406 ディーゼルエンジンとガソリンエンジンにおける各種騒音成分の比較

Comparison of Various Noises in Diesel Engine and Gasoline Engine

学○田中 宏巳(山口大院) 正 三上 真人(山口大) 正 小嶋 直哉(山口大)

Hiroshi TANAKA, Graduate School of Yamaguchi University, 2-16-1 Tokiwadai, Ube, Yamaguchi 755-8611

Masato MIKAMI, Yamaguchi University

Naoya KOJIMA, Yamaguchi University

Key Words : Diesel Engine, Gasoline Engine, Engine Noise, Combustion Noise, Time-Frequency Analysis,

1. 緒言

エンジン騒音は、エンジン構造内で様々な衝撃が発生しそれが加振源となって振動が伝達し、エンジン外壁面で騒音が放射される。エンジン騒音を衝撃源によって大別すると、燃焼衝撃による燃焼騒音、燃焼衝撃によって誘起されて発生するピストンスラップやベアリングなどの機械的な衝撃による燃焼誘起機械騒音とその他のバルブやギアなどの衝撃による機械騒音に分類される。これらの各種騒音は発生時期および発生機構が異なり、また機関の構造によっても発生特性が変化する。よって騒音の低減化においては、これらの騒音の発生特性を把握することが重要である。本研究では点火方式の異なるディーゼルエンジンとガソリンエンジンを用いて、時間周波数解析を行い、各種騒音成分の比較検討を行った。

2. 実験装置

本実験では供試エンジンとして水冷 4 サイクル単気筒ディーゼルエンジンと空冷 4 サイクル単気筒ガソリンエンジンを使用した。この供試エンジンの主要諸元を表 1 に示す。

供試エンジンは防音無響室の定盤に設置して、エンジン騒音以外の騒音の発生および音の反射を防止するために定盤のまわりをグラスウールで囲み、その上に鉛シートを被せた。また吸排気系の音を除去するために、吸気を室外から導入し、排気は室外に排出して排気管のまわりを鉛とグラスウールで吸遮音した。

エンジンのシリンダ内圧力の測定には圧力ピックアップを用いた。シリンダ内圧力の正確な周波数特性が得られるようピックアップをシリンダヘッド内壁面にフラッシュマウントした。5 個の精密騒音計を半径 1m の半球面上に設置し、5 点の騒音のパワー平均値によりエンジン騒音のパワーを算出した。加速度ピックアップを用いて、エンジン外壁面に取り付け、振動を測定した。TDC の検出には光電式検出器を用いた。測定した各応答波形は、DAT レコーダに記録し、これらの信号を A/D 変換器によりデジタル信号に変換し、マイクロコンピュータに取り込んだあと、解析を行った。負荷の測定には、ディーゼルエンジンでは動力計を用いた。ガソリンエンジンでは出力軸にプロニー動力計を取り付けバネばかりにより負荷を検出した。

解析では、nVision を用いてウェーブレット解析を行った。マザー関数には、Morlet 関数を使用した。

3. 燃焼衝撃音の算出

本研究では、エンジン騒音の主成分と考えられる燃焼衝撃音を算出するために単一爆発加振実験を行い、騒音の発生モデルを定義した。単一爆発加振実験とは、静止したエンジン内で燃焼衝撃のみを発生させ、燃焼衝撃とそれによって放射される騒音との関係について調べる実験である。この実験において、加振源である燃焼衝撃力のパワーとそれに伴う放射騒音のパワーとの間には線形関係が成り立つことが知られている⁽¹⁾。しかし騒音の発生過程における時間特性を考えた場合、図 2(a)に示すように、燃焼衝撃力と放射騒音のピークに時間遅れがあることが分かる。これは図 2(b)に示すように振動の減衰効果の影響によるものと考えられ、シリンダ内で発生した燃焼衝撃が様々な経路を通して複雑に影響し合い、機

関外壁面で騒音として放射されるためであると考えられる。そこで図 3 に示すような振動の減衰を考慮した騒音の発生モデルを定義した。ここで G_v は加振力から振動におけるエネルギーの変換係数、 G_s は振動から騒音におけるエネルギーの変換係数を表し、振動の減衰係数を D で表す。これより G_v 、 G_s を伝達放射係数 G と定義すると、放射騒音は次式で表される。

$$W_{en}(t) = G \cdot W_{ci}(t) + D \cdot W_{en}(t - \Delta t) \quad (1)$$

伝達放射係数 G および減衰係数 D を、各エンジンにおいて燃焼衝撃力が発生する期間の平均によりそれぞれ算出し、その結果を図 3 に示す。この図より、どちらのエンジンにおいても伝達放射係数は高周波数域で大きくなっていることから、高周波数域で燃焼衝撃音が放射されやすいことが分かる。また減衰係数においては高周波数域になるほど小さくなっているが、これはエンジン構造内を伝播する横波振動速度が周波数に依存して高周波数域になるほど大きくなるためであり、高周波数域になるほど燃焼衝撃力と放射騒音のピークの遅れが小さくなることを表していることが分かる。これより式(1)を用いて燃焼衝撃音の算出を行った。

Table.1 Test Engine Specification

Type	Vertical water-cooled 4 cycle diesel engine	Vertical air-cooled 4cycle gasoline engine
Number of cylinder	1	1
Total displacement	$3.10 \times 10^{-4} \text{ m}^3$	$3.99 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
Compression ratio	21.5	8.5
Bore × stroke	74.0 × 72.0 mm	87.0 × 67.2 mm
Maximum power	5.88 kw / 3400 rpm	19.9 kw / 7000 rpm
Fuel	Diesel fuel No.2	Gasoline

(I) Diesel engine

(II) Gasoline engine

Fig.1 Test Engine

(a) Engine noise

(b) Vibration

Fig.2 Engine noise, combustion impact and engine-wall vibration of single explosion in static gasoline engine(372Hz)

Fig.3 Engine noise generation model

(I) Diesel engine (II) Gasoline engine

Fig.4 transmission-radiation coefficient G and Damping coefficient D of diesel engine and gasoline engine

4. ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの比較

エンジン騒音は、エンジン構造や燃焼状態によって様々に変化するが、一般にこれらを代表する機関寸法、負荷、回転数などの因子によって表されることが知られている⁽²⁾⁽³⁾。エンジン騒音において、シリンダ内圧力に依存して燃焼衝撃音および燃焼誘起機械騒音が大きくなり、回転数に依存して機械騒音が大きくなると考えられるので、ディーゼルエンジンおよびガソリンエンジンのエンジン騒音のパワーをそれぞれ W_{end} , W_{eng} とすると、次式で表される。

$$W_{end} = A_d \cdot P_e^{\alpha_d} \cdot N^{\beta_d} \quad (2)$$

$$W_{eng} = A_g \cdot P_e^{\alpha_g} \cdot N^{\beta_g} \quad (3)$$

ただし P_e を正味平均有効圧力、 N を回転数とし、 A , α , β は定数を表す。エンジン騒音のパワーは、1 サイクルの時間平均を求め 295Hz から 4724Hz までのオーバーオール値を求めた。ここで同一回転数において、エンジン騒音と正味平均有効圧の関係に対数で表すと、図 5(a)となる。この時の傾きはをそれぞれ α_d , α_g を表している。同様に同一正味平均有効圧においてエンジン騒音と回転数を対数で表すと図 5(b) のようになり、この時の傾きが β_d , β_g を表す。これより、それぞれのエンジンにおいて $P_e^{\alpha} N^{\beta}$ とエンジン騒音のパワーの関係について見てみると、図 6 に示すように線形の関係が成り立つことが分かり、このときの傾きがそれぞれ定数 A_d , A_g を表している。以上のことから式(2)、式(3)は、それぞれ式(4)、式(5)で表される。

$$W_{end} = 9.62 \cdot 10^{-16} \cdot P_e^{1.4153} \cdot N^{1.8187} \quad (4)$$

$$W_{eng} = 3.25 \cdot 10^{-11} \cdot P_e^{0.0030337} \cdot N^{2.77329} \quad (5)$$

よってディーゼルエンジンとガソリンエンジンを比較すると、指数 α , β の値から、ディーゼルエンジンでは燃焼衝撃に依存する燃焼衝撃音と燃焼誘起機械騒音の影響が大きく、ガソリンエンジンでは回転数に依存する機械騒音の影響が大きいことが分かる。

次に各エンジンから発生するエンジン騒音を比較するためにそれぞれの図 6 に示すエンジン騒音のパワーで正規化を行った。正規化したエンジン騒音および燃焼衝撃音の時間周波数特性を図 7 に示す。これよりディーゼルエンジンにおいて 1 サイクル中に発生するエンジン騒音は、燃焼上死点付近の低周波数域で燃焼衝撃音および 1000Hz 以上の高周波数域で燃焼誘起機械騒音の影響が大きく、排気弁開時の 1000Hz 付近で排気吐出し音などの機械騒音の影響が大きいことが分かる。ガソリンエンジンにおいては燃焼衝撃音および燃焼誘起機械騒音の影響はほとんどなく、1000Hz 付近の吸排気弁開

閉時でバルブの着座音や吐出し音などの機械騒音の影響が大きいことが分かる。

Fig.5 Relationship between engine noise and brake-mean effective pressure or engine speed

(I) Diesel engine (II) Gasoline engine
Fig.6 Relationship between engine noise and $P_e^{\alpha} N^{\beta}$

Fig.7 Time-Frequency characteristics of engine noise and combustion noise

5. 結言

- (1) エンジン騒音の発生過程において、振動の減衰特性によって加振力と放射騒音の間に時間遅れが存在する。
- (2) ディーゼルエンジンでは、燃焼上死点付近の低周波数域で燃焼衝撃音および 1000Hz 以上の高周波数域で燃焼誘起機械騒音の影響が大きい。
- (3) ガソリンエンジンでは、吸排気弁の開閉時における 1000Hz 付近の周波数域で機械騒音の影響が大きい。

参考文献

- (1) 小嶋ら, 自技論 No.37, 1988
- (2) E.C.Grover, Journal of Sound and Vibration, Vol28-3, 1973
- (3) 福田, 自動車技術, 27-8, 1973