

## 125 微小圧縮性による流体音の解析

## Numerical Analysis for Aerodynamic Sound using Limited Compressible Formulation

○ 榎本秀喜 (富士重工業) 正 小野謙二 (理研、北大)

Hideki ENOMOTO, Fuji Heavy Industries LTD, 1-1 Subaru-cho, Ota-shi, Gunma-ken

Kenji ONO, RIKEN, 2-1 Hirosawa, Wako-shi, Saitama-ken

/, Hokkaido University, Kita13, Nishi8, Kita-ku, Sapporo-shi, Hokkaido

Key Words : Aerodynamic Noise, Numerical Analysis, Sound Pressure, Muffler

## 1. はじめに

自動車から発生する騒音は数多くあるが、中でも構造振動からの騒音については CAE を活用した積極的な対策により、開発初期に性能評価が可能になってきている<sup>1), 2)</sup>。一方、構造振動騒音の低減にともない流体騒音が顕在化してきていることも事実である。自動車開発では試作削減、開発期間短縮を達成するために CAE が必須であり、流体騒音についても信頼性のある CAE 技術の構築が重要である。一般的に風音と呼ばれるピラーやドアミラーから発生する風切り音については、非圧縮流れ解析結果から Curle の式により遠距離音場での性能評価が可能になってきている<sup>3)</sup>。しかし Curle の式は音源のコンパクト性を仮定しているため、共鳴現象をとまなう空力音 (流体共鳴音) には適用できない。

流体共鳴音の解析では音波と流れを同時に解く必要があり、音波の生成と伝播過程を考慮した解析方法が必須である。従来、音波の密度変動は微小であることから、微小な圧縮性を考慮した非圧縮性流れの定式化が提案されている<sup>4)</sup>。この手法を自動車のサンルーフ開口部から発生するウィンドスロップ現象に適用し、実用的な精度が得られたという報告もある<sup>5)</sup>。また自動車の排気系でも気流音と呼ばれる流体共鳴音が発生し、そのメカニズム解明と予測技術の確立が望まれている。消音器の基本性能はエンジン燃焼から生じる脈動音を低減することであるが、消音器内へ高速ガスが流入することによって新たに流れの変動が生成される。この変動力が消音器内の共鳴を励起することにより騒音が卓越し、音響理論だけで消音設計ができないのが現状である。この現象は高出力エンジンにて顕著となり、車外騒音の主要因であり音質の阻害要因でもあるため、気流音のコントロールが重要である。

そこで本研究では、微小圧縮性解析を簡易的な消音器内部の流れに適用し、数値実験により妥当性を確認したので報告する。

## 2. 微小圧縮性の解析手法

微小な圧縮性を考慮した解析では密度変化を考慮する必要があり、式 (1) に示す圧縮性流体の質量保存側 (連続の式) を扱う。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \Rightarrow \frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

ここで  $t$ : 時間、 $\rho$ : 密度、 $u_i$ : 流速である。音波の伝播過程は等エントロピー的なので、式 (2) が成立する。

$$\frac{D\rho}{Dt} = \frac{1}{c^2} \frac{Dp}{Dt} \quad (2)$$

ここで  $c$ : 音速、 $p$ : 圧力である。また密度変化が小さいと仮定すると基準密度を  $\rho_0$  として式 (3) が成立する。これはマッハ数を  $M$  として  $M \ll 1$  と等価であるため、この近似は低マッハ数流れへの適用が前提である。

$$\frac{\delta \rho}{\rho_0} \ll 1 \quad (3)$$

式 (1) へ式 (2) を代入し、式 (3) を考慮することにより、微小圧縮性における連続の式は式 (4) のように記述できる。

$$\frac{1}{c^2} \frac{Dp}{Dt} + \rho_0 \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

また低マッハ数では運動方程式における密度変化の影響は小さく、式 (5) の非圧縮性 N-S 方程式が利用可能である。

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (5)$$

ここで  $Re$ : レイノルズ数である。よって微小圧縮性による解析では式 (4) と式 (5) を解けばよいことになる。

本研究では差分により離散化し、時間項に 2 階ルンゲクッタ、対流項に 3 次精度風上である UTOPIA スキームを使用した。また速度と圧力のカップリングには Fractional Step (FS) 法を用いた。

## 3. 解析モデルと解析条件

解析モデルは図 1 に示すような流入と流出パイプを同軸に配置し、その間に 1 つの拡張室を有する 2 次元の簡易消音器である。計算格子は  $256 \times 256$  のスタガード配置の直交格子を使用しており、物体形状はマスク関数により定義した。速度境界条件は、流入部を一様流、流出部を対流流出とし、その他の境界は滑り無し (No-slip) 条件とした。圧力の境界条件については流出部を大気圧とし、その他の境界はノイマン条件である。なお、圧力ノイマン境界については、圧力方程式の中に直接境界条件を導入する離散化により実装した<sup>6)</sup>。

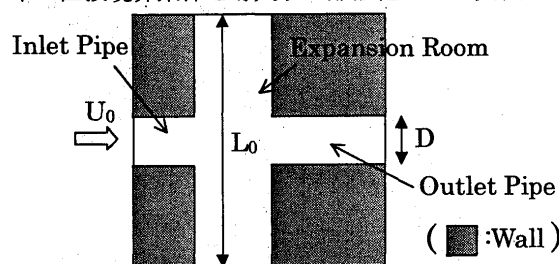
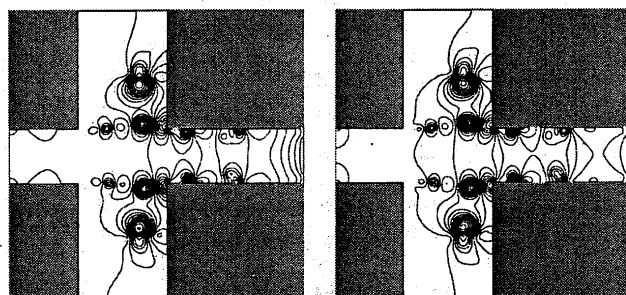


Fig1. Simplified Muffler Model

## 4. 解析結果

## 4.1 非圧縮流れとの比較

非常に遅い流れでは圧縮性の影響が無視できるため、微小圧縮性と非圧縮性の流れ解析結果が一致することが考えられる。そこで図 1 に示す簡易消音器に対して、主流速度マッハ数  $M = 2.9 \times 10^{-3}$  ( $Re = 2.65 \times 10^4$ ) として、非圧縮と微小圧縮による非定常流れ解析を行った。図 2 は瞬時の圧力コンターであり、両者の結果は良く一致し、妥当な結果が得られた。



(a) Incompressible (b) Limited Compressibility

Fig2. Pressure Contours ( $M=2.9 \times 10^{-3}$ )

## 4.2 簡易消音器の流体音解析

主流速度を  $M=0.117$  ( $Re=1.06 \times 10^6$ ) として、微小圧縮性による非定常解析を行った。本手法では弱い密度変化を捉えることが可能であり、計算初期では図3に示すような圧力波の伝播が確認できる。非圧縮性では圧力が無限大の速度で伝播するが、微小圧縮性では主流速度+音速の速さで圧力波が伝播することを確認した。

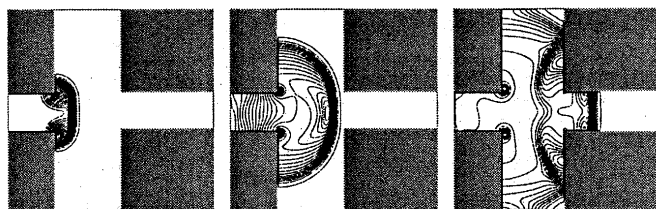
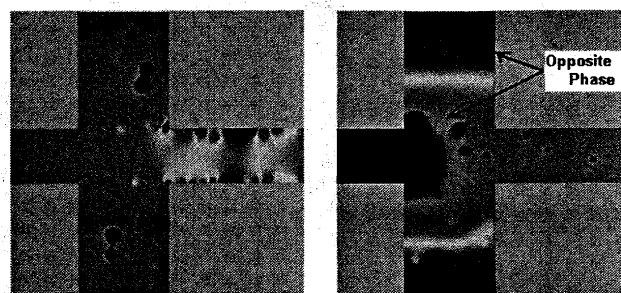


Fig3. Pressure Wave Propagation

非定常計算での時間ステップを進め、流れ場が安定した状態における簡易消音器内の圧力分布を図4に示す。前項で示した主流速度が非常に遅い解析結果とは異なり、非圧縮と微小圧縮では明らかに圧力分布が異なることが分かる。非圧縮性解析では渦中心の負圧が全体の圧力レベルを支配している。それに対して微小圧縮性解析では拡張室上下方向の周期的な圧力変動が支配的であり、且つ圧力レベルも大きい。また圧力の位相は拡張室の上下端と中心が逆位相であり、その中間が圧力ゼロとなっていることから、拡張室上下方向の2次共鳴モードに類似していることがわかる。ただし流れを考慮しない音響理論的な定在波とは異なる圧力分布である。これは拡張室中央では流れが速く、流れの乱れ度も大きいため、音波の速度、位相に影響を与えるためだと考えられる。

音波の検証を行うために、拡張室長さ  $L$  を変化させた時の圧力変動への影響について数値実験した。拡張室長さは全長基準  $L_0$  で除した無次元量  $L$  で定義し、 $L=1.000$  (Large Area)、 $L=0.875$  (Middle Area)、 $L=0.750$  (Small Area) の3ケースとした。圧力変動の評価点はそれぞれの拡張室上端部に設定した。図5は上記3ケースにおける圧力評価点の時間変動であり、Small Areaでの変動レベルが小さいことが分かる。Small Areaの領域は、流入管後端で生成された渦が流出管付近にて反射して生成される渦の循環領域と概ね一致している。つまり、領域全体が乱れた流れ場であり、定在波が生じにくい環境であることが考えられる。図5に示す圧力の時間変動データを、フーリエ変換により周波数分析した結果を図6に示す。Large Areaでは約600Hz付近に共鳴現象が励起していることが分かる。Middle AreaではLarge Areaに比べて共鳴周波数が高くなっており、これは拡張室長さが短くなっていることから妥当な結果だと考えている。ただし正確な検証を行うには実験との比較が必要である。精度の高い2次元実験は難しいこともあり、3次元モデルにて精度検証を行うことが今後の予定である。



(a) Incompressible (b) Limited Compressibility

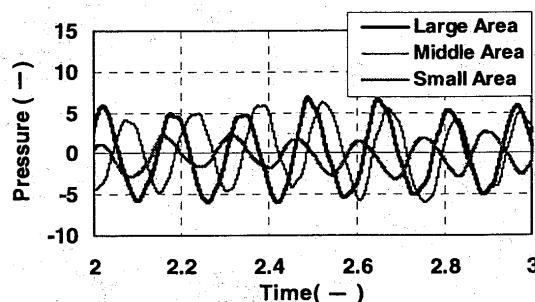
Fig4. Pressure Distribution ( $M=0.117$ )

Fig5. Pressure Level in Time domain

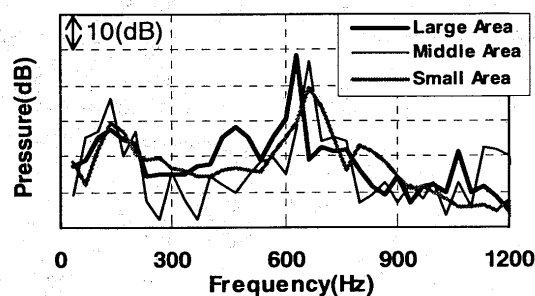


Fig6. Pressure Level in Frequency domain

## 5. まとめ

微小圧縮性解析を簡易消音器から発生する流体音に適用し、数値実験により手法の妥当性を確認することができた。

今後、実物を模擬した3次元の消音器形状について実験、解析を実施し、精度検証を行う予定である。

## 参考文献

- 1) 黒沢ほか：制振材が積層された自動車パネルの振動減衰特性（大規模FEモデルを用いた振動解析），日本機械学会論文集（C編），69巻687号（2003），2983-2990.
- 2) 榎本ほか：ステーションワゴン車の低周波騒音に対する車内音解析の適用事例，自動車技術会構造強度シンポジウム，No. 9909（1999），37-42.
- 3) Ono, K. et al.: Prediction of Wind Noise Radiated from Passenger Cars and Its Evaluation Based on Auralization, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 81（1999），403-419.
- 4) Hirt, CW. et al.: Adding limited compressibility to incompressible hydrocodes, J. Comp. Phys. 34（1980），390-400
- 5) 稲垣ほか：サンルーフ・ウィンドスロップの弱圧縮性解析，第17回数値流体力学シンポジウム，F6-1（2003）.
- 6) 赤坂ほか：複雑形状に対するボクセル法に基づく非圧縮流れ解析の境界条件の実装方法，日本計算工学論文集，No. 20060024（2006）.