音響管を用いた体積速度計測法の車外音への適用*

中村 政 弘^{*1}, 中野 光 雄^{*2}Exterior Engine Noise Prediction Utilizing an Acoustic Tube
by the Volume Velocity Measurement MethodMasahiro NAKAMURA^{*3} and Mitsuo NAKANO^{*3} Isuzu Advanced Engineering Center, Ltd. Sound & Vibration Research Dept.,
8 Tsuchidana, Fujisawa-shi, Kanagawa, 252-8501 Japan

An acoustic tube was developed and applied using the volume velocity measurement method for the prediction of constant exterior engine noise. Using accelerometers to measure engine surface vibration is a difficult task, especially for places like the exhaust manifold. The proposed method, an acoustic tube containing a microphone is set at a given distance from the engine and measurements are made in such a way that the whole engine surface is covered. Exterior engine noise at a certain distance from the vehicle was predicted by using the measured volume velocity values and propagation characteristics. The predicted results agreed well with previously experimented values.

Key Words: Sound, Acoustic, Volume Velocity Measurement, Reciprocity Theorem, Acoustic Tube, Sound Radiation, Transfer Function

1. 緒 言

環境問題として自動車の静粛化要求が国内外で強まっており、車外騒音の低減に対する社会的要求も高まっている。一方、エンジンの動力性能の向上も重要な項目であり、車外騒音との関係においては背反することから、これら両者を成立させた車づくりが必要である。また、商品力の面からアイドル車外音の大幅な低減の要求も増加している。しかし、騒音対策のプロセスにおいて、エンジンベンチでのエンジン単体音の低減効果が、車両の車外音の低減効果と一致しない場合も多く、問題となることがある。このような問題を解決するために、精度のよい車外音の予測技術の開発が期待されている。

一般に大型トラックや小型トラックの車外音は、エンジン騒音、排気系騒音、タイヤ騒音、冷却ファン騒音等から構成され、エンジン騒音の寄与が大きいことが知られている⁽¹⁾。ここで、エンジン騒音を低減できれば効果

的に車外音の低減が達成できる。車外音に占めるエンジン騒音は、エンジンからの放射音と、エンジン表面から評価点までの音響伝搬特性(以下、伝搬特性と記す)を用いて予測することができる。従来、車外騒音を予測するための手法として、境界要素法を用いエンジンと車体をモデル化し、エンジン表面の実振動を入力して求める方法がある⁽²⁾。しかし、車の車外音は上限周波数が高く実車モデルも大きいため要素数が増加してしまい、計算処理が不能になる事が多い。また、実験手法を中心に、相反定理を用いて音圧評価点にスピーカを配置し、騒音源となっている構造物の表面近傍に設定したマイクロホンで音圧を測定し、伝搬特性を計算する手法がある。この手法により、エンジンルームのエンジン放射音に対する音響感度を求めている例がある⁽³⁾。また、エンジンアンダーカバーの最適構造の解析に活用した例もある⁽⁴⁾。しかし、これらはほとんど部分的な伝搬特性のみを扱ったものであり、評価点でのエンジン放射音の予測までには至っていない。

筆者は、いままでに振動により6面から放射する直方体の実験モデルを用い、その各面を分割し、その表面振動と評価点までの伝搬特性の両方を考慮することで高精度の予測ができることを示した⁽⁵⁾⁽⁶⁾。しかし、実車を対象とした場合、複雑な形状のエンジン表面では振動計

* 原稿受付 2001年4月24日。

^{*1} 正員、(株)いすゞ中央研究所(〒252-8501 藤沢市土棚8)。^{*2} 正員、東京工科大学工学部(〒192-0982 八王子市片倉町1404-1)。

E-mail: ma0505@iaec.isuzu.co.jp

測が容易ではない。エンジン廻りに配置されている補機、配管、近接カバー等により振動計を取付けることが困難な場合が多く、必要な計測ができないことがあり、結果的に精度を確保できない。そこで、振動計にかわって非接触な音響管とマイクロホンを用いた簡単な構成による体積速度計測法の検討を行ってきた⁽⁷⁾。これは、音源の特定部位の音のみを検出し、他の部位の音を排除する役割である音響管により、特定部位の振動面の平面波成分を測定し、体積速度を求める方法である。尚、音響管の伝搬特性は、あらかじめ測定しておき、補正する。

本論文は、音響管を用いた体積速度計測法のエンジン放射音へ適用した結果を報告する。シャシーダイナモ付半無響室で一定速（エンジン回転：2000rpm）の車両を対象に、車両中心から左側後方4m点での放射音を予測したところ求めたエンジン車外音と実測した結果は、周波数が3 KHz 程度まで良く一致しており、また本手法が実用的であるのがわかった。

2. エンジン放射音に適用した体積速度計測法

2.1 音響管を用いた体積速度計測法 騒音の原因が構造体の振動のみによる場合、図1 (a) に示すように構造物表面を微小面積に分割して任意の要素面 S_m の近傍の音圧 P_m をマイクロホンで計測すると、隣接する要素面からの振動放射音 P_j の影響を受けるため、対象とした振動部位 S_m のみからの放射音を検出できない。そこで、図1 (b) に示すように要素面と同じ断面を持つ長さ L の音響管の開放端を振動面より h の距離に配置すると、要素面 S_n の速度 V に応じた平面波が音響管内部に伝搬され、音響管内の距離 L_n に設けたマイクロホンでその音圧 P_n を計測できる。 L は音響管の長さを示し、 L_n は音響管内に配置するマイクロ

Fig. 1 Measuring location by using acoustic tube

ホンの位置を示す。また、音響管の断面形状は対象上限周波数に対して平面波となる縦・横の寸法を設ければ、振動表面の放射音は管内を減衰なく伝搬することが知られている⁽⁸⁾。

次に、音響管内で測定した音圧 P_n は要素面 S_n からの放射音と音響管の伝搬特性を含む。従って計測した音圧 P_n に対して音響管の伝搬特性を補正することにより要素面 S_n から放射音を求めることができる。しかし、伝搬特性を精度良く直接求めることは困難である。そこで著者らは、構造系と音響系の相反性を用い伝搬特性を測定する方法を試みた。図2において、振動壁面の分割面 S_o を速度 V_o で振動させ、音響管内での音圧 P_o を測定するかわりに、音響管内の音圧測定点の位置で振動速度 V_i 、面積 S_i からなる体積速度 Q_i の音を発生させて、壁面近傍で音圧 P_i を測定しても等価な伝搬特性は得られる。これらの関係は (1) 式のように表される。スピーカで求めた伝搬特性 H_{pi} と音響管内で測定した音圧 P_o から対象とする振動放射面の体積速度 Q_o を求めることができ、その関係を (2) 式に示す。また、本手法によりエンジンの体積速度を測定する。

$$Q_o / P_o = Q_i / P_i = H_{pi} \quad (1)$$

$$Q_o = P_o \cdot H_{pi} \quad (2)$$

Fig. 2 Vibro-acoustic measuring location by using acoustic tube

2.2 エンジン車外音の予測法 エンジンの各部位から放射される音があって、エンジンの各面には独立した n 個の音源があると仮定すると、受音点に伝搬される音圧 P_k は、(3) 式で表せる。

$$P_k = \sum_{i=1}^n (Q_i \cdot R_{ik}) \quad (3)$$

Q_i は音響管で求めたエンジン表面 i 番目の体積速度を示し、 R_{ik} はエンジン表面 i 番目の体積速度計測点中心と受音点 k までの間の伝搬特性を表した。次にエンジン車外音を予測するための音響モデル図3を用いて、

受音点に伝搬する音圧を求めると (4) 式のように表すことができる。本提案では位相要素を含んだ体積速度、伝搬特性を用いた。

$$P_k = \sum_{i=1}^n (QLHi \cdot RLHi_k) + \sum_{i=1}^n (QRHi \cdot RRHi_k) + \sum_{i=1}^n (QFTi \cdot RFTi_k) + \sum_{i=1}^n (QRi \cdot RRi_k) + \sum_{i=1}^n (QTPi \cdot RTPi_k) + \sum_{i=1}^n (QLWi \cdot RLWi_k) \quad (4)$$

LHはエンジン左面, RHはエンジン右面, FTはエンジン前面, Rrはエンジン後面, TPはエンジン上面, LWiはエンジン下面を示す。

Fig. 3 Simulation model

3. 実験方法

3.1 音響管の各特性の測定 音響管は一端開口他端閉管である断面が正四角形 (80mm×80mm) のアルミ管からなる全長Lが400mmの測定装置である。管内には音圧測定用の1/4インチマイクロホンを開口端から300mmの距離Lnに配置した。これは要素面から伝搬する放射音が平面波となる距離とした。また、管内を伝搬する音波が壁面の反射や共鳴の影響を受けると測定精度の悪化となり、音響管内の壁面に吸音材(ウレタン

Fig. 4 Measuring system

10mm)を備えることで反射、共鳴を改善した。次に、音響管の測定配置を図4に示す。また、以下に示す全ての実験は同一の温度環境 (23±3℃) で行った。

伝搬特性の計測は相反定理による測定法を用い、音響管内のマイクロホンは逆配置となり開口部側に設けた。配置したマイクロホンは十分な剛性をもった厚さ(30mm)の鉄材で製作した面に埋め込んだ。次に、体積速度が既知であるスピーカを音響管内に組み込み法線方向に配置し、スピーカの入力電圧Eを基準に音圧を計測した。このスピーカは測定周波数域で点音源とみなせる無指向性の音源が必要である。今回使用したスピーカは、上限域が5 KHzまで点音源特性を示す音源口がφ15mmとしたチューブ型スピーカを製作し、その指向特性を図5に示す。測定距離は0.5mとした。

Fig. 5 Characteristics of the sound source

3.2 エンジンの体積速度の測定 体積速度の測定配置を図6に示す。半無響室のエンジンベンチにエンジンを配置し、エンジンを囲む測定用の近接閉面を作成する。対象面は、エンジンの上面、下面、左面、右面、前面、後面の6面からなる。各面は音響管の断面積を1要素として分割し、上面86, 下面58, 左面76, 右面69, 前面47, 後面14とした。次に、一定速 (エンジン回転:2000rpm) である実機エンジンの

Fig. 6 Measuring system

各分割面を自在スタンドに固定した音響管を移動しながらエンジン回転を基準に体積速度の計測を行った。計測面から音響管先端までの距離は5mmとした。これは、音響管先端からの距離により体積速度の測定値が変化し、5mm程度であれば $\pm 3\text{dB}$ であることを確認している⁽⁷⁾

3.3 伝搬特性の測定 伝搬特性の測定配置を図7に示す。シャシーダイナモ付半無響室において、停止状態である車両中心から左側後方4m (高さ1m) の評価点にチューブ型スピーカの音源口を設け、体積速度の計測点と同じ分割面の中心にマイクロホンを設置し、移動しながら測定を行った。伝搬特性の計測は、5KHzまでのチャープ信号を使用した。トリガ設定はチャープ信号の先頭につけ、チャープ信号と計測点での音圧とのコヒーレンスを確保できるように測定の初期段階でスピーカの入力信号のレベル調整を行った。その結果、スピーカの入力電圧は音響管の測定の場合と同じ電圧Eとした。

Fig. 7 Measuring system

3.4 一定速車両のエンジン車外音の抽出 実験配置は図7に示した伝搬特性の測定の場合と同様である。異なる点は、スピーカの位置に車外音を測定するためのマイクロホンを備え、車両はシャシーダイナモのローラ上にタイヤを配置し実走行と同等の試験を可能とした。第一に、一定速 (エンジン回転: 2000rpm) である車両の車外音を測定する。次に、エンジンを停止クランチを切り離す。この状態でシャシーダイナモのモータを回転させタイヤを駆動し一定速とする。この場合の車外音がエンジン放射音を除いた場合である。ここでエンジン車外音は、両者の差をとることで表すことができる。また、位相要素はエンジンの回転とプロペラシャフトの回転を基準とした。

4. 実験結果

4.1 音響管の各特性 音響管内の特性を改善するため、管内に吸音材を加えた場合と吸音材がない場合について、測定配置 (Fig. 4) に従い比較した結果を図8に示す。開口部の中心音圧レベル P_0 を比較すると、吸音材を備えることで、共鳴、反射の影響が大幅に改善した。

Fig. 8 Comparison of acoustic transfer function-magnitude response

また、音響管内を伝搬する平面波の上限周波数について、同様の測定配置で計測を行った結果を図9に示す。測定は、音響管を動かしてマイクロホンをそれぞれの位置関係に設定しながら行った。開口部中心の音圧を P_0 、壁面側にある場合の音圧を P_a 、 P_b とした。図9から、中心音圧に対する各壁面側の差が3KHzまで3dB以内であることから、音響管内を伝搬する近似的に平面波とみなせる上限周波数範囲は3KHzとした。

次に、音響管の伝搬特性 H_{tsp} を測定した結果を図10に示す。これは、既知であるチューブ型スピーカの体

Fig. 9 Comparison of acoustic transfer function-magnitude response

Fig. 10 Characteristics of vibro-acoustic transfer function

積速度 Q_{tsp} と音響管に吸音材を加えて改良した場合の音響管開口部の中心音圧 P_o から求めた。エンジンの体積速度はこの伝搬特性 H_{tsp} を用いて(2)式から算出する。

4.2 実機エンジンの体積速度の比較 体積速度の測定法に基づいてエンジン各面の計測を行い、(2)式から体積速度を求めた。エンジン各面の和を用いて体積速度を比較した結果を図11に示す。解析は全て狭帯域で行い、1/3oct帯域に変換した。QLHは左面, QRHは右面, QTPは上面, QLWは下面, QFTは前面, QRrは後面, Qsumはエンジン6面の和を表す。各面の大きさの順位をオーバオール値で比較すると、 $QTP > QRH > QLH > QFT > QRr > QLW$ となった。特にエンジン上面, 右面, 左面が全帯域に大きく、630Hz帯と1KHz～1.6KHz帯が大きいことを示した。反対に比較的小さいエンジン前面, 後面, 下面は、1KHz～1.6KHz帯が小さいことを示した。以上により、エンジンのどの面がどの様な大きさであるかが定量的に評価できた。

Fig. 11 Comparison of volume velocity

4.3 伝搬特性の比較 伝搬特性の測定法に基づいて、エンジン各面と評価点との間で測定した結果を図12に示す。結果はエンジン各面の和を用いて伝搬特性を比較した。RLHは左面, RRHは右面, RTPは上面, RLWは下面, RFTは前面, RRrは後面を表す。各面の伝わり易さの順位をオーバオール値で比較すると、 $RLW > RRH > RLH > RTP > RRr > RFT$ となる。図から縦軸が音の伝わり易さを示し、対象周波数の全域でエンジン下面からの音が特に伝わり易いことを示した。これは、他のエンジン面と比較して評価点までの間に遮蔽構造が介在しないため、エンジン下面からの放射音が伝わり易い。また、一番伝わり難い面はエンジン前面である。前面は、キャブに覆われかつ評価点からの距離が長いいため、エンジン前面からの放射

音が伝わり難いと想定できる。以上より、エンジンのどの面がどの様に伝わり易いかが定量的に評価できた。

Fig. 12 Comparison of vibro-acoustic transfer function

4.4 実車のエンジン車外音 エンジン車外音の抽出法に従い、エンジン車外音 P_m を抽出した結果を図13に示す。 P_m は位相を考慮しているため P_{max} から P_{ewo} を引いた結果は単純な差とはならない。また結果から、全騒音と比較してエンジン車外音は全帯域で大きな寄与があることが確認できた。特に、低域周域では630Hz帯、高周波域では1.6KHz帯から上限域にかけて寄与が大きいことが確認できた。 P_{max} は全ての騒音を含む場合の車外音、 P_{ewo} はエンジン放射音のみを除いた場合の車外音を示す。

Fig. 13 Comparison of exterior noise

4.5 評価点音圧の予測と実測値の比較 予測法の(4)式に基づいて、エンジンベンチで測定した各エンジン面の体積速度と伝搬特性の両方を用いて、車両中心から左側後方4m(高さ1m)の評価点での音圧計算を行い、実測値と比較した結果を図14に示す。 P_{sum} は各エンジン面から評価点に伝搬するそれぞれの放射音を計算した総和を示す。 P_m はエンジン車外音の

実測値を示す。PLHは左面、PRHは右面、PTPは上面、PLWは下面、PFTは前面、PRrは後面の計算結果を示す。各面からの結果をオーバーオール値で比較すると、 $PLH > PLW > PRH > PTP > PRr > PFT$ となった。これは、エンジン左面が一番寄与が大きいことを示し、エンジン前面が一番寄与が小さいことを示した。言い換えると、エンジン左面からの寄与を小さくすることで効果的な評価点での音圧低減を得られることがわかる。

次に、 P_{sum} と P_m を比較すると500Hz～3.15KHz帯で±3dB以内であることが確認できた。更に、狭帯域で比較した結果を図15に示し、3KHzまでの周波数特性が良い一致を示すことが確認できた。以上から、本提案の音響管による体積速度計測法の有効性が確認できた。

Fig. 14 Comparison of the directly measured and calculated on engine exterior noise

Fig. 15 Comparison of the directly measured and calculated on engine exterior noise

5. 結 言

- (1) 音響管とマイクロホンを用いた簡便な構成により、特定部位の音を抽出し、かつ音響管自体の特性を補正することで体積速度を求める手法を開発した。
- (2) 上限周波数の高いエンジン車外音を対象に、シャシーダイナモ付半無響室において、一定速である車両中心から左側後方4m(高さ1m)点での放射音を予測した。音響管によって求めたエンジンの体積速度とエンジンと評価点との間の伝搬特性の両方を用いて評価点でのエンジン放射音の絶対値を計算し、実測値と比較した結果、500Hz～3.15KHz帯域で3dB以内であり実用性が高いことが確認できた。

文 献

- (1) 自動車技術会ハンドブック、基礎・理論編、社団法人 自動車技術会。
- (2) 西村靖彦ほか、境界要素法を用いた車外騒音の音場解析、自動車技術(1993)。
- (3) 西村靖彦ほか、エンジン放射音に対するエンジンルーム音響特性の解析と車外騒音低減への適用、自動車技術(1996)。
- (4) 丸山新一ほか、相反定理に基づく車両放射音の解析手法、日本機械学会論文集62-597, C(1996), 1816-1822。
- (5) 中村政弘、相反定理による遠隔点の振動放射の予測、日本機械学会第73通常期総会講演論文集, 96-1。
- (6) 中村政弘、相反定理による遠隔点の振動放射の予測、日本機械学会論文集, 63巻, 616号(1997-12), 76-81。
- (7) 中村、中野、音響管を用いた騒音を放射する構造体の振動計測法、日本機械学会論文集, 66巻, 646号(2000-6), 106-111。
- (8) 鈴木浩平 ほか、機械工学のための振動・音響学、(1989)、サイエンス社。