ピストン・コンロッド系の動力学とクランク軸のねじれ振動の 連成を考慮したエンジンの振動解析*

河 口 篤 志^{*1}, 川 本 敦 史^{*1}, 青 山 隆 之^{*2}

黒 石 真 且^{*1}, 稲 垣 瑞 穂^{*1}

Engine Vibration Analysis with Coupling Between Piston-Connecting-Rod Dynamics and Crankshaft Torsional Vibration

Atsushi KAWAGUCHI^{*3}, Atsushi KAWAMOTO, Takayuki AOYAMA,
Masakatsu KUROISHI and Mizuho INAGAKI

^{*3} Toyota Central R & D Labs., Inc.,

41-1 Yokomichi, Nagakute-cho, Aichi-gun, Aichi, 480-1192 Japan

This paper deals with computer-based simulation techniques on automobile engine vibrations. In the previous study, we developed an in-house software package called EVAS (Engine Vibration Analysis System) for predicting engine vibrations under running condition. EVAS is a flexible multibody dynamics solver that can comprehensively analyze the coupled phenomena by using its predefined body elements and several types of force elements which express mechanical joints such as journal bearings. In this paper, in order to calculate crankshaft torsional vibrations more accurately and efficiently, we propose a new force element of piston-connecting-rod sub-system considering the dynamic effects induced by the elastic deformation of the crankshaft. The new force element is applied to an in-line 4-cylinder engine model and its effectiveness is discussed compared with the experimental results. Then, using the element, we also investigate the vibration transmitting mechanism from the torsional and bending vibrations of the crankshaft to the elastic vibrations of cylinder-block through the bearing dynamics forces.

Key Words: Automobile Engine, Vibration, Flexible Multibody Dynamics, Crankshaft Torsional Vibration, Piston-Connecting-Rod System, Computer Aided Engineering

1. 緒 言

近年の自動車用エンジンには、低燃費化のため、より一層の部品の軽量化や軸受の細径化による低剛性化などが要求されており、それらと背反する振動騒音の低減設計技術が益々重要となっている。多くの部品で構成されるエンジンの振動騒音を、より効率的に対策するためには、部品間の相互作用を考慮して、実働時の動的挙動を正確に予測できる計算法が必要である。

従来のエンジン振動予測に関する研究は、高周波数域(1 kHz以上)の微小弾性振動を対象とするもの^{(1)~(5)}、もしくは低周波数域(数十 Hz以下)の機構運動を対象とするもの⁽⁶⁾⁽⁷⁾に分類される。しかし、実際のエンジン設計においては、機構運動と弾性振動が連成する中間の周波数域(数十~数百 Hz)を含め、全周波数域に対応できる振動予測技術が必要とされる。

筆者らはこれまでに、機構運動と弾性振動の連成問題をより効率的に計算する解析手法を提案し⁽⁸⁾、すべり軸受などの各種機械ジョイントの動特性も考慮し

て、エンジンの運動・振動現象を広周波数域で解析できるCAEシステム(以下、EVAS: Engine Vibration Analysis System)を開発してきた^{(9)~(12)}。

前報⁽⁸⁾までの手法では、エンジン全体モデルの計算自由度を減らすために、ピストン・コンロッド系の機構を一般化自由度(物体要素)では表現せず、予めその運動を仮定してその系に発生する力を計算する力要素を導入している。しかしながら、クランク軸のねじれ振動が大きくなるような場合には、クランク軸とピストン・コンロッド系の動的な相互作用が発生し、運動を仮定している従来の力要素では、クランク軸のねじれ振動が正確に予測できないことがある。

そこで本報では、クランク軸のねじれ振動の計算精度改善を目的として、ピストン・コンロッド系とクランク軸との動的な相互作用を考慮できる新たな力要素を定式化し、直列4気筒エンジンを対象にその有効性を検証する。また、開発した力要素を用いて、クランク軸のねじれ・曲げ振動からシリンダブロック振動への振動伝達メカニズムを解明する。

2. EVAS 計算手法の概要

図1に示す直列4気筒エンジンを例にEVASの計算手法を概説する。EVASのモデルは図2に示すよ

* 原稿受付 2009年10月1日。

^{*1} 正員, (株)豊田中央研究所(〒480-1192 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41-1)。

^{*2} (株)豊田中央研究所。

E-mail: kawaguchi@mosk.tytlabs.co.jp

うに構成され、構成部品の運動・振動を表現する物体要素と、部品間の伝達力を表現する力要素で構成される。図2のモデルでは、クランク軸とシリンダブロック系(ミッションケースやオイルパンなどのケース系を含む)を物体要素で表す。また、力要素は、その機能に応じて、ピストン・コンロッド要素、すべり軸受要素(ジャーナル軸受)、スラスト軸受要素、マウント要素、ベルト要素、モータ要素(動力計を表す)に分類される。図2中の#は気筒番号、*は軸受番号を表す。

2・1 物体要素の運動方程式 物体要素の振動特性は、有限要素モデルの固有モード解析によって得られたモードパラメータ(固有振動数、固有モード)で表す。EVASでは、常に物体要素の近傍に位置する局所観測座標系を導入し、その座標系上で物体要素の剛体運動と弾性振動を固有モードの重ね合わせで表す。

運動方程式は、次式のようにモード座標 q_k を一般化座標とする常微分方程式で表される^{(8)~(10)}。

$$m_k \ddot{q}_k + c_k \dot{q}_k + \sum_{i=1}^N M_i \phi_{ik}^T A^T \ddot{\mathbf{r}} + \sum_{i=1}^N M_i \phi_{ik}^T A^T (\ddot{\omega} + \dot{\omega} \dot{\omega}) A (s^i + \Phi_i q)$$

$$+ 2 \sum_{i=1}^N M_i \phi_{ik}^T A^T \dot{\omega} A \Phi_i \dot{q}_k + \lambda_k q_k = \sum_{i=1}^N \phi_{ik}^T A^T F_i \dots \dots \dots (1)$$

ここで、 $\Phi_i = [\phi_{i1}, \phi_{i2}, \dots, \phi_{iN}]$, $q = [q_1, q_2, \dots, q_N]$ であり、 m_k, c_k, λ_k, q_k はそれぞれ、 k 次のモード質量、減衰係数、剛性(固有値)、変位を表す。また、 ϕ_{ik} は i 節点の k 次のモードベクトル、 A は方向余弦マトリクス、 $\ddot{\mathbf{r}}$ は全体座標系から見た局所観測座標系の加速度ベクトル、 $\dot{\omega}$ は局所観測座標系の角速度ベクトル、 $\ddot{\omega}$ は $\dot{\omega}$ のひずみ対称マトリクス、 M_i は i 節点の質量、 F_i は i 節点に働く力要素の力を表す。

左辺の第3~5項はそれぞれ、局所観測座標系の運動による慣性力、コリオリ力、遠心力を表す。なお、運動方程式の導出と局所観測座標系の設定・更新方法は既報⁽⁸⁾を参照されたい。

2・2 力要素の定式化 力要素は、その機能に応じて、結合する物体要素の状態量(変位・速度など)から、物体要素に作用する力を計算する。ここでは、本報の主題であるピストン・コンロッド系の力要素について、予めピストン・コンロッド系の運動を仮定した前報⁽⁹⁾の定式化を再掲する。

図3に示すピストン・コンロッド系の力要素は、クランク軸の回転角 θ の関数として、燃焼ガスの爆発力 F_c 、ピストンの側圧力 F_s 、ピストン摩擦力 F_f 、クランクピン荷重 F_{2x}, F_{2y} を計算する。

燃焼ガスの爆発力 F_c は、気筒内の直径 D と気筒内圧力 p_c から、次式で求められる。

$$F_c = p_c \frac{\pi D^2}{4} \dots \dots \dots (2)$$

スライダ・クランク機構の一般的な機構学の式から、ピストン変位 s をクランク軸の回転角 θ の関数と

Fig. 1 In-line 4-cylinder engine

Fig. 2 Schematic of engine vibration analysis system

Fig. 3 Force element of piston-connecting-rod sub-system in previous version

して、次式で得られる。

$$s = R \left[1 - \cos \theta + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\theta) \right] \quad \cdots \cdots (3)$$

ここで、 λ は連かん比($=R/L$)、 R はクランク軸の回転半径、 L はコンロッド長さである。

式(3)を微分すると、ピストン速度、加速度が以下のように得られる。

$$\dot{s} = R\dot{\theta} \left(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \quad \cdots \cdots (4 \cdot a)$$

$$\ddot{s} = R\dot{\theta}^2 (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \quad \cdots \cdots (4 \cdot b)$$

次に、ピストン質量を m_p 、コンロッド小端部の等価質量を m_1 とし、上記のピストン加速度 $\ddot{s}$ と燃焼ガスの爆発力 F_c を用いて、ピストン側圧力 F_s を

$$F_s = -[F_c - (m_p + m_1)\ddot{s}] \tan \phi \quad \cdots \cdots (5)$$

と仮定する。またピストン側圧力 F_s を抗力とするピストン摩擦力 F_f を、摩擦係数 μ として

$$F_f = -\mu |F_s| \text{sgn}(\dot{x}_1) \quad \cdots \cdots (6)$$

と計算する。クランクピン荷重 F_{2x} 、 F_{2y} は、コンロッド大端部の等価質量 m_2 を用いて、

$$F_{2x} = F_c + F_f + (m_p + m_1)\ddot{s} + m_2 R \dot{\theta}^2 \cos \theta \quad \cdots \cdots (7 \cdot a)$$

$$F_{2y} = [F_c - F_f - (m_p + m_1)\ddot{s}] \tan \phi + m_2 R \dot{\theta}^2 \sin \theta \quad \cdots \cdots (7 \cdot b)$$

と計算する。

2.3 ピストン・コンロッド要素の課題 式(3)

のように、前報の定式化では、ピストン・コンロッド系の運動をクランク軸の回転角 θ の関数として表している。このとき、クランク軸の回転半径 R は一定とし、全気筒に共通の値を用いるが、実際には、クランク軸の弾性変形により、回転半径 R は気筒毎に変化する。また、クランク軸の回転角 θ は、クランク軸の剛体運動のみを考慮して算出し、全気筒に共通の値を用いる。しかし、実際には、クランク軸のねじれ変形により各気筒のクランクピンの位置が変位するため、クランクピンの位相角を表す各気筒の回転角 θ には、ねじれ変形分の $\Delta\theta$ が加算されることになる。

このように、前報の力要素では、クランク軸の弾性変形による各気筒の回転半径 R や回転角 θ の変動が考慮されていないため、クランク軸の弾性変形が小さい場合には問題ないが、共振などでクランク軸のねじれ振動が大きくなる場合には、ピストン・コンロッド系とクランク軸の間の相互作用が正しく計算できないことがある。

そこで本報では、クランク軸の弾性変形による気筒ごとの回転半径 R と回転角 θ の変化を考慮できるピストン・コンロッド系の新たな力要素を定式化する。

次章にその手法を示す。

3. ピストン・コンロッド系の新力要素

図4に新力要素のモデルを示す。新力要素では、コンロッドの質量 m_c を重心に集中し、慣性モーメント J_c を考慮する。

3.1 運動の定式化 要素座標系 (x, y, z) はシリンダボアの上端に固定する。要素座標系の z 軸は紙面に垂直で、紙面表面から奥に向かう向きを正方向とする。

図4に示すように、全体座標系 (X, Y, Z) からみた要素座標系の位置ベクトルを $\mathbf{c}$ 、ピストンピン位置ベクトルを $\mathbf{r}_1$ 、クランクピン位置ベクトルを $\mathbf{r}_2$ 、コンロッド重心位置ベクトルを $\mathbf{r}_3$ とする。また、要素座標系上でのピストンピン位置を (x_1, y_1) 、クランクピン位置を (x_2, y_2) 、コンロッド重心位置を (x_3, y_3) とする。また、 $\hat{\mathbf{x}}$ 、 $\hat{\mathbf{y}}$ は全体座標系からみた要素座標系の単位ベクトルである。

ピストンの中心点は常に要素座標系の $\hat{\mathbf{x}}$ 軸(ボア中心軸)に固定されているとして、

$$y_1 = 0 \quad \cdots \cdots (8)$$

とする。また、コンロッド長さ L は一定とすると、

$$(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2 - L^2 = 0 \quad \cdots \cdots (9)$$

となる。式(8)、式(9)より、要素座標系上でのピストンの変位・速度・加速度は

$$x_1 = \sqrt{L^2 - y_2^2} + x_2 \quad \cdots \cdots (10 \cdot a)$$

$$\dot{x}_1 = -(L^2 - y_2^2)^{-1/2} y_2 \dot{y}_2 + \dot{x}_2 \quad \cdots \cdots (10 \cdot b)$$

$$\ddot{x}_1 = -(L^2 - y_2^2)^{-3/2} y_2 \dot{y}_2^2 - (L^2 - y_2^2)^{-1/2} \ddot{y}_2^2 - (L^2 - y_2^2)^{-1/2} y_2 \ddot{y}_2 + \ddot{x}_2 \quad \cdots \cdots (10 \cdot c)$$

となる。

Fig. 4 Force element of piston-connecting-rod sub-system in improved version

一方、全体座標系上でのピストン位置・速度・加速度ベクトルは、

$$\mathbf{r}_1 = \mathbf{c} + x_1 \hat{\mathbf{x}} \quad \cdots \cdots \cdots (11 \cdot a)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_1 = \dot{\mathbf{c}} + \dot{x}_1 \hat{\mathbf{x}} + x_1 \dot{\hat{\mathbf{x}}} \quad \cdots \cdots \cdots (11 \cdot b)$$

$$\ddot{\mathbf{r}}_1 = \ddot{\mathbf{c}} + \ddot{x}_1 \hat{\mathbf{x}} + 2\dot{x}_1 \dot{\hat{\mathbf{x}}} + x_1 \ddot{\hat{\mathbf{x}}} \quad \cdots \cdots \cdots (11 \cdot c)$$

と表される。

同様に全体座標系上でのクランクピンの位置・速度・加速度ベクトルは、

$$\mathbf{r}_2 = \mathbf{c} + x_2 \hat{\mathbf{x}} + y_2 \hat{\mathbf{y}} \quad \cdots \cdots \cdots (12 \cdot a)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_2 = \dot{\mathbf{c}} + \dot{x}_2 \hat{\mathbf{x}} + x_2 \dot{\hat{\mathbf{x}}} + \dot{y}_2 \hat{\mathbf{y}} + y_2 \dot{\hat{\mathbf{y}}} \quad \cdots \cdots \cdots (12 \cdot b)$$

$$\ddot{\mathbf{r}}_2 = \ddot{\mathbf{c}} + \ddot{x}_2 \hat{\mathbf{x}} + 2\dot{x}_2 \dot{\hat{\mathbf{x}}} + x_2 \ddot{\hat{\mathbf{x}}} + \ddot{y}_2 \hat{\mathbf{y}} + 2\dot{y}_2 \dot{\hat{\mathbf{y}}} + y_2 \ddot{\hat{\mathbf{y}}} \quad \cdots \cdots \cdots (12 \cdot c)$$

と表される。

ここで、式(12)の左から $\hat{\mathbf{x}}^T$ および $\hat{\mathbf{y}}^T$ をかけて整理すると、要素座標系上でのクランクピン位置・速度・加速度は次式で表される。

$$x_2 = \hat{\mathbf{x}}^T (\mathbf{r}_2 - \mathbf{c}) \quad \cdots \cdots \cdots (13 \cdot a)$$

$$y_2 = \hat{\mathbf{y}}^T (\mathbf{r}_2 - \mathbf{c}) \quad \cdots \cdots \cdots (13 \cdot b)$$

$$\dot{x}_2 = \hat{\mathbf{x}}^T (\dot{\mathbf{r}}_2 - \dot{\mathbf{c}} - x_2 \dot{\hat{\mathbf{x}}} - y_2 \dot{\hat{\mathbf{y}}}) \quad \cdots \cdots \cdots (13 \cdot c)$$

$$\dot{y}_2 = \hat{\mathbf{y}}^T (\dot{\mathbf{r}}_2 - \dot{\mathbf{c}} - x_2 \dot{\hat{\mathbf{x}}} - y_2 \dot{\hat{\mathbf{y}}}) \quad \cdots \cdots \cdots (13 \cdot d)$$

$$\ddot{x}_2 = \hat{\mathbf{x}}^T (\ddot{\mathbf{r}}_2 - \ddot{\mathbf{c}} - 2\dot{x}_2 \dot{\hat{\mathbf{x}}} - x_2 \ddot{\hat{\mathbf{x}}} - 2\dot{y}_2 \dot{\hat{\mathbf{y}}} - y_2 \ddot{\hat{\mathbf{y}}}) \quad \cdots \cdots \cdots (13 \cdot e)$$

$$\ddot{y}_2 = \hat{\mathbf{y}}^T (\ddot{\mathbf{r}}_2 - \ddot{\mathbf{c}} - 2\dot{x}_2 \dot{\hat{\mathbf{x}}} - x_2 \ddot{\hat{\mathbf{x}}} - 2\dot{y}_2 \dot{\hat{\mathbf{y}}} - y_2 \ddot{\hat{\mathbf{y}}}) \quad \cdots \cdots \cdots (13 \cdot f)$$

また、コンロッド大端部からコンロッド重心位置までの長さを L_c とすると、要素座標系上でのコンロッド重心位置・速度・加速度はそれぞれ、

$$x_3 = \frac{L_c}{L} x_1 + \frac{L-L_c}{L} x_2, \quad y_3 = \frac{L-L_c}{L} y_2 \quad \cdots \cdots \cdots (14 \cdot a)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{L_c}{L} \dot{x}_1 + \frac{L-L_c}{L} \dot{x}_2, \quad \dot{y}_3 = \frac{L-L_c}{L} \dot{y}_2 \quad \cdots \cdots \cdots (14 \cdot b)$$

$$\ddot{x}_3 = \frac{L_c}{L} \ddot{x}_1 + \frac{L-L_c}{L} \ddot{x}_2, \quad \ddot{y}_3 = \frac{L-L_c}{L} \ddot{y}_2 \quad \cdots \cdots \cdots (14 \cdot c)$$

となる。一方、全体座標系上でのコンロッド重心位置・速度・加速度ベクトルは、

$$\mathbf{r}_3 = \mathbf{c} + x_3 \hat{\mathbf{x}} + y_3 \hat{\mathbf{y}} \quad \cdots \cdots \cdots (15 \cdot a)$$

$$\dot{\mathbf{r}}_3 = \dot{\mathbf{c}} + \dot{x}_3 \hat{\mathbf{x}} + x_3 \dot{\hat{\mathbf{x}}} + \dot{y}_3 \hat{\mathbf{y}} + y_3 \dot{\hat{\mathbf{y}}} \quad \cdots \cdots \cdots (15 \cdot b)$$

$$\ddot{\mathbf{r}}_3 = \ddot{\mathbf{c}} + \ddot{x}_3 \hat{\mathbf{x}} + 2\dot{x}_3 \dot{\hat{\mathbf{x}}} + x_3 \ddot{\hat{\mathbf{x}}} + \ddot{y}_3 \hat{\mathbf{y}} + 2\dot{y}_3 \dot{\hat{\mathbf{y}}} + y_3 \ddot{\hat{\mathbf{y}}} \quad \cdots \cdots \cdots (15 \cdot c)$$

で得られる。また、要素座標系上でのコンロッド揺動角 ϕ_i は、

$$\phi_i = \tan^{-1} \left(\frac{y_2}{x_1 - x_2} \right) \quad \cdots \cdots \cdots (16)$$

で得られる。一方、全体座標系上でのコンロッド揺動

角 ϕ は、全体座標系に対する要素座標系のなす角(図4の z 軸回りのボア傾斜角)を γ とすると、

$$\phi = \phi_i + \gamma \quad \cdots \cdots \cdots (17)$$

で得られる。また、全体座標系に対する要素座標系の角加速度(図4の z 軸回り)を α とすると、全体座標系におけるコンロッド揺動角の加速度は、

$$\ddot{\phi} = \ddot{\phi}_i + \alpha \quad \cdots \cdots \cdots (18)$$

となる。

3・2 作用力の計算式 図4より、ピストンとコンロッドの並進運動に関する運動方程式は、

$$m_p \ddot{\mathbf{r}}_1 = (F_f + F_c + F_{1x}) \hat{\mathbf{x}} + (F_s + F_{1y}) \hat{\mathbf{y}} \quad \cdots \cdots \cdots (19 \cdot a)$$

$$m_c \ddot{\mathbf{r}}_3 = -(F_{1x} + F_{2x}) \hat{\mathbf{x}} - (F_{1y} + F_{2y}) \hat{\mathbf{y}} \quad \cdots \cdots \cdots (19 \cdot b)$$

となる。

コンロッドの重心回りの回転に関する運動方程式は、コンロッド揺動角 ϕ の反時計回りを主として、

$$J_c \ddot{\phi} = -F_{1x}(L-L_c) \sin \phi + F_{2x} L_c \sin \phi - F_{1y}(L-L_c) \cos \phi + F_{2y} L_c \cos \phi \quad \cdots \cdots (20)$$

となる。式(19)の両式を加え、左から $\hat{\mathbf{x}}^T$ 、 $\hat{\mathbf{y}}^T$ を掛けると、クランクピン荷重 F_{2x} 、 F_{2y} は

$$F_{2x} = -m_p \hat{\mathbf{x}}^T \ddot{\mathbf{r}}_1 - m_c \hat{\mathbf{x}}^T \ddot{\mathbf{r}}_3 + F_f + F_c \quad \cdots \cdots (21 \cdot a)$$

$$F_{2y} = -m_p \hat{\mathbf{y}}^T \ddot{\mathbf{r}}_1 - m_c \hat{\mathbf{y}}^T \ddot{\mathbf{r}}_3 + F_s \quad \cdots \cdots (21 \cdot b)$$

となる。また、式(21)を式(19)に代入し、左から $\hat{\mathbf{x}}^T$ 、 $\hat{\mathbf{y}}^T$ を掛けると、ピストンピン荷重 F_{1x} 、 F_{1y} は、

$$F_{1x} = m_p \hat{\mathbf{x}}^T \ddot{\mathbf{r}}_1 - F_f - F_c \quad \cdots \cdots \cdots (22 \cdot a)$$

$$F_{1y} = m_p \hat{\mathbf{y}}^T \ddot{\mathbf{r}}_1 - F_s \quad \cdots \cdots \cdots (22 \cdot b)$$

となる。ここで、ピストン摩擦力 F_f はピストン側圧力 F_s を抗力として、

$$F_f = -\mu |F_s| \operatorname{sgn}(\dot{x}_1) \quad \cdots \cdots \cdots (23)$$

で計算する。式(21)～(23)を式(20)に代入して、ピストン側圧力 F_s について整理すると、

$$F_s = \frac{1}{L[\cos \phi - \mu \sin \phi \operatorname{sgn}(\dot{x}_1)]} (m_p \hat{\mathbf{x}}^T \ddot{\mathbf{r}}_1 L \sin \phi + m_p \hat{\mathbf{y}}^T \ddot{\mathbf{r}}_1 L \cos \phi + m_c \hat{\mathbf{x}}^T \ddot{\mathbf{r}}_3 L_c \sin \phi + m_c \hat{\mathbf{y}}^T \ddot{\mathbf{r}}_3 L_c \cos \phi - F_c L \sin \phi + J_c \ddot{\phi}) \quad \cdots \cdots (24)$$

が得られる。燃焼ガスの爆発力 F_c は式(2)を用いる。

以上より、全体座標からみた要素座標系の位置・速度・加速度ベクトル($\mathbf{c}$, $\dot{\mathbf{c}}$, $\ddot{\mathbf{c}}$)と要素座標系の姿勢($\hat{\mathbf{x}}$, $\hat{\mathbf{y}}$)が計算されると、全体座標系上でのクランクピン位置・速度・加速度ベクトル($\mathbf{r}_2$, $\dot{\mathbf{r}}_2$, $\ddot{\mathbf{r}}_2$)を入力として、各作用力が求まる。

4. 新力要素の有効性検証

4・1 計算モデル 直列4気筒エンジンを対象に、クランク軸のねじれ振動を計算し、新力要素の有効性

を検証する。

図5にEVASモデルの概要、表1に対象エンジンの諸元を示す。図5に示すように、クランク軸には円環状のゴムとプーリで構成される振動低減用のダイナミックダンパが取り付けられている。

物体要素のクランク軸(クランクプーリやフライホイールを含む)は8224要素で2.5 kHzまでの固有モードを採用し、シリンダブロック系(ミッションケースやオイルパンなどのケース系を含む)は約79502要素で、1.0 kHzまでの固有モードを採用する。また、シリンダブロック系は4つのマウント要素で支持し、クランク軸はモータ要素でトルクを吸収する。

計算におけるエンジンの回転数条件は2000~6000 rpmとし、気筒内圧力 p_c は各回転数の全負荷運転条件で実測した燃焼圧データを用いる。図6に1番気筒

における代表的な燃焼圧データの時刻歴を示す。気筒爆発は、1番、3番、4番、2番気筒の順で繰り返される。

なお、新力要素との比較のため、ピストンとコンロッドを物体要素でモデル化した場合の計算も行なう(以下、フルモデルとよぶ)。この場合はピストンとボア(シリンダブロック)の間、ピストンとコンロッドの間、コンロッドとクランクピンの間は、ばね・ダンパ要素で結合する。

4・2 計算結果 このエンジンで比較的大きな共振が発生する回転6次成分のクランク軸ねじれ振動に着目する。クランク軸先端のねじれ振動変位の計算結果と実験結果を図7に示す。実験では、低速側(3000 rpm付近)と高速側(5500 rpm付近)に2つの共振ピークが存在する。前報の力要素を用いた計算では、低

Table 1 Specifications of engine

Parameter	Value	Unit
Displacement	1.497×10^{-3}	m ³
Compression ratio	8.0	—
Bore : D	0.075	m
Stroke : $2R$	0.084	m
Piston mass : m_p	0.327	kg
Connecting-rod mass : m_c	0.362	kg
Connecting-rod inertia : J_c	1.038×10^3	kg·m ²
Connecting-rod length : L	0.141	m
Bearing radius : r	23.0×10^{-3}	m
Bearing width : B	22.0×10^{-3}	m
Bearing clearance : h	25.0×10^{-6}	m
Oil viscosity : η	7.87×10^{-3}	Pa·s

Fig. 5 Simulation model in EVAS

Fig. 6 Combustion pressure in 1st cylinder

Fig. 7 Torsional vibration of crank pulley (6th rotating order)

速側の共振点が500 rpmほど高くなり(高速側の共振点は6000 rpmより高速側にずれる), 振幅の誤差も大きい。

これに対して, 本報で提案する新力要素を用いると, 2つの共振点とその振幅ともに, ほぼ実験と対応する結果が得られ, 旧力要素に対して大幅に計算精度が改善できていることが分かる。なお, ピストン・コンロッド系とクランク軸の連成を考慮した新力要素では, 旧力要素と比較して共振周波数も共振レベルも下がっていることから, ピストン・コンロッド系は, クランク軸のねじれ振動の等価慣性を増す作用をしていると考えられる。

また, 図7に示すように, 新力要素の計算結果は, フルモデルのそれともほぼ対応する。フルモデルでは, ピストンとコンロッドを物体要素でモデル化して, それらはクランク軸やシリンダブロックとばね結合しているため, ピストン・コンロッド系とクランク軸の動的な相互作用が正確に表現でき, ピストン・コンロッド系に発生する力を正確に計算できていると考えられる。

なお, 計算時間の点では, フルモデルは各回転数で数時間を要するのに対し, 新力要素を用いると, 物体要素数が少なく, 全体の計算自由度が大幅に減るため, 計算時間は数分(フルモデルの100分の1以下)に短縮される。また, 新力要素の計算時間は旧力要素と同程度である。したがって, 高精度と計算時間短縮を両立するという点では, 新力要素を用いる手法が最も実用的である。

5. クランク軸とシリンダブロックの連成振動解析

新力要素を用いた現象解明の一例として, 表2に示すクランク軸の剛性を3種類変化させた場合について, クランク軸の振動がシリンダブロックの共振現象に及ぼす影響を調べ, 回転系のクランク軸と静止系のシリンダブロックとの連成振動メカニズムを考察する。

ここでは, シリンダブロックの中で比較的大きな共

振現象が発生するスカート部の回転7次成分の振動に着目する。図8にその計算結果と対応する実験結果を示す。エンジン回転数3000, 4000, 5000 rpm付近に3つの共振が発生し, クランク軸の剛性が高いほど, 各共振点が上昇し, 共振レベルが下がる。

これらの共振現象の発生メカニズムを考察するため, シリンダブロックの主要な振動起振力である主軸受の伝達荷重に着目する。図9に4番軸受のエンジン水平方向の伝達荷重(回転7次成分)を示す。図8にほぼ対応するエンジン回転数で, 軸受の伝達荷重にも大きなピークが見られる。このことから, シリンダブロックの共振現象には, 4番軸受の伝達荷重の増大が関与していると考えられる。

次に, この4番軸受の伝達荷重の増大に関与するクランク軸のねじれ振動を調べる。図10にクランク軸

(a) Calculation result

(b) Experimental data

Fig. 8 Vibration of cylinder-block (7th rotating order)

Table 2 Parameters of crankshaft

Case	Material	Crankpin diameter [m]	Bending rigidity ratio
1	steel	40.0×10^{-3}	1.0
2	cast iron	40.0×10^{-3}	0.85
3	cast iron	38.0×10^{-3}	0.77

Fig. 9 Bearing load at 4th journal bearing (7th rotating order)

(a) Calculation result

(b) Experimental data

Fig. 10 Torsional vibration of crank pulley (6th rotating order)

のねじれ振動について回転6次成分の計算結果と、それに対応する実験結果を示す。これらのクランク軸のねじれ振動の共振特性が、図9の軸受荷重のそれと対応することから、3000 rpm 付近と5000 rpm 付近の軸受荷重の増大は、クランク軸のねじれ振動の共振に起因していると考えられる。

ここで、5000 rpm 付近の共振に関して、クランク軸の振動モードを調べる。図11に、クランク軸とともに回転する座標系から見た回転6次成分のモード変形図を示す。図11上に示すように、この周波数では、クランク軸全体が大きくねじれ変形を起こし、図11下に示すように、4番軸受部の変位が最大となるクランク軸の曲げ変形を伴うことが分かる。このような回転座標系上の回転6次のクランク軸の曲げ振動は、静止座標系のシリンダブロックへ伝達される際には、回転次数 ± 1 次分の周波数変換によって、回転5次と回転7次成分の振動として伝わる。したがって、図9の軸受荷重の5000 rpm 付近の共振ピークは、クランク軸の回転6次のねじれ・曲げ連成振動によって、静止座標系の軸受内に回転7次の軸振動が発生し、それに伴って、軸受油膜の伝達荷重が増大したことに起因すると考えられる。

同様に、図9の軸受荷重の4000 rpm 付近の共振ピークは、図12に示すクランク軸の回転8次のねじ

(a) Deformation mode of crankshaft

(b) Displacement of each journal bearing

Fig. 11 Deformation mode of crankshaft (Case 3, 5100 rpm, 6th rotating order)

Fig. 12 Torsional vibration of crank pulley (8th rotating order)

Fig. 13 Elastic vibration mode of cylinder block (Case 3, 5100 rpm, 7th rotating order)

れ・曲げ連成振動に起因すると考えられる。そして最終的には、この回転7次成分の軸受荷重が、図13に示すシリンダブロックの曲げ変形モードを励起し、シリンダブロックの共振現象として観測される。

以上のことから、この場合のクランク軸からシリンダブロックへの振動伝達メカニズムは、図14のようにまとめられる。トルク変動によるクランク軸のねじれ・曲げ連成振動が主軸受部の荷重変動を励起し、シリンダブロックの振動の増大を引き起こす。そしてシリンダブロック振動が車室内騒音につながると考えられる。また、クランク軸剛性を変化させた場合の結果から、クランク軸の高剛性化が、そのねじれ・曲げ連成振動を低減し、最終的にシリンダブロックの共振周波数を高め、振動レベルの低減にも有効であることがわかった。

Fig. 14 Vibration transmission from piston-connecting-rod to cylinder block

6. 結 言

クランク軸のねじれ振動を高速・高精度に計算するために、クランク軸とピストン・コンロッド系の動的な相互作用を考慮できるピストン・コンロッド系の力要素を提案し、その有効性を実験結果で検証した。また、その力要素を用いて、クランク軸のねじれ・曲げ連成振動からシリンダブロックへの振動伝達メカニズムを解明し、以下の知見を得た。

(1) ピストンとコンロッドの運動方程式と幾何学的拘束条件から、クランクピン位置・速度・加速度を入力としてピストン・コンロッド系のジョイント部に発生する作用力を計算する新力要素を定式化した。これにより、クランク軸の弾性変形に起因する回転半径とクランク軸の変動を考慮した各気筒の作用力の計算が可能になり、クランク軸とピストン・コンロッド系の動的な連成効果を含めて、エンジン全体系の振動計算ができる。

(2) 新力要素では、クランク軸のねじれ振動を考慮したピストン・コンロッド系の動的相互作用が考慮可能であり、旧力要素では表現できなかったクランク軸ねじれ振動の共振周波数や共振レベルを実験値と同程度まで低下させる。また、新力要素を用いるとフルモデルと同精度でこの効果を正しく表現でき、フルモデルより高速に計算することができる。

(3) クランク軸のねじれ共振は曲げ振動を伴うことにより、主軸受荷重を増大し、シリンダブロックの共振現象を引き起こす。この場合、回転系から静止系への回転次数比変換により、例えば、クランク軸の回転6次振動は、シリンダブロックの回転7次振動とし

て観測される。なお、このメカニズムで発生するシリ
ンダブロックの共振は、クランク軸の高剛性化により
低減することができる。

謝 辞

本研究の実施にあたり、トヨタ自動車(株)エンジン
プロジェクト推進部第2機能設計室の方々にご協力と
ご助言を頂いたことを記し、深く感謝する。

文 献

- (1) Morita, T. and Okamura, H., Three-Dimensional Vibration Analysis of Crankshaft System under Firing Conditions, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 60, No. 574 (1994), pp. 1909-1916.
- (2) Naganuma, T., Okamura, H. and Sogabe, K., Influence of the Cylinder Block Dynamic Stiffness and the Crankshaft Damper Characteristics on the Three-Dimensional Vibrations of the Crankshaft-Systems, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 64, No. 622 (1998), pp. 1904-1911.
- (3) Kobayashi, Y., Katsu, M., Kondo, M., Fujimoto, H. and Aoyama, S., Time-marching Analysis of Crankshaft and Cylinder Block Behavior Coupled through Main Bearing Lubrication, *The 11th Internal Combustion Engine Symposium*, (1993-7), pp. 369-374.
- (4) Harui, N. and Nakada, T., Nonlinear Vibration Analysis for a Rotating Crankshaft, *IMechE*, (1994), pp. 199-209.
- (5) Aoyama, T., Inagaki, M., Kawamoto, A., Mori, N., Ikeura, O. and Yamamoto, K., Analysis of main bearing force and cylinder block vibration related to engine air borne noise, *Review of the Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol. 21, No. 33 (2000), pp. 404-406.
- (6) Tsukahara, H., Takeuchi, Y. and Sato, M., Development of prediction method for powerunit vibration induced by crankshaft vibration, *Proceedings of the Society of Automotive Engineers of Japan*, 971 (1997-5), pp. 93-96.
- (7) Sakai, T. and Iwahara, M., The Optimum Design of Engine Mounting for Heavy Duty Vehicle, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 65, No. 631 (1999), pp. 887-894.
- (8) Kawamoto, A., Inagaki, M., Aoyama, T., Mori, N. and Yasuda, K., Vibration of Moving Flexible Bodies, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 65, No. 632 (1999), pp. 1331-1338.
- (9) Kawamoto, A., Inagaki, M., Aoyama, T., Mori, N. and Yasuda, K., Vibration of Moving Flexible Bodies, *Proc. DETC '99*, (1999-9), DETC 99/VIB-8232.
- (10) Kawamoto, A., Inagaki, M., Aoyama, T. and Mori, N., Prediction of Structural and Kinematic Coupled Vibration on Internal Combustion Engine, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 67, No. 663 (2001), pp. 3428-3436.
- (11) Kawaguchi, A., Kawamoto, A. and Aoyama, T., Flexible Multibody Analysis of Internal Combustion Engines (Modeling of piston-con-rod sub-system considering kinematic feedback induced by torsional vibration of crankshaft), *Proc. ACMD 2006*, (2006-8), AT-1/722.
- (12) Kawamoto, A., Krenk, S., Suzuki, A. and Inagaki, M., Flexible body dynamics in a local frame with explicitly predicted motion, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, (2009), (on-line available).