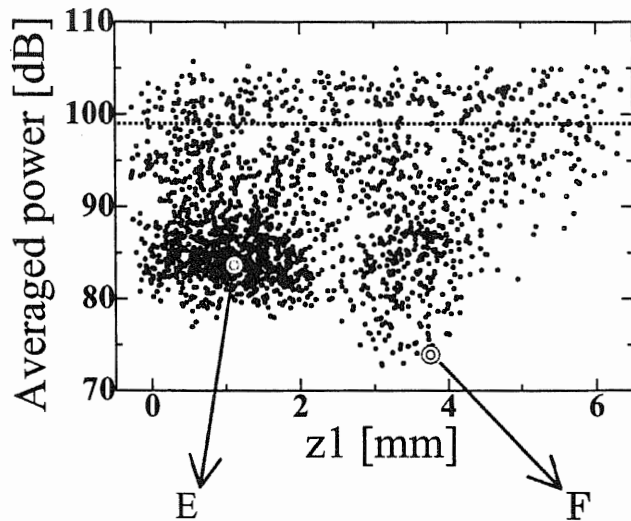


Fig.4-12 Two design candidates chosen from scatter plots.

ここで、80 dB-90 dB 間からは、応答の安定した解を対象として密度の濃い部分から代表点 (E とする) を選んだ。また、70 dB-80 dB 間の方からは期待値が良い解を対象として、評価値が良い頂点付近を代表点とするが、この付近には設計の制約条件の範囲 0.0 ~ 6.0 を満たさない点も少なからず含まれている。そこで、 z_3 と z_6 については、パラメータ値と評価値間の負の相関関係から、パラメータ値を制約条件の最大値 6.0 とした。残りの設計変数のパラメータ値は、クラスターの頂点付近で、 z_3 と z_6 の値が共に 6.0 に近く、評価値が最も良い点のパラメータ値とした。このように決定した代表点を F とする。これらの代表点の諸元を Table.4-4 に示す。それぞれに対して 200 回のモンテカルロシミュレーションを実行して得られた応答の分布を Fig.4-13 に示し、またこの応答における 200 サンプル期待値と最悪値を Table.4-4 に併記する。

Table.4-4 Summary of performance of two design candidates.

	Input parameters [mm]						Stochastic properties (200 samples) [dB]		
	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	Nominal	Mean	Worst
E	1.1	4.4	5.3	1.3	2.6	5.1	83.6	84.0	86.8
F	3.7	5.4	6.0	0.2	5.1	6.0	74.1	76.4	82.2

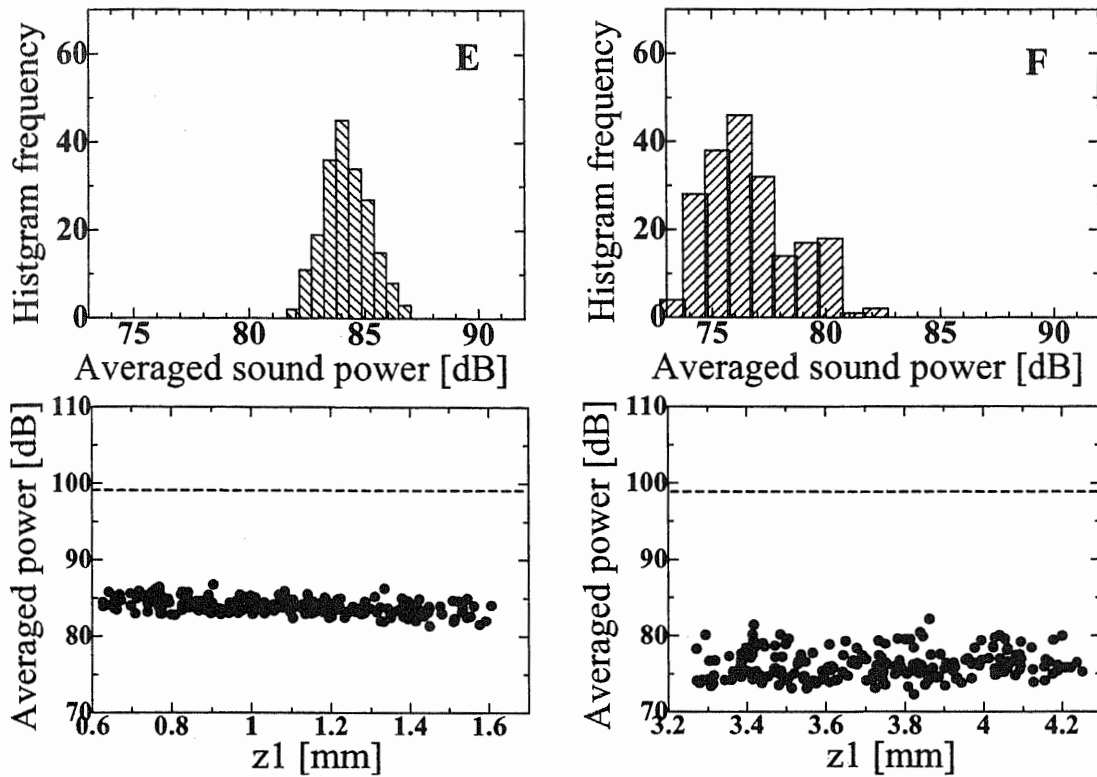


Fig.4-13 Statistical distribution and scatter plots of the perturbed performance for two design candidates.

2つの結果を比較すると、Eの方が応答の変動幅が小さく安定しているが、Fの方は期待値、最悪値の点で優れている。これは Fig.4-11 の散布図から予想される傾向とも一致している。4.2 で定めたロバスト性の観点からは Fの方がロバスト性が優れていると言える。以上の計算例から、ロバスト最適解候補を選択するための手段として、今回提案し手法が有効に利用できることを示すことができた。

4.6 まとめ

本研究における最適設計問題に対して設計パラメータの変動を考慮しなければならない場合、確率論的評価によるロバスト性の検討が有効であることを示した。例として、3章の最適化計算結果から得られた解候補に対してモンテカルロシミュレーションを実行し、期待値と悪い値の両方の観点からロバスト性に関して比較検討を行なった。また、設計パラメータ値を修正することでパラメータ変動に対する応答の改善を試みたが、パラメータと応答間の相関関係とパラメータ値を考慮した結果、回帰モデルの適用は難しく、確率論的手法を用いた設計パラメータ値の修正により応答の改善を行なうことができた。さらに、通常のGA計算では難しいとされるロバスト最適解候補の特定を目的として、パラメータ変動に対するモンテカルロ法の応答評価方法を融合させたGAの応用手法を新たに提案した。3章で行った板モデルの音響放射パワー低減化設計に対して提案手法を適用し、その有効性を確認できた。

参考文献

- (1) Marczyk, J., Principles of Simulation Based Computer-Aided Engineering, FIM, Barcelona, 1999.
- (2) Reuter, R., Hoffmann, R. and Kamarajan, J., Application of Stochastic Simulation in the Automotive Industry, AMERI-PAM, 2000.
- (3) Reuter, R., Stochastic MADYMO Simulations, MADYMORE, No.10, 1998.
- (4) H lsmann, J. and Reuter, R., Achieving Design Targets through Stochastic Simulation, MADYMO User's Conference, 2000.
- (5) 構造物系の非線形・不確定モデリング, 1998, 日本建築学会.
- (6) 中川健治, インポートランスサンプリングシミュレーションとその応用, システム/制御/情報, Vol.43, No.3, 1999, pp.123-128.
- (7) 宮田悟志, 工藤啓治, 加藤毅彦, 自動化・最適化プログラムによる区分 iSIGHT モンテカルロ法の適用, 日本機械学会材料力学部門講演会講演論文集, 2000, pp.691-692.
- (8) 柳井春夫, 高木廣文編, 多変量解析ハンドブック, 現代数学社.
- (9) Onesti, L., Pediroda, V., Poles, S. and Poloni, C., Frontier Systems: New Features for Accurate Meta-modelling and Robust Design, CDAJ WORK SHOP Vol.4, 2001.
- (10) Tsutsui, S. and Ghosh, A., Genetic Algorithms with a Robust Solution Searching Scheme, IEEE. Trans. Evol. Comput., Vol.1, No.3, 1997, pp.201-208.
- (11) 筒井茂義, 藤本好司, ロバスト解探索型遺伝的アルゴリズムの基礎提案, 人口知能学会誌, Vol.12, No.5, 1996, pp.704-711.
- (12) 玉置久, 荒井俊彦, 阿部重夫, 遺伝的アルゴリズムによる不確実な最適化問題の解法, システム制御情報学会論文誌, Vol.12, No.5, 1999, pp.297-303.

第5章

キャブ室内低周波こもり音の低減化設計

第5章 キャブ室内低周波こもり音の低減化設計

5.1 緒言

本章ではこれまでの解析の応用として、トラックの運転室であるキャブ室内に生じる低周波こもり音を解析対象とする。4章で提案したロバスト最適解探索手法により、こもり音の低減化を目的としてキャブパネルに対しロバスト性を考慮した曲面形状最適設計を行い、提案手法の有効性を検討する。

キャブ空間は内部音場の音響特性に基づく空洞共鳴の影響を無視できないため、第3, 4章で行ったような音響放射パワーによる音響特性評価ができない。こもり音は、キャブ空間の空洞共鳴と、車体の構造部材であるパネル振動の連成で発生する。近年、車外騒音低減のためエンジンルームの遮蔽化が強化されおり、このためエンジン放射音に加え、エンジンルーム内の共鳴音を主要因とする2次固体音により発生するこもり音がしばしば問題となっている⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。トラックはキャブの直下にエンジンがあるため、乗用車に比べ静粛性に対して不利な構造となっている。キャブ内騒音の中でも、特に低周波のこもり音は乗員の快適性向上、疲労低減のために、より一層の低減が期待されているが、キャブ空間の音場特性の影響が大きいいため、その低減対策は容易でない。

そのようなこもり音に対し、キャブ内の複数の音圧計測点における低周波数帯域での平均音圧レベルを低減化することを目的として、こもり音への寄与が大きいキャブフロアパネルに対し、曲面形状設計による形状最適化を行う。解析対象として簡易キャブモデルを用い、エンジンを音源としてキャブ内を音響加振させた時に生じる振動騒音に対し、提案手法を適用してロバスト最適設計シミュレーションを実行する。

5.2 解析対象

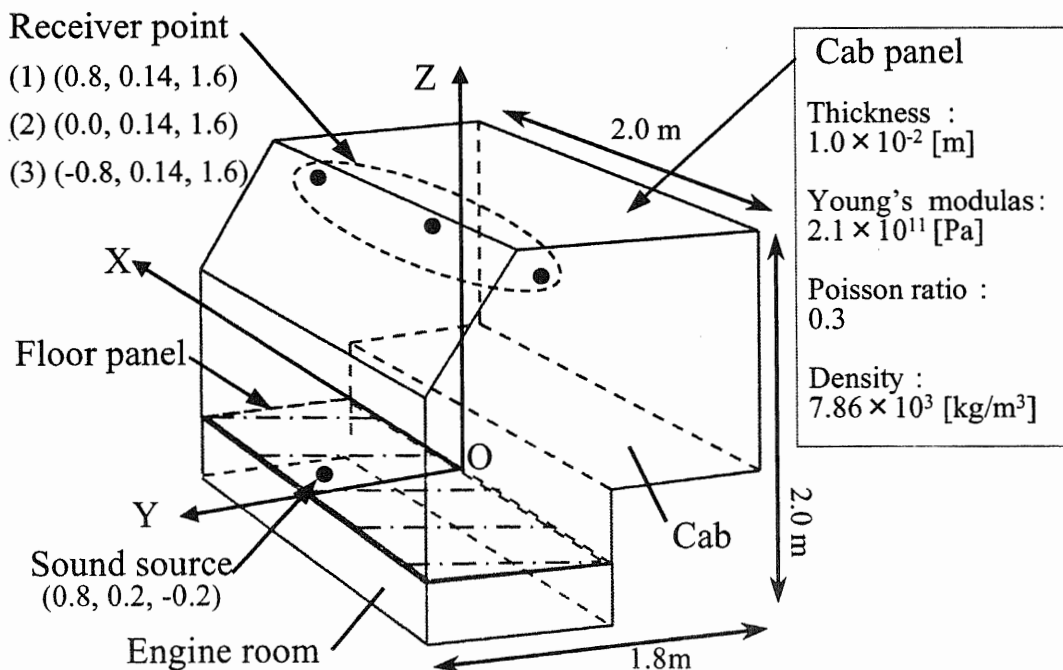


Fig.5-1 Description of the cab model.

解析に用いた簡易キャブモデル及び解析条件の概要を Fig.5-1 に示す。キャブ空間及びエンジンルームには音響モデル、キャブの構成パネルには構造振動モデルを用いて FEMモデルを作成した。モデルのサイズはキャブパネルが 673 個の節点、656 個のシェル要素、キャブ空間及びエンジンルームは合わせて 1144 個の節点、780 個のソリッド要素である。キャブを構成するパネルの厚さは 1.0×10^{-2} m、密度は 7.86×10^3 kg/m³、ヤング率は 2.1×10^{11} Pa、ポアソン比は 0.3、減衰比は 0.02 で一様とした。また、空気中の音速は 340 m/s とした。エンジンルーム内の (0.8, 0.2, -0.2) の位置に点音源を設定して 1 Hz~150 Hz まで音響加振させた場合の解析を 1 Hz 刻みで実施する。また、複数の乗員の頭部付近を想定して (0.8, 0.14, 1.6), (0.0, 0.14, 1.6), (-0.8, 0.14, 1.6) の 3 位置を音圧計測点とした。

音源によって放射された音は、キャブパネルの振動に変換されてキャブ室内に侵入する。今回の解析対象とするエンジン放射音による室内こもり音の発生メカニズムを Fig.5-2 に示す。トラックでは、エンジンから放射された音はエンジンルームの空洞共鳴周波数において共鳴現象が発生し、この共鳴現象によりエンジンルーム内の音圧レベルが増幅され、その音波がキャブフロアパネルを加振し、強制的な振動が発生する。この振動によりキャブフロアパネルが発音し、さらにはキャブ室内の空洞共鳴周波数において音圧レベルが増幅され、乗員に大きな圧迫感を伴う音として聞こえることとなる。

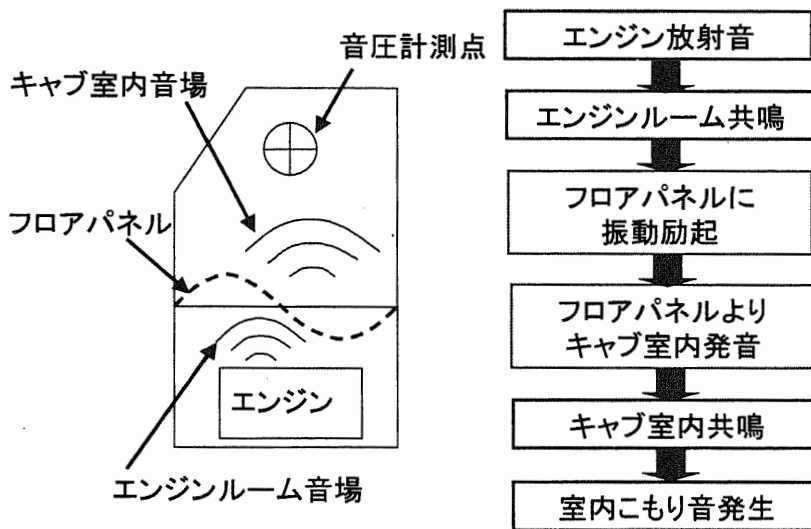


Fig.5-2 エンジン放射音による室内こもり音の発生メカニズム⁽¹⁾。

このように車室内騒音問題では、車室内の音場と周囲の車体の振動特性とが相互に影響し合うため、これを考慮して解析する場合、構造と音場の音圧との連成問題として解析する必要がある、この問題を解くためには、エンジンルーム内及びキャブ空間の 2 つの音場と、キャブパネル構造に対する構造音響連成解析を行うことになる。

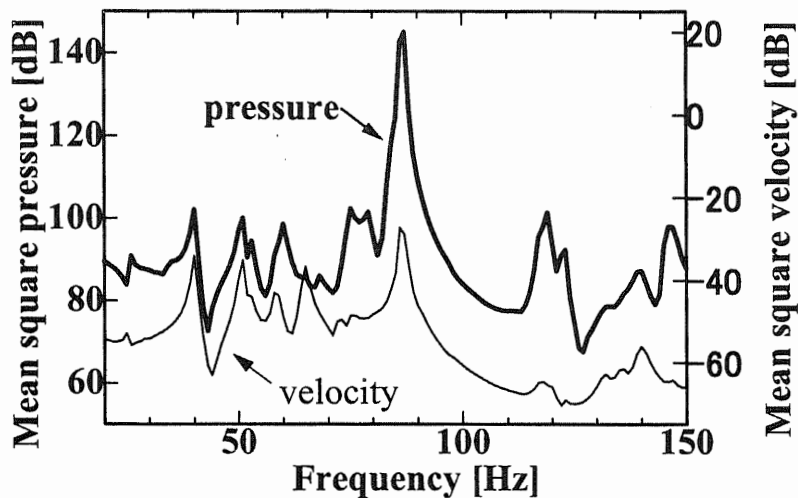


Fig.5-3 Mean square sound pressures at 3 receiver points and mean square vibration of the floor panel.

3計測点における音圧レベルの空間2乗平均及びフロアパネルの空間2乗平均振動速度の周波数応答を計算した結果を Fig.5-3 に示す。振動と音圧の応答を比較すると、ピークの周波数、大きさの傾向は必ずしも一致していないが、これはフロアパネル以外のキャブパネルの振動特性とキャブ空間の音響伝達特性が影響しているためだと考えられる。特に 86 Hz 付近の振動—音圧レベルが相対的に高く、対象周波数帯域における応答特性を特徴づける大きなピークとなっている。これはエンジンルームとキャブ内において増幅された空洞共鳴の影響による音圧ピークと考えられる。この注目したピーク周波数は (2-7) 式において、キャブ空間の左右方向 (x 軸方向) の幅 2.0 m に対する共鳴周波数に対応していると考えられる。また、この時のキャブ室内の音圧計測点を含む断面における音圧分布を Fig.5-4 に示す。

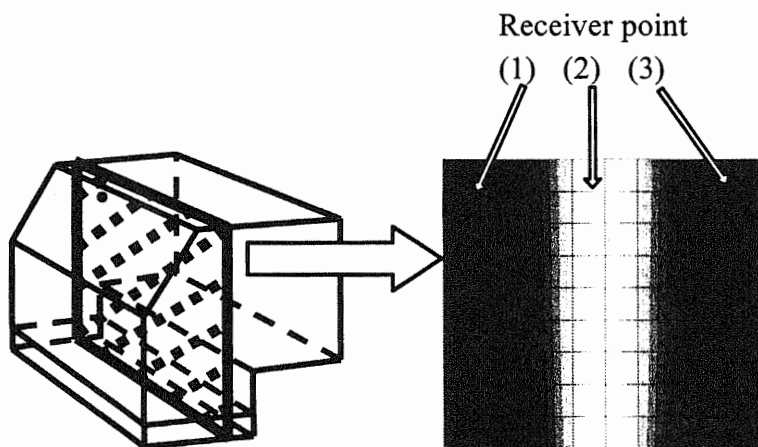


Fig.5-4 Sound pressure distribution at 86 Hz.

音圧分布は音圧計測点を含む断面について濃淡表示されており、濃い部分が音圧が高くなっている部位を示している。キャブ空間左右方向の空洞共鳴モードが生じている様子が見て取れる。この音圧分布の腹に近い位置に音圧計測点の (1) 及び (3) があり、音圧レベルはこの共鳴周波数付近にお

いてキャブ内の音響伝達特性に大きく影響を受けていることがわかる。

5.3 ロバスト性を考慮したフロアパネルの曲面形状最適設計

解析対象において、こもり音への寄与が最も大きいと考えられるフロアパネルに対して第3章、第4章と同様にロバスト性を考慮した曲面形状最適設計による振動騒音特性の改善を試みる。パラメトリックスプラインで曲面補間を行うための制御点配置と共に、形状変更の対象とするフロアパネルを Fig.5-5 に示す。

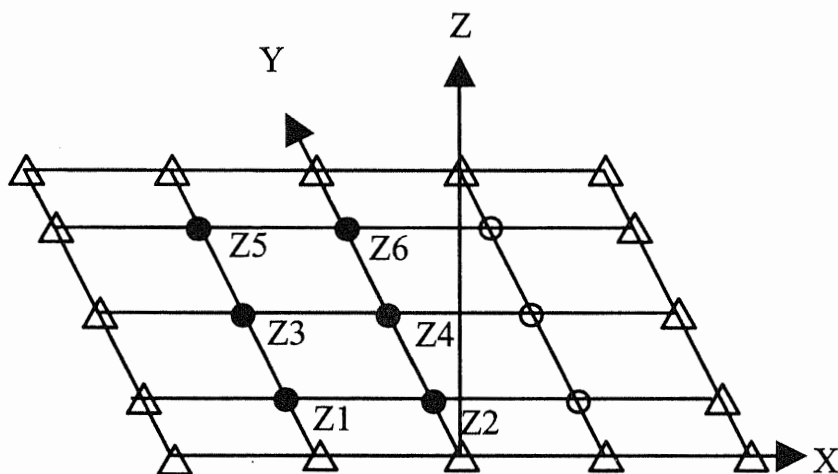


Fig.5-5 Floor panel symmetric about $x=0$ indicating the six parameters z_1 - z_6 .

パネル形状は y 軸について対称であるとし、印のついた 25 点を制御点とした。25 点のうち、周囲の 16 点 (Δ) は固定、内部の (\bullet) で表示した 6 点の z 座標値 ($z_1 \sim z_6$) を設計変数として正方向に $0 \sim 50$ mm の範囲で変更させるとし、(\circ) で表示した 3 点は y 軸についての対称性より決定する。この場合、設計変数の最大変位は y 軸方向のパネル幅 (1.0 m) の 5% 程度であり、ここで決定される曲面形状に対し生成される FEM モデルのメッシュ歪みが、構造解析の計算精度に与える悪影響は少ないと考えられる。

最適化計算の目的関数は、3 計測点における空間 2 乗平均音圧値の周波数平均値 FA_p とする。対象周波数帯域は 1 Hz ~ 150 Hz である。また、ロバスト性を考慮するための変動パラメータとしては 6 設計変数及び、不確定パラメータとしてキャブを構成する 9 個のパネルそれぞれの諸元である、板厚、ヤング率を考える。従って、変動パラメータの合計は 24 となる。各パラメータの変動は $N[0, \sigma^2]$ に従うとする。ただし、6 設計変数は最大変位の 3% として $\sigma = 1.5$ mm、板厚とヤング率も元の値 (板厚 10 mm, ヤング率 2.1×10^{11} Pa) の 3% を考えて、それぞれ $\sigma = 0.3$ mm, $\sigma = 6.3 \times 10^9$ Pa とした。以上まとめると、この最適設計問題は次式で与えられることになる。

$$\begin{aligned}
&\text{minimize} && FA_p = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{p_1^2(f_i) + p_2^2(f_i) + p_3^2(f_i)}{3} \\
&\text{design variables} && z_i \quad (i = 1, 2, \dots, 6) \\
&\text{subject to} && 0.0 \leq z_i \leq 6.0 \quad (\sigma = 1.5) \\
&\text{free stochastic variables} && t_j \quad (j = 1, 2, \dots, 9) \quad (\mu = 10, \sigma = 0.3, \sigma / \mu = 0.03) \\
&&& E_j \quad (j = 1, 2, \dots, 9) \quad (\mu = 2.1 \times 10^{11}, \sigma = 6.3 \times 10^9, \sigma / \mu = 0.03)
\end{aligned} \tag{5-1}$$

5.4 ロバスト最適解探索結果の例

前節で述べたような設定で、フロアパネルのロバスト最適設計シミュレーションを行なった。計算結果の例として、2000回の評価回数で得られた結果から作成した散布図を Fig.5-6 に示す。点線は形状変更前の値を示す。

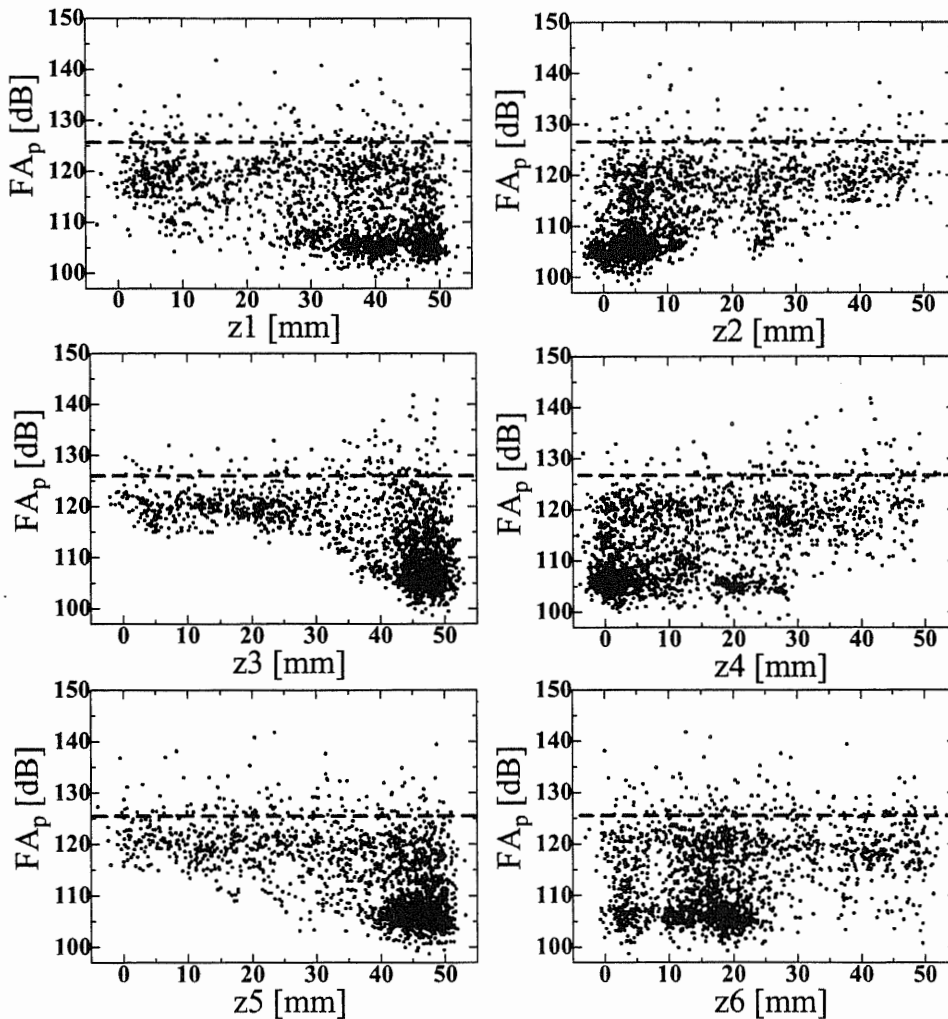


Fig.5-6 Scatter plots of the result obtained after 2000 function evaluations.

ここで、計算で得られた結果の中から Fig.5-7 に示す横軸が z_6 の散布図において (○) で表示している G と H の 2 点を代表点として選択し比較を行なう。両ケースの諸元を Table.5-1 に示して

いるが、その評価値 (Nominal) はどちらも 103.3 dB である。それぞれのケースに対するフロアパネルの形状を Fig.5-8 及び Fig.5-9 に示す。

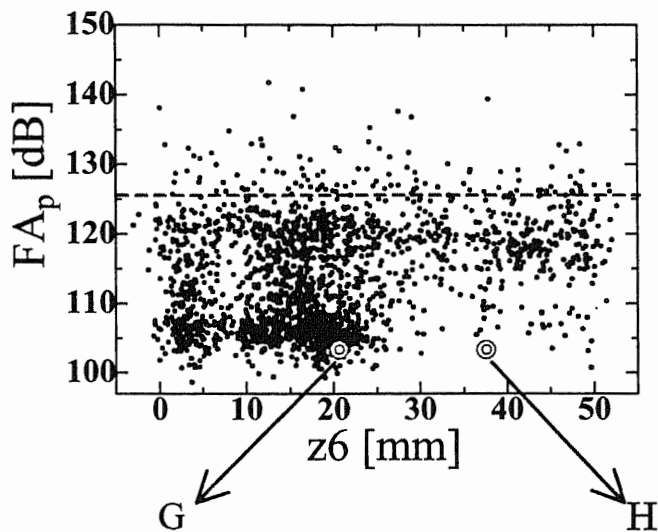


Fig.5-7 Two design candidates chosen from scatter plots.

Table.5-1 Summary of performance of two design candidates.

	Input variables [mm]						Stochastic properties (200 samples) [dB]		
	Z1	Z2	z3	z4	Z5	z6	Nominal	Mean	Worst
G	47.7	1.1	48.0	2.3	43.8	20.7	103.3	104.2	107.1
H	31.0	7.1	43.8	7.3	29.7	37.6	103.3	116.3	131.6(I)
Original floor panel							125.9	—	—

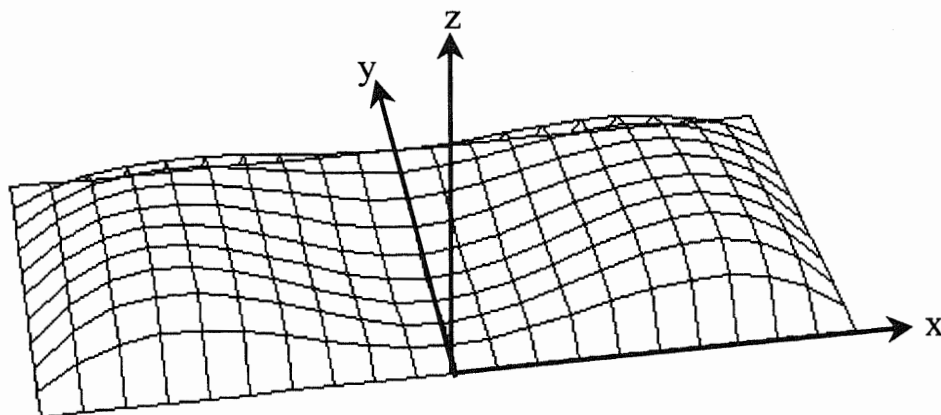


Fig.5-8 Optimized geometry of the floor panel for the design G.

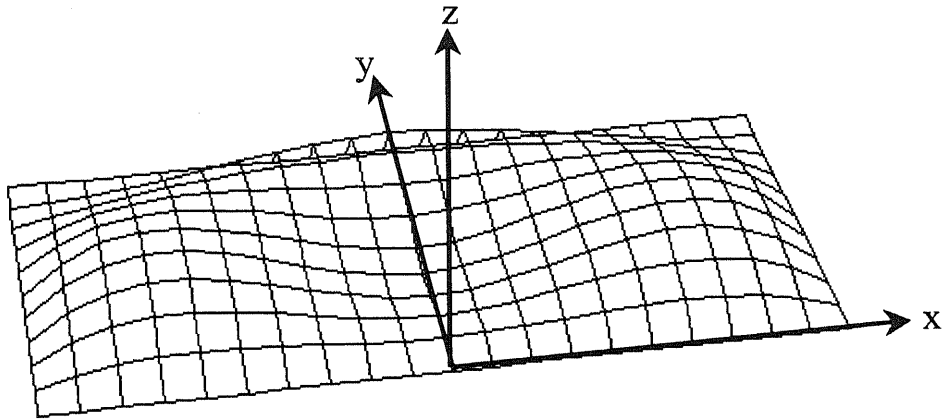


Fig.5-9 Optimized geometry of the floor panel for the design H.

まず、両ケースにおける音圧レベルの空間二乗平均値を形状変更前のフロアパネルと比較した結果を Fig.5-10 に示す。これより、形状変更前に支配的であった空洞共鳴周波数付近のピーク値に対する低減効果が特に大きいことが確認できる。ピーク値の低減量は 25 dB 程度にもなっている。

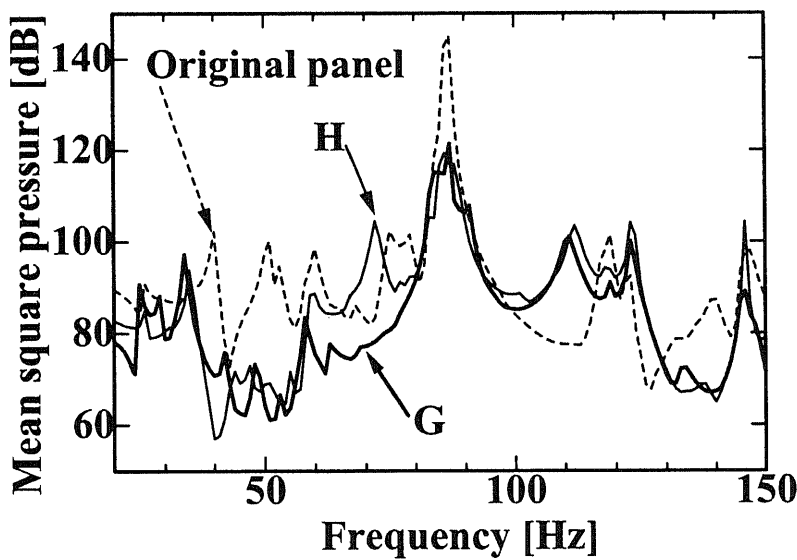


Fig.5-10 Mean square sound pressure response for two design candidates compared to the original panel.

この時のフロアパネルの空間二乗振動速度を Fig.5-11 に示すが、空洞共鳴周波数付近のピーク値の低減量は G が 9 dB, H が 3 dB 程度であり、音圧レベルの低減量と比較すると小さい。そこで、音響伝達特性を見るため、Fig.5-9 の振動ピーク周波数 (G: 83Hz, H:85 Hz) におけるキャブ室内の音圧分布を Fig.5-12 に示す。これにより、形状変更前の Fig.5-4 と比較して音圧計測点付近の音圧分布が相対的に低い方へ移行している様子が確認できる。以上から、パネルの振動特性及びキャブ室内空間の音響特性の双方の影響により、両ケース共に音圧計測点における音圧応答を効果的

に改善できていることがわかる。

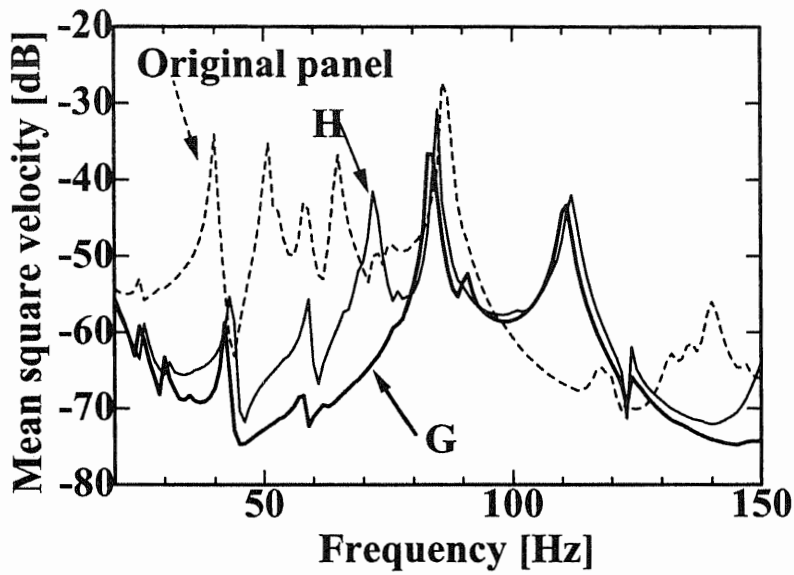


Fig.5-11 Mean square velocity of the floor panel for two design candidates compared to the original panel.

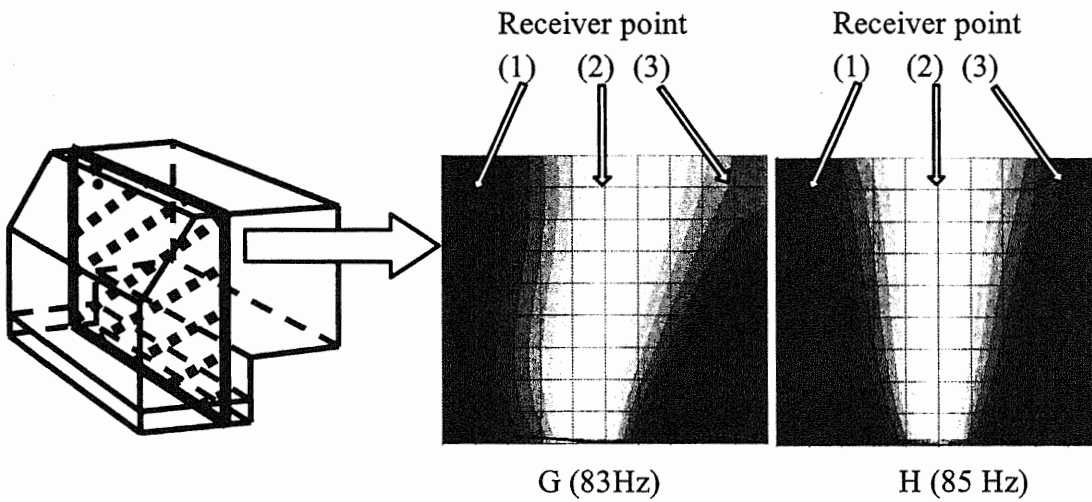


Fig.5-12 Sound pressure distribution.

次に、両ケースについてモンテカルロ法によりロバスト性を検討する。Fig.5-7 からわかるように G は分布密度が濃い領域にあり応答が安定していることが予想され、一方 H は分布密度が薄い領域にあるため応答が不安定である可能性がある。それぞれに対して 200 回のモンテカルロシミュレーションを実行して得られた応答の分布を Fig.5-13 に示し、またこの応答における 200 サンプル期待値と最悪値を Table.5-1 に併記する。

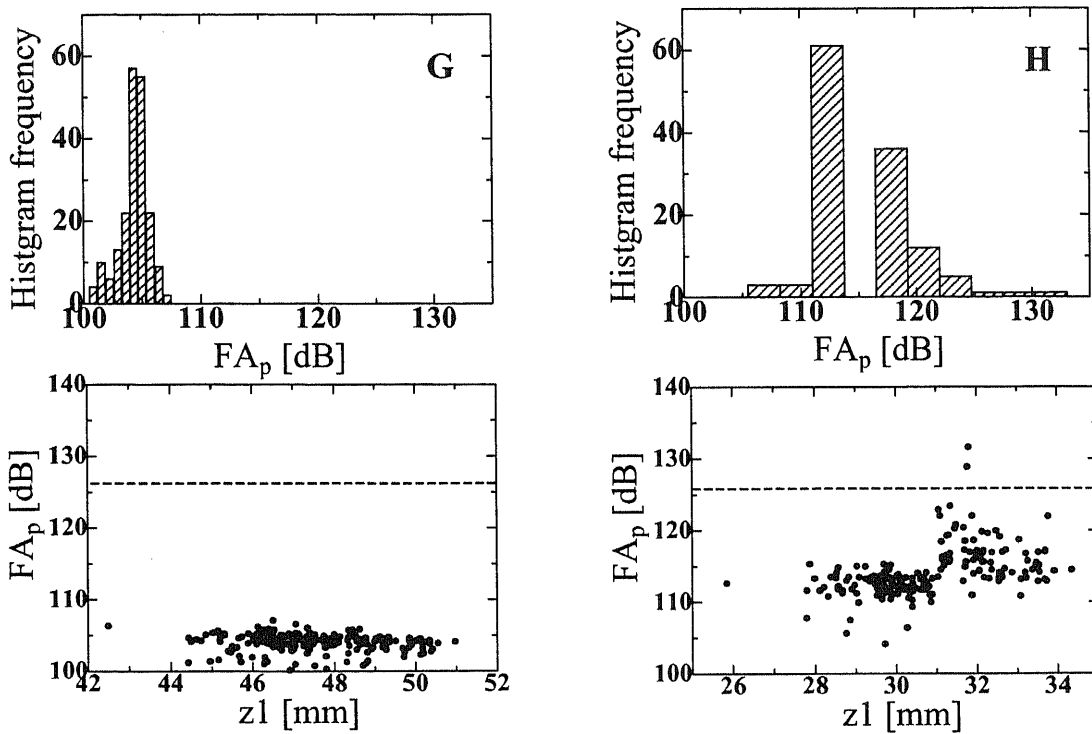


Fig.5-13 Statistical distribution and scatter plots of the perturbed performance for two design candidates.

2つの結果を比較すると、散布図から予想される通り H の応答は G と比べて非常に不安定な傾向を示していることがわかる。この応答における 200 サンプル最悪値で比較した場合、H は G よりも 24 dB 以上も悪い値となっている。G の応答は安定している上に全体の評価値も良く、最悪値でも形状変更前と比べ 19 dB 程度良い。逆に、H の応答では評価値の変動幅が大きく、値が形状変更前より悪くなっているケースもあり、さらに分布の分岐現象も生じている。これらの傾向はパラメータ変動に対して急激な応答の変動を生じる可能性のあるため、設計にとって好ましくない解であるといえる。

ここで、H の応答において 200 サンプル最悪値 (131.6 dB) を取るケース (I とする) を例として、その振動—音響特性を見てみる。この時のフロアパネルの空間二乗平均振動速度を Fig.5-14 に、またその振動ピークの周波数 (85 Hz) におけるキャブ室内の音圧分布を Fig.5-15 に示す。この場合は特に、振動速度における空洞共鳴周波数付近のピーク値が形状変更前と比較して大きく増加してしまっていることがわかる。それに伴い、この時の音圧レベルの空間二乗平均値は Fig.5-16 に示すような周波数応答になり、形状変更前に支配的であった空洞共鳴周波数付近のピーク値がかえって増加しまい、目的関数である周波数平均値が形状変更前より増えるという結果となったことがわかる。この計算例のように、設計対象が複雑になるに従い、考慮すべきパラメータ数も増加し、それらのパラメータ変動の影響が非常に複雑な応答を生じるようになるため、それだけロバスト性の検討が重要になってくると言える。

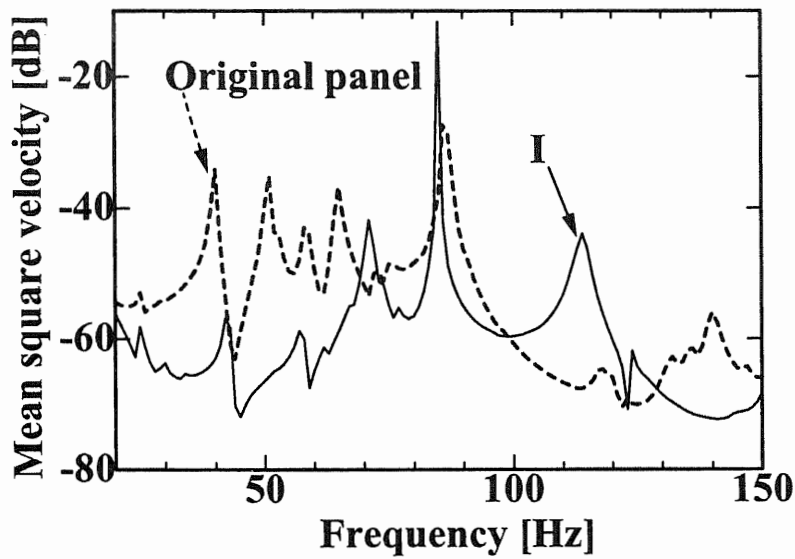


Fig.5-14 Mean square velocity of the floor panel for design I compared to the original panel.

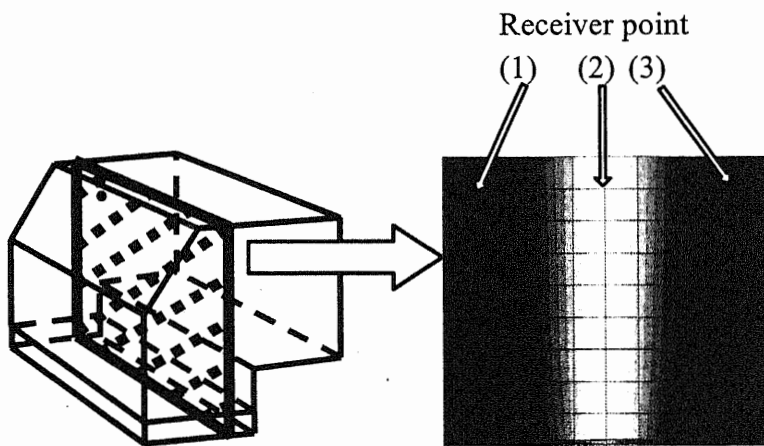


Fig.5-15 Sound pressure distribution at 85 Hz.

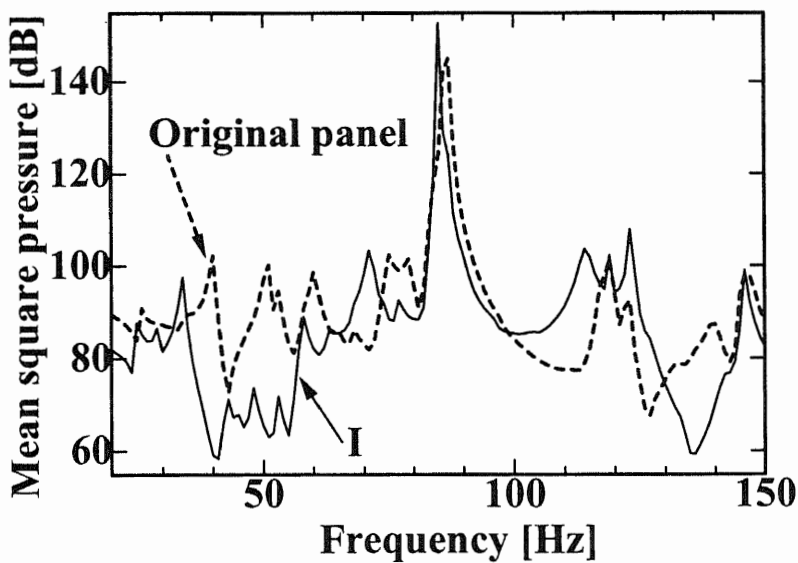


Fig.5-16 Mean square sound pressure response for the design I compared to the original panel.

5.5 目標値を設定したロバスト最適解探索

これまでの最適化計算では次式で示すように、設定した目的関数が低減化されることを目標としていた。

$$\text{目的関数：} y \Rightarrow \text{Min} \quad (5-2)$$

この場合の最適化計算では、事前に予測することができない最適解を目標として解探索が行われることになる。そのようにして最終的に得られる最適解は最も理想的な解であるが、その解探索に伴う計算コスト（関数評価回数）も大きくなってしまふ。それに対し本節では、目的関数に対する目標値 y_0 を事前に設定した最適化計算を試みる。すなわち、理想的な最適解を追求するのではなく、実用における適当な目標値を設定し、その値を探索目標とすることにより必要な計算コストの低減を図る。具体的には、最適化計算において実際の関数評価値が y となる時に、その評価値と目標値との差をとった値

$$d = |y - y_0| \quad (5-3)$$

を目的関数とする。このような操作を前節で行ったロバスト最適解探索に適用する場合、散布図において目標値周辺の評価値の領域で密度が濃い分布が形成されることが期待できる。これまでの計算では目標値を設定していなかったが、その場合は $y_0 = 0$ となっていたことになる。

ここでは、目標値を $y_0 = 115$ dB に選んだ。この値は Table.5-1 におけるケース G の期待値 (104.2 dB) には及ばないが、形状変更前の値 (125.9 dB) と比べれば 11 dB 程度良い。計算結果の例として、300 回の評価回数で得られた結果から作成した散布図を Fig.5-17 に示す。

Fig.5-17 において、 $d = 0$ が目標値であるが、散布図の中で特に、横軸が z_1 と z_3 の図において目標値付近に分布密度の濃い領域を明確に確認することができる。すなわち、この領域の解の応答は期待値が目標値に近く、さらに安定していることが予想できる。そのような解を対象として Fig.5-18 に示す横軸が z_1 の散布図において、(○)で表示した点 J を代表点として選択し、その諸元を Table.5-2 に示す。また、J に対して 200 回のモンテカルロシミュレーションを実行して得られた応答の分布を Fig.5-19 に示す。この応答における 200 サンプル期待値と最悪値を Table.5-2 に併記する。

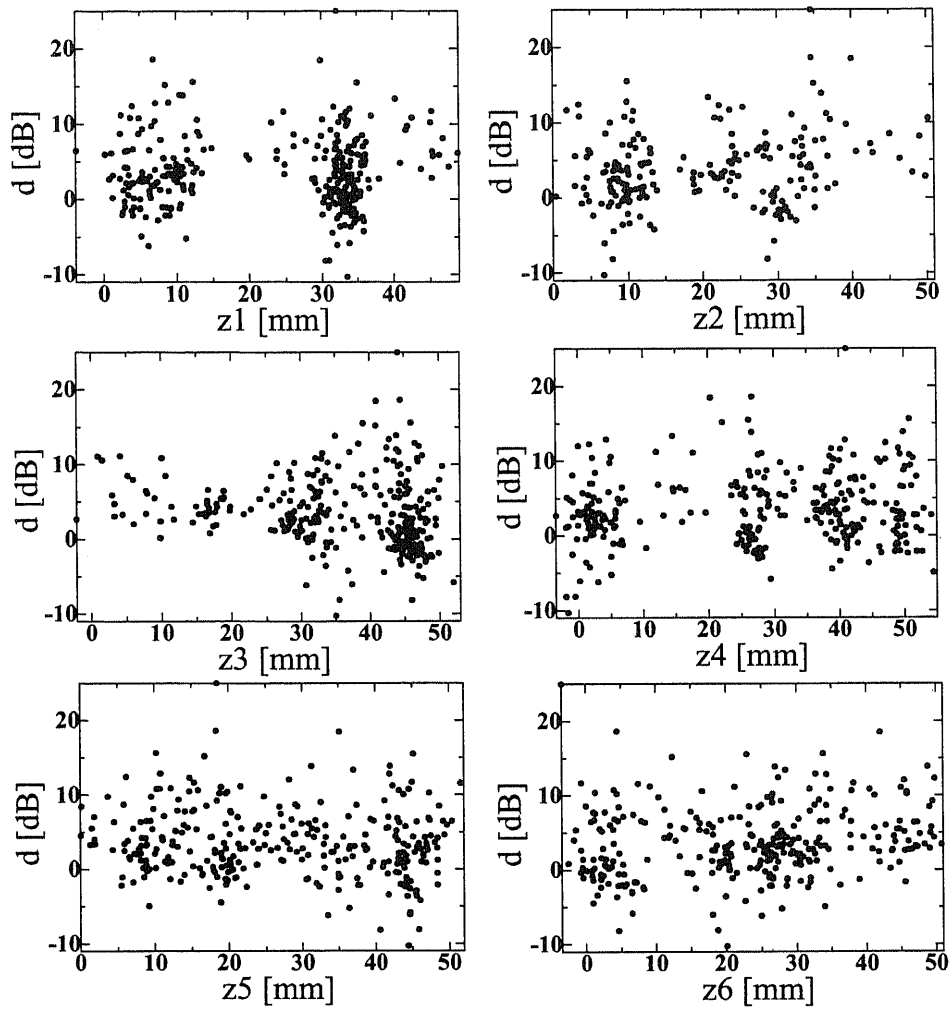


Fig.5-17 Scatter plots of the result obtained after 300 function evaluations by using the target value.

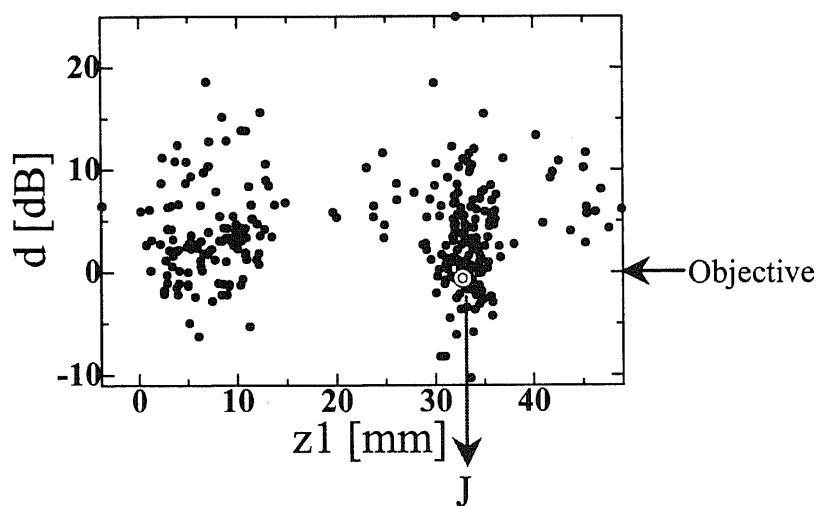


Fig.5-18 Design candidates chosen from scatter plots.

Table.5-2 Summary of performance of the design J.

	Input variables [mm]						Stochastic properties (200 samples) [dB]		
	Z1	Z2	Z3	z4	Z5	z6	Nominal	Mean	Worst
J	32.8	7.7	44.8	38.7	16.4	2.1	114.4	115.0	119.9
Original floor panel							125.9	—	—

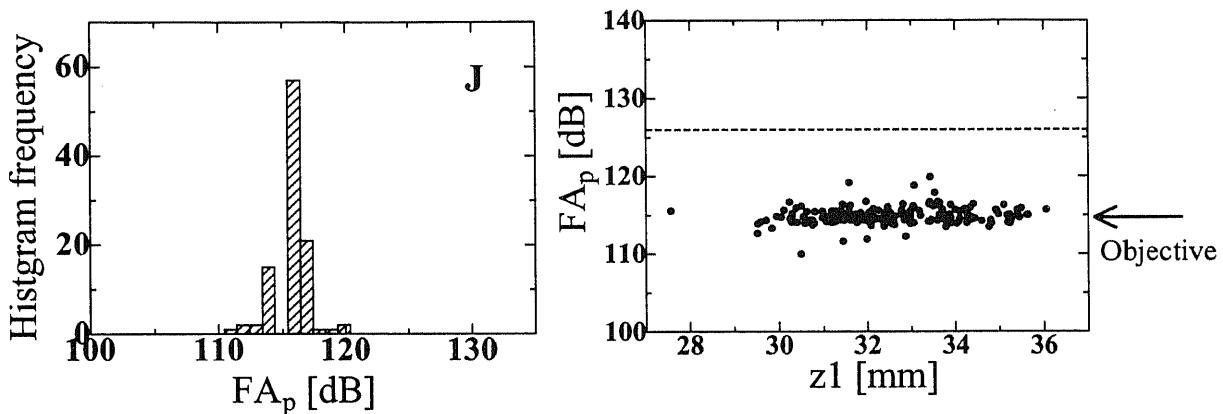


Fig.5-19 Statistical distribution and scatter plots of the perturbed performance for the design J.

これらの結果より、J の応答の期待値及び安定性は Fig.5-17 の散布図から予想される傾向と一致していることが確認できる。以上の計算例から、評価値に対する目標をあらかじめ設定した最適解探索を実行することにより、設定しない場合よりも少ない評価回数で、目標値に対する有効な解を得られることを示すことができた。本節で用いたロバスト最適解の探索手法は、実際の設計において実用的な解を効率よく求めたい場合に有効であると考えられる。

5.6 まとめ

本章では、トラックキャブで問題となっているこもり音のように、閉じた空間内で構造—音響が複雑に連成して生じる振動騒音を解析対象とし、低周波帯域での複数の音圧計測点における音圧レベルの低減化を目的としたキャブパネルの曲面形状設計を検討した。解析モデルは前章で用いたモデルよりも複雑になり、さらに変動パラメータ数も増加したため、パラメータ変動に対する応答もずっと複雑になるが、提案手法を適用したロバスト最適解探索を行った結果わずかな形状変更により音圧レベルを効果的に低減でき、かつパラメータ変動に対しても安定した応答特性をもつパネル構造が求められ、提案手法の有効性を確認することができた。

また、より実用的な手法として、目的関数に対する目標値をあらかじめ設定し、その値を追及する操作を加えたロバスト最適解探索を実行し、目標値を設定しない解析よりも少ない評価回数で有効な解を得られることを確認できた。

参考文献

- (1) 相川淳, 根本俊彦, 空気伝播音により発生するトラック室内こもり音の解析, 日野技報, No. 51, 1998, pp. 40-47.
- (2) 勝田富夫, 松田敦裕, 浜田誠一, トラックキャブの音場解析, 自動車技術, Vol. 43, No. 12, 1989, pp. 52-58.
- (3) 西田勤, 根本俊彦, 室内騒音低減の解析手法, 日野技報, Vol. 43, 1991, pp. 15-21.
- (4) 石井英章, 星野裕昭, 黒川勇, 赤井啓吾, 大型トラックのキャブこもり音低減, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 78-98, 1998, pp. 9-12.

第 6 章

総 括

第6章 総括

振動騒音の発生は機械装置のメカニズムにとって宿命であるといえる。近年、振動騒音はその品質要求がますます高まっているにもかかわらず、振動騒音に悪影響を及ぼす小型軽量化要請や、他性能の効率化、低コストへの要求とのトレードオフや開発期間の短縮という厳しい状況の中において、振動騒音を低減化する対策は困難の一途をたどっている。

それに対し、従来から実施されてきた実験的方法では限界にきており、また数値シミュレーション技術を用いる場合でも、構造物の振動特性と音響放射特性の組み合わせによって決まる複雑な現象である振動騒音を効果的に低減するためには、試行錯誤的に解析をやり直すことを繰り返さなければならぬことが多い。そのような状況の中で、本論文では機械装置における振動騒音低減化のための効果的な構造最適設計手法に関する研究について報告した。

「第1章 緒言」では、機械装置の振動騒音、それに対して従来行なわれてきた対策手法、関連する数値シミュレーション技術を概説し、低騒音化対策における問題点を示すことにより、本研究の目的と意義を明確にした。

「第2章 振動放射音低減化設計のための最適化計算システムと音響箱モデルへの適用」では、設計領域において複雑な応答を示す設計問題に対し、目的とする構造最適設計シミュレーションを実行するため、遺伝的アルゴリズムによる最適化手法を振動・音響解析と組み合わせた最適化計算システムを作成した。本計算システムでは、汎用FEM解析ソフトのMSC/NASTRANを組み込む事により汎用性と解析精度を高めた。本計算システムを検証するためのベンチマーク問題として、音響箱モデルから生じる透過音を対象とした最適設計を試みた。これは最適解を直感的に予測するのが非常に困難な設計問題であるが、最適化計算を行なった結果、対象とした放射音圧レベルを効果的に低減できる構造を求めることができた。またその結果に対して同じ設定で実験を行ない、両方の結果が良く一致することを確認できた。以上から、目的とする構造最適設計シミュレーションに対する本手法の有効性と実用性を数値的及び実験的に検証できた。

「第3章 振動板の曲面形状最適設計による音響放射パワー低減化」では、従来騒音対策手法として実施されるリブ付加等の構造変更による低騒音化の困難さを示し、従来手法とは異なるアプローチとして曲面形状設計による低騒音化を提案した。B-スプラインを用いた曲面形状設計方法を、第2章で作成した最適化計算システムに組み込み、振動板の形状最適設計シミュレーションを実行した結果、音響放射パワーを効果的に低減できる板構造を求めることができた。提案した手法はわずかな形状変更で効果的な騒音低減化を実現できる可能性があるため、実用面においてもリブ付加等の従来手法に比べて軽量化かつスペース節約の点でも大きなメリットを期待できる。

「第4章 ロバスト性を考慮した構造最適設計」では、第3章で提案した設計手法において設計パラメータの変動が目的関数の応答に悪影響を与える可能性を考慮し、最適化計算で得られた結果に対して期待値と悪い値の双方の観点からロバスト性の検討を行なった。複雑な多次元応答の設計問題を対象とした場合のロバスト性を検討する方法として、モンテカルロ法を用いた確率論的評価が有効である解析例を示した。また、パラメータ変動に対する応答を改善するため方法として、全パラメータの同時変動を考慮した設計パラメータ値の修正を試みた結果、“stepping”と呼ばれる確率論的手法により、応答の改善を行なう設計例を示すことができた。さらに、通常のGAでは最適解探索の段階において評価値のみの情報しか得られないのに対し、パラメータ変動に対する応答も同時に考慮できることを目的として、GAを発展させたロバスト最適解探索手法を新たに提案し、第3章で使用した

板モデルの音響放射パワーの低減化設計に適用した。その計算結果から、ロバスト最適解候補を選択するための手段として、提案手法が有効に利用できることを確認できた。

「第5章 キャブ室内低周波こもり音の低減化設計」では、これまでの解析の応用として、トラックの運転室であるキャブ室内に生じる低周波こもり音を解析対象とした。前章で提案した手法を用い、こもり音の低減化を目的としてキャブパネルに対しロバスト性を考慮した曲面形状最適設計を行った結果、わずかな形状変更により音圧レベルを効果的に低減でき、かつパラメータ変動に対しても安定した応答特性をもつパネル構造が求められ、提案手法の有効性を確認することができた。また、より実用的な手法として、目的関数に対する目標値をあらかじめ設定し、その値を追及する操作を加えたロバスト最適解探索を実行し、目標値を設定しない解析よりも少ない評価回数で有効な解を得られることを確認できた。

本研究を通じて、厳しい条件下で困難の一途をたどっている機械装置の振動騒音低減化対策に対して、有効な構造最適設計シミュレーションを目的とした最適化計算システムの開発、低減化設計手法の提案、ロバスト性も考慮した最適化計算アルゴリズムの提案を行なうことができた。本手法は、ここで対象とした問題からさらに、対策が困難と予想される複雑な解析モデル、多種・多様な設計変数、目的関数等に対する構造最適設計シミュレーションへも拡張・応用し、有効な結果を得ることが可能であると考えられる。

付録A

遺伝的アルゴリズム

付録A 遺伝的アルゴリズム

遺伝的アルゴリズム (Genetic Algorithm :GA) とは、その名の示す通り、生物の遺伝を概念的に模した計算機内でのシミュレーションによってシステムの最適化を図るものである。従来用いられてきた様々な最適化手法は、基本的にはなんらかの初期値から出発し、それを逐次改善していくことによって最適解に到達しようとする単点探索を行っているのに対し、GAでは多数の個体が相互に作用を及ぼしながら集団としての評価値を改善していく多点探索を行っているという点が大きく異なっている。

1. 表現型と遺伝子型

GAは染色体 (chromosome) と呼ばれる文字列やデータ配列を操作の対象とする。染色体を表わす文字列 (string) としてどのようなものを用いるかは任意であるが、一般的には0と1の2進数で記述した染色体が用いられることが多い。例えば、3設計変数を持つ問題においては以下のような各変数を2進数に変換して並べたバイナリーコードが染色体として取り扱われる。

表現型 (2, 5, 15) → 遺伝子型 0010 0101 1111

この時、元の設計変数での表現形式を表現型 (phenotype)、文字列での表現形式を遺伝子型 (genotype) と言う。表現型から遺伝子型へ写像することをコーディング (encoding) といい、逆に遺伝子型から表現型へ写像することをデコーディング (decoding) という。染色体の構成要素である個々の文字は遺伝子 (gene)、染色体上で各遺伝子の置かれている位置を遺伝子座 (locus) という。また、染色体によって特徴づけられた自立的な個を個体 (individual)、個体の集まりを個体集団 (population) という。単純遺伝的アルゴリズム (Simple Genetic Algorithm : SGA) では、第1世代 (generation) としてランダムに初期化された個体集団を生成し、Fig.A-1 に示すように再生産 (reproduction)、交差 (crossover)、及び突然変異 (mutation) と呼ばれる遺伝的操作に基づき、世代交代に伴ってより優れた個体を生じさせることにより最適な解へと収束していく。以下にこれらの遺伝的操作について述べる。

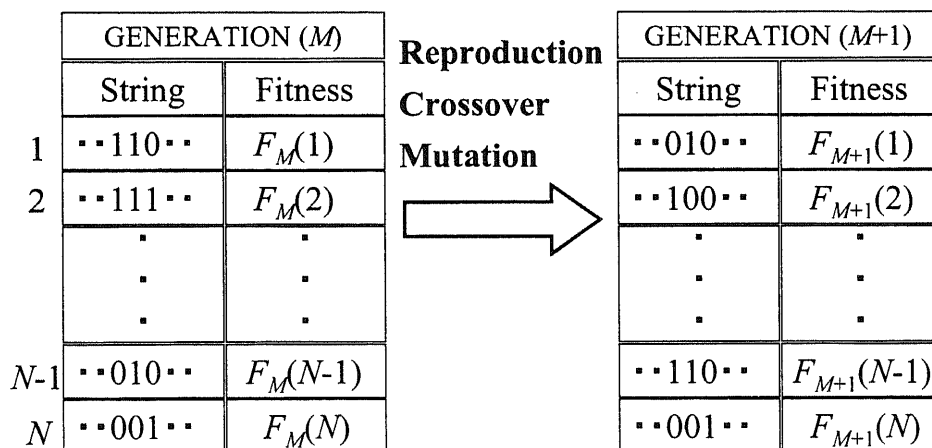


Fig.A-1 Schematic of the simple genetic algorithm (SGA) mechanism.

2. 再生産・交差・突然変異

(1) 再生産

再生産は、選択とも言われ、あるM世代の各染色体 i に対し、対応する評価関数値 $F_M(i)$ (これを適応度: Fitness と呼ぶ) に応じた確率で次のM+1世代に残りうるものであるかを否かを定める操作である。つまり、個体集団のうち何割かの染色体数だけ確率的に選択し、これを適応指標の低い染色体と交代させるのである。それには種々の方法が知られているが、最も基本的で簡単な方法はルーレット選択法 (roulette selection) である。これは、まずある染色体の適応度 $F_M(i)$ が全体の中で相対的にどのくらいの割合 ($F_M(i) / \sum F_M(i)$) を占めているかを計算し、その割合に応じて Fig.A-2 のようなルーレットをつくる。次に、矢に見立てた乱数を発生させ、矢の当たった染色体を次世代へ生き残らせるものである。よって、この方法では当然のことながらルーレット上の占有面積の広いものほど次世代に生き残れる仕組みになっている。ただ、ルーレット選択法は簡便である反面、個体数がかかり多くないと乱数の揺らぎ等によってその選択が適応度を正確に反映しない可能性が指摘されている。こうした問題を回避するため、評価した適応度を何らかの関数を導入して、その違いを拡大したり縮小したりするスケーリング (scaling) と呼ぶ操作をあらかじめ施すことにより、適応度の分布を適切なものに変換することが実際には行われている。

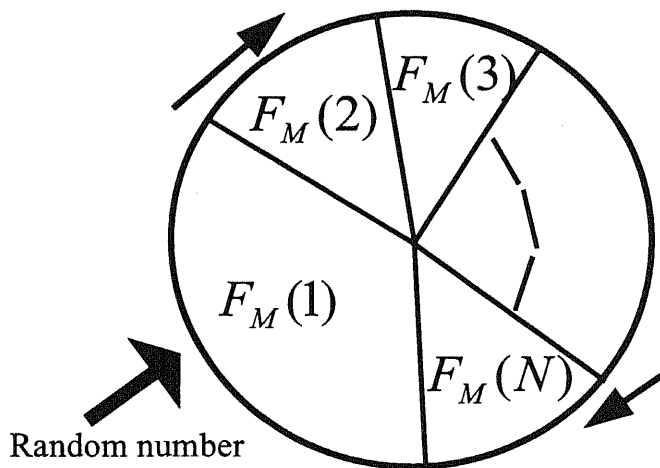


Fig.A-2 Roulette selection.

また、適応度を序数的にしか利用しない選択法として、適応度によってあらかじめ各個体をランク付けし、そのランクに対応した確率で染色体を生き残らせるランク選択法 (rank selection) や、染色体が生き残ることによって予測できる期待値を計算し、その値に対応した形で染色体を選択する期待値選択法が知られている。さらに、個体集団中から決められた数 (トーナメント・サイズ) の染色体を無作為に選択し、その中で最も適応度の高いものを次の世代に残し、その操作を残したい数だけ繰り返すトーナメント選択法 (tournament selection) が用いられることもある。

以上述べた選択法の共通点は、確率的な選択にある。確率的な選択の長所は、適応度の低い個体にも選択の機会を与えることにより、個体集団の多様性を維持しうることにある。一方、確率的な選択の短所は、適応度が高い個体が必ずしも生き残れない可能性があることにある。このような短所をカ

バーするため、エリート保存戦略 (elitest preserving strategy) が併用されることが多い。この戦略は、現世代において適応度が最大の個体は、次に述べる交差や突然変異の影響も受けることなく、無条件で次の世代に残すもので、最適化問題への適用に際しては、しばしば採用されるものである。

(2) 交差

(1) で選出された個体に対し、交差により次世代の個体集団を生成する。単なるランダム探索と異なる GA においては、交差は最も特徴的で重要な役割を果たす遺伝子操作である。この交差では、確率的に選ばれた 2 つの親染色体の間でその一部が互いに交換され、2 つの新しい子染色体が生み出される。交差が生じる確率を交差率と呼ぶ。この操作により、親染色体の性質を受け継ぎつつ、解探索空間の中では親染色体のいずれからも離れた点の探索が可能となり、また、最終的に個体集団が最適解の近傍に集中してきた時にその周辺の効果的な探索を可能としている。交差には様々な方法があるが、最も単純な一点交差 (one point crossover) では、染色体の切断点をランダムに一箇所指定して後半の遺伝子を交換することで 2 つの個体間で染色体の組替えを行い、新しい個体を 2 つ生成する。この場合、染色体長を n とする時、 $(n-1)$ とおりの異なった交差が可能である。一点交差の例を以下に示す。

(A) 1110 · 000 → (1) 1110 · 101
 (B) 1010 · 101 → (2) 1010 · 000

一点交差以外の交差の方法としては、染色体の切断箇所を複数許し、切断点毎に 2 つの個体間で染色体の組換えを行うことにより、新しい個体を 2 つ生成する多点交差 (multi-point crossover) もある。2 点交差では $(n-2) \times (n-3)$ とおりの異なった交差が可能である。2 点交差の例を以下に示す。

(A) 11 · 100 · 00 → (1) 11 · 101 · 00
 (B) 10 · 101 · 01 → (2) 10 · 100 · 01

また、多点交差が一様になるようにする一様交差 (uniform crossover) では、マスクと呼ばれる、染色体と同じ長さでランダムに生成したビット列をあらかじめ用意しておき、マスクで指定される各ビットの値により、どちらの染色体の遺伝子を継承させるかを決定する。例えば以下に示すように、ある遺伝子座に対応するマスクの値が 1 の時は親 (A) の遺伝子を子 (1) に (親 (B) の遺伝子を子 (2) に) 継承させ、0 の時は親 (B) の遺伝子を子 (1) に (親 (A) の遺伝子を子 (2) に) 継承させるものである。

(A) 1111111
 (B) 0000000
 mask 1001110
 (1) 1001110
 (2) 0110001

一様交差は、与えられた問題に対して、どのような交差が適当か判断できないような場合にも、平均して良好な探索結果を与える交差として知られている。

(3) 突然変異

(2) で述べた交差だけでは、個体集団に依存してしまい、限られた範囲でしか新しい個体を生成することができない。突然変異では、交差だけでは生成できない個体を生成して、次世代の個体集団に多様性を持たせる操作である。それは、1つの染色体において単独で生じる過程であり、ランダムに選択した染色体の特定のビットを以下に示すように強制的に反転させる操作を行って新しい染色体を作る。

1010101 → 1000101

この操作により、交差では発生し得ないような染色体が生み出される可能性が出てくるため、個体が局所解に陥った際に、この局所解から抜け出すことが期待できる。

GAの枠組みの中に、突然変異という操作を導入する根拠の第1は、GAに大域的なランダムサーチの機能を持たせることになる。第2は、集団としての多様性を維持し、初期収束問題を回避することにある。交差が局所的な探索手段であるのに対し、突然変異は大域的な探索手段であるといわれる。突然変異と交差の間には、相補的な側面と競合的な側面がある。突然変異が交差に対して相補的であるとは、集団全体がある局所領域に陥り、交差だけでは脱却できないような場合に、突然変異によって脱却が可能となる場合がありうることを言う。突然変異が交差に対して競合的であるとは、交差によって形成されたビルディングブロックが、突然変異によって破壊されてしまう危険性を内包していることを言う。

なお、突然変異をする可能性のある染色体は突然変異率 (probability of mutation) により確率的に決定される。この突然変異率はきわめて低い値を与えるのが普通である。大きすぎると収束している個体までもが破壊され単なるランダム探索となってしまう危険性があるからである。

以上のように、GAでは集団における複数の点から出発し、交差や突然変異という局所解の存在には余り左右されない方法で同時並列的探索を行う。GAが解空間の多峰性が強い問題に対しても有効なのはこのためである。

参考文献

- (1) Mitchell, M., An Introduction to Genetic Algorithms, MIT, Cambridge, 1998.
- (2) 小林重信, 遺伝的アルゴリズムの現状と課題, 計測と制御, Vol. 32, No.1, 1993, pp.1-9.
- (3) 長尾智晴, 最適化アルゴリズム, 2000, 昭晃堂.
- (4) 日本機会学会編, 適応化・知能化・最適化手法, 1996, 技報堂出版.

付録B

B-スプライン

付録B B-スプライン

B-スプラインによる形状表現・生成方法は機械工学の分野で利用され発展した結果、さまざまな分野において利用されている。コンピュータを利用して自由な曲線や曲面を生成する場合、いくつかの制御点 (control points) を与え、これらの点を通るような曲線や曲面を生成する。必要があれば生成された曲線や曲面を制御点の中のいくつかを移動することによって修正する。

制御点を通る曲線を表現する代表的な方法としてラグランジュ多項式 (Lagrange's polynomial) がある。B-スプラインについて述べる前に、比較のためラグランジュ多項式による曲線生成を行う。いま、 n 個の制御点

$$(x_1, y_1), (x_2, y_2), \dots, (x_n, y_n) \quad (x_1 < x_2 < \dots < x_n) \quad (\text{B-1})$$

が与えられているとすると、この制御点を通る $(n-1)$ 次のラグランジュ多項式 $L(x)$ は次式のように表される。

$$L(x) = \sum_{i=0}^n \frac{(x-x_1)(x-x_2)\cdots(x-x_{i-1})(x-x_{i+1})\cdots(x-x_n)}{(x_i-x_1)(x_i-x_2)\cdots(x_i-x_{i-1})(x_i-x_{i+1})\cdots(x_i-x_n)} y_i \quad (\text{B-2})$$

例として $n = 10$ として与えた制御点と、それらの点に対するラグランジュ補間多項式による曲線を Fig.B-1 に示す。

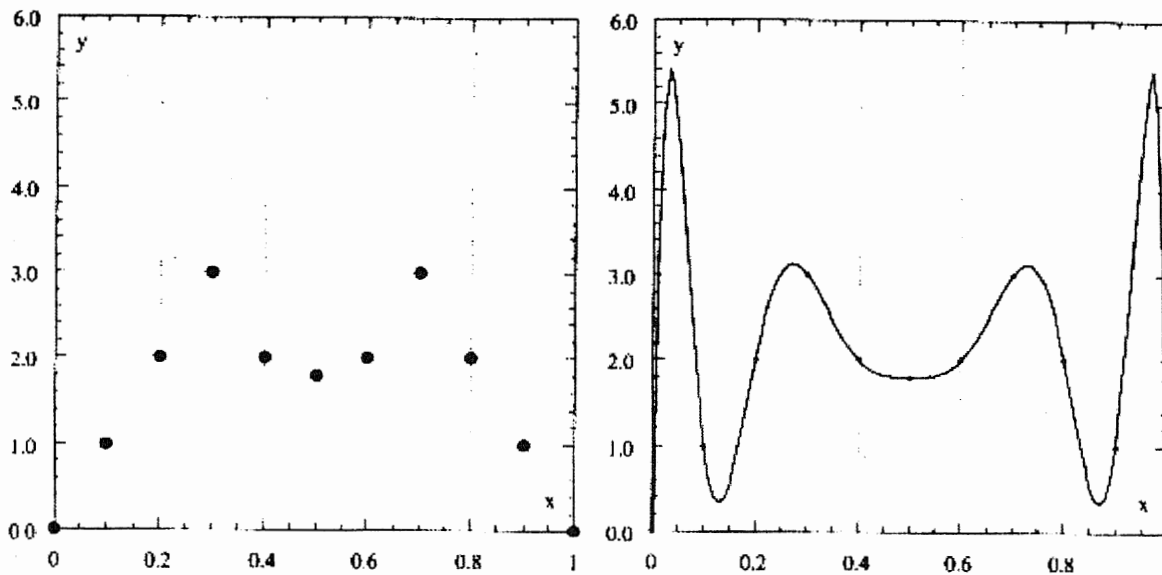


Fig.B-1 Control points and Lagrange's interpolation.

この図に示されるように、ラグランジュ補間多項式による曲線は激しい振動が現れる場合がある。この現象はルンゲの現象と呼ばれている。ラグランジュ補間多項式は n 個の点に対する補間曲線である場合 $(n-1)$ 次の単一の多項式で表されるため、制御点が多くなるにつれて次数が高くなり、ル

ングの現象が起き易くなる。多項式補間は簡単で解が一意に求まるにもかかわらず、このような理由から曲線・曲面の実際的设计には使われていない。

一方、スプライン曲線 (spline curve) では、制御点間是一个の多項式で与えられ、異なる制御点間にはそれぞれ一个の多項式が対応しており、かつ多項式と多項式の結び目である点では滑らかな性質をもっている。これを区分的多項式 (piecewise polynomial) という。Fig.B-2 は、これを表したものであり、節点 q_i, q_{i+1} の間 ($q_i \leq x \leq q_{i+1}$) でそれぞれ異なる多項式が対応することから、区分的多項式曲線とも呼ばれる。

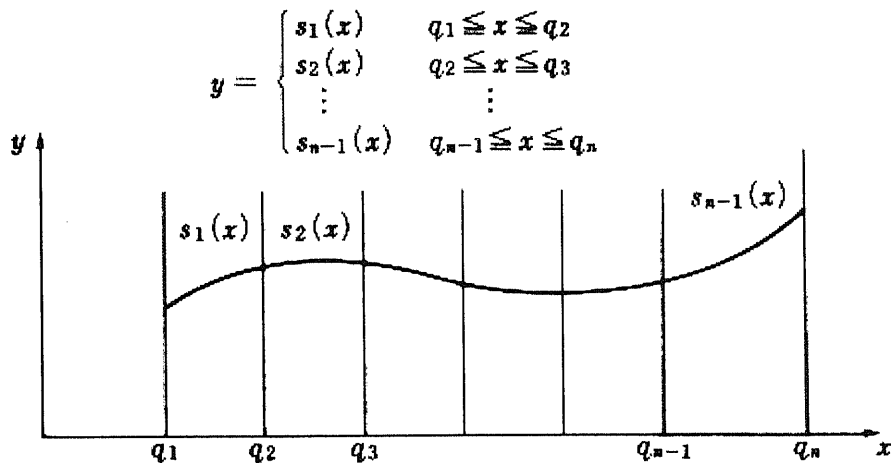


Fig.B-2 piecewise polynomial curve

スプライン曲線にはさまざまな関数による表現があるが、手計算や数式による解析を用いるのではなく、コンピュータを利用して曲線生成を行う場合は、数値的に安定した計算ができる特徴を持つ B-スプライン曲線が有力な手法である。B-スプラインは局所台をもつ基底関数を用いてスプライン曲線を表現する。一般に $(k-1)$ 次の B-スプライン $B_{i,k}(x)$ は次の漸化式によって容易に計算できる。

$$B_{i,k}(x) = \frac{x - q_i}{q_{i+k-1} - q_i} B_{i,k-1}(x) + \frac{q_{i+k} - x}{q_{i+k} - q_{i+1}} B_{i+1,k-1}(x) \quad (B-3)$$

ここで、この漸化式の出発値として 0 次の B-スプライン (Fig.B-2 (a) 参照)

$$B_{i,1}(x) = \begin{cases} 1 & (q_i \leq x < q_{i+1}) \\ 0 & (x < q_i, x \geq q_{i+1}) \end{cases} \quad (B-4)$$

を用いる。この再帰的算法はド・ブーア (Boor) とコックス (M. Cox) のアルゴリズムと呼ばれる、コンピュータを利用した B-スプラインの有効な計算法である。

いま、 x ($q_i \leq x < q_{i+1}$) に対し、 $(k-1)$ 次の B-スプラインは、(B-3) 式を用いることにより 1 次、2 次、 \dots 、 $(k-1)$ 次と次々に求めることができる。 $k=1$ から $k=4$ までの B-スプライン $B_{i,k}(x)$ を Fig.B-3 に示す。

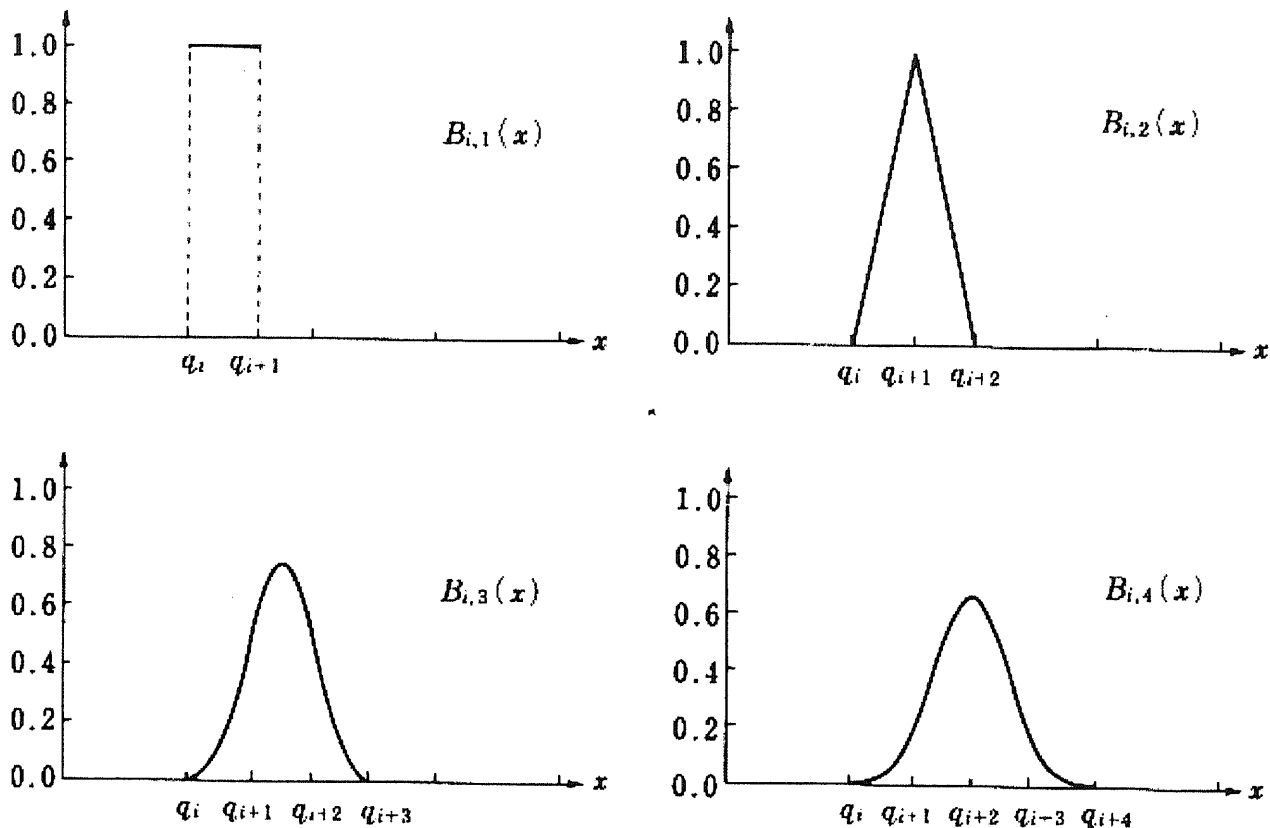


Fig.B-3 B-splines (a) $B_{i,1}(x)$, (b) $B_{i,2}(x)$, (c) $B_{i,3}(x)$, (d) $B_{i,4}(x)$

図から明らかなように、 $(k-1)$ 次の B-スプライン $B_{i,k}(x)$ は、それを構成している制御点間 $q_i < x < q_{i+k}$ で $B_{i,k}(x) \neq 0$ であり、また、 $x \leq q_i$ 及び $x \geq q_{i+k}$ で $B_{i,k}(x) = 0$ であるような局所台をもつことが大きな特徴である。

(B-1) 式で示すような n 個のデータ点を通る $(k-1)$ 次の B-スプライン曲線 $s(x)$ は

$$s(x) = \sum_{i=1}^n \alpha_i B_{i,k}(x) \quad (\text{B-5})$$

と表せる。 $B_{i,k}(x)$ は節点 $q_i, q_{i+1}, \dots, q_{i+k}$ から構成されることを考えれば、 i が 1 から n までの値をとるので (B-5) 式は $(n+k)$ 個の節点 q_1, q_2, \dots, q_{n+k} が必要となる。 $s(x)$ が n 個の制御点を通るように構成するためには、 n 個の B-スプラインと制御点の x 座標の関係が次の条件

$$B_{i,k}(x_i) \neq 0 \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (\text{B-6})$$

を満足しなければならない。個々の B-スプラインを構成する制御点に着目して (B-6) 式をいいかえれば制御点の x 座標は

$$q_i < x_i < q_{i+k} \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (\text{B-7})$$

を満たすことが必要である。この条件は、シェーンバーグ・ホイットニ (Shoenberg-Whittny) の条

件と呼ばれる。(k-1) 次の B-スプライン曲線の制御点は簡単のため次のようにとることが多い。

$$\begin{aligned}
 q_1 &= q_2 = \cdots = q_k = x_1 \\
 q_{i+k} &= (x_i + x_{i+k})/2 \quad (i=1, 2, \cdots, n-k) \\
 q_{n+1} &= q_{n+2} = \cdots = q_{n+k} = x_n
 \end{aligned}
 \tag{B-8}$$

次に、 $s(x)$ が n 個の制御点を通るという条件から連立一次方程式

$$y_j = \sum_{i=1}^n \alpha_i B_{i,k}(x_j) \quad (j=1, 2, \cdots, n)
 \tag{B-9}$$

を得るので、この方程式を解いて α_i を求めれば B-スプライン曲線 $s(x)$ の値、すなわち制御点を通る滑らかな曲線を計算することができる。Fig.B-4 はラグランジュ補間曲線で用いた Fig.B-1 の制御点の場合の $k=4$ の B-スプライン曲線である。ラグランジュ補間曲線と比較すると端部における大きな振動の無い滑らかな曲線となっているのがわかる。

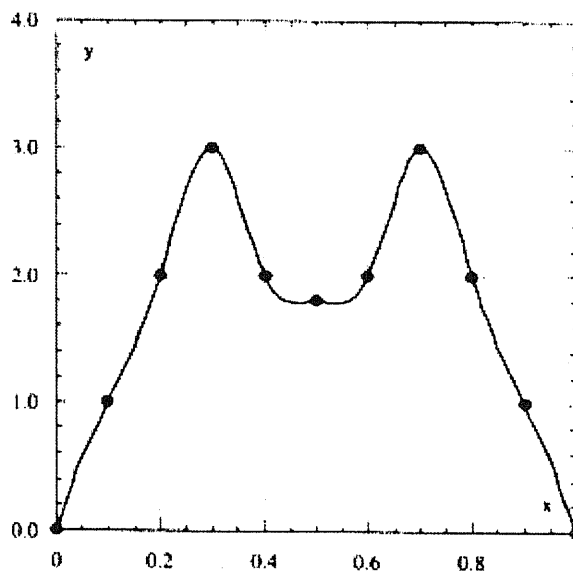


Fig.B-4 Spline curve

自由曲線を生成する場合、コンピュータによる対話的な方法やその他の方法によって制御点を試行錯誤的に調節し形状を修正する場合が多い。このような場合、ある制御点の修正が全体の形状に影響を及ぼすことは好ましくない。B-スプラインでは制御点の数に拠らずに基底関数の次数及び、その結果得られる曲線の次数を変えることができ、制御点位置の変更による形状の局所的な変更を可能としている。

以上、説明してきた B-スプライン曲線の方法は、補間曲線上の座標をパラメータで表現するパラメトリックスプラインを用いることにより、3. 4 で述べたように 3次元空間における曲面の生成に容易に拡張することができる。

参考文献

- (1) Farin, G., Curves and surfaces for computer aided geometric design, Academic press, Boston, 1990.
- (2) 桜井明, パソコンによるスプライン関数, 1988, 東京電気大学出版.
- (3) 構造形態の解析と創生, (1998), 日本建築学会.

公表一覧

1. 学術論文

- (1) 金田章, 武捨貴昭: 境界要素法による過渡音反射応答の計算, 海洋音響学会誌, Vol.26, No.2, 1999, pp.20-27.
- (2) 金田章, 于強, 白鳥正樹, 本山恵一, 振動板の曲面形状最適設計による音響放射パワー低減化の検討, 境界要素法論文集, Vol.18, 2001, pp.13-18.
- (3) 金田章, 上玉利武史, 于強, 白鳥正樹, 本山恵一, パネルの曲面形状設計最適設計による車室内騒音低減化シミュレーション, 日本計算工学会論文集, 2001, Paper No.20010038.
- (4) Kaneda, S., Yu, Q., Shiratori, M., Motoyama, K., Optimization Approach for Reducing Sound Power from a Vibrating Plate by Its Curvature Design, JSME International Journal, Series C, Vol.45, No.1, 2002.
- (5) 金田章, 于強, 白鳥正樹, 本山恵一, 音響出力低減を目的とした振動板の曲面形状設計最適設計とロバスト解の検討, 日本計算工学会論文集, 2002, Paper No.20020008.

2. 講演会発表

- (1) 金田章, 于強, 白鳥正樹, 本山恵一, 振動放射音の最適低減法の検討, 日本機械学会第12回計算力学講演会講演論文集, 1999, pp.255-256.
- (2) 金田章, 于強, 白鳥正樹, 本山恵一, 振動放射音の最適低減法の検討, 制振工学研究会99技術交流会資料集, 1999, pp.101-104.
- (3) 金田章, 于強, 白鳥正樹, 本山恵一, 振動放射音の最適低減化シミュレーション, 日本音響学会2000年春季研究発表会講演論文集, 2000, pp.19-20.
- (4) 金田章, 于強, 白鳥正樹, 本山恵一, 振動放射音の最適低減化シミュレーション, 自動車技術会春季大会学術講演会前刷集, 2000, pp.17-19.
- (5) 金田章, 上玉利武史, 于強, 白鳥正樹, 本山恵一, 振動板の形状最適化による騒音低減化の基礎的検討, 日本機械学会平成12年度材料力学部門講演会講演論文集, 2000, pp.705-706.
- (6) 上玉利武史, 金田章, 于強, 白鳥正樹, 本山恵一, 振動板の形状最適化による騒音低減化の基礎的検討, 日本機械学会第13回計算力学講演会講演論文集, 2000, pp.309-310.
- (7) 金田章, 上玉利武史, 于強, 白鳥正樹, 本山恵一, シェル形状板の振動放射音に関する研究, 日本機械学会第13回計算力学講演会講演論文集, 2000, pp.441-442.
- (8) 金田章, 上玉利武史, 于強, 白鳥正樹, 本山恵一, 騒音低減化を目的とした振動板のシェル形状最適設計, 計算工学講演会講演論文集, Vol.6, No.1, 2001, pp.663-664.

- (9) Kaneda, S., Yu, Q., Shiratori, M., Motoyama, K., Optimization for Reducing Sound Power Radiated From a Vibrating Plate, Proceeding of The Fifth International Conf. on Motion and Vibration Control, Vol.2, 2000, pp.933-938.
- (10) 金田章, 上玉利武史, 于強, 白鳥正樹, 本山恵一, 振動板のシェル形状最適設計による騒音低減化の検討, 日本機械学会 2001 年度年次大会講演論文集, 2001, pp.41-42.
- (11) 金田章, 于強, 白鳥正樹, 本山恵一, 振動板の曲面形状最適設計による音響放射パワー低減化の検討, 日本計算数理工学会第 18 回境界要素法シンポジウム論文集, 2001, pp.13-18.

3. 受賞

2000 年 6 月 海洋音響学会より論文賞受賞

(境界要素法による過渡音反射応答の計算, 海洋音響学会誌, Vol.26, 1999, No.2.)

2001 年 2 月 日本機械学会より学生優秀講演表彰受賞

(シェル形状板の振動放射音に関する研究, 第 13 回計算力学講演会, 2000)

謝辞

本論文を作成するにあたり、下記のご紹介する多くの方々の懇切かつ適切なお指導やご助言、またご援助をいただきました。ここに改めまして深甚なる謝意を表し、心から厚く御礼申し上げます。

指導教官である白鳥正樹教授、于強助教授には私を温かく研究室に迎え入れていただき、終始有益なお指導、ご助言、多大なるご支援を頂いたおかげで、3年間という限られた時間の中で研究を順調に進めることができ、その研究成果をこうして本論文をまとめあげることができました。どんなにお礼を申し上げても申し尽くせぬ思いです。本当にありがとうございました。

また、中桐滋教授、森下信教授、高田一教授には大変御忙しい中、本論文の審査の労を取って頂くと共に有益なお意見、ご助言を賜りました。頂いたご意見を反映させたことで、本論文をより良い内容にすることができました。心から厚く御礼申し上げます。

私の勤務先である防衛庁技術研究本部の武捨貴昭第五研究所第一部長には、私の大学院留学に対する多大なお支援と、研究に対する貴重なご助言を数多く頂きました。また、同研究所及び同庁同本部技術部においてお世話になりました私の関係上司と諸先輩の皆様からは、貴重な留学の機会を与えて頂いたと共に、今日に至るまで一方ならぬご支援とご鞭撻を賜りました。心から厚く御礼申し上げたいと思います。

共同研究者である本山恵一氏（メカニカル・ダイナミックス・ジャパン）には白鳥研究室に留学できる機会をつくっていただき、また研究全般に関してもさまざまな形でご助言、ご支援を頂いたことは、私の研究推進の大変大きな助けになりました。また、本山氏からご紹介いただいた西川健次氏（本田技術研究所）からは、御忙しい中たびたびお時間を割いていただき、自動車開発現場の立場から自動車騒音問題について大変貴重で参考になるご意見を数多く聞かせていただきました。心から厚く御礼申し上げたいと思います。

私が参加させていただいた日本計算工学会の「統計的設計支援システムの開発とその応用」分科会におきましては、私自身の講演も含め、毎回さまざまな分野にわたるご講演と質疑応答を通して、大変有益な勉強をさせていただきました。今後の研究においても大いに参考にさせていただきたいと思っております。

研究室におきまして、澁谷忠弘助手、以前おられた小笠原永久助手（現防衛大学校）、秘書の廣田光氏には研究生活の上で何度もお世話になりました。また、入学時から共に研究を行ってきた上玉利武史君のご助力は研究推進の上で本当に大きな助けとなりました。私の1年先輩の社会人大学院生として研究室におられた加賀靖久氏、矢島秀起氏（本田技術研究所）には、研究以外にも大学院全般に関してさまざまなご助言をいただきました。

私の同期の社会人大学院生である酒井秀久氏（富士通）には、同じような立場から、いろいろな話をしたり、相談に乗ってもらったり、3年間を通して大変お世話になりました。また、酒井氏と共に、社会人大学院生の廣畑賢治氏（東芝）、小川和洋氏（博士課程）には、今年度の論文審査を目指した仲間として励ましてもらい、とても勇気づけられました。さらに、全員のお名前を記すことができませんでしたが、現在研究室におられる方々、既に卒業された方々、全ての方々のおかげで充実した研究生活を送れることができ、皆様には大変感謝しております。本当にありがとうございました。

2002年3月 金田 章