

ゴルフクラブ放射音の予測

Forecast of sound radiation from Golf Club

岩原 光男³⁾ 久保田 孝佑¹⁾ 齋藤 幸宏²⁾ 長松 昭男³⁾
Mitsuo Iwahara, Kosuke Kubota, Yukihiro Saitou, Akio Nagamatu

- 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 has been developed in our laboratory. A past research forecast the ball impact 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 precisely. The experiment and the calculation are conducted by using the plate and the cylinder with few error margins of the finite element model, and then, this research compares, and examines the surface vibration velocity and the sound pressure. As a result, if the error margin of the finite element model is few, it has been understood that the straight advancement sound from the surface vibration velocity and the surface vibration velocity is correctly computable. And, the influence of the diffracted sound was able to be confirmed.

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

1. 結論

当研究室では、3次元CADデータから放射音を予測するため、これまで音響シミュレーションプログラムを開発してきた。過去の研究ではゴルフクラブの打球音を予測する研究を行っており、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把握するために、有限要素モデルの誤差が少ない平板、円筒モデルを用いて実験と計算を行い表面速度、音圧を比較する。比較することで「表面速度の計算」、表面速度から求める「直進音の計算」、また現在のプログラムで考慮していない「音の回折による影響」について検討する。

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

調和加振力が作用する場合の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ことににより得られる. 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 P 点に生じる速度ポテンシャル 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 P 間の距離, k : 波数, $2\pi/\text{波長}$

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

音圧は FORTRAN により作成した放射音予測プログラムにより求めた. プログラムフローチャートを Fig.1 に示す. 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.

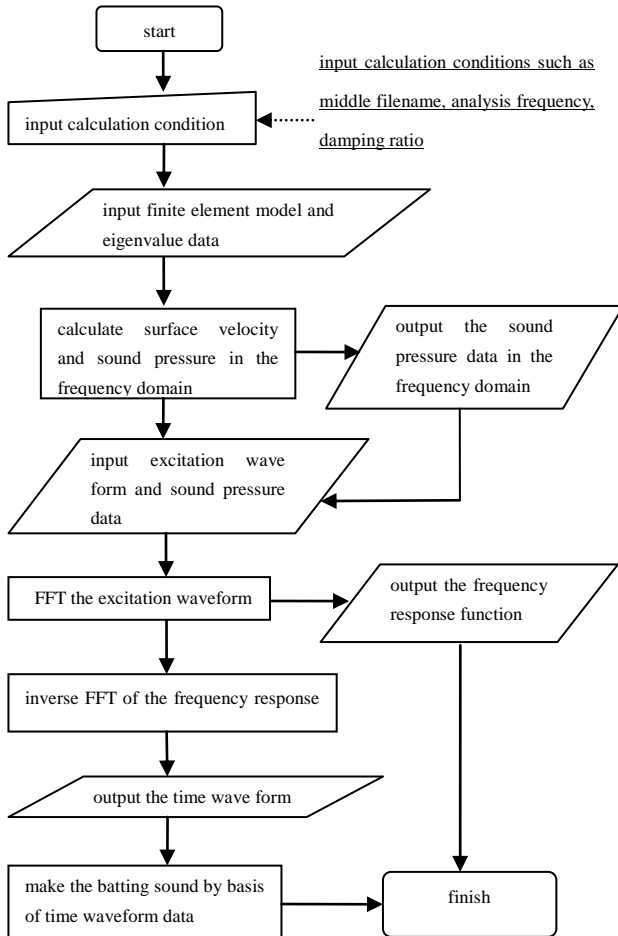


Fig.1 program flowchart

3. 平板モデル

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, 有限要素モデルの精度が高い平板を用いて実験した. 以下に平板の寸法とモデルの質量誤差を示す.

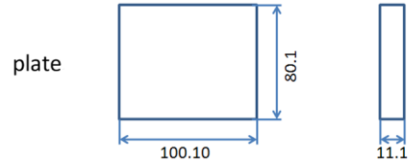


Fig.2 plate size

Table 1 weight comparison

| | calculation [g] | experiment [g] | error [%] |
|-------|-----------------|----------------|-----------|
| plate | 237.6 | 241.4 | -1.57 |

まず表面速度の実験方法としては, 平板を糸で吊り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 の間隔で設置したレーザードップラ振動計で表面速度を測定した. 計算に必要なモード減衰比は理論的に求めることが不可能なので, 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.

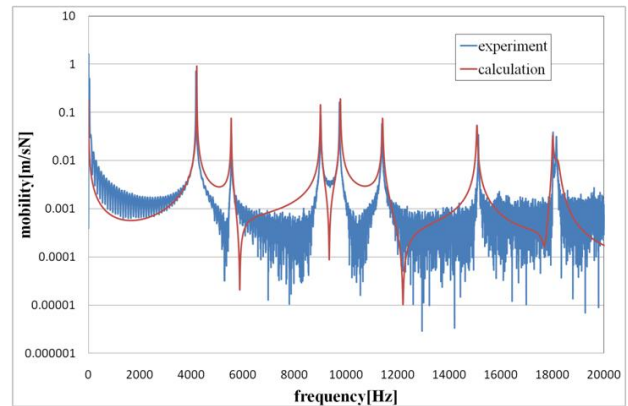


Fig.3 surface vibration velocity

Fig.3 に比較結果を示す. 20000Hz まで, ほぼ一致が見られた. よって, 有限要素モデルの精度が良ければ, 表面速度は正しく計算できることが分かった.

音圧の実験方法は, 半無響室にて天井から平板を糸で吊るしインパルスハンマーで加振を行い, 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 0.15m, 平板の中心から縦と横に 0.05m 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より音圧を計算して比較を行った. (Fig.4)

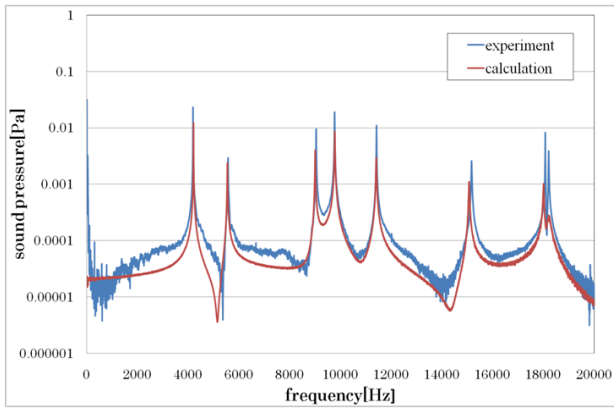


Fig.4 sound of the plate

結果を見ると全体的に音圧のピークで、計算値に比べ実験値が高くなった。表面速度は一致したので、直進音の計算がうまくできていない、また回り込み音を考慮していないことが原因と考えた。そこで以下に円筒モデルを使用した結果を示す。

4. 円筒モデル

4.1 直進音の検討

第1次の固有モード形状 (Fig.6) 第2次の固有モード形状 (Fig.7) が底面だけ振幅の大きい円筒モデルを用いた実験を行い、直進音の計算が正しくできているか検討した。以下に円筒の寸法とモデルの質量誤差を示す。

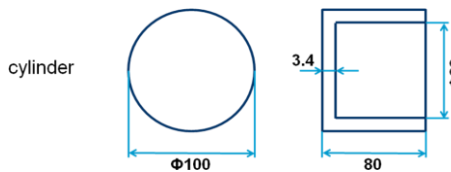


Fig.5 cylinder size

Table 2 weight comparison

| | calculation [g] | experiment [g] | error [%] |
|-------|-----------------|----------------|-----------|
| plate | 448.2 | 445.6 | +1.01 |

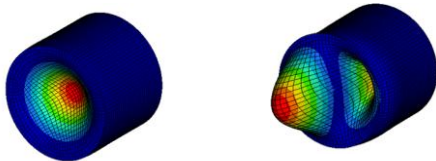


Fig.6 first mode shape Fig.7 second mode shape

実験方法は、表面速度、音圧共に平板と同様の方法で行った。具体的には、第1次固有モード形状と第2次固有モード形状でよく揺れている面 (Fig.6 と Fig.7 で赤い面) を正面として表面速度の実験の加振と応答を行った。また音圧の実験は、その面の正面にマイクロフォンを設置、収録を行った) そして、実験結果と計算値を比較した。

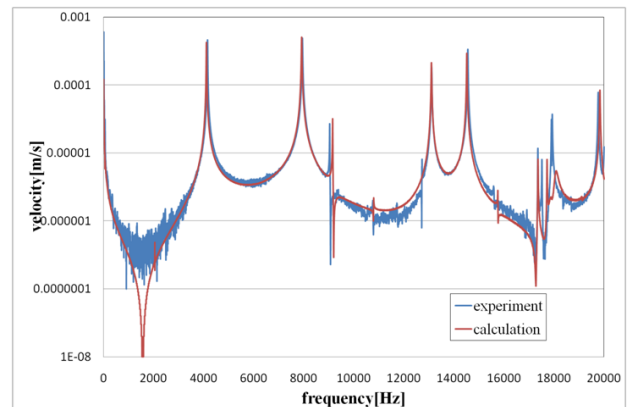


Fig.8 surface vibration velocity

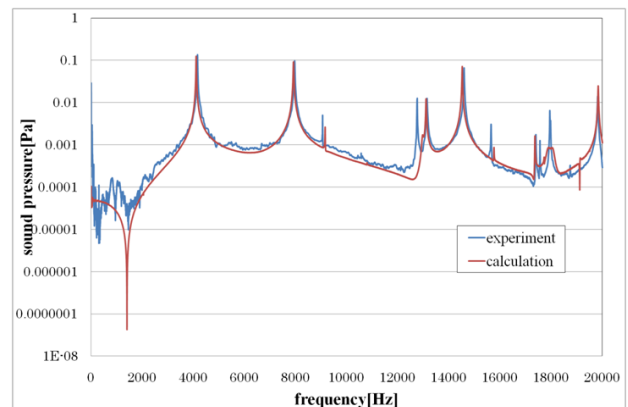


Fig.9 sound of front

Fig.8 に表面速度の比較結果を示す。平板同様有限要素モデルの精度が良いのでほぼ一致した。

Fig.9 に音圧の比較結果を示す。実験値と計算値が全体的に一致した。特に第1次 (4000Hz 付近) 第2次 (8000Hz 付近) のピークで一致が見られた。第1次、第2次共に正面以外の振幅が小さい固有モード形状である。ということは、実験値は側面から回折した回り込み音が少ないことになる。このことから直進音の計算はうまくできていると考えた。

4.2 回り込み音の検討

次に回り込み音の影響がどの程度あるか調べるため、引き続き円筒モデルを用いて直進音が一致した正面とは違う側面側の音を収録した。

実験方法としては加振場所を移動せず、音の収録を円筒の側面から 0.2m 離れた場所に、マイクロフォンを設置し行った。そして、計算値と比較した。

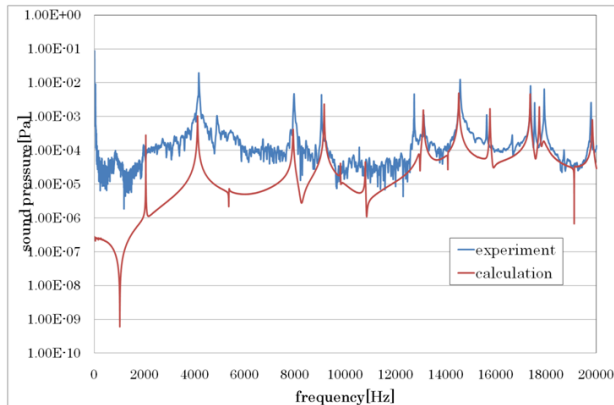


Fig.10 sound side

Fig.10 に比較結果を示す。正面時は一致していた第 1 次、第 2 次で dB 換算するとそれぞれ 25.4dB, 21.0dB 違いが出た。この違いが直進音を測定した正面から回折している回り込み音と思われる。(以下の Fig.11 と Fig.12 にイメージ図を示す。矢印が音である。)

このことから、音響シミュレーションプログラムは回り込み音を考慮することで精度が向上すると考える。

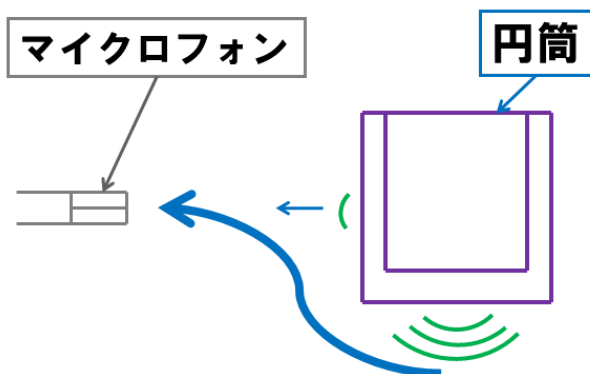


Fig.11 experiment sound

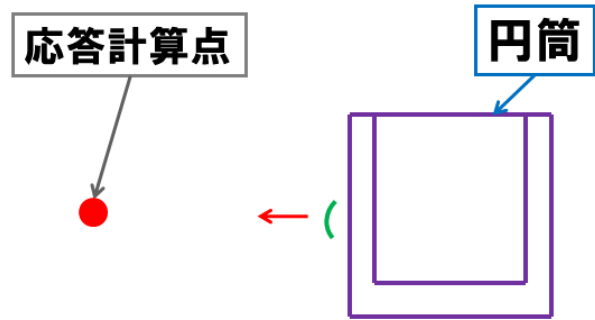


Fig.12 calculation sound

5. 結論

1. 有限要素モデルの精度が良ければ、表面速度は正しく計算できていることが分かった。
2. 直進音も正しく計算が行われていることが分かった。
3. 円筒モデルにて、音の収録位置に正面ではない面からの回り込み音の影響、その大きさが確認できた。

6. 今後の課題

1. 今回影響が確認された回り込み音の計算手法の検討
2. ゴルフクラブの有限要素モデルの確認

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