流体解析および音響解析の連携による 自動車排気系の共鳴現象を考慮した流体音予測 Aerodynamic Sound Prediction in Consideration of Acoustic Resonance Phenomenon for Automotive Exhaust System

by the Combination of Fluid Analysis and Acoustic Analysis

1. はじめに

製造業における製品開発期間短縮への要求はますます厳 しくなっている.流体音に関する諸問題においても短期間で の解決が重要である.

自動車用マフラーから発生する流体音は自動車室内の音 環境に悪影響を及ぼすことから流体音の予測技術が望まれ ている.自動車用マフラーはその形状から共鳴現象が無視で きないので特に音圧が高くなる共鳴音を考慮することが重 要である.

本研究では、CPUパワーが要求される直接数値計算ではな く,乱流モデル LES(Large Eddy Simulation)を使用した流体 解析から流体音までを求めて音響解析と連携させる手法や, 流体解析を簡易的に利用することで計算コストを抑えた音 響解析手法によって,共鳴現象を考慮した流体音の予測およ び低減手法について検討する.

2. 簡易マフラー形状での流体実験

2.1 流体実験セットアップ

Fig.1に示すマフラーを模擬した両端開口の円筒管を用い て流入速度の異なる流体音を測定する.共鳴周波数 f1, f2, f3 が低周波数から順に 200, 400, 600 Hz となる長さ 857 mm の円筒管を採用している.空気の流入速度は 20,50,100 m/s とし,流出口付近に設置したマイクで音圧を測定し周波数特 性を算出する.



Fig. 1 SPL of aerodynamic sound

2.2 流体音の特徴と流速の関与

円筒管壁面で音の反射が存在すれば、円筒管内部の共鳴現 象によって音は増幅され、共鳴音が顕著となる.ここではこ の共鳴音と、流入した空気が円筒管流出口から噴き出すこと によって発生する噴流音の寄与を把握する.実験によって得 られた音圧の周波数特性をFig.2に示す.これから流体音に 共鳴音が存在していることがわかる.

ここで、空気の流入速度が高速になるにしたがって、共鳴 音に比べ噴流音が相対的に大きくなる.流入速度が高速であ る場合、共鳴音が相対的に目立たなくなるが、実際の自動車 用マフラーの流入速度と同等である 100 m/s の場合において も共鳴現象が関与していることがわかる. 精密工学専攻 28 号 中野 高志 Takashi Nakano



流体解析と音響解析の連携による流体音 予測⁽¹⁾

3.1 連携解析の概要

ここでは、実験で流体音への関与が確認された共鳴現象を 考慮した流体解析と音響解析の連携による流体音予測について述べる.

先ず,流体解析から流体音を算出するために必要な非定常 の圧力変動や速度を計算する.次に、この流体音の伝搬を音 響解析によって計算し,任意の受音点における音圧の周波数 特性を算出する.音響解析の計算では、参照する物理量の異 なる二つの計算手法によって音圧の周波数特性を算出する.

3.2 流体解析の数値モデル

流体解析で使用した数値モデルを Fig. 3 に示す. この形 状は 1200 Hz 付近に一次共鳴周波数を持つ. 壁面領域にはレ イヤー層を 10 層設け,温度一定,乱流モデルは LES(Large Eddy Simulation)とし,空気密度変化を考慮して計算を行う.



Fig. 3 Analysis model in CFD

3.3 音場における支配方程式⁽²⁾

音響解析で扱う支配方程式である Lighthill 方程式(右辺 に音源項を集めた非同次の波動方程式)を下記に示す.

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i \partial x_i} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_i}$$
(1)

ここに、 ρ' は静止状態での流体の密度 ρ_0 からの変動量、 a_0 は 音速、 T_{ij} は運動量の移流効果、粘性効果、伝熱効果をまとめ た項である Lighthill テンソルと呼ばれるものであり、下記 のように表される.

$$T_{ij} = \rho v_i v_j + \delta_{ij} \left((p - p_0) - a_0^2 (\rho - \rho_0) \right) - \tau_{ij} \quad (2)$$

ここに, $\rho(=\rho_0 + \rho')$:流体の密度,v:流速, δ_{ij} :クロネッカーデルタ,p:流体の圧力, p_0 :静止状態での流体の圧力, τ_{ij} :粘性応力である.

さらに,流れ場が,高レイノルズ数,低マッハ数,等エントロピー流れであるとすると,この T_{ij} は近似的に

 $T_{ij} = \rho_0 v_i v_j$ (3) と近似でき、流れの速度成分によって明確に表現できる. 3.4 Lighthill 方程式の解法

ここでは式(1)Lighthill方程式の解法において2つの計算 手法について述べる.

1つ目の手法は、式(1)のLighthill方程式が非同次波動方 程式であることを利用して、解を積分形として表現した Curleの式(4)⁽³⁾に基づいて、境界要素法でLighthill方程式 を解く手法である.この手法の場合、式(4)の音源項である 右辺において、Lighthillテンソルを体積積分する操作を含 む項と、壁面上の圧力変動を面積積分する操作を含む項の二 つに大きく分離する.

$$\rho'(x,t) = \frac{1}{4\pi a_0^2} \left(\frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_{V} \frac{[T_{ij}]}{r} dV - \frac{\partial}{\partial x_i} \int_{S} \frac{[P_i]}{r} dS \right) \quad (4)$$

ここに、 P_i :壁面上での流体力による圧力変動、r:観測点 と音源の距離、[]: $t - r/a_0$ での値(遅滞値)である.右辺 第1項と第2項はそれぞれ四重極性と二重極性の流体音を表 している.

工学上重要な流れ場の多くは低マッハ数の現象であるため、このように音源項が分離する場合には、壁面上の圧力変動に起因する流体音が支配的となるため、圧力変動を参照して解析する手法である.

2つ目の手法は,Lighthillテンソルを参照して解析を行う 手法であり,一般的に扱われる保存則の考えを基礎に,式(5) に示す"支配方程式を積分した結果を0にする"という変分 原理を利用して式(1)の支配方程式を解く⁽⁴⁾.

$$\int_{V} \left(\frac{\partial^{2}}{\partial t^{2}} \rho' \,\delta\rho + a_{0}^{2} \,\frac{\partial\rho' \,\partial \,\delta\rho}{\partial x_{i}\partial x_{i}} + \frac{\partial T_{ij} \,\partial \,\delta\rho}{\partial x_{j}\partial x_{i}} \right) dV = 0 \quad (5)$$

この手法では式(4)と異なり, 圧力変動の面積積分の項が 生じない. これより音響解析の前段階で壁面上の圧力変動を 既知とする必要がなく,式(3)で表されるLighthillテンソ ルを参照することになる. この場合,速度を参照することに なり,微小である圧力変動を参照するより精度が期待できる. 3.5 音響解析手法の違いによる結果の相違

Fig. 3 の数値モデルで流体解析を行い圧力変動や速度を 計算し,前述した二つの手法による音響解析から Fig. 3 の A 点において得た音圧の周波数特性をそれぞれ Fig. 4 と Fig. 5 に示す.

Fig. 4 に示す音圧の周波数特性は式(4)の第二項に, Fig. 5 は式(5)に基づいて得た音響解析結果である. 3.3 節, 3.4 節で述べたように,両手法は音響解析の際に解く支配方程式は式(1)で同一であるが,その解き方が異なる.

これらを見ると、二つの波形は共通の流体解析から作成した音源を用いて音響解析を行ったにもかかわらず、音響解析 手法の違いによって音圧の周波数特性に明らかな違いが生 じている.実験結果から共鳴現象を考慮する必要性があ り,Fig. 5 の音圧の周波数特性には共鳴現象が現れており, 適切な結果といえる.

以上のことから共鳴現象が関与する低マッハ数流れの流 体音予測では、Curleの式に基づき壁面上の圧力変動を参照 して解析するよりも、変分原理を利用しLighthill テンソル を参照して解析する方が現象に適してるといえる.

この手法はスピーカーによる音響加振によって得られる 音響伝達関数には現れない流体音と,共鳴音が同時に関与す る場合において有効である.



形状変更による乱流エネルギーと音響モ ード制御による流体音の低減⁽⁶⁾

本章では、流体解析を参照して流体音の性質と音響モード の両者を適切に利用する.これよりシステムへの形状変更に よって乱流エネルギーと音響モードを同時に制御し、計算コ ストを抑えた数値解析手法を提案する.共鳴現象によって特 に音圧が高くなる流体音に着目し、その低減を行う.本手法 は、乱流エネルギーが壁面上で強く発生する位置に二重極音 源を設定した音響解析によって流体音予測を行う.ここでは 数値解析で本手法の有効性を示し、流体実験により検証する. 4.1 形状変更による乱流エネルギー発生位置の制御

工学的に問題となる低マッハ数流れから発生する流体音 において支配的な二重極音源は、主に壁面上で発生するため、 流体解析において壁面上の乱流エネルギーに着目する.本章 ではマフラーを模擬した流体解析を参照し、形状変更によっ て乱流エネルギーの発生位置を制御する.

マフラーを模擬した簡易形状による流体解析で使用した 数値モデルを Fig. 6 に示す. Fig. 6(a), (b)は共に紙面に 垂直方向の厚さは 20mm である.

Fig. 6(a)は初期モデルであり,(b)は乱流エネルギーの発 生位置を考慮した音響モード制御を行うために丸印で示し た仕切り板を加えている.

解析条件は温度を 20℃で一定,非圧縮性流体とし,二重 極音源の発生に重要な壁面近傍の低レイノルズ領域での計 算精度の向上に対応するため,低レイノルズ型の乱流モデル k-epsilon/Low Reynolds Number を使用して計算を行う.

また,流体解析から得た速度と乱流エネルギーのコンタ図 を Fig. 7, Fig. 8 に示す. Fig. 7(a),(b)の速度はこの形 状の厚み方向の中央 10mm の位置における分布を, Fig. 8(a), (b)の乱流エネルギーは壁面上の分布を示している. Fig. 8 において乱流エネルギーが強く発生している位置を丸印で 示す. Fig. 8 から仕切り板を用いた形状変更によって乱流エ ネルギーが強く発生する位置を上流側へ移動させている.

Fig. 7(a)形状変更前に矢印で示す位置の角部で流れが剥離して乱れが生じ,乱流エネルギーが強く発生している.一方,Fig. 7(b)形状変更後では,仕切り板を設けることでFig. 7(a)でいう角部が上流側へ移動し,矢印で示す剥離位置も角部の移動に伴って上流側へ移動している.これにより乱流エネルギーが強く発生する位置もFig. 8のように上流側へ移動している.



Fig. 8 Position of turbulence energy on wall

4.2 形状変更による乱流エネルギー発生位置を考慮した音響モード制御

4.2.1 音響モードに対する二重極音源の性質

流体音は形状内部の音響モードによって共鳴を起こして 音圧が特に高くなる⁽⁴⁾.本報ではこの共鳴現象による流体音 に着目し,その低減について検討する.

低マッハ数流れにおいて支配的な流体音は二重極音源で ある.二重極音源の性質として,音響モードの節で発生する 方が,腹で発生する場合よりも音響モードをよく励起する特 性がある.これは,二重極音源が互いに強さの等しい逆位相 の点音源を接近させた音源といえ,また音響モードの節では これと同様にそこを境にして位相が逆転するからである.

二重極音源は壁面上で発生するため、流体解析において壁 面上の乱流エネルギーが強く発生する位置に二重極音源の 主な発生位置があると仮定する.これより、形状変更によっ て乱流エネルギーから導かれる二重極音源の主な発生位置 を音響モードの節から腹とし、流れを制御することで共鳴現 象による流体音の低減が実現できると考えられる.

4.2.2 音響モード利用による流体音低減

Fig. 6(a), (b)のそれぞれの形状における固有周波数で Fig. 9(a), (b)に示すような音響モードに着目する. Fig. 9 (a), (b)に示す音響モードと乱流エネルギーが強く発生する 位置との関係について述べる.

先ず形状変更前の Fig. 8(a) と Fig. 9(a)を比較すると, 乱流エネルギーが強く発生する位置は音響モードの節に一 致している.次に形状変更後では, Fig. 8(b) と Fig. 9(b) を比較すると,乱流エネルギーが強く発生する位置は音響モ ードの腹に一致している.つまり仕切り板を設けることで, 流れと音響モードを同時に制御し,形状変更前後で乱流エネ ルギーが強く発生する位置を音響モードの節から腹に移動 させることができている.

したがって,壁面上で乱流エネルギーが強く発生する位置 に二重極音源の主な発生位置があるという仮定から,音響モ ードを利用し,共鳴現象による流体音の低減が実現されると 考えられる.



(a) Before (1145 Hz) (b) After (1129 Hz) Fig. 9 Change of acoustic mode

4.3 流体実験による形状変更の効果検証

4.3.1 流体実験セットアップ

本章では2,3章において数値解析で提案した流体音低減 手法を流体実験により検証する.

Fig. 10 に流体実験のセットアップを示す. Fig. 6 の数値 モデルと同一形状の実験モデルを作成し,流体解析と同様に 流入口から空気を流入し,流出口から空気を流出する.空気 の流入速度は,流速が高いと共鳴現象によって増幅される流 体音に比べ,空気が流出口から噴き出す際に発生する噴流音 が相対的に大きくなる.よってこの共鳴現象による流体音が マスキングされることで形状内部の固有周波数が確認しに くい.そこで低流速の 9m/s とし,共鳴現象による流体音の 低減を検証する.

ここで,実験モデルの前段階において Fig. 10 に示す大小 二つの消音器を設置し,実験モデル以前の乱れによって発生 する流体音を低減している.

実験モデルの内部に設けた計 18 点の計測点において先端の細いプローブマイクロフォンによって流体音を測定し、これを周波数分析することで音圧の周波数特性を算出する.



Fig. 10 Setup of fluid experiment

4.3.2 流体実験による流体音低減の効果

測定した流体音の周波数特性を Fig. 11 に示す. Fig. 11 に解析で着目している固有周波数での音圧ピークを点線丸 印で示す. Fig. 11 から仕切り板を用いた形状変更後におい て共鳴現象による流体音が低減されていることがわかる. 一 部わずかに音圧レベルが上がった測定点もあったが, 18 箇所 ある測定点のうち, 音圧ピーク値がよく低減している6箇所 の固有周波数において平均 6dB 程度低減している.

また,測定点全 18 箇所における着目している固有周波数 での形状変更前と形状変更後の実験モデル内部の音圧分布 を Fig. 12(a),(b)に示す.これらの音圧分布は Fig. 9(a), (b)に示す音響モードと音圧分布の傾向が一致している.

Fig. 12(a)と(b)を比較しても、モデル内部で共鳴現象による流体音が低減されていることが確認できる.以上のことから、4.1節、4.2節で提案した数値解析での流体音低減手法の有効性を流体実験によって確認することができた.

次に,乱流エネルギーが強く発生する位置に低マッハ数流 れで支配的な二重極音源を設定した音響解析によって流体 音予測を試みる.



4.4 二重極音源を利用した音響解析

流体実験で得た流体音の周波数特性においてよく低減さ れた測定点6箇所を重ね描きしFig. 13に示す.Fig. 13か ら仕切り板を用いた形状変更によって,着目している固有周 波数で共鳴現象による流体音が低減されていることがわか る.

一方, Fig. 8(a),(b)にそれぞれ丸印で囲んだ乱流エネル ギーが強く発生する位置に二重極音源を設定した音響解析 を行い,実験と同位置の観測点の重ね描きをFig. 14に示す. Fig. 14から仕切り板を用いた形状変更によって,着目して いる固有周波数で共鳴現象による音圧ピーク値が顕著に低 減されていることがわかる.

流体実験 Fig. 13 と音響解析 Fig. 14 を比較すると同様な 傾向が得られている. 解析では流れを考慮していない二重極 音源のみで流体音を表現しているので、両者の低減量に差は あるが、形状変更による固有周波数での流体音低減の傾向を 正しく予測できている.



5. 研究成果

- (1) 簡易形状を用いた流体実験から流体音に共鳴音が大き く寄与することを確認した.
- (2) 変分原理を利用しLighthill 方程式を解くことで、正確 に求めることが難しい圧力変動の面積積分の項を生じ さることなく、Lighthill テンソルを参照した解析が可 能になり、これにより音響解析を行うことで共鳴音を含 む流体音を捉えることができた。
- (3) 乱流エネルギーと音響モードを同時に制御し, 乱流エネ ルギーが強く発生する位置を音響モードの節から腹へ と移動させ共鳴現象により発生する流体音の低減手法 が提案できた.
- (4) 流体実験により仕切り板を用いた形状変更によって共 鳴現象で発生する流体音の低減を検証し,提案した数値 解析手法の有効性が確認できた.
- (5) 乱流エネルギーが強く発生する位置に二重極音源を設定した簡易的な音響解析によって、着目している共鳴現象により発生する流体音が低減する傾向を正しく予測することができた。

参考文献

- 中野 高志,村岡浩,戸井武司,"流体解析および音響解析の 連携による共鳴現象を考慮した流体音予測",日本騒音制御工 学会,秋季研究発表会講演論文集,41-44,(2007).
- M. J. Lighthill, "On sound generated aerodynamically I. General theory," Proc. R. Soc. Lond. A211, 564-587, (1952).
- (3) N. Curle, "The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound," Proc. Roy. Soc. London, A231, 505-514, (1955).
- (4) Stephane Caro, Paul Ploumhans, Xavier Gallaz, "Implementation of Lighthill' s acoustic analogy in a finite/infinite elements framework," AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 1-18, (2004).
- (5) 中野 高志, 戸井 武司,岡田 益英,川島 有理子,"形状変更に よる乱流エネルギーと音響モード制御による流体音の低減", 日本音響学会講演論文集, 3-3-18, (2008-3).