内燃機関の振動と騒音に関する基礎的研究*

(第5報, 全系の振動と実応答の解析)

孫 國一^{*1}, 本多 慈樹^{*2}, 大熊 政明^{*3}
石井 哲^{*2}, 長松 昭男^{*3}Basic Research on the Vibration and Noise of Internal Combustion Engines
(5th Report, Vibration Analysis and Prediction of Actual Responses
on the Whole Structure)Kukil SOHN, Shigeki HONDA, Masaaki OKUMA,
Tetsu ISHII and Akio NAGAMATSU

The purpose of the study described in this paper is to analyze and predict the vibration response of an ICE (internal combustion engine). Firstly, all components of the ICE are modelled by the finite element model, and their dynamic characteristics obtained by component mode synthesis or multiple component mode synthesis are checked by comparison with experimental results. Secondly, the dynamic characteristics of a FE model of the whole system synthesized by MCMS are compared with experimental results to verify the accuracy of the analyzed results. Thirdly, a computational prediction of the vibration characteristics, in the case that the supplementary parts are added to the original engine, is carried out and compared with an experimental result. In addition, the overall level of the force occurring at intake/outlet valve setting points is experimentally estimated for the purpose of application as a factor of excitation forces in the engine on operation. Then, by using the FE model and the estimated force at a valve setting point, a simulation of the forced vibration is carried out with MCMS, and it is shown that the results correspond well with experimentally obtained ones.

Key Words: Internal Combustion Engine, Reduction of Vibration, Modal Analysis, Multiple Component Mode Synthesis, Finite-Element Model, Forced Vibration

1. 結 言

内燃機関は、公害防止や乗り心地改善の見地から、振動や騒音の低減が厳しく要求される一方、性能向上と軽量化という相矛盾する条件を同時に満足させなければならない⁽¹⁾。しかし、その開発や設計変更において、振動および騒音を正確に予測できる数値解析システムが存在しないため、試作試験の繰返しにより内燃機関の動特性を把握しているのが現状である。

内燃機関の実働時の振動および騒音は、主にその表面積が広く、形状が複雑なシリンダブロックを通して伝達あるいは放射されると考えられ、内燃機関の振動の低減を図る場合、シリンダブロックは最も重要な部品であるといわれている。しかし、シリンダブロックの振動特性は1個の部品である状態からクランクシャフト、シリンダヘッド、フロントカバーなど他の部品を結合していくに従って、複雑に変化する。また、内燃機関の各部品間の結合部特性や減衰特性の把握が難し

いため、シリンダブロックやクランクシャフトなどの単体水準での研究が報告されている^{(2)~(4)}ものの、内燃機関全体を対象とした振動解析はあまり報告されていないようである。

そこで、本論文では内燃機関全体の振動挙動が予測できる一連の解析手法を開発し、供試内燃機関である水冷式4気筒ディーゼルエンジンに適用してその有用性を確認する。理論解析手法としては、大形で複雑な形状の機械構造物の振動解析に適している部分構造合成法の中で、著者らがすでに提案している区分モード合成法⁽⁵⁾⁽⁶⁾とそれを多重化した多重区分モード合成法⁽⁷⁾を用いる。また、解析結果の評価に際しては、振動解析により求められた応答や伝達関数を加算平均する方法と、オクターブ分析法を用いる。これらの手法によれば、内燃機関のように多数の部品から構成されている複雑な機械構造物の主な振動特性(固有振動数、固有モードなど)が明確に判別できる。

本研究は次のようなステップで行われる。まず、供試内燃機関の中から解析対象とする主要部品を選定して有限要素モデル化を行い、振動実験と理論解析の結果を比較することにより、モデル化の妥当性を検討する。また、解析的に各部品を結合していく時に、何通りの水準を設け、結合部特性が精度よく結合系の有限

* 昭和62年8月25日 日・韓振動会議において講演、原稿受付 平成2年12月17日。

^{*1} 准員、東京工業大学大学院 (●152 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

^{*2} (株)小松製作所 研究本部 (●254 平塚市万田1200)。

^{*3} 正員、東京工業大学工学部。

要素モデルに反映されたかを検討する。さらに、全解析対象部品結合系に振動低減を図るための対策部品を取付けてその振動低減効果を予測し、実験による結果と比較する。また、内燃機関の起振力の一つであるバルブ着座力を実験的に同定し、それを入力とした強制振動応答解析の応答スペクトルを求め、バルブ着座に着目した供試内燃機関のモータリング実験時の応答スペクトルと比較することにより、本手法の応答レベルでの実用性を確かめる。

2. 解析理論の説明

大形で複雑な形状の機械構造物の振動解析手法として部分構造合成法と言われる一群の手法が提案されている。著者らはすでに区分モード合成法(略してCMS)とこの手法を多重化した多重区分モード合成法(略してMCMS)を提案し、実物への応用を試みている⁽⁸⁾⁽⁹⁾。CMSやMCMSは、他の部分構造合成法と比べ、計算時間、計算機容量および計算精度といった点で優れている。CMSやMCMSの詳しい説明は他の文献⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾に譲り、ここでは強制振動応答解析について簡単に説明する。

まず、全系の変位 $\{\delta_{ALL}\}$ を各部分構造の内部領域と結合領域の固有モードから構成される座標変換行列 $[Q]$ と係数ベクトル $\{\eta\}$ を用いて表せば、

$$\{\delta_{ALL}\} = [Q]\{\eta\} \quad \cdots \cdots \cdots (1)$$

物理座標上での全系の運動方程式

$$[M_{ALL}]\{\ddot{\delta}_{ALL}\} + [K_{ALL}]\{\delta_{ALL}\} = \{F\} \quad \cdots \cdots \cdots (2)$$

に式(1)を代入し、各項の前から $[Q]^T$ を掛ければ、式(1)の自由度よりはるかに縮小された一般化座標上での運動方程式

$$\begin{aligned} [Q]^T[M_{ALL}][Q]\{\ddot{\eta}\} + [Q]^T[K_{ALL}][Q]\{\eta\} \\ = [Q]^T\{F\} \quad \cdots \cdots \cdots (3) \end{aligned}$$

が得られる。式(3)の自由振動の特性方程式から得られる固有モード行列を $[\eta_0]$ とすれば、

$$\{\eta\} = [\eta_0]\{d\} \quad \cdots \cdots \cdots (4)$$

と表される。式(4)を式(3)に代入し、各項の左側から $[\eta_0]^T$ をかければ、

$$\begin{aligned} (-\omega^2[\eta_0]^T[Q]^T[M_{ALL}][Q][\eta_0] \\ + [\eta_0]^T[Q]^T[K_{ALL}][Q][\eta_0])\{d\} \\ = [\eta_0]^T[Q]^T\{F\} \quad \cdots \cdots \cdots (5) \end{aligned}$$

式(5)から $\{d\}$ を解けば、 $\{d\}$ の成分 d_i は

$$d_i = \frac{z_i}{k_i - \omega^2 m_i} \quad \cdots \cdots \cdots (6)$$

ここで、

z_i : $[\eta_0]^T[Q]^T\{F\}$ の各成分

k_i, m_i : i 次のモード剛性とモード質量

実験データのカーブフィットから求められるモード減衰比 ζ_i を用いて式(6)に減衰項を導入すれば、

$$d_i = \frac{z_i}{K_i \left\{ 1 - \left(\frac{\omega}{\Omega_i} \right)^2 + 2j\zeta_i \frac{\omega}{\Omega_i} \right\}} \quad \cdots \cdots \cdots (7)$$

ここで、

K_i : 第 i 次の等価剛性

j : 虚数単位

Ω_i : 第 i 次の固有角振動数

上式から得られる $\{d\}$ を式(4)に代入して $\{\eta\}$ を求め、さらにこの $\{\eta\}$ を式(1)に代入すれば、全系の応答が求められる。

内燃機関のように多数の部品からできている複雑な機械構造物の主な振動特性を把握するための有力な手法として加算平均法とオクターブ分析法がある。すなわち、動特性スペクトルの加算平均 $\langle \text{Spec} \rangle_{ave}$ は

$$\langle \text{Spec} \rangle_{ave} = \left\{ \sum_{i=1}^n \text{Spec}_i(\omega) \right\} / n \quad \cdots \cdots \cdots (8)$$

ここで、

Spec_i : 第 i 番め点の動特性スペクトル

n : 評価点の数

さらに、一定周波数バンド $f_1 \sim f_2$ でオクターブ分析すれば、動特性スペクトルは次のように平均化できる。

$$\langle \overline{\text{Spec}} \rangle = 1/(f_2 - f_1) \int_{f_1}^{f_2} \langle \text{Spec} \rangle_{ave} df \quad \cdots \cdots \cdots (9)$$

3. 内燃機関全系の有限要素モデル化

3.1 シリンダブロックとクランク軸系のモデル化

まず、図1にシリンダブロックの有限要素分割図を示す。シリンダブロックは三つの第1次分系に分け、これらの第1次系をさらにそれぞれ六つおよび三つの全部で12個の第2次分系に分けた後、各2次分系を三角形平板かく要素で有限要素分割する。モデル化の際、MCMSの長所が活かされるよう、第2次分系の中で③～⑤の隔壁と⑨～⑫のシリンダライナがそれぞれ同じ部分構造になるようにする。これらの分系はMCMSの計算手順において、1回のみの固有値解析から振動特性を求められ、計算時間および計算機容量が節約される。

次にクランク軸系の有限要素分割の概略を図2に示す。クランク軸系は、ブリーとフライホイールをそれぞれに第1次分系、また、クランク軸を二つの第1次分系に分け、それらを再度第2次分系に分割してからソリッド要素により有限要素分割する。

3.2 その他の部分構造の有限要素モデル化

まず、フロントカバーの有限要素分割の概略を図3に示す。フロントカバーはその内側面に多くのリブが存在

して剛性が強くなっていることから、そのリブによる剛性への影響を有限要素の厚さとして考慮し、三角形および四辺形要素を用いて有限要素分割を行う。図中の×表示は、シリンダブロック側（図1の2番めの第2次分系）との結合点を表す。

次に、シリンダヘッドの有限要素分割の概略を図4に示す。シリンダヘッドはその形状が複雑であるため、一般には要素などでよくモデル化される。しかし、本研究では、シリンダヘッドをソリッド要素で簡便に有限要素モデル化した後、有限要素解析の振動特性が実験値に適合するように材料定数および弾性係数を修正するモデル化手法を適用する。

フライホイールハウジングの有限要素分割の概略を図5に示す。本研究では、MCMS解析の都合によりフライホイールハウジングを独自の第1次分系とし、それを再び2個の第2次分系に分けてから三角形および四辺形要素を用いて有限要素分割を行う。図中の×表示は、シリンダブロック（図1の6番めの第2次分系）との結合点を表す。

ピストンと連接棒はその剛性が他の部分構造よりか

なり高いために、それらを剛体としてみなし、集中質量要素（図2の m ）としてモデル化する。一方、四つのゴムマウント、プランケット系（図1の m_1, m_2, k_1, k_2 および図5の m_3, m_4, k_3, k_4 ）は集中質量要素およびばね要素でモデル化する。表1には、各集中質量要素およびばね要素の値を示す。

供試ディーゼルエンジンの振動低減を図るための対策部品として五つのキャップと防振用板を用いる。それらの有限要素分割の概略を図6に示す。

3.3 各部分構造の結合方法 一般に、内燃機関のシリンダブロックとクランク軸はすべり軸受でつながっている。すべり軸受の油膜特性は実験的に⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾、もしくは、流体潤滑理論により⁽¹²⁾ 求められるが、内燃機関の主軸受のように、軸受の形状が複雑でかつ軸受荷重が変動するような条件下で正確な油膜特性を求めた例はないようである。そこで、本研究では高速回転時の軸受部の特性は剛結合に近い特性を示すものとみなし、シリンダブロックとクランク軸系を剛結合としてMCMS解析を行う。それに対応させ、シリンダブロックとクランク軸系の結合系（以下水準1と略称）

図1 シリンダブロックの有限要素分割の概略

図3 フロントカバーの有限要素分割の概略

図2 クランク軸系の有限要素分割の概略

図4 シリンダヘッドの有限要素モデル

の振動実験においては、両部品の上にメタルを入れて強く固定する。

水準1の結合系にフロントカバー、シリンダヘッド、フライホイールハウジングなどを次々と結合していき、供試内燃機関全体の有限要素モデル（以下全体モデルと略称）を構成する。また、振動対策構造を持つ内燃機関の有限要素モデルは、全体モデルに対策部品を結合させることにより構成する。すなわち、シリンダブロックの隔壁②～⑥（図1）の下に図6のキャップをそれぞれ結合し、さらにその下部に防振用板を取り付ける。対策部品を含む全部分構造の結合系（以下対策モデルと略称）の有限要素モデル化の概略を図7に示す。

4. 振動実験および起振力の同定

4.1 振動実験 本研究では、理論解析により求められる各部分構造や結合系における振動特性の予測精度を確認するために、対応する各単体および結合系について振動実験を行う。まず、小形加速度計を実験対象物に取付けた後、その実験対象物の大きさや特色

に適した加振法および加振波形で各部品および結合系を励振する。小形加速度計からの応答信号と力センサからの加振信号はそれぞれチャージアンプを通してFFTアナライザに入力され、加振点と測定点との間の伝達関数が求められる。得られた伝達関数をカーブフィット処理すれば、固有振動数、モード減衰比および固有モードが得られる。

4.2 バルブ着座力の実験同定 実挙動時内燃機関のバルブ系は、吸気と排気を繰返しながら連続的に開閉する。その時バルブ駆動力による振動は、バルブヘッドがシリンダヘッドに着座することにより直接シリンダブロックに伝わる経路（バルブ閉の時）とバルブ駆動系の部品（例えば、ロッカーアーム、プッシュロッド、タペット等）からシリンダブロックに伝わる経路（バルブ開の時）で伝達される。本研究では、上述した二つの振動伝達経路を確認し、その両経路をともに考慮できる方法でバルブ駆動力を実験的に同定するために、バルブ系の駆動に着目したモータリング実験を図8のように実施する。なお、モータリング実験は、前方から4番めのシリンダの吸気バルブのみを装着した状態で行う。

図5 フライホイールハウジングの有限要素モデル化

図6 対策部品の有限要素モデル化

表1 集中質量要素の値

	Mass (kg)	Stiffness (N/mm)
Bracket (1)	1.5	X:13000, Y:15000 Z:15000
Bracket (2)	1.4	"
Bracket (3)(4)	1.2	"
Piston, Connecting rod	1.9	"

図7 振動対策エンジンの全体図

図9はモータリング実験から得られた時刻歴データであり、(a)が1200 rpmで回転時のトリガ信号を、(b)が加速度応答信号をそれぞれ表す。まず、バルブは図9(a)の▼表示のところから開きはじめて▽のところまで着座し、その着座に起因する振動応答は図9(b)の時間間隔 δt の間に観測される。しかし、同図よりバルブ着座タイミング以外での応答(↓で表示)も測定され、バルブ駆動による振動応答はバルブ着座以外の伝達経路を持っていることがわかる。

このように、力の伝達経路に着目すれば、バルブの開と閉の状態をとともに考慮した場合の伝達関数 $H_t(\omega)$ は

$$H_t(\omega) = H_1(\omega) + H_2(\omega) \quad \cdots \cdots (10)$$

ここで、 $H_1(\omega)$ はバルブ閉の状態でバルブを加振し、シリンダブロックの側面を測定して得られた伝達関数、また、 $H_2(\omega)$ はバルブ開の状態で同じ測定場所から得られた伝達関数をそれぞれ表す。

そこで、 $X(\omega)$ をモータリング実験時の応答スペク

図8 モータリング実験の様相

(a) 1200 rpmでのトリガ信号

(b) 加速度応答信号 (1200 rpm)

図9 モータリング実験時の時刻歴信号

トルとすれば、バルブ着座 $F_t(\omega)$ は

$$F_t(\omega) = X(\omega)/H_t(\omega) \quad \cdots \cdots (11)$$

と近似計算できる。

このようにして求められたバルブ着座力の加算平均を50 Hzのオクターブバンドで平均化して図10に示す。

5. 解析結果および考察

5.1 伝達関数の加算平均による検証 まず、水準1の結合系の伝達関数を図11に示す。この図は、シリンダブロックの●点(図1)を加振し、側面の各有限要素分割点(以下評価点と略称)を測定して得られる伝達関数を加算平均したものであり、実線がMCMSによる結果、点線が実験結果をそれぞれ示す。同図から、水準1の結合系について実験側と理論解析側の主要モードの特定(図中の1, 2, 3, 4のピーク)や伝達関数レベルの定量的比較が容易にできる。それら主要モードおよび振動数を表2、また、2番および3番の主要モード形を図12にて比較する。同表および図の各主要モードの固有振動数やモード形が実験値と比較的に一致していることから、水準1の有限要素モデルは、対応する実物の振動特性を表現するものと認められる。

次に、全体モデルの解析結果について説明する。まず、先述の評価点において理論解析と実験から得られ

図10 バルブ着座力の周波数スペクトル

図11 水準1の結合系に対する伝達関数の加算平均

た伝達関数の加算平均を図13に示す。点線が実験結果を、実線が理論解析の結果をそれぞれ表す。MCMSの結果と比べ、実験結果は補機などによる影響も加わり、特に700 Hzから800 Hzまでの間にシリンダブロックの隔壁によるモードが顕著に現れているが、全体的な振動特性（主要モードの振動数および伝達関数のレベル）は水準1の結果と同様に比較的良好に一致していると思われる。すなわち、図中のa, b, cおよびdで表示されている各ピークが全体モデルの主要モードであり、実験とMCMS解析の結果はそれぞれ比較的良好に対応している。したがって、全体モデルは供試ディー

表2 水準1の結合系の固有振動数の比較

	Mode	Frequency (Hz)	
		EXP	ANAL
1	The 1st order of torsional mode (crk)	268.2	285.9
2	The 1st order of torsional mode (blk)	556.9	511.9
3	The 1st order of bending mode (blk)	667.9	665.8
4	The high order of bending mode (crk)	990.9	1032.2

図12 水準1の結合系の主要モード形の比較

図13 全体モデルに関する伝達関数の加算平均の比較

ゼルエンジン実物の振動特性を妥当に表現するものであると考えられる。

5.2 振動低減効果の予測

ここでは、図7に示した振動対策のための結合系について、その振動低減効果をMCMS解析により予測し、実物の振動低減効果と比較する。まず、シリンダブロックの●点を加振点、各評価点を測定点として得られる伝達関数の加算平均の実験値および理論値を図14および図15にそれぞれ示す。両図ともに実線が元のモデルを、点線が対策モデルの伝達関数の加算平均をそれぞれ示し、斜線が引かれている部分が振動の低減量を表す。両図からMCMS解析による振動低減の予測結果は実験結果と比較して振動低減量および振動低減が見られる周波数領域とにもかなり一致しているといえる。特に、図13のアルファベットで示されている全体モデルの各主要モードは対策部品を取り付けることにより、

(1) モードa (図13中にaで示す共振峰) は減衰効果が大きい

(2) モードbは150 Hzほど右に移動する

(3) 300 Hzから1000 Hzの間では大きな振動低減効果が得られる。

など、実験結果とMCMS解析結果は同じ傾向で、振動低減現象を含む動特性の変化を起こしている。

5.3 応答による比較

内燃機関の実働時振動挙動は応答水準で観測され、供試エンジンの実験結果と

図14 対策部品による振動の低減効果 (実験)

図15 振動低減効果の予測 (MCMS)

Response of Vibration (m/s^2)
in log scale

図 16 モータリング応答と予測応答との比較

解析結果が伝達関数の水準で一致したとしても実挙動も必ず一致するとはいえない。そこで、本論文では、実験的に同定された供試エンジンのバルブ着座力を入力として強制振動応答解析から得られた応答スペクトルとモータリング実験から得られた実応答を比較し図 16 に示す。実線が理論値を、点線が実験値をそれぞれ表し、両図ともに 50 Hz の周波数バンドで平均化されている。また、モータリング実験時の回転を考慮して理論値はクランク軸系を 4 通りの角度に回転させて得られた出力を平均化した。同図より、実験と解析からの結果は、理論値が実際の回転状態をクランク軸系の角度を 4 通りに変化させた計算に近似したことを考えれば、全体的にレベルおよびピーク的位置において比較的よく一致している。以上から、本論文で同定したバルブ着座力の同定精度および実応答解析への実用性が認められる。

6. 結 論

本論文では、水冷式 4 気筒ディーゼルエンジンを供試内燃機関として、多重区分モード合成法による全体系の振動解析および実応答の予測を行い、以下に示す結論を得た。

(1) 内燃機関の各部品を各々の特色に適した手法で有限要素モデル化し、それらを順次結合することにより内燃機関全体系のモデルを構成して MCMS 解析した結果は、実物の振動特性と比較的よく一致した。

(2) MCMS 解析により振動対策部品を取付けた時の振動低減効果を予測して実験結果と比較した結果、両者はよく対応した。

(3) 内燃機関のバルブ着座力を実験的に同定し、その値を入力とした強制振動応答解析を行った。その出力は、実験の実挙動と応答レベルおよびピーク的位置において、比較的一致し、本手法の実応答水準での実用性への見通しが得られた。

文 献

- (1) 長松, モード解析, (1985), 1, 培風館.
- (2) 大熊・長松, 機論, 48-433, C(1982), 1333.
- (3) 長池・ほか 2 名, 機論, 49-442, C(1983), 982.
- (4) 長池・長松, 機論, 52-476, C(1986), 1248.
- (5) 大熊・長松, 機論, 49-443, C(1983), 1120.
- (6) 大熊・長松, 機論, 50-450, C(1984), 251.
- (7) 大熊・長松, 機論, 49-446, C(1983), 1876.
- (8) 大熊・ほか 2 名, 文献(6)の 260 ページ.
- (9) 日向・ほか 3 名, 機論, 51-471, C(1985), 2944.
- (10) Nordmann, R. and Schilhorn, K., 2nd Int Conf Vib Rotating Mach, (1980), 231.
- (11) 大熊・ほか 2 名, 機械力学講演会論文集, No.900-44, A (1990-7), 33.
- (12) 染谷, 自動車技術, 27-4 (1973), 389.