

排気系の低騒音・低背圧化予測技術の研究

CAE Technique for Reduction of Exhaust System Noise and Back Pressure

渡辺 哲史*
Satoshi WATANABE

石井 豪*
Tsuyoshi ISHII

秋山 英和*
Hidekazu AKIYAMA

要 旨

排気系のコールドエンド部品を変更する事によるエンジン出力や排気吐出音圧への影響を流体解析および音響解析により速度、圧力等のパラメータの共有化を図ることで予測し得る技術を構築した。エンジン出力予測には1次元の圧縮性流体解析を用い、パラメータである有効開口面積には3次元有限体積法(FVM)による定常流解析で求めた値を導入した。また、排気吐出音は脈動音と気流騒音の総和で求められる事を明らかにし、脈動音予測には3次元有限要素法(FEM)による音響解析を適用した。FEMの入力境界条件には圧縮性流体解析より求めた圧力変動値と実車測定値の両者による精度検証を実施し、気流騒音予測には定常流解析で求め得る速度をパラメータとして導入した。その結果、排気系を変更することによるエンジン出力変化値は $\pm 2\%$ 以内で、排気吐出音は $\pm 2\text{dB}$ 以内の精度で予測可能となり、初期レイアウト検討段階からの部品性能評価を3次元CADモデルより実施することによる消音器設計の最適化が可能となった。

ABSTRACT

A technique that uses velocity, pressure, and other such parameters has been developed as common factors in flow analysis and acoustic analysis for predictive modeling of the effect that changing cold end parts in the exhaust system will have on engine output and exhaust discharge noise. One-dimensional compressible fluid analysis is used to predict engine output, and a value derived by steady flow analysis is used with the three-dimensional finite volume method (FVM) to introduce the value for effective flow area, which is one of the parameters. Exhaust discharge noise was clearly defined as the aggregate of pulsating noise and flow-generated noise. The pulsating noise was predicted by the application of acoustic analysis using the three-dimensional finite element method (FEM). For the FEM inlet boundary condition, precision verification was carried out using both pressure fluctuation values derived by compressible fluid analysis and measured values from an actual vehicle, while velocity derivable by steady flow analysis were introduced as a parameter for flow-generated noise prediction. As a result, it was possible to predict the variations of engine output caused by changes in the exhaust system with an accuracy of $\pm 2\%$, and to predict exhaust discharge noise within $\pm 2\text{ dB}$. This has made it possible to optimize muffler design by implementing three-dimensional CAD modeling to evaluate parts performance from the initial layout study stage.

1. はじめに

従来より排気系の開発には、高い消音性能とエンジンの高出力化への対応といった相反する要求性能に対し、どのようにして高次元でバランスのとれた仕様を決定して行くかが大きな課題となっていた。

更に近年、部品を試作する前段階で、3次元 CAD モデ

*栃木研究所

ルでの機能および性能を早期に評価し得るCAE技術の構築への要求が高まっている。

そこで本稿では、音響および流体の両工学的見地に立ち、有限要素法(FEM)、数値流体解析(CFD)等の活用により、上記ニーズに対応し得る計算手法を構築したのでその内容を報告する。

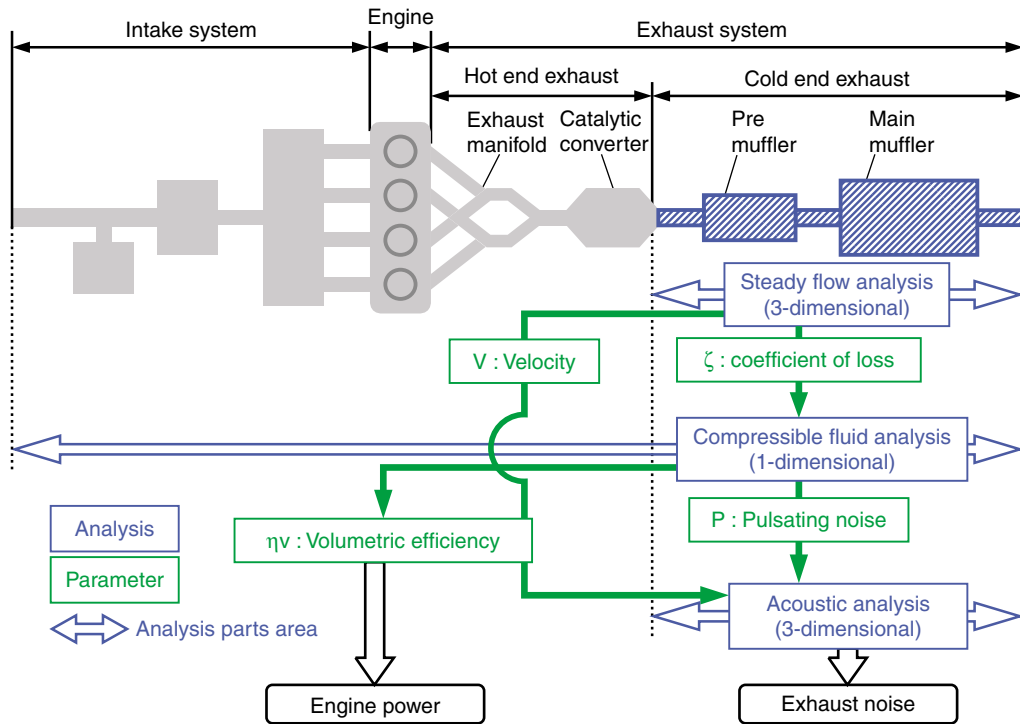


Fig.1 Flowchart of analysis

2. 解析手法

排気音解析およびエンジン出力解析手法のフローをFig.1に示す。詳細は次章以降で述べるが、本テーマのねらいは部品を試作することなく、排気系性能の評価ができるレベルまで解析精度を向上化させることにある。また、本稿で取り扱う部品の変更範囲としては斜線で示した排気系のコールドエンドと称される触媒後の消音器システムとした。

従って、解析の入力条件となる圧力、速度、温度等の物性値は触媒直後の解析値と実測値を併用し、消音器システムの変性を変化させる事で排気吐出音とエンジン出力にどのような影響を及ぼすかを観点に本研究を推進した。

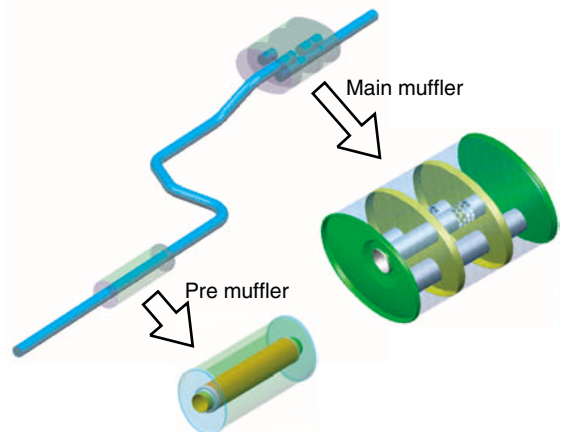


Fig.2 Steady flow analysis model

3. 定常流解析

3次元定常流解析にははん用コードである VECTIS を用いた。

離散化手法は流体部分にFVM(有限体積法)を用い、速度や圧力場の計算はSIMPLE法を適用する。乱流モデルは標準的な $k-\epsilon$ モデルを使用している。

解析モデルとしては Fig.2 に示す様に排気管の間に副消音器と主消音器を配置した排気システムで検証した。

Fig.3に今回検証を実施した主消音器の概略モデルの比較を、Fig.4に代表的なFVMメッシュモデル(a)と速度解析事例(b)を示す。

境界条件としては入口に圧力(1~6 kPa)を与え、出口は大気解放とし、温度は常温 27°Cと設定⁽¹⁾した。

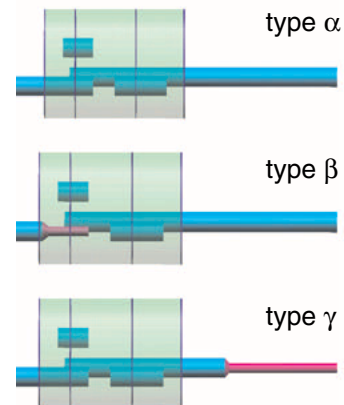
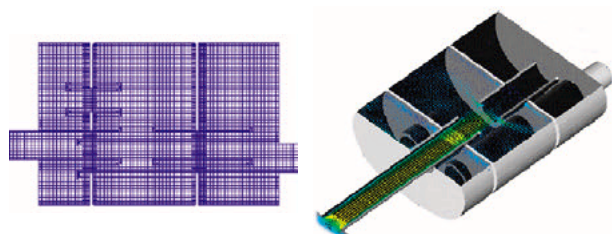


Fig.3 Comparison model type

$$Q = S \cdot k \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\zeta}} \quad (1)$$

Q : 定常流量
 S : 出口断面積
 ΔP : 差圧
 ζ : 損失係数
 k : 流量係数



(a) FVM mesh model (b) FVM analysis result

Fig.4 Example of FVM mesh and result

なお、定常流解析精度の向上化においては以下の項目に留意した。

- (I) 大気開放部モデリング手法
- (II) 微小形状(パンチング穴)
- (III) 離散化の安定化手法
- (IV) メッシュサイズの依存性

ここで、(1)式より求められた定常流量解析と流量試験器の実測値との比較検証結果を Fig.5 に示す。

両者は相関が取れており、また計算精度も2%以下という良好な結果を得ることができた。

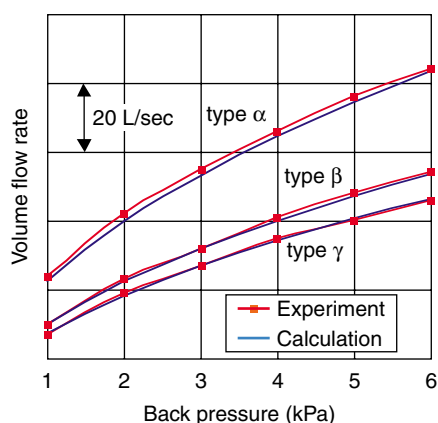


Fig.5 Comparison of experiment and calculation

4. 体積効率解析

体積効率計算には1次元の非定常圧縮性流体シミュレーションを用いた。

ここで、消音器における流体的な損失は Fig.6 に示す通

り1本の等価直管の損失に置き換えることができ、体積効率解析に必要な有効開口面積(Z)は前述の定常流解析によって求めた流量(Q)と式(2)より求めた値を適用した。

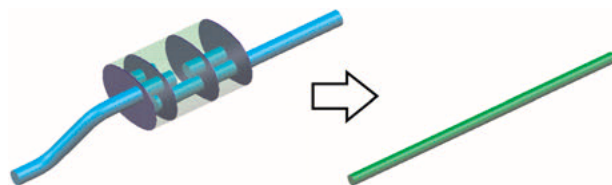


Fig.6 Replacement coefficient of loss

$$Z = Q \sqrt{\rho / 2 \Delta P} \quad (2)$$

Z : 有効開口面積
 Q : 定常流量
 ΔP : 差圧
 ρ : 密度

また、パイプ長および消音器容量は3次元モデルの値を使用した。1次元の体積効率解析モデル事例を Fig.7 に示す。

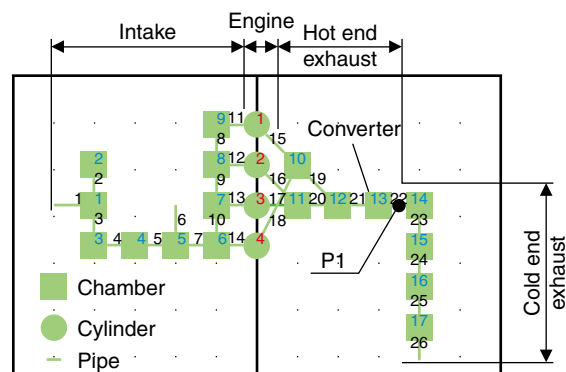


Fig.7 One dimensional volumetric efficiency model

$$P_s = 2 \pi \cdot N_e T / (60 \times 1000) \quad (\text{kW}) \quad (3)$$

$$T = k \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot V_{st} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (4)$$

P_s : エンジン出力 η_i : 熱効率
 N_e : 回転数 η_m : 機械効率
 T : トルク η_v : 体積効率
 k : 係数 V_{st} : シリンダ容積

式(3)、(4)より求められたエンジン出力及び、トルクの解析結果とエンジン台上試験により得られた実測結果との比較を Fig.8 に示す。

実測値と計算値の相関は取れており、また両者の差は2%以下であり、解析精度は十分と言える。

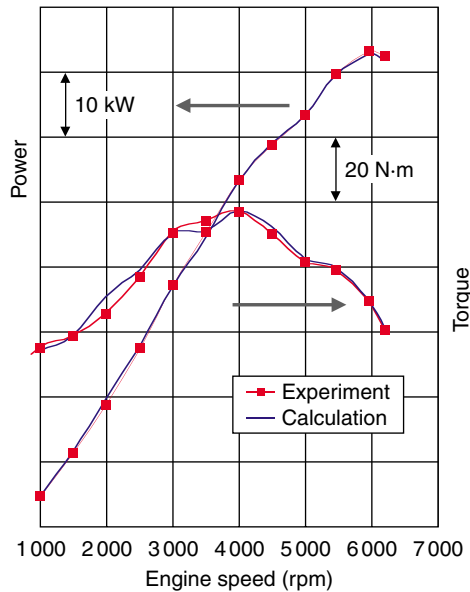


Fig.8 Comparison of experiment and calculation

5. 排気音解析

5.1. 排気吐出音の発生要因

排気吐出音は Fig.9 に示すように、基本次数とその倍音成分からなる脈動音と、排気管内の増幅作用による共鳴音および流体の運動によって発生する気流騒音が主な成分となって構成されている。

本稿では4気筒エンジンを使用し、消音器の特性(構造および配置)を変更することによる排気吐出音圧への影響を実験と計算結果より検証した。

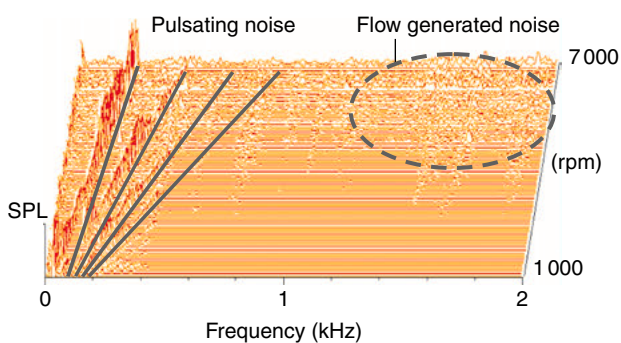


Fig.9 Ingredient of exhaust noise

5.2. 音響理論による減衰量解析

5.2.1. 減衰量特性

まず、常温で排気流れ要因を無くした状態での音響特性を音響加振試験器による実測値と、FEMによる計算との比較によって検証する。

3次元音響流解析には汎用コードであるSYSNOISEを採用した。Fig.10に解析モデルと、それにより作成したFEMのメッシュモデルを示す。

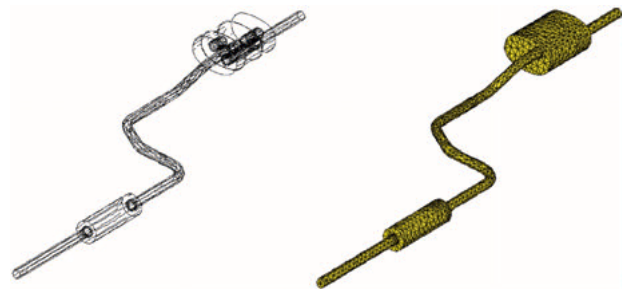


Fig.10 Analysis model and mesh model

なお、定常流解析精度の向上化においては以下の項目に留意した。

- (I) 壁面境界条件の設定
- (II) 吸音材の特性
- (III) 微小形状(干渉穴・勘合部隙間)
- (IV) 開放部境界条件
- (V) メッシュサイズの依存性

ここで、Fig.11に音圧モード解析結果事例を示す。なお、減衰量計算には式(5)、(6)を用いた⁽²⁾。

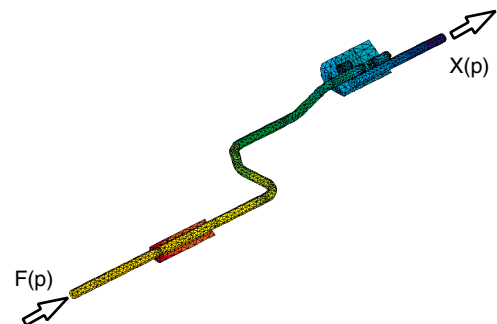


Fig.11 Acoustic pressure mode (45Hz)

$$X(p) = H_B(p) \cdot H_F(p) \cdot F(p) \quad (5)$$

$$ATT = 20 \log \frac{|F(p)|}{|X(p)|} \quad (6)$$

すなわち音響加振入力 $F(p)$ に対する応答 $X(p)$ は排気管の開放端末の伝達関数 $H_B(p)$ と複数の物性値と構造体より決まる伝達関数 $H_F(p)$ により計算できると考え、 $H_B(p)$ は境界要素法から、 $H_F(p)$ は有限要素法から算出した。

Fig.12 は音響加振試験器による減衰量測定値と計算結果との比較を示すが、0～500Hz 範囲内で±2 dB 以内と非常に高精度な結果が得られた。

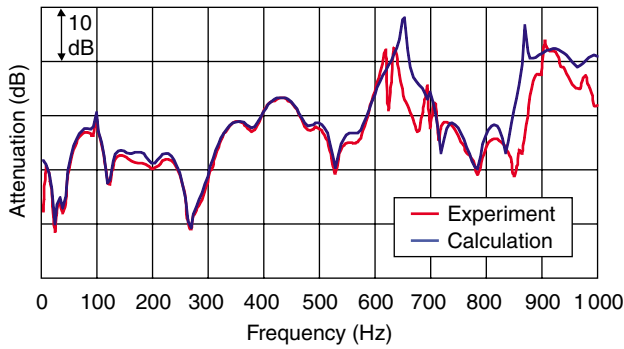
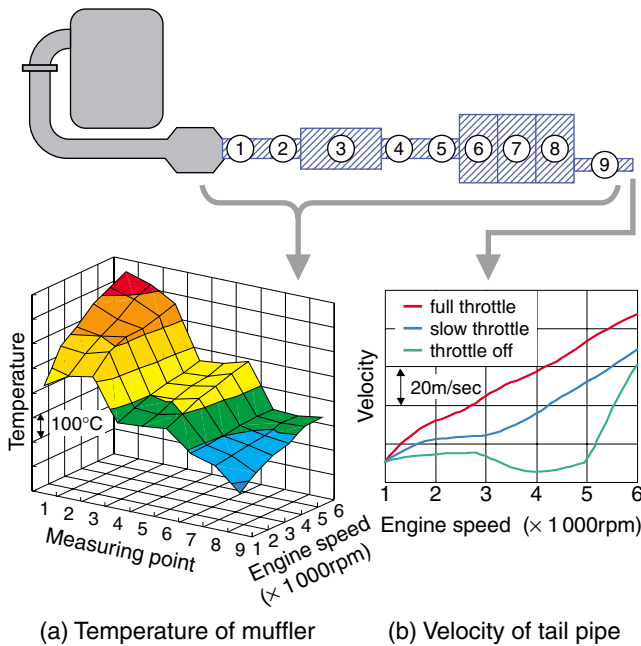


Fig.12 Comparison of attenuation

5.2.2. 熱、排気流れを考慮した伝達特性

エンジン稼働時の排気管はFig.13に示す通り、高圧の排ガスの流れと高温の使用条件下に置かれており、脈動音を解析する上では速度・温度のパラメータを考慮しなければならない。



(a) Temperature of muffler (b) Velocity of tail pipe

Fig.13 Measurement temperature and velocity

そこで筆者らは速度と温度が音響特性にどう影響を及ぼすかという非定常応答問題を解決するため、次の運動方程式(7)を採用した⁽³⁾。

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [R]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(\phi^2)\} \quad (7)$$

[M]：剛性マトリックス {x}：変位ベクトル
[R]：減衰マトリックス {f}：加振力ベクトル
[K]：質量マトリックス

ここで右項は速度の関数であり、温度変化による音速・密度は各々のマトリックスの変数として与えられる。この

運動方程式の解を減衰量計算式に導入することにより速度と温度を考慮した伝達関数が算出可能となると考え、実車シャーシダイナモ(Fig.14)による測定結果との比較検証を実施した。

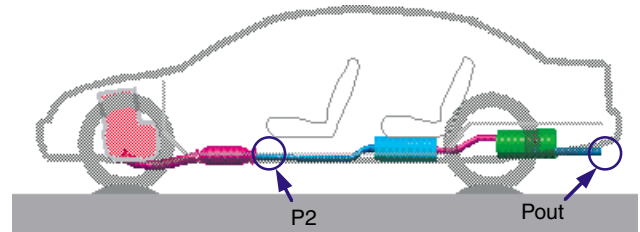


Fig.14 Chassis dynamo test

精度検証を実施するパターンを Table 1 に記載した。

パターン1は温度依存性を最小限とするために実車テストはモータリングとし、流速パラメータのみ変化させた伝達関数計算結果(2次成分)との比較を Fig.15 に示す。

Table 1 Comparison pattern

Pattern	Pattern 1	Pattern 2
Vehicle test mode	Motoring	Working engine & throttle off
Calculation condition	Change velocity parameter only	Change temperature parameter only

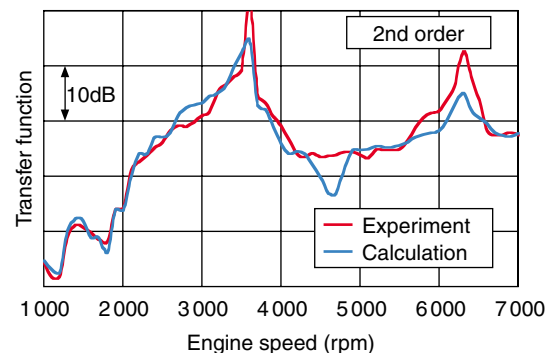


Fig.15 Comparison of transfer function

次に、パターン2は速度依存性を最小限とするために実車テストはファイアリングの減速モードとし、温度パラメータのみ変化させた伝達関数計算結果(2次成分)との比較を Fig.16 に示す。

パターン1, 2共に非常に高い精度で一致し、温度あるいは速度が変化する条件下での音響特性は式(7)によって求め得ることが判明した。

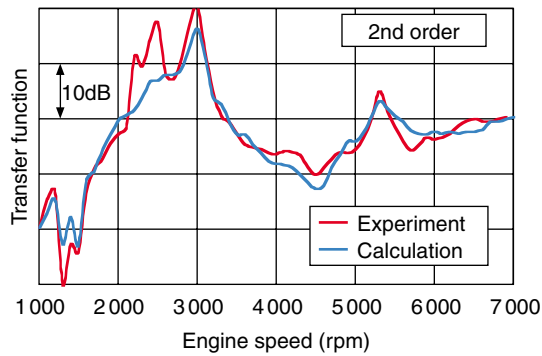


Fig.16 Comparison of transfer function

5.3. 脈動音解析

実際の排気吐出音解析においては、温度と速度を同時にパラメータとして考慮する必要がある。

ここで、流体解析で使用した消音器 α を適用した場合の脈動音の基本次数の比較検証をエンジン稼働時の急加速モードで実施した。

なお、温度と速度の両者を非定常応答問題として計算するうえでも式(7)を採用し、実車排気音テストより算出したスペクトル及び、2～8次の脈動音とを比較した結果を各々 Fig.17 および 18 に示す。

両者の差は高周波数域になるにつれ大きくなるが、試作することなく部品の性能評価を行う上では十分な解析精度を得ることができた。

そこで、式(8)、(9)を用いて排気脈動音のオーバーオール値を入口の境界条件を(1)体積効率解析時求められた圧力 P1 および(2)実車シャーシテスト時計測した圧力 P2 の2者によって算出した。

$$X(p_n) = H_{v,T}(p_n) \cdot H_L(p) \cdot F(p_n) \quad (8)$$

$$SPL_n = 20 \log \frac{|X(p_n)|}{p_0} \quad (9)$$

$F(p)$: 入力音圧(排気原音) p_0 : 最小可聴音圧
 $X(p)$: 応答音圧(排気吐出音) n : 回転数
 $H_{v,T}(p)$: 温度、速度伝達関数 $H_L(p)$: 距離減衰

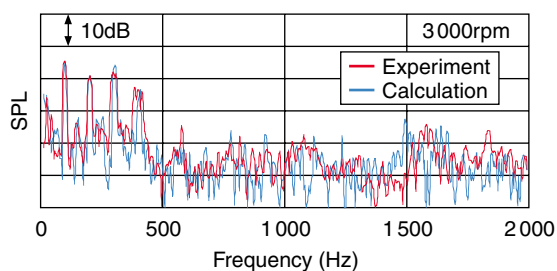


Fig.17 Comparison of frequency spectrum

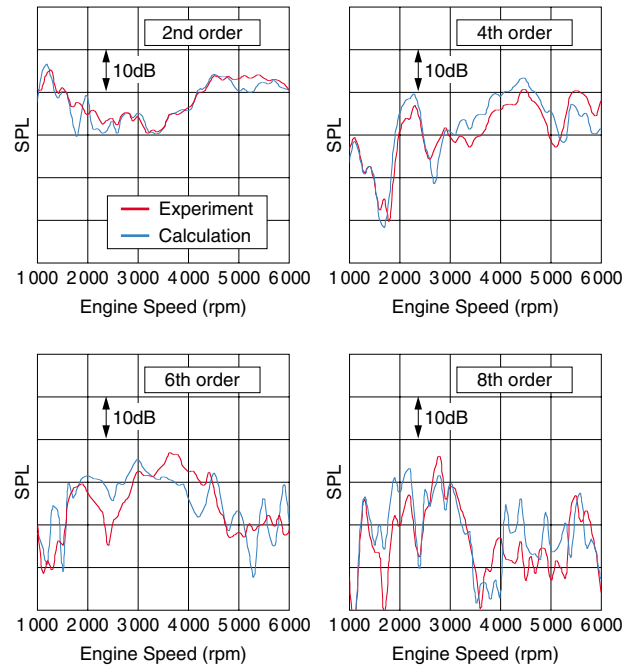


Fig.18 Comparison of sound pressure level

その結果、Fig.19 に示すように(1)は ± 2 dB (2)は ± 5 dBと両者共に高精度な解析結果を得ることができた。

なお、上記の内容は排気管径を十分に確保し、流体的な騒音の発生が比較的小さくなるように配慮した消音器での結果であり、このような排気系に於いては各回転数ごとのスペクトルを足しあわせる事で、排気吐出音を算出する事が可能であると判断できる。

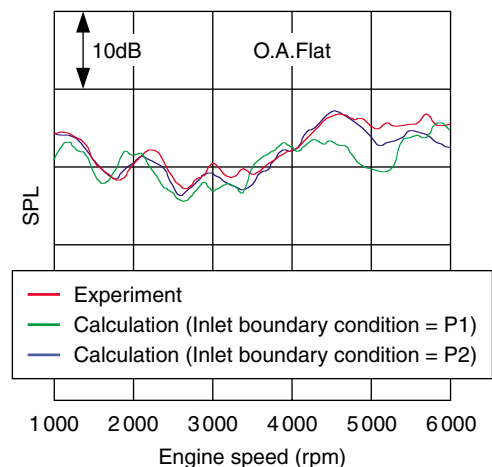
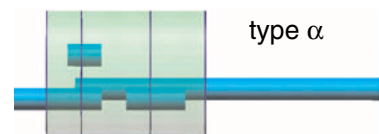


Fig.19 Comparison of sound pressure level

5.4. 気流騒音解析

実際の排気系は Fig.24, 25 に示すタイプβ, γのように、主に低周波数域の減衰量を確保するため、排気管の一部が縮管されている場合が少なくない。その際、そこで発生する気流騒音が排気吐音に及ぼす影響は管径が小さくなるにつれ大きくなる言われている。

一般に気流騒音は、高速排ガス流が消音器内を通過する時の渦や衝突などで発生する乱流騒音と尾管開放端から大気に放出されるときに噴射騒音があると言われ、(Fig.20)その周波数はホワイトノイズ的な広帯域音であるが、高周波数側ほど流速の影響が強い。

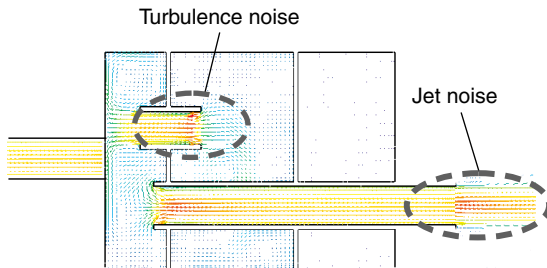


Fig.20 Flow noise of exhaust gas

そこで筆者らは消音器内部とテール出口パイプを縮管させた部品を試作し、速度と回転数の関係(Fig.21)および脈動音成分を除いた排気音(気流騒音)と回転数の関係(Fig.22)を実測値と流体解析により導き出した。

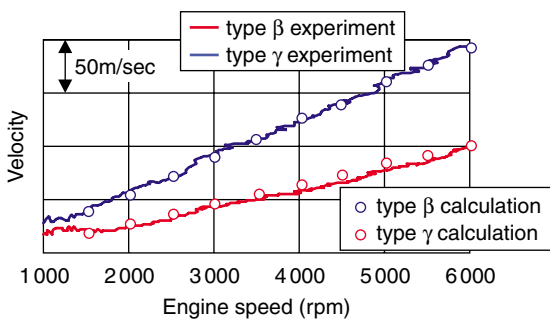


Fig.21 Relation of velocity and engine speed

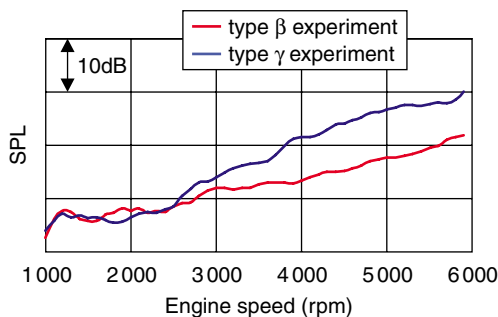


Fig.22 Relation of SPL and engine speed

これらの結果から速度と気流騒音は回転数にほぼ線形の特性和ると判断できる。従って、両者より回転数の項を削除すると(Fig.23)速度と気流騒音は式(10)で表すように比例の関係にあると判断することが出来る。

$$SPL = n10\log V + m \quad (10)$$

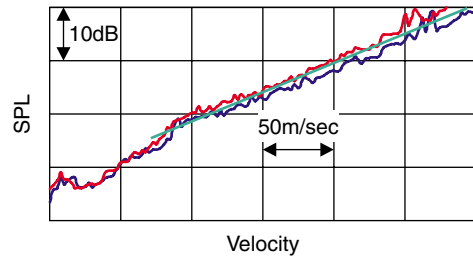


Fig.23 Relation of sound pressure level and velocity

5.5. 排気音解析

以上のことから、排気音は式(11)に示すように脈動音と気流騒音を足し合わせて算出できると言える。

$$SPL = 20\log \frac{|X(p)|}{p_0} + \sum (n10\log V + m) \quad (11)$$

ここで、式(11)より求めたタイプβ, γの消音器での排気音解析結果と実車の排気音測定値と比較すると Fig.24, 25 に示す通り非常に一致した結果が得られた。

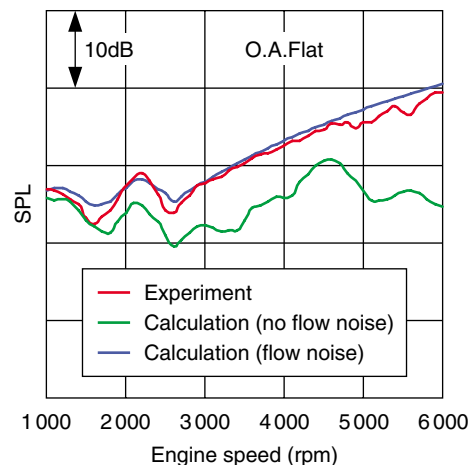
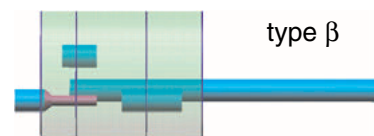


Fig.24 Comparison of sound pressure level (type β)

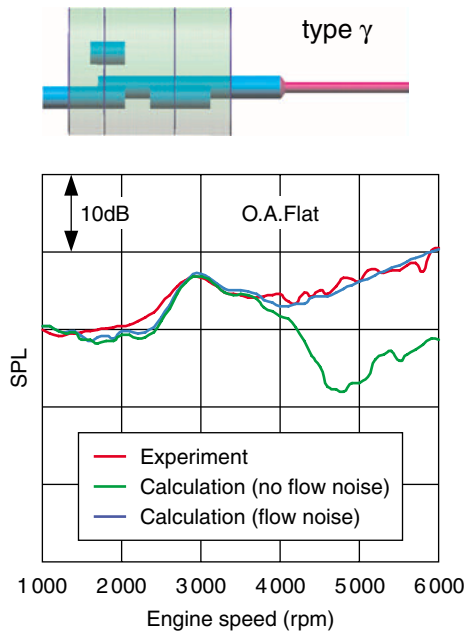


Fig.25 Comparison of sound pressure level (type γ)

6. 消音器開発への適用事例

以上のことから、排気系のコールドエンド部品がどのようにエンジン出力や、排気吐出声に影響を及ぼすかが明確となり、そのメカニズムを分析することによる消音器設計の最適化検討が可能となった。

すなわち、気流騒音や、背圧上昇の防止には流速の低下を図ることが基本であるが、そのほかに流れのはく離を防止することも重要である⁽⁴⁾。

従来は、はく離を防止するには、流れを可視化し対策することが有効とされてきたが、Fig.26 に示すようにCFDによる解析結果の流れの物理現象は非常に一致しており、実際に部品を作成することなく、気流騒音を低減し、圧損

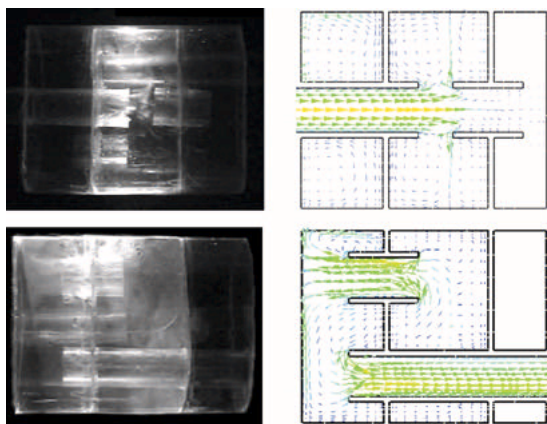


Fig.26 Comparison of flow resualization and calculation

部位の形状を変更することによる流量の向上を図ることができる。

そこで、今まで述べた解析技術を生かし、いかにして消音器の小型化、軽量化および排気吐出声の低減を図ることが出来るのかを検討してみた。

なお、ここでは排気レイアウトにおける消音器の配置や、背圧特性は変更させないことを前提とする。

その結果を Table 2 に記載した。すなわち、本テーマから排気システムの音響特性や流体特性のメカニズムを分析することにより、小型で軽量さらにはFig.27 に示すように排気吐出声の低減も図った消音器を開発することができ、この技術を 2001 年モデルの「CIVIC」に適用した。

Table 2 Comparison exhaust system

	Base exhaust system	Modified exhaust system
Muffler volume rate	1	0.762
Muffler weight rate	1	0.742
Exhaust noise	Fig.27	

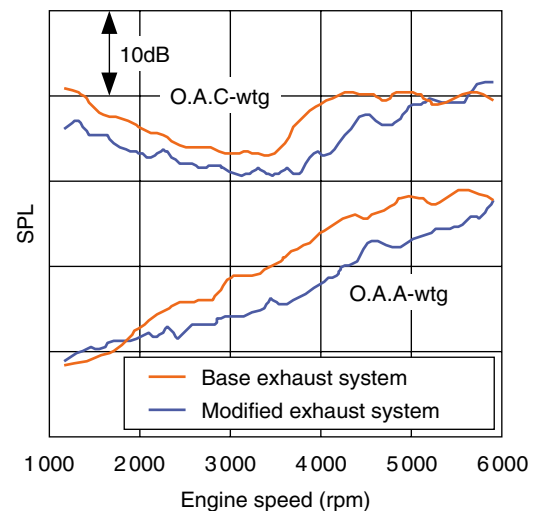


Fig.27 Comparison of experiment exhaust noise

7. まとめ

排気系部品のCAEによる精度の高い予測技術を目指し、以下の結論を得た。

- (1)複雑な内部構造を有した消音器も、3次元定常流解析によって求めた流量より、損失係数を算出することで、ある径の直管に置き換えることが可能となる。
- (2)エンジン出力解析は、消音器を前述の直管と見なし、1

次元体積効率解析に適用することで、 $\pm 2\%$ という高精度の計算結果が得られる。

- (3) 脈動音解析の精度向上化のためには温度のパラメータを考慮した音響剛性・減衰・質量マトリクスを求め、更に流速を導入した音響加振ベクトルを定義することが重要である。
- (4) 気流騒音は消音器等の内部により発生する乱流騒音と、テールパイプの出口で発生する噴射騒音で構成されており、その音圧は流速に対して比例の関係にあることが判明した。
- (5) 排気吐出音解析は、脈動音と気流騒音を足し合わせることで、 $\pm 2\text{dB}$ と高精度な精度で算出する事が可能である。

また、排気吐出音やエンジン出力に影響を与える特性因子を分析することで、より高次元でバランスのとれた排気システム開発が可能となった。

参考文献

- (1) 村上光清 他:管路・ダクトの流体抵抗(改訂版), 東京, 日本機械学会, 1998, p.3-64
- (2) 戸井武司 他:自動車排気系のスピーカー加振システムの開発とその適用, 中央大学, 自動車技術会学術講演会前刷集 973, p.89-91 (1997)
- (3) 加川幸雄:有限要素法による振動・音響工学, 東京, 培風館, 1981, p.255-266
- (4) 竹中俊夫 他:流体計測法, 東京, 日本機械学会, 1994, p.166-173

■ 著 者 ■



渡辺 哲史



石井 豪



秋山 英和