

構造最適化によるシンバルの音質向上

長松, 昭雄 / MINORIKAWA, Gaku / NAGAMATU, Akio / 御法川,
学 / IWAHARA, Mituo / 湯浅, 圭介 / YUASA, Keisuke / 辻,
和幸 / TSUJI, Kazuyuki / 岩原, 光男

(出版者 / Publisher)

法政大学計算科学研究センター

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

法政大学計算科学研究センター研究報告 / Bulletin of Computational Science
Research Center, Hosei University

(巻 / Volume)

17

(開始ページ / Start Page)

49

(終了ページ / End Page)

55

(発行年 / Year)

2004-03-22

(URL)

<https://doi.org/10.15002/00025005>

構造最適化によるシンバルの音質向上

湯浅 圭介

法政大学工学部機械工学科

辻 和幸

法政大学大学院工学研究科機械工学専攻

岩原 光男 御法川 学 長松 昭雄

法政大学工学部機械工学科

打楽器シンバルの音質向上として、まず時間領域で音を採取した。周波数領域で色々な周波数帯成分を低下させ、逆フーリエ変換により時間領域に戻して音を作成し、この音を一対比較法で官能検査した。そこで得られた良い音質とされるシンバルを有限要素法を用いて構造最適化を行った。

1. はじめに

振動は私たちの身近な至る所で発生しており、私たちと深い関わりを持っている。喉と鼓膜と空気の振動を利用することによって会話が成立し、音は空気の振動によって伝わる。振動や音は人間に対して様々な影響を与える。人間が身近に使う機械やものは振動が小さいことや心地よく振動することが大きい商品価値になってきた。また、機械の不具合や故障の過半数は、振動が原因で発生すると言われている。現在数多くの製品が、エンジニアの経験と勘により設計され、試作と実験の繰り返しによって開発されている。今後更に厳しくなる設計条件を満たし、振動問題を設計開発の段階で予知し、対策するためには従来の手法より精度を上げ、新たな手法を生み出すべきである。

近年、振動現象の予想と現象解明にモード解析が使用され始め、専用の解析機器も市販されている。実験モード解析手法として非線形最適化法である偏分反復法を正確に多点応答に拡張したものである。この手法を使い実験対象のモード特性を求める。理論モード解析は対象物を有限要素法でモデル化し、計算によってモード特性を求める。本研究では、その一試行として打楽器シンバルの音色を加工し、音質向上を目的とした音質評価試験を行った。また、構造解析により、心地よい音を発生する構造の追求を試みた。

実験対象は音質評価の研究と連携して打楽器のシンバルを用いた。また、非線形最適化法を使いやすくするために、MATLAB 言語を使用して構築した実験モード解析システムを使用した。

2. 官能試験の実験方法

2. 1 採取→分析→加工

シンバルの打撃音を無響室内で録音し、PC(Personal Computer)のハードディスクに取り込んだ後、PC上で音圧信号の時間波形をFFT分析し、任意の周波数帯域の音圧レベルを減少させ、逆FFTにより再び時間波形に戻した。PCでの操作は解析ツールMATLABを用いた。今回は、原音に加え、4種類の周波数帯域における音圧レベルをゼロとした加工音を作成し(Fig.1)、計5種類のサンプル音とした。

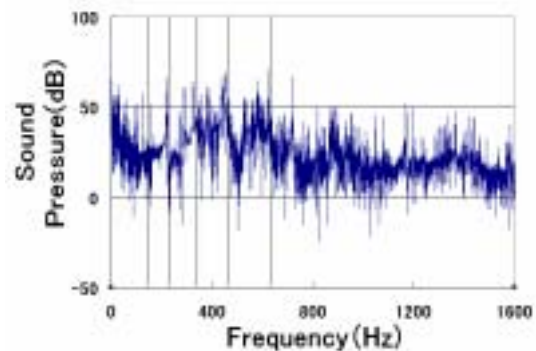


Fig1. Frequency spectrum of cymbal

2. 2 音質評価

音質評価法は最も簡便かつサンプル間の有意差を示しやすい一対比較法を採用し、「基準音に対して比較音がどれくらいシンバル音として良い音か」を5段階評価させた。分析法はシェッフェの法を変形した浦の変法を用いた。基準音と提示音を入れ替えた場合の順序効果の影響も考慮した。

3. 実験結果および考察

3. 1 サンプル音の嗜好度

Fig.2は音質評価後の、各サンプル音の平均嗜好度をまとめたものである。数値は5段階評価を+1.0~-1.0で正規化してある。被験者 GroupAでは、No.5の嗜好度が際立って低い。これは、No.5は最も高い周波数帯域をカットした音であるために、シンバル音の特徴である金属的な響きが失われたためと考えられる。また、それ以外のサンプル間では差が小さく、際立って好ましいと評価されたものはない。なお、原音であるNo.1が加工を施していない自然な音のため、最も評価が高くなることが懸念されたが、加工音でも評価が高くなることが確認された。一方、被験者 GroupBではサンプル音の間に多少の差はあるものの、GroupAに比べてわずかであり、サンプル音の間に有意な差を感じていないことが予測された。

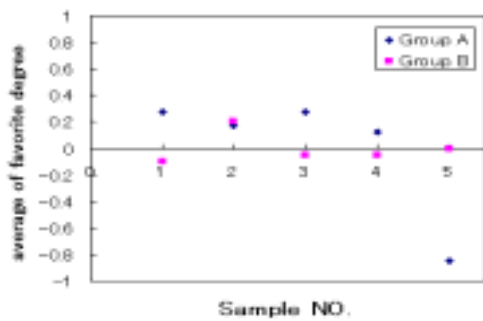


Fig2. Graph of cymbal sound evaluation

3. 2 分散分析

次に分散分析によって音質評価の影響因子を検証した結果を Table. 1 に示す。Group A においては、サンプル音そのものの影響因子である主効果(main effect)の F 値(F value)のみが信頼区間を超えており、有意であるという結果が得られた。その他の因子には有意性は見られなかった。Group B においては主効果×個人の因子のみが有意となった。したがって、Group B では個人差の影響が強く出ていることが、サンプル音の有意差を明確にしていなかったことがわかった。

Group A

items	F value	Judgment
main effect	9.86	○
main effect×personal	0.57	
combination effect	0.9	
ordinary effect	1.62	
ordinary ×personal	1.01	

Group B

items	F value	Judgment
main effect	1.06	
main effect×personal	4.35	○
combination effect	2.55	
ordinary effect	0.22	
ordinary ×personal	1.18	

Table1. Result of analysis of variance

4. 実験モード解析

使用する実験モード解析の流れを Fig.3 に示す。対象は音質評価の研究と連携して打楽器のシンバルを用いた。インパルス・ハンマを用いた打撃加振で、加速度ピックアップを固定、ハンマを移動し、FFT 装置を用いて応答を得る加振点移動で行った。打撃試験は 5 回平均で行い、3 軸加速度ピックアップによって 3 方向の応答を測定したが、X、Y 方向の動きはほとんどないため、Z 方向だけの応答を処理した。

Fig. 4 にシンバルの加振点と計測点を示す。ハンマにより Z 方向に計 64 点を垂直に加振した。

実験モード解析システムによりモードアニメーションを見ることができる。

Table. 2 に第 1~10 モードまでの実験と計算の固有振動数を示す。途中実験値の Mode No. 4 と No. 8 が抜けている

が、これは計算の固有振動数が 0.01~0.5Hz くらいしか変わらず、実験では最小で 1Hz 程度までしかモードの分離ができないからだと思われる。

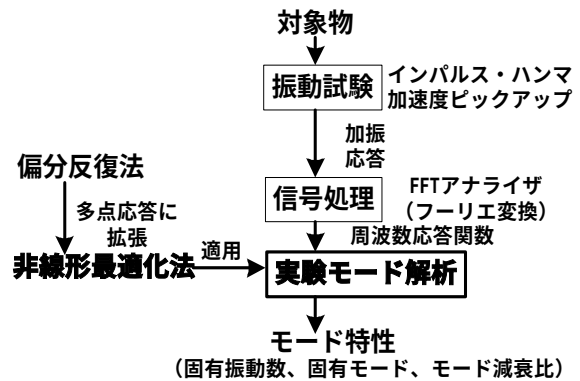


Fig.3 Experiment Modal Analysis of this study

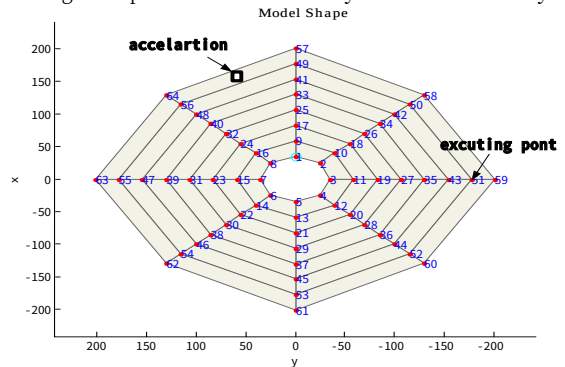


Fig.4 Measuring Points and Excitation Points

実験対象のシンバルは簡単な平板の形状をしているが、中心から外周に向かうにつれ湾曲している。さらに、表面には山と谷の段差があり、場所によって板厚が変わってきてしまう。従って寸法、特に板厚を測るのが非常に困難で、また、シンバルメーカーの企業秘密により正確な材料定数が分からなかった。精密な板厚を測るにはシンバルを切り断面を計測する必要があり全く同じ型のシンバルをもう 1 つ用意し、予備実験をしたところ全く同じ物であるのに固有振動数に違いが見られた。これは実験対象のシンバルがハンドメイドであるため固有振動数に違いがでたものと思われる。以上のことから正確なモデルを作成することが困難になり、実験と計算に多少の誤差が出たと思われる。

	natural frequency			natural frequency	
Mode No.	experiment	caluculate	Mode No.	experiment	caluculate
1	39.27	40.96	6	109.01	108.63
2	39.95	41.02	7	158.3	164.61
3	63.44	65.12	8	-	164.66
4	-	65.13	9	224.5	225.91
5	106.9	108.63	10	225.2	231.88

Table.2. Natural Frequency

5.有限要素法による計算モード解析

5. 1有限要素モデル

Fig.5 に実験対象のシンバルの有限要素モデルを示す。モデル作成には Solid works と Altair Hyper mesh を使用し、計算には MSC/NASTRAN を使用した。Fig.6 に計算による固有モード形状を示す。

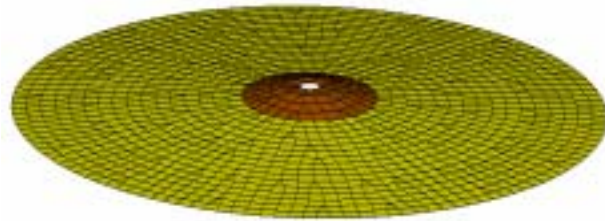


Fig.5 FEM Model

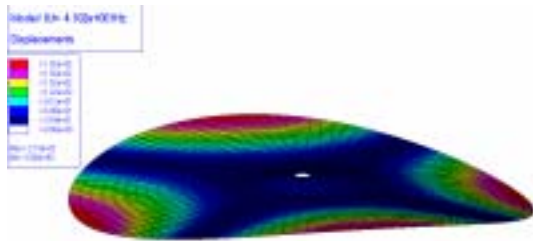


Fig.6 FEM Mode Shape

$f=39.27(\text{Hz})$ $\zeta=0.0529(\%)$

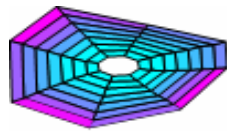


Fig.9 Experiment Mode Shape No.1

$f=39.95(\text{Hz})$ $\zeta=0.0785(\%)$

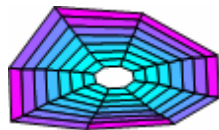


Fig.10 Experiment Mode Shape No.2

5.2 計算と実験の比較、考察

Fig.8 に Table.1 の実験と計算の固有振動数の比較を示す。図中の点線は誤差+5%, 0%, -5%の線である。固有振動数を実験と計算で比較すると±5%以内の誤差の範囲内で一致した。

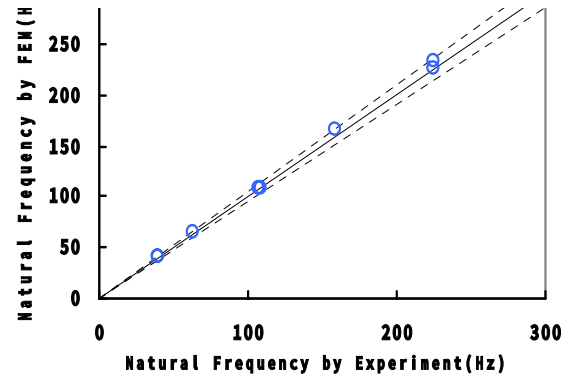


Fig.8 Comparison of Natural Frequency

実験モード解析システムによりモードアニメーションを見ることができる。以下の Fig.9~16 に同定により得られた第1次~10次の固有モード形状を示す。同様に有限要素モデルの固有モード形状を Fig.17~24 に示す。

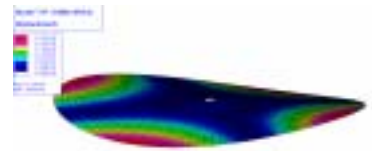


Fig.17 FEM Mode Shape No.1

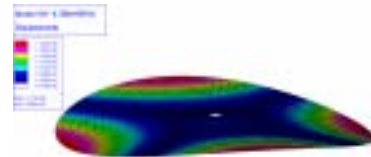


Fig.18 FEM Mode Shape No.2

$f=63.44(\text{Hz}) \quad \zeta=0.149(\%)$

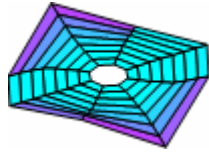


Fig.11 Experiment Mode Shape No.3

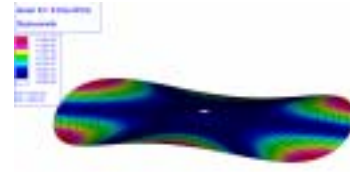


Fig.19 FEM Mode Shape No.3

$f=106.9(\text{Hz}) \quad \zeta=0.129(\%)$

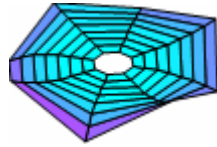


Fig.12 Experiment Mode Shape No.5

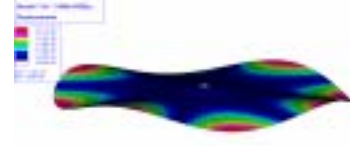


Fig.16 FEM Mode Shape No.5

$f=109(\text{Hz}) \quad \zeta=0.0328(\%)$

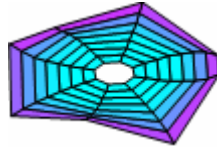


Fig.13 Experiment Mode Shape No.6

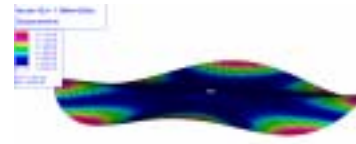


Fig.20 FEM Mode Shape No.6

$f=158.3(\text{Hz}) \quad \zeta=0.162(\%)$

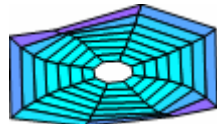


Fig.14 Experiment Mode shape No.7

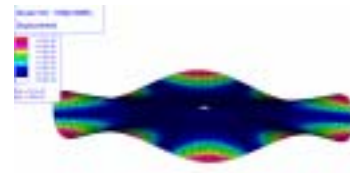


Fig.21 FEM Mode Shape No.7

$f=224.5(\text{Hz}) \quad \zeta=0.404(\%)$

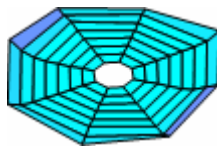


Fig.15 Experiment Mode Shape No.9

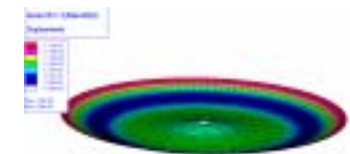


Fig.22 FEM Mode Shape No.9

$$f=225.2(\text{Hz}) \quad \zeta=0.0373(\%)$$

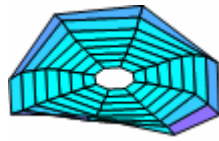


Fig.16 Experiment Mode shape No.10

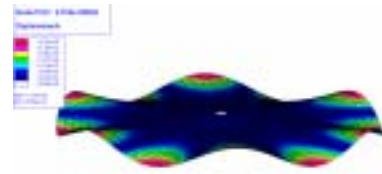


Fig.24 FEM Mode Shape No.10

6. 構造最適化

板厚が固有振動数に影響することを考慮し、擬似最小二乗法による構造最適化を試行した。本研究では、あるモードの固有振動数を目標に近づけるための最適な板厚、つまりどの部分の板厚を、どのような大きさに変更するか、という手法で行った。今回は音質評価によって 280～355Hz までの音圧を 0 としたものが評価が高いという結果が得られた。そこで 280～355Hz の周波数帯域にある固有振動数を板厚を変更、繰り返し計算することによって移動させた。固有振動数の推移を Fig.25、板圧の変更量の推移を Fig.26、27 重量の推移を Fig.28 に示す。

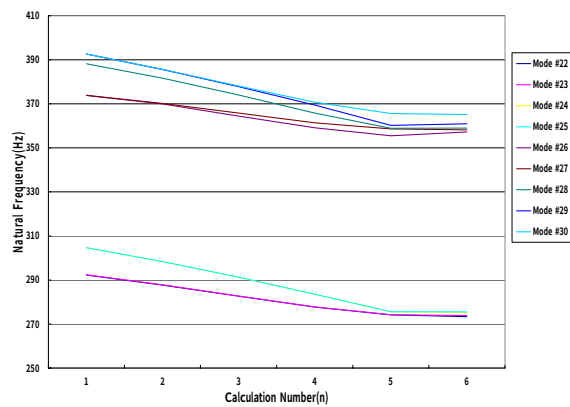


Fig.25 Transition of Natural Frequency

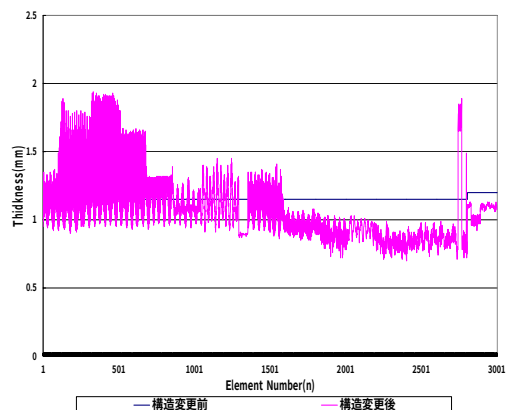


Fig.26 Transition of Thickness

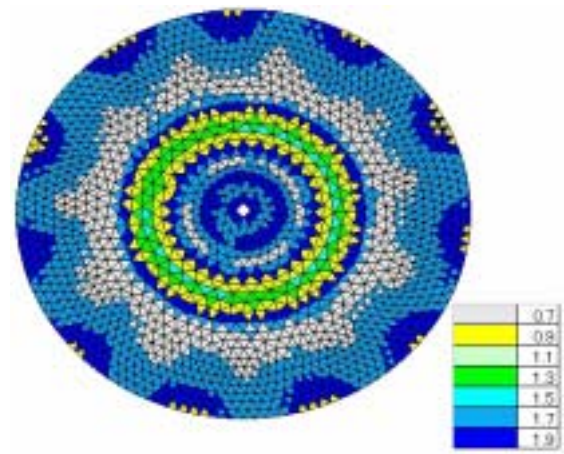


Fig.27 FEM sinbal model

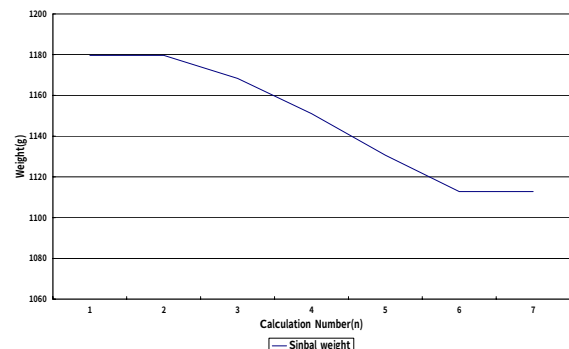


Fig.28 Transition of weight

7. 結論、課題

音質評価について

打楽器シンバルの音質を加工し、音質評価を行った。その結果、高周波数域にシンバル音として好まれる特徴があることが予測できた。また、被験者の個性が音質評価に大きく影響することが確認できた。

構造解析について

モード特性を実験同定できる非線型最適化法を実験モード解析システムに組み込むことができた。有限要素法により実験対象物をモデル化して計算によりモード特性を求めた結果、固有モード形状を実験と計算で比較すると誤差の範囲内で一致し、また、なるべく重さを変えることなく板厚の構造変更の最適化を行うことができた。

今後は、構造解析と音質評価とをより密接にリンクし、打楽器の振動・音響特性を考慮した音色に加工することで、設計を意識した音質向上を図っていく。実験モード解析については、多点加振に対応した打撃試験装置開発による実験データの質の向上と人的負担の軽減を行っていく予定である。

参考文献

- 1) 新版 官能検査ハンドブック, 日科技連
- 2) 長松昭男, モード解析入門, (1993), 10, コロナ社
- 3) 戸川隼人, 有限要素法へのガイド, (1979), 81, サイエンス社

キーワード.

実験、動特性、振動/モード解析、非線形最適化法、構造最適化

Summary.

Using FEM and Structure optimization, improvement of cymbal sound quality.

Keisuke Yuasa Mituo Iwahara Gaku Minorikawa Akio Nagamatu
(Department of Mechanical Engineering,Hosei University)

This paper describes improvement of cymbal sound quality. At first we record the cymbal sound in time-domain to research the quality. In frequency-domain, we make a sound of cymbal to reduce the power level of frequency band by using FFT, and return in time-domain by using IFFT. We inspect in the method of paired comparison and choose best sound at the result of the inspection. To make a cymbal which has the good sound quality, analyzed the experimental mode, executed by using FEM and optimized the structure model. At the results, it is possible to link structure analysis and evaluation of sound quality

Keywords.

Experiment, Dynamic Characteristic, Vibration / Modal Analysis, Nonlinear Optimum Method ,
Structure optimizatio