

各種未構造の振動応答特性の予視
とその応用に関する研究

毛どりティに著目した実効振動計価

1998年1月

安 藤 啓

①

各種床構造の振動応答特性の予測 とその応用に関する研究

モビリティに着目した高次振動評価

1993年 1月

安 藤 啓

各種床構造の振動応答特性の予測
とその応用に関する研究
—モビリティに着目した高次振動評価—

目次

1章 まえがき

1. 1 はじめに	1
1. 2 研究の目的	3
1. 3 本研究の意義と位置付け	5
1. 4 本研究の概要	10

第一編 板の振動に関する基礎 16

2章 板の振動特性に関する基礎的事項

2. 1 振動特性に関する基礎事項	17
2. 2 モビリティの計算方法	23
2. 3 測定方法	25
2. 4 表示方法	27
2. 5 2章のまとめ	28

3章 固有値解析の基礎理論とその適用

3. 1 固有値解析とモード図	29
3. 2 固有値解析における板の要素分割	33
3. 3 分割の形状	36
3. 4 3章のまとめ	41

4章 実験的モーダル解析とその適用

4. 1 実験的モーダル解析とモード図	4 2
4. 1. 1 基礎理論	4 2
4. 1. 2 測定方法	4 3
4. 2 ダンピング	4 6
4. 2. 1 ダンピングの基礎的事項	4 6
4. 2. 2 減衰比の測定方法	4 7
4. 2. 3 鉄筋コンクリート板の測定結果	5 3
4. 3 打撃点と受振点間の距離補正	5 8
4. 4 4章のまとめ	6 2

第二編 モビリティに着目した

床振動特性の解析 6 3

5章 モビリティ予測に必要なパラメータの検討

5. 1 コンクリートのヤング率	6 4
5. 1. 1 ヤング率	6 4
5. 1. 2 ポアソン比	6 8
5. 1. 3 動弾性係数	6 8
5. 2 境界条件	7 0
5. 3 異方性材料の評価	7 3
5. 4 5章のまとめ	7 8

6章 検討対象とした床構造とそのモビリティ

6. 1 鉄筋コンクリート構造床のモビリティ	79
6. 1. 1 一般の鉄筋コンクリート構造床	79
(1) 検討対象とした床の構造とパラメータ	79
(2) 境界条件	81
(3) モビリティの予測値と実測値の比較	82
6. 1. 2 周辺が完全固定と仮定できる鉄筋コンクリート構造床	84
(1) 検討対象とした床の構造とパラメータ	84
(2) 予測値と実測値の比較	84
6. 2 大スパン床構造のモビリティ	87
6. 2. 1 フラットスラブ	87
(1) 検討対象とした床の構造	87
(2) 固有値解析と実験的モード解析の比較	88
(3) 予測値と実測値の比較	91
6. 2. 2 ハイブリットRCスラブ	97
(1) 検討対象とした床の構造とパラメータ	97
(2) 予測値と実測値の比較	97
6. 3 形状的に異方性を持つ床構造のモビリティ	102
6. 3. 1 検討対象とした床の構造	102
6. 3. 2 設定した境界条件と異方性定数の確認	109
6. 3. 3 モーダルダンピング	115
6. 3. 4 予測値と実測値の比較	117
6. 4 三次元的な取扱いを試みた特殊な中空スラブのモビリティ	126
6. 4. 1 検討対象とした床の構造と境界条件	126
6. 4. 2 モーダルダンピング	131
6. 4. 3 予測値と実測値の比較	132
6. 5 6章のまとめ	135

7章 床板のモビリティ予測方法の提案

- 7.1 予測計算に必要なデータ 136
- 7.2 パラメータの予測・設定方法 137
- 7.3 計算方法のフローチャート 144
- 7.4 7章のまとめ 147

8章 モビリティに着目した解析方法の実務的利用方法

- 8.1 人間歩行による床振動応答予測への応用 148
- 8.2 床衝撃音予測への応用 153
- 8.3 建築設備による固体音予測への応用 158
- 8.4 8章のまとめ 164

9章 あとがき

- 9.1 まとめ 165
- 9.2 謝辞 172

参考文献

..... 174

1章 まえがき

1. 1 はじめに

最近では居住環境の高度化や生産環境の精密化が進み、これらの環境計画に対する目標値として物理的性能を数値で提示するまでに至っている。そのため環境を計画し造り上げていく過程で、これらの目標値を満足させるような各種の環境的条件の定量化された予測手法が必要となっている。音響や振動の分野でも同様の要求があり、これらの環境を予測するためには各種の状況に応じ定量化された多くのデータと解析手法が必要条件となっている。

従来の予測手法は、多くの実験結果を基本に、主に経験と勘を頼りに行っている事が多いが、単純な形態や過去の繰り返しの場合であればこの手法でもよいといえよう。しかし一般的に考えて、若干の変化を加えただけでもこの方法では予測しにくくなるのは明白であり、さらに今までの常識を越えた新しい発想に基づく空間や構造的に極端な計画が採用された場合には、もはや過去のデータも、経験も、勘も通用しなくなる可能性が充分ある。さらに建築構造物は基本的には一品生産であるが故に、造り上げてみて始めてその空間が現実として認識できる場合が多く、事前にその環境条件を明確に評価しにくい側面をもっていることも事実である。

建築工学の中で振動問題を扱う分野は広く、地震時に対する災害防止の観点から見た大振幅・大変形に関わる振動応答から、居住環境保全のための体感振動制御、さらには人間も感じない程微細な振動を問題とする精密加工機械に対する微振動制御等々、市広い検討がなされている。さらに視点を変えて振動数の範囲から見ると、地震動などでは高くても10Hz程度が上限であり⁽¹⁾、⁽²⁾、強風時の建物の振動応答も地震と同様といえる⁽³⁾。構造分野で一般的に扱う床振動の検討でも上限は床の第一次の基本振動数である数十Hz程度といえよう⁽⁴⁾。また、人間が体で感じられる体感振動では100Hzまでの振動を考慮している場合が多い⁽⁵⁾。最近ではこれらに加え、人間の聴覚で感じられる周波数領域の振動である数千Hzまでの範囲にまで及ぶものとして、地下鉄に代表されるような交通機関が振動源となって建物内に伝わってくる固体伝播音⁽⁶⁾や建物内に設置される空調設備機器やダクト・配管などから躯体を介して伝播し

てくる騒音⁽⁷⁾、上階での子供の飛び跳ねによる衝撃力が床に入力し下階へ騒音として放射される集合住宅で問題となる場合の多い床衝撃音⁽⁸⁾や扉の開閉音⁽⁹⁾などがあげられる。そのためこの種の振動問題の解析には、体感振動分野から人間の可聴周波数領域までと検討範囲の拡大を余儀無くされているのが実状であろう。⁽¹⁰⁾

振動評価の面からみると、地震時や強風時の応答のように直接生命に係る状況に対しては事前評価なり評定といった国家的なチェックシステムがあり、その安全率も充分とった形で機能しているが、こと環境的問題となるとこの種のシステムはなく、また経済的な要因から予想値に対するマージンも充分とれないのが実状である。この様な状況下で、事前に建築構造物の環境面からみた動的挙動を正しく予測し、最適化が図れる手法を確立し、誰でも利用できる形での実用化が必要と考える。これは最近発達が目覚ましい電子技術の力を借りて構築する方法が現段階では望ましい方向といえよう。

1. 2 研究の目的

電子計算機を主体とした最新の電子技術の援助を受けて構築される動的問題に関する最適設計の考え方は、図1-2-1⁽³³⁾に示すような形が一般的といえよう。これは実物ないしは模型等の実験解析より得られる実用的なパラメータと、図面ないしは理論解析より得られる各パラメータとを比較検討して構築される事を示している。すなわち、実験側では即時性が高く、多くのチャンネルの同時性も確保されているような多量データ高速処理装置を用いて、解析側に必要なパラメータを抽出し、一方解析側では大容量高速処理可能な電子計算機により構築されるシステムで、これを用いることでこの種の問題の予測・解析・設計・対策の検討までも、短時間で行うことを可能にしている。

建築環境工学における振動的な問題の最適設計に対しては、図1-2-1に示すような電子計算機に支援されたシステムは部分的には採用されているものの、未だ明確な形では造り上げられておらず、解析や予測といった面からみると、その手法の体系化に関しては機械工学などの分野と比較して若干遅れている感がある。

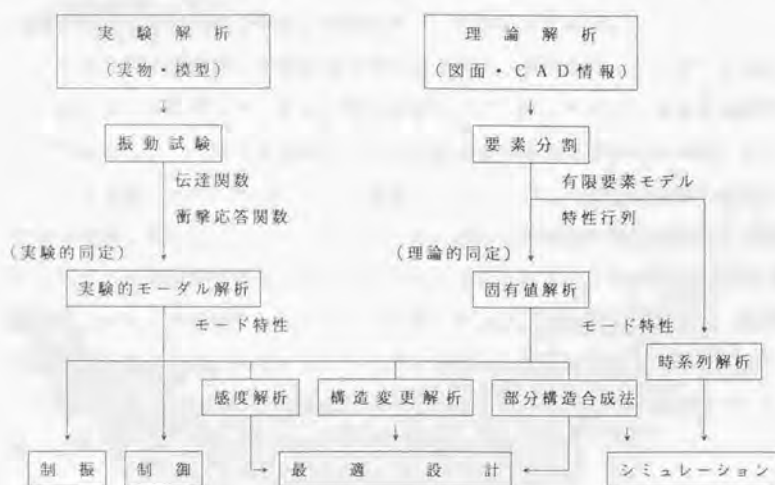


図1-2-1 振動解析システム

建築物といった一品生産に対しては、この種の解析・予測システムは大変有用なものと考え、早急に確立しなければならないと考えている。最適設計は当然のように建物全体に亘って可能でなければならない訳であるが、本論文ではその第一段階として建築の中でも最も人間に接しており、居住環境や生産環境を構成する部位の中で、特に各種の重要な性能を保持していなければならない部位である床を取り上げ、上述した居住環境保全のために検討される振動環境を、体感振動領域の数Hz程度から、可聴周波数領域である500Hz程度までの比較的広い振動数範囲の応答に対して、床振動に関する周波数応答関数を予測する手法を基礎から応用まで論ずるものである。周波数応答関数には本論文の第二章に詳述しているように各種あるが、ここでは評価の指標に振動のしやすさを表わすモビリティを用いている。これは解析が比較的容易であることや、周波数応答関数で表現した場合のピークが共振すなわち振動のしやすさを示し感覚的にも理解しやすく、本論文で示した計算・解析方法を用いる場合には有用な指標であると考えて選定したものである。さらに上限振動数を500Hz程度までにしたのは一般の可聴域振動（固体音）問題が概ねこの範囲に入っているためであるが、解析の手法そのものには上限振動数の制限はなく、計算条件さえ整えられればこれ以上の高い振動数までも計算可能である。

床振動対策や固体音・床衝撃音対策に必要な床の高次振動モードまでも考慮した周波数応答関数であるモビリティを用いることは、その床に入力する加振力が定義できれば対象の床の振動に対する挙動の明確化が可能である事、さらにこれを発展した形で検討される床振動シミュレーションや振動制御に役立つ情報を提供してくれる事、そしてまた、床の振動環境に関する最適設計を可能にするための理論的な背景を構築するための道具となることなどの多くの利点を持っている。本論文では以上の点を考慮した上で、騒音や振動の予測・評価を容易にすることを目的としており、その手法として前述の理論解析と実験解析の両者のもつ長所を最大限利用して、建物全体に対する振動予測システム構築のための一助とするべく研究した結果の報告である。

1. 3 本研究の意義と位置付け

床の振動応答に関する検討は多く、床の物性評価のための振動実験^{(11)~(15)}や床の耐力診断⁽¹⁶⁾、振動障害や健全度調査的なもの^{(17)~(23)}から、歩行感や体感振動評価まで幅広い研究がなされている⁽²⁴⁾。さらに、都市の人口集中化により顕在化してきた振動公害や、高層化した建物に採用される軽くて薄い床などのように、構造的な耐力は充分ありながら、人間が歩行する程度の加振力が入力した場合の動的な応答では耐えられないほど振動してしまうという振動障害の問題が生じてきたことにより、環境振動の研究が徐々になされはじめた。その中でも特に空間的自由度の大きい大スパン床での振動応答に関する研究は多いが^{(25)~(28)}、これらの研究は大スパン床を含め一般の床振動解析のほとんどが第1次の固有振動数を取り上げ評価している。確かに床振動においては第1次の固有振動数での応答が大きく、これを評価することで人間の振動感覚評価に対して一応の解答を得ることはできるといえる。しかし、大スパン構造などの床構造では1次固有振動数が低くなるため、2次、3次の固有振動数も体感領域に含まれ問題となる可能性も多くなってきており、この分野でも高次のモードまでの検討が必要となってきた。

各種の形状をもつ板の基本的かつ理論的な振動解析としては、周辺の境界条件を各種設定して振動解析を示した Leissa⁽³⁵⁾の研究は優れたものといえる。板の高次振動解析、特に可聴域振動までの解析に関する研究は、建築工学分野より機械工学的な分野での研究が多く、その代表的なものとしては文献(37)~(42)などが上げられる。しかしそこで扱っている材料は金属を主体としたものが一般で、建築でよく用いられるコンクリート等の材料での解析例は少なく、床の振動解析にこれを直接利用しにくい点がある。

建築構造的な側面からの検討は、床の剛性評価に対する研究や、居住性面から検討されている振動障害、床の健全性を評価するための検討などに分類できよう。本論文の対象範囲である可聴域周波数領域までの研究には、床衝撃音に対する応答問題や音響放射をみるための振動解析等^{(29)~(34)}にいくつかの報告がみられる。

可聴域周波数領域までも考慮した無限大薄板の研究に関する代表的なものとしては、Cremer ら⁽⁴³⁾の研究があり、国内では安岡^{(44)~(46)}、木村らの一連の研究^{(47)~(50)}があるが、これらの基本的立場は無限大板の駆動点インピーダンスと1次固有振動数により検討にしており、高次振動特性としては、安岡はエネルギー蓄積効果により補正し、木村らは共振領域の損失係数を一定としてオクターブバンド軸上で+3 dB/oct. の補正により対応している。特にこれらの研究は多くの実測結果や模型実験による検討を基にしたものであり、駆動点インピーダンスの傾向を得るためには実用性に優れている。

高次振動特性までも考慮した小梁付床に関する国内での研究には、有限要素法の適用を試みた藤原ら⁽⁵³⁾や橋本⁽⁵⁴⁾の報告がある。有限要素法による解析は実際の床構造を忠実にモデル化しやすく、理論も明快であるが、実現しようとする振動数の上限値によっては波長との関係で多大な分割数となる。また、振動応答に関しても、単一の振動数ないしは板の固有振動数を求める時には比較的短時間で解析が可能であるが、床衝撃音や固体伝播音で対象とする 500Hz 程度までの振動数範囲に拡大した場合、全振動数に互る応答を求める時には多くの解析時間を必要とする。

解析的に有限要素法と対峙する手法である実験的モーダル解析を床の振動解析に応用した例では、折笠ら^{(51)~(52)}や福島ら^{(52)~(54)}の研究があり、これも床の振動特性を表現する有力な手段である。これらの研究はどちらも重量床衝撃源による床衝撃音特有の低音域である 1/1オクターブバンド中心周波数の 63Hzバンドに着目して周波数応答関数を扱っており、高次の応答関数はモード密度を考慮した形で実験的モーダル解析を用いている。

本研究は床振動や固体伝播音の検討を行う場合に必要となる周波数応答関数を、500Hz 程度までの高振動数領域までも精度よく効率的に求めることを目的として、振動の周波数応答関数である駆動点モビリティ並びに伝達モビリティを評価指標としてとりあげ、1/3オクターブバンド分析とスペクトル分析の2種類を用いて表現し、その予測手法について論ずるものである。従来、固体音分野では、振動のしにくさを表現する指標としてインピーダンスという概念⁽³⁰⁾が多く用いられているが、ここでは振動のしやすさを表わすモビリティを用いて

いる。振動に関する周波数応答関数にはいくつかあり、そのどれをとっても動的な特性は表現できるが、モビリティを採用した理由は先にも述べたように周波数応答関数上でピークが振動しやすさを示しており、直観的にも判定しやすく、本論文で用いているモード合成法を適用する場合に計算上の誤差の累積も少ないというメリットも考えてのことである。解析には高次振動解析に有用なモーダルアナリシスを導入し⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾、解析に必要な各種パラメータのうち、モーダルダンピングについては事前に実験的モーダル解析を利用した値より設定し、その他のパラメータは固有値解析の結果より求めた。

本研究の主題であるモビリティの求め方の概略の流れを図1-3-1に示す。このフローは周波数応答関数であるモビリティを予測し、振動シミュレーションや制御に応用するまでを示している。モビリティはあくまでも理論的な面から解析してパラメータを抽出し、実験によらない限り求められないモーダルダンピングについては、その寄与度がさほど敏感ではないことや周波数特性も平坦に近いことを考えて一律に設定し、周波数応答関数はモード合成より求めた。

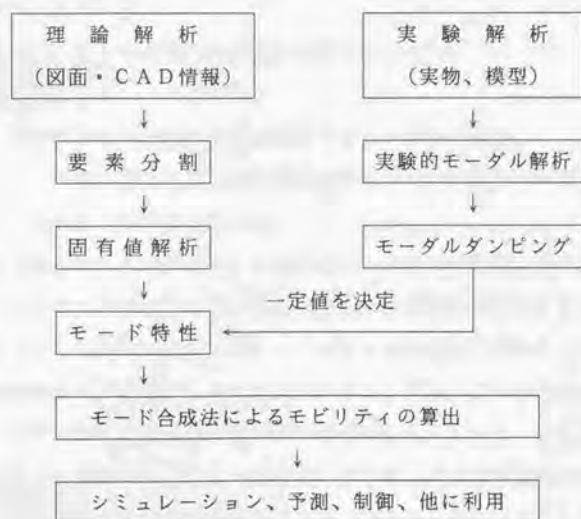


図1-3-1 モビリティ計算システム

解析の上限周波数は 500Hzまで一括して予測可能であることを示しているが、その検証は高次振動数では比較しにくいと 200Hz程度までにとどめ、それ以上はモード数も多いこともあって大きなピーク、ディップも生じにくく、値も平均的には無限大版を仮定した場合のモビリティと等しくなることから、この範囲のモード評価はエネルギーベース的な取扱いをすることとする。

この解析法を十分活用し予測精度を向上させるために、各種のパラメータの抽出を行うことを目的として、まず初めに周辺が単純支持と考えられるコンクリート板を利用して、

①最適な固有値解析法の比較検討

②高次振動数までも精度よく表現するための板の最適な分割数ないしは分割の大きさの決定

③コンクリートの物性としては動ヤング率と動ポアソン比の適用方法

④実測値との比較により設定した打撃点と受振点の間隔補正の考え方

⑤実験的モーダル解析によって得られたモード姿態と固有値解析より得られるモード図の比較方法

などを検討し、さらに各種の床構造に適用するために、

⑥モーダルダンピングの測定例

⑦材料並びに床構造の剛性が直交異方性をもつ場合の評価

⑧各種の床構造に適用した場合の板周辺の境界条件の仮定と確認方法等について実験並びに検討を行った。

これより得られた各種のパラメータを用い、一般の鉄筋コンクリート構造床から大スパンのフラットスラブ、面外の剛性に直交異方性を有すると考えられるデッキプレートやキーストンプレートなどの波形鋼板を用いたスラブ（以下では波形鋼板スラブと呼ぶ）、中空スラブ等の7種類9床の床構造に適用し、得られたモビリティと実測値との比較検討結果を行っている。さらに求められたモビリティの応用についても、床振動応答予測、床衝撃音用重量衝撃源加振時の床振動予測、建築設備に対する固体音予測など、幅広い応用分野について論じた。

本研究において提案するモビリティを用いて床の周波数応答関数を予測する

方法は、基本的には前述したようにいくつかのパラメータ設定はあるものの、固有値解析より固有モードと固有ベクトルを求め、その各モードの単純合成より床の周波数応答関数を求めるという簡単な方法であり、それにもかかわらず複素数で精度よく求められる。この床構造のモビリティが明確になった場合、その床に加わる力を明らかにすれば、床の応答が予測でき、評価・検討が可能となる。すなわち、一般的に加振力特性が明らかとなっている人間歩行⁽⁵⁷⁾や重量床衝撃源^{(58) (59)}、麦倉ら^{(60) (61)}が研究報告した設備機器のように、加振力特性が明確に設定できる場合には床の振動応答の絶対値も予測できる。この考え方を進めていけば、建物全体に互っての周波数応答関数とそれに加わる力を明確にすることが可能であれば、建物内のあらゆる点での振動応答が予測できることとなる。さらに室内音場に対する空間的な検討を本研究で示した固有値解析から求めたモード合成法を応用したり、各部材の音響放射特性に関する検討などを加えれば、精度のよい振動並びに音圧の予測が可能となり、この種の研究開発や問題解決に大いに役立つものと考えている。

1. 4 研究の概要

この研究は居住環境や生産環境を構成する部位である床を構造や構法的側面から各種取りあげ、指標としては周波数応答関数を用い、表現としては振動解析の分野でよく用いられているモビリティで代表させて、体感振動数領域の数Hz程度から、可聴音領域の500Hz程度までの比較的広い周波数範囲に互っての応答関数として求め、前述の予測手法に役立てようとするものである。

本文はフローチャートを図1-4-1に示すように二編8章の構成となっており、第一編は板の振動に関する基礎的理論と本論文への適用方法について述べ、第二編では各種の床構造について振動特性の解析を具体的に展開した結果を述べるとともにそれらを基本とした床振動の予測設計手法を提案するものである。

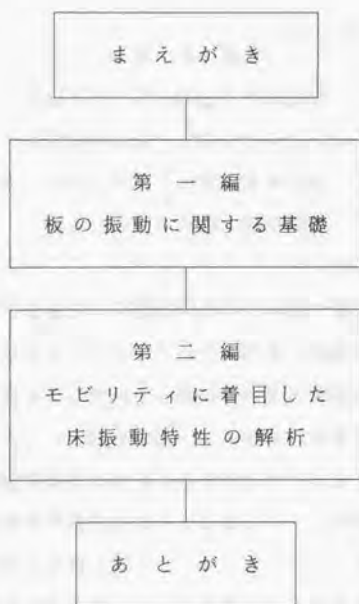


図1-4-1 本論文の構成

第一編「板の振動に関する基礎」では、図1-4-2に示すような構成となっており、モビリティの基礎的事項、計算方法や計算に必要な各種のパラメータの求め方などを記述した。以下に各章の概要を示す。

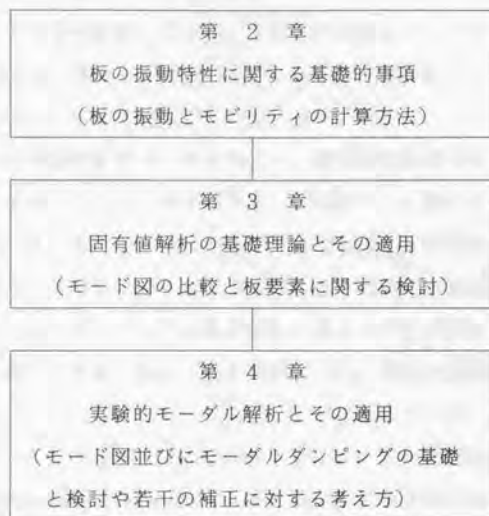


図1-4-2 第一編の構成

第2章「板の振動特性に関する基礎的事項」では、まず最初に床板等で検討されている振動解析法を紹介する。つづけて振動や固体音の伝播や応答特性を示す指標について概説する。それらの指標の中でも今回の目的を考慮するとモビリティが最適であることを明らかにし、それらが多質点系の周波数応答関数すなわちモード合成法で表現されることを示した。本章ではこの解析を実際に適用する場合の各種条件や新たに導入した概念などについての検討結果を報告する。モード合成計算に必要なパラメータは、モーダルマス、モーダルスティフネス、モーダルダンピングであり、この章では床板を有限な要素に分割して作られたマトリックスの固有値解析法を適用することで、モーダルマスとモーダルスティフネスを求め、ダンピングについては実験的モーダル解析法などを利用して事前に測定し平均的な値を設定する方法を示した。

さらに予測値と実測値との比較をする上で必要なモビリティの測定方法や表示方法について述べる。

第3章「固有値解析の基礎理論とその適用」では、この研究で基本的に利用しているモビリティ計算に必要なモーダルマスやモーダルスティフネス、並びに固有ベクトルなどの各種のパラメータを求める方法として固有値解析法を用いることを提案し、周辺が単純支持と考えられるコンクリート板を用いて検討した値の妥当性についての結果を示した。

まず第一に固有値解析そのものを説明し、各種の解析方法を比較検討した結果ギブンス法を採用することが最適であると判断し、これによって求めたモード図を示した。解析は計算の効率を考え、対象範囲の1/4平面に対して適用し、各境界での対称・逆対称条件により全平面を解析する方法を基本的には採用している。低次の振動解析にはこの固有値解析はよく利用されているが、解析条件さえ十分に検討して用いれば、高次振動までこの手法が拡張利用できることも同様に示した。

つぎに検討した点は要素の一辺の大きさであり、これは面要素をアイソパラメトリック四角形要素で表現するならば、設定した上限周波数の曲げ波の波長の1/3から1/4程度であればよい近似が得られることを示した。

分割の形状に対しては、同一の形状を繰り返すよりも、計算対象点は細かく他は粗くといったように若干なりとも変化させたほうが高次振動までの一致度がよいことを説明した。

第4章「実験的モーダル解析とその適用」では、まず振動解析でよく用いられる有限要素法に対峙する手法としての実験的モーダル解析法の手法を紹介した。解析的に予測されたモビリティと実測値との比較確認のためには実験的モーダル解析の利用方法が最適であり、そのモード図との相互比較で評価・検討できることを示している。すなわちここで示されたモード図と、固有値解析結果より得られる固有ベクトルを表示したモード図とを比較・検討することで、その一致度を評価して解析に用いた各種のパラメータや設定条件の妥当性が評価できる。ただし、固有モード姿態の予測と実測の比較は周波数が高くなると複雑さを増すため、本論文では200Hz程度の範囲で検証しており、それ以上の

周波数に対しては前述したエネルギーベースでの検討とした。

モーダルダンピングについては、いくつかの測定方法を紹介し、それによって我々が求めたコンクリート単体の損失係数測定結果を示す。実際に用いるモーダルダンピングとしては、測定の結果得られた材料内部で消失する振動エネルギー以外にも周辺の構造へ逃げていくエネルギーも多く、それらを考慮する必要がある事を説明した。実用上は実験的モーダル解析法より求め、周波数特性を一定としたモーダルダンピングの平均的な値である、鉄筋コンクリート造は3%、鉄骨造は2%程度の値を用いることで比較的よい結果が得られることを示した。この内、内部損失分は1%程度である。

さらに駆動点モビリティの予測に関しては簡単なモデルを用いて実測値と予測値を比較検討した結果より、実験条件に合わせた補正、すなわち打撃点と受振点を同一化できないためのその距離の補正を加えることで、少しでも精度良くモビリティ周波数応答関数が得られることも示した。

第二編「モビリティに着目した床振動の解析」では図1-4-3にフローチャートを示すように、床構造の振動応答をモビリティ周波数応答関数で表現する場合の各種のパラメータの設定方法と、その応用として7種類9床の実際の床構造における境界条件の設定方法と求められたモビリティの実測値との比較を行い、試案ではあるがモビリティ予測方法を提案している。さらに床の振動応答や床衝撃音、建築設備による応答などに対する応用例についても論じた。

第5章「振動解析に必要なパラメータの検討」では、本研究で独自に検討し、より予測精度を上昇させるために考察した各種のパラメータについて説明する。検討項目の第一は本研究で仮定している各種の境界条件についての検討結果であり、一般的な壁は単純支持、柱は固定、その他は拘束を受けずに自由に動くとし、解析範囲内に単純支持や固定の格子点を得られない場合には、範囲を拡大して解析する方法も示した。ただし、厚さが300mm以上ある壁は固定と見なしうることも確認している。

第二に、計算の基本定数であるコンクリートのヤング率は、ここで扱う振動応答時の変形が微小であることから、初期ヤング率の適用も考えられるが、ここではこれよりも動的な解析のパラメータである動ヤング率を用いることが適

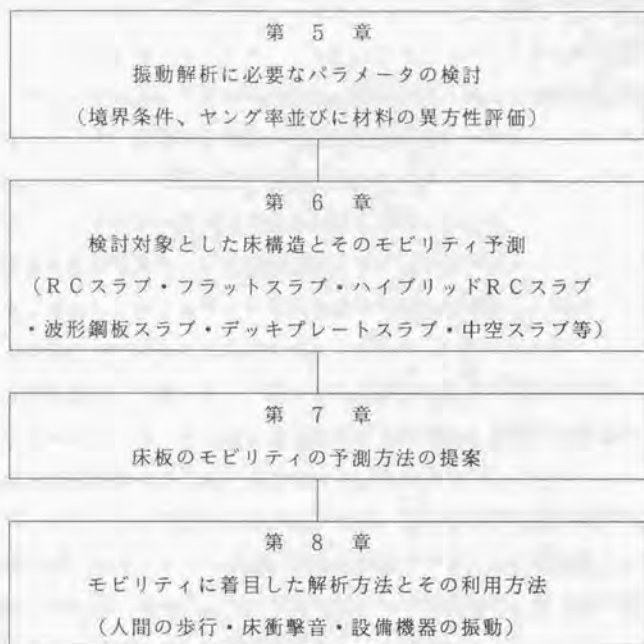


図 1-4-3 第二編の構成

当であることを示した。また、コンクリートのポアソン比についても動ポアソン比の採用を提案した。

第三にデッキプレートや中空スラブのように直交する水平二軸の面外剛性が異なる異方性をもつ床では、材料の剛性のみを異方性材料として考慮し、物性値や境界条件といった他の条件は同一とした解析手法を示しており、これらについてもこの手法により充分精度よく予測できることを示している。

第6章「検討対象とした床構造とそのモビリティ」では、前章までの各種のパラメータを用いて7種類9床のモビリティ予測を行った結果を示す。

最初是一般の鉄筋コンクリート構造床に適用し、予測と実測の比較により境界条件などの設定の妥当性を確認し、さらに厚さ 300mm以上ある壁といった特殊な境界条件を持つ床での比較・検討によりこのような壁の場合には固定と考

えて良いことが判明し、境界条件の一つに加えることを提案した。

つづいてモーダルダンピングが3%程度と考えられる一般的なRC構造に比較して、大スパン床やフラットスラブといったダンピングの少ない床に対してモーダルダンピングとして2%を適用し、それぞれ予測と実測値とを比較し、よい一致であることを示す。結果の表現も比較的細かい表現であるスペクトル表示を基本としたが、500Hz間で表現するとスペクトルが密になり見にくいいため実用的な1/3オクターブバンド値の表現も採用している。

さらに異方性構造床について波形鋼板スラブ、デッキプレートスラブ、中空スラブなどを取り上げ、材料の異方性評価の可能性を検討し、予測と実測値との比較の結果、その妥当性を確認した。

最後に床構造を立体的に考えて解析する手法を特殊な中空スラブについて適用し、三次元モデルとして予測と実測の比較を行った。これより立体的な構造物への適用の可能性や方向性が示されたといえる。

第7章「モビリティ予測方法の提案」では、第5章や第6章で検討した各種の床構造に対するモビリティ予測のための手法やパラメータを整理し、若干の検討を加えて利用しやすいようにフローチャートで示した。この章が本研究の全てを集約して表現しているものである。

第8章「モビリティに着目した解析方法とその利用方法」では前章までに検討したモビリティを応用して得られる実務的な結果を示す。検討対象としては人間歩行による床振動応答、重量衝撃源による床衝撃時の床の振動応答、建築設備による固体音予測である。ここで用いた加振力は、それぞれ過去の研究によって示されたものを利用したり、本研究で新しく提案する加振力を用いている。予測結果と実測値とは比較的よい精度で一致していることを示した。

第9章「あとがき」では、各章の成果を要約し、本研究の結果明らかにした事項を述べると共に、筆者の願いも込めた将来の展望について述べる。

第一編

板の振動に関する基礎

2章 板の振動に関する基礎的事項

2. 1 振動特性に関する基礎的事項⁽¹⁰⁴⁾

線形でかつ安定な物理系の入出力に関する伝達特性は、時間領域はインパルス応答関数、周波数領域では周波数応答関数によって表現され、両者の関数はフーリエ変換と逆フーリエ変換によって対応づけられる。

インパルス応答関数は時間の実数関数として表現され、パルスの時間的影響を示す重み関数とみなすことができる。周波数応答関数は複素数関数であり、定常態での振幅倍率と位相差により表現される。その表現にはボード線図、コクアド線図、ナイキスト線図、ニコルス線図などがある。これらはそれぞれ特徴を有しており、その使い方は使用目的によって異なる。最近ではモーダル解析などの発展により、定量的評価にはボード線図、定性的評価にはナイキスト線図が多く用いられるようになってきている。

加えられた力に対する振動応答の比（複素数）によって表現される周波数応答関数には、その物理的単位から式(2-1-1)～(2-1-6)に示すように各種定義されている。このうちモビリティ、コンプライアンス、アクセランスは力で基準化しているため振動のしやすさや動的な柔らかさを表現しており、機械インピーダンス、ダイナミックスティフネス、ダイナミックマスについてはその逆で振動のしにくさや動的なこわさを表示している。

$$\text{モビリティ} \quad ; H = V/F \quad (2-1-1)$$

$$\text{機械インピーダンス} \quad ; Z = F/V \quad (2-1-2)$$

$$\text{コンプライアンス} \quad ; G = X/F \quad (2-1-3)$$

$$\text{ダイナミックスティフネス} \quad ; S = F/X \quad (2-1-4)$$

$$\text{アクセランス} \quad ; L = A/F \quad (2-1-5)$$

$$\text{ダイナミックマス} \quad ; M = F/A \quad (2-1-6)$$

ここで、F：加振力、X：変位、V：速度、A：加速度で、各々複素量。

式(2-1-1)と式(2-1-2)、式(2-1-3)と式(2-1-4)、式(2-1-5)と式(2-1-6)の対比で分かるように、これらの関数は逆数関係になっている。これらは物理的には加振力とその応答を計測して求めるものであり、その処理仮定や利用のしやすさを考慮して各種表現されたものであり、それぞれの関数には互換性がある。

る。しかしその中でこのように多数の表現があるのは、振動応答量として振動変位、速度、加速度の何に注目するのかということと、振動のしやすさや、しにくさをどちらで評価するかで分類されているためである。床衝撃音の解析を例にとって示すと、その音響的遮断性能を評価するにはインピーダンスによる評価が使いやすく、振動姿態を見たり床衝撃音レベルや音響放射を考える上ではモビリティが有用であるといえよう。本研究ではその目的が後者の振動姿態や音響放射への利用を目指しているため、周波数応答関数としてモビリティをとり上げた。さらにモビリティの表現方法としてはモーダル解析に最適なボード線図による表現を採用した。

モビリティは式(2-1-1)に示すように、単振動をする機械系(力学系・音響系)の同一速度・同一位相で振動する一つの面または点に加わる振動方向の力に対するその面または点の速度との比(複素数)である。

どのような複雑な機械系であってもそれが線形型であれば、それらはすべて機械抵抗(r)、バネ(k)、質量(m)の三つの要素の組合せで表現できるといえる。ここではこの三要素が単独に存在した場合ないしは単純な組合せについて簡単な説明をする。

図2-1-1 に記号で示すように単一部材のモビリティ H は

$$\text{機械抵抗は、} \quad H_r = 1/r \quad (2-1-7)$$

$$\text{バネは、} \quad H_k = j\omega/k \quad (2-1-8)$$

$$\text{質量は、} \quad H_m = 1/j\omega m \quad (2-1-9)$$

で表わされる。ここで、 $j = \sqrt{-1}$ 、 $\omega = 2\pi f$ 、 f は周波数である。



図2-1-1 各要素の表現

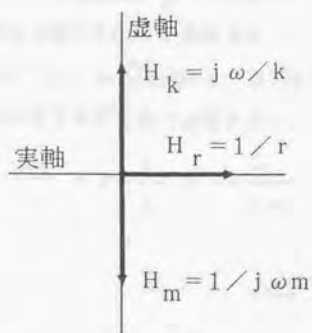


図2-1-2 三要素のモビリティベクトル

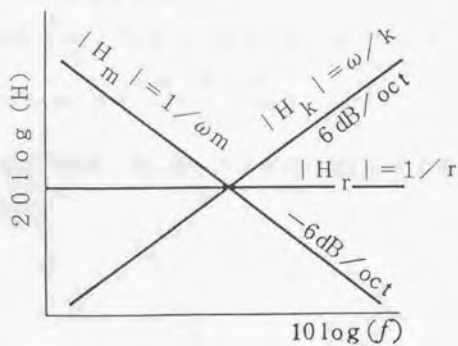


図2-1-3 モビリティの対数軸表示

式(2-1-7)~(2-1-9) の関係を図示すると図2-2-2~3 となり、

$|H_m|$ は -6 dB/oct 、 $|H_k|$ は 6 dB/oct の周波数特性をもつこと
もわかる。

複合系のモビリティとして三要素が並列に結合している場合(図2-2-4)と
直列に結合している場合(図2-2-6)の例を示す。

図2-2-4 におけるモビリティは、周波数 ω の調和加振力($F = F_0 \cdot e^{-j\omega t}$)
に対する定常応答速度の比であり次式で表現される。

$$H = \frac{1}{r} + j \frac{\omega}{k} + \frac{1}{j \omega m} \quad (2-1-10)$$

$$= |H| e^{-j\phi}$$

$$|H| = \{ (1/r)^2 + (\omega/k - 1/\omega m)^2 \}^{-1/2} \quad (2-1-11)$$

$$\phi = A \tan \left(\frac{\omega/k - 1/\omega m}{1/r} \right) \quad (2-1-12)$$

で表わされ、並列共振系(単に共振)とよばれ、図2-2-5 に周波数特性の傾向
をボード線図に示す。

図2-2-6 のモビリティは、

$$H = \frac{1}{r + j(\omega m - k/\omega)} \quad (2-1-13)$$

$$= |H| e^{-j\phi}$$

$$|H| = \{ r^2 + (\omega m - k/\omega)^2 \}^{-1/2} \quad (2-1-14)$$

$$\phi = A \tan \left(\frac{\omega m - k/\omega}{r} \right) \quad (2-1-15)$$

と表わされ、直列共振系(反共振)とよばれ、図2-2-7 に周波数特性の傾向を
ボード線図に示す。

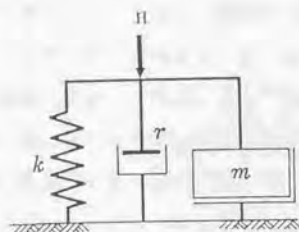


図 2-1-4 三要素が並列の系

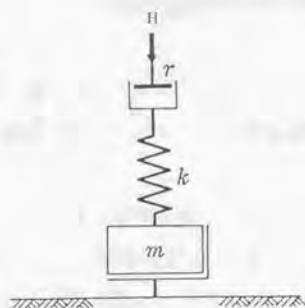


図 2-1-6 三要素が直列の系

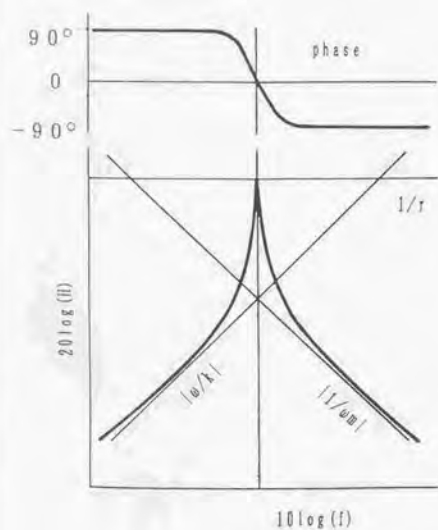


図 2-1-5 モビリティと位相

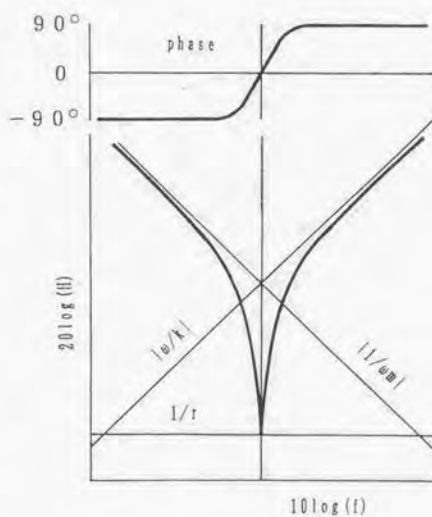


図 2-1-7 モビリティと位相

以上をまとめると次のことがいえる。

- ① モビリティの曲線の傾きが $+6\text{ dB/oct}$ を示す周波数範囲ではバネ要素の制御領域となっている。
- ② 逆に -6 dB/oct の範囲では質量要素の制御領域である。
- ③ モビリティの大きさ $|H|$ は共振角振動数で極大となり、その時を並列共振（共振）と呼び、速度も極大となる。
- ④ 逆に極小となる点では直列共振（反共振）であり速度も極小となる。
- ⑤ 共振周波数（直列・並列共）を通過すると力と速度の位相は逆転する。
- ⑥ 共振時のピークの高さは機械抵抗成分により決定され、その値が小さければ高く鋭く、また逆に大きければ低く丸くなる。

2. 2 モビリティの計算方法

本研究で示した周波数応答関数であるモビリティの計算方法は、前項において論じた理論解析の中で分類した振動系の特性値解析と応答解析の両者の合体によって求められるものである。すなわち、固有値解析⁽⁷²⁻⁷⁴⁾によって求められた固有ベクトルより得られるモード行列に、質量並びに剛性のマトリックスを掛け直交化して得られる規準化された質量 (generalized mass) と規準化された剛性 (generalized stiffness) に加え、実験的モーダル解析によって事前に設定したモーダルダンピングを用い、モード合成法によって周波数応答関数であるモビリティを求めるものである。これは基準振動系の直交性を利用し、周波数応答関数を基準座標系に関する1自由度の解に帰着させ、それらの総和によって表現しようとするものであり、振動系の表現が離散系・連続系を問わず正規化された振動系が既知となれば解が求められる。

計算上の表現としては以下のようなになる⁽⁷⁵⁾。

固有値解析によって系の自由度と同じN個の固有値と固有ベクトルが得られ、これにより設定した周波数範囲内のn個の固有値を選び出し、小さい順に並べたn行、n列のモード行列 $[\phi]$ を形成する。

$$[\phi] = [\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_{n-1}, \phi_n] \quad (2-2-1)$$

固有モードは直交性をもっている。このためr次の固有モードに関して

$$\omega_r^2 [M] \{\phi_r\} = [K] \{\phi_r\} \quad (2-2-2)$$

$$\omega_r^2 \{\phi_r\}^T [M] \{\phi_r\} = \{\phi_r\}^T [K] \{\phi_r\} \quad (2-2-3)$$

$$\{\phi_r\}^T [M] \{\phi_r\} = m_r \quad (2-2-4)$$

$$\{\phi_r\}^T [K] \{\phi_r\} = k_r \quad (2-2-5)$$

式(2-2-4)、(2-2-5)より

$$[\phi]^T [M] [\phi] = [m] \quad (2-2-6)$$

$$[\phi]^T [K] [\phi] = [k] \quad (2-2-7)$$

である。 m_r 、 k_r はそれぞれr次の規準化された質量と規準化された剛性であり、これらをそれぞれモーダルマス、モーダルスティフネスとして利用する。これら相互には次に示す関係がある。

$$\omega_r^2 m_r = k_r \quad (2-2-8)$$

以上のようにモーダルマスとモーダルスティフネスに分割できれば、各モードの直交性を利用して、駆動点モビリティ並びに伝達モビリティは以下のように一質点系のモード合成として計算される。

$$\text{駆動点モビリティ } H_p(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{j \phi_{rr}^2 \beta_r \omega / k_r}{1 - \beta_r^2 + 2j \zeta_r \beta_r} \quad (2-2-9)$$

$$\text{伝達モビリティ } H_T(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{j \phi_{ij} \beta_r \omega / k_r}{1 - \beta_r^2 + 2j \zeta_r \beta_r} \quad (2-2-10)$$

ここで $\beta_r = \omega / \omega_r$; r 次の固有角振動数,

$\zeta_r = C_r / C_c$; r 次の減衰比 (damping ratio) ,

C_r ; r 次の粘性減衰定数 (coefficient of viscous damping) ,

C_c ; 臨界減衰係数 (coefficient of critical damping) ,

k_r ; r 次のモード剛性, ϕ_{rr} ; 加振点における r 次の固有ベクトル,

$\phi_{ij} = (\phi_{ri} \cdot \phi_{rj})$, ϕ_{ri} , ϕ_{rj} ; r 次の固有モード $\{\phi_r\}$ のうち加振点 i と振動応答点 j での固有ベクトルである。

以上の計算式より分かるようにモビリティ計算は複素数で得られる。本文ではこの絶対値を用いてモビリティ表現をしている。

ここに示した駆動点モビリティとは、打撃点と応答点が一致した点でのモビリティを言い、伝達モビリティとは打撃点とは異なった点における応答点間でのモビリティを言う。

2. 3 測定方法 (6)

モビリティの測定には加振方法の違いによって定常加振法と衝撃加振法の2種類があり、処理部分ではアナログ主体とデジタル主体の2種がある。加振部分は定常加振法を利用し、処理部はデジタルを用いる測定方法もあるが、ここでは一応両者を分離して簡単に説明する。どの様な測定方法によっても橘ら (5) の報告にあるように、得られる値は同じである。

(1) 定常加振法 (アナログ主体の処理)

測定ブロック図を図2-3-1に示す。動作原理はスイープオシレータから発信された正弦波によりシェーカを振動させ、測定対象に対し定常的に加振し、その力と加速度を増幅器 (チャージアンプ) へ入力し、オシレータの正弦波に同期した狭帯域のバンドパスフィルタ (トラッキングフィルタ) を通して演算処理される。モビリティを得る場合は、加速度を時間積分して速度に変換し、力との比を計算して求める。スイープオシレータにより周波数を必要な範囲で掃引すると各周波数におけるモビリティが求められる。

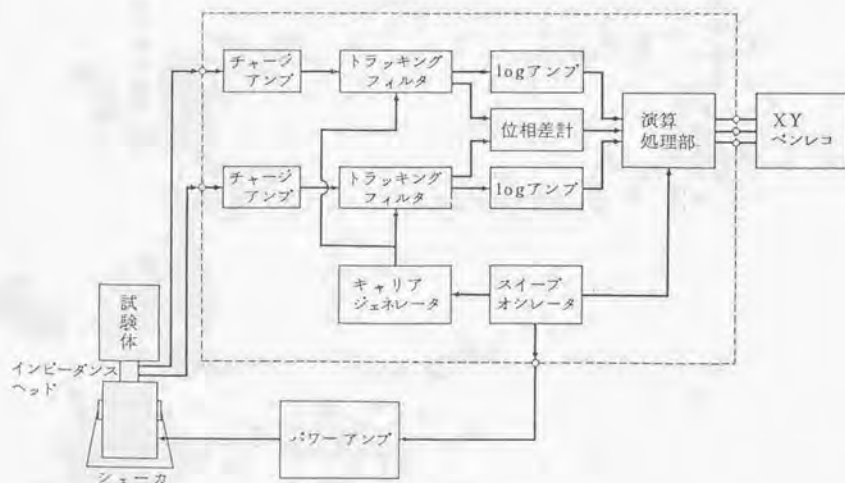


図2-3-1 アナログ型の測定ブロック

(2) 衝撃加振法（デジタル主体の処理）

最近のデジタル技術の発展とFFTの利用により、一般的な例として図2-3-2に示すようなブロック図で測定可能である⁽⁶⁶⁾。この方法はインパルスハンマと呼ばれる力変換子組込みのハンマを用いて試験体を打撃し、加振力と応答速度をそれぞれFFTによりフーリエスペクトル変換後、その比よりモビリティを求めるものであり、図2-3-3に出力波形の例を示す。

デジタル主体の処理システムでは応答のS/N比を改善するために、時間軸や周波数軸上での同期加算などが可能であり、解析後のデータ処理を簡素化でき、精度のよい測定結果が得られるという意味からも便利な手法といえる。しかし、橋ら⁽¹⁵⁾が指摘するように、この場合の測定方法や表示方法は完全には確立されていない面があり、定常入力に対する応答と比較すると若干厳密性に欠ける面もある。これを補うための指標として、コヒーレンス関数⁽⁶⁷⁾による評価・検定が効果的といえよう。

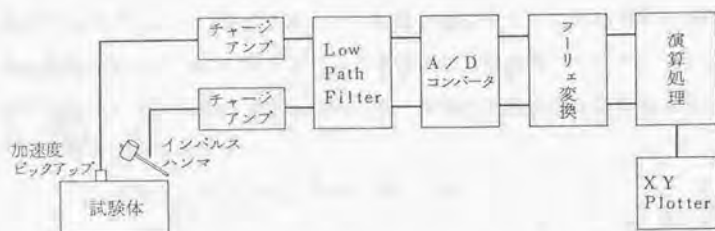


図2-3-2 デジタル型の測定ブロック

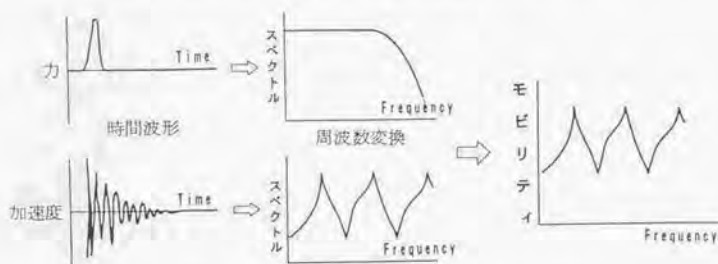


図2-3-3 デジタル型の各段階での出力波形

2. 4 表示方法

モビリティの表現方法として規格化されたものはないが、定常加振（アナログ）型や衝撃加振（デジタル）型のどちらで求めても、値は複素数で得られる。一般的な表現としては横軸は周波数、縦軸にモビリティの絶対値や位相角度をもって示される場合が多い。周波数やモビリティの絶対値は検討範囲が広いことから、対数圧縮して示したほうが理解しやすい。

周波数軸に対する分解能としては⁽⁶⁸⁾、フーリエスペクトル分析で用いられる定バンド幅の分析と、オクターブバンド分析で表わされる定比バンド幅分析があり、対数圧縮して横軸を表現する場合には後者がよく用いられる。

モビリティの評価では共振特性やその時の周波数・損失係数などを細かく検討する場合が多いが、工学的に広い周波数範囲でモビリティを利用する場合には、周波数をあまり細かく分割してしまうと利用しにくい面もあり、我々がよく用いている分割である定比バンド幅をもつ 1/3オクターブバンド表示を用いる方が有利である。

本文ではモビリティの表示方法として周波数軸を細かくしたスペクトル分析表示と比較的粗い 1/3オクターブバンド表示の両者で表現している。また、モビリティそのものは複素数で得られるため、縦軸の表現はその絶対値より換算したレベル表現としており、

$$L(\text{dB}) = 10 * \text{Log} (M^2 / M_0^2)$$

$$\text{ここで } M_0 = 1 (\text{m/s}) / N$$

すなわち $1 (\text{m/s}) / N$ を 0 dB と基準化して示している。

2. 5 2章のまとめ

この章では板の振動特性に関する基礎的事項を概説し、本研究の基本的な論旨を展開していく上で最適な指標として、周波数応答関数の中からモビリティを選択し、その特徴や計算方法、測定方法について説明した。

計算方法は板を有限の要素に分割して表現し、その固有値解析より求められるモーダルマスやモーダルスティフネス、固有ベクトルを利用し、モーダルダンピングは実験的モーダル解析などを利用して事前に設定し、次式に示すモード合成法を用いることよりモビリティを求める方法を採用した。

$$\text{駆動点モビリティ } H_p(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{j \phi_{rr}^3 \beta_r \omega / k_r}{1 - \beta_r^2 + 2j \zeta_r \beta_r} \quad (2-5-1)$$

$$\text{伝達モビリティ } H_T(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{j \phi_{ij} \beta_r \omega / k_r}{1 - \beta_r^2 + 2j \zeta_r \beta_r} \quad (2-5-2)$$

ここで用いている記号の説明は2. 2章を参照のこと。

モビリティの測定方法については定常加振法と衝撃加振法の両者があることを説明し、後者のほうが簡便な計測方法であるため、本研究ではこの手法によりモビリティを求めることを表明した。

モビリティの表示方法には特別な規定はないため、スペクトルと 1/3オクターブバンドの二種類について説明し、本論文でも両者の表示方法を利用している。

3章 固有値解析の基礎理論とその適用

3.1 固有値解析と固有モード図

前章(2章)に論じたごとく、モビリティ予測計算に必要なパラメータは本論文では固有値解析によって求められる。ここではこの固有値解析について概説する。

対象とする床構造を多自由度の振動系と考える事ができ、このような場合の振動方程式の表現ではよくマトリックス法が用いられる。

いま床構造の質量マトリックスを M 、減衰マトリックスを C 、剛性マトリックスを K 、変位ベクトルを x とすると自由振動の方程式はよく知られるように

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + K x = 0 \quad (3-1-1)$$

となり、減衰がないと仮定したときの固有振動数 ω 、そのときの振動変位振幅を X とすると $x = X \exp \{j \omega t\}$

の解が得られ、次式が成り立つ。

$$(-\omega^2 M + K) X = 0 \quad (3-1-2)$$

これにより

$$K X = \omega^2 M X \quad (3-1-3)$$

ここで質量マトリックスが集中定数系で示される場合、通常このマトリックスは対角マトリックスとなることから(3-1-3)式は下式に示すようになり、

$$M^{-1} K X = \omega^2 X \quad (3-1-4)$$

これは行列 $M^{-1} K$ の固有値問題に帰着される。

一方、分布定数系とすると質量マトリックスは非対角マトリックスとなるため必ずしも $M^{-1} K$ が対称行列になるとは限らず、この場合には(3-1-3)式より求めた方が解析しやすい。今回の床構造解析に関しては床板を有限要素に分割した集中定数系で検討しているため、(3-1-4)式より得られる固有値問題の検討となっている。

式(3-1-1)からの導出過程では減衰の無い場合を仮定しているが、減衰項は後の章でモーダルダンピングにより評価することとする。

行列の固有値計算は正方行列 A が与えられたとき、零でない列ベクトル u を用いて

$$A u = \lambda u \quad (3-1-5)$$

を満足するスカラー量 λ が求められ、それぞれ λ を固有値、 u を固有ベクトルと呼ぶ。

実行列の固有値解析方法には各種の方法が考えられており、これらを大別すると3種類に分類できよう。(76)

第1の方法は、フレイム法に代表される直接法であり、逐次近似により直接多項式の根を求め、固有値を決定する方法である。

この方法は、行列 A のトレース (A) を用いて固有多項式に展開しその根から固有値を決定するもので、次元の小さいマトリックスの固有値計算には精度よく、全ての固有値や固有ベクトルが同一精度で求めることができるが、演算時間が長く、次元が大きくなると誤差が生じやすい欠点がある。

第2の方法はヤコビ法やギブンス法に代表される相似変換法であり、マトリックスを対角化してからすべての固有値、固有ベクトルを求める方法であり、マトリックスの次元が大きい場合にはマトリックスを多重対角化し、その後に主軸を求めると演算時間の大幅な短縮化がはかられる。

ヤコビ法は行列 A を直交変換によって対角化し、その主軸を求めることで全ての固有値、固有ベクトルを決定するもので、重根が存在しても解析可能であり同一精度で求められるが、解析対称マトリックスが実対称行列であるか又は複素エリミート行列に限られ、演算時間は長い。

ギブンス法は、行列 A を三重対角行列に変換し、ストラムの定理による二分法から固有値を求める方法で、ヤコビ法よりは演算時間も短く、次元の大きなマトリックスの固有値計算に適した手法であるが、演算過程が2段階に別れ複雑となる欠点を有する。

第3の方法はべき乗法に代表されるサブスペース法であり、この方法は逐次近似により低次の固有値、固有ベクトルを求め、その結果をもとに順次高次の値を決定していく手法で、マトリックスが非対称であっても実数の範囲内での解析が可能で、低次から順に必要な次数までの固有値、固有ベクトルが求めら

れるが、その反面、高次になると誤差が累積し、精度がわるくなる欠点をもっている。

本研究で用いる固有値解析方法は、上述の各手法に対する特徴をふまえ、ここで若干の検討を加えることによって選定することとする。しかし、固有値解析の手法そのものが本研究の研究対象ではないため、固有値解析法は筆者の手元にある計算機が有している各種ユーティリティソフトを利用して、フレームの代表としてインバースパワー法、相似変換法の代表としてハウスホルダー法とギブンス法、さらにべき乗法の代表としてサブスペース法の4種の解析方法を比較することとする。検討対象として取り上げたモデルは、周辺をブロックで支持し、周辺が単純支持と考えられる2.5 m×1.8 m（厚さ80mm）のコンクリート製矩形板である。

10次までの固有値解析した結果とCPUタイムを表3-1-1に示す。これによるとどの手法を用いても10次までの固有値は等しくCPUタイムが異なるのみである。より高次の固有振動数については今回は検討していないため、判定はつかなかった。以上の点を考え合わせると、計算過程の複雑さは無関係であり、計算時間が短く、精度については今回は判定が付かなかったが高次振動数まで良いとされている手法を採用すべきであると判断して相似変換法の中のギブンス法を用いることとした。

さらに固有値解析によって得られる結果は、固有値以外にも固有ベクトルも得られ、これを図示すると図3-1-1に例を示すような固有モード図が得られる。

これらの手法を床構造に適用すれば、固有振動数とその振動数における振動姿態がより明確な形で判断でき、後で述べる実験的モード解析との比較にも有用な武器となる。

表 3-1-1 固有値解析法の比較

次数	インバース	ギブンス	ハウスホルダ	サブスペース
1	6 1.217	6 1.217	6 1.217	6 1.217
2	1 2 2.717	1 2 2.717	1 2 2.717	1 2 2.717
3	1 8 1.815	1 8 1.815	1 8 1.815	1 8 1.815
4	2 2 5.225	2 2 5.225	2 2 5.225	2 2 5.225
5	2 3 7.656	2 3 7.656	2 3 7.656	2 3 7.656
6	3 3 1.738	3 3 1.738	3 3 1.738	3 3 1.738
7	3 6 6.774	3 6 6.774	3 6 6.774	3 6 6.774
8	3 7 9.096	3 7 9.096	3 7 9.096	3 7 9.096
9	4 2 7.722	4 2 7.722	4 2 7.722	4 2 7.722
10	4 6 3.084	4 6 3.084	4 6 3.084	4 6 3.084
CPU TIME sec	2 5.29	1 0.75	1 4.52	2 9.77

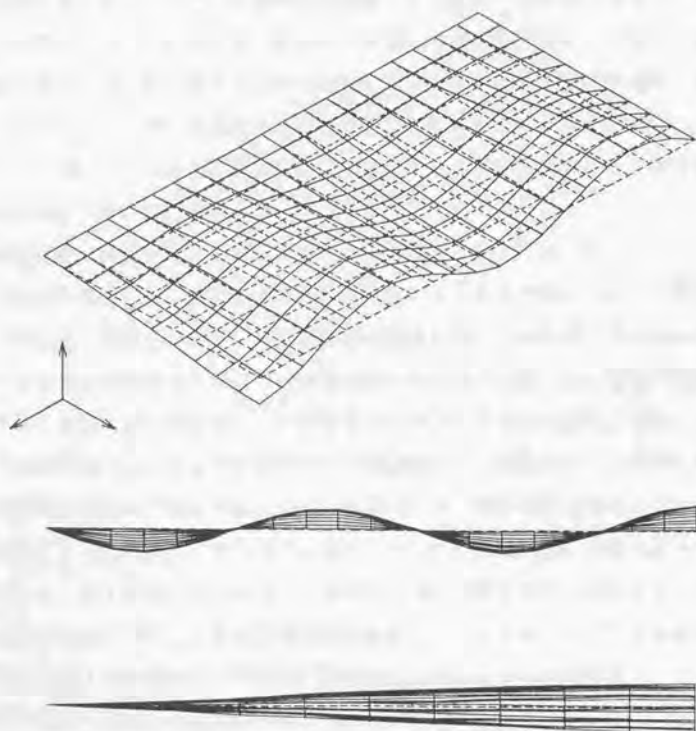


図 3-1-1 固有モード図の例

3. 2 固有値解析における板の分割要素の大きさ

固有値解析では床構造を有限の要素に分割し、その要素それぞれから成り立つマトリックスより求めるものであるため、まず問題となるのが板要素の分割の大きさであろう。

ここでは実務上どのような解析方法とどの程度の板の大きさが必要充分かを検討する。一般的に板要素の大きさは、最低限の条件としてその一辺が計算する上限周波数の波長の $1/4$ 以下にする必要があると考えられるが、どこまで緩和できるかを知るために周辺をブロックで支持し、周辺が単純支持と考えられる $2.5\text{ m} \times 1.8\text{ m}$ (厚さ 80 mm) のコンクリート製矩形板を用いて検討した。

ここで取り上げる上限周波数は一応 500 Hz とし、波長は Bending 波の伝播速度より求める。Bending 波の伝播速度は図 3-2-1 (文献 4 3 参照) のコンクリート板の例に示すように周波数と板厚により変化する。今回用いた供試体は厚さ 80 mm であり、 500 Hz の波長としては約 1.0 m となる。この板を有限要素に分割し、そのメッシュ割りを波長の $1/1, 1/2, 1/3, 1/4$ にあたる整数分割で行い、約 90、45、30、18 度角の 4 種類設定し、各々のケースで固有値解析し、固有振動数を比較して表 3-2-1 に示した。

固有値解析は前述のギブンス法を用い、平面要素に関してはアイソパラメトリック要素を採用した。表より明らかなように、メッシュが細くなると厳密解と一致してくる様子が分る。今回は一応上限周波数の $1/4$ 波長以下の 18 度角のケースを中心に検討したが、 $1/3$ 波長程度の 30 度角でも最大 10% 程度の誤差であり、工学的に見て解析に十分利用できる範囲内にあると考える。なお、ここでは板の要素分割の大きさが細かければ厳密解との一致度がよいと表現したが、実際には本論文で検討対象としている床が人間の居住空間を構成していることを考えると膜のように厚さのないものではなく、最低 100 mm 程度は厚さをもっている。板の分割の大きさを、この厚さ以上に要素を細かくするとその影響も無視できなくなり、三次元的な解析が必要となる。そのためここでは各要素を板状で扱える範囲内でできるだけ細分化して検討することとする。

固有値解析して得られた固有振動数は、要素に分割した数だけ固有モードが計算されるが、このモデルの場合は 500 Hz 以下を取り出すと、10 次モードまで

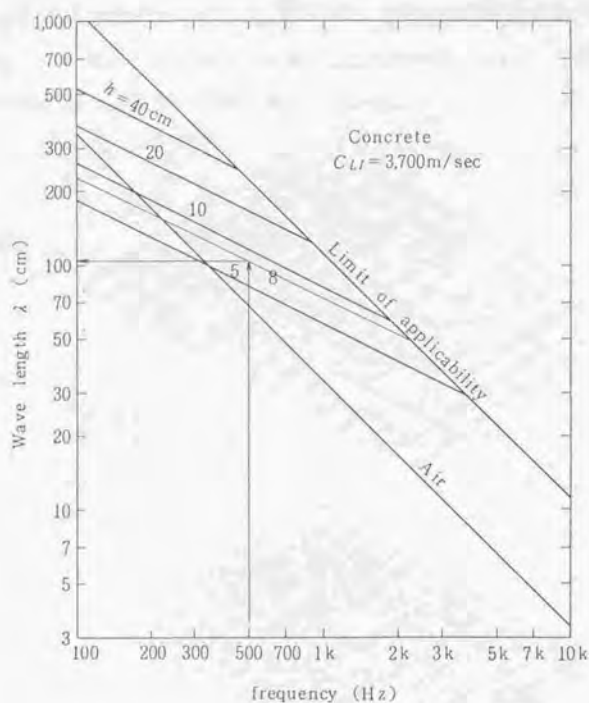


図3-2-1 Bending波の伝播速度

表3-2-1 厳密解との比較

単位: Hz

	厳密解(m, n)	(3×2) 83× 90cm角	(6×4) 41.7× 45cm角	(10×6) 25× 30cm角	(14×10) 17.9× 18cm角
1次	61.3(1, 1)	58.0	60.1	60.8	61.2
2次	124.2(2, 1)	115.0	118.5	121.1	122.7
3次	182.5(1, 2)	—	177.7	18.01	181.8
4次	228.9(3, 1)	—	216.9	221.8	225.2
5次	245.3(2, 2)	—	225.2	231.7	237.6
6次	350.0(3, 2)	—	308.3	319.4	331.7
7次	375.4(4, 1)	—	351.7	360.5	366.8
8次	384.5(1, 3)	—	358.0	373.3	379.1
9次	447.3(2, 3)	—	411.7	415.1	427.7
10次	496.6(4, 2)	—	436.1	443.3	463.1

となる。各共振時のモードシェイプのうち 500Hz以下の固有モードの内3例を
プロットして図3-2-2 に示す。なお、ここで用いたコンクリートのヤング率は、
後で詳細に述べる動ヤング率を導入している。

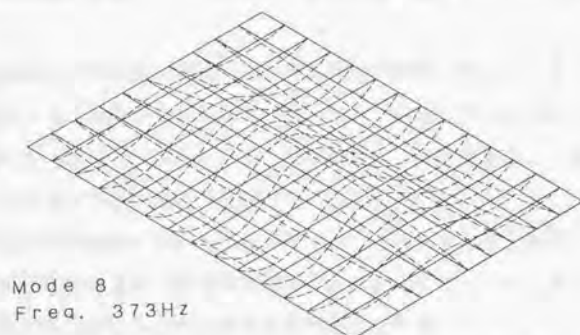
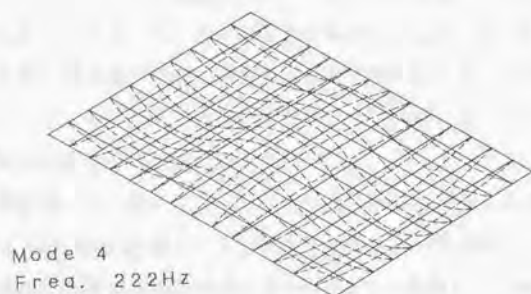
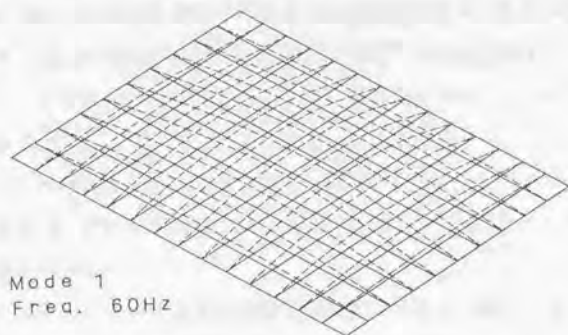


図3-2-2 固有値解析によるモード・シェイプの例

3. 3 分割の形状

有限要素に分割する場合、一般の床板は矩形が多いため一定の大きさに均等に分割する方法が最も簡便であり、よく用いられる手法でもある。しかし有限要素法の解析では、要素分割が均等であると高次のモードに対しては計算精度がわるくなり一般には共振振動数が実際より若干高くでる傾向がある⁽⁷⁷⁾といわれている。ここではその影響がどの程度表われるかを一つのモデルを用いて検討した結果を示す。

検討に用いたモデルは、前述のモデルとは異なり、図3-3-1に示すような、床衝撃音の実験用に作成した周辺に梁をもつ模型床で、2 m×2.7 m程度のプレキャスト板を利用した。

これに対し図3-3-2に示すように各辺を20cm角の均等に分割した場合と、さらに図3-3-3に示すような分割数は20cm角と等しいが要素の大きさは大きくても一辺が30cm以下で中央へいくほど細分化されるように不均等に分割した場合について、周辺の境界条件を単純支持と仮定して図3-3-1に示したR2点（中央点）でのモビリティを計算し、実測値と比較して図3-3-4・5に示す。ここに示した予測方法は次章以降に詳細に論じている。

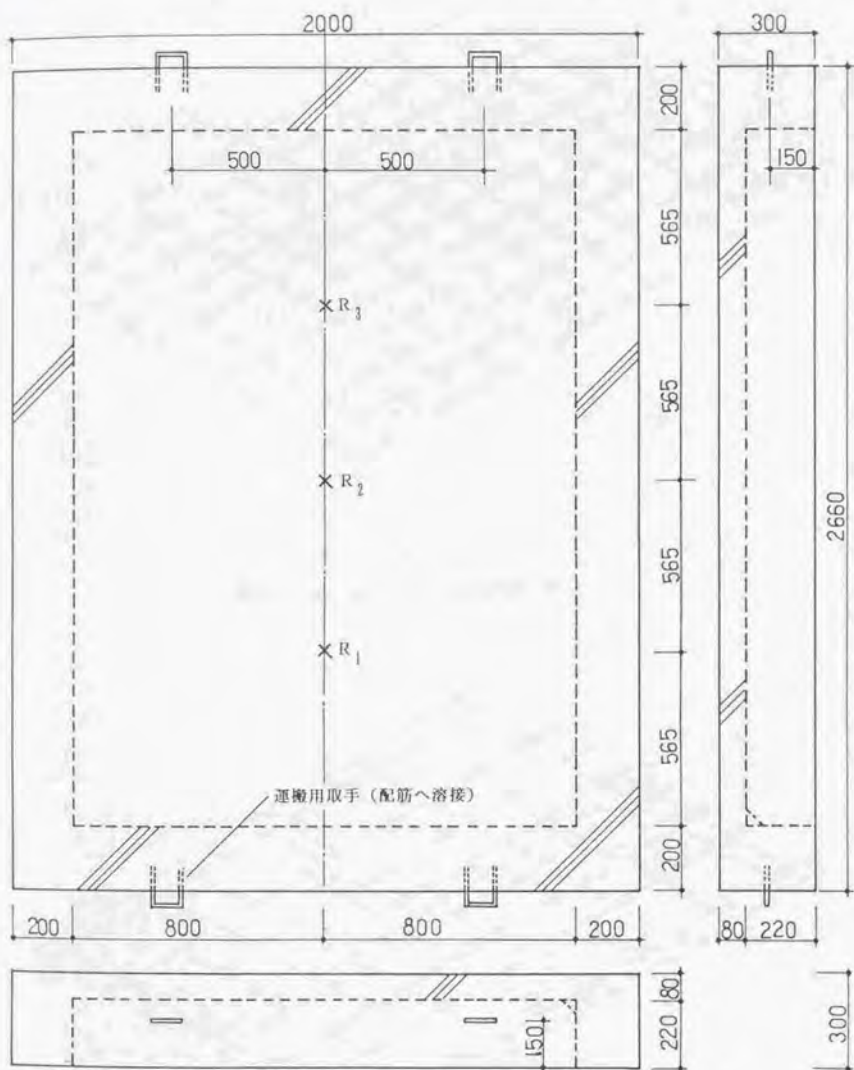
これより計算点付近を細かく、他を粗くした不規則に分割した方が180Hzや310Hzのピークや280Hz付近のディップを比較すると一致度はよく、規則的に分割した場合の方が固有振動数は高い方へ移動している様子がわかる。ただし、この例では実測値に比較して350Hz以上の予測結果ではあまりよい一致度が得られていない。

また、10Hz以下の実測値が予測値とは異なり逆の傾向を示している。これは測定上の問題でS/N比が十分取れていないためである。さらに30Hzや50Hz、120Hz付近にピークが生じているのは、試験体を床上に角材を介して置いたために、設置床や角材などの板の支持部材がもつ共振といえよう。

解析モデルでは矩形板を用いている関係で、分割要素の形状も矩形を用いているが、有限要素分割では三角要素も計算可能であるため、これの併用も考えられる。すなわち前述したように計算対象範囲の分割は細かく、その周辺の分割を粗くして、その中間を繋ぐ要素に三角要素を用いる分割方法が計算上のマトリックスを小さくする意味でも最適といえよう。さらにこの分割の形状は解

析する振動数すなわち波長と解析対象とする床厚との相関も影響する。当然ではあるが解析する上限振動数をもつ波長より材料の厚さは薄くなければならず、これが材料の厚さよりも短い波長まで解析する場合には、材料を厚さ方向にも細分化し、三次元的な扱いが必要となってくるものと考えられる。

この章では共振・半共振の振動数の一致度を評価することを目的としているため、各種のパラメータは一般的な値を用いている。すなわち、材料のヤング率には動ヤング率を、ダンピングは3%、板周囲の境界条件は単純支持と仮定した。



材料諸元 (コンクリート)

設計 強度	骨 材	スラ ンプ	配 筋	
			スラブ	枠
210	粗骨材 10φ以下	15	D9φ@	D9φ@
kg/cm ³	細骨材 1φ以下	cm	150S	200D

図-3-3-1 実験用PC版詳細図

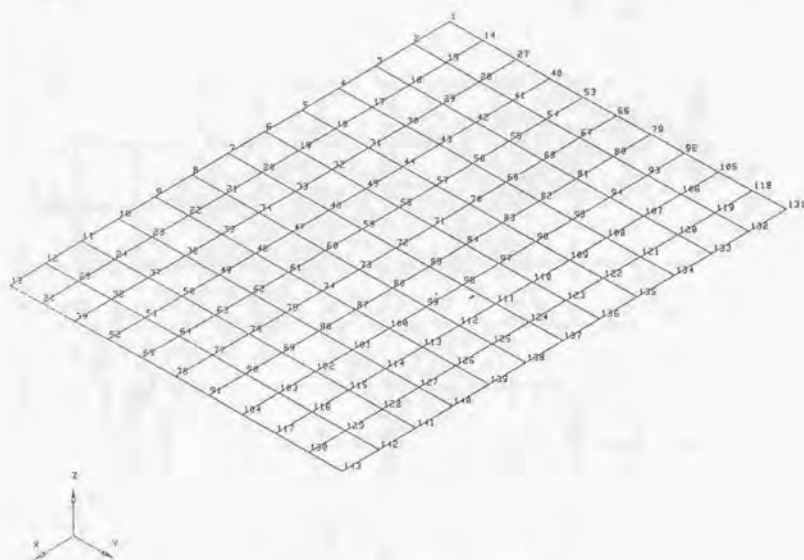


図 3-3-2 20 cm 均等分割

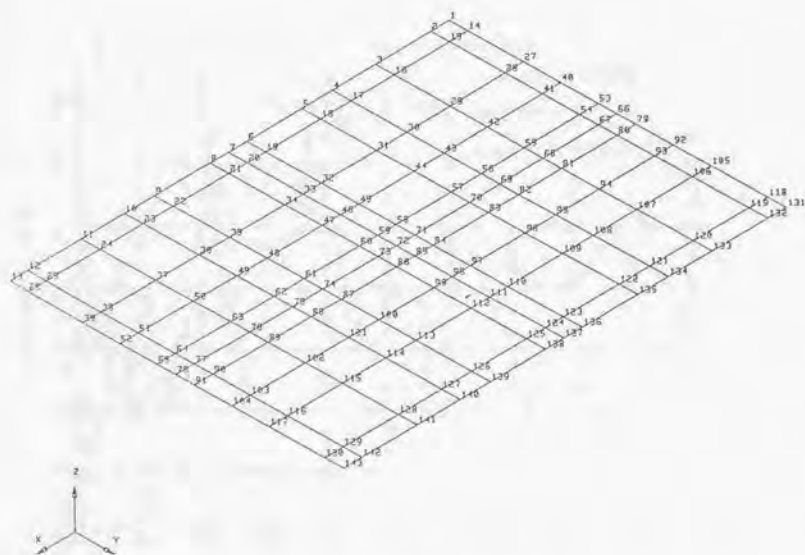


図 3-3-3 不均一な分割

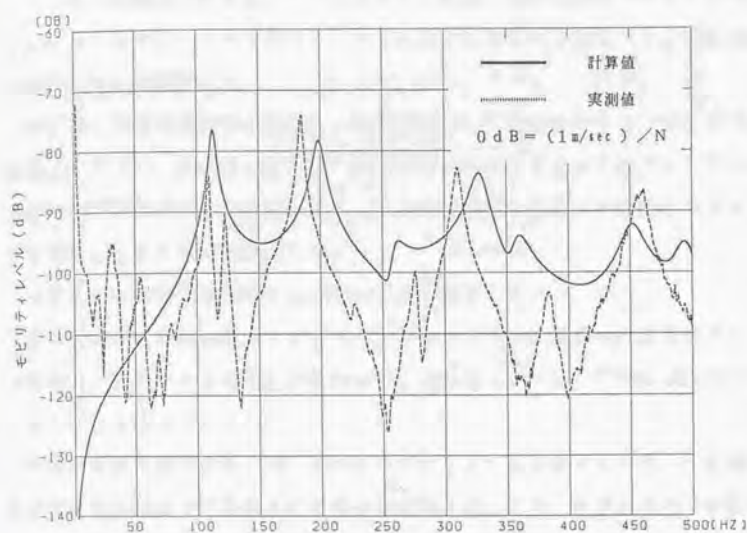


図 3-3-4 20 cm 分割の結果

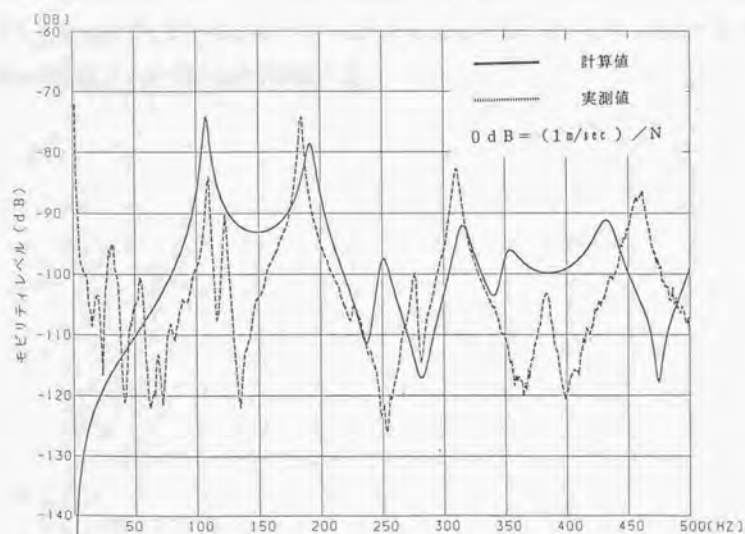


図 3-3-5 不均一な分割の結果

3. 4 3章のまとめ

この章では固有値解析によってモビリティ計算に必要な主なパラメータである、モーダルマスとモーダルスティフネス並びに固有値や固有ベクトルなどの求め方について検討した。

まず第一に固有値解析を概説し、解析方法として直接法やヤコビ法、ギブンス法、サブスペース法などの各種の解法がある中でもギブンス法がマトリックスが大きい場合には計算精度がよく、計算時間も短いことから最適な手法であると判断し、その採用を提案した。

つぎに固有値解析を利用するための手段を検討した。

要素分割の大きさに関しては、アイソパラメトリック要素の四辺形要素を用いる場合、検討する上限周波数のBending 波長の $1/3 \sim 1/4$ で10% 以内の誤差であることを示している。

分割の形状に関しては、均一形状に分割するよりも多少でも不均一に分割する方が高次振動数まで共振や反共振の振動数に関しては、実測値との一致度がよいことを示した。

ただし、ここで用いた予測方法の詳細は次章以降に論じており、各種のパラメータは一般的な値として、ヤング率は動ヤング率を、モーダルダンピングは3%の値を仮定している。モビリティはその値そのものではなく、共振や反共振の振動数についてのみ比較検討した。

4章 実験的モーダル解析とその適用

4. 1 実験的モーダル解析とモード図

4. 1. 1 基礎理論 (78) - (80)

実験的モーダル解析は、実験的に求めた周波数応答関数を基にして、その中に混入している雑音を取り除き、物理的に有用な情報のみを抽出して、系の振動モデルを構成し同定する解析方法である。これは2. 2項でも論じたように基準振動形を1自由度系の解に帰着させて周波数応答関数を求める場合の有用なツールとなるもので、強制振動等によって得られた周波数応答関数より1自由度系のパラメータを抽出するものであり、この特性値をモーダルパラメータといい、固有振動数、固有モード、モーダルスティフネス、モーダルマス、モーダルダンピングなどがある。これらのモーダルパラメータは実験的モーダル解析では、カーブフィットと呼ばれる伝達関数軸上での曲線適合によって求められる。

カーブフィットの方法には大別して2種類あり、その一つは1自由度法、他方に多自由度法がある。

1自由度法は自分自身以外の固有モードの影響を無視し、それぞれの共振ピークそのものが独立した1自由度系とみなしてモーダルパラメータを独自に決定する方法であり、比較的手軽に求められ、固有モードが独立して存在していると仮定できる場合には有用な方法である。

振動系が粘性減衰系の場合のカーブフィットで求められる諸定数は、周波数応答関数がコンプライアンスの場合には近似円、モビリティでは正確な円となり、ヒステリシス減衰系の場合はコンプライアンスが正確な円となることを利用して求められるものである。床構造の振動系は、粘性減衰系と仮定できることから、この周波数応答関数としては、モビリティを用いた方が精度よくパラメータ抽出が可能といえよう。本研究に示した周波数応答関数としてモビリティを取り上げているのは、この理由にもよるものである。

多自由度法では自分自身以外の固有モードの影響を考慮する方法であり、固有モードが近接してある場合にそれぞれを分離するためには有用であるが、現状で提案されている各方法では解析の複雑さ、すなわち解析時間の長さに比較

して精度があまり向上しないため、本研究では1自由度系のカーブフィット(1自由度法)で検討している。

1自由度系でのカーブフィットの手法にも最大虚数部法、サークルフィット法、多項式最小二乗法があり、その特徴については福島^[34]が簡便にまとめている。本研究は前3者のうち解析の安定性が高く、複素モードまで解析対象とできる多項式最小二乗法を用いることとする。

実験的モーダル解析を用いる最大の理由は、各種のモーダルパラメータの中で最も推定しにくい量であるモーダルダンピングを近似値ではあるが、このカーブフィットの手法を用いることで比較的簡単に求められるためでもある。

実験的モーダル解析により、各種のモーダルパラメータを抽出後、それを再合成することで振動系の伝達関数が雑音の少ない形で得られる。

4. 1. 2 測定方法

実験的モーダル解析の測定方法には大別して2種類ある。打撃点と受振点の1組を取り出し、1対1の伝達関数である単点間伝達関数より求める方法と、多数点を打撃したり同時に多数点を受振して求めた伝達関数である多点間伝達関数より解析する方法である。また、伝達関数は相反性が成立すると仮定できることから、打撃点を固定する方法と受振点を固定する方法があり、どちらを選択してもよいと言える。そのため本研究で論じているインパルスハンマなどの可搬性の高い加振源を用いる場合には、加振点を移動して受振点は固定にする方法を、折笠ら^[51]が論じているようなバングマシンなどの可搬性の低い加振源を用いる場合には、加振点を固定して受振点を移動していくのが一般的と言える。どちらにしても伝達関数は得られるわけであるが、単点間伝達関数より求める場合の最大の欠点は、打撃点にしても受振点にしても固定されている点が節となるモードの抽出が難しいことであろう。第1次のモードのみの抽出であれば、板中央の点が最も振動しやすいため、この点を固定点にすればよいわけであるが、2次以上のモードではこの点は節になりやすい点になると考えられ、実験的モーダル解析を用いて高次の振動までも求めようとした場合には、中央の点を固定点とする方法は避けたほうがよい。本研究における実験的モーダル解析は単点間伝達関数の受振点固定方式を利用している。

実験的モーダル解析の測定ブロック図を図4-1-1に示す。このシステムにより検討対象面で適当に分割した各格子点間の伝達関数を求める。この例のうち中央の点で求めた駆動点モビリティの例を図4-1-2に示す。図では500Hzまでに3つの山が見られるが、それ以外にも小さな山も観測される。これらのすべてが固有振動数の可能性ある。先に述べたように、受振点の位置によって隠れてしまっている場合もあるため、これを明確にするためには、図4-1-2に例を示すように、各ピークを中心にしてある幅をもって切りだし、すべての伝達関数を通して当てはめてみると、各点におけるその振動数でのベクトルが抽出できる。これらを図示すると図4-1-3に示すようなモード図が得られこととなり、これと3.1章で論じた固有値解析より求めたモード図と一致度を比較・検討することで、解析に用いた諸定数や境界条件などと実際の差が判定できるメリットがあるといえよう。ただし、図4-1-2に示した切り出し幅は概念的に示したものであり、図中のNo.4~7を見ても分かるように必ずしもこの幅が最適というわけではなく、最適値を捜し出すためには解析時に若干の試行錯誤が必要であろう。また、このモード図から見ると試験体の設置方法が悪かったためか、周辺部も振動しており、完全な単純支持になっていない様子がうかがえた。このようなモードから得られる結果としてモード図も、図4-1-3のNo.6のようにあまり明確には得られないのが実状である。

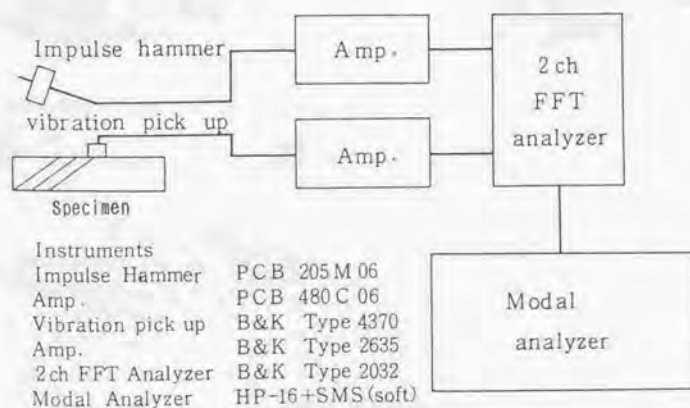
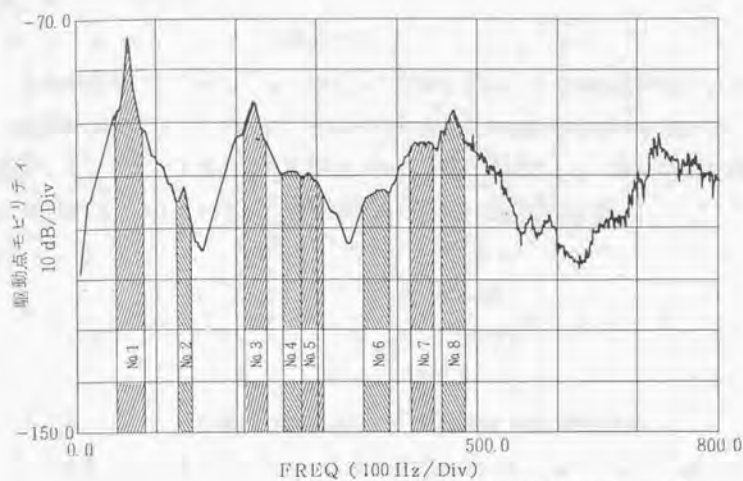


図4-1-1 実験的モーダル解析の測定ブロックダイアグラム



図中のNoはカーブフィットNo

図4-1-2 駆動点モビリティの測定例

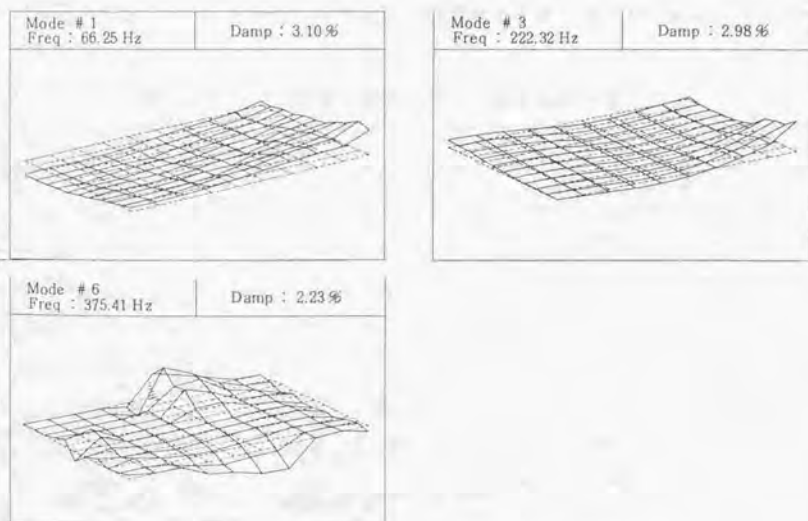


図4-1-3 実験的モーダル解析によるモード図の例

4. 2 ダンピング

4. 2. 1 ダンピングの基礎的事項

振動問題の一つの柱であるダンピングに関しては、多くの研究があり、これ
を表す指標も数多くある。ここではその指標相互の関係を示すのみとする。

ダンピングを表す代表的な指標の一つである損失係数 η との関係を式で示す
と式(4.2.1) のようになり、相互関係は表4-2-1 のようになる。

$$\eta = \frac{\Psi}{2\pi} = 2\zeta = 2 \frac{C}{C_c} = \frac{2.20}{f_0 T_{60}} = \frac{D}{27.3 f_0} = \frac{\Delta}{\pi} = b = \frac{1}{Q} \quad (4.2.1)$$

ここで η = 損失係数 (無次元) Ψ = 減衰容量 (無次元)

ζ = 減衰比 (無次元) C = 粘性減衰係数 (kg.sec/m) C_c = 臨界減衰

係数 (kg.sec/m) C/C_c = 減衰係数比 f_0 = 共振振動数 (Hz)

T_{60} = 残響時間 (sec) Δ = 対数減衰率 (無次元) b = 半値幅 (無次元)

D = 減衰度 (dB/sec) Q = 共振倍率 (無次元)

本論文では、モーダルダンピングとして減衰比 ζ を用いることとする。

表 4-2-1 各種の減衰の表示方法の相互関係

	C/C_c	η	μ	Δ	D	Δf	Q	ϕ
C/C_c	C/C_c	$2C/C_c$ $C \ll C_c$	$\omega_0 C/C_c$	$2\pi C/C_c$ $C \ll C_c$	$8\omega_0 C/C_c$	$\omega_0 C/\pi C_c$	$C_c/2C$	$4\pi C/C_c$ $C \ll C_c$
η	$\pi/2$ $\pi \ll 1$	η	$\omega_0 \eta/2$ $\eta \ll 1$	$\pi \eta$ $\eta \ll 1$	$8\omega_0 \eta/2$ $\pi \ll 1$	$\omega_0 \eta/2\pi$ $\pi \ll 1$	$1/\eta$ $\pi \ll 1$	$2\pi \eta$ $\eta \ll 1$
μ	π/ω_0 $\pi \ll \omega_0$	$2\pi/\omega_0$ $\pi \ll \omega_0$	μ	$2\pi\mu/\omega_0$	$\pi\mu$	μ/π	$\omega_0/2\mu$ $\pi \ll \omega_0$	$4\pi\mu/\omega_0$ $\pi \ll \omega_0$
Δ	$\Delta/2\pi$	Δ/π $\Delta \ll 2\pi$	$\omega_0 \Delta/2\pi$ $\Delta \ll 2\pi$	Δ	$8\omega_0 \Delta/2\pi$	$\omega_0 \Delta/2\pi$	$\pi(\Delta-\Delta^2)$ $\Delta \ll 1$	$2(\Delta-\Delta^2)$ $\Delta \ll 1$
D	$D/8\omega_0$	$2D/8\omega_0$ $D \ll 8\omega_0$	$D/8$	$2\pi D/8\omega_0$	D	$D/8\pi$	$8\omega_0/2D$ $D \ll 8\omega_0$	$4\pi D/8\omega_0$ $D \ll 8\omega_0$
Δf	$\pi \Delta f/\omega_0$ $\Delta f \ll \omega_0/\pi$	$2\pi \Delta f/\omega_0$ $\Delta f \ll \omega_0/\pi$	$\pi \Delta f$	$2\pi^2 \Delta f/\omega_0$	$\pi \Delta f$	Δf	$\omega_0/2\pi \Delta f$ $\Delta f \ll \omega_0/\pi$	$4\pi^2 \Delta f/\omega_0$ $\Delta f \ll \omega_0/\pi$
Q	$1/2Q$ $2Q \ll 1$	$1/Q$ $2Q \ll 1$	$\omega_0/2Q$ $2Q \ll 1$	π/Q $2Q \ll 1$	$8\omega_0/2Q$ $2Q \ll 1$	$\omega_0/2\pi Q$ $2Q \ll 1$	Q	$2\pi/Q$
ϕ	$\phi/4\pi$ $\phi \ll 4\pi$	$\phi/2\pi$ $\phi \ll 4\pi$	$\omega_0 \phi/2\pi$ $\phi \ll 4\pi$	$\phi/2$ $\phi \ll 4\pi$	$8\omega_0 \phi/4\pi$ $\phi \ll 4\pi$	$\omega_0 \phi/4\pi^2$ $\phi \ll 4\pi$	$2\pi/\phi$	ϕ

$a = 2.0 \log e = 1.63$ $\omega_0 = 2\pi f_0$: 不減衰固有角振動数

$\omega_0^2 = \omega_0^2 - \nu^2$: 共振角振動数

η : 損失係数

μ : 減衰定数

C/C_c : 減衰係数比

Δ : 対数減衰率

D : 単位時間あたりの減衰率

Q : クオリティファクター

ϕ : 固有減衰能

4. 2. 2 減衰比の測定方法⁽⁸¹⁾

振動解析に用いる各種定数のうち、ダンピングに関する定数は解析的に求められないパラメータであり、全て実験的に求められるものである。今回の検討対象としているコンクリート板に対しても同様であり、実験的に求めることとなる。

本論文で用いる減衰比を求める方法として、一般的には1次元として取り扱える短冊形試料で、両端自由（節線支持）という条件での実験が主体である。なぜなら、板のような2次元の広がりをもつ振動系では、節点支持が実現しにくく、支持点の影響が生じたり、寄与度合いの程度は少ないが板の表面から空气中に放射されるエネルギーロス等が考えられるためである。しかし、共振点付近に着目すれば、1次元的な取扱いとして単一共振系におきかえて取り扱い得ることも可能であり、半値幅またはピーク値を測定する共振法、対数減衰率などを測定する減衰法等によって、板の曲げ振動から材料のダンピングが求められる。以下にその測定法をいくつか紹介する。

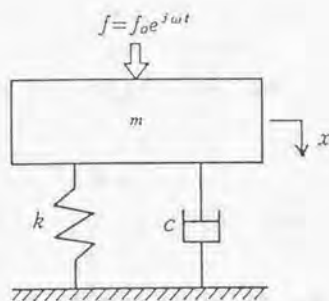


図4-2-1 1自由度のばねと質量

(1) 半値幅法 (half value bandwidth method)

図4-2-1 に示すような1自由度系を考えた場合、この系の周波数応答関数 $H(j\omega)$ は、

$$H(j\omega) = \frac{X(j\omega)}{F(j\omega)} = \frac{1}{(k - m\omega^2) - j\omega c}$$

$$= \frac{1}{k \{1 - (\omega/\omega_0)^2 + 2j\zeta(\omega/\omega_0)\}} \quad (4.2.2)$$

ただし、 ω_0 は固有角振動数である。振幅 $|H(j\omega)|$ は、

$$|H(j\omega)| = [k \{1 - (\omega/\omega_0)^2\}^2 + (2\zeta\omega/\omega_0)^2]^{-1/2} \quad (4.2.3)$$

となる。この $|H(j\omega)|$ が最大になる振動数は、

$\omega = \omega_0 (1 - 2\zeta^2)^{1/2}$ であり、このときの値は、

$$|H(j\omega)|_{\max} = \frac{1}{2k\zeta(1 - \zeta^2)^{1/2}} = \frac{1}{2k\zeta} \quad (\zeta < 1) \quad (4.2.4)$$

となる。図4-2-2 に示すように、 $\zeta < 1$ の場合は $\omega_0 = \omega_0$ で、

$|H(j\omega)|$ はピーク値の近くでは対称となることから、共振点付近で振幅が A となる振動数を ω_1, ω_2 ($\omega_1 < \omega_0 < \omega_2$) とすると、

$\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1 = 2(\omega_0 - \omega_1)$ となり、

$\omega = \omega_0 - (\Delta\omega/2)$ を式(4.2.3) に代入すると、

$$1/A = k \{ [1 - (\omega_0 - (\Delta\omega/2))^2 / \omega_0^2]^2 + 4\zeta^2 (\omega_0 - (\Delta\omega/2))^2 / \omega_0^2 \}^{1/2} \quad (4.2.5)$$

となる。ここで $\Delta\omega/\omega_0 \ll 1$, $\zeta \ll 1$ とすると、

$$1/A = k \{ (\Delta\omega/\omega)^2 + 4\zeta^2 \}^{1/2} \quad (4.2.6)$$

となり、 $|H(j\omega)|_{\max}$ との比をとって二乗した値 R は、

$$R = \frac{(2\zeta)^2}{(\Delta\omega/\omega)^2 + 4\zeta^2} \quad (4.2.7)$$

となる。この式より

$$\zeta = \Delta\omega / 2\omega_0 * \{R / (1 - R)\}^{1/2} \quad (4.2.8)$$

となり、振幅が最大になる振動数 ω_0 と $R = 1/2$ になる点、つまり振幅の二乗比が最大値の半分となる振動数を計測することで

$$\zeta = \Delta\omega / 2\omega_0 = (\omega_2 - \omega_1) / 2\omega_0 \quad (4.2.9)$$

から減衰比が求まり、 $\eta = (\omega_1 - \omega_2) / \omega_0$ から損失係数を得ることもできる。通常の計測においては、周波数応答関数の振幅を対数軸上に書き、

$|H(j\omega)|$ のピーク値から 3 dB 下がった点の周波数を読む方法が一般的である。この方法は ζ が 0.001 ~ 0.10 程度までの範囲で有効であるといわれているが、筆者の経験では 0.005 ~ 0.05 程度までの計測が望ましいようである。この周波数応答関数を得るには、 ω を掃引して加振する方法や、ホワイトノイズで加振する方法、インパクトハンマを用いて加振する方法があり、後二者の場合は、FFT アナライザを用いて解析を行う方法が一般的である。

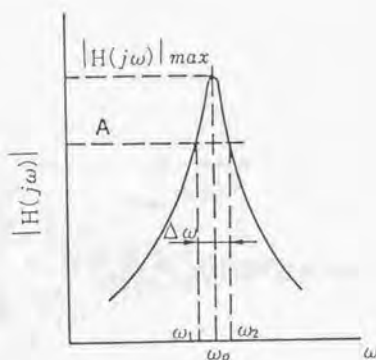


図 4-2-2 半値幅法による計測

(2) 減衰率法 (時間領域)

減衰が非常に小さい場合は、共振点付近の応答が非常に鋭くなり、ピーク値から 3 dB 下がった点の周波数幅が極めて狭くなり、そのため半値幅法は不正確になる。これをできるだけ性格に知るためには、以下の方法がある。

いま図 4-2-1 の系で、力 F が固有角振動数 ω で作用しており、定常状態にある場合、 $t = 0$ で力がなくなると、振動は次式に従って減衰する。

$$x = a_0 \exp(-\omega_0 \zeta t) \sin(\omega_0 \sqrt{1-\zeta^2} t + a) \quad (4.2.10)$$

ただし、 a_0 、 a は初期条件によって決まる定数である。この減衰の様子を図示すると図 4-2-3 のようになり、振動の包絡線は $\exp(-\omega_0 \zeta t)$ に比例する。この包絡線の 1 秒当たりの減衰量 D (dB/sec) は、

$$D = 20 \log \{ a_0 \exp(-\omega_0 \zeta t_1) \} \quad (4.2.11)$$

$$-20 \log [a_0 \exp \{ -\omega_0 \zeta (t_1 + 1) \}] = 8.686 \omega_0 \zeta$$

よって

$$\zeta = D / (54.575 f_0) \text{、または } \eta = 2 \zeta = 0.0366 D / f_0 \quad (4.2.12)$$

となる。

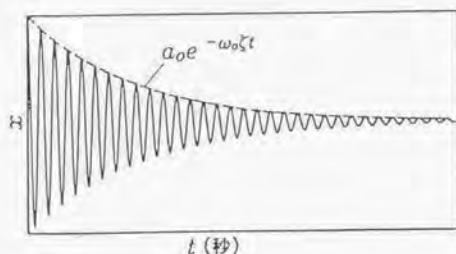


図 4-2-3 自由減衰波形

具体的には、自由減衰振動波形をレベルレコーダに入れ、振動波形の実効値を対数表示すると、包絡線に比例した直線が得られるので、この傾きから D を計算することができる。

同様の考え方で、振動が60 dB減衰するのに要する時間 T_{60} を計測して、

$$\xi = 1.1 / (T_{60} f_0) \quad (4.2.13)$$

を得る方法もある。これは残響時間法(reverberation time method)と呼ばれている。

損失係数が小さい場合の計測手法として、ヒルベルト変換を利用する方法も報告されている^{(82), (83)}。これは供試体の周波数応答関数の共振ピークを取り出し、その逆フーリエ変換より求め、インパルス応答関数にヒルベルト変換を適用することでエンベロープすなわち傾きDを求めるものである。

(3) カーブフィット法 (Curve-fit Method)

前項までに論じた振動に関する周波数応答関数であるモビリティを用いてその共振ピークに対して多項式最小二乗法によりカーブフィットすることで、モーダルダンピング(減衰比 ζ)を得る手法である。この手法は先にも説明したように、モビリティの共振の値から一質点系に近似して計算し、そのまま粘性減衰比であるモーダルダンピングを得ることができ、共振点におけるモビリティの値からダンピングが得られるので、ダンピングの値の大小にかかわらず比較的精度よく計測できる。

周波数応答関数からモーダルパラメータの一つであるモーダルダンピングを求める方法とその理論については文献(78)~(80)に詳しく論じられているため、ここではカーブフィットの概略について説明する。カーブフィットの方法には4. 1章で概説したように、大きく分類してSDOF法(1自由度の解析方法)とMDOF法(多自由度の解析方法)の2種類がある。SDOF法とは一つの固有振動モードに対しカーブフィットで一質点系の近似に計算よりモーダルパラメータを求める方法で、それぞれの固有モードが一自由度的な動きをし、周波数応答関数のピークが比較的分離している場合に精度よく各パラメータが得られる。MDOF法とはいくつかの固有モードに対し同時に多自由度系としてカーブフィットするもので、共振ピークが重なりあっている場合に有利である。この方法はSDOF法に比較して多くの時間がかかるが、理論的には固有モードが近接していてもすべての固有モードの分離が可能である。

本研究の後半において検討している第二編“モビリティに着目した床振動特性の解析”における各種の床構造のモーダルダンピングは、4. 1章にも記述したようにSDOF法の多項式最小二乗法を用いて求めている。

4. 2. 3 鉄筋コンクリート板のモーダルダンピングの測定結果

一般の鉄筋コンクリート構造床のダンピングに関する文献は多く、そのほとんどは材料単体の損失である内部損失と周辺の構造体へ流出していく損失である結合損失を合体した形での評価を行っている。その表現は減衰比（ δ ）であったり、損失係数（ η ）であったりしている。ここではこれらを統一しすべて減衰比（ δ ：モーダルダンピングと同次元）にて示している。

コンクリート板のダンピングに対する研究の代表的なものとして井野⁽²⁷⁾の報告があり、その報告の中では本論文で定義した損失係数を減衰定数と表現しているが、図4-2-4に示すようには2~8%であるとされている。又、高次振動数に対するモーダルダンピングの特性については、木村⁽⁴⁷⁾らの報告があり、図4-2-5に示すように損失係数（モーダルダンピングの2倍）の値は2~10%程度（モーダルダンピングとしては1~5%）で特に周波数特性はみられないとされている。さらに振動障害が予測される大スパン床に対する検討が川村^{(26)~(28)}らによってなされており、その中でも図4-2-6~7のように減衰定数値（この表現は著者の表現をそのまま利用しており、本論文における定義は損失係数である）として1.5~10%程度の値が示されてきている。我々が調査した大スパン床システムの減衰比に関しても表4-2-2に示すような実測結果が得られ、この値としては1~5%となっている。これをまとめてみると損失係数としては1~10%の幅があり、周波数特性も平坦と考えられる。本研究においては基本的にはコンクリートの損失係数としてこの平均的な値である6%、モーダルダンピング（減衰比）の値として3%を仮定して当初は検討しており、特に工法や板

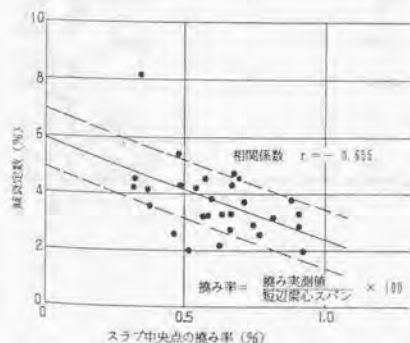


図4-2-4 井野による結果

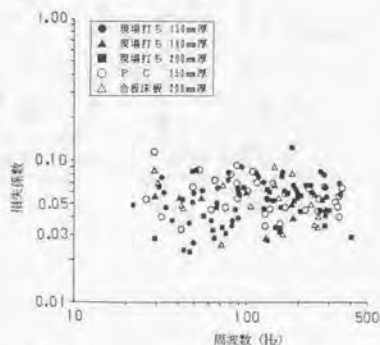


図4-2-5 木村らによる結果

の大きさによる分類などの分析は行っていない。モーダルダンピングの設定に関する詳細検討については第二編において若干検討している。

表 4-2-2 大スパン床での測定結果

建物 番号	床架構の形状寸法		コンクリート 設計基準強度 F_c (kg/cm ²)	固有振動数		減衰定数 η (%)	備 考
	スパン $L_1 \times L_2$ (m)	スラブ厚 t (cm)		スラブ f (Hz)	梁 f (Hz)		
1	9 × 10	20	210	11.2	19.2	5.2	アンボンドスラブ
2	10.65 × 9.12	23	240	8.0	—	4.2	KFS工法
3	19.15 × 4.45	13.5	210	9.2	11.6	9.1 ~ 9.4	KMI工法
4	16 × 32	50	350	8.8	—	3.8	ボイドスラブ
5	14.4 × 18.2	30	240	8.8	—	2.4	KFS工法
6	8.4 × 10.8	20	360	20.8	21.3	4.3	アンボンドスラブ
7	8.4 × 10.8	20	270	13.6	—	1.7	アンボンドスラブ
8	8.4 × 7.2	20	270	19.2	—	2.1	アンボンドスラブ
9	8.4 × 7.2	20	360	23.2	—	4.3	アンボンドスラブ
10	6 × 10.0	29	210	12.0	24.8	4.0	KMI混合スラブ (CS版)
11	6 × 8.5	24	210	20.8	—	5.9	混合スラブ (FC版)
12	7.2 × 8.5	16.5	210	16.8	32.0	5.3	KMI混合スラブ
13	7.2 × 11.0	16.5	210	13.6	24.8	1.8	KMI混合スラブ
14	8.0 × 12.5	30	210	9.3	—	4.0	KFS工法
15	6.2 × 7.8	18	210	19.4	—	10	アンボンドスラブ
16	6.2 × 15.8	18	210	18.8	—	6.3	KFS工法
17	17.0 × 46.0	50	240	8.0 ~ 9.0	—	1 ~ 2	ボイドスラブ
18	13.0 × 11.6	50	240	16.7	—	4.8	ボイドスラブ
19	14 × 24.4	50	240	11.3	—	1.5	ボイドスラブ
20	18 × 9	50	240	6.2	—	1.1	ボイドスラブ
21	9 × 18	50	240	16.3	—	3.7	ボイドスラブ
22	13.8 × 19.2	30	240	12.5 ~ 13.3	—	2.3 ~ 4.1	ボイドスラブ

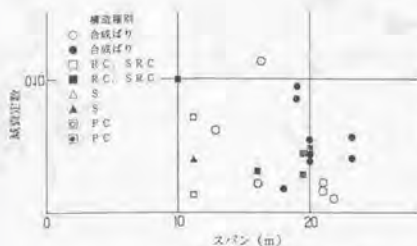


図4-2-6 スパンとの比較

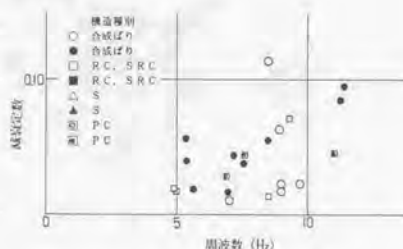


図4-2-7 振動数との比較

これらは全て実際の建物内の床にて測定されたものであり、コンクリート板内での減衰以外に床の周囲より壁や柱を通して逸散していくエネルギーも含まれた値として得られているものである。コンクリート単体の板内で拡散減衰は0.5%前後⁽⁴³⁾といわれており、それから考えると周辺へ逸散していくエネルギーがかなりあるといえよう。

試みにコンクリート板単体での損失がどの程度あるかを実験してみた⁽⁸⁴⁾。測定に用いた試験体は図4-2-8に示すものであり、これを1点または2点のワイヤー吊り、防振ゴムまたは防振パネによる3点支持、2辺単純支持、4点ガラスウール支持、全面ガラスウール上に置く支持方法といくつかの支持方法により、前項に示した3種類の測定方法で得た結果を図4-2-9に示す。この結果損失係数としては、支持方法による差は少なく、周波数特性としても平坦な1~2%程度の値が得られた。

本文で用いるモーダルダンピングは構造物全体での減衰比を用いており、前述したように板単体の内部損失のみの評価では不十分のため、周辺の構造物の影響が含まれた形での評価が必要となる。そのため今回は検討対象とした各種の床構造のうち特殊な構法や構造の床に対しては、それぞれについてモビリティ法を用いてモーダルダンピングを求めており、結果は各構造ごとに示している。

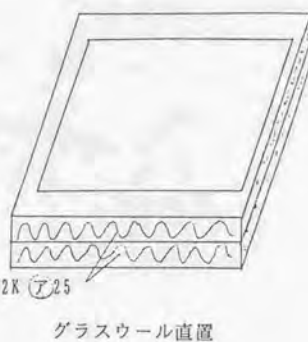
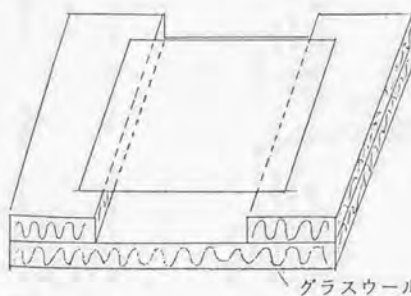
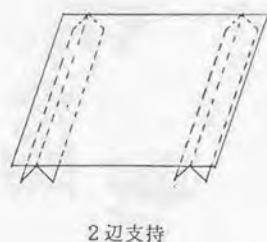
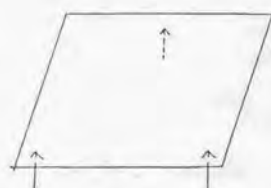
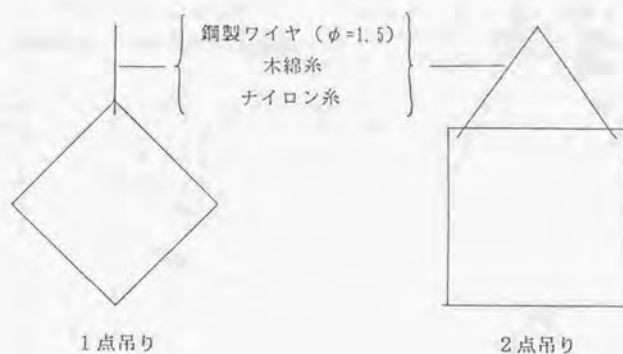
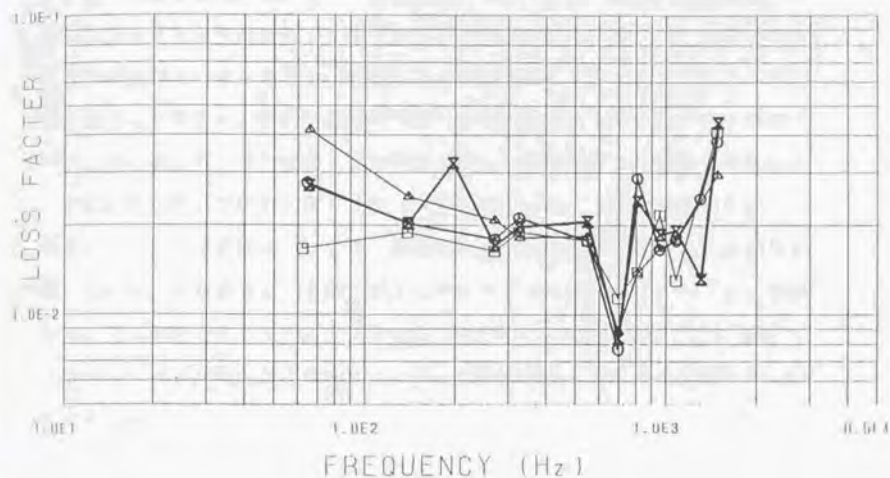


図 4-2-8 試験体の支持方法

支持方法による比較
(減衰率法：ヒルベルト変換法)

x — グラスウール支持
 o — 防振バネ支持
 △ — 防振ゴム支持
 □ — 吊り下げ支持



分析方法による比較
(吊り下げ支持)

o — 減衰率法
 △ — 半値幅法
 □ — モビリティ法

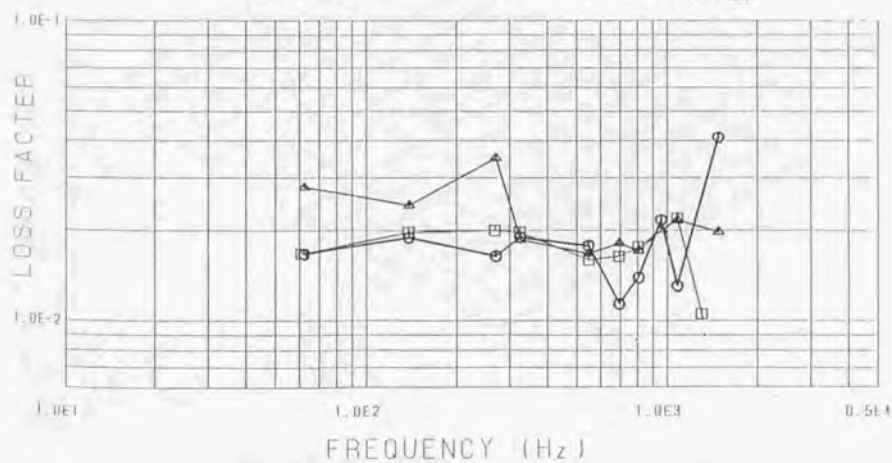


図 4-2-9 測定結果

4. 3 打撃点と受振点間の距離補正

モビリティの予測計算を用い実測値と比較検討する上で必要な補正に、筆者が提案する打撃点と受振点間の距離補正がある。これに関する検討を以下に示す。計算対象とした床板は4. 2章と同様の $2.5\text{m} \times 1.8\text{m}$ で厚さ 80mm の周辺が単純支持と考えられる鉄筋コンクリート構造の床であり、図4-3-1に示すように約 18cm 角でメッシュ割りし、周波数の上限を 500Hz とし、モーダルダンピングを 3% とした場合の、中央の点83番における駆動点モビリティを前述の式(2-2-9)より計算した。その結果と有限要素法解析で直接計算した結果や実験的モーダル解析を用いて求めたモビリティの実測値を合わせて図4-3-2に示した。本文のモビリティ表現については、全て $1\text{m}/(\text{N} \cdot \text{sec})$ を基準としたレベル表現を用いている。実測値は2. 2章に示したデジタル方法による。ただし、実際の測定では駆動点モビリティを求める場合の打撃点は受振点と同一点はとれず、インパルスハンマのヘッド分やピックアップの径程度外れた点を加振していることとなる。

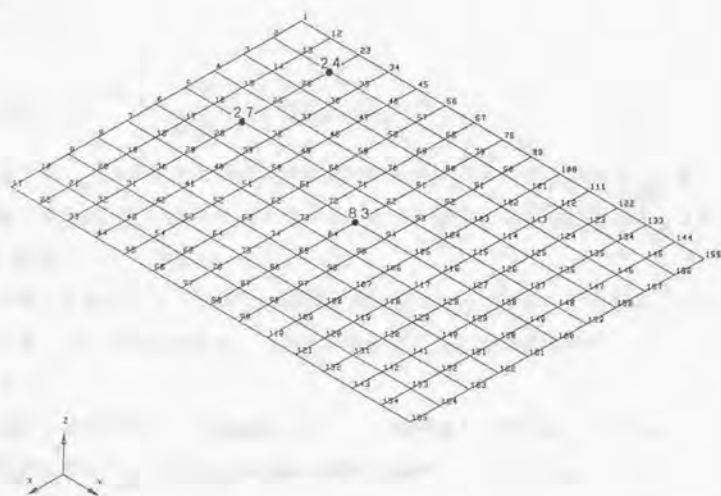


図4-3-1 鉄筋コンクリート床のメッシュ割り

図より明らかなように、計算値はピーク値ではよい一致をみるものの、それ以外の部分での山谷がまるでなく、その部分の実測値と合致していない傾向にある。これは計算値は理想的な点として扱った固有モード〔 ϕ 〕を用いているものの、実測に用いたハンマは50mm ϕ 程度のヘッドをもち、これにて打撃している事や振動ピックアップも20mm ϕ 程度の大きさをもっている事により、打撃点と受振点が理想的な同一点と考えられないために生じた影響と考えられる。さらに固有値解析の結果と比較してみると、実測値に表われる小さな共振点（山の部分）において、計算では固有ベクトルが0となる固有値が存在しており、実測値にはその影響が表われていると考えられる。これらを少しでも補正するために、打撃点と受振点の距離差の影響が若干でも加味されるように以下のように設定した。

今、計算点 i とすると、一般的な矩形の分割ではこの周囲には8点の格子点があり、各格子点で計算された固有ベクトルのうち最大の固有ベクトルの影響を受け易いと考え、打撃点でのインパルスハンマのヘッドと受振点でのピックアップの領域分だけ考慮に入れ、距離に関する補正を加えた固有ベクトル ϕ_{rr} を用いることとした。

すなわち

$$\phi_{rr} = \frac{(\phi_{\max} - \phi_{rr})}{RR} D_X + \phi_{rr} \quad (4.3.1)$$

ここで ϕ_{\max} は周囲8点の最大の固有ベクトル、RRは中心点と ϕ_{\max} までの距離、 D_X はインパルスハンマのヘッドとピックアップ間の距離、 ϕ_{rr} は中心点の固有ベクトルである。

この補正処置を入れて計算した結果を実測値と合せて図4-3-3に示す。これにより若干ピーク周波数以外にも山谷が表われ、近似度が改善されていることが分る。

以上の手法を利用して、駆動点モビリティと83番と24番間並びに83番と27番間の伝達モビリティの予測と実測の比較結果を図4-3-4~5に示す。

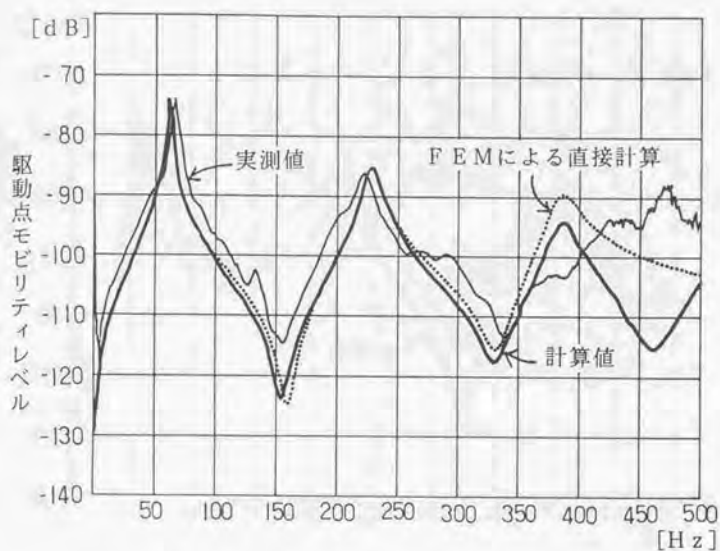


図4-3-2 83番の駆動点モビリティ

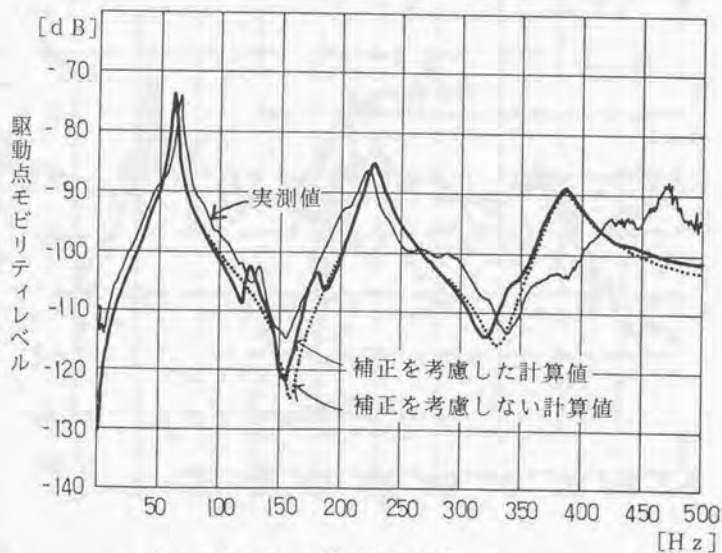


図4-3-3 距離補正の効果

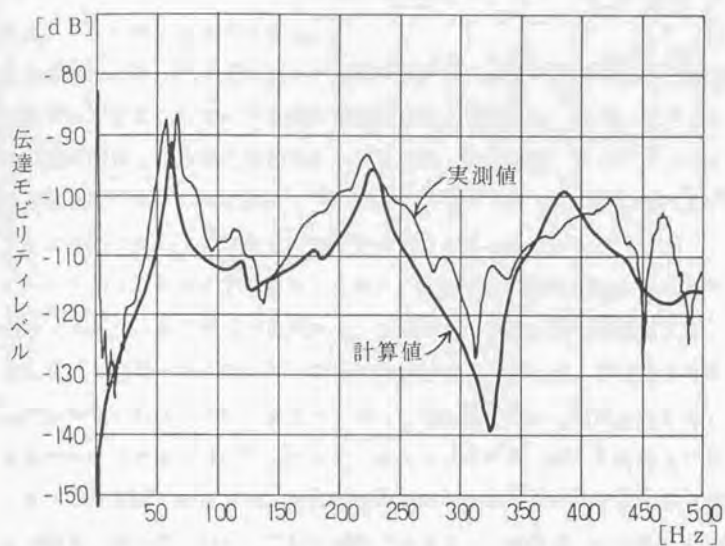


図4-3-4 83点から24点への伝達モビリティ

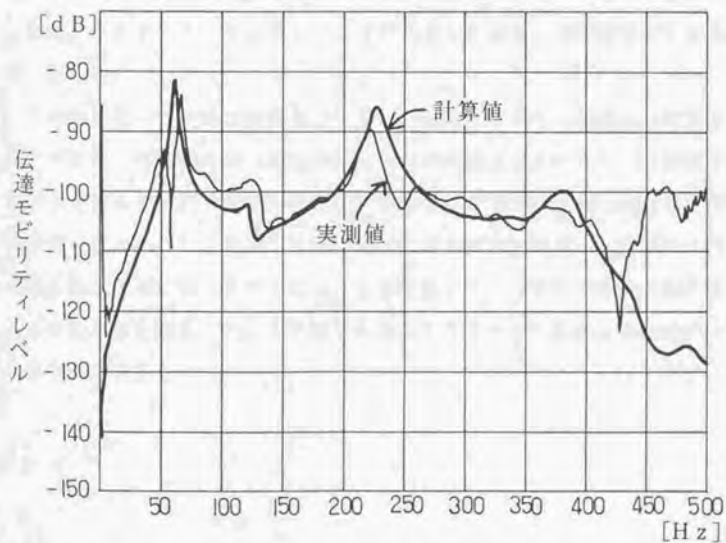


図4-3-5 83点から27点への伝達モビリティ

4. 4 4章のまとめ

この章ではモビリティを予測するために必要なパラメータのうちモーダルダンピングについてまとめた。

まず最初にモーダルダンピングを求めるために必要な手法である実験的モーダル解析方法について、その理論と測定方法を説明した。つづいてダンピングの基礎的事項とその求め方である、半値幅法、減衰率法、カーブフィット法の3つの測定方法について説明し、本研究ではカーブフィット法の中のSDOFによる多項式最小二乗法による方法を採用することを示した。

モーダルダンピングを設定するために、筆者らは実際に鉄筋コンクリート板のモーダルダンピング（内部損失分）を測定し、その結果と既往の文献で報告されている結果とを比較した。既往の文献におけるダンピングの値は内部損失と結合損失を合体した形で示されており、その表示方法も損失係数を用いている例が多くその値は2~10%（モーダルダンピングでは1~5%）とされている。

筆者らの実験の結果では、内部損失係数のみのモーダルダンピングは平均で1.0%程度の値が得られた。既往の文献での値より、本研究で用いる一般の鉄筋コンクリート構造床のモーダルダンピングの設定値としては、周波数特性は平坦で、その値は3%一律と設定した。ただし、6章に示した今回実測した床に対しては、それぞれモーダルダンピングを測定しており、その結果より値を得ることとした。

この値を用いて単純な鉄筋コンクリート板のモビリティを求め、実測値と比較した結果、理論的には500Hzの間に10コの共振ピークがあり、実測値でも山の大小あるものの10コ表れているが、予測では3つしか明確に表れていない結果が得られた。これを若干でも実測値に近づけるべく検討し、実験では打撃点と受振点は完全には一致できないことを考慮して、打撃点と受振点間の距離による補正方法を提案した。この補正を導入することで予測値と実測値の一致度は部分的に向上した。

第二編

モビリティに着目した

床振動特性の解析

5章 モビリティ予測に必要なパラメータの検討

各種の床構造のモビリティを予測する上で必要な一般的な手法、特に固有値解析の利用方法や有限要素分割の方法、モーダルダンピングの設定方法については前章までに記述した。ここでは振動解析に必要なもう一つの柱である、材料そのもののヤング率と床構造をとりまく周辺の境界条件について、その設定方法を論ずる。

第一次の固有振動数は板の大きさや厚さ、材料のもつヤング率や周辺の境界条件といった要因と相関があり、大きさや厚さが一定でも、与えられるヤング率や境界条件によってこの振動数の値は変化する。また、このヤング率と境界条件とは、どちらか一方を決定しなければ他方もまた決定できないという相反する関係があるため、第一次の固有振動数が測定された場合でも両者を同時に決定することはできない。

一般の床構造の固有振動数を求める場合によく用いられる手法は柱部分や周辺の梁や壁部分を全て完全固定と仮定し、ヤング率としてはコンクリートの一般的な材料特性として示されているヤング率を与えて計算した値の 0.7~0.9倍するという方法⁽²³⁾がある。しかし、この方法では第一次の固有振動数は求められても、本論文の主題である高次の固有振動数の予測手法としては、十分な方法とはいえない。

そこで本論文ではまずヤング率の設定方法から検討した。

5. 1 コンクリートのヤング率

5. 1. 1 ヤング率

コンクリートのヤング率⁽⁸⁵⁾には、よく知られるように図 5-1-1に示したような応力-ひずみ曲線の原点 0 における接線 OA の勾配で表される初期ヤング率 E_i 、m 点における $E_s = \sigma_c / \epsilon_c$ で表される割線ヤング率、および m 点における曲線の勾配 $E_t = (d\sigma / d\epsilon)_m$ で表される接点ヤング率がある。

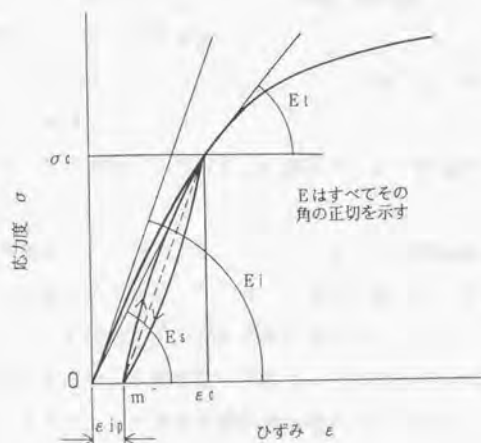


図 5-1-1 ヤング率

不静定力または弾性変形等構造解析の場合には、瞬間的に作用する荷重に対しては初期ヤング率を用いてよいと考えられるが、一般の荷重に対しては、圧縮強度の $1/3 \sim 1/4$ の応力度、即ちコンクリートの許容応力度に対応する割線ヤング率を使用するのが普通である。

コンクリートのヤング率 E_c (E_s を一般的に E_c で表示) はセメントペーストの力学的性質、骨材の弾性率、形状、表面状態、骨材量、供試体の乾湿の状態等によって異なってくるが、コンクリートの圧縮強度 σ_{c0} が大きいほど、また単位容積重量 ρ が大きいほど大きくなる傾向にあるといえる。

A C I の基準^[86]では P_{auw} ^[87]の関係式を採用している。単位を変換して示すと次のようになる。

$$E_c = 4300 \cdot \rho^{3.2} \cdot (\sigma_{c0})^{1.2} \quad (10^5 \text{ N/m}^2) \quad (5.1.1)$$

また、C E B / F I P の指針^[88]では初期ヤング率 E_i に対して、

普通骨材コンクリートの場合

$$E_i = 21000 \cdot (\sigma_{c0})^{1.2} \quad (10^5 \text{ N/m}^2) \quad (5.1.2)$$

軽量骨材コンクリートの場合

$$E_i = 5700 \cdot \rho^{3.2} \cdot (\sigma_{c0})^{1.2} \quad (10^5 \text{ N/m}^2) \quad (5.1.3)$$

ここに、 ρ の単位は t/m^3

なる関係式を示し、割線ヤング率 E_c の値は E_i の10%減にするよう提案している。

わが国の実験例では、図5-1-2^[89]に示すような適用結果が得られ、鉄筋コンクリート示方書および鉄筋コンクリート基準では、ヤング率の値として、鉄筋コンクリートの断面決定または応力度計算に対して $1.4 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$ を、不静定力または弾性変形の計算に対して表5-1-1の値を用いている。

引張応力に対するヤング率は圧縮応力に対するものと同じとしてよい。

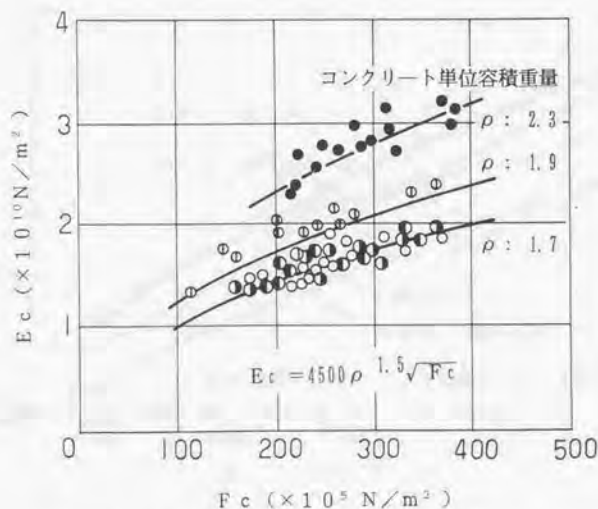


図5-1-2 コンクリートのヤング率

表 5-1-1 コンクリートのヤング率 (RC 基準)

設計基準強度 (N/㎡) × 10 ⁵	180	240	300	400	500	600	備 考
コンクリートの種類							
普通骨材コンクリート	2.4	2.7	3.0	3.5	4.0	4.5	RC 示方書
骨材の一部に計量骨材を使用した場合	1.5	1.7	1.9	2.2			
骨材の全部を計量骨材とした場合	1.3	1.5	1.6	1.9			
普通及び軽量骨材コンクリート	$2.1 \cdot \left(\frac{\rho}{2.3} \right)^{1.2} \cdot \left(\frac{F_c}{200} \right)^{1.2}$ <p> ρ : コンクリートの単位容積重量 (×10³ kg/㎡) F_c : コンクリートの設計基準強度 (×10⁵ N/㎡) </p>						RC 基準

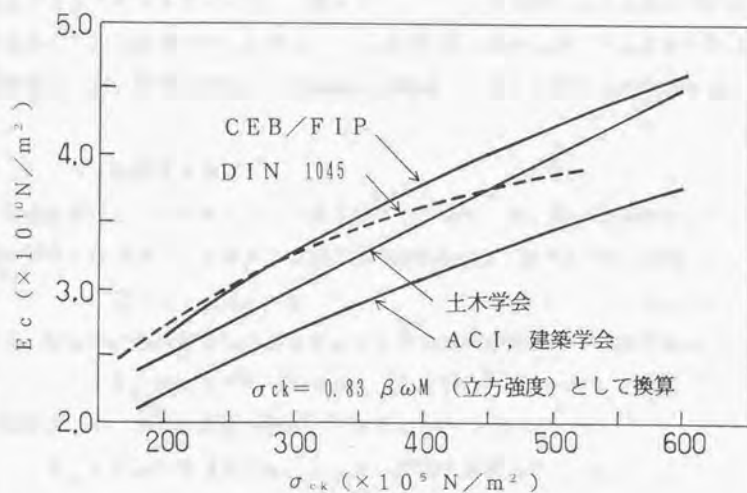


図 5-1-3 コンクリートのヤング率の比較

RC基準で示している式はACI基準の式を形を変えて表現したものであり、またRC示方書の軽量骨材コンクリートに対する値も同式に相当する。

図5-1-3 は、コンクリートの単位容積重量が $2.35 \times 10^4 \text{ N/m}^3$ の場合について、ヤング率 E_c の基準値を比較したもので、ACI基準の値は少し低目の値を示すことがわかる。

5. 1. 2 ポアソン比

コンクリートのポアソン比は使用材料、配合、材令、強度などによって若干異なるが、 $1/6 \sim 1/4$ の値をしめすといわれている。わが国の土木、建築両学会では設計計算に用いるポアソン比は $1/6$ としている。しかし、最近のCEB/FIPの指針、DIN 1045 などでは 0.2 を採用している。また、井野⁽²³⁾によればコンクリートの動ポアソン比として 0.24 を採用している。本研究では動的解析を行っている関係で井野の示した動ポアソン比である 0.24 を採用することとする。

この動ポアソン比は部材内部を伝播する縦波と横波の音速から計算したり、動弾性率と動的剛性率から計算できる値であり、コンクリートの調合や水比によっても変化するものである。一般のコンクリート構造物のような等方性の材料を用いている場合には、このポアソン比は材料の剛性に対してあまり大きな影響はないが、異方性材料として評価する場合には若干影響する指標となる。

5. 1. 3 動弾性係数

動的試験によって求めたヤング率を動ヤング率または、動弾性係数という。弾性材料からできている長さ l の棒の縦共振振動数と、動ヤング率との間には、

$$2 f l = (E_d / \rho)^{1/2} \quad (5.1.4)$$

また、材料中を波長の短いパルスが伝わる時の伝播速度とヤング率の間は

$$E_d = \rho \cdot V^2 (1 + \nu) (1 - 2\nu) (1 - \nu) \quad (5.1.5)$$

ここに、 f : 共振振動数 (Hz)、 l : 棒の長さ (m)、

E_d : ヤング率 (N/m^2)、 ρ : 材料の密度 (Kg/m^3)、

V : 波動伝播速度 (m/sec)、 ν : 材料のポアソン比

なる関係が成立する。従って、棒の縦共振振動数あるいは超音波のような波長

の短いパルスの伝播速度を測定すれば、上述の関係式から E_d を算出することができる。この E_d を動ヤング率または動弾性係数という。

単位容積重量の異なるコンクリートについて測定した動ヤング率と圧縮強度の関係の一例を図 5-1-4 に示す。図 5-1-2 と比較すると動ヤング率は静的割線ヤング率よりも大きい値を示すことがわかる。また物性に基いたコンクリートの非線形理論によって、コンクリートの動ヤング率は静的に求めた初期ヤング率よりも更に大きくなることが証明されている。

4 章にも記述したが、単純支持の床板に適用して確認した結果、動ヤング率を代入した場合の共振周波数が最も実測値とよく一致したため、本文におけるコンクリートのヤング率に関しては動ヤング率を採用することとした。

以上の説明でも明らかなように、コンクリート板の動弾性係数はその変形との相関があり、線形のパラメータとはなっていない。本文の対象となる変形の範囲は非常に微小であるため、橋本⁽³⁴⁾や折笠ら⁽⁵¹⁾の示したヤング率である $2.1 \times 10^{13} \text{ N/m}^2$ は、微小変形の動的問題を扱う上では、過小評価と考えられ、固有振動数が実際より下回る結果となろう。ちなみに $F_c = 2.1 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ とすると、動ヤング率は図 5-1-4 中の式より $3.29 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$ と求められ、約 1.5 倍の値となる。

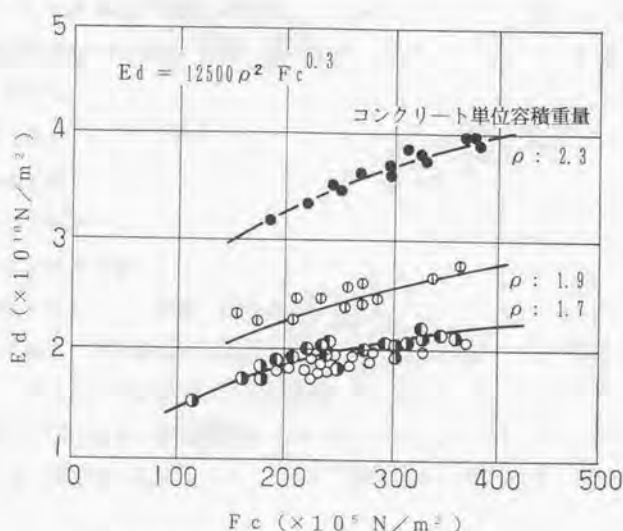


図 5-1-4 コンクリートの動ヤング率

5. 2 境界条件

この項では境界条件の設定方法について検討している。正確な意味での境界条件を設定するためには、周辺境界でのインピーダンス的なものを仮定する必要がある。あらゆる境界に対してこのインピーダンスを定義することは、周波数特性までも考慮する必要があることから、大変複雑な問題であると考えられる。しかし、ここではこの境界インピーダンスを求めることが主題ではないため、前項で設定した動ヤング率と合わせて境界条件をできるだけ簡素化し、解析しやすい条件に整理することを試みた。

床構造を平板の振動問題としてとらえ、周辺の境界条件を設定した第一次の固有振動数に関する研究は多く検討されている(30) (49) (70)。

本研究では床構造を有限な要素に分解しており、各要素の接合点を格子点として、これらの各格子点に対してそれぞれ個別の拘束条件の設定が可能であるが、前述したように狭い範囲であまり細かく拘束条件を設定するよりも、できるだけ広い範囲での解析をすることにより、材料の特性や固有値解析法がもつ特質を十分活用できるものと考えた。すなわち、検討しようとする振動数の範囲で完全に固定と考えられる点をまず設定し、それ以外はできるだけ広い範囲で自由に振動する解析範囲を考えるものである。

このような条件の元で境界条件を設定するために以下に示す幾つかの理想的な境界条件を仮定してみた。検討対象床は3章に示した2.5m×1.8mのコンクリート板を用いた。

- ①周辺完全固定
- ②周辺単純支持
- ③4隅の点を固定
- ④4隅の点を単純支持
- ⑤全て自由(但し、この場合の剛体モードは除く)

これらの各種の境界条件で固有値解析をした結果を表5-2-1に示す。コンクリートのヤング率は動ヤング率を採用した。表より明らかなように、境界条件を緩くしていくと、固有振動数も低くなり、500Hz間でのモードの数も増加してくる。実測値と比較すると、②の周辺単純支持の境界条件の場合が最も

良く一致していることが分かる。

以上より、この例に示すような単純なケースでは、周辺の境界条件を単純支持と仮定し、コンクリートのヤング率を動ヤング率を導入すれば良いことが分かる。一般の床では、柱や梁などがあり単純にはいかないといえ、これらについては次章の実際との比較の章で逐次比較検討することとするが、第一段階としてはまず以下のように設定することとした。

境界条件としては、一般的な外壁部分は半空間しかないことより単純支持と考える。また、柱部分は上下方向振動に対して十分な剛性をもっているものと仮定し完全固定と考える。その他の境界条件は梁がある場合には剛性を考慮し、境界での対象条件を十分に活用して検討範囲を拡大することで、できるだけ各要素や格子点の運動を拘束しない条件を設定している。梁についてはその中心線（中心位置）が床の中心線と異なる場合が多いことを考慮し、実状に近い形での近似を行うことを目的とし、床に対して中心位置がオフセットした梁としてモデル化している。十分な壁厚がある場合や、梁が十分に剛と考えられる場合も完全固定と仮定できるものとする。これらの点を考慮しても、詳細に検討したい範囲以外は比較的粗い分割にすることや、解析境界での対称条件や非対称条件を採用することで、解析上のマトリックスもあまり大きくせずに計算可能となるといえる。

表 5-2-1 固有振動数の比較

モード 次数	条件①	条件②	条件③	条件④	条件⑤	実測値
1	114.4	61.2	27.2	18.9	42.8	66.3
2	183.5	122.7	55.5	42.3	47.1	135.4
3	269.3	181.8	66.6	51.7	90.7	222.3
4	298.3	225.2	84.2	67.1	97.6	246.2
5	325.8	237.7	128.0	109.3	120.8	293.4
500Hz までの モード数	8	10	19	20	19	10

実測値は図 4-1-2 から読みとった。

5. 3 異方性材料の評価

デッキプレートやキーストンプレートのような床は、構造的にみて直交する2方向での面外曲げ剛性が異なる直交異方性構造床と考えられる。これらを有限要素に分解して固有値解析しようとする場合、形状を忠実に再現するという意味でリブの数に見合った分割、すなわち山谷もそのままの形状として分割することも可能であるが、その場合には多くの分割数となり目的とする高次振動数までは解析できるものの膨大な演算時間となり、きわめて不経済となることが考えられる。ここではこれを解決する方法として、床構造そのものを直交異方性をもつ材料と置き換えて、その材質定数を組み込んで表現する手法をとる。このような仮定を設定しての振動解析に関する研究は、文献(91)～(107)にも示すように多くの検討があるが、これを可聴域振動数にまで拡張しての検討は見られないため、ここではこの拡張がどの程度まで可能かをも含めて検討した。

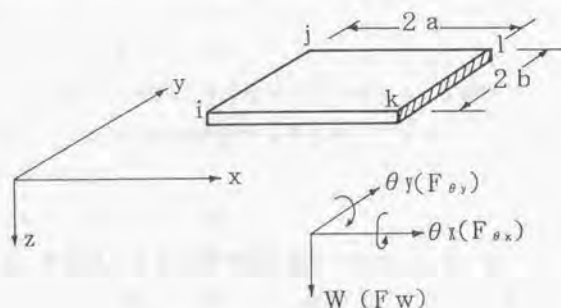


図5-3-1 長方形要素

通常の薄板理論における剛性を、図5-3-1に示す長方形要素 $i-j-k-l$ について考える^(7,2)。力と変位は各節点で3個の自由度をもたせる。すなわち、第一はZ方向の変位 (w)、第二はx軸まわりの回転 (θ_x)、第三はY軸まわりの回転 (θ_y) である。

節点 i における変位ベクトルは、

$$\{\delta_i\} = \begin{Bmatrix} w_i \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} w_i \\ -(\partial w / \partial y)_i \\ (\partial w / \partial x)_i \end{Bmatrix} \quad (5.3.1)$$

であり、4節点についての変位を

$$\{\delta\}^T = [w_1, \theta_{x1}, \theta_{y1}, w_2, \theta_{x2}, \theta_{y2}, w_3, \theta_{x3}, \theta_{y3}, w_4, \theta_{x4}, \theta_{y4}] \quad (5.3.2)$$

と定義する。要素の節点変位は12個の成分からなっており、12個の任意定数を含む変位関数は次の多項式で与えられる。

$$\begin{aligned} w = & a_1 + a_2 x + a_3 y + a_4 x^2 + a_5 xy \\ & + a_6 y^2 + a_7 x^3 + a_8 x^2 y + a_9 xy^2 \\ & + a_{10} y^3 + a_{11} x^3 y + a_{12} xy^3 \end{aligned} \quad (5.3.3)$$

任意定数 $a_1 \cdots a_{12}$ は、4節点における変位と節点角の12個の値から連立方程式を解いて得られる。

(5.3.3) 式を(5.3.1) 式に代入し、要素の節点におけるパラメータからなるベクトルを $\{\delta\}^e$ と表わすと、

すると(5.3.2) 式は

$$\{\delta\}^e = [C] \cdot \{a\} \quad (5.3.4)$$

ここで $[C]$: 節点座標値で定まる 12×12 のマトリックス

$\{a\}$: 12個の未定係数からなる列ベクトル

(5.3.4) 式より

$$\{a\} = [C]^{-1} \cdot \{\delta\}^e \quad (5.3.5)$$

であるから、要素内の変位は標準形に書き表わすことができ

$$\{f\} = w = [N] \{\delta\}^e = [P] [C]^{-1} \{\delta\}^e \quad (5.3.6)$$

ここで

$$\begin{aligned} [P] = & [1, x, y, x^2, xy, y^2, x^3, x^2y, \\ & xy^2, y^3, x^3y, xy^3] \end{aligned} \quad (5.3.7)$$

$[N]$ は形状関数

である。

一般化された歪みと応力はそのスカラー積が内部仕事を与えるようになっていなければならない。したがって図 5-3-2において x, y 方向の単位長さあたりに作用する応力を M_x, M_y, M_{xy} で表わすと $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_{xy}$ はつぎのようになる。

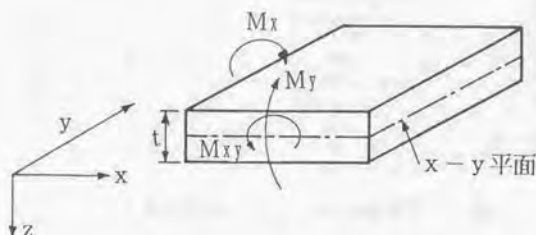


図 5-3-2 板の曲げにおける応力

$$\{\sigma\} = \{M\} = \begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} \quad (5.3.8)$$

一方、歪みを変位関数 w で表わすと、

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} -\partial^2 w / \partial x^2 \\ -\partial^2 w / \partial y^2 \\ 2\partial^2 w / \partial x \partial y \end{Bmatrix} \quad (5.3.9)$$

となるが、変位関数が(5.3.6)式で定義されているので、適当なマトリックス $[Q]$ と $[B]$ を仮定すると

$$\begin{aligned} \{\varepsilon\} &= [Q] \cdot \{\alpha\} = [Q] \cdot [C]^{-1} \cdot \{\delta\}^e \\ &= [B] \cdot \{\delta\}^e \end{aligned} \quad (5.3.10)$$

一般的な弾性挙動を仮定したとき、(5.3.8)式の $\{\sigma\}$ と(5.3.10)式の $\{\varepsilon\}$ との線形関係式は

$$\{\sigma\} = [D] (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) + \{\sigma_0\} \quad (5.3.11)$$

ここで $\{\varepsilon_0\}$ は初期歪み、 $\{\sigma_0\}$ は初期残留応力

[D] は弾性マトリックスで

$$[D] = \begin{bmatrix} \frac{E_x}{1-\nu_x \nu_y} & \frac{E_x \nu_y}{1-\nu_x \nu_y} & 0 \\ \frac{E_y \nu_x}{1-\nu_x \nu_y} & \frac{E_y}{1-\nu_x \nu_y} & 0 \\ 0 & 0 & G \end{bmatrix} \quad (5.3.12)$$

ただし、 E_x : x 方向弾性定数 ν_x : x 方向ポアソン比

E_y : y 方向弾性定数 ν_y : y 方向ポアソン比

t : 板の厚さ G : せん断弾性定数 である。

ここでは直交異方性の評価は形状のみで考慮し、コンクリート材料そのものは等方性を仮定しているため、 $E_x = E_y = E$ 、 $\nu_x = \nu_y = \nu$ となり、式(5.3.12)は

$$[D] = \begin{bmatrix} D_x & D_1 & 0 \\ D_1 & D_y & 0 \\ 0 & 0 & G \end{bmatrix} \quad (5.3.13)$$

となり、ここで

$$D_x = E t^3 / 12 (1 - \nu^2) \quad D_y = E t^3 / 12 (1 - \nu^2)$$

$$D_1 = \nu (D_x D_y)^{1/2} \quad G = 0.5 * (1 - \nu) (D_x D_y)^{1/2}$$

X・Y は軸の方向である。

特別な場合として等方性では、x 方向、y 方向ともに弾性定数、ポアソン比が等しいのでマトリックス [D] は、

$$[D] = \frac{E t^3}{12 (1 - \nu^2)} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{(1-\nu)}{2} \end{bmatrix} \quad (5.3.14)$$

と簡化される。

節点力をその対応する変位に結びつける剛性マトリックス K は

$$[K] = [B]^T [D] [B] dx dy \quad (5.3.15)$$

で表わされる。

具体的には、異方性床構造のための解析モデルとしての剛性は、式(5.3.13)の各値より表現することになる。キーストンプレートやデッキプレートに対する材料条件としては剛性の強い軸は床の厚い部分と等価な平板に置換して求め、弱い軸は床の薄い部分と同等の平板に置換して曲げ剛性を低下させることで評価した。

例としてある板の固有値解析した結果を図5-3-3に示す。これは左側が強軸(x軸)と同じ剛性をもつ等方性板、右側が弱軸(y軸)と同じ剛性をもつ等方性板の固有値解析結果を示している。図中の数字は固有値解析より求めた固有値を示しているが、値そのものに対しては特に意味を持たず相対的な値である。この図より分けることは、等方性の板同士を比較するとそのモード姿態の出現する順序は同じでも、固有値すなわち固有振動数には差が生ずることが分かる。異方性との比較ではモード姿態の出現順序が異なるため、順番の交代があり、またその固有値は強軸と同値の剛性をもつ板と弱軸との中間に位置することなどの点である。これより固有値解析より求めたモード図と実験のモーダル解析により得られるモードを比較することで、固有振動数より境界条件と物性値を評価でき、モード姿態の比較により異方性の評価は検討できる。これより面外方向に直交異方性をもつ形状の床板の高次振動までの評価を含めたモビリティは、ここで示した解析方法により十分表現できるといえる。

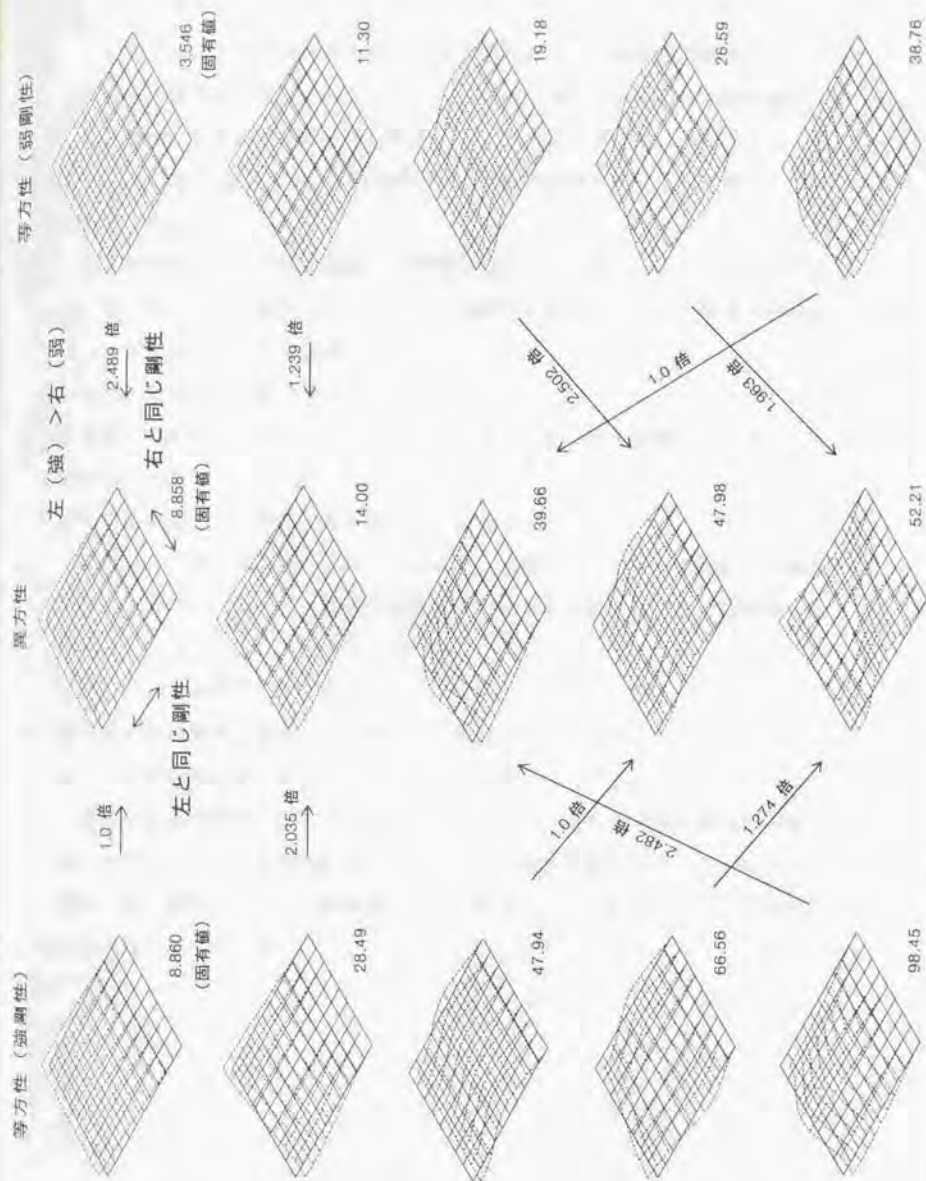


図 5-3-3 直交軸の剛性変化によるモード図

5. 4 5章のまとめ

この章では、本研究の根幹をなす各種の床構造の周波数応答関数であるモビリティを求めるための基本的なパラメータ設定方法について検討を加えた。

ここで検討した項目は、床の材料面からとらえたヤング率、ポアソン比、床の構造的側面からとらえた境界条件、さらに面外の曲げ剛性に異方性をもつ床の評価である。

材料的な特性としては、理論的な背景や本研究で対象としている振幅の大きさ（微小変位）を考慮すると、動ヤング率並びに動ポアソン比の採用が最適であると考えられ、これを提案した。

また、境界条件は以下のように提案した。

- ①柱部分は固定。ただし、ある程度以上の厚さをもつ壁も同様と考える。
- ②一般の壁部分は単純支持。
- ③その他の格子点は全て上下方向に自由に動く。

境界条件と上述の材料特性を合わせると、実際とよく一致した固有値が得られることを示した。これは既往の文献などで報告されている一次の固有振動数を求める方法である以下に示す

- ①ヤング率は割線ヤング率を用い
 - ②周辺の境界条件は固定として得られた値を0.7~0.9 倍する
- といった設定方法より明快であり、有用であるといえよう。

さらに異方性材料に対する評価を行い、材料そのものを剛性上強軸・弱軸をもつものと仮定して固有値解析し、そのモード図と比較することで、面外方向に直交異方性をもつ形状の床板の高次振動までを含めたモビリティの評価は、十分可能である事を示した。

6. 検討対象とした床構造とそのモビリティ

この章では各種の床構造を取り上げ、その構造の詳細や計算に用いたパラメータ、境界条件などを列記すると共に、モビリティの予測と実測の比較を重点に示す。

6. 1 鉄筋コンクリート構造床のモビリティ

この項では一般の鉄筋コンクリート構造床と壁が厚く境界条件として若干の考慮が必要な床について示す。

6. 1. 1 一般の鉄筋コンクリート構造床

(1) 検討対象とした床の構造とパラメータ

鉄筋コンクリート構造の一般的な床である、断面形状が均一で厚さの変化もなく均質等方性床の例として、二階建の一般的構造物と考えられる鹿島建設技術研究所の25号館の二階床部分を取り上げモビリティの計算例を示す。

ここではまず基本的な確認として低域の振動応答を詳細に見るために、解析の上限振動数を 100Hz にとって計算している。各要素の分割状態は解析する上限振動数を 100Hz に設定した関係で、要素の一辺の大きさを曲げ波の波長の約 $1/3$ の 1m 程度に設定した。また、ここでは小梁が多く入っているために分割の形状は均一分割とする。さらに、材料のヤング率は、前章で論じた動ヤング率を用い、減衰比は 4. 2 章で検討したモーダルダンピングの一般的な値である 3% を採用した。

検討対象の平面図並びに梁の構造を図 6-1-1 に示す。

b4			b5	
外端	中央部	内端	端部	中央部
300×600			300×600	

B1		B2		B3
端部	中央部	端部	中央部	全断面
350×650		350×650		350×650



図6-1-1 検討対象の床構造とモビリティ計算点

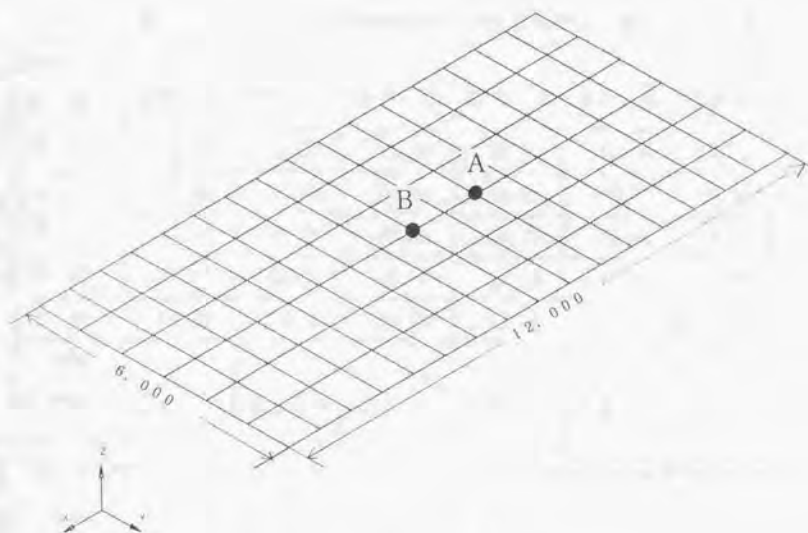


図6-1-2 メッシュ割り図

(2) 境界条件

検討範囲を計算点を含む図 6-1-1 の C 通りと D 通り、並びに①通りと②通りに囲まれた柱が四隅にある範囲を設定し、図 6-1-2 に示すようにメッシュ割りをした。5. 2 章では柱部材のない材料により物性と境界条件を検討したが、ここでは柱を考慮にいれての境界条件の検討を行う。

検討したケースは以下に示す 5 ケースである。

- ①四隅の柱部分は完全固定、周辺の梁部分も完全固定
- ②四隅の柱部分は完全固定、周辺の梁部分は単純支持
- ③四隅の柱部分のみ完全固定
- ④四隅の柱部分は単純支持、周辺の梁部分も単純支持
- ⑤四隅の柱部分のみ単純支持

これらの各境界条件の固有値解析結果と実測値との比較を表 6-1-1 に示す。実測値は次項に示す図 6-1-3 のモビリティ測定結果から抽出した。

これらを比較してみると、条件③の四隅のみ完全固定の場合が最も良く実測値と一致していることが分かる。これより、柱部分の境界条件としては完全固定を採用することが妥当といえよう。

表 6-1-1 各種の境界条件と固有振動数の比較 単位 Hz

モード 次 数	条件 ①	条件 ②	条件 ③	条件 ④	条件 ⑤	実測値
1 次	42.66	37.27	24.89	34.10	17.17	25.75
2 次	46.86	44.80	39.84	44.03	33.73	36.50
3 次	53.68	52.31	43.01	52.11	34.50	43.50
4 次	64.67	64.37	47.00	64.34	38.19	45.75
5 次	74.66	73.48	56.47	71.46	53.76	58.75
100Hz までの モード数	1 1 コ	1 1 コ	1 3 コ	1 1 コ	1 4 コ	1 2 コ

(3) モビリティの予測値と実測値の比較

前章までに論じた手法とパラメータなどを用いてこの床の駆動点モビリティを計算し、図に示した点における実測値と比較した結果を図6-1-3~4に示す。これらを比較検討してみると、スラブ中央のA点では固有振動数の一致度もよく、またモビリティレベルも若干の増減はあるもののよく一致しているといえよう。ただし実測値の低振動数領域では、加振力のその領域での成分が少ないためか、実測値のほうが値が大きく出ている傾向にある。これは実測ではこの領域における加振力と応答に関わるコヒーレンスも低く、データとしての信頼性が少ない領域である。

小梁上の測定点B点では、実測値のほうが計算値よりも多くの共振ピークがあるように見受けられる。固有値解析によって得られた固有振動数は先にも示したように多数あり、計算上は十分な数があるにもかかわらずそれが計算値に表れなかったのは、それぞれのモードに対する固有ベクトルが少なく見積もられたために、ピークとならなかったようである。しかしこの程度の粗さでも全体的傾向はとらえられているといえよう。

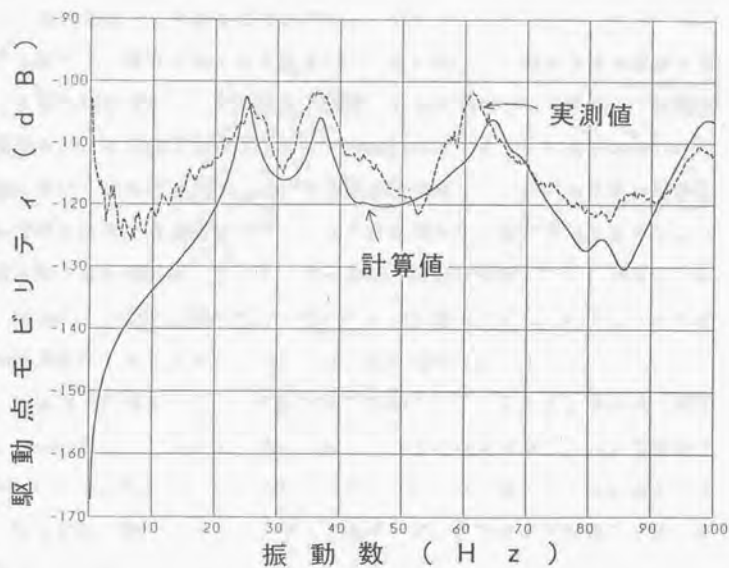


図6-1-3 点Aの駆動点モビリティ

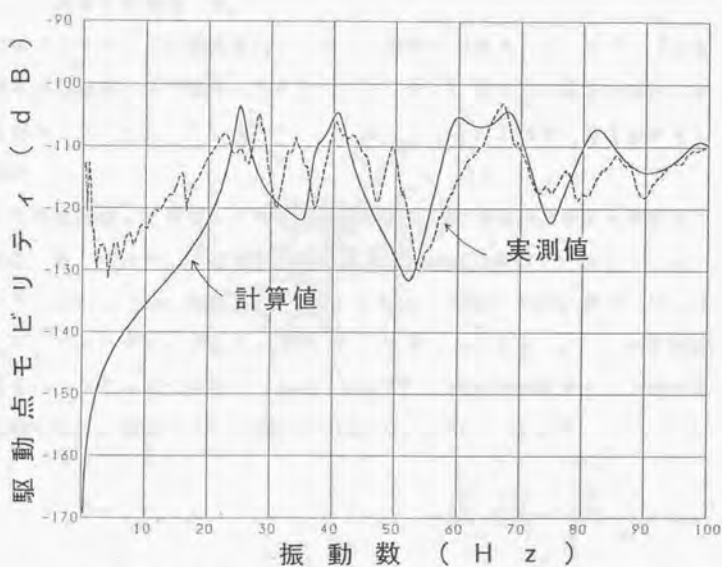


図6-1-4 点Bの駆動点モビリティ

6. 1. 2 周辺が完全固定と仮定できる鉄筋コンクリート構造床

(1) 検討対象とした床の構造とパラメータ

特殊な例として周辺が厚い壁で囲われているため、この境界条件が固定と考えられる検討例を示す。この建物は営団地下鉄の本郷三丁目付近の地下鉄構築上に建設された本郷二丁目マンションでの検討結果である。荷重を均等に地下鉄構築にかける目的で剛性の大きい地下構造を計画しており、地下鉄の固体伝播音の影響を検討する意味でモビリティ予測を試みた。検討対象床はマンションの地下階の床を対象としており、周辺の構造諸定数は図6-1-5に示すように300~550mmという厚い壁で周辺が囲われている構造となっている。そのため周辺の境界条件を完全固定と仮定してみたものである。

ここでは地下鉄走行による可聴域振動を対象としているため、解析の上限振動数を500Hzまでとっており、要素の最大の大きさは曲げ波の1/4波長程度である30cmにとり、図6-1-6に示すように中央へいくほど徐々に分割が細くなるような不規則分割としている。モーダルダンピングは前章で採用した値と同様に3%としている。

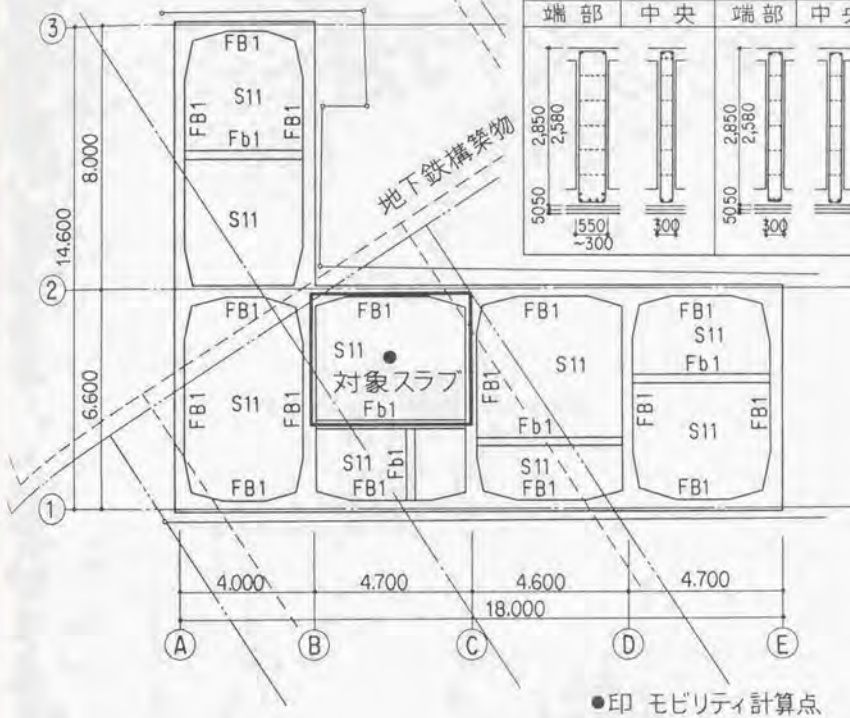
(2) 予測値と実測値の比較

この床でのモビリティの実測値は計測上の関係で打撃点とピックアップ位置の間隔を15cm程度とって測定したため、モビリティ計算もこの間隔分離れた点間の伝達モビリティとして計算している。図6-1-7に計算結果と実測値を合わせて示す。

それぞれを比較してみると、固有振動数のピークでは第一次の固有振動数では完全に一致しており、高次振動数領域でも数%以内の誤差で一致している。モビリティレベルでの一致度も高いといえ、特に100Hz~200Hz間や400Hz付近のモビリティのディップもよく表現できているといえよう。ここでも全体的傾向はよくとらえられており、この場合に設定した周辺完全固定という境界条件は妥当であり、実用上十分な精度が確保されているといえよう。

基礎梁断面表

FB1		Fb1	
端部	中央	端部	中央



スラブ断面表

符号	厚さ	短辺方向			長辺方向		
		中間部 (片持ちスラブ)		周辺部	中間部		周辺部
		端部 (元端)	中央部 (先端)		端部	中央部	
S11	200	上端筋	D10+D13 @ 200	→	D10+D13 @ 200	→	→
		下端筋	D10+D13 @ 200	→	D10+D13 @ 200	→	→

図6-1-5 計算に用いた床構造

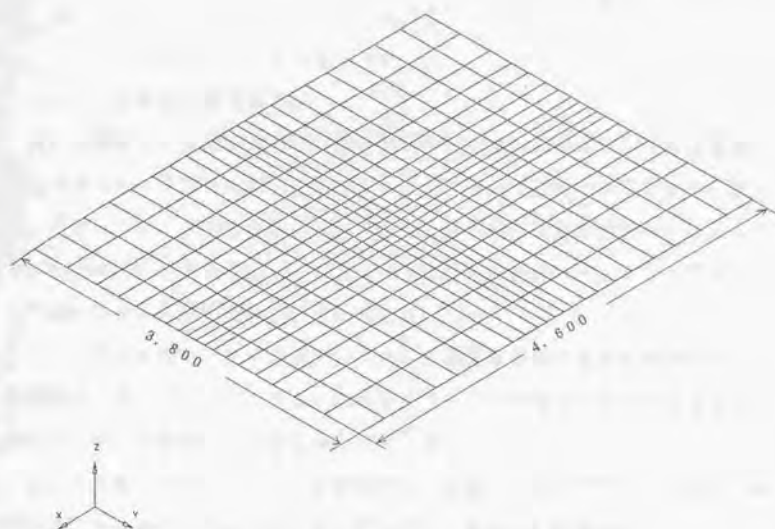


図6-1-6 床のメッシュ割り図

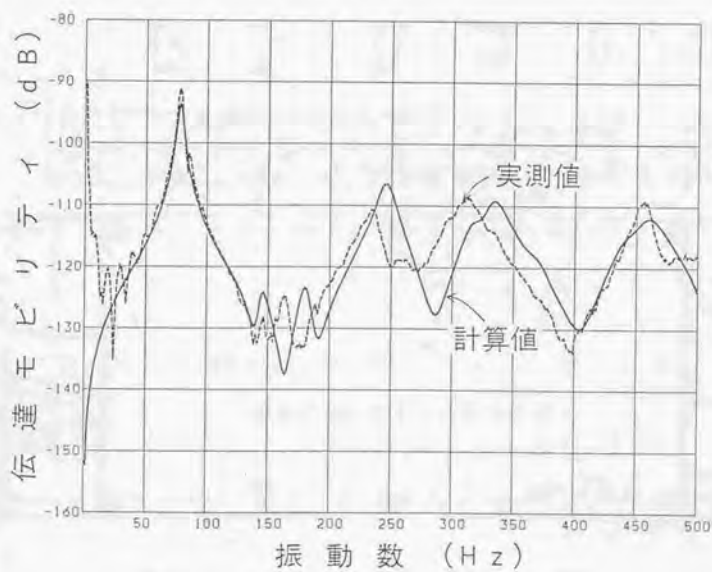


図6-1-7 伝達モビリティ計算例

6. 2 大スパン床のモビリティ

6. 2. 1 フラットスラブのモビリティ

(1) 床構造と境界条件

検討対象とした床は鹿島建設技術研究所の20号館3階の大スパン床に採用されたフラットスラブであり、床のクラックやクリープを防止するために、アンボンドプレストレス鋼線が採用されており、床や梁の構造を図6-2-1に示したが、約20mX10mの大きさをもった大スパン床である。特にアンボンドプレストレス鋼線の導入詳細を図6-2-2に示した。

ここで採用されたアンボンドプレストレス鋼線の導入による床構造に対する剛性補強効果については、よくいわれるように¹⁹⁾ 差程大きなものではないため以下の解析で無視しても誤差は少ないと考えた。

周辺の境界条件としては、柱部分は固定、壁部分は単純支持としており、床の周辺にある梁についても床の中心線に対して梁の中心位置がオフセットした棒として仮定した。

大梁断面表

符号	B1		B1A	B2	G1	G2
	端部	中央	全断面	全断面	全断面	全断面
b X D	150 X 800		450 X 800	450 X 600	300 X 600	400 X 600
上端筋	6 - D29	4 - D29	4 - D28	3 - D25	2 - D25	4 - D25
下端筋	6 - D29	4 - D29	4 - D28	3 - D25	2 - D25	4 - D25
STPノゲ	4 - D13@200	D13@200	B 4 - D13@200	B D13@200	C D13@200	C D13@200

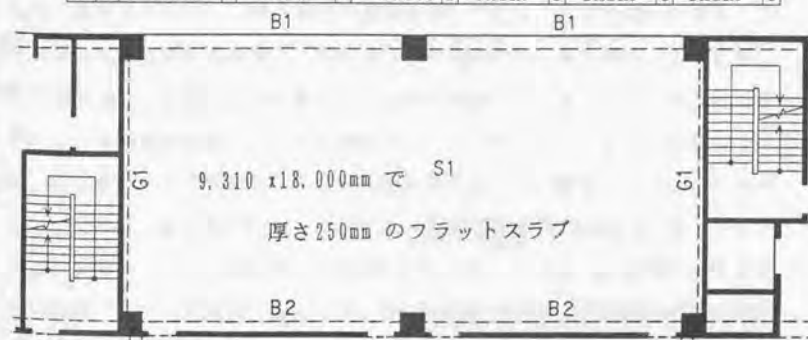


図6-2-1 フラットスラブの床と梁の構造

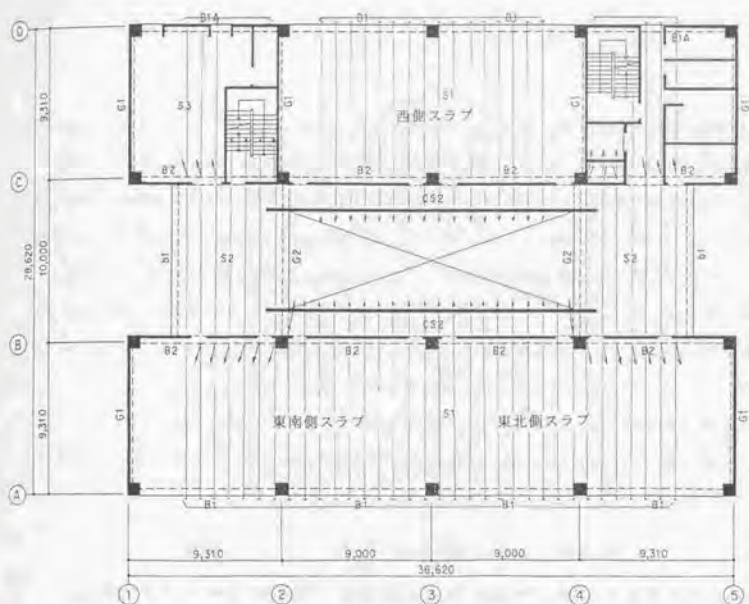
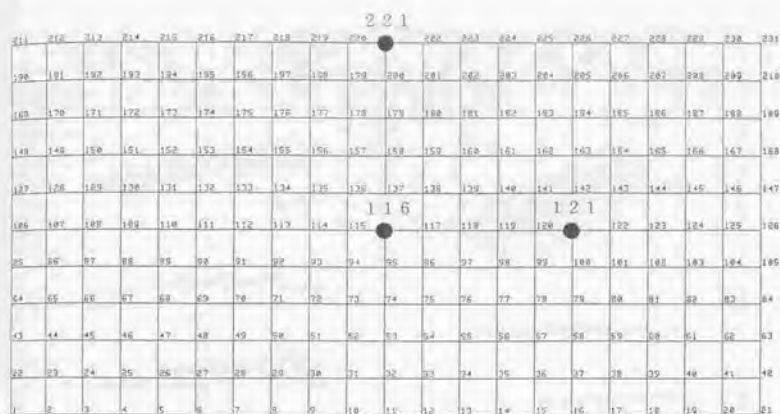


図6-2-2 フラットスラブのアンボンドPC鋼線の配線図

(2) 固有値解析と実験的モーダル解析の比較

固有値解析から得られた固有ベクトルを図示した振動モード図と、実験的モーダル解析の結果より得られる各固有振動数におけるモード図を比較検討することで、理論解析値と実際の一致度が判定できる。すなわち、計算上最も不明確な境界条件を5.1章に論じた根拠を基に設定し、3章で述べた手法により解析された各固有振動数と、4章で示した実験的モーダル解析によって得られた実測値や、そのときの振動モード姿態を比較することにより、設定した各パラメータや境界条件の妥当性を評価するものである。ここで用いた評価手法は、まず振動モード姿態の一致度を両者比較することで評価し、次にその時のモード（固有）振動数について比較する。この評価基準は先にも示したように、1/3オクターブバンド分析表示も考慮にいれていることから、共振ピークが完全に次のバンドへずれない値として、誤差の幅は $\pm 2^{1/6}$ である約10%を設定している。



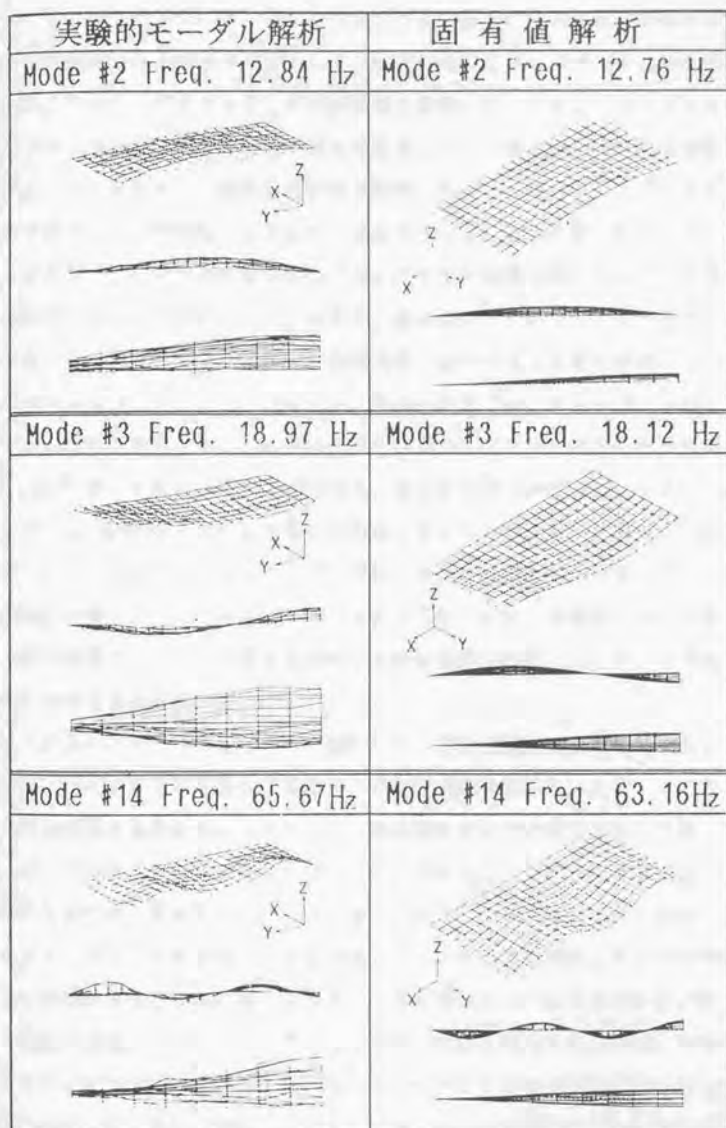


図 6-2-4 実験的モーダル解析と固有値解析の比較

(3) 予測値と実測値の比較

4章で論じたように、モビリティの予測に際して、計算に必要な各種の条件やパラメータのうち、モーダルダンピングは理論的に求められない量である。前章では既往の文献などを参照して、一般的な鉄筋コンクリート構造床の場合には、このモーダルダンピングを3%程度と設定した。しかし、大スパンのフラットスラブなどの最近の新しい構法を採用している床では、床材料は鉄筋コンクリートではあるが、構法的な影響も加味したモーダルダンピングに差があるのではないかと考え測定してみた。測定方法は4.2章に示したカーブフィット法を用い、いくつかの測定点のうち、その点が振動の腹となっている場合での結果をまとめて図6-2-5～7に示す。値は各モード毎に示しているが、かなりのバラツキをもっている。この影響度合いについては7章で検討しており、影響が少ないことを示しているため、今回の計算ではこれらを全て平均した値である2.0%を採用した。この値は普通の鉄筋コンクリート構造の床で採用した3.0%に比較し少なめの値となっており、さらに木村らの報告⁽³²⁾によって示されている2～5%の値と比較しても小さな値となっており、我々が測定した鉄筋コンクリート単体のモーダルダンピング値である1.5%に近い値となっている。今回検討対象としたアンボンドフラットスラブは18m×9mと大型のスラブであり、一般の鉄筋コンクリート構造に比較して床の周囲へ振動エネルギーが逸散しにくい構造であるためであろう。

これらのパラメータを用いて、図6-2-3に示した各点について500Hzまでの駆動点モビリティを予測し、実測値との比較を図6-2-8～10に示す。計算した上限の振動数範囲が高いことにより、低振動数部分での値の比較が明確ではないが、この結果を1/3オクターブバンド表示することで低振動数領域も若干明確になると考え図6-2-11～13に示した。しかし、フーリエスペクトルから1/3オクターブバンド変換をしているため、バンドの最低振動数はスペクトル密度との関係がありむやみに低くできず、上限振動数が500Hzの場合には16Hzバンド程度が最低バンドといえよう。これらを比較して明らかなように、スペクトルでの比較では若干山谷が一致していない部分もあるが、全体的なモビリティレベルはよく一致しており、1/3オクターブバンド表現では図6-2-11のように1バンドずれてしまったものもあるが、全体を見ると実測値との差は±5 dB

以内でもあり、これは現状の固体音領域における振動対策を考える上では充分であるため、工学的に見て良い一致と判定した。

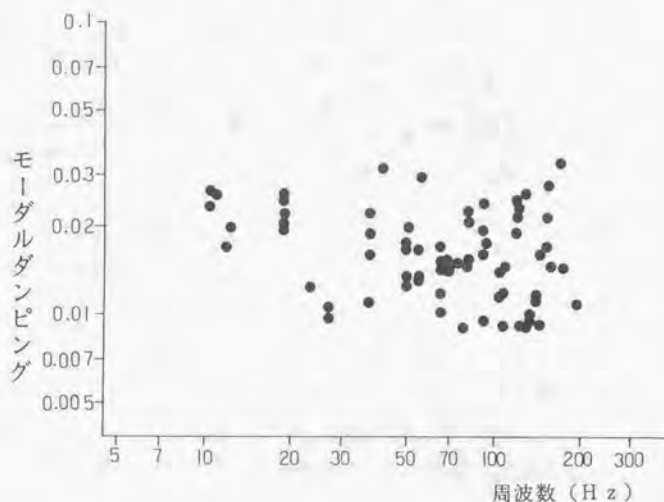


図 6-2-5 モーダルダンピング値 (西側部分)

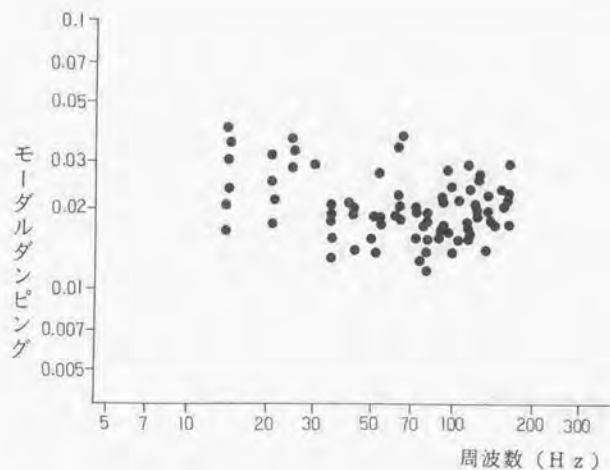


図 6-2-6 モーダルダンピング値 (北東部分)

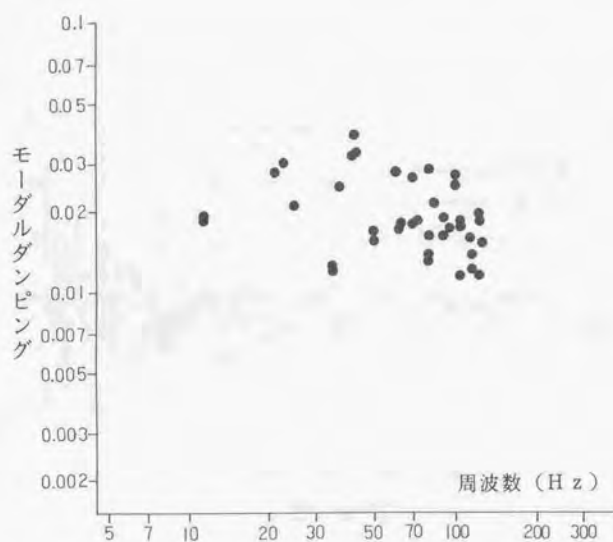


図 6-2-7 モーダルダンピング値 (南東部分)

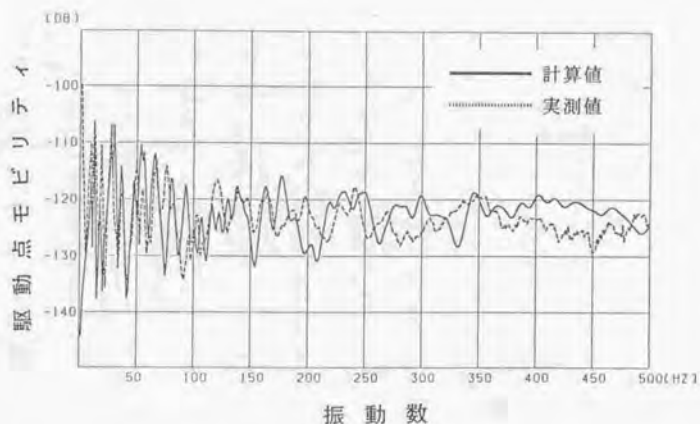


図6-2-8 西側スラブの116点における
モビリティ (スペクトル表現)

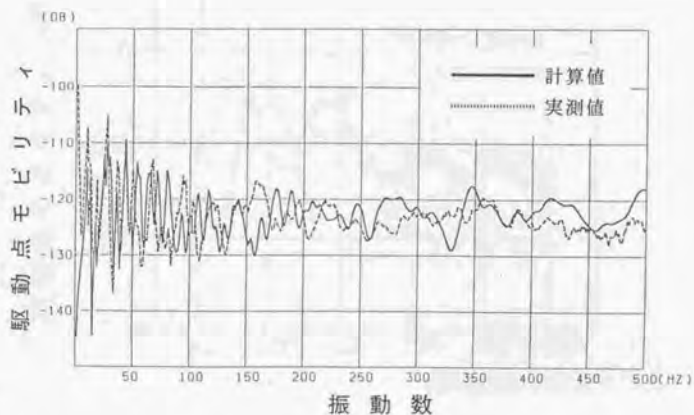


図6-2-9 西側スラブの121点における
モビリティ (スペクトル表現)

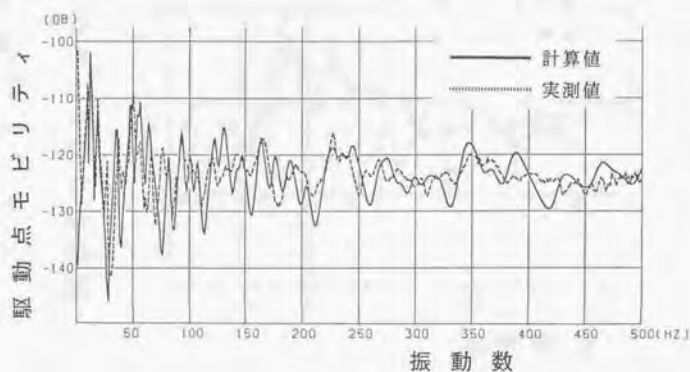


図6-2-10 西側スラブの221点における

モビリティ (スペクトル表現)

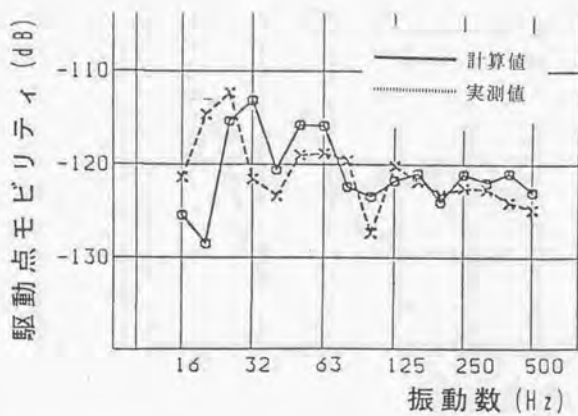


図6-2-11 西側スラブの116点における

モビリティ (1/3オクターブ表現)

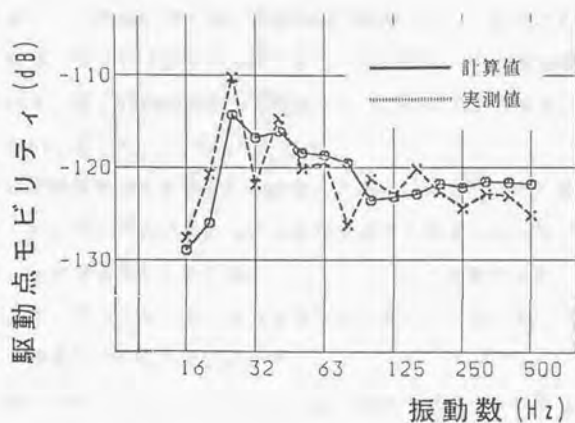


図6-2-12 西側スラブの121点における

モビリティ (1/3オクターブ表現)

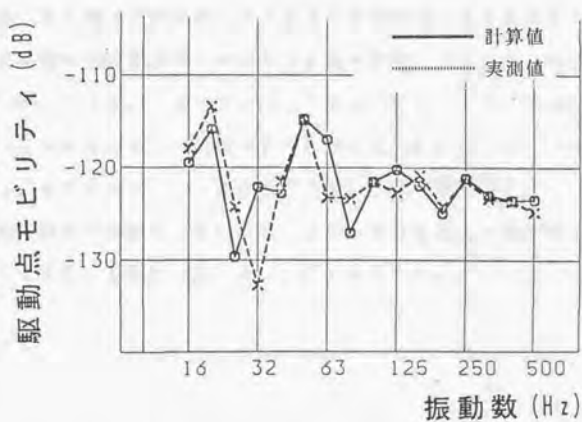


図6-2-13 西側スラブの221点における

モビリティ (1/3オクターブ表現)

6. 2. 2 ハイブリッドRCスラブ

(1) 検討対象とした床の構造とパラメータ

検討対象とした床は住宅・都市整備公団の研究によって開発され、ハイブリッドRC構法と呼ばれる大スパン床であり、同公団の八王子試験場内に試行建設されている、約12m×6mの大きさで厚さ 200～250mm の床である。床や梁の構造を図6-2-14に示した。

ここでは試験建家のため図6-2-14に示したように2スパンのみ施工された状態であり、それぞれのスパンにおいて床厚も異なる構造となっている。そのため解析では全体を考慮にいて解析することとし、その範囲も若干要素数が多くなり、計算上のマトリックスも大きなものになっている。そのメッシュ割りと格子点の番号の図を図6-2-15に示す。

周辺の境界条件としては、柱部分は固定、周囲の壁部分は単純支持としており、床の周辺にある梁についても床の中心線に対して梁の中心位置がオフセットした棒として仮定した。

モーダルダンピングも前述のように振動の腹の点を選定し、カーブフィット法により求め図6-2-16に示す。これより平均値は2%程度と求められ、予測計算ではこの値を用いた。

(2) 予測値と実測値の比較

この床は次の章で人間歩行による応答や床衝撃音による応答をみるといった比較的低振動数領域を詳細に検討する試験対象床とするため、解析の上限振動数は200Hzにとった。ハイブリッドRCスラブのモビリティ予測計算のうち、図6-2-15に示す点についての実測値と比較して図6-2-17～18に示す。さらにこの値を1/3オクターブバンド表示として図6-2-19～20に示す。

低振動数領域では若干の差はあるものの、全体を見ると実測値との差は±5dB以内であり、工学的に見てよい一致と判定した。

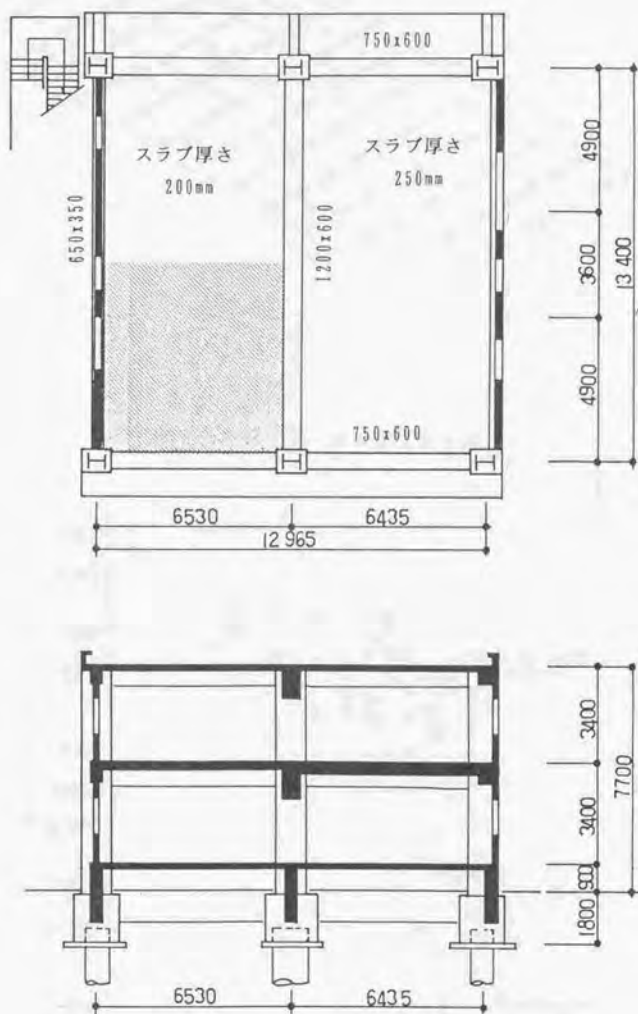


図 6-2-14 ハイブリッドRC床と梁の構造

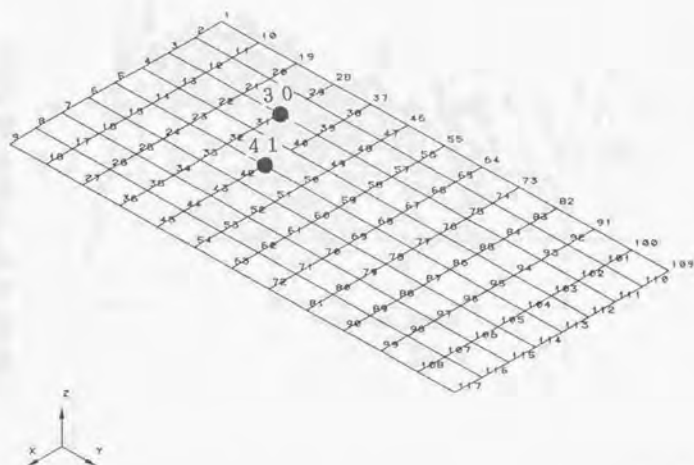


図 6-2-15 メッシュ割り図

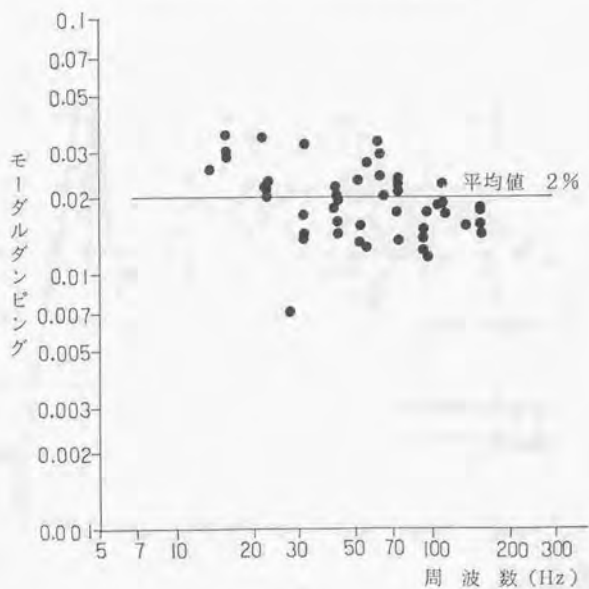


図 6-2-16 モーダルダンピング値

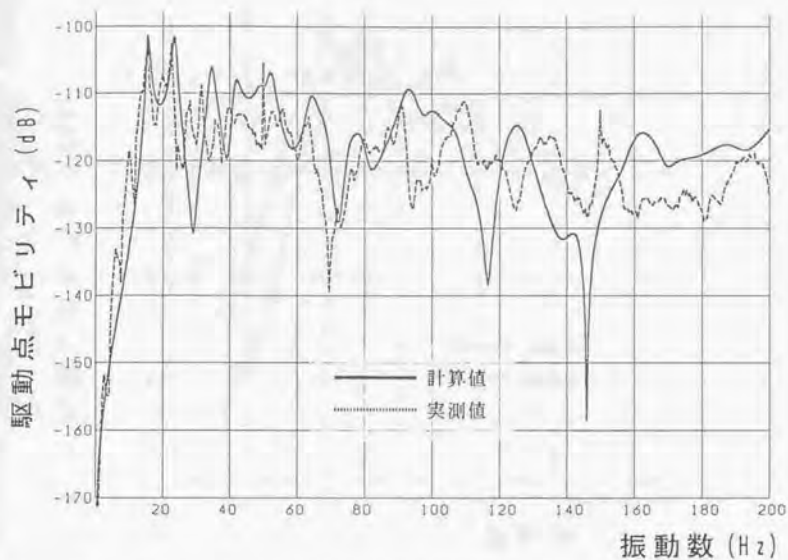


図6-2-17 30点におけるモビリティ (スペクトル表現)

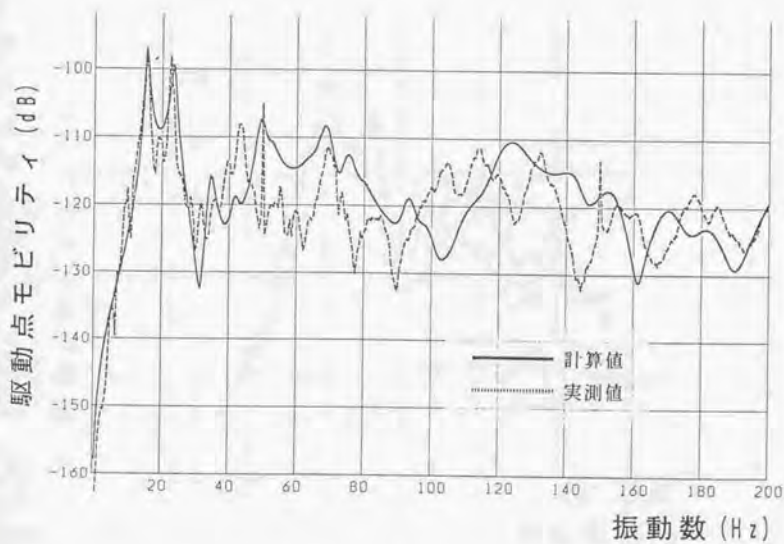


図6-2-18 41点におけるモビリティ (スペクトル表現)

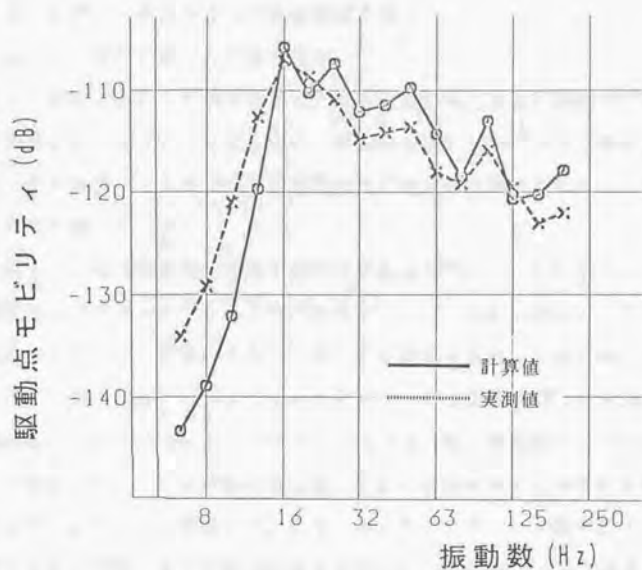


図6-2-19 30点におけるモビリティ (1/3オクターブ表現)

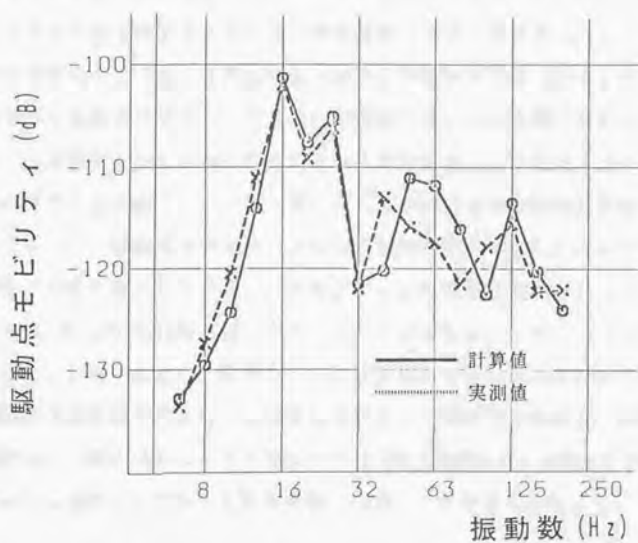


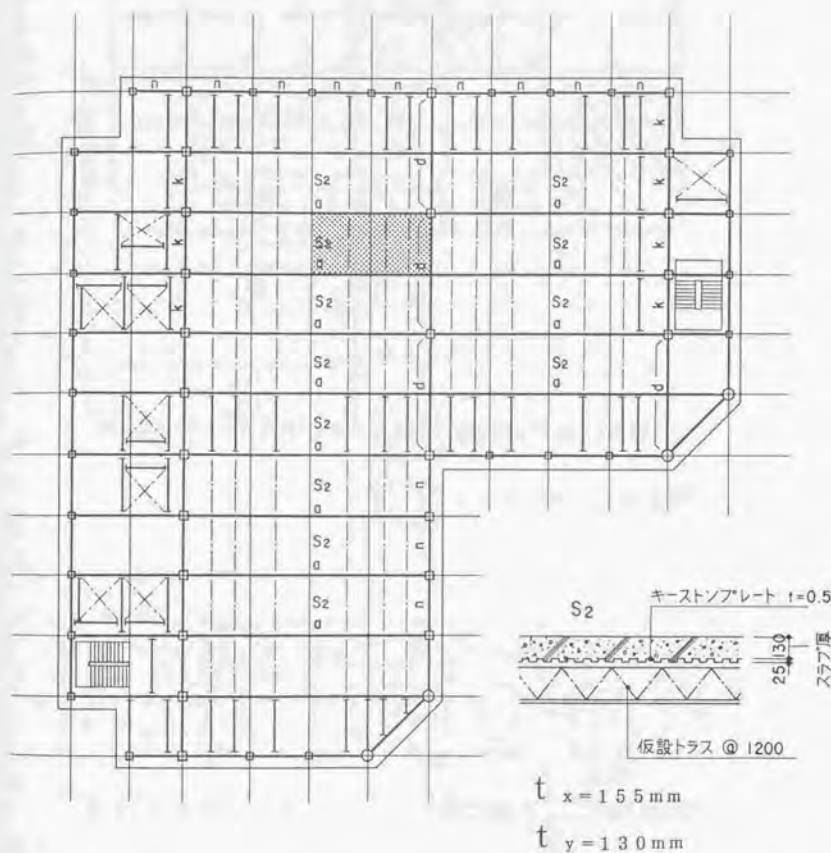
図6-2-20 41点におけるモビリティ (1/3オクターブ表現)

6. 3 形状的に異方性をもつ床のモビリティ

6. 3. 1 検討対象とした床の構造

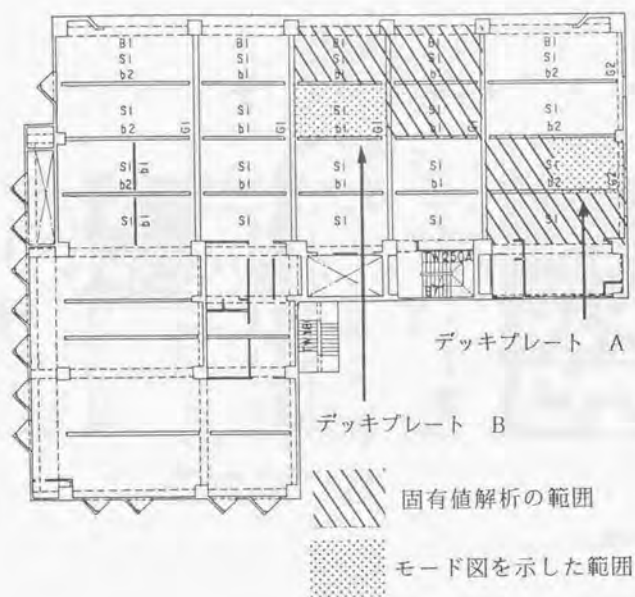
ここで検討対象とした床の構造は、竣工直後の健全な波形鋼板やデッキプレートを用いたコンクリート床、スパイラル管を用いた中空スラブの計3種類であり、デッキプレートについては境界条件の違いを検討するため2つのケースについて予測している。

それぞれの検討対象範囲と構造部材の断面表を図6-3-1~3に示す。一般に波形鋼板スラブやデッキプレート床は鉄骨造のスパンの広い場合に、中空スラブは鉄筋コンクリート構造の大スパン床によく使用される。今回の例も、波形鋼板スラブでは $7.2\text{m} \times 14.4\text{m}$ 、デッキプレートのA部分は $8.1\text{m} \times 13.25\text{m}$ 、B部分は $5.7\text{m} \times 13.25\text{m}$ 、中空スラブは $10\text{m} \times 8\text{m}$ と床面積として 100m^2 前後の床を選定した。これを有限要素分割して固有値解析をする場合の要素の大きさは以下のようにして算定した。すなわち、デッキプレート等のように厚さに差がある場合の曲げ波の波長は断面2次モーメントを考慮して有効板厚を求め、中空スラブのような中空構造の床でも平均的な厚さを考慮して曲げ波の波長を求める。曲げ波長の $1/4$ 程度で分割すると仮定すると上限振動数を 500Hz として算定した場合、 $40 \sim 50\text{cm}$ ピッチで分割することとなる。今、仮に約 45cm ピッチに各スラブを分割すると考えると波形鋼板スラブで格子点561点、デッキプレートA部分で570点、B部分では420点、中空スラブは437点となり、これらをすべて各要素のマトリックスとして作成すると、計算機の使用メモリも大きく、計算時間もかなり長くなることが予想される。この場合にはマトリックスを小型化する方法として、よく用いられる手法である検討対象領域の $1/4$ 平面をとり出し、接続境界で対称・逆対称の条件を設定することにより全面の解析を行う手法を導入している。この操作により計算上の格子点も $1/4$ となり、それぞれ $100 \sim 150$ 点程度の適当なマトリックスとなる。ただし、 $1/4$ 平面で検討することとなったため、計算ケースは接続境界での対称・逆対称の組み合わせで合計で4回計算を行わなければならないという繁雑さは生ずる。解析に要する時間は、一般にマトリックスの次元の $2 \sim 3$ 乗に比例するといわれているため、このような操作をしても十分計算時間の短縮につながるといえよう。



符号	位置	断面
a	全断面	H-792×300×14×22
d	端部	BH-800×300×16×28
	中央	H-800×300×14×26
k	端部	BH-500×350×16×25
	中央	BH-500×300×16×25
n	全断面	BH-500×250×12×22

図6-3-1 波形鋼板スラブの検討対象範囲と構造部材



梁断面表

付 号	b1	b2	G2		B1	
	全断面	全断面	端部	中央	端部	中央
断面						
鉄 骨	H-350×175×7×11	H-400×200×8×13	H-596×199×10×15	H-596×199×10×15	H-596×199×10×15	H-596×199×10×15

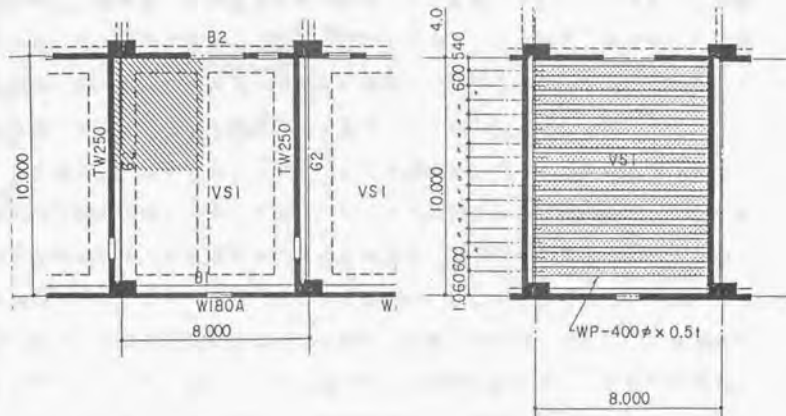
デッキプレートスラブ断面表

符 号	断 面
S1	<p>D.R---ALN 12</p>

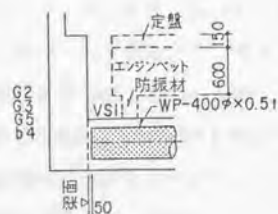
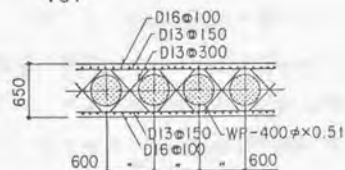
$$t_x = 160 \text{ mm}$$

$$t_y = 85 \text{ mm}$$

図 6-3-2 デッキプレートの検討対象範囲と構造部材



スラブ断面表
VSI



大梁断面表

階	符号	B1	B2	G2
2	断面			

図6-3-3 中空スラブの検討対象範囲と構造部材

さらにデッキプレートB部分のように検討対象範囲内に境界条件として固定ないしは支持の条件が得られない場合には、その範囲内で有限要素分割して固有値を求めると、何の拘束もなく全ての格子点が動くような固有値が得られ、これは物理的に矛盾する状況であるため、これを解決する方法として格子点の選定時に、固定ないしは支持の条件が得られる範囲まで拡大して検討する必要がある。この場合にはさらに解析領域が広くなることが考えられるが、このような場合、検討対象全域に互って細かい要素で分割する必要はなく、部分的になり粗い分割を用いても解析可能であることを示した。

この章では、波形鋼板スラブについては図6-3-4のメッシュ割りで示すように1/4平面の解析方法を、デッキプレートA部分については図6-3-5に示すように検討範囲を拡大し要素の大きさは特に粗くせず細かいままの解析方法を、さらにデッキプレートB部分については図6-3-6に示すように検討範囲の拡大と、拡大した部分の要素を粗くした解析方法を、中空スラブについては図6-3-7に示すように波形鋼板スラブと同様の1/4平面の解析方法をそれぞれ採用した。各図中の網かけをした部分が計算対象とした範囲である。

これらの床構造は直交する面外剛性が異なる異方性材料の代表として取り上げたものである。異方性材料の評価は5.3項においてその取扱いについて説明をしたが、ここでは実際の値について示す。まず、波形鋼板スラブでは強軸側断面二次モーメントを厚さ155mmで、弱軸側のそれを厚さ130mmを用いて設定した。デッキプレートの場合には強軸側は厚さ160mm、弱軸側を85mmで計算し、中空スラブでは強軸側は650mm厚さ、弱軸側は250mm厚さで計算した。これらの設定値を用いて固有値解析しその固有値とモードと、実験的モデル解析で求めた固有値とモードを比較することで、異方性の評価・検討ができるといえよう。

固有値解析によって得られたモード次数は200Hzまでの振動数範囲で、波形鋼板スラブでは57個、デッキプレートA部分では132個、デッキプレートB部分では95個、中空スラブでは22個あり、ここではその全てを表示できないため一部分のみの紹介となっている。

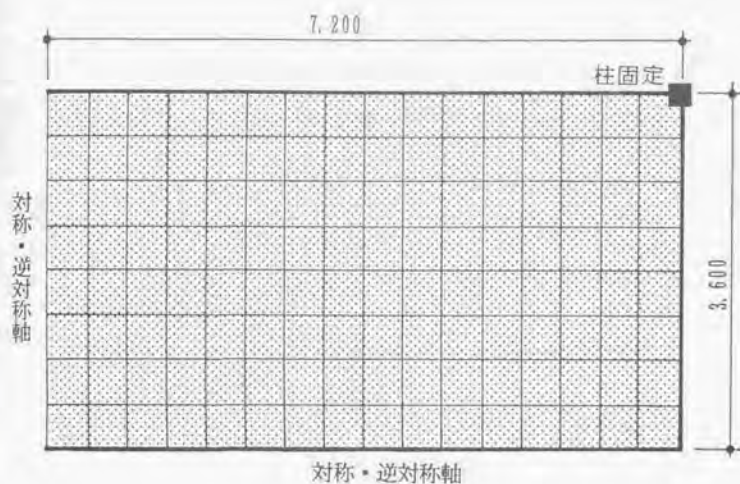


図 6-3-4 波形鋼板スラブのメッシュ割り

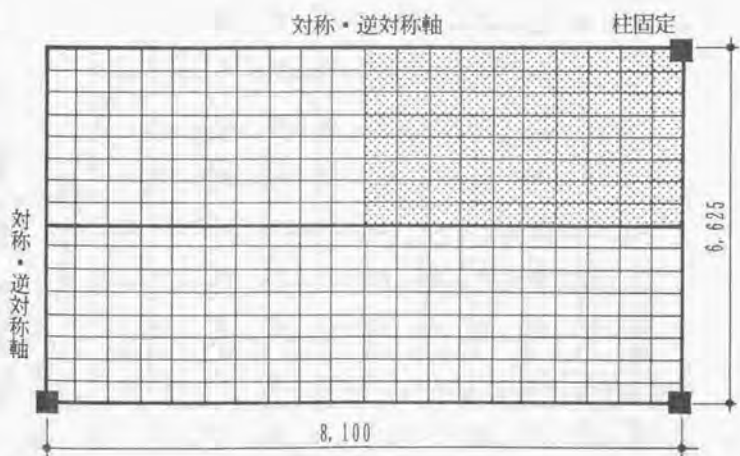


図 6-3-5 デッキプレートAのメッシュ割り

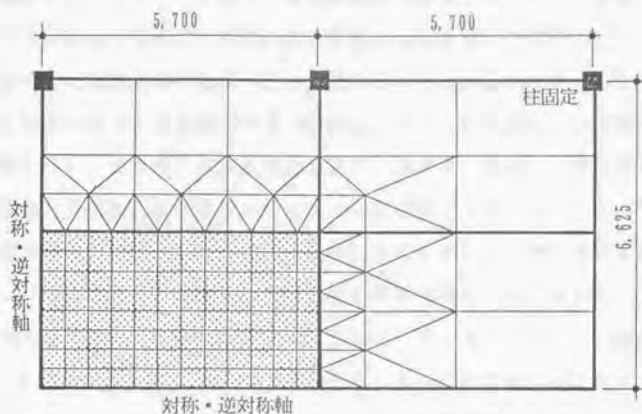


図 6-3-6 デッキプレート B のメッシュ割り

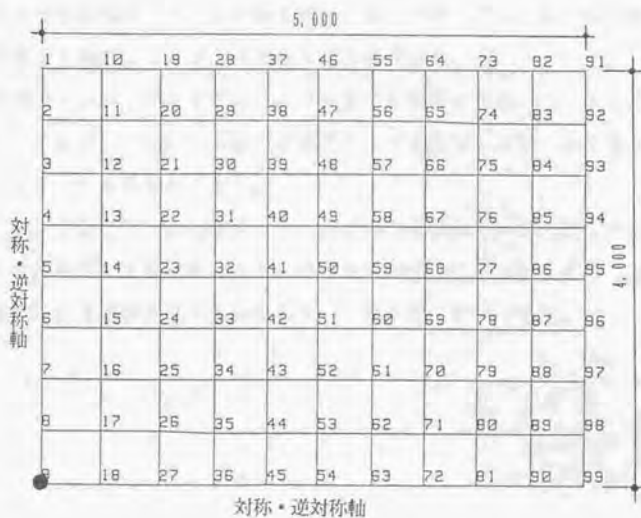


図 6-3-7 中空スラブのメッシュ割り

6. 3. 2 設定した境界条件と異方性定数の確認

検討対象範囲を有限要素分割し、5. 3章で論じた材料の異方性評価をして固有値解析することで、対象床の固有振動数と固有モードが判明する。実験的モーダル解析法を利用してこの結果と実際の床の各値とを比較し、その一致度より設定した境界条件や前章で論じた異方性として評価した場合の諸定数の妥当性が評価できる。波形鋼板スラブの例にとり5つの次数について図6-3-8に比較図を示す。この図の見方は先にも説明した通り、各欄の upper 段が板全体を斜め上方向から俯瞰するもので、中段がY-Z平面、下段がX-Z平面での振動姿態を示している。そのため、図の比較はそれぞれ左右の欄の各段同志で行えばよい。これによると、両者は若干振幅の倍率は異なっているものの、振動姿態は高次振動数まで比較的良好に一致していると言えよう。ただし、固有値解析で得られたモード次数に対して、実験的モーダル解析で得られるモード数は少なめである。これは実験的モーダル解析法では各格子点間の伝達モビリティを得て、そこからモードを抽出して合成を行うため、解析的にはモードが存在しても測定した受振点でちょうどモードが節となるものは、実験的にはモードを発見できない場合もあり、これが実験的モーダル解析のモード数が若干少なくなる原因となっている。実験値では測定環境の影響を受け、真のモード以外にもノイズ等による小さな山谷が多く発生しているが、これらは全体の格子点を通して見ると固有のモードとはならないものである。

波形鋼板スラブとデッキプレート床に対する解析と実測のモードの比較例を表6-3-1~3示す。これより今回の実験的モーダル解析では見つからなかったモードがいくつかある事が分かる。

図6-3-8や表6-3-1~3の結果より、抽出された振動モードに対しては、固有値解析時に設定した境界条件や異方性評価を前述したように定めることで、モード姿態と固有値解析値とは比較的良好に一致することが分かる。

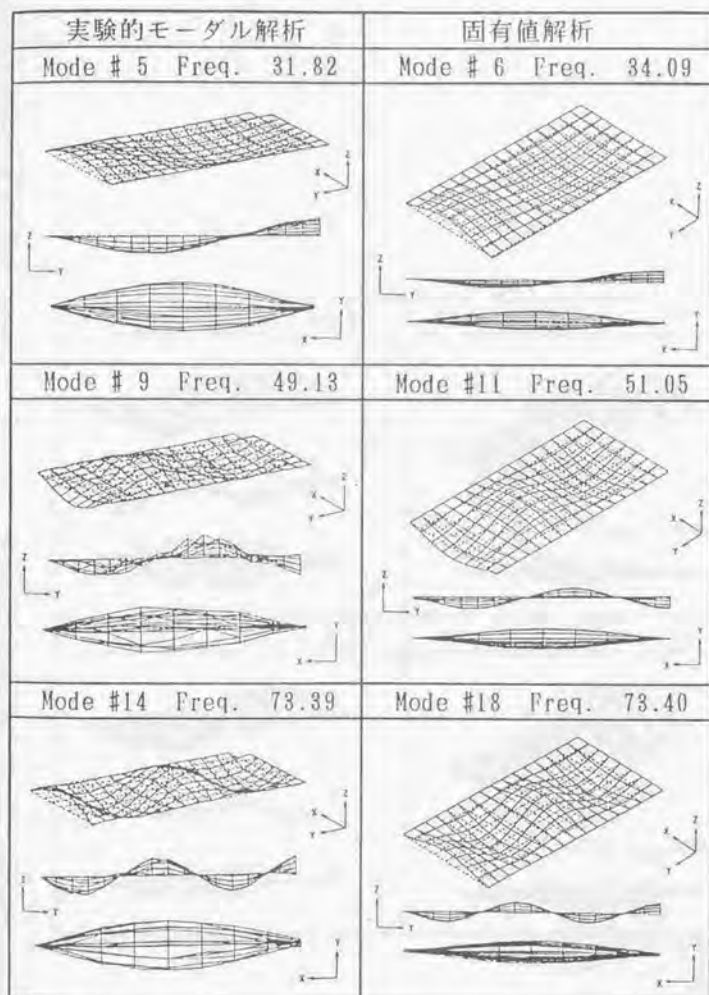


図6-3-8 振動モード姿態の比較(その1)

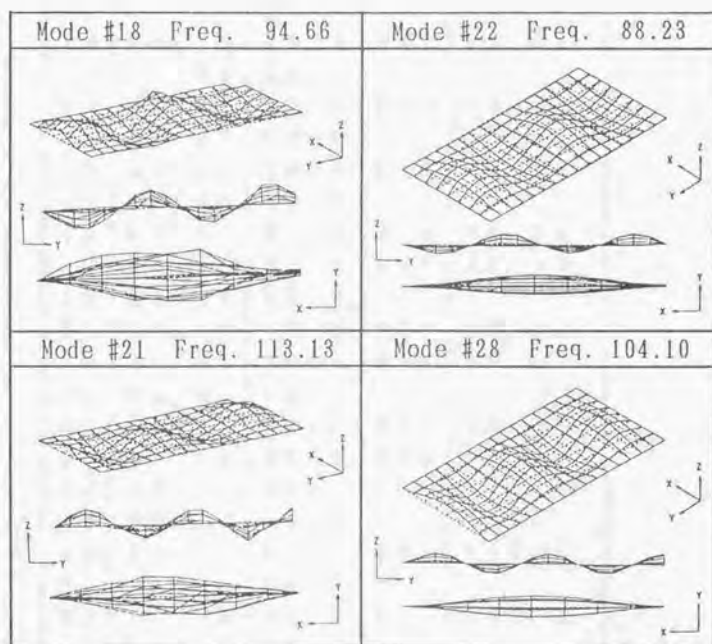


図6-3-9 振動モード姿態の比較(その2)

表6-3-1 波形鋼板スラブの固有振動数の比較

Mode NO.	固有値解析		実験的モード解析	
	固有振動数	境界条件	NO.	モード振動数
1	10.71	SS-1	#1	9.50
2	12.84	NS-1	#2	12.58
3	22.76	SS-2	#3	17.61
4	25.78	NN-1	#4	24.00
5	27.62	SN-1		
6	34.09	NS-2	#5	31.82
7	36.09	NS-3		
8	37.15	SS-3	#6	37.62
9	42.13	NN-2	#7	39.82
10	44.82	SN-2	#8	44.39
11	51.05	NS-4	#9	49.13
12	53.19	SS-4	#11	55.81
13	59.39	SN-3		
14	59.93	SS-5	#13	66.39
15	61.27	NN-3		
16	63.14	SN-4	#12	60.29
17	65.25	NN-4		
18	73.40	NS-5	#14	73.39
19	74.92	SS-6	#15	78.43
20	84.39	NS-6		
21	87.19	NN-5	#16	87.62
22	88.23	SN-5	#18	94.66
23	88.49	SS-7		
24	92.11	NS-7	#19	98.35
25	97.74	NN-6	#20	102.7
26	97.75	SN-6		
27	103.1	NS-8		
28	104.1	SS-8	#21	113.1
29	104.4	SN-7		
30	110.0	NS-9	#22	121.8
31	116.3	SS-9		
32	120.3	NN-7		

表6-3-2 デッキプレートAの固有振動数の比較

固有値解析			実験的モード解析	
NO	固有振動数	境界条件	Mode NO.	モード振動数
1	11.17	SS-1	#1	11.17
2	15.14	SN-1	#2	14.66
3	17.14	NN-1	> #3	17.23
4	18.20	NS-1	#4	
5	25.11	SS-2	> #5	21.55
6	27.86	SN-2		
7	30.86	SS-3		
8	33.02	NS-2		
9	34.20	NN-2		
10	35.96	SN-3	#6	30.34
11	36.63	NN-3	> #7	35.50
12	36.66	NS-3		
13	42.91	SS-4		
14	43.46	NS-4	#8	42.16
15	44.01	NN-4		
16	44.34	SN-4		
17	47.47	SS-5	#9	53.00
18	48.00	NS-5	#10	56.61
19	49.14	NN-5		
20	53.65	SN-5		
21	54.06	NS-6		
22	54.80	SS-6		
23	54.84	SN-6		
24	55.14	SS-7		
25	56.67	NN-6		
26	56.84	SN-7		

表6-3-3 デッキプレートBの固有振動数の比較

Mode NO.	固有値解析		実験的モード解析	
	固有振動数	境界条件	NO.	モード振動数
1	10.58	SS-1	#1	11.01
2	12.65	NS-1		
3	14.85	SS-2		
4	17.75	NS-2	#2	15.19
5	21.00	NN-1	#3	21.19
6	21.10	SN-1	#4	25.12
7	22.73	NN-2		
8	23.53	SN-2		
9	27.04	SS-3		
10	30.41	NS-3		
11	31.80	SS-4		
12	32.66	NS-4	#5	31.50
13	33.05	SS-5		
14	36.01	SN-3		
15	36.01	NN-3		
16	37.20	SN-4	#7	41.45
17	37.35	NS-5		
18	37.52	NN-4		
19	41.47	SN-5		
20	43.99	NN-5		
21	47.15	SS-6	#6	35.00
22	54.23	NN-6		
23	54.35	NS-6		
24	54.94	SN-6		
25	57.55	SS-7		
26	58.49	NS-7		
27	59.16	SN-7	#8	42.08
28	59.79	SS-8	#9	49.31
29	61.27	NS-8	#10	57.26
30	62.71	SS-9		
31	63.88	NS-9	#11	65.72
32	64.66	NN-7	#12	65.72
33	68.46	SS-10	#13	68.63
34	70.13	NN-8		
35	70.79	SN-8	#15	70.12

6. 3. 3 モーダルダンピング

ここに例を示した各種の構造に対するモーダルダンピングは、材料以外に構法との相関もあり、既往の文献では報告がないことから、4. 2章に説明した実験的モーダル解析法で用いるSDOF法によるカーブフィットより求め、特に振動姿態を考慮せず振動の腹も節も一緒に分析した結果を図6-3-9~11に示す。平均値は波形鋼板スラブで1.2%、デッキプレートで0.97%、中空スラブで1.3%であった。波形鋼板スラブのモーダルダンピングに対する周波数特性は、高域でのダンピングの低い値に影響され若干低下する特性をもっている感じではあるが、デッキプレートや中空スラブでは大体平坦な特性となっている。今回の検討では、このモーダルダンピングは平均値を用いているが、実験で得られた値の幅は振動モードを考慮しない分析を行ったためか、0.3%~5.0%と一桁も巾のある値となっており、この様な変動幅の大きな値の取扱については7章で検討を加えている。

これらの値は既に論じたのと同様に、一般の鉄筋コンクリート構造物での値である3%や木村らの報告^{13,21)}によって示されている2~5%の値と比較しても小さな値となっている。これは先にも論じたように一般の鉄筋コンクリート構造物に比較して、周辺構造の状態の差が大きいものと考えられる。

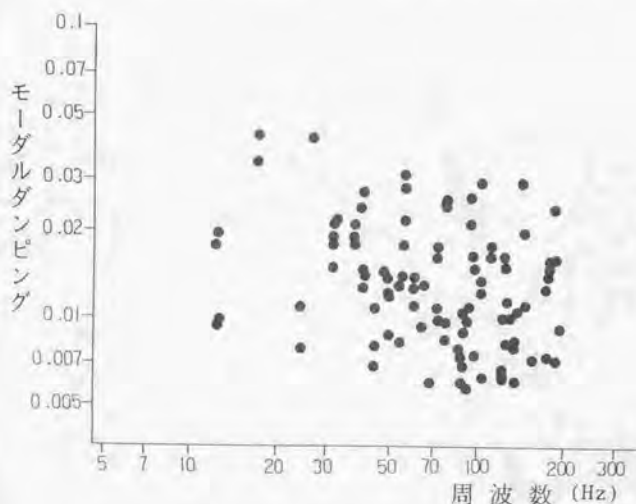


図6-3-9 波形鋼板スラブのモーダルダンピング

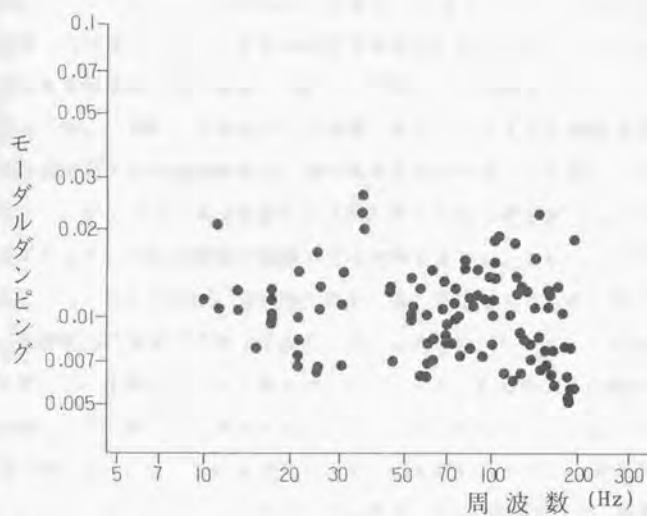


図6-3-10 デッキプレートのモーダルダンピング

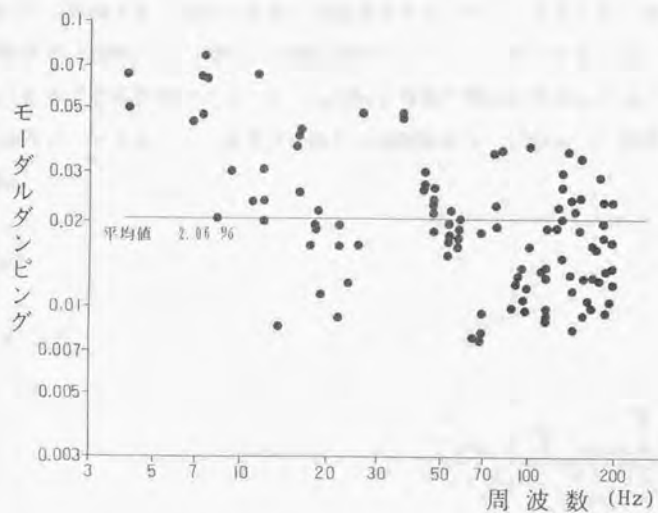


図6-3-11 中空スラブのモーダルダンピング

6. 3. 4 計算値と実測値の比較

図6-3-1~6 中に示した各床の中から適当な点を選び出し、その点における駆動点並びに伝達モビリティの計算値を実測値と比較して図6-3-12~19 に示した。これらを比較検討してみると、100Hzまではモードの数も少なくピークの一致度もよいが、100Hz以上ではモードの数も多くなりそれらが重なりあってピークも明確に表れない傾向があり、値も若干大きめとなっている。これはモーダルダンピングのバラツキが大きいにも拘らずその平均値を使っている影響とも考えられるが、今回の検討の範囲内では判断できない。しかし、これは振動対策などに用いる場合には、安全側になるため、容認できるものとする。さらに、実測値は計算値と比較して山谷の多いものとなっている。これは前述したノイズなどの影響もあるが、構造的に異方性をもつ床版を均一の厚さの床版に置き換え、その剛性に異方性をもたせるといった仮定をしていることにより、表現できなかったモードも存在していることが考えられる。今回の解析値でも図6-3-20~27 に示した 1/3オクターブ分析などで比較検討すれば一致度もよく、固体音伝播問題を考える上ではこの程度の一致度で十分といえるため、これらについての詳細な寄与度は検討していない。

さらに 100Hz以上ではモードの数も多く、ピークが少ないためモビリティの値は床版を無限大板と仮定した値と同程度になると考えられるため、解析の上限振動数は 200Hzとし、200~500Hz のモビリティは前述のエネルギーベースによる計算で予測可能であるとし、200Hzと同値で周波数特性は平坦としても大差はないといえる。その意味で、図も上限振動数も 200Hzまでの表示としている。

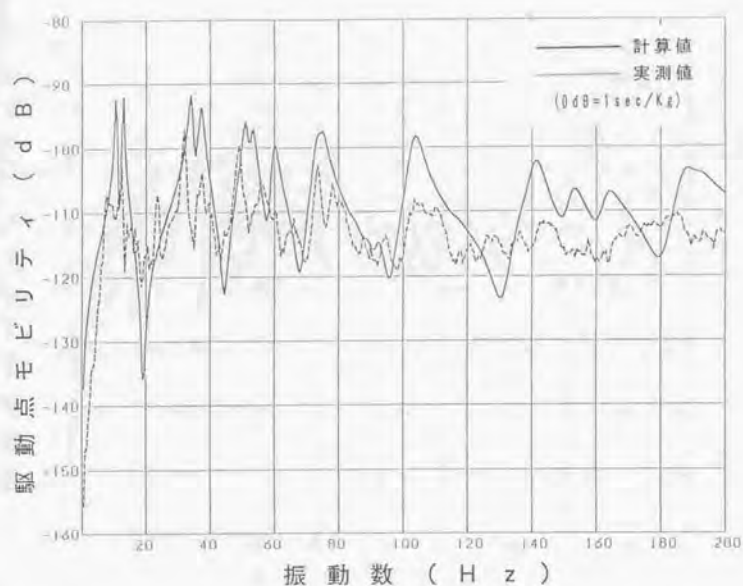


図6-3-12 波形鋼板スラブの駆動点モビリティ（スペクトル表示）

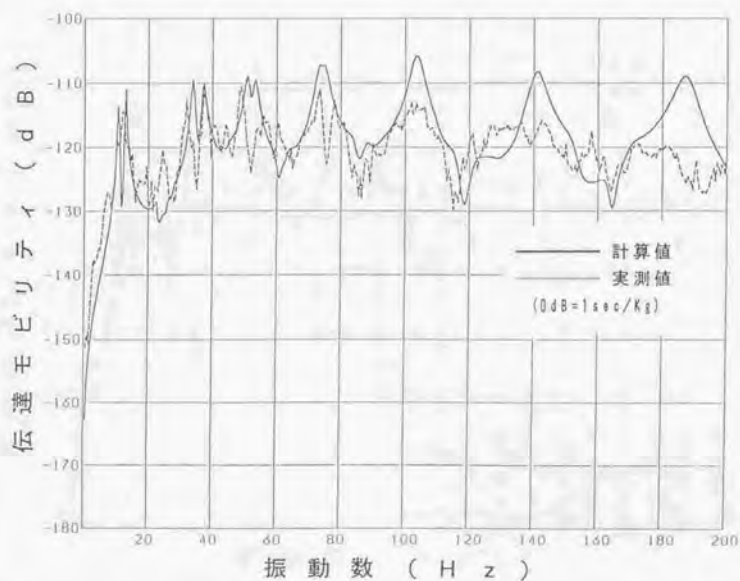


図6-3-13 波形鋼板スラブの伝達モビリティ（スペクトル表示）

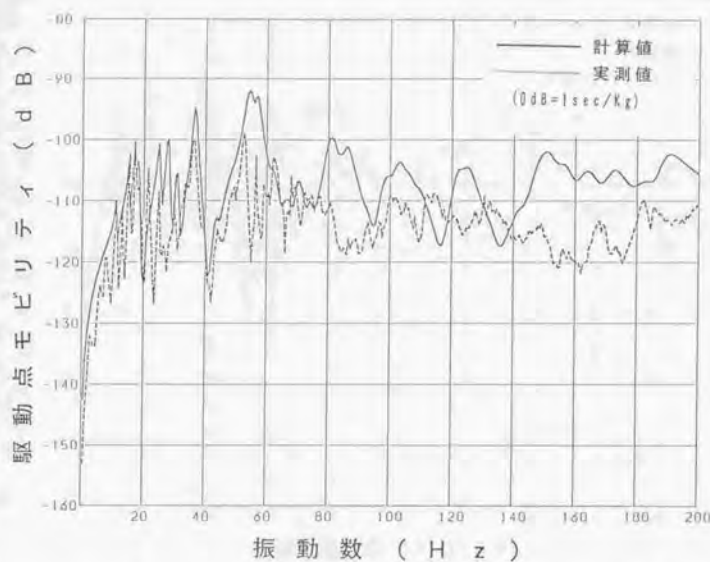


図6-3-14 デッキプレートAの駆動点モビリティ (スペクトル表示)

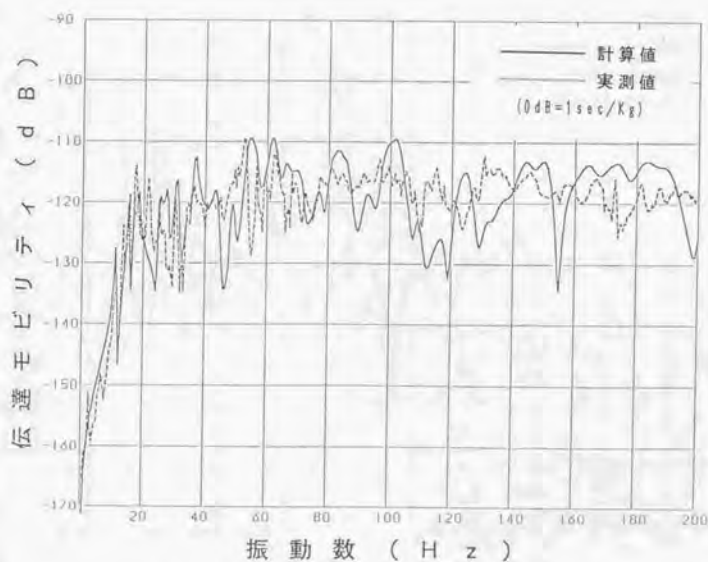


図6-3-15 デッキプレートAの伝達モビリティ (スペクトル表示)

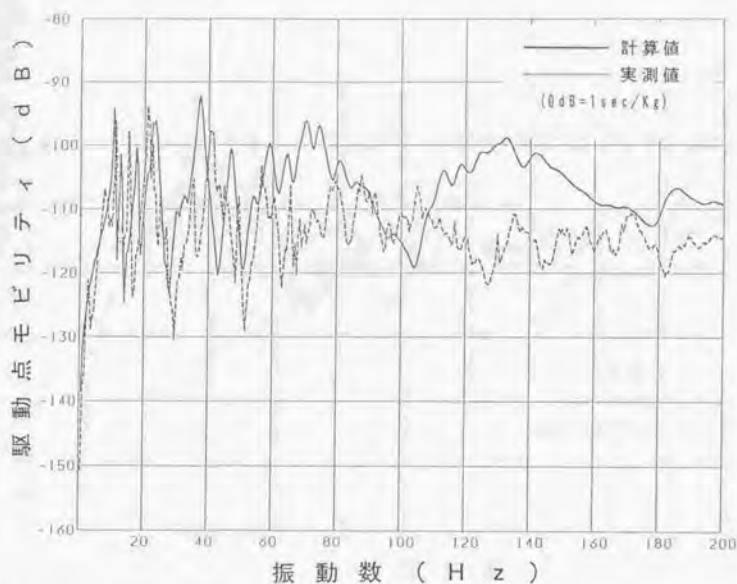


図6-3-16 デッキプレートBの駆動点モビリティ (スペクトル表示)

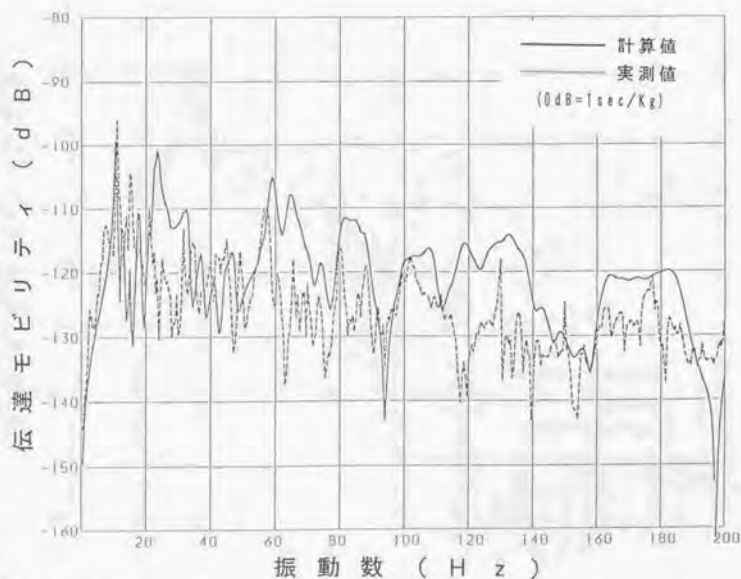


図6-3-17 デッキプレートBの伝達モビリティ (スペクトル表示)

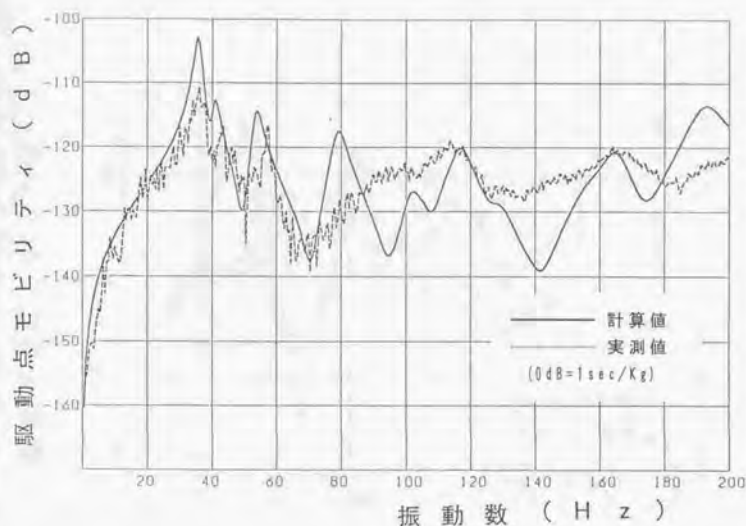


図6-3-18 中空スラブの駆動点モビリティ (スペクトル表示)

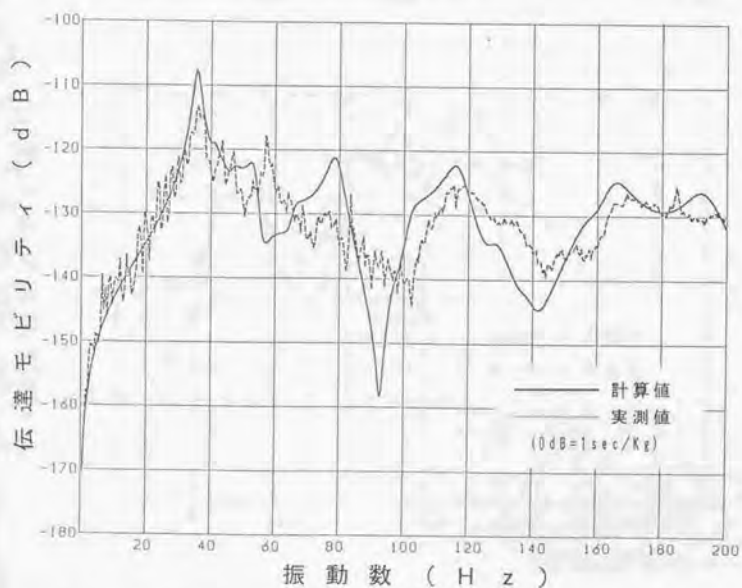


図6-3-19 中空スラブの伝達モビリティ (スペクトル表示)

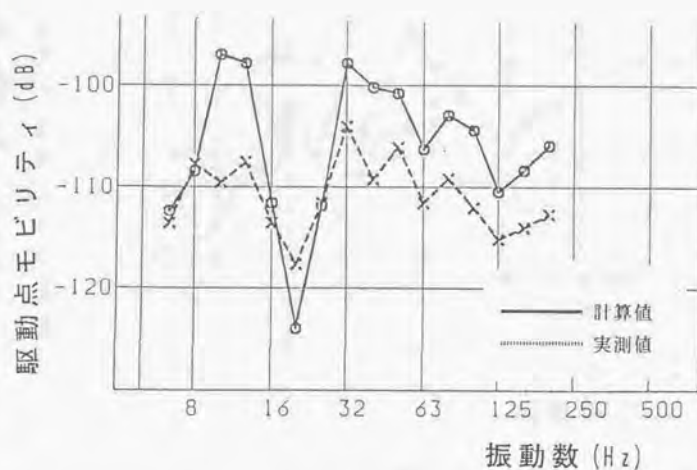


図6-3-20 波形鋼板スラブの駆動点モビリティ (1/3 oct 表示)

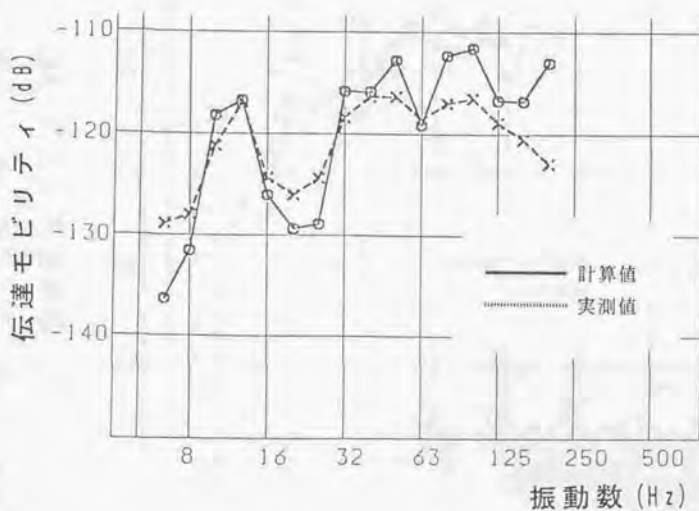


図6-3-21 波形鋼板スラブの伝達モビリティ (1/3 oct 表示)

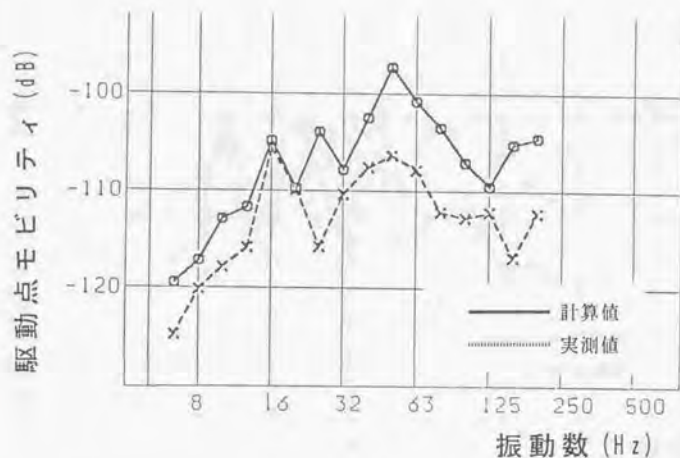


図6-3-22 デッキプレートAの駆動点モビリティ (1/3 oct 表示)

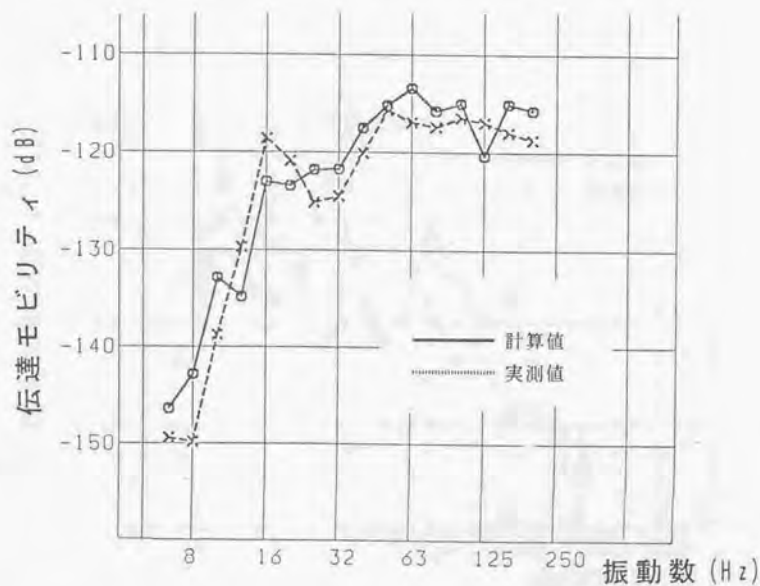


図6-3-23 デッキプレートAの伝達モビリティ (1/3 oct 表示)

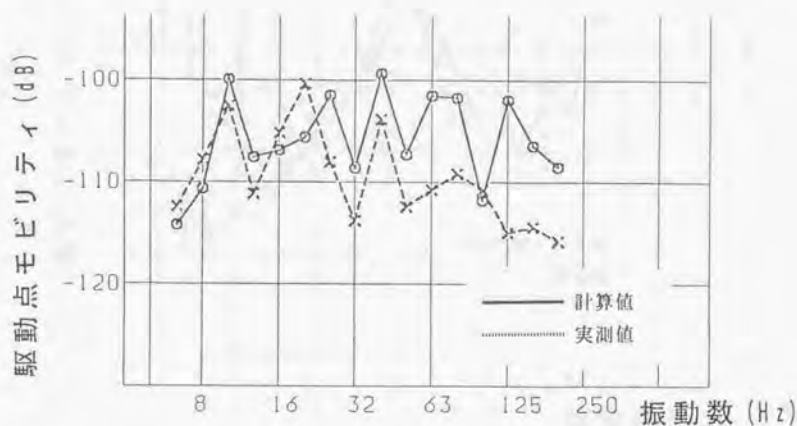


図6-3-24 デッキプレートBの駆動点モビリティ (1/3 oct 表示)

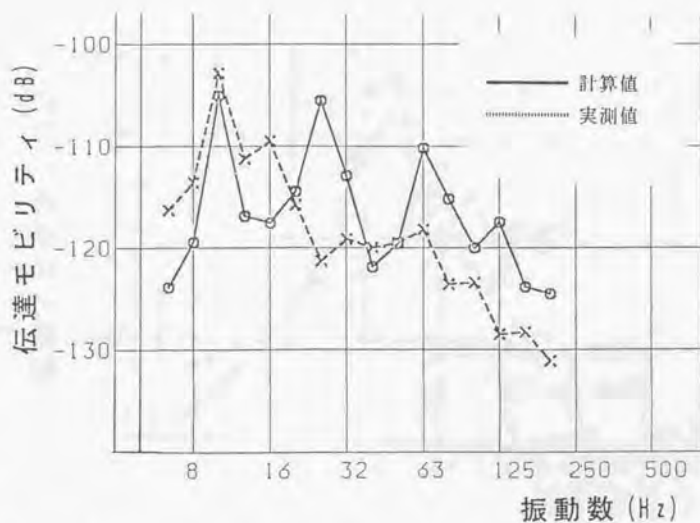


図6-3-25 デッキプレートBの伝達モビリティ (1/3 oct 表示)

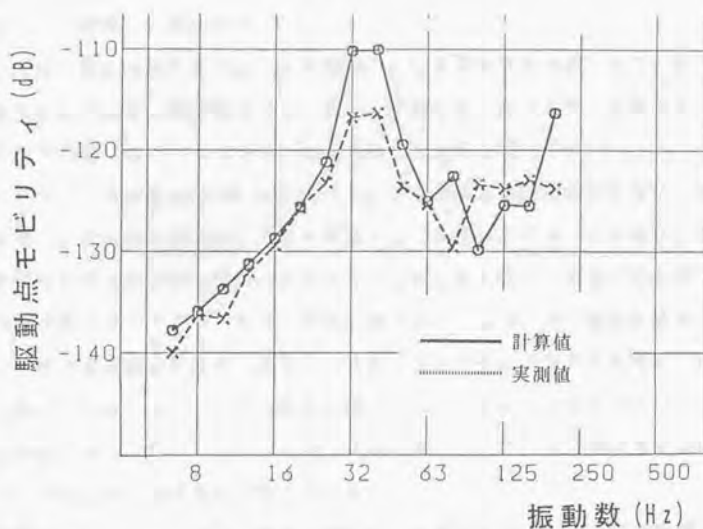


図6-3-26 中空スラブの駆動点モビリティ (1/3 oct 表示)

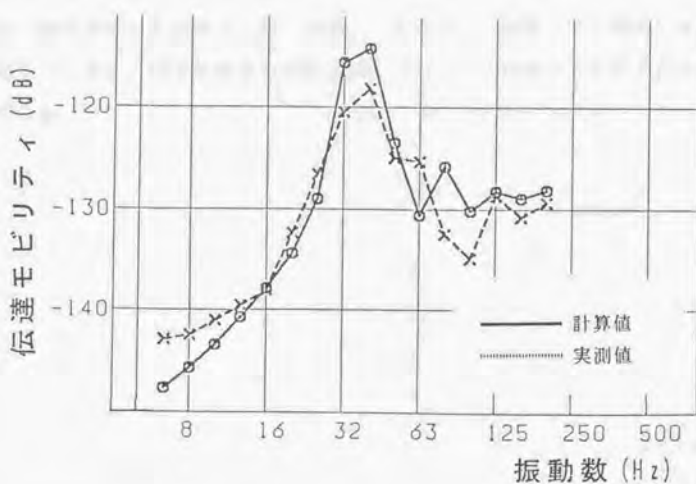


図6-3-27 中空スラブの伝達モビリティ (1/3 oct 表示)

6. 4 三次元的な取扱いを試みた特殊なボイドスラブのモビリティ

6. 4. 1 床構造と境界条件

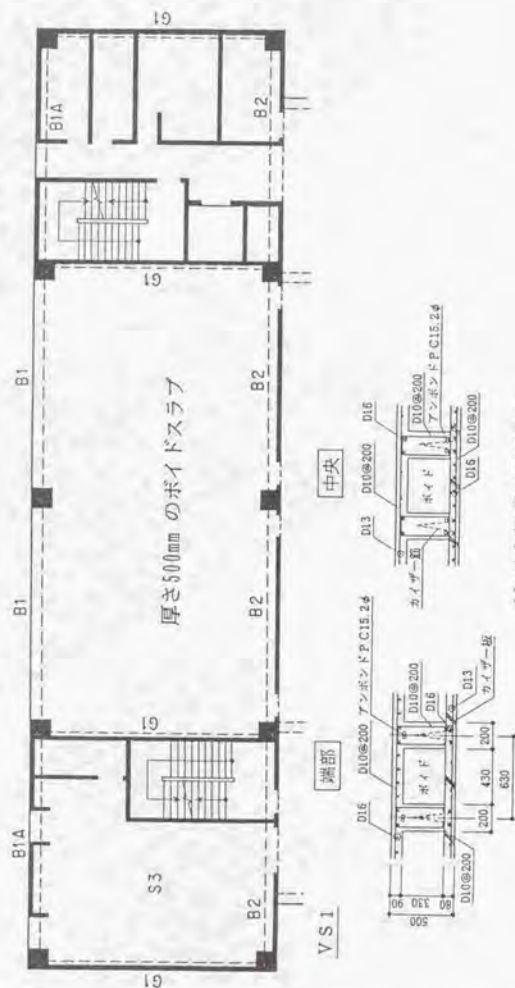
ここでは、最近の複合化工法により増加している特殊な床の例として、新しい構法であるビニロン繊維補強コンクリート型枠を用いた大スパンの特殊なボイドスラブを選び出し、モビリティ解析を試みた結果を報告する。

ボイドスラブの床構造を図6-4-1に示す。この床はその断面形状を見ても分かるように三次元的な検討がしやすい構造をしている床である。この場合、板の面外剛性を異方性材料と同様に評価をして二次元的な扱いも可能であるが、ここでは試みにコンクリート板の小要素の組合わせによる三次元構造の床板と考え、ボイドの周囲の形状を三次元的な取扱いをしてそのままモデル化して表現してみた。床板のメッシュ割りの図を図6-4-2に示す。この床にはアンボンドPC鋼線も導入されているが、前述と同様の理由により、その剛性増加は少ないとして剛性補強の評価には加えていない。

境界条件の設定に対する妥当性は、図6-4-3に例で示すように、固有値解析と実験的モーダル解析との比較によって行なうものとする。ここで設定した境界条件は、前と同様に柱は固定、柱を含む軸では厚さ150mm程度の外壁があるため単純支持としている。

固有値解析はX軸、Y軸で対称・逆対称の組合わせとし4種類行ない、その結果の一部を表6-4-1に示す。図より明らかなように、振動モード姿態はよい一致を見ているが、固有振動数の差は目標の10%以内には納まらず若干大きくなっている。

符号	B1	中央	B1A	B2	G1	G2
	端部		全断面	全断面	全断面	全断面
b × D	450 × 800		450 × 800	450 × 600	300 × 600	400 × 500
上鉄筋	6 - D29	4 - D29	4 - D29	3 - D25	2 - D25	4 - D25
下鉄筋	6 - D29	4 - D29	4 - D29	3 - D25	2 - D25	4 - D25
STP材	4 - D13@200	D13@200	4 - D13@200	D13@200	D13@200	D13@200



注) カイザー板に開口を設ける場合の
場合は別に定める。

図 6-4-1 特殊なボイドスラブの梁と床の構造

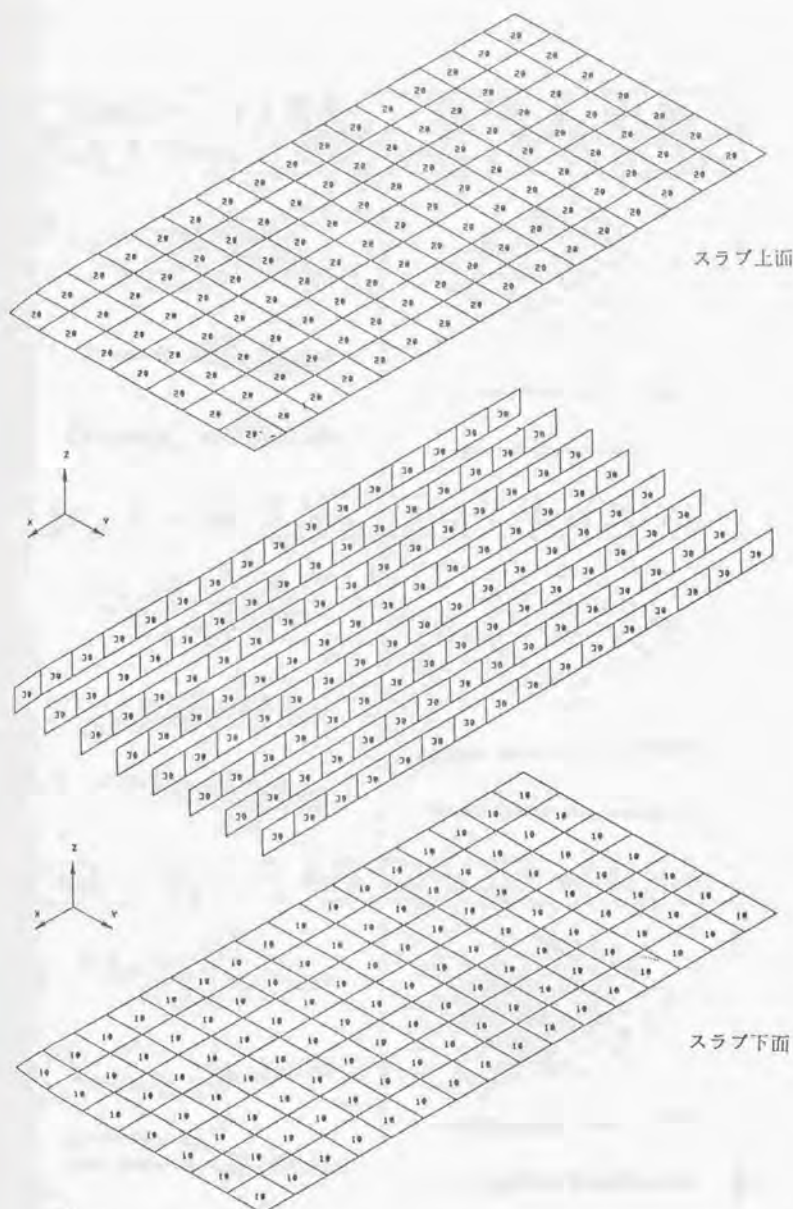


図6-4-2 特殊なボイドスラブのメッシュ割り図

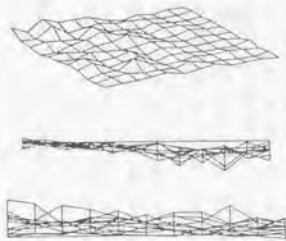
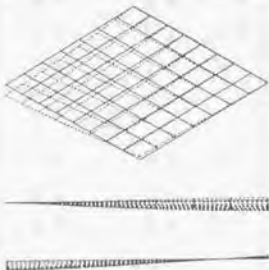
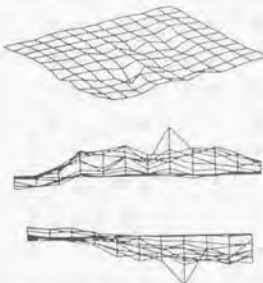
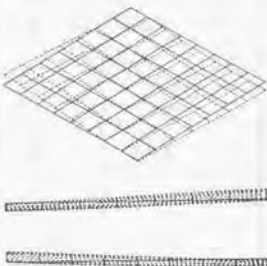
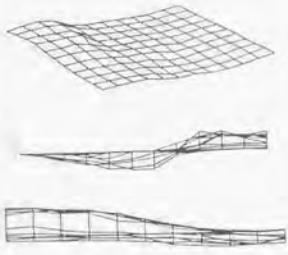
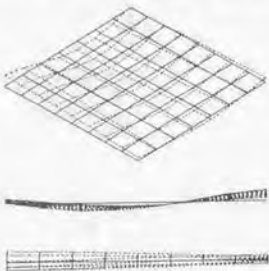
実験的モーダル解析	固有値解析
Mode # 3Freq. 19.92Hz	Mode # 3Freq. 24.21Hz
	
Mode # 6Freq. 39.37Hz	Mode # 7Freq. 32.92Hz
	
Mode # 10Freq. 75.84Hz	Mode # 14Freq. 63.86Hz
	

図 6-4-3 振動モード姿態の比較

表6-4-1 特殊なボイドスラブの固有振動数の比較

固有値解析			実験的モーダル解析	
NO	固有振動数	境界条件	Mode NO.	モード振動数
1	11.37	SS-1	#1	11.89
2	16.33	NS-1	#2	14.75
3	24.21	SS-2	#3	19.92
4	28.51	SN-1	#4	24.57
5	28.77	NS-2		
6	30.49	NN-1		
7	32.92	SS-3	#6	39.37
8	40.77	NS-3	#5	33.69
9	44.16	SS-4	#7	46.77
10	46.46	SN-2		
11	53.71	NN-2		
12	54.50	SN-3		
13	62.72	NS-4	#8	53.90
14	63.86	SS-5	#10	75.84
15	65.25	NN-3		
16	72.84	NS-5		
17	74.83	SS-6		
18	75.09	SN-4	#11	88.57
19	78.76	SS-7		
20	85.73	NN-4		
21	87.36	NS-6	#13	102.14
22	89.95	SN-5	#14	114.19
23	95.44	SN-6		
24	100.2	NN-5		

6. 4. 2 モーダルダンピング

この特殊なボイドスラブの実験的モーダル解析を適用した場所は、既に間仕切壁が施工されていた関係で全体の 1/8 を切り出した形となった。分割は各部分を 450mm ピッチとし、132 点の格子点となった。これらのモーダルダンピングをカーブフィット法を用いて測定し、その結果をプロットして図 6-4-4 に示す。これによりこのボイドスラブの場合のモーダルダンピングは、2.0% 程度と言える。この値は一般コンクリート構造床の 3% よりフラットスラブの 2% に等しい値である。原因として、本構法の床はフラットスラブと同様の柱や梁の構造をもつ長スパン床であるため、壁との接触部分が少ない事等が考えられ、モーダルダンピングは材料固有の性能というよりも板の大きさや周辺の構造といった要因で決定される部分が多いといえよう。

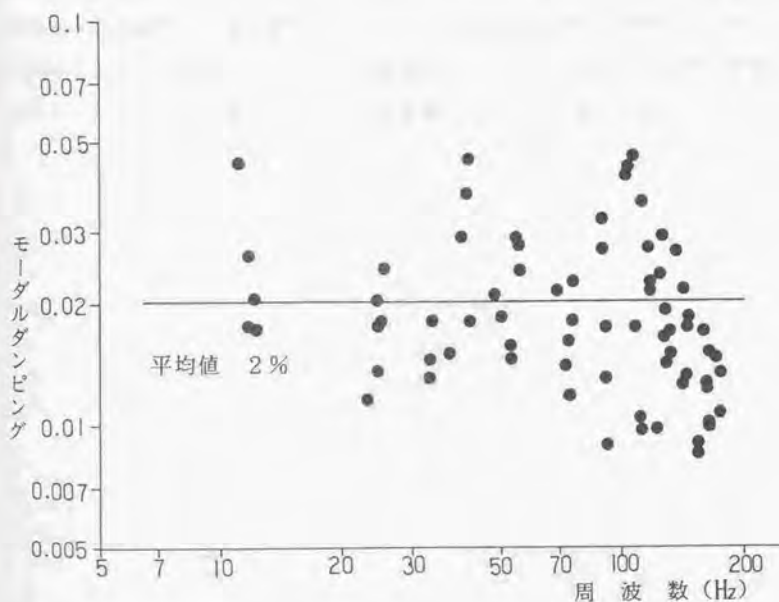


図 6-4-4 モーダルダンピング

6. 4. 3 予測値と実測値の比較

固有値解析結果より、基準化された質量や剛性をモーダルパラメータとして利用し、前項で示したように実験的モーダル解析よりモーダルダンピングを抽出して、2章で示した式よりモビリティを求め、その代表的な例を図6-4-5~6に示す。計算周波数の上限は、前項と同様にモード数が多数あることから、200Hzまでとしている。さらに計算されたモビリティより 1/3オクターブバンドレベルに換算して図6-4-7~8 にその結果を示した。

予測に際しては、二次元的な取扱いも可能であったが、形状をそのままモデル化できる事、二次元の場合剛性の異方性を換算して代入するという仮定が入る事、メッシュ割りの取扱い方によっては中空部や補強部を分けて予測できることなどから、三次元的な扱いとした。

この三次元的な考え方を進めていくと、建物全てを三次元構造に表現でき、あらゆる点間における周波数応答関数の予測が求められる可能性を有している。ただし、要素数や格子点数が1000を越えると、今の計算機が保有している最高の性能（計算速度や記憶容量）をもってしても現在では多大な時間がかかるのが実状である。今後のハードウェアの進歩によってはより具体性を増す可能性を含んでいるといえ、機会が到来すれば挑戦してみたい課題である。

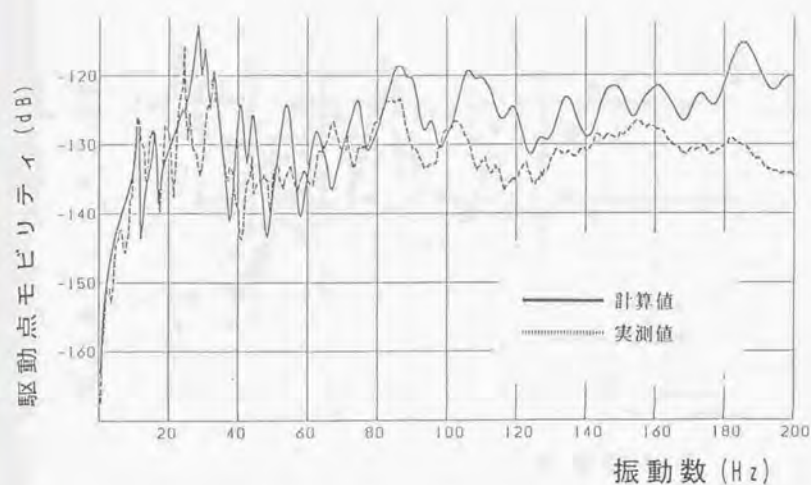


図6-4-5 駆動点モビリティの例 (スペクトル表現)

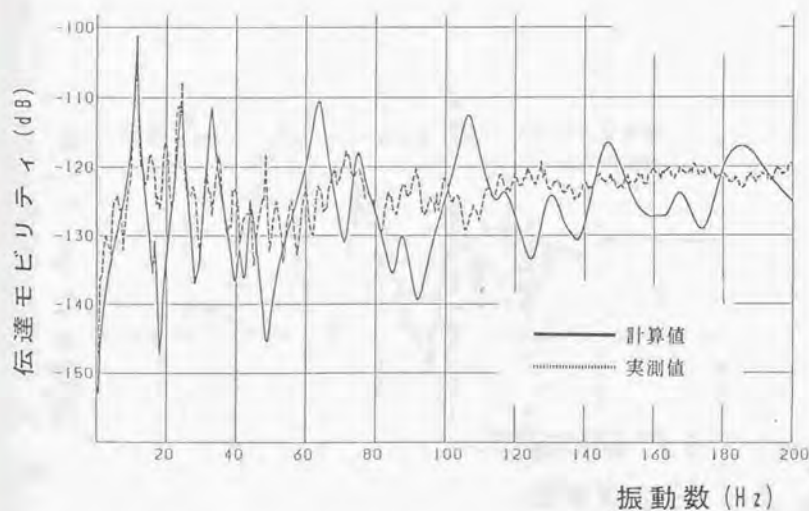


図6-4-6 伝達モビリティの例 (スペクトル表現)

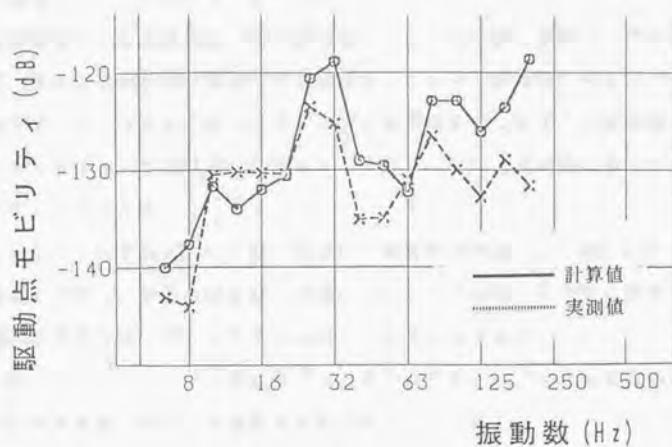


図6-4-7 駆動点モビリティの例 (1/3 oct 表現)

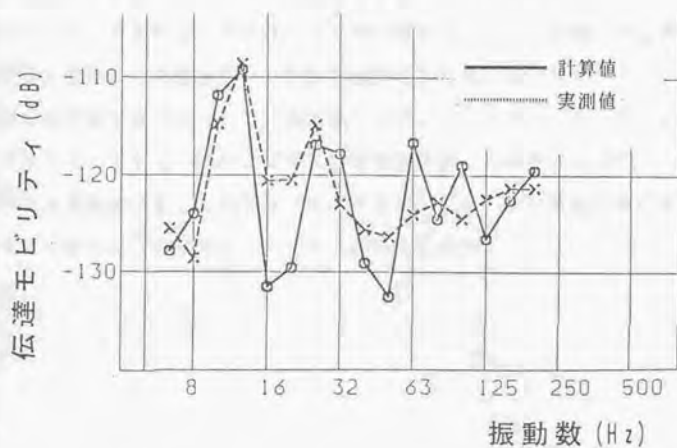


図6-4-8 伝達モビリティの例 (1/3 oct 表現)

6. 5 6章のまとめ

この章では前章まで述べてきた各種の床構造の周波数応答関数の求め方を実際に適用し、その結果をまとめたものである。

検討対象とした床構造は7種9床あり、それぞれ一般の鉄筋コンクリート構造床、周辺が完全固定と仮定できる鉄筋コンクリート構造床、大スパンフラットスラブ、ハイブリッドRCスラブ、異方性構造をもつ床として波形鋼板スラブ、デッキプレートスラブ、中空ボイドスラブ、三次元的取扱いをした特殊なボイドスラブである。

これらのそれぞれについて境界条件や材料特性を考慮し、予測した結果と実測値とを比較し、予測方法並びに各種のパラメータ設定の妥当性を評価した。

特に各予測方法で検討した主な点は、以下の6点である。

- ①一般の鉄筋コンクリート構造床では、梁も含めた床における高次振動数までの応答特性評価と柱部分の境界条件設定方法の妥当性
- ②鉄筋コンクリート構造床の特殊な例として、厚さが300mm以上の壁で囲まれている床の場合、その固定条件を考慮して周辺境界を完全固定と仮定した場合の妥当性
- ③大スパンフラットスラブでは、アンボンドPC鋼線が剛性補強上は無視できることの確認と、形状的に大きいことから周辺へ逸散していくエネルギーが少ないためモーダルダンピングを2%程度に設定しての計算結果
- ④ハイブリッドRCスラブでは、大スパン構造床としての評価以外に後の章で論ずる人間歩行や衝撃加振時の応答を検討するための解析モデルとして利用
- ⑤異方性構造をもつ床として波形鋼板スラブ、デッキプレートスラブ、中空ボイドスラブなどでは、材料の剛性に異方性を考慮した場合の妥当性
- ⑥三次元的取扱いをした特殊なボイドスラブでは、三次元構造をそのままモデル化して解析し、将来発展の可能性を追究してみた。

7章 モビリティ予測方法の提案

前章までにモビリティ予測に必要なパラメータの抽出方法を示し、それを用いた予測と実測との比較を行い、この有用性について論じてきた。ここではこの予測方法をまとめ、手法の提案を試みる。

先ず第一に予測計算に必要なデータを紹介し、次にパラメータの予測・設定方法について述べ、最後に計算の実際的手法について説明する。

7.1 予測計算に必要なデータ

予測計算に必要なデータとしては以下に示すものがあればよい。

まず検討対象床の範囲を明確にするために、検討対象部分の建築平面図と材料特性を拾い出すための構造図が必要である。これによって予測計算で最も重要な柱や梁の位置の確認ができる。

次に必要なデータとしては床構造を構成している部材の材料特性の抽出であり、床の材料や厚さを拾い出し、床の剛性も等方性材料として評価すべきか、異方性材料として考慮すべきかの選定をする必要がある。材料のヤング率並びにポアソン比は、どちらも動的な評価を加えた動ヤング率と動ポアソン比を用いる。

最後に梁の剛性評価を行うために、梁の材質、断面積、断面二次モーメント等を構造図より拾い出す。

7. 2 パラメータの予測・設定方法

この項ではモビリティ予測計算に必要な各種のパラメータを、前項で提示したデータより算出し、設定する方法を示す。

パラメータとして最初に設定すべき値は解析の上限振動数を決定することであろう。上限振動数が決まれば、その時の床の曲げ波波長は図3-2-1等を用いて導き出せるが、下式によっても計算できる。

$$\lambda_B = (1.8 C_c h / f)^{1/2} \quad (7.2.1)$$

ここでデッキプレート等のように床の厚さに変化がある場合には、等価厚さを求めてその時の λ_B を用いる方法もあるが、ここでは簡便な方法として波長との関係で床の厚さの薄い部分を代表厚とし、短い λ_B を取ることにする。この様な手法をとった場合でも、デッキプレート床などの形状的に異方性を持つ床の代表厚は2倍以内であり、 λ_B で評価しても平方根で寄与するため、分割数への影響も2倍以内といえる。この曲げ波長の1/3~1/4をもって面要素の分割の大きさの決定することになる。一般的なコンクリート構造の床では床の厚さは100~200mm程度であるため、500Hzにおける λ_B も1.5~2m程度となり、分割の大きさも40~50cmとなる。この値を用いて床の分割を行うわけであるが、床全面に対して等間隔で均等分割をする場合には比較的容易に分割できよう。しかし不等間隔で分割し計算点付近を細分化し、その他は粗く分割するという不均等な分割手法を用いると3. 3章で述べたようにモード数が少ない場合には高次振動数までの予測精度がよい結果が得られるが、高次振動における共振モードの数が比較的多くある時の一般的な予測方法の場合は、モードの数を考慮して均等分割でも差支えないといえよう。これらの分割方法について厳密に解析することは、大きな問題を含んでいるものと考えられるが、ここでは詳細な検討は省き今後の研究に期待したい。

次に柱・壁などの固定点の有無をチェックする必要がある。検討範囲内に固定点がある場合にはその範囲で設定すればよいが、5. 1章で述べたように検討範囲内に固定点のない場合には固定点のあるところまで検討範囲を拡大する必要がある。これは前述にも論じたように固有値解析の範囲内に固定点が存在しない場合、各格子点が何の拘束もなく動くという矛盾した状態が生ずるため

である。この場合検討対象範囲外は粗い分割でも解析可能といえる。分割数と解析に用いる計算機の容量にもよるが、許容されるマトリックスの大きさを考慮して、全体で解析するか、 $1/2$ や $1/4$ 平面より合成する方法をとるかを決定する。

三番目に設定すべき条件は床や梁の自由度や固定点などの境界条件に関するパラメータである。本研究における梁の評価は、一般に中心位置が床中心と異なることから、その分オフセットした棒と仮定している。これは梁による拘束条件をより明確にしたいために設定している条件である。

本研究で設定した周辺の境界条件は、柱は固定、一般の鉄筋コンクリート壁では単純支持、軽量間仕切り壁などは境界条件として考慮せずとし、また特殊な例として厚さ 300mm以上の壁の場合には固定と仮定した。その条件下での予測値と実測値の一致度がよいところから、この条件を妥当と判定している。

さらに床板材料そのものの評価として、等方性材料であるか異方性材料として採用するかを決定しなければならない。一般のコンクリート構造床は等方性と考えてよい。デッキプレートや中空スラブのように直交する軸での面外の曲げ剛性が異なる場合には、その評価を形状に帰着してもよいがここでは材料特性として組み込んで評価する手法をとる。

具体的にはデッキプレートの場合には、材料の断面二次モーメントの強軸側は厚いほうの床厚より、弱軸側は薄いほうの厚さより求めた結果を用い、中空スラブの場合には強軸側の断面二次モーメントは中空部分を含む総厚さで、弱軸側は中空部を除いた厚さより求めた結果を用いるものとする。

これらの結果を用いて運動方程式を立て、そのマトリックスを用いて固有値解析することより、固有値や固有振動数、固有ベクトル、モーダルマス、モーダルスティフネス等を算出することとなる。固有値解析の計算手法は各種あるが、ここでは短時間に高次振動数まで比較的精度よく解析できるギブンス法を用いた。

これらのパラメータの最後として、検討対象床のモーダルダンピングを設定する必要がある。これは予測に用いられる重要なパラメータであるにもかかわらず、解析的には求められないという矛盾したパラメータである。そのため、

この値の設定には多くのデータを蓄積して、その結果より推定するのが本来は望ましいといえよう。しかし本研究ではどのような床構造であっても推定できるほど十分なデータ蓄積がなされていないため、ある程度の傾向より判断することとした。

その検討の一つとして、ダンピングの値がどの程度モビリティの値に影響を及ぼすかを解析的に求めてみた。検討対象とした床は、6、2章において用いたハイブリッドRC床であり、モーダルダンピングを1～5%の間で変化させて解析した結果のうち2例について図7-2-1-2に示す。また、その1/3オクターブバンド分析した結果を図7-2-3-4に示す。図より確かにダンピング少なければ共振・反共振のピーク・ディップは大きくなる傾向にあるが、その影響は最大・最小の幅で9 dB程度である。しかし、予測に際して用いている一般的な値である3%と比較すると、それからの差は±5 dB以内にあるといえる。予測に対して小さめのダンピングの値を用いることとすれば、予測と実測の差も小さくなり、5 dB以内に十分圧縮できる。一般的には予測値としてはモーダルダンピングとして3%の一律の値を用いれば十分と判断した。

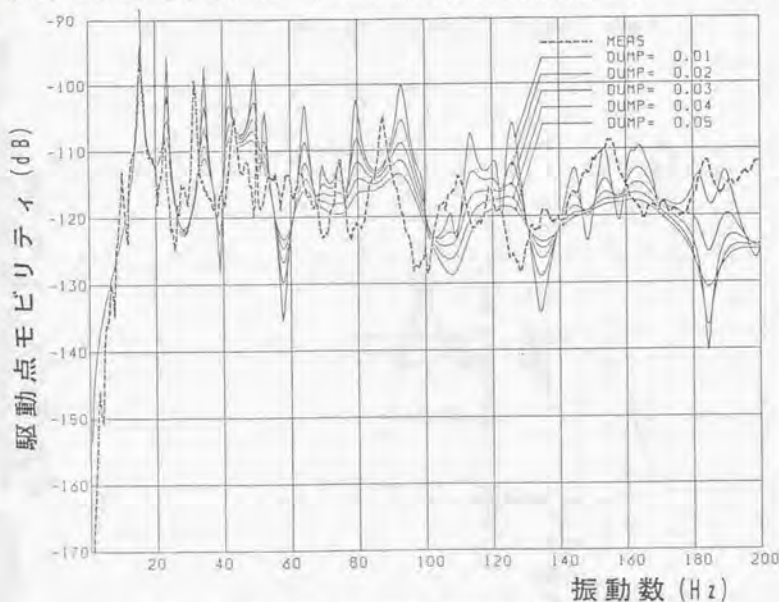


図7-2-1 ダンピングを変化させた場合の比較例

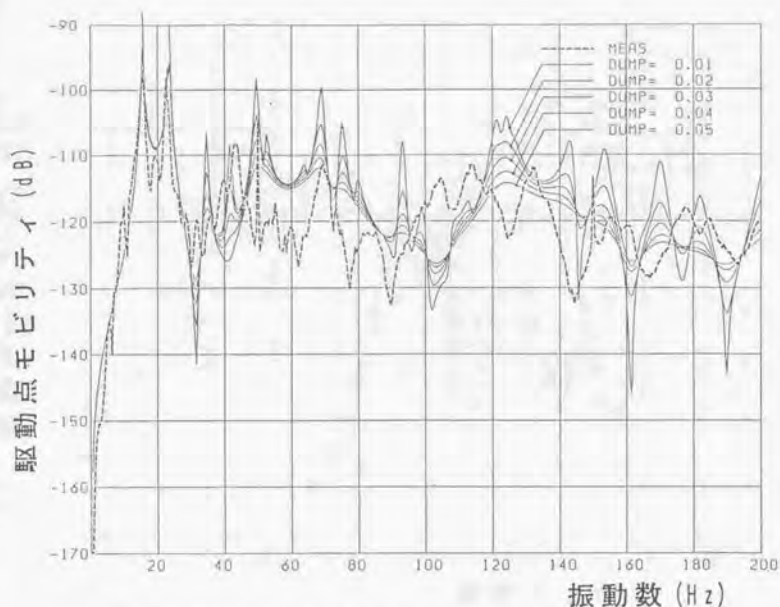


図 7-2-2 ダンピングを変化させた場合の比較例

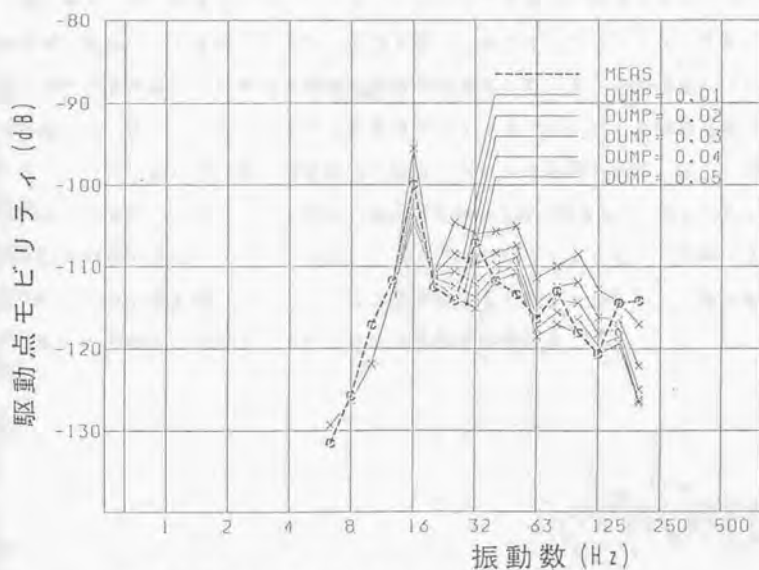


図 7-2-3 図 7-2-1 の 1/3 オクターブ表示

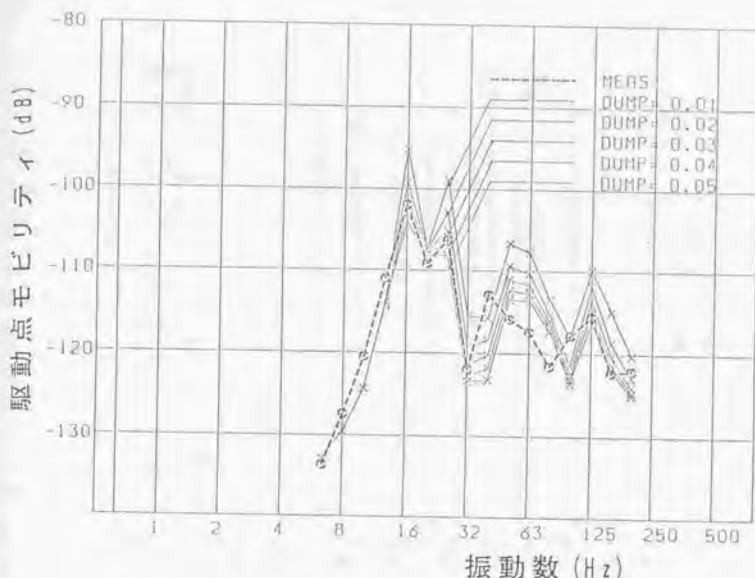


図7-2-4 図7-2-2の 1/3オクターブ表示

実験的モーダル解析よりカーブフィットによって求められるダンピングはどの程度の幅を持つかを調べてみた。これも6.2章で示したハイブリッドRC床での例であるが、この床は63節点の分割であるため、63の伝達モビリティが得られ、各モードに対してそれぞれカーブフィットして求めた結果を整理して、その平均値、最大値、最小値並びに $\pm\sigma$ のレンジを図7-2-5に示す。図中に示した幅で分かるように、値の大部分は平均値付近に集まっているものの、突然小さな値が得られることがある。これはその点がちょうどモードの節に当たっていたり、固定端に近い節点で生じやすいようである。しかし、これは特異な値として無視してもよいものと考えられるものである。

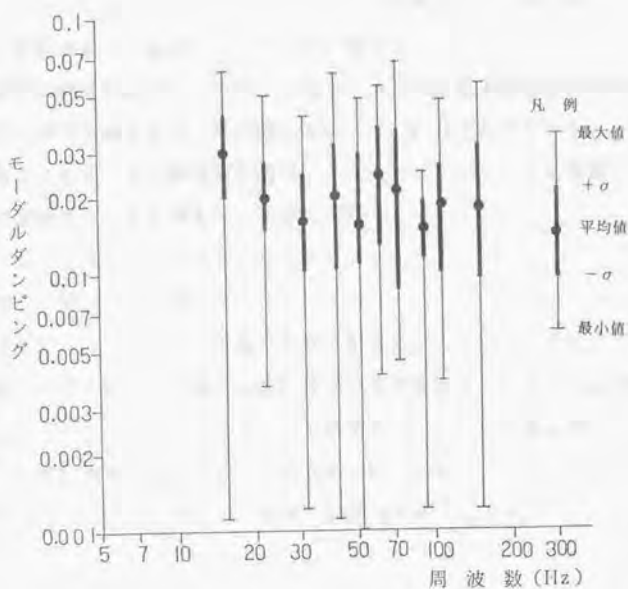


図7-2-5 モーダルダンピングの幅

このようにダンピングの値を変化させたり、実験的モーダル解析より得られる幅から判断して、ダンピングの値によるモビリティへの影響度は当然ある程度はあるものの、平均的な値を用いれば誤差は少ないといえよう。これより本研究ではこのモーダルダンピングの予測値として以下の値を採用することとした。

一般の鉄筋コンクリート床 3 %

フラットスラブ等 (50㎡以上)	} 等の大型スラブ	2 %
デッキプレートスラブ		
波形鋼板を用いたスラブ		

以上述べてきたパラメータ、すなわち固有振動数、固有ベクトル、モーダルマス、モーダルスティフネス、モーダルダンピング等により3章に示した式を利用して、駆動点並びに伝達モビリティを計算する。

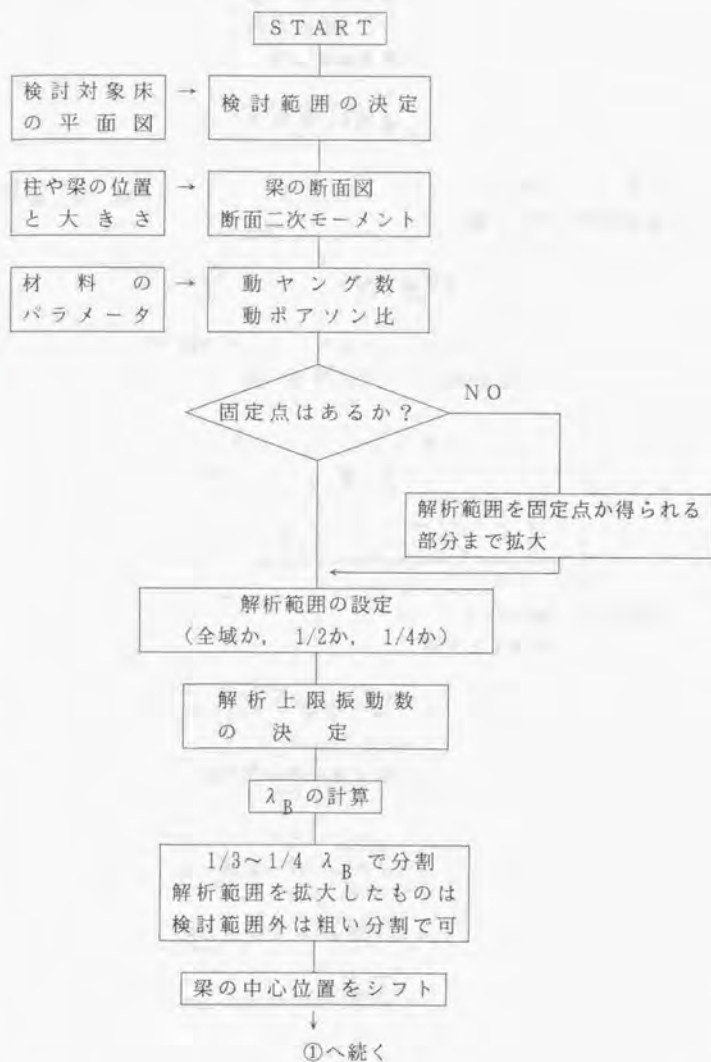
予測計算の理論的な面は以上で終了であるが、グラフ化する必要がある場合には、以下に示す手法を取る。本研究においては、計算されたモビリティが複素数であることから、その絶対値を取り、 $1 \text{ (m/sec)} / N$ を基準として次式に示す方法でレベル計算をして表示している。

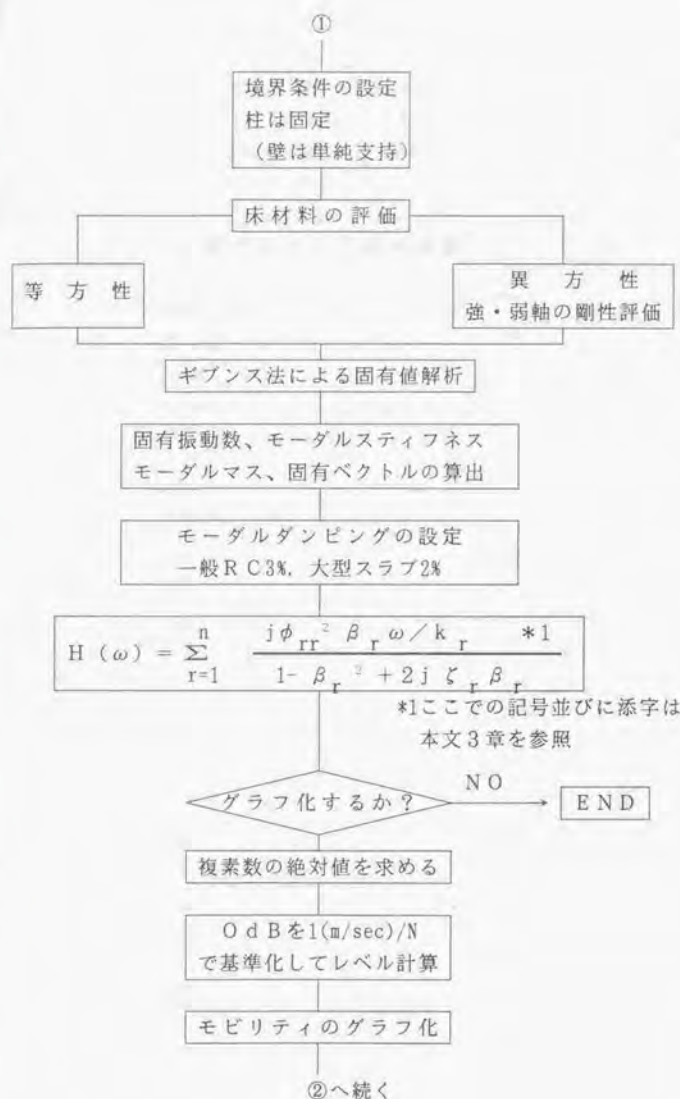
$$L \text{ (dB)} = 10 * \text{Log} (M^2 / M_0^2)$$

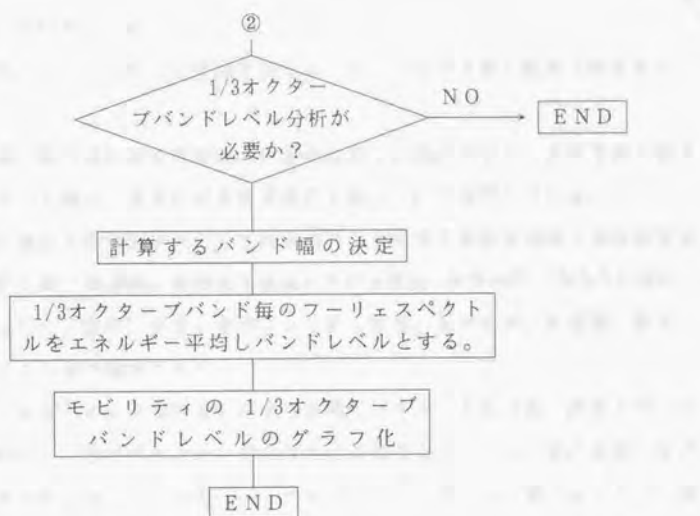
ここで $M_0 = 1 \text{ (m/s)} / N$

さらにフーリエスペクトルでは細かすぎる場合には、 $1/3$ オクターブバンドレベルの表示も考える。この場合には計算の上限振動数より決定される振動数の分解能 Δf より、 $1/3$ オクターブバンドの最低のバンドが決定される。これらのバンドの中に含まれるスペクトルをエネルギー平均しバンドレベルとする。これをグラフ化することによりモビリティ計算法は終了となる。

7.3 計算方法のフローチャート







7. 4 7章のまとめ

この章ではモビリティの予測方法をまとめ、手法の提案を試みた結果を示した。

先ず第一に予測計算に必要なデータを紹介し、次にパラメータの予測・設定方法について述べ、最後に計算の実際的手法について説明している。

予測計算に必要なデータとしては、検討対象部分の建築平面図と材料特性を拾い出すための構造図、床構造を構成している部材の材料特性（等方性材料か、異方性材料）、動ヤング率と動ポアソン比の採用、梁の材質、断面積、断面二次モーメント等の設定である。

つぎにモビリティ予測計算に必要な各種のパラメータの予測・設定方法を示した。特にこの章ではダンピングの値がどの程度モビリティの値に影響を及ぼすかを解析的に検討しており、モーダルダンピングを1~5%の間で変化させて解析し、予測に際して用いている一般的な値である3%と比較すると、それからの差は±5 dB以内にあることを示した。さらに実験的モーダル解析よりカーブフィットによって求められるダンピングはどの程度の幅を調査し、特異な点を除けばモーダルダンピングの設定範囲と同等であることを示した。

以上より本研究ではこのモーダルダンピングの予測値として以下の値を採用することとした。

一般の鉄筋コンクリート床		3	%
フラットスラブ等 (50㎡以上)	} 等の大型スラブ	2	%
デッキプレートスラブ			
波形鋼板を用いたスラブ			

これらをまとめてフローチャートに示した。

8章 モビリティに着目した解析方法の実務的利用結果

ここでは予測計算されたモビリティの有用性を示すため、モビリティに着目した解析方法の実務的利用結果について3種類紹介する。

一つは振動領域での評価として、床板をかかとで打撃した場合のインパルス応答と人間歩行による振動応答である。

二つめの例は固体音領域では大きな問題である床衝撃音に対する適用例である。

三つめは設備機器による振動影響評価である。

いずれの場合でも、加振力が明確になっている場合のみを扱っているが、モビリティが明確になっていれば、その振動応答から振動加振力を逆算することも可能である。

8.1 人間歩行による床振動応答への応用

モビリティの利用方法の例としてまず最初に最も身近なケースとして、人間歩行とかかと打撃による床の振動応答を検討してみた。

人間歩行による応答はその加振力を設定する必要があるが、かかと打撃については周波数応答関数をそのまま逆フーリエ変換して、インパルスレスポンスとして求めた結果との比較となる。

検討対象の床は6.2章において示した大スパン床の一つであるハイブリッドRCスラブを取り上げた。

かかと打撃による応答はモビリティの逆フーリエ変換を取ると単位入力に対する速度応答となり、振動変位の応答が必要な場合には周波数応答関数としてコンプライアンスを採用し、振動加速度応答が欲しければアクセラランスより逆フーリエ変換すればよい。以上より求めた結果を図8-1-1に示す。かかと打撃の加振力を明確に定義できないため、その波形だけを参照し振幅の絶対値については議論しないこととする。実測結果は変位のみであるが、予測値と比較すると初期の時間の部分では若干乱れが見られるが、その後は大体よく一致している。さらに解析結果と比較してみると、当然ではあるが、加速度では振動数が高い成分が多いため減衰が早く、速度・変位と徐々に減衰の遅い波形となっている。

人間の歩行時の応答に対しての一般的な考え方は、その変位振幅の最大値による評価が確立されているためか応答振幅が分かればよく、力積のみを合わせた単位加振力を1秒に2回入力しその応答を見る場合がほとんどで、応答波形までも合わせた検討例は少ない⁽¹⁾⁽²⁾。すなわち、前述の単位応答解析と同様となる。

本研究では周波数応答関数を予測し、その応用例を検討しているため、入力加振力を明確に定義すれば、波形までも表現できることを示す。ここでは人間歩行の加振力を以下のように定義し、その加振力の波形と応答を実測結果と合わせて、変位応答波形を図8-1-2に、加速度応答波形を図8-1-3にそれぞれ示した。

人間歩行の加振力は、一般的なものとしては1秒間に2歩すなわち2Hzの割合で移動し、このときの荷重は体重の1/4程度かかるものと仮定し、かかとの着地ないしはつま先のキックが床の固有振動数を励振する程度の振動数として、人間の移動の振動数の4倍の8Hz程度の衝撃が加わるものとして仮定した。

以上より加振力パターンは以下ようになる。

$$F(t) = - (W/4) \sin(\omega t_1) - (W/4) \sin(4\omega t_1) \quad (0 \leq t_1 \leq 1/4)$$

$$F(t) = - (W/4) \sin(\omega t_2) \quad (1/4 \leq t_2 \leq 1)$$

ここでWは、歩行者の体重である。 (8.1.1)

これによって予測した値と実測値を比較すると完全ではないが、振幅にしても波形にしてもその傾向は一致しているといえよう。

ここに示した実測の測定条件は、測定対象床はハイブリッドRC床であり、歩行者は体重約65Kgで、1秒間に2歩(2Hz)の間隔でピックアップから1m程度離れた線上を歩行した場合の振動変位を測定したものである。

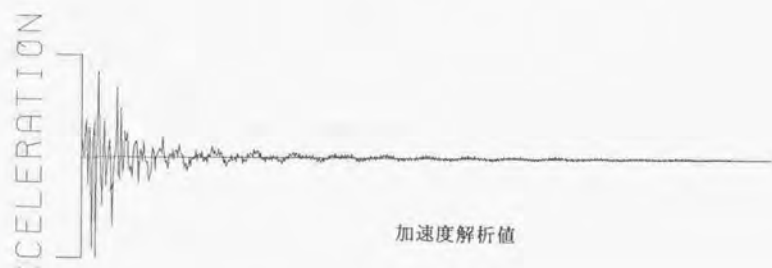
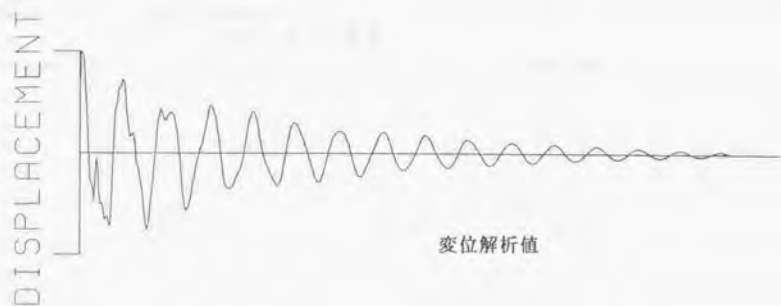
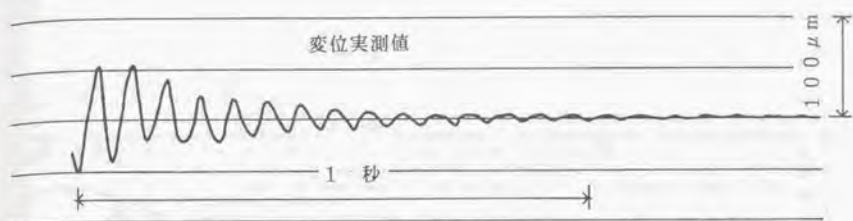


図 8-1-1 かかと打撃による振動応答

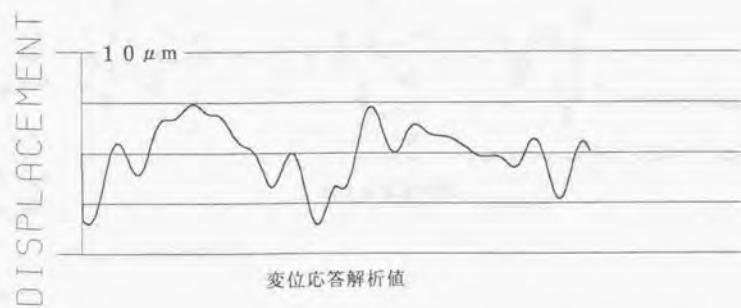
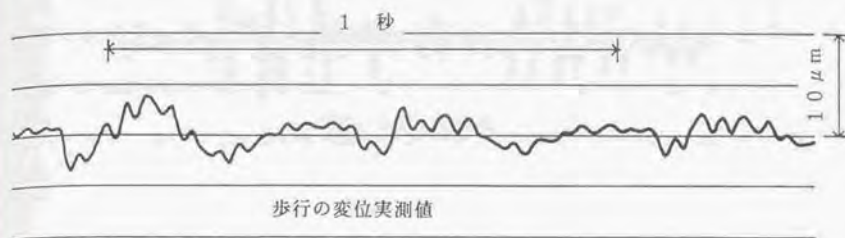


図8-1-2 人間歩行による床の振動変位応答

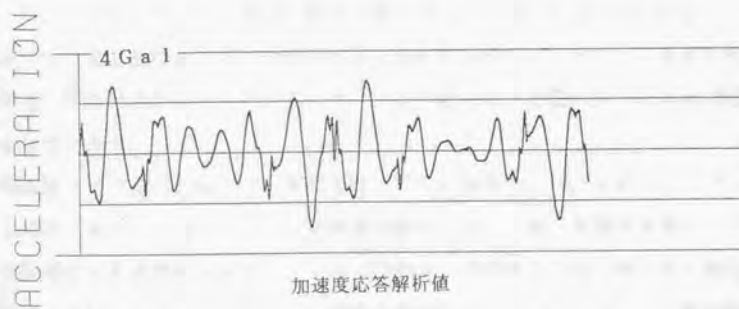
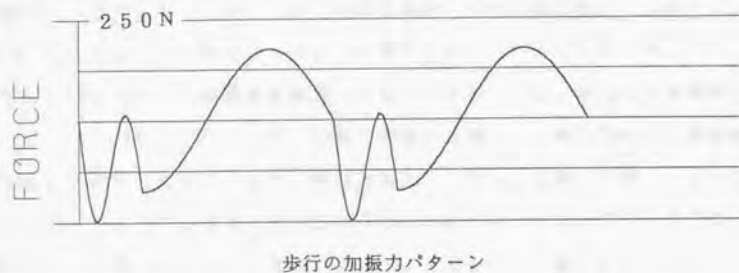
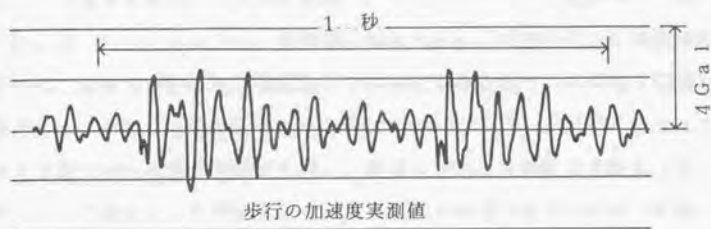


図 8-1-3 人間歩行による床の振動加速度応答

8. 2 床衝撃音への応用

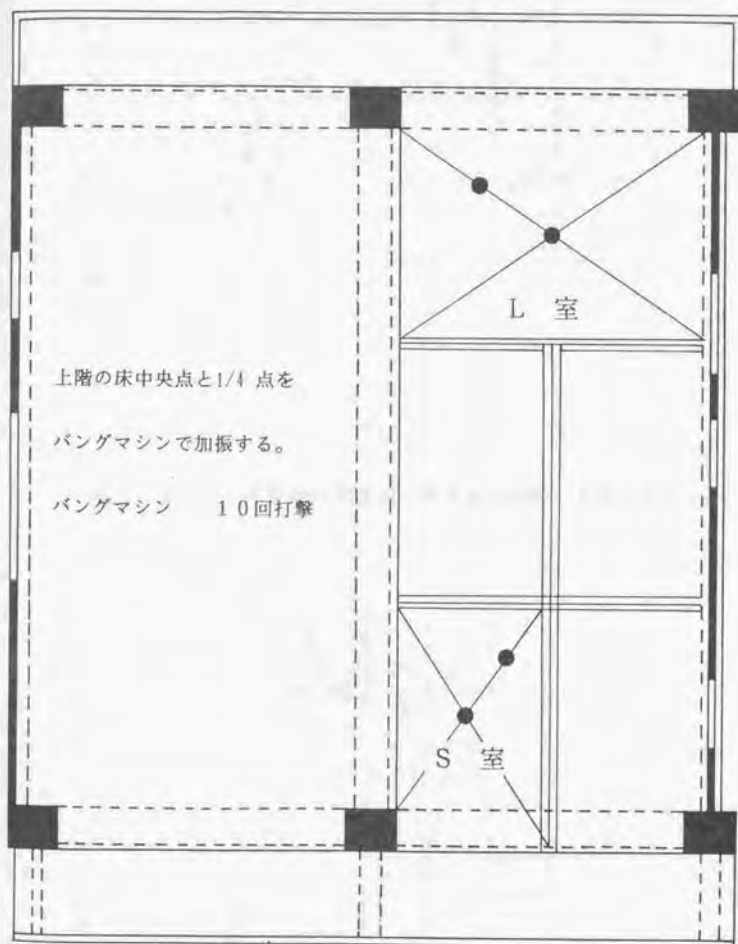
ここでは重量衝撃源による床衝撃音に応用した例を示す。床衝撃音予測に関しては、よくいわれるように、衝撃源の加振力特性、衝撃力による床板の振動応答特性、床板の振動による受音室の音響的応答特性の三つの特性の明確化が必要である。このうち衝撃源の加振力特性についてはJIS-A-1418に示されているタイヤ落下時の重量衝撃特性を用い、床板の振動応答特性は本研究で示したモビリティ予測法により求められる。しかし、本研究の論点は床板の振動そのものであるため、三番目の下室の受音室空間の音響的特性や床板の音響放射特性に関しては、福島や折笠らの報告に詳細に述べられていることや、本論文が床構造の振動に焦点を合わせて検討しているため、下室空間に対する評価まで論ずるべきではないと考え、まず床板の振動応答を主体に論じ、これによって得られた結果と床衝撃音レベルとの相関までをもとめるものとする。

検討に用いた加振力は重量衝撃源であるタイヤ落下とし、加振力の時間軸上のパターンはJIS-A-1418に示された値の中間的な値である最大3900N、継続時間24msecを利用している。また、検討対象とした床は、前章でも述べたようなハイブリッドRC床を選定した。この床は前述したように80㎡程度ある大型の床であり、一般の住宅用の一室としては大きすぎるため、図8-2-2に示すように下室を12~24㎡程度に分割し、今回はその内の大小の室を一つずつ取り上げて検討してみた。以下大きい室をL室、小さい室をS室と呼ぶ。加振した点は図8-2-1に示したが、L室では下室の中央の点とし（図6-2-15のNo.23の点）、S室では下室の室中央より1/4ずれた点（図6-2-15のNo.87）とした。各点の振動応答の計算結果を、1/3オクターブバンド処理を施して図8-2-3~4に実測値と合わせて示す。

床振動予測では200Hzまでの解析を行っている関係で、1/1オクターブバンドに変換すると125Hzバンドまでが換算可能となる。一般に重量床衝撃源によって問題となる周波数は63Hzないしは125Hzバンドであるため、解析の上限振動数としてはこれで十分と考える。振動加速度レベルの1/1オクターブ換算値

と下室空間で得られた床衝撃源レベルとを比較して図8-2-4~5に示す。実測値と比較すると32Hzや63Hzの低いバンドでは差が大きく、コンクリート床板のコシデンス周波数に近い125Hzバンドでは振動加速度レベルと音圧レベルは近い値である。この差が前述した下室空間の音響的特性や床板の音響放射特性による影響と考えられる。これを分離するためには福島らや折笠らが試みた空間的モータル解析も有用な手段といえよう。

また、音響放射特性に関しては文献(110), (114), (117)~(120)を初めとして多くの文献があるが、これらの検討は今後の課題として残され则认为る。



(バングマシンとはJIS-A-1418に示された重量衝撃力を自動的に繰り返し加えることのできる機械で、重量床衝撃音の測定によく利用される加振源である。)

図8-2-1 検討対象床と下室の間仕切り壁の位置

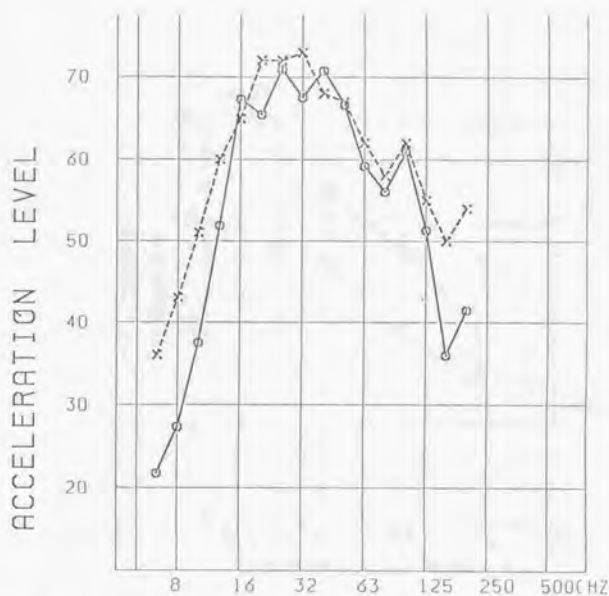


図 8-2-2 床振動の予測値と実測値の比較 (L室中央点)

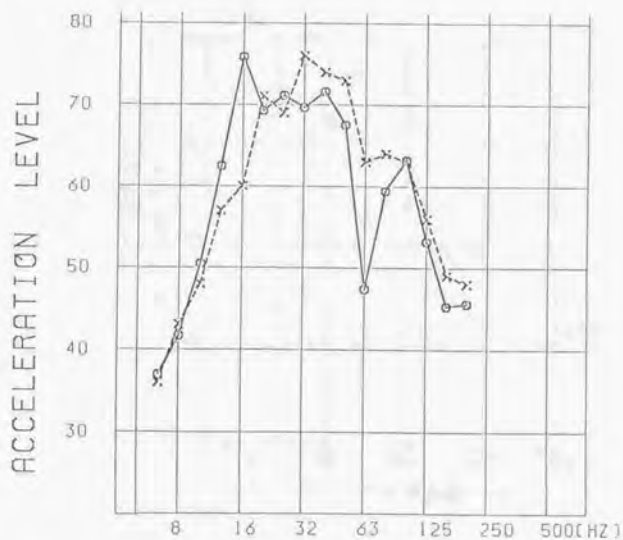


図 8-2-3 床振動の予測値と実測値の比較 (S室 1/4点)

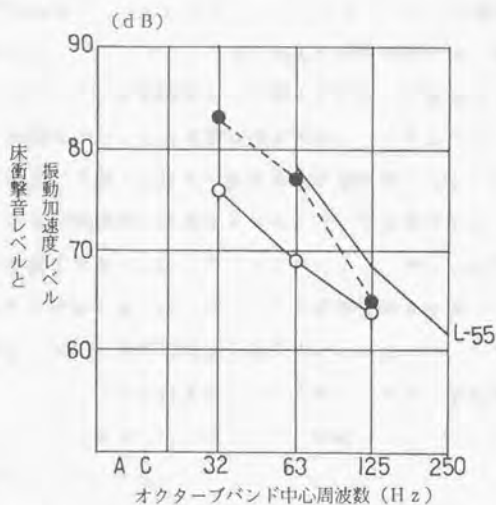


図 8-2-4 床の振動加速度と下室の床衝撃音の比較 (L 室)

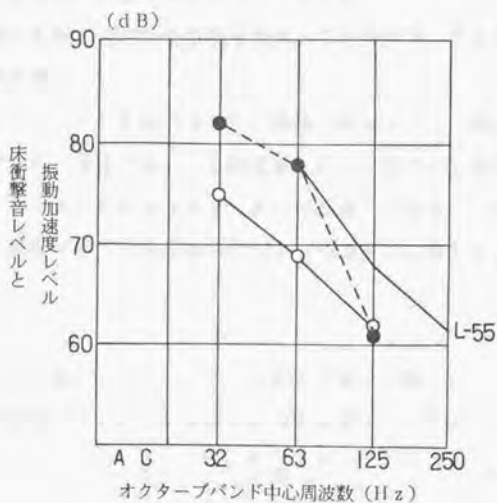


図 8-2-5 床の振動加速度と下室の床衝撃音の比較 (S 室)

8.3 建築設備による床振動予測への応用¹⁶²⁾

床振動予測の利用価値として大きなものは、この章で検討する建築設備による床振動予測であろう^{121), 122)}。それは最近の居住空間の中で最も身近に騒音環境に影響を及ぼしている影響源として考えられるのが建築設備であり、特にその中でも送風機を中心とした空調設備が大きいといえよう。

これらは居住者に近い位置での騒音・振動源が直接影響しているわけであるから、ある点における振動環境を評価するためには、加振源の足元における振動をいかに正確に予測するかにかかっているといえよう。機器が設置されている足元における振動が評価できれば、そこからの振動伝搬を予測することによって、評価対象地点における振動環境は予測できるといえる。しかし、この場合に最も不明確なパラメータは設備器機の加振力特性である。送風機に関しては、麦倉¹⁶³⁾がその研究で報告しているように、明確にされているためこれを今回の予測に利用することとする。

検討対象とした床は、3.2章において示した周辺支持と考えられる2.7m×2.0mで厚さ80mmのコンクリート製の矩形板の床を取り上げ、その床上に設置した送風機稼働時の床振動を予測した例を示す。送風機は床上に6点で設置されており、各点の加振力並びに機械側モビリティは文献(60)に示されている値を用い、各点間の加振力入力の位相差も考慮して予測計算した結果である。計算の手法を以下に示す。

計算式は加振点(P)での加振力(F)、駆動点モビリティ(M_p)、機械側モビリティ(M_e)、速度(V_p)と評価点(P₀)までの伝達モビリティ(M_T)より鳳-テブナンの定理とエネルギーの伝達が一定という仮定を利用して、評価点での速度(V_0)を求め、これより加速度 α を算出するものである。

$$\text{ある加振点(P)において、} \quad V_p = F \cdot (M_p + M_e) \quad (8.3.1)$$

加振点(P)と評価点(P₀)において、エネルギー(E)が一定として、

$$E = \frac{V_p^2}{M_p} = \frac{V_0^2}{M_T} \quad (8.3.2)$$

(8.3.1), (8.3.2) より

$$\frac{M_p}{M_i} V_e = F \cdot (M_{pi} + M_{Ei})$$

$$\therefore V_e = F \cdot (M_{pi} + M_{Ei}) \frac{M_i}{M_p} \quad (8.3.3)$$

$$\therefore \alpha = \omega F \cdot (M_{pi} + M_{Ei}) \frac{M_i}{M_p} \quad (8.3.4)$$

今回の送風機は6点支持となっているため、評価点での加速度は6点のベクトル合成値となる。すなわち、

$$\alpha_{ie} = \omega F_i (M_{pi} + M_{Ei}) \frac{M_{Tie}}{M_{pi}} \quad (8.3.5)$$

$$\alpha_e = \sum_{i=1}^6 \alpha_{ie} \quad (8.3.6)$$

より計算し、これを各周波数スペクトル毎に計算する。

式(8.3.5)に代入される各値として、各点の加振力例を図8-3-1に、機械側モビリティの例を図8-3-2に示す。さらに駆動点並びに伝達モビリティを予測した結果の例を実測値と比較して図8-3-3~4に示す。

計算された結果をスペクトル表現で図8-3-5に示し、さらにこれを1/3オクターブバンド分析計算をし、図8-3-6に示す。

ここで利用した1/3オクターブバンド分析計算手法は、各バンド巾に含まれるスペクトルを取り出し、フーリエ変換の逆変換することで時間軸に変換し、これにメータの時定数の影響を加えた後の、最大値より求めたものである。

前述した加振力(F)やモビリティ(M)、さらには計算結果である加速度(α)は全て複素数である。但し機械側モビリティの M_E のみは、文献(62)にも述べられているように、算出過程に同時性がなく位相情報が得られないため、絶対値すなわち実数となっている。このため、 M_E を複素数にする場合には、純質量分という考え方から“j ωm ”として虚数部へ代入するのが妥当と考えられる。また、式(8.3.6)はベクトル加算しており、エネルギー平均より求めている。

各計算結果と実測値とを比較すると、フーリエスペクトルでみると70Hz付近、170Hz付近、370Hz付近での一致度が全体によくないが、あとは概ね一致しており、また、1/3オクターブ分析結果でみると、一致度がよくないのは20~25Hzバンド、50と315Hzバンドであり、その他のバンドレベルは比較的よく一致しているといえよう。

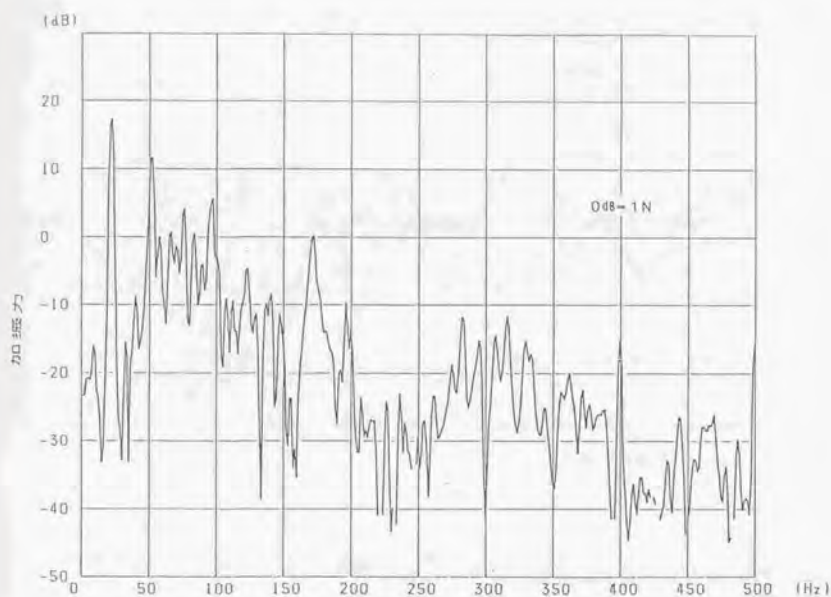


図 8-3-1 No. 3における加振力

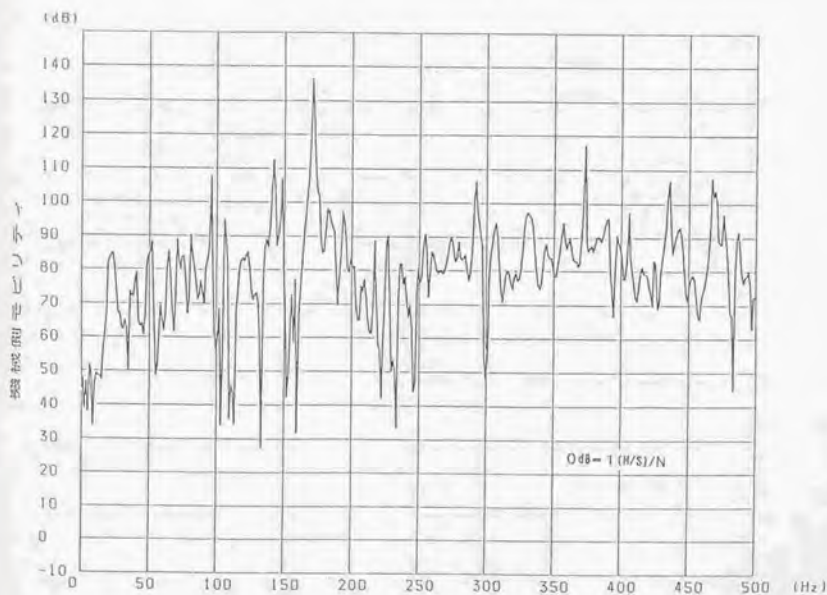


図 8-3-2 No. 3から見た機械側のモビリティ

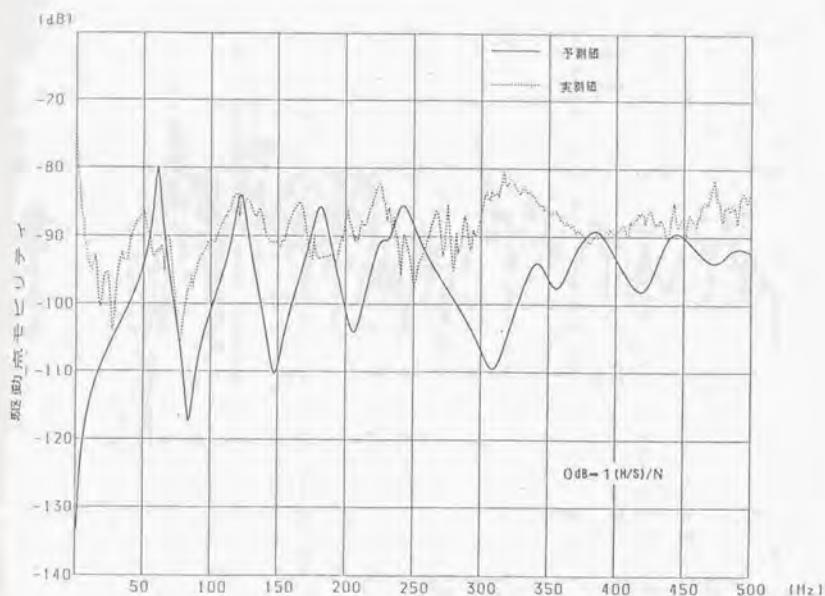


図 8-3-3 No. 3における駆動点モビリティの予測と実測の比較

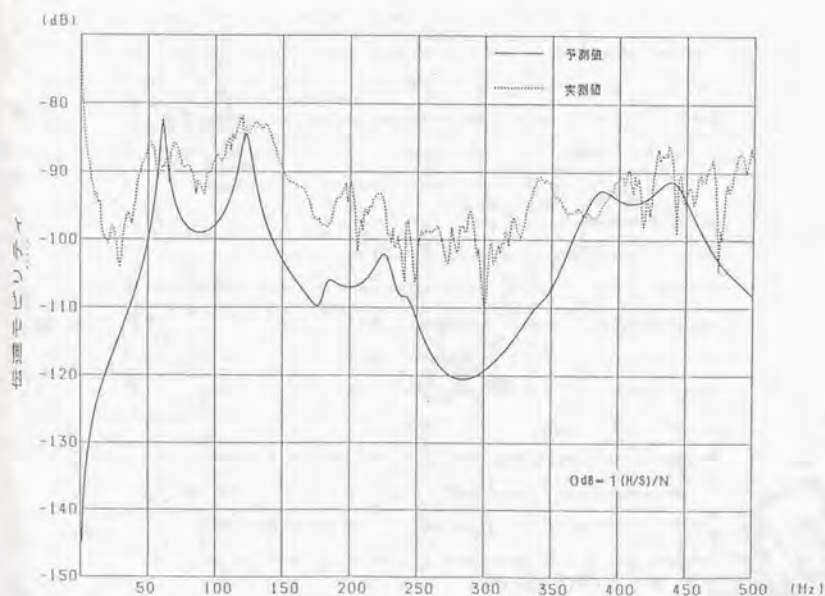


図 8-3-4 No. 3からNo. 8への伝達モビリティの予測と実測の比較

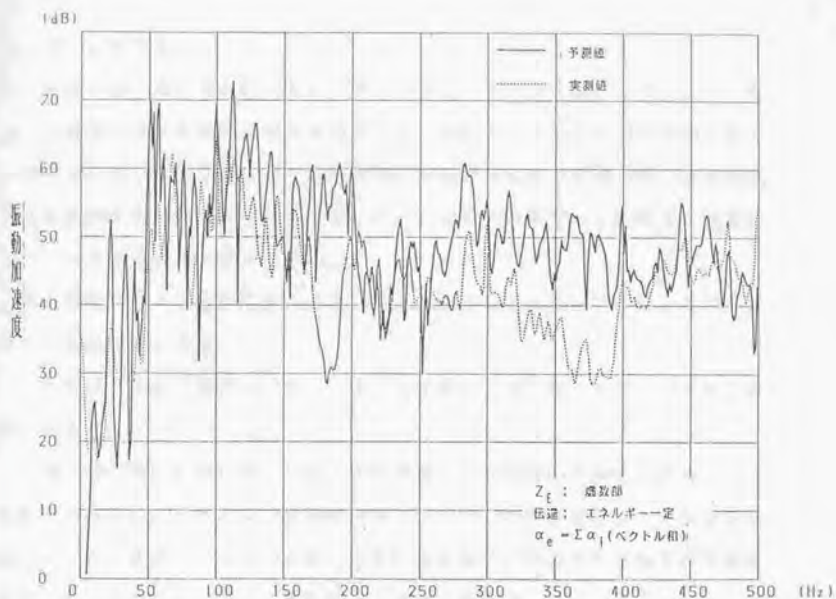


図 8-3-5 床の振動加速度の予測と実測の比較 (スペクトル表示)

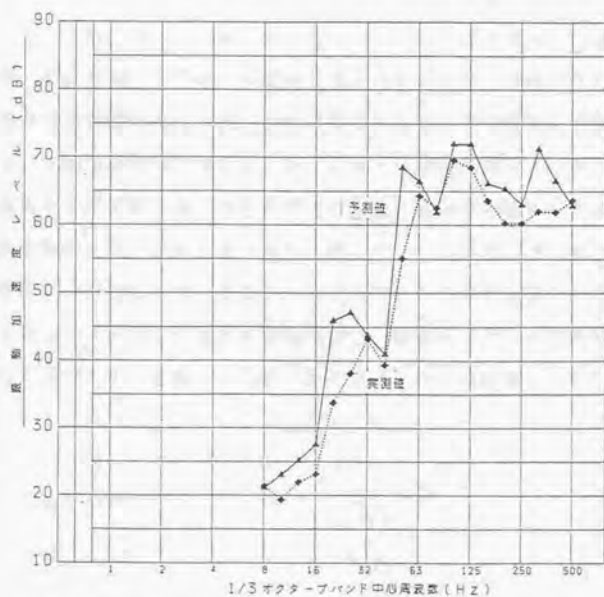


図 8-3-6 床の振動加速度の予測と実測の比較 (1/3 オクターブ)

8. 4 8章のまとめ

この章では予測計算されたモビリティの有用性を示すため、モビリティに着目した解析方法の実務的利用結果について、床板をかかとで打撃した場合のインパルス応答と人間歩行による振動応答、床衝撃音に対する適用例、設備機器による振動影響評価の3種類を紹介した。いずれの場合でも、加振力が明確になっている場合のみを扱っている。

まず最初に最も身近なケースとして、人間歩行とかかと打撃による床の振動応答を検討してみた。

1秒間に2歩歩く加振力パターンとして定義し、応答波形までも合わせて検討してみた。

人間の歩行時の応答に対しては、その加振力を1秒間に2歩すなわち2Hzの割合で移動し、このときの荷重は体重(W)の1/4程度かかり、かかとの着地ないしはつま先のキックが人間の移動の振動数の4倍の8Hz程度の衝撃が加わるものとして以下のような加振力パターンを仮定した。

$$F(t) = -(W/4) \sin(\omega t_1) - (W/4) \sin(4\omega t_1) \quad (0 \leq t_1 \leq 1/4)$$

$$F(t) = -(W/4) \sin(\omega t_2) \quad (1/4 \leq t_2 \leq 1)$$

床衝撃音への応用例としては、本研究で示したモビリティ予測法を応用し、床板の振動特性の明確化を行った。床板の振動による下階受音室の音響的特性については、本論文の主題ではないため、ここでは検討を加えていない。

建築設備による床振動予測への応用例としては、麦倉が明確にした送風機の加振力特性を利用した。予測方法の基本は鳳-テブナンの定理とエネルギーの伝達が一定という仮定を利用しており、各支持点からの振動影響をベクトルのに評価、合成した。予測した結果は駆動点並びに伝達モビリティであり、実測値と比較してスペクトル表現と1/3オクターブバンド分析計算し示した。

9章 あとがき

9.1 まとめ

本研究は床振動対策や固体音・床衝撃音対策に必要な床の高次振動モードまでも考慮した周波数応答関数であるモビリティを、固有値解析の結果などを利用して精度よく、効率的に求める予測手法を提案し、騒音や振動の防止対策に適用しやすくすることを目的として報告したものである。

以下に各章で検討した結果を再編集して示し、本報告のまとめとする。

2章“振動特性に関する基礎的事項”では、板の振動特性に関する基礎的事項を概説し、振動伝達関数を表わす指標として、周波数応答関数の一つであるモビリティを取り上げ、その計算方法や測定方法について説明した。

(1) 計算方法は板を有限の要素に分割して表現し、その固有値解析より求められるモーダルマスとモーダルスティフネス、固有ベクトルを利用し、モーダルダンピングは実験のモーダル解析などを利用して事前に設定し、次式に示すモード合成を用いることよりモビリティを求める方法を採用した。

$$\text{駆動点モビリティ } H_p(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{j \phi_{rr}^2 \beta_r \omega / k_r}{1 - \beta_r^2 + 2j \zeta_r \beta_r} \quad (2-6-1)$$

$$\text{伝達モビリティ } H_T(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{j \phi_{ij} \beta_r \omega / k_r}{1 - \beta_r^2 + 2j \zeta_r \beta_r} \quad (2-6-2)$$

ここで用いている記号の説明は2.2章を参照のこと。

(2) モビリティの測定方法については定常加振法と衝撃加振法の両者について説明し、後者のほうが簡便な計測方法であるため、本研究ではこれによってモビリティを求めることを表明した。

3章“固有解析値の基礎理論とその適用”では、固有値解析によってモビリティ計算に必要な主なパラメータである、モーダルマスとモーダルスティフネス並びに固有値や固有ベクトルなどの求め方について検討した。

(1) 固有値解析を概説し、各種の解法の中でもギブンス法がマトリックスが大きい場合には計算精度がよく、計算時間も短いことから最適な手法であると

判断し、その採用を提案した。

(2) 要素分割の大きさに関しては、アイソパラメトリック要素の四辺形要素を用いる場合、検討する上限周波数でのBending 波長の $1/3 \sim 1/4$ で10% 以内の誤差であることを示した。

(3) 分割の形状に関しては、均一形状に分割するよりも多少でも不均一に分割する方が高次振動数までも実測値との一致度がよいことを示した。

4章“実験的モーダル解析とその適用”では、モビリティを予測するために必要なパラメータのうちモーダルダンピングについてまとめた。

(1) 実験的モーダル解析方法についてその理論と測定方法を説明し、実験的モーダル解析を利用する場合の格子点間隔も固有値解析と同程度のメッシュ割りが必要であり、打撃点や受振点を固定すると、実験的モーダル解析では見つけ出せないモードが存在することを示した。

(2) ダンピングの基礎的事項と測定方法について説明し、本研究ではS D O Fによる多項式最小二乗法によるカーブフィット法を採用することとした。

(3) モーダルダンピングを設定するために、実際に鉄筋コンクリート板のモーダルダンピングを測定し、既往の文献で報告されている結果と比較してみた。既往の文献では内部損失と結合損失を合体した形の損失係数を表示している例が多くその値は1~5%とされている。

実験の結果、内部損失係数のみのダンピングは平均で1.5%程度の値が得られ、既往の文献での値や結合損失も考慮にいれて、本研究で用いる一般の鉄筋コンクリート構造床のモーダルダンピングは、周波数特性平坦で3%一律と設定した。しかし構造的な要因の明確化は今後の課題である。

(4) この値を用いて単純な鉄筋コンクリート板のモビリティを求め、実測値と比較した結果差異が生じた。これを若干でも実測値と合わせるために、実験では打撃点と受振点は完全には一致できないことを考慮してその距離による補正方法を提案した。この補正を導入することで予測値と実測値の一致度は部分的に向上した。

5章“振動解析に必要なパラメータの検討”では、本研究の根幹をなす各種の床構造の周波数応答関数であるモビリティを求めるための基本的なパラメータ設定方法について検討を加えた。

検討項目は床の材料面からとらえたヤング率、ポアソン比、床の構造的側面からとらえた境界条件、さらに面外剛性に異方性をもつ床の評価である。

(1) 材料的な特性としては、理論的な背景や本研究で対象としている振幅の大きさ(微小変位)を考慮すると、動ヤング率並びに動ポアソン比の採用が最適であると考えられ、これを提案した。

(2) 境界条件は以下のように提案した。

①柱部分は固定。ただし、ある程度以上の厚さをもつ壁も同様と考える。

②一般の壁部分は単純支持。

③その他の格子点は全て上下方向に自由に動く。

これらと上述の境界条件と合わせると、実際とよく一致した固有値が得られることを示した。

(3) 異方性材料に対する評価を行い、材料そのものを剛性上強軸・弱軸をもつものと仮定して固有値解析し、そのモード図と比較することで、面外方向に直交異方性をもつ形状の床板の高次振動までの評価を含めたモビリティは、十分表現できる事を示した。

6章“検討対象とした床構造とそのモビリティ”章では、前章まで述べてきた各種の床構造の周波数応答関数の求め方を実際に適用し、その結果をまとめたものである。

検討対象とした床構造は7種9床あり、それぞれについて境界条件や材料特性を考慮し、予測した結果と実測値とを比較し、予測方法並びに各種のパラメータ設定の妥当性を評価した。

特に各予測方法で検討した主な点は、

(1) 一般の鉄筋コンクリート構造床では、梁を含めた床の高次振動数までの応答特性評価と柱部分の境界条件設定方法の妥当性

(2) 周辺が厚さが300mm以上の壁で囲まれている特殊な鉄筋コンクリート構

造床では、周辺を完全固定と仮定した場合のその境界条件の妥当性

(3) 大スパンフラットスラブでは、アンボンドP C鋼線が剛性補強上は無視できることの確認と、形状的に大きいためモーダルダンピングを2%程度に設定しての計算結果

(4) ハイブリッドR Cスラブでは、大スパン構造床としての評価以外に後の章で論ずる人間歩行や衝撃加振時応答の検討用解析モデルとして利用

(5) 異方性構造をもつ床として波形鋼板スラブ、デッキプレートスラブ、中空ボイドスラブなどでは、材料の剛性に異方性を考慮した場合の妥当性

(6) 三次元的取扱いをした特殊なボイドスラブでは、三次元構造をそのままモデル化して解析し、将来発展の可能性を追究してみた。

7章“モビリティ予測方法の提案”章では、モビリティの予測方法をまとめ、手法の提案を試みた結果を示した。

(1) 予測計算に必要なデータを紹介し、パラメータの予測・設定方法についても述べ、最後に計算の実践的手法について説明した。

(2) モビリティ予測計算に必要な各種のパラメータの予測・設定方法を示した。特にこの章ではダンピングの値がどの程度モビリティの値に影響を及ぼすかを解析的に検討しており、モーダルダンピングを1~5%の間で変化させて解析し、予測に際して用いている一般的な値である3%と比較すると、それからの差は±5 dB以内にあることを示した。

(3) 以上より本研究ではこのモーダルダンピングの予測値として以下の値を採用することとした。

一般の鉄筋コンクリート床	3 %
フラットスラブ等 (50㎡以上)	} 等の大型スラブ 2 %
デッキプレートスラブ	
波形鋼板を用いたスラブ	

これらをまとめてモビリティ予測方法のフローチャートを示した。

8章“モビリティに着目した解決方法の応用結果”では、予測計算されたモビリティの有用性を示すため、モビリティに着目した解析方法の実務的利用結果について、床板をかかとで打撃した場合のインパルス応答と人間歩行による振動応答、床衝撃音に対する適用例、設備機器による振動影響評価の3種類を紹介した。いずれの場合でも加振力が明確になっている場合のみを扱っている。

(1) 人間歩行を1秒間に2歩歩く加振力パターンとして定義した場合と、かかと打撃による床の振動を応答波形までも合わせて検討した。

(2) 床衝撃音への適用例としては、衝撃源の加振力特性についてはJIS-A-1418に示されているタイヤ落下時の重量衝撃特性を用い、床板の振動応答特性は本研究で示したモビリティ予測法により求められることを示した。しかし、本研究の論点は床板の振動そのものであるため、下室空間に対する評価まで論ずるべきではないと考え、まず床板の振動応答を主体に論じ、これによって得られた結果と床衝撃音レベルとの相関までをもとめるまでとした。

(3) 建築設備による床振動予測への適用例としては、麦倉が明確にした送風機の加振力特性を利用した。予測方法の基本は鳳-テブナンの定理とエネルギーの伝達が一定という仮定を利用しており、各支持点からの振動影響をベクトル的に評価、合成した。予測した結果は駆動点並びに伝達モビリティであり、実測値と比較してスペクトル表現と1/3 オクターブバンド分析計算し示した。

この研究報告をまとめてみた結果、将来への発展性も充分期待できるが、今後に残された研究課題も幾つかみいだされ、特に以下に示す項目があげられる。

①適用範囲の拡大

本研究において提案した床の周波数応答関数であるモビリティの予測方法は、第7章に示した仮定条件並びに解析方法を用いれば簡単に求められ、それにもかかわらず比較的精度よい結果が得られる。この床構造のモビリティが明確になった場合、その床に加わる力を明らかにすれば、床の応答が予測でき、評価・検討が可能となることを示した。さらにこの考え方を進めていくと、建物全体に互っての周波数応答関数とそこに加わる力が明確になれば、建物内のあらゆる点での振動が予測できることとなる。さらに室内音場に対する空間的な検

討や各部材の音響放射特性に関する検討などを加えることで精度のよい振動並びに騒音の予測が可能となるといえ、振動環境を求めるための最適設計へと発展するための基本になる考え方が示されたといえよう。

そのためには本研究で示した検討対象床以外の構造を持つ床や対象範囲を拡大して立体的な構造等へ適用を試みる必要がある。さらに予測に必要なパラメータの中でも特に境界条件やモーダルダンピングについては一律に設定しているものの、建物構造的に合わせてある程度調整できるようなパラメータにする必要性を感じ、今後機会のある毎に適用拡大のために努力していかなければならないと感じている。

②応用の拡大

モビリティの利用方法としては、本研究の応用例で示した以外にも振動源の加振力特性を明確にし、さらに、簡単ではないが建物への伝搬特性が仮定できれば外部の振動源による建物の振動応答予測ができる可能性を示している。このように各部位のモビリティを予測することは幅広い応用が可能であり、あらゆる点における振動特性を明確にするための第一段階といえよう。

さらに統計的エネルギー解析法 (SEA) や部分構造合成法などを利用してある大きさを持った要素間のエネルギー伝達関数が解析できれば、マクロな伝播はその手法を利用し、ミクロな解析は本研究の手法を用いればよい。すなわち建物構造を比較的大きな要素、たとえば大梁で囲まれた床板や各階間の壁といった要素に分割し、これらを合体したマクロモデルにより評価対象地点を含む要素が持つ振動エネルギーポテンシャルを解析し、本研究で示した手法により評価地点が詳細に解析できるミクロモデルを作成し、予測が可能といえる。すなわちモビリティを用いた床振動の予測方法と部分構造合成法との合体である。但し、要素間の結合度評価に若干の工夫は必要であろう。

これらについても検討を加えていく必要がある。

③将来の展望

本研究の主題で取り上げた固有値解析から伝達関数を予測する手法は、前述したように広い分野で適用可能であり、これを空間との相関で考えれば、床衝撃音問題や、部材の音響放射に関する検討といった固体音問題以外にも、室内の音響的な伝達関数の算出も可能である。また、解析は簡単ではないが、地盤との相関で考えれば、鉄道・地下鉄・道路といった交通機関や建設工事等から発生する振動・固体音問題への適用も考えられる。

今後はこれらを解析や実測によって得られる伝達関数の組み合わせにより、固体音領域までも考慮できる新しい振動予測システムの構築のために努力していきたいと考えている。

9. 2 謝辞

筆者が環境振動問題、特に床の微細な振動解析の必要性を痛感したのは1980年頃からのL S I製造工場の微振動検討に関係してからである。その後、鹿島建設が設計・施工する精密環境施設の微振動問題を引き受け、検討するなかで床の最適な振動解析の方法や、固体伝播音にまで拡張される高次振動特性までの評価の可能性が見いだされ、ここにまとめる機会を得た事は大変幸せなことでありと感している。

論文をまとめるに当たり、本論文の主査をしていただきました東京大学工学部建築学科教授 安岡正人博士には、本研究に対して多くのご配慮及びご教授、ご鞭撻をいただきました。ここに深く感謝させていただきます。東京大学生産技術研究所第5部教授 橋 秀樹博士にも、多くの有益かつ貴重なご意見を頂き、また本論文の副査をしていただきました。また、本論文の副査をしていただいた東京大学工学部建築学科教授 松尾 陽博士、東京大学工学部建築学科助教授 鎌田元康博士、同 神田 順博士におきましても、多くのご教授、ご鞭撻をいただきました。ここに深く感謝させていただきます。

その他、日本建築学会音環境運営委員会固体音小委員会の皆様からも多くの貴重なご助言をいただきました。特に、日本大学理工学部建築学科講師 井上勝夫博士、東京大学生産技術研究所第5部 矢野博夫博士、建設省建築研究所第5部 福島寛和博士、清水建設技術研究所 折笠輝雄博士の方々に、貴重なご教授、ご鞭撻、ご資料などをいただきました。ここに深く感謝させていただきます。

論文をまとめるにあたり、ご配慮を賜りました鹿島建設株式会社副会長 鹿島昭一博士、鹿島建設株式会社専務取締役 長友宗重博士、鹿島建設技術研究所所長 佐藤邦昭博士に感謝の意を表します。

鹿島建設技術研究所のなかでは、研究開始当時の上司であり、研究のきっかけをつくっていただきました元技術研究所副所長 古宇田 潔氏、研究の過程で有益なご指導、ご配慮をいただきました麦倉喬次博士、ともすれば多忙にかこつけたが筆者をタイムリーに激励していただきました小原俊平博士、そして現在の直属の上司である第五研究部部長 白石帰一氏の方々に感謝の意を表

します。

本研究の当初よりご協力をいただいた鹿島建設株式会社A/E総事業本部構造設計部と設備設計部、建設総事業本部、技術研究所第5研究部の関係各位に感謝いたします。特に、研究の遂行や実験・解析などで多くのご助言、ご協力を頂いた鹿島建設株式会社A/E総事業本部構造設計部主査 小川泰男氏、鹿島建設技術研究所第五研究部主任研究員 田野正典氏、同 研究員 峯村敦雄氏、同 実験員 橋本 重氏には心から感謝いたします。

振り返ってみますと電気通信大学応用電子工学科教授の熊本芳朗博士の元で音響に関する基礎的なご指導を受け、1970年に卒業してから22年経ち、卒業までの教育期間と同じ22年の月日が経過したことになります。その間に大変多くの方々にご指導をいただきましたが、特に、現在千葉工業大学工学部建築学科教授 久我新一博士には師が建設省建築研究所時代に筆者の卒業論文のご指導をいただいて以来、今日まで変わらず多くのご指導、ご鞭撻をいただきました。両氏に深く感謝すると共に、今まで感謝の意を表わしてきた皆様に少しでも多くのご返礼をするべく今後も一層の精進を重ねていく所存であります。

1993年 1月 1日

安藤 啓 

参考文献

- (1) 長友宗重；“総説 環境振動とその診断”，音響技術，vol.15, no. 3, 1986
- (2) 和泉正哲，勝倉 裕；地震動の位相情報に関する基礎的研究”，日本建築学会論文報告集，第327号，昭和58年 5月
- (3) 田村幸雄；“建物の強風応答と性能評価の考え方”，建物の振動性能評価に関するシンポジウム，日本建築学会，1989年11月
- (4) 塩谷清人；“構造領域からみた環境振動評価”，第6回環境振動シンポジウム，日本建築学会環境工学委員会，1988年 2月
- (5) ISO 2631/1と2631/2
- (6) 細野利郎，田野正典，大伴尚也；“鉄道沿線に近接して建てられたホテルの固体音対策”，鹿島建設技術研究所年報，第35号，昭和62年 6月
- (7) 村石喜一，平松友孝；“設備機械室における固体音の低減”，音響技術，vol.18, no. 3, 1989
- (8) 田中 洪；“床衝撃音遮断性能の研究の動向とその測定法における問題点”，音響技術，vol.18, no. 2, 1989
- (9) 木村 翔，光田泰子；“集合住宅における室内騒音の実態”，建築技術，no.328, 1978.12
- (10) 長友宗重；“固体音と微振動”，音響技術，vol.18, no. 3, 1989
- (11) 小嶋英治，林田敏弘，川久保政茂，菊地章裕；“各種スラブの振動実験（大型ハンマー加振によるモーダル法とスラブ振動数の略算式）”，日本建築学会大会学術講演梗概集，昭和58年 9月，NO.2185
- (12) 小嶋英治，林田敏弘，川久保政茂；“各種スラブの振動実験（その2）”，日本建築学会大会学術講演梗概集，昭和59年10月，NO.2217
- (13) 小嶋英治，林田敏弘，川久保政茂；“各種スラブの振動実験（その3）”，日本建築学会大会学術講演梗概集，昭和60年10月，NO.2239
- (14) 小嶋英治，林田敏弘，川久保政茂；“各種スラブの振動実験（その4）”，日本建築学会大会学術講演梗概集，昭和61年 8月，NO.2459
- (15) 小嶋英治，林田敏弘，川久保政茂；“各種スラブの振動実験（その5）”，日本建築学会大会学術講演梗概集，昭和62年10月，NO.2472

- (16) 大山秀美, 鈴木敏夫, 佐藤和彦, 中島啓太, 蔵 正幸, 山尾信一;
“中形ハンマーによる実在床板の振動実験(その1)”
日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和60年10月, NO. 2235
- (17) 蔵 正幸, 大山秀美, 鈴木敏夫, 佐藤和彦, 中島啓太;
“中形ハンマーによる実在床板の振動実験(その2)”
日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和60年10月, NO. 2236
- (18) 大山秀美, 鈴木敏夫, 佐藤和彦, 中島啓太, 蔵 正幸;
“中形ハンマーによる実在床板の振動実験(その3)”
日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和61年 8月, NO. 2452
- (19) 櫛田 裕, 玉木常博; “床スラブ耐力調査のための振動試験方法とその適用例”
日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和53年 9月, NO. 2161
- (20) 井野 智, 他; “或る鉄筋コンクリート造建物の床スラブの振動性状について”
建築学会北海道支部研究報告集, No. 43, 昭和50年 3月
- (21) 井野 智, 他; “鉄筋コンクリート床スラブの振動について”
建築学会北海道支部研究報告集, No. 47, 昭和52年 3月
- (22) 井野 智, 他; “大撓みをもつ鉄筋コンクリート床スラブの振動についての二, 三の考察”, 建築学会北海道支部研究報告集, No. 47, 昭和52年 3月
- (23) 井野 智; “鉄筋コンクリート床スラブの振動性状について”
日本建築学会論文報告集 第273号, 昭和53年11月
- (24) 小野英哲; “振動外力について”, 建物の振動性能評価に関するシンポジウム,
日本建築学会, 1989年11月
- (25) 櫛田 裕; “長スパン床構造における振動性状評価のための基準化について”
日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和52年10月, NO. 2122
- (26) 内田直樹, 桐原英秋, 青柳 司, 川村政美; “床ばりの振動性状に関する研究”
(その1 実測結果) 日本建築学会大会学術講演梗概集,
昭和53年 9月, NO. 2159
- (27) 桐原英秋, 内田直樹, 青柳 司, 川村政美他; “床ばりの振動性状に関する研究”
(その2 実測結果に対する検討) 日本建築学会大会学術講演梗概集,
昭和53年 9月, NO. 2160

- (28)川村政美, 青柳 司, 内田直樹, 桐原英秋; “大スパン床ばりの振動性状(上).
(下)” 建築技術1977年 6月 NO.310, 1977年 7月 NO.311
- (29)山岸豪敏, 他(調査); “長方形板の振動特性解析 一周辺支持状態を変化させた場合のホログラフィによる検討”,
日本建築学会計画系論文報告集, 第363号, 昭和61年 5月
- (30)古宇田 潔, 菅 真一郎; “床スラブの駆動点機械インピーダンスの測定例”,
日本音響学会講演論文集 昭和51年10月
- (31)折笠輝夫, 久保田喜八郎; “重量床衝撃音発生器による床衝撃音の実験的解析方法
に関する研究”,
日本建築学会計画系論文報告集, 第 378号, 昭和62年 8月
- (32)木村 翔, 井上勝夫, 新井昭義; “床衝撃時における床スラブインピーダンス特性の
予測に関する研究”, 日本建築学会計画系論文報告集, 第363号,
昭和61年 5月
- (33)藤原恭司, 小口恵司, 裨圃成人; “梁で補強された周辺固定矩形版の駆動点機械イン
ピーダンスの測定”, 日本音響学会講演論文集 昭和53年 5月
- (34)橋本典久; “小梁付床版の音響域振動へのFEMの適用とその振動性状について”
日本建築学会計画系論文報告集, 第372号, 昭和62年 2月
- (35)長松昭男; “騒音低減のためのモード解析と最適設計”,
日本音響学会講演論文集 1990年 3月
- (36) A.W.Leissa : “Vibration of Plates ” NASA SP-160, 1969
- (37)長松昭男; “最新の振動問題の数値計算法”, 日本機械学会誌 1982年 3月
- (38)村井秀児; “最新のモード解析技術について”, 日本機械学会誌 1983年 2月
- (39)生駒勝啓, 他; “振動板から放射される騒音の予測計算に関する研究”
日本機械学会第57期全国大会講演会講演論文集, 1979年10月
- (40)高坪純治, 他; “平面要素で構成される機械構造物の振動による放射音場の計算と測
定”, 日本機械学会第57期全国大会講演会講演論文集, 1979年10月
- (41)岩田義明, 宮下政和; “インパルス応答による機械振動特性パラメータの同定に
関する一考察”, 日本機械学会第59期全国大会講演会講演論文集,
1981年10月

- (42)長池 勝；“振動と音響に関する数値計算法の開発と内燃機関への応用”

東京工業大学工学部 昭和59年度 学位論文

- (43) L.Cremer, et.al；“Structure Borne Sound” Springer-Verlag New York 1973

- (44)安岡正人；“床衝撃音防止設計法”，音響技術，Vol.6, No.20

- (45)安岡正人；“床衝撃音防止設計法”，建築技術，1978年12月

- (46)安岡正人；“床衝撃音に関する研究”

東京大学工学部 昭和56年度 学位論文

- (47)木村 翔，井上勝夫；“床衝撃音と床スラブの振動特性に関する実験的研究”

日本建築学会論文報告集，第332号，昭和58年10月

- (48)木村 翔，井上勝夫，中澤真司；“床衝撃時におけるコンクリート浮き床構造の振動

伝搬特性に関する研究”，日本建築学会計画系論文報告集，

第352号，昭和60年6月

- (49)木村 翔，井上勝夫，中澤真司；“重量衝撃源の衝撃力特性に関する研究”，

日本建築学会計画系論文報告集，第398号，1989年4月

- (50)井上勝夫，木村 翔；“インピーダンス法による床衝撃音の実用的予測方法”

日本音響学会建築音響研究会資料，AA-87-25，1987年7月

- (51)折笠輝夫，久保田喜八郎；“重量床衝撃源による床衝撃音のモデル解析方法”。

日本音響学会建築音響研究会資料，AA-82-12，1982年6月

- (52)福島寛和，安岡正人；“モデル解析による床衝撃音の検討”

日本音響学会建築音響研究会資料，AA-87-24

- (53)福島寛和，安岡正人；“波動性を考慮した低音域の床衝撃音に関する研究”

日本建築学会計画系論文報告集，第405号，1989年11月

- (54)福島寛和；“低音域の床衝撃音に関する波動的解析”

東京大学工学部 昭和62年度 学位論文

- (55)長松昭男；“モード解析(その1)”，日本音響学会誌，Vol.44 No.6 1988

- (56)長松昭男；“騒音低減のためのモード解析と最適設計”。

日本音響学会講演論文集 1990年3月

- (57)日本建築学会編；“建築物の振動に関する居住性能評価指針・同解説(案)”

- (58) J I S - A - 1 4 1 8 ; “建築物の現場における床衝撃音レベルの測定方法” ,
昭和53年改正
- (59)田中 洪 ; “重量床衝撃音遮断性能測定法の衝撃源について” ,
日本建築学会大会学術講演梗概集, 1989年10月, NO.4136
- (60)麦倉喬次 ; “固体音対策を目的とした建築設備用送風機の加振力特性の実験的研究”
日本大学理工学部 昭和62年度 学位論文
- (61)麦倉喬次, 安藤 啓, 田野正典, 高久勝彦 ; “建築設備用送風機の加振力に関する実
験的研究” , 日本建築学会計画系論文報告集, 第389号,
昭和63年 7月
- (62)安藤 啓, 田野正典, 高久勝彦, 麦倉喬次 ; “送風機の加振力と床振動の予測”
日本音響学会講演論文集 昭和61年10月
- (63)日本建築学会編 ; “建築の遮音設計資料” , 技報堂, 1988
- (64)安藤 啓 ; “床構造の機械インピーダンス測定” , 騒音制御, Vol.6, No.6, 1982.2
- (65)橋 秀樹, 矢野博夫 ; “建築音響における音響伝搬特性の計測方法に関する研究” ,
東京大学生産技術研究所報告, 第33巻, 第5号, 1987.3.
- (66)城戸健一 ; “ディジタル信号処理” 丸善
- (67)日野幹雄 ; “スペクトル解析” 朝倉書店
- (68)城戸健一編著 ; “2チャンネルFFTアナライザ活用マニュアル” , 日本プラントメ
ンテナンス, 1985
- (69)S. P. チモシェンコ ; “板とシェルの理論 (上下)” プレイン図書出版
- (70)東洋一, 小森清司 ; 建築構造学体系11巻 平板構造 彰国社 昭和45年
- (71)山原 浩 ; “環境保全のための防振設計” , 彰国社, 1974
- (72)O. C. Zienkiewicz 著, 吉織・山田訳 ;
“基礎工学におけるマトリックス有限要素法” 培風館, 1975
- (73)戸川隼人 ; “FORTRAN による有限要素法入門” サイエンス社
- (74)戸川隼人 ; “有限要素法による振動解析” サイエンス社
- (75)長松昭男 ; “モード解析” 培風館, 1985
- (76)土木学会編 ; “動的解析の方法” 動的解析と耐震設計 第2巻
技報堂出版 1989年 7月

- (77) 安藤英一, 加川幸雄; “プラスチック溶接用超音波振動体の有限要素シミュレーション” 電子情報通信学会誌 A Vol. J70-A, No. 6, 1987 年 6 月
- (78) 田中基八郎, 三枝省三; “振動モデルとシミュレーション”, 応用技術出版, 1985
- (79) 大久保信行; “機械のモーダル・アナリシス” 中央大学出版部
- (80) 白木万博 監著; “騒音防止設計とシミュレーション”, 応用技術出版, 1987
- (81) 日本音響材料協会編; 騒音対策ハンドブック 技報堂, 1966
- (82) 大門静史郎, 佐藤利和, 石川正臣; “インパルス応答関数・ヒルベルト変換を用いる損失係数の計測方法”, 日本音響学会講演論文集, 昭和60年 9 月
- (83) Measurement of the Complex Modulus of Elasticity; A Brief Survey, B&K Application notes.
- (84) 峯村敦雄, 田野正典, 安藤 啓; “コンクリート板の損失係数測定”, 日本音響学会講演論文集, 3-7-5, 1989年10月
- (85) (社) 日本コンクリート工学協会編; “コンクリート便覧” 技報堂, 1976
- (86) A C I ; Building Code Requirements For Reinforced Concrete, Part 2, p. 318~22, 1973
- (87) Pauw, A. ; Static Modulus of Elasticity of Concrete as Affected by Density , Jour. of ACI , Vol. 57, pp. 679~ 687, July 1960.
- (88) C E B / F I P ; International Recommendations For the Design and Construction of Concrete Structures, pp. 27 ~29, 1970
コンクリート構造物国際指針, pp. 50 ~57, 鹿島出版会, 1971
- (89) 日本コンクリート会議編; コンクリート技術の基礎 72, p. 145, 1972-9
- (90) 横山 裕, 柳田 裕, 広松 猛, 小野英哲; “微細振動の観点から見た複合床の剛性評価法に関する考察” 日本建築学会計画系論文報告集, 第 426号, 1991年 8 月
- (91) 松井英治, 阿部隆之, 柳田 裕, 広松 猛; “床構造の面外振動性状に関する研究, (その1) 異方性評価” 日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和57年10月, NO. 2202

(92)阿部隆之, 松井英治, 樫田 裕, 広松 猛; “床構造の面外振動性状に関する研究,

(その2) 一質点結合による連成振動解析”

日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和57年10月, NO. 2203

(93)橋本嘉之, 阿部隆之, 樫田 裕, 広松 猛; “床構造の面外振動性状に関する研究,

(その3) 梁・柱の条件設定の一考察”

日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和59年10月, NO. 2213

(94)広松 猛, 橋本嘉之, 阿部隆之, 樫田 裕; “床構造の面外振動性状に関する研究,

(その4) 異方性床の実測とシミュレーション”

日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和59年10月, NO. 2214

(95)斎藤祐一, 樫田 裕, 広松 猛, 阿部隆之, 橋本嘉之; “床構造の面外振動性状に関

する研究, (その5) 異方性床構造における解析と実測の整合性”

日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和60年10月, NO. 2237

(96)阿部隆之, 樫田 裕, 広松 猛, 橋本嘉之, 斎藤祐一; “床構造の面外振動性状に関

する研究, (その6) 厚肉床構造へのせん断影響”

日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和60年10月, NO. 2238

(97)橋本嘉之, 樫田 裕, 広松 猛, 阿部隆之, 斎藤祐一; “床構造の面外振動性状に関

する研究, (その7) 床版共振に関する障害防止対策案の解析的検討

事例” 日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和61年 8月, NO. 2457

(98)寺沢正文, 阿部隆之, 広松 猛, 樫田 裕; “床構造の面外振動性状に関する研究,

(その8) 大スパンフロアパネルの境界条件設定と評価”

日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和62年10月, NO. 2475

(99)寺沢正文, 鶴巻 均, 橋本嘉之, 広松 猛, 樫田 裕; “床構造の面外振動性状に関

する研究, (その9) 大スパンフロアパネルの振動環境予測とその

確認” 日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和63年10月, NO. 2245

(100)米山和秀, 阿部隆之, 橋本嘉之, 広松 猛, 樫田 裕; “床構造の面外振動性状に

関する研究, (その10) 大スパン架構上での大型車両走行に対する防

振検討” 日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和63年10月, NO. 2246

- (101) 阿部隆之, 広松 猛, 橋田 裕, 橋本嘉之; “床構造の面外振動性状に関する研究
(その11) 直交異方性を有する床構造の振動性状”
日本建築学会大会学術講演梗概集, 1989年10月, NO. 2193
- (102) 相馬 仁, 阿部隆之, 広松 猛, 橋田 裕; “床構造の面外振動性状に関する研究
(その12) 重層床構造の連成振動解析”
日本建築学会大会学術講演梗概集, 1989年10月, NO. 2194
- (103) 山中悦男, 橋本 紘; “フラットスラブの振動特性”
日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和59年10月, NO. 2215
- (104) 赤木久真, 平松和嗣, 石原完爾, 三笠 哲;
“大スパン合成ばり, 床スラブの振動性状について”
日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和61年 8月, NO. 2450
- (105) 井上富太, 高島秀雄, 松浦恒久, 山田 収; “中空スラブの解析(その1) 静的解析” 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1989年10月, NO. 2471
- (106) 山田 収, 高島秀雄, 松浦恒久, 井上富太; “中空スラブの解析(その2) 固有振動数” 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1989年10月, NO. 2472
- (107) 松浦恒久, 高島秀雄; “中空スラブの解析(その3) 動的解析”
日本建築学会大会学術講演梗概集, 1989年10月, NO. 2473
- (108) 田治見 宏; “建築振動学”, コロナ社, 昭和57年
- (109) 麦倉喬次, 細野利郎, 古澤隆彦, 安藤 啓, 田野正典, 是永雄二, 船久保 茂;
“精密工場の微振動対策検討例”, 鹿島建設技術研究所年報, 第31号,
昭和58年6月15日
- (110) C. E. Wallace; “Radiation Resistance of Rectangular Panel”
J. A. S. A. 1972. 3. Vol. 53 No. 3(Part 2)
- (111) J. C. Snowdon; “Vibration of simply supported rectangular and square plates to which lumped mass and dynamic vibration absorbers are attached” J. A. S. A. 1975. 3. Vol. 57 No. 3
- (112) J. B. Ochs and J. C. Snowdon; “Transmissibility across simply support thin plates. II. Rectangular plates with loading mass and straight ribs” J. A. S. A. 1976. 2. Vol. 59 No. 2

- (113) A. C. Nilsson ; "Some acoustical properties of floating-floor construction"
J.A.S.A. 1977. 6. Vol. 61 No. 6
- (114) Hideo Suzuki and Jiri Tichy ; "Sound radiation from an elastically supported circular plate" J.A.S.A. 1979. 1. Vol. 65 No. 1
- (115) J. R. Nordstedt ; "Comparison between different methods for impact testing of floor " J.A.S.A. 1979. 2. Vol. 65 No. 2
- (116) Richard V. Waber, et al. ; "Sampling statistics of vibrating rectangular plate" J.A.S.A. 1982. 12. Vol. 72 No. 6
- (117) M. C. Gomperts ; "Radiation from rigid baffled , rectangular plates with general boundary conditions " ACOUSTICA 1974. Vol. 30
- (118) M. C. Gomperts ; "Sound Radiation from baffled , Thin rectangular plates" ACOUSTICA 1977. Vol. 37
- (119) C. Filipich et al. ; "A note on the vibration of rectangular plates of variable thickness with two opposite simply supported edges and very general boundary conditions on the other two "
Journal of Sound and vibration 1977. 2. Vol. 50 No. 3
- (120) R. P. Stepanishen ; "The radiation impedance of a rectangular piston "
Journal of Sound and vibration 1977. 11. Vol. 61 No. 1

以下に筆者の既発表論文並びに共著論文の一覧を示す。

<グラスウールの音響特性関係>

- (121) 古宇田 潔, 安藤 啓; “国産グラスウールの伝播定数”,
日本音響学会講演論文集, 昭和47年 5月
- (122) 古宇田 潔, 安藤 啓; “多孔質材料の音響的特性”,
鹿島建設技術研究所年報, No.20, 1972年 6月
- (123) 安藤 啓, 古宇田 潔; “グラスウール多層構造の吸音率と透過損失”,
日本音響学会講演論文集, 昭和47年10月
- (124) 安藤 啓, 古宇田 潔; “多孔質材料の音響特性の計算法”,
日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和47年10月
- (125) 古宇田 潔, 安藤 啓; “グラスウールの音響特性”, AA73-1.
建築音響研究会資料, 1973年 1月29日

<騒音検討関係>

- (126) 安藤 啓, 麦倉 喬次, 他; “面状音源に対する障壁の遮音効果”,
日本音響学会講演論文集, 昭和49年10月
- (127) 安藤 啓, 麦倉 喬次; “広がりのある騒音源に対する障壁の遮音効果”,
鹿島建設技術研究所年報, No.23, 1975年 6月
- (128) 安藤 啓, 麦倉 喬次, 他; “模型実験による大規模工場の騒音対策検討例”,
日本音響学会講演論文集, 昭和50年10月
- (129) 安藤 啓, 麦倉 喬次, 他; “面状音源に対する障壁の遮音効果”,
日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和50年10月
- (130) 安藤 啓, 麦倉 喬次; “音響伝搬に及ぼす気象条件の影響”,
日本音響学会講演論文集, 昭和50年10月
- (131) 安藤 啓, 麦倉 喬次; “気象条件を含めた騒音伝搬の解析”,
鹿島建設技術研究所年報, No.24, 1976年 6月
- (132) 安藤 啓, 古澤 隆彦, 他; “線音源の回折減音に関する模型実験”,
日本騒音制御工学会技術発表会講演論文集, 昭和52年11月
- (133) 古澤 隆彦, 安藤 啓, 他; “線音源の回折減音に関する模型実験”,
鹿島建設技術研究所年報, No.26, 1978年 6月

- (134) KEI ANDOW, KYOJI MUGIKURA, et al.; "NOISE ENVIRONMENTAL ASSESSMENT PROGRAM", The Fourth International Symposium on the Use of Computers for Environmental Engineering Related to Buildings, MAR. 1983

<計測システム関係他>

- (135) 足立 憲彦, 安藤 啓; "新MIKシステム計測車",
鹿島建設技術研究所年報, No.27, 1979年 6月
- (136) 安藤 啓, 麦倉 喬次, 他; "環境データ・解析システムの開発",
鹿島建設技術研究所年報, No.31, 1983年 6月
- (137) 安藤 啓, 水野 二十一, 他; "解体工事環境改善技術の開発",
日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和50年 9月
- (138) 古澤 隆彦, 安藤 啓, 他; "精密工場の微振動対策検討例",
鹿島建設技術研究所年報, No.31, 1983年 6月
- (139) 安藤 啓; "振動計測・解析方法の現状", 日本建築学会環境工学委員会,
環境振動小委員会資料, 89-3
- (140) 峯村敦雄, 安藤 啓; "リフレッシュ用建設工事機械の騒音・振動測定例",
日本騒音制御工学会技術発表会講演論文集, 平成 2年10月
- (141) K. MUGIKURA, K. ANDOW, et al.; "INVESTIGATION INTO VIBRATION NUISANCE SOURCE AT A LARGE PETROCHEMICAL PLANT" INTER NOISE 91
- <騒音評価関係>
- (142) 長友 宗重, 安藤 啓, 他; "室内騒音評価法としてのRC曲線",
建築音響研究会資料, AA84-37, 昭和59年11月26日
- (143) 長友 宗重, 安藤 啓, 他; "空調騒音の評価法について",
騒音研究会資料, N8503-3, 1985年 3月20日
- (144) 安藤 啓, 大伴 尚也, 他; "ホテル間仕切壁の遮音性能検討例",
日本音響学会講演論文集, 昭和60年 3月
- (145) 田野 正典, 安藤 啓, 他; "室内騒音評価法としてのRC曲線の検討",
日本音響学会講演論文集, 昭和60年 3月
- (146) M. NAGATOMO, K. ANDOW, et al.; "NOISE CONTROL FOR GUEST ROOMS IN A HOTEL",
INTER NOISE, INTER NOISE 86

- (147) 鹿島 昭一, 安藤 啓, 他; “ホテル客室の音環境設計”

日本建築学会計画系論文報告集, 昭和61年 9月

<免震・防振関係>

- (148) 八坂 厚彦, 安藤 啓, 他; “建物の免震防振構法の開発(その1)”,

日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和60年10月

- (149) 安藤 啓, 八坂 厚彦, 他; “建物の免震防振構法の開発(その2)”,

日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和60年10月

- (150) 古宇田 潔, 安藤 啓, 他; “建物の免震防振構法の研究開発(その1)”,

鹿島建設技術研究所年報, No.34, 1986年 6月

- (151) 安藤 啓, 古宇田 潔, 他; “建物の免震防振構法の研究開発(その2)”,

鹿島建設技術研究所年報, No.34, 1986年 6月

- (152) 安藤 啓; “免震防振構法建物の防振性能”,

日本音響学会講演論文集, 昭和62年 3月

- (153) 安藤 啓, 八坂 厚彦, 他; “免震・防振構法建物の防振性能”,

日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和62年10月

- (154) 安藤 啓, 吉田 新; “建物の免震・防振構法の研究開発(その4)”,

鹿島建設技術研究所年報, No.35, 1987年 6月

- (155) 安藤 啓; “免震・防振構法建物の防振性能について(その2)”,

日本建築学会大会学術講演梗概集, 1991年 9月

- (156) 安藤 啓; “建物の免震防振構法の研究開発(その10)”,

鹿島建設技術研究所年報, No.39, 1991年10月

- (157) K. ANDOW; “A STUDY ON THE RAILWAY VIBRATION CUTOFF CHARACTERISTICS OF BASE ISOLATION SYSTEM FOR EARTHQUAKE PROTECTION AND VIBRATION ISOLATION”, INTER NOISE 91

<加振力関係>

- (158) 麦倉 喬次, 安藤 啓, 他; “建築設備用送風機の機械インピーダンスと加振力の測定”, 日本騒音制御工学会技術発表会講演論文集, 昭和60年 9月

- (159) 麦倉 喬次, 安藤 啓, 他; “送風機の機械インピーダンスと加振力の測定と床振動の推定”, 日本音響学会講演論文集, 昭和60年 9月

(160) 麦倉 喬次, 安藤 啓, 他; “送風機の加振力について (その2)”

日本音響学会講演論文集, 昭和61年 9月

(161) 麦倉 喬次, 安藤 啓, 他; “送風機の加振力に関する研究”,

鹿島建設技術研究所年報, No.34, 1986年 6月

(162) 高久 勝久, 安藤 啓, 他; “送風機の加振力について”

日本騒音制御工学会技術発表会講演論文集, 昭和61年 9月

(163) 麦倉 喬次, 安藤 啓, 他; “送風機の加振力と床振動の予測 (その3)”

日本音響学会講演論文集, 昭和61年10月

(164) 安藤 啓, 田野正典, 他; “送風機の加振力と床振動の予測 (その4)”

日本音響学会講演論文集, 昭和61年10月

(165) 麦倉 喬次, 安藤 啓, 他; “送風機の加振力について (その5)”

日本音響学会講演論文集, 昭和62年 3月

(166) 麦倉 喬次, 安藤 啓, 他; “建築設備用送風機の加振力に関する実験的研究”

日本建築学会計画系論文報告集, 昭和62年 7月

(167) K. MUGIKURA, K. ANDOW, et al.; “EXPERIMENTAL STUDIES ON THE EXCITING FORCE
OF FANS FOR BUILDING EQUIPMENT”, INTER NOISE 87

(168) 峯村 敦雄, 安藤 啓, 他; “送風機の加振力について (その6)”

日本音響学会講演論文集, 昭和63年10月

(169) 安藤 啓, 田野 正典, 他; “送風機の加振力について (その7)”

日本建築学会大会学術講演梗概集, 1989年10月

(170) 田野 正典, 安藤 啓, 他; “建築設備用送風機の加振力に関する実験的研究

(その2)”, 日本建築学会計画系論文報告集, 1991年 9月

<モビリティ関係>

(171) 安藤 啓, 麦倉 喬次, 他; “周辺支持のコンクリート製矩形板の高次振動特性”,

鹿島建設技術研究所年報, No.34, 1986年 6月

(172) 安藤 啓, 麦倉 喬次 “固体音領域まで考慮した各種の床構造におけるモビリティ

予測方法”, 日本建築学会計画系論文報告集, No.391, 昭和63年 9月

(173) 安藤 啓; “各種の床構造におけるモビリティ予測方法”,

日本音響学会講演論文集, 平成元年 3月

(174) 安藤 啓; “各種の床構造におけるモビリティ予測方法”。

日本建築学会大会学術講演梗概集, 1989年10月

(175) 安藤 啓; “各種の床構造におけるモビリティ予測方法(その2)”。

日本音響学会講演論文集, 平成元年10月

(176) 峯村 敦雄, 安藤 啓, 他; “コンクリート板の損失係数”。

日本音響学会講演論文集, 平成元年10月

(177) 安藤 啓; “固体音領域まで考慮した各種の床構造におけるモビリティ予測方法”。

日本建築学会計画系論文報告集, No.405, 昭和63年 9月

<固体伝播音関係>

(178) 安藤 啓, 古宇田 潔, 他; “建物躯体中の固体音伝播性状に関する研究

(その1)”, 鹿島建設技術研究所年報, No.29, 1981年 6月

(179) 安藤 啓, 古宇田 潔, 他; “建物躯体中の固体音伝播性状に関する研究

(その1)”, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 昭和50年 9月

(180) 安藤 啓, 古澤 隆彦, 他; “建物躯体中の固体音伝播性状に関する研究

(その1)”, 日本音響学会講演論文集, 昭和56年10月

(181) 安藤 啓, 麦倉 喬次, 他; “建物躯体中の固体音伝播性状に関する研究

(その2)”, 鹿島建設技術研究所年報, No.31, 1983年 6月

(182) 安藤 啓, 麦倉 喬次, 他; “エレベータ走行音の低減対策実施例”。

日本騒音制御工学会技術発表会講演論文集, 昭和58年 9月

(183) KEI ANDOW, MASANORI TANO, et al. ; “CONTROL OF ELEVATOR NOISE IN ROOMS”。

INTER NOISE 84, 1984.DEC

(184) 峯村 敦雄, 安藤 啓, 他; “SEAを用いた建物内の固体伝搬音予測に関する

研究(その1)”, 鹿島建設技術研究所年報, No.38, 1990年 6月

(185) 安藤 啓, 田野 正典, 他; “建物内の固体音伝搬性状に関する研究(その1)”。

日本音響学会講演論文集, 平成 2年 9月

(186) 峯村 敦雄, 安藤 啓, 他; “建物内の固体音伝搬性状に関する研究(その2)”。

日本音響学会講演論文集, 平成 2年 9月

(187) 田野 正典, 安藤 啓, 他; “設備機器の防振効果に関する研究(その1)”。

日本音響学会講演論文集, 平成 2年 9月

- (188) 峯村 敦雄, 安藤 啓, 他: “建物内の固体音伝搬性状に関する研究(その3)”,
日本音響学会講演論文集, 平成 3年 3月
- (189) 安藤 啓, 田野 正典, 他: “建物内の固体音伝搬性状に関する研究(その1)”,
日本建築学会大会学術講演梗概集, 1991年 9月
- (190) 峯村 敦雄, 安藤 啓, 他: “建物内の固体音伝搬性状に関する研究(その2)”,
日本建築学会大会学術講演梗概集, 1991年 9月
- (191) 峯村 敦雄, 安藤 啓, 他: “SEAを用いた建物内の固体伝搬音予測に関する
研究(その2)”, 鹿島建設技術研究所年報, No.39, 1991年10月
- (192) 峯村 敦雄, 安藤 啓, 他: “建物内の固体音伝搬性状に関する研究(その4)”,
日本音響学会講演論文集, 平成 3年10月
- (193) 安藤 啓, 峯村 敦雄, 他: “建物内の固体音伝搬性状に関する研究(その3)”,
日本建築学会大会学術講演梗概集, 1992年 8月
- (194) 峯村 敦雄, 安藤 啓, 他: “SEAを用いた建物内の固体伝搬音予測に関する
研究(その3)”, 鹿島建設技術研究所年報, No.40, 1992年10月
- (195) 田野 正典, 安藤 啓, 他: “設備機器の防振効果に関する研究(その1)”,
鹿島建設技術研究所年報, No.40, 1992年10月

