

音響シミュレーションプログラムの精度確認と改良

Accuracy and improvement of Sound Simulation Program

齋藤 幸宏¹⁾ 谷口 大樹²⁾ 岩原 光男³⁾ 長松 昭男³⁾
Yukihiro Saitou, Daiki Taniguchi, Mitsuo Iwahara, Akio Nagamatsu

- ¹⁾ 法政大学工学部機械工学科長松研究室
²⁾ 法政大学大学院工学研究科機械工学専攻長松研究室
³⁾ 法政大学工学部機械工学科

The sound simulation program forecasts the sound radiation. It was developed in this laboratory. A past research forecast the ball sound of the golf club. As for past research results, the difference was seen in "Sound collected by the excitation experiment" and "Sound that had been calculated by the sound simulation program" in the driver of the golf club. Therefore, the accuracy of the program is confirmed and improved in the present study. Then, it is preferable to be able to understand the accuracy of the program accurately. Therefore, the experiment and the calculation are conducted by using a plate that obtains a simple dynamic characteristic. And, "Accuracy of a basic calculation of the program" and "Influence of sound by diffraction" not considered by present program that thought to be related to the accuracy of the program. It compares from many fields, and the practicality of the program is examined

Keyword : Sound, Modal Analysis, Finite Element, Sound Simulation, Velocity Potential

1. 結論

音響シミュレーションプログラムは当研究室で開発した放射音を予測するプログラムである。過去の研究ではゴルフクラブの打球音を予測する研究が行われており、結果としてドライバーでの加振実験によって収録した音と、音響シミュレーションプログラムにより算出した音に違いが見られた。本研究ではプログラムの精度を確認し改良する。

今回プログラムの精度を正確に把握するために、単純な動特性が得られる平板を用いて実験と計算を行う。そして精度に関係していると考えられる「プログラムの基本的な計算の精度」、ならびに現在のプログラムで考慮していない「音の回折による回り込み音の影響」の2点について、多方面から比較、検討を行い、プログラムの実用性を検討する。

2. 計算理論

比例粘性減衰の仮定下で点*i*に角振動数 ω 、振幅 F_i の調和加振力が作用し、他の点には外力が作用しない場合を考えると、外力ベクトル $\{f\}$ は*i*

行目が $F_i e^{j\omega t}$ で他の項が零になる。従って*r*次固有モード $\{\phi_r\}$ もその*i*行目成分 ϕ_{ri} のみが意味を持つ。ここで、*j*は虚数、*t*は時間変数である。よって、この場合の*r*次固有モードに関する運動方程式は

$$m_r \ddot{\xi}_r + c_r \dot{\xi}_r + k_r \xi_r = \phi_{ri} F_i e^{j\omega t} \quad (1)$$

ξ_r : 角振動数 ω の調和加振力に対するモード座標における変位

m_r, c_r, k_r : *r*次のモード質量, モード減衰係数, モード剛性

ここで、調和加振力が作用する場合のモード座標における変位を調和波形で表現できるとすれば $\dot{\xi}_r = j\omega \xi_r, \ddot{\xi}_r = -\omega^2 \xi_r$ である。これらを式(1)に代入して変形すると

$$\xi_r = \frac{\phi_{ri} F_i}{-m_r \omega^2 + j c_r \omega + k_r} e^{j\omega t} \quad (2)$$

表面速度は式(2)を採用モードで重ね合わせる事により得られる。ここで、振動板上の微小面積 dS の部分が、振動速度 $\dot{\xi} = \dot{\xi}_0 e^{j\omega t}$ で振動しているとき、 dS 部分を点音源と考えると、この点音源の強さ A_0 は $A_0 = \dot{\xi}_0 dS$ と表される。従って、面積 S の振動板によって*a*点に生じる速度ポテンシャル

原稿受付 2009年3月19日

発行 2009年3月31日

法政大学情報メディア教育研究センター

ル ϕ , 音圧 p は,

$$\phi = \frac{1}{2\pi} \iint_s \frac{\dot{\xi}_0}{r} e^{j(\omega t - kr)} ds \quad (3)$$

r : ds と点 a 間の距離, k : 波数, 2π / 波長

$$p = \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (4)$$

FORTTRAN により作成した放射音予測プログラムにより音圧を求めた. プログラムフローチャートを図1に示す. MSC Nastran によって計算した固有値データを用い, 各要素の表面速度, 速度ポテンシャルを計算し, 音圧を求めるものである. このプログラムは上記の計算理論を基に作成された.

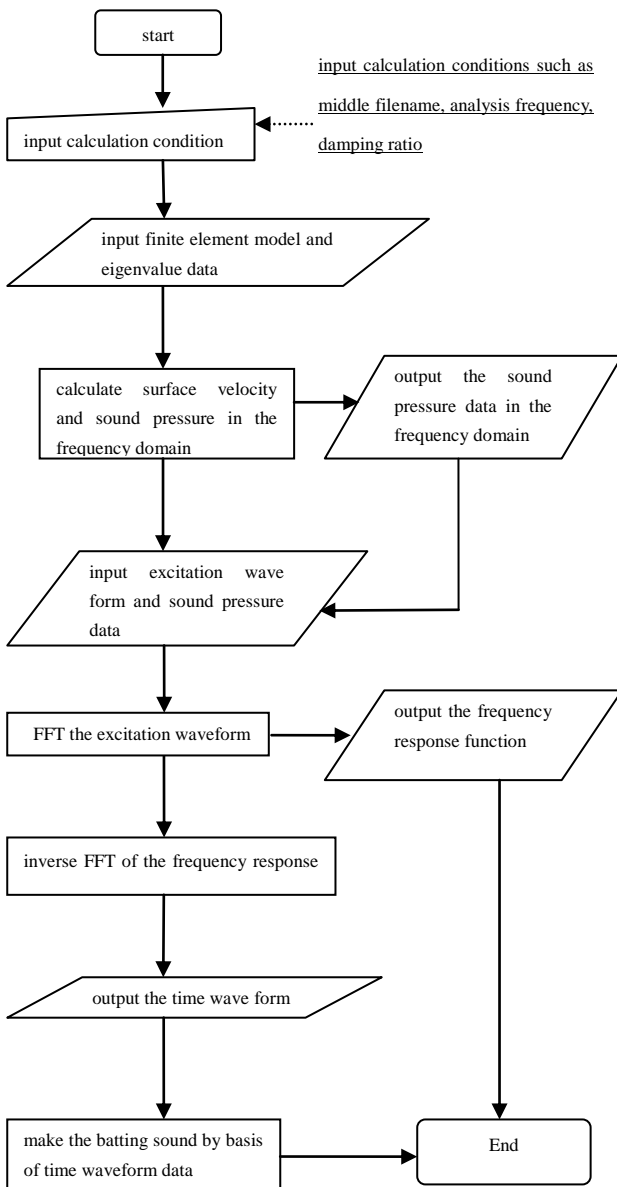


Fig.1 program flowchart

3. プログラムの基本的な計算精度の確認

計算によって算出した表面速度, 音圧の精度を確認するために, それぞれ異なった三つの平板を用いた. 以下に平板の寸法を示す.

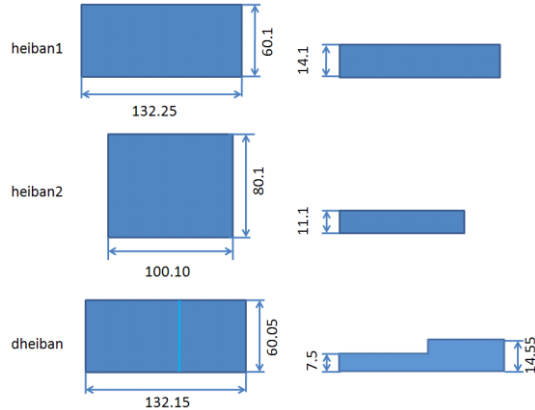


Fig.2 plate sizes

heiban1, heiban2 は周波数応答関数などの動特性が単純であると考え用いた. これとは別に, dheiban は形状が複雑になることによる影響を調査するために用いた. 材質は純アルミである. 計算では純アルミの物性値が必要になり, 一般的な純アルミの物性値を使用した. Table.1 に示す.

Table.1 plate dimensions

縦弾性係数 (N/mm ²)	ポアソン比 (-)	密度 (kg/mm ³)
70,000	0.33	2.67

3.1 表面速度による比較

実験方法としては, 平板をスポンジの上に置き自由支持状態とした. インパルスハンマーで加振を行い, 平板と 0.2m の間隔をとったレーザードップラ振動計にて表面速度を測定した. ここで計算に必要なモード減衰比は理論的に求めることが困難なので, このときの実験結果から実験モード解析により同定を行い, 音響シミュレーションプログラムに用いた.

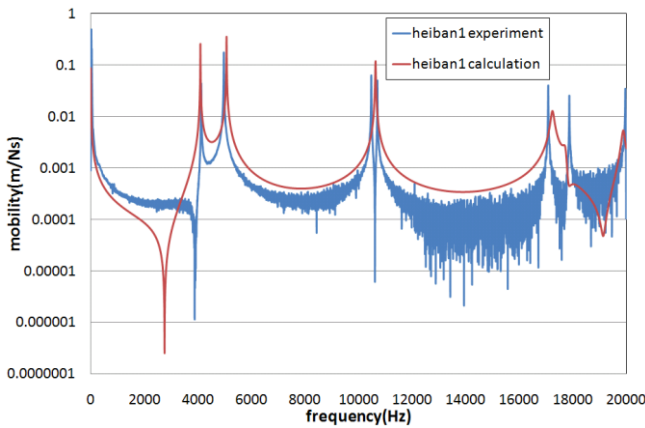


Fig.3.1 heiban1 comparison

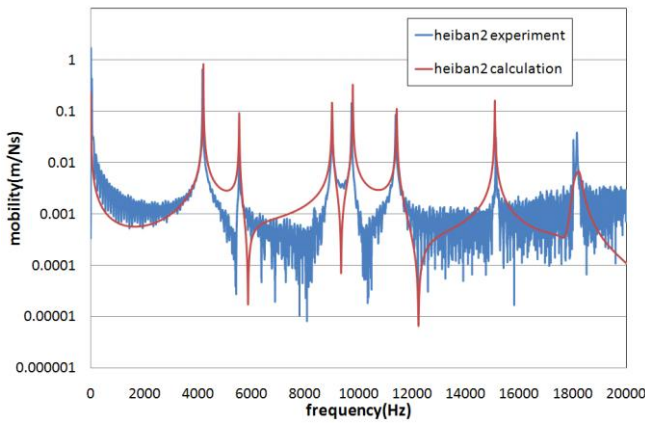


Fig. 3.2 heiban2 comparison

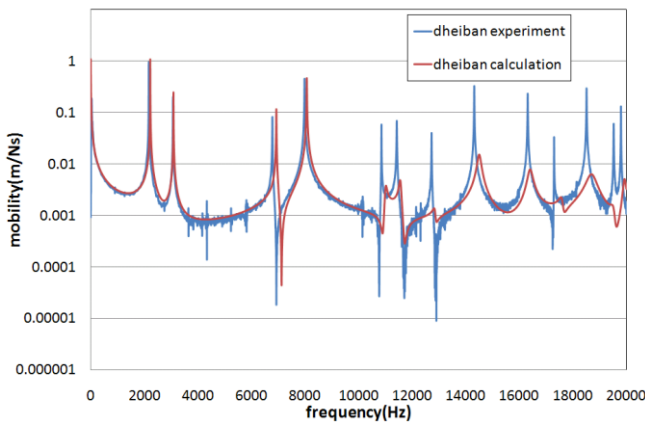


Fig. 3.3 dheiban comparison

heiban1 の結果として実験値と計算値の共振峰に着目すると、固有振動数は一致しモビリティは18,000Hz 以降に違いが見られた。heiban2 もほぼ同様の結果が得られた。しかし dheiban についてはピークの固有振動数が一致せず、10,000Hz 以降ではモビリティに大きな違いがみられた。以上のことから、三つの平板に共通してモビリティの値に違いがみられ、周波数が高くなるとより顕著になった。

ピークでのモビリティの違いは減衰比の影響が主な要因であるため、精度のよい減衰比の同定方法が確立できれば実験値との一致が見られると考えられる。

dheiban で固有振動数に一致がみられなかったのは

平板の形が変わったことによって、MSC Nastran の計算精度が低下したためだと考えられる。

3.2 音圧における比較

無響室にて天井から糸で平板を吊るしインパルスハンマーで加振し、マイクロフォンにより音を収録した。マイクロフォンは平板から0.2m 離れた場所に設置した。この実験結果と音響シミュレーションプログラムにより算出した表面速度を音圧に変換して比較を行う。

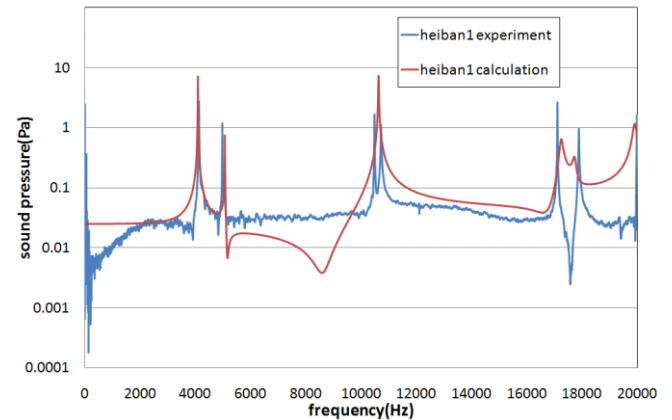


Fig. 4.1 heiban1 comparison

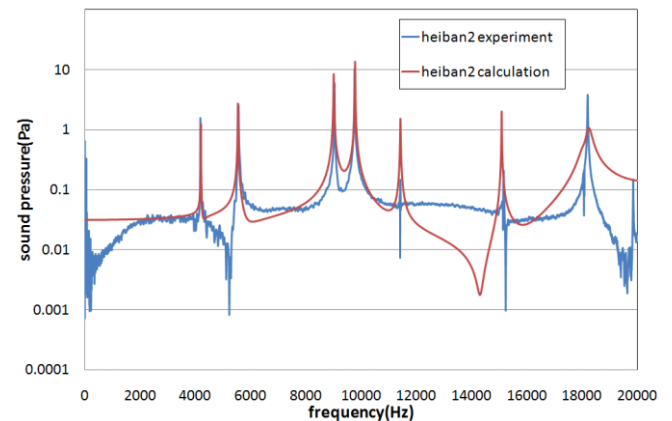


Fig. 4.2 heiban2 comparison

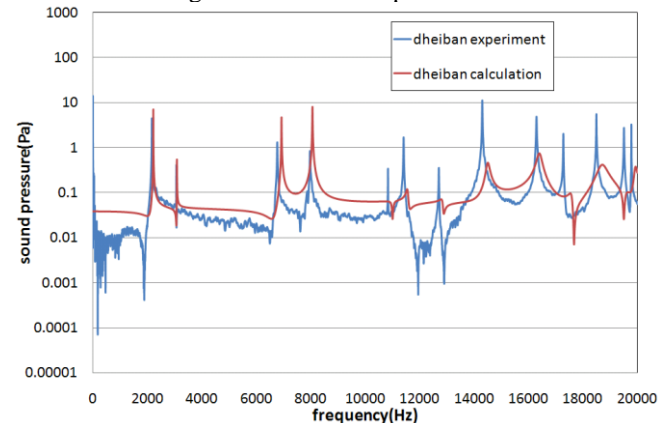


Fig. 4.3 dheiban comparison

Fig. 4.1 は heiban1 の結果である。表面速度と同じ

ように、ピークにおいて固有振動数は一致し音圧もほぼ一致している。他の平板についても、表面速度の影響を強く反映する結果になった。しかし三つの平板に共通して、10,000Hz 以降のピークにおける音圧の差が大きいことが確認でき、これは上記の減衰比の影響も関係していると考えられる。

音にして耳で聞いて比較を行うと、heiban2 は同じような音に聞こえ、heiban1, dheiban は音の違いが感じられた。これは人間が聞き取りやすい周波数が 1,000~4,000Hz であり、4,000Hz 付近が実験値と一番一致しているのが heiban2 であるためである。また三つの平板に音の響きという点で違いが感じられた。これはピークにおける音圧の差が原因だと考えられる。しかし人間の耳では 10,000Hz 以降の感度は高くないので、それ以前の音圧の差の影響だと考えられる。

4. 回折現象による回り込み音の影響

回折とは媒質中を伝わる波に対し障害物が存在するとき、波がその障害物の背後などに回り込んで伝わる現象のことである。本研究では回折による音を回り込み音と呼び、その影響を調べる。実験方法は音圧を測定した実験環境と同様にし、平板を中心に半径 0.2m の円周上を等間隔に 36 分割し、その各点で音圧を収録した。これと同様の点をプログラムで計算し、それぞれのピークでの最高音圧値を円グラフにして比較を行った。なお今回は実験と計算の結果が一番一致した heiban2 を使用した。

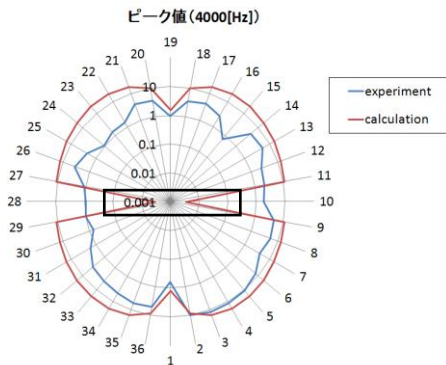


Fig.5.1 36points sound pressure

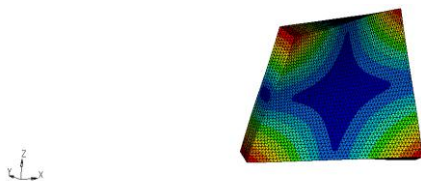


Fig.5.2 mode shape

Fig.5.1 は 36 点の 4,000Hz 付近のピークでの比較結果を示す。ここで Fig.5.2 に示しているのは 4,000Hz のモード形状であるが、平板の左上、右下

の角と、左下、右上の角が交互に同じ動きをしている。このため計算では平板の中心を基準とする円周上では発生した音波が打ち消し合い、4,000Hz のピークが現れなかった。そのため計算では観測点を垂直方向に 5mm 程度ずらして計算を行った。この 5mm については音波の計算では影響はないと考えられる。グラフの考察としては、観測点の 10 番 28 番で計算値が著しく低いことが確認できる。これは平板の 6 面のうち面積の小さい 1 面からの放射音しか計算されていないためだと考えられる。また観測点の 1 番 19 番で実験値、計算値ともに音圧が低くなっている。これは先ほど述べたモード形状の影響が大きく現れる位置であるためだと考えられる。

5. 結論

1. 表面速度、音圧ともに固有振動数は一致したが、ピークの最大値に違いが見られた。
2. dheiban では計算値の固有振動数に違いが見られた。
3. 4,000Hz 付近が実験値と一致している heiban2 が同様の音に聞こえた
4. 場所により回り込み音の影響が大きく、計算値に著しい違いがみられた。

6. 今後の課題

1. ピークの最大値の違いは減衰比の同定手法の精度向上により、実験との一致がみられると考えられる。
2. dheiban の固有振動数に違いは MSC Nastran 計算過程が問題であるため計算モデルの精度向上を行う。
3. 回り込み音の影響を調査しプログラムに再現することで精度の向上を行う。

参考文献

- 1) 長松昭男, モード解析入門, 1993, コロナ社
- 2) 戸川隼人, 有限要素法へのガイド, 1979, サイエンス社
- 3) 鈴木浩平, 機械工学のための振動・音響学, 1989, サイエンス社
- 4) 榎本真宜, ゴルフクラブの打球音シミュレーション, 2007, 法政大学工学部機械工学科卒業論文