エンジン起振力実測方法とその結果*

三 浦 信 之**

Measurement Method of Engine Exciting Forces and Results

By Nobuyuki Miura

In order to predict the vibration and noise level in a ship by simulation, and achieve optimum design, it is therefore required to evaluate accurately engine the exciting forces running through the engine installation base. However, generally it is difficult to calculate engine exciting forces, such as combustion pressure, unbalanced inertia force by piston and connecting rod, and unbalanced rotating inertia force by the crankshaft. So, the measurements of exciting forces of actual engine were tried by use of two methods. The results are described as follows.

1. はじめに

エンジンは船内の主要な起振源であるが、特に高速機関になればなるほど船体振動のみならず、船内騒音（固体音）への寄与度も大きくなる。居住性改善を目的として船内の振動、騒音予測を行なって最適設計を検討するためにはエンジンから船体に伝わる起振力をより正確に把握することが必要になる。

エンジン内部ではシリンダ内燃焼やピストン、連接棒などの往復運動部、クランク軸などの回転運動部などに代表される様々な起振力が発生している。これらの起振力は軸系を通じてねじり振動、排気ガス内を通じて排気騒音として、またエンジン本体から据付部を通じて基礎構造体への振動と騒音として周囲へ伝搬する。この中で軸系を通じたねじり振動については現在ねじり振動計算手法がほぼ確立されていてその計算結果により必要に応じてねじり振動ダンパーや軸系の弾性継手の採用あるいは回転部分のマス調整などを行なって問題ないように対処している。また排気ガス内を通じた排気騒音については排気出口からそのまま大気へ放出してしまうと周囲への騒音問題を引き起こすので、排気原音を調査した上で適切な排気消音器を設計、選定し問題ないレベルに下げている。ところがエンジン本体から据付部を通じて基礎構造体へ伝わる振動と騒音についてはエンジン直据付けの場合でもあるいは防振据付けの場合でも、伝達される振動、騒音の解析

評価までは通常行なわれていない。この理由の1つとして舶用で用いられる大型機関の場合その起振力の正確な評価や計測が難しいことが上げられる。

また起振力は力（単位：N（ニュートン））であり、振動速度（単位：mm/s）や振動加速度（単位：m/s²）とは全く別個のものであるが、実際の運用上において、エンジンの起振力データと振動データが混同して使われているケースがよく見られる。

ここではエンジン本体から据付部を通じて基礎構造体へ伝わる起振力についてその実測方法を検討し、得られた結果について考察した。

2. 起振力評価方法

エンジンから発生している様々な起振力の評価方法として起振力を個別に単独で評価する方法と、合成された起振力を実測する方法について以下に説明する。

2. 1 起振力単独評価方法

起振力自体をそれぞれ単独に評価する方法である。ここでいう起振力として以下を考える。

- ①シリンダ内燃焼
- ②ピストン、連接棒などの往復運動による慣性力
- ③クランク軸などの回転運動による慣性力
- ④エンジン内駆動ギヤ

それぞれについての課題を説明する。①シリンダ内燃焼はエンジンパワーの源であるが、同時に重要な起振源でもある。これは連続燃焼のガスタービンと異なる

*原稿受付 平成 20 年 12 月 24 日。

**正会員 新潟原動機株式会社（群馬県太田市西新町 125-1）。

り、ディーゼルのシリンダ内燃焼は一定の間隔で生ずる間欠的な現象であることによるものである。ねじり振動計算で用いられる燃焼力としてはそのエンジンの代表的な筒内圧力波形を用いてどのシリンダも同一圧力波形として計算している。このような計算を行なうと、ある次数だけが打ち消されずに残ってメインの起振力となる。ねじり振動計算を行なって、ねじりの固有振動数とメインの起振周波数が一致する共振回転数を使用回転数範囲から外すか、あるいは外すことが設計の制約上困難な場合には共振してもダンピング作用により振幅を許容内に収めるようにしている。

ねじり振動計算で用いる燃焼起振力としては通常これで十分であるが、エンジン本体から据付部を通じて基礎構造物へ伝わる起振力としては不十分である。なぜなら基礎へ伝わった振動、騒音を実測すると低周波から高周波まで広い周波数範囲を含んでいるが、特に騒音において高周波成分が重要であり、各シリンダ間のバラツキの影響が大きく現れるからである。従ってこれらを正確に評価する必要があるが、納入される機関の全シリンダの筒内圧力波形を毎回採取して評価することは實際上困難である。

②ピストン、連接棒などの往復運動による慣性力について、軸回転1回転で1往復する不等速運動による不釣り合い慣性力が発生し、回転数の1倍、2倍、3倍、…の整数倍の周波数成分が大なり小なり発生する。そして各シリンダの重ね合わせにより周波数によっては打ち消しあったり、逆に大きくなったりするが、さらにピストンや連接棒の製造上の重量誤差も加わって、広い周波数範囲で不規則な起振力が発生している。

③クランク軸などの回転運動による慣性力は回転運動部の不釣り合い重量による慣性力であるが、特に防振機関の場合、わずかな力でも問題となるので、回転バランス取りや運転後のフィールドバランスなどで不釣り合いが最小となるようにしている。個々のエンジンにおいて不釣り合い慣性力は許容値内の範囲でかなりバラツキがあると考えられる。

④エンジン内駆動ギヤについて、ギヤから発生する振動、騒音の大小は歯車形状の違いやバックラッシュの大小に大きく左右されるものであるが、エンジン内のいろいろなギヤについてその起振力を詳細に評価することは實際上困難である。

2. 2 起振力実測評価方法

前項の起振力をそれぞれ単独評価する方法は實際上困難な面が多いことから、かわりに基礎に伝わる合成された起振力を実測する方法を説明する。なおこれらの方法は「日本建築学会 環境工学委員会 音環境小委員会」でまとめた「第42回音シンポジウム 設備

機器の加振力測定法」¹⁾ から引用したものである。

基礎に伝わる合成された起振力を実測する方法として次の3つがある。

①直接法

力変換器の上にエンジンを直接載せた状態でエンジンを運転して起振力を直接測る方法である。特にエンジンを支持する架台については高い剛性を持たせることが必要になる。

この方法を用いれば支持架台が完全剛体であるという条件下で真の値が得られる。しかし、車のような小型エンジンなら可能かもしれないが、船用で用いられるような大型機関でこの方法を実施することは現実的でない。

②弾性支持法

(質量) × (加速度) = (力) の原理を応用したものである。エンジンを防振装置により弾性支持した状態で運転中のエンジン据付け部の振動加速度を計測し、エンジン全体の質量との積で力を求める。直接付けのエンジンの場合、加振対象となる質量に基礎も含まれるが、この基礎質量の定量化が一般に困難であるため、かわりにエンジンを弾性支持してエンジンと基礎を振動的に切り離すことが必要になる。

この方法は他の方法と比べ実施容易で簡便である。低周波では真の値に近い解が得られるが、高周波になればなるほど、実際の力の大きさより大きな数値となって正しい解と異なってくる。つまり低周波においては機器の全体質量と有効質量がほぼ一致するので問題ないが、高周波になるにつれて機器の有効質量が低下する。従って本方法で起振力を求める場合は高周波に

対して何らかの補正をする必要がある。

③置換法

エンジンを実際に据付けた状態でインパルスハンマーによりエンジン据付け部を加振し、インパルスハンマーの力応答とエンジン据付け部の振動速度を計測し、これらからエンジン据付け部の駆動点インピーダンスを求める。次にエンジン運転状態でのエンジン据付け部の設置点近傍の振動速度を計測し、先に求めた駆動点インピーダンスと合わせてそこに作用している力を推定するという方法である。そして支持点数分を総和してトータルの起振力を求める。

$$F = \sum ((F_i / V_{i1}) \times V_{i2})$$

この方法は大型の加振力を必要とし、また計測点数の大小やエネルギー平均化の方法により結果が異なる場合があるなどの精度面における課題がある。しかし実際の適用面から考えると支持方法が弾性支持でも直据付けでも任意に選べることから、駆動点インピーダンスが確実に計測できる周波数範囲において十分に実用可能な方法であるといえる。

3. 起振力実測結果

3.1 実測方法

2 項の起振力評価方法の中から、置換法と弾性支持法を用いてエンジンの起振力実測を行なった。表 1 に使用したディーゼルエンジン発電機システムの機器要目を示す。エンジンと発電機を共通台床に載せ、共通台床全体を防振ゴム (全 22 個) で支持した。図 1 に機器全体外形図を示す。同じく図 1 に駆動点インピーダ

ンス、振動速度、振動加速度の計測点位置を示す。計測点は①～⑮で表していて①～⑨はエンジン発電機共通台床、⑩～⑮は防振ゴム下の基礎上である。エンジン共通台床の①～⑨についてエンジンのそれぞれの片列側の計測点が 4 点と 5 点と異なっていて、かつ計測位置も一致していないのは配管や付属機器の存在を考慮して、ハンマー加振しやすい箇所を選定したためである。また計測点⑩～⑮は防振ゴムの減衰効果を調べるためのもので防振ゴム下の基礎上で防振ゴム近傍位置を選んでいる。(ただし計測は置換法のみ)

表 1 機器要目

エンジン定格出力	1650kW
エンジン回転数	1000 min ⁻¹
シリンダ数	8
ボア径	260 mm
ストローク	275 mm
総重量 (エンジン、発電機、共通台床含む)	32000 kg
据付け方法	防振ゴム支持。全 22 点 基本固有振動数 $f_0=6.6\text{Hz}$

図 1 全体外形図および計測点位置図

振動の計測方法について、圧電型振動ピックアップ (PV-85) を計測位置に接着剤で固定し、ピックアップ

からの出力信号をデータレコーダ (DAT) に記録し、FFT 分析器 (CF350) およびリアルタイムアナライザ (SA-25) により 1/3 オクターブ中心周波数ごとに分析した。また駆動点インピーダンスの計測は力変換器付きインパルスハンマー (PCB086) を用いて衝撃応答から算出して求めた。

駆動点インピーダンス、振動速度、振動加速度を決定する際は 9 点の計測データからエネルギー平均化を行なって平均値を求めた。

なお防振ゴム下の基礎部の駆動点インピーダンスや振動計測での注意事項として、精度の高いデータを採取するため外部からの雑音による暗振動の影響を極力排除する必要がある。そのため他のエンジンの運転や工場設備稼動による影響が最小となる深夜に計測を実施した。

3. 2 実測結果

最初に駆動点インピーダンス計測時の加振力と振動応答のコヒーレンスを図 2 (防振ゴム上台床)、図 3 (防振ゴム下基礎) に示す。コヒーレンスは 20Hz 以下の周波数帯域で若干落ちていたものの 20Hz 以上の周波数帯域においてはほぼ 1 に近く、得られた結果は十分な精度を有していると言える。

図 2 台床 (防振ゴム上) のコヒーレンス

図 3 基礎 (防振ゴム下) のコヒーレンス

図 4 に計測点①②③の駆動点インピーダンス、図 5 に計測点①②③の 100% 負荷運転中の振動速度を示す。図 4 の駆動点インピーダンスによれば重量の軽い発電機側の計測点①が低く、一方重量の重いエンジン側の計測点③のインピーダンスが大きな値となっていて単位振動させるのに大きな力が必要となっていることがわかる。一方、図 5 の運転中の振動速度の結果では計測点①が計測点②③と傾向が異なっていることがわかる。

図 4 駆動点インピーダンス (計測点①②③)

図 5 100% 負荷運転中の振動速度 (計測点①②③)

図 6 に置換法、弾性支持法で求めた起振力実測結果を示す。この結果によれば、80Hz までの低周波においては 2 つの方法で求められた起振力は 10dB 程度の差の範囲内でよく一致している。起振力が完全に一致しない原因として置換法におけるハンマー加振時の加振力の与え方、エネルギー平均化手法、計測点数の決め方に課題があることが考えられる。一方、100Hz 以上の高周波においては予測された通り、弾性支持法が高周波になるとともに大きくなっている。この弾性支持法

で得られた起振力に対して 100Hz 以上の高周波域での補正 ($-9\text{dB}/\text{OCT}$) とすると置換法と良い対応をすることがわかった. 図 7 に補正後の比較結果を示す. ただしこの補正值について現時点ではあくまでもこの供試機関に限定されるべきものであって一般的な補正值として評価するには今後データを積み重ねて検証していく必要がある.

図 6 置換法と弾性支持法の起振力比較

図 7 置換法と弾性支持法 * 補正後の比較

実測結果によれば, エンジン回転数の周波数である 16Hz の数値は小さく, むしろエンジン回転数の 2 倍の 31.5Hz や 4 倍の 63Hz の周波数の起振力が大きく現れていることがわかった. 31.5Hz や 63Hz の起振源は燃焼とピストン, 連接棒の往復運動部の不釣り合い慣性力である. 通常は 8 シリンダの場合, 回転部分の不釣り合いによる回転 1 次成分と燃焼変動トルク成分である 4 次成分をメインの起振力として扱われることがよく見られるが, 今回の供試エンジンでは 2 次成分がむしろ大きな起振力となっていることがわかった. 図 8 に 31.5Hz の各計測位置での振動速度比較を示す.

これによれば全体の中で中央側計測点②③⑥⑦⑧が端部側計測点①④⑤⑨と比べて大きな数値となっていることがわかる. このことから, この 31.5Hz の振動モードは台床が中央部で上下方向にたわむモードであり, 共通台床がこの周波数でこのような固有振動モードを有していると考えられる.

図 8 100%負荷運転中の 31.5Hz の振動速度比較

防振ゴムの減衰量についての評価も行なった. 置換法により, 防振ゴム上部エンジン据付け部と防振ゴム下の基礎上の起振力をそれぞれ計測し, その差を防振ゴムの実際の減衰量として理論計算値と比較した. その結果を図 9 に示す. エンジン-防振ゴムを 1 質点系とした理論計算値では 10Hz 以下の周波数においては減衰量がマイナスつまり防振効果がないとなるが, 実測結果では, これらの低周波域でも防振効果が見られた. これはエンジンの防振支持の場合, 支持点数が複数であって単純な 1 質点系とはならなくなって条件が異なり, 5Hz~12Hz の間にモードの異なる固有振動数が 6 個存在していてエンジンの最低次の起振周波数である 0.5 次の 8.3Hz に対してもある程度の防振効果があるためと考えられる.

一方, 高周波になるに従い, 理論計算値は直線的に防振効果が増加するようになるが, 実測では計算値ほどの減衰量にはなっていないことがわかる. これは計算では 1 質点系として防振ゴム以外は完全剛体の仮定であるが, 実際には高周波になると機器や台床が完全剛体とはならず局部的変形が起こっていて正確な起振力を計測できていないためと考えられる.

図9 防振ゴム減衰量，理論計算値と実測値の比較

4. まとめ

エンジン起振力の実測を行なって下記の結論が得られた。

- ①置換法および弾性支持法を用いてエンジン起振力の実測を行なってエンジン起振力特性を把握することができた。
- ②置換法と弾性支持法から得られた結果は大きく変わらない結果となり、それぞれの方法の有効性が確認された。
- ③得られた実測結果は理論的な予測値と比べるとかなりかけ離れた結果であった。従ってエンジン起振力を精度良く求めるには実測が必要と考えられる。

5. おわりに

船内の居住性改善の目的および船体振動や船内騒音に対する設計の最適化のために、エンジンから基礎に伝わる起振力をできるだけ正確に把握することが必要である。そこで今回、エンジン起振力の実測を試み、まとめることができた。

今後も、より正確な評価と起振力の低減の検討に取り組んでいく所存である。

参考文献

- 1) 日本建築学会環境工学委員会音環境小委員会 96-7 資料「第42回音シンポジウム 設備機器の加振力測定法」，1996年7月。