大型車のエンジンマウントの最適設計 (第3報, エンジン起振力と回転偶力発生メカニズムの解明)

酒井 哲也^{*1}, 高野 靖夫^{*2}, 岩原 光男^{*3}

The Optimum Designing of Engine Mounting for Heavy Duty Vehicle (3rd Report, The Analysis of Mechanism concerning Engine Exciting Force and Rotational Couple of Forces)

Tetsuya SAKAI, Yasuo TAKANO and Mitsuo IWAHARA

The first paper described two important points concerning the reduction of engine vibration at idling rotation by a theoretical approach. The second one showed the optimization of engine mounting points and spring characteristics when the opposite phase vibration was added on the rail. This paper reports on the analysis of mechanisms concerning the engine exciting force and the rotational couple of forces. Because the new V 10 engine has the biggest power and displacement which is 441 kw and 30 liters respectively, its exciting force of 2.5th and 5th orders are very large. On the other hand, as the V-bank angular is 80 degrees, the additional 1st order yawing vibration is also occurred by the generation of the rotational couple of forces. So, the optimum design is needed to reduce these vibrations by the frequency response analysis when these forces are added to the engine crank shaft. Finally, the vibration level could be reduced much lower than the lower-powered engine by the optimum design of engine mounting by using the FEM and the adoption of the new mechanism for the cancellation of a rotational couple of forces.

Key Words: Forced Vibration, Fast Fourier Transfer, Modeling, Diesel Engine, Nonlinear Vibration

1. 緒 言

現在の大型車両には動力源としてディーゼルエンジンが広く搭載されている。アイドリング状態において、ディーゼルエンジンが車体を励振する起振力を求める方法は、振動の実測値から求める方法⁽¹⁾、筒内圧から回転変動を考慮して計算する方法⁽²⁾、機構解析により求める方法⁽³⁾が報告されている。これらに対し相馬によって開発された方法⁽⁴⁾は、実測した回転変動データからエンジン内部の質量部分の運動を計算し、その反力としてエンジンプロックを加振する力を求める方法である。本手法は実験データ採取が容易なことと、理論的に明快なことからディーゼルエンジンの起

振力を求めるために使用されている。起振力の結果はクランク軸回りのトルクと重心に作用する力に表現され有限要素モデルへの入力も容易である⁽⁵⁾。

今回相馬らの方法を新開発の大型トラック用のV型10気筒エンジンに初めて適用して起振力を求める手法を開発した。さらに本起振力を入力としてキャブ側の応答を有限要素法で求めるシミュレーション技術も新たに確立した。これらの技術を活用して、10Hz以下のヨーイング振動の原因が回転一次のアンバランスに起因することを究明するとともに、対策案もシミュレーション技術を用いて絞り込み、的確な設計反映が可能となった。その結果、国内最大の排気量と出力を擁するエンジンを搭載しているにもかかわらず、低振動の大型トラックの開発につながった。

* 原稿受付 1998年6月19日。

*¹ 正員, いすゞ自動車(株) (☎ 210-8524 川崎市川崎区殿町3-25-1)。

*² いすゞ自動車(株)。

*³ 正員, いすゞ中央研究所 (☎ 252-8501 藤沢市土棚8)。

E-mail: tetsuya-sakai@isuzu.co.jp

2. 起振力の測定方法

2.1 測定原理 アイドリング状態におけるエンジン振動は、ピストンとシリンダヘッドに囲まれた燃焼室における圧力上昇が原因である。この圧力上昇により様々な力が発生する。これらの力を全て考慮してその合計としてエンジンブロックを加振する力を求めることは実際上困難である。これらの力を更に考察して、エンジンブロックを加振している力だけを抽出する必要がある。

仮に、フライホイールとエンジンブロックが何らかの手段で固定されて、ピストン・クランク軸が運動しない状況を考える。この状況下では、燃焼により燃焼室に圧力上昇が発生しても、ピストン・クランク軸が運動しなければ、他の力は作用するがエンジンブロックは振動しないはずである。従って、エンジンブロックが振動する直接の原因は燃焼ではなく、燃焼によってピストン・クランク軸が運動することによる反作用であり、ニュートンの第3法則として知られている。

よって、エンジンブロックを加振する力を求めるためには、ピストン・クランク軸の運動を知り、作用力を求めその反作用を算出すれば良い。ピストン・クランク軸の運動を知るための簡明な方法は、フライホイールの運動を観測することである。フライホイールの位置が決定されると、ピストンの位置が機構上決定されるため、前者の運動を観察すれば後者の運動を算出できる。

2.2 フライホイール運動の測定方法 フライホイールの回転運動を測定するために、フライホイールに装着されているエンジン始動のためのリングギアを利用する。リングギアの歯面から約1 mmの距離に電磁ピックアップを固定し、その鋼鉄製の歯がピックアップ前面を横切る時に生じる電圧変化を測定する。

本手法は回転変動を測定する標準的な方法であるが、今回新たにフライホイールの回転運動・ピストンの往復運動を算出するためのデジタル処理技術に工夫を凝らした。

2.2.1 回転変動の算出 電磁ピックアップの前面をリングギアの歯が1枚横切ると、1周期の電圧変化を生じる。この周期は電圧をデジタルで採取し、平均値を算出して、電圧波形がその平均値を横切る時間を算出すれば良い。平均値を横切る時間は、その前後の時間と電圧値より線形補間して求める。

このようにして求めた回転変動を図1に示す。

Fig.1 Fluctuation of revolution

2.2.2 ピストン上死点位置の算出 第1気筒の噴射パイプからの信号、電子コントロールの信号、フロントプーリーまたはフライホイールからの信号をデジタルで採取し、第1気筒のピストン上死点位置を算出する。

2.2.3 FFTフィルタ 図1のように回転変動のデータは雑音を含んでいる。この原因はリングギアの歯形が各々異なることによる誤差等である。この雑音を消去し、時間微分・時間積分するために本論文ではFFTフィルタを使用する。FFTフィルタは、時間データをフーリエ変換により周波数領域に変換し、不必要な周波数領域を除去して逆FFTにより時間データに変換するものである。時間データを採取してフーリエ変換する場合、時間データの最前部と最後部が不一致なために生じる計算上の誤差を防止するために、通常は採取した時間データに窓関数を掛けて、最前部と最後部をほとんど零にする。しかしながら窓関数を使用すると時間データを変形させることになり、誤差が生じる。

今回は窓関数を使用しないために、以下のような工夫をする。即ちフライホイールの回転運動からピストンの上下運動を算出する目的で、1番ピストンの上死点を検出するための2回転に1回の信号を同時に採取する。この信号を利用して、回転変動の時間データをエンジン2回転分だけ取り出す。このデータは4サイクルエンジンであれば、最前部と最後部が一致するので窓関数は不要である。この部分を512点に再標本化してフーリエ変換する。フーリエ変換後の周波数成分は基本成分が回転周波数の0.5倍であり、他成分は回転周波数の0.5×(正整数)倍になる。

これは回転次数比分析を行っていることになる。周波数領域で回転8.5次以上の成分を削除して逆フーリエ変換すれば、雑音除去された時間軸データを得る。周波数領域で各成分に $j\omega$ を掛けてから逆フーリエ変換すれば、時間微分を行った波形を得ることが出来る。また $j\omega$ で除してから逆フーリエ変換すれば、時間積分を行った波形を得ることができる。

このようにして得られた角速度変動、角加速度変動、角変位変動を図2, 3, 4に示す。横軸はクランク角度である。エンジン各部の振動加速度データも同様の処理を行えば、窓関数を使用せずに回転次数成分を求めることができる。

Fig.2 Angular velocity fluctuation

Fig.3 Angular acceleration fluctuation

Fig.4 Angular fluctuation

・2・3 ピストン運動とその反力の算出 フライホイールの回転運動からピストンの往復運動を算出し、その反力を求めるための式を導出する。図5に座標系と記号を示す。

Fig. 5 Engine Crank Mechanism

往復運動部分質量 W_{rec} の座標 Z_{rec} は式(1)で示される。

$$Z_{rec} = l \cos \varphi + r \cos \theta \text{ -----(1)}$$

従来はエンジンの回転角速度 ω を一定と仮定して、 $V = dZ/dt = dZ/d\theta \cdot \omega$ とし、 Z をクランク角度 θ の級数展開して往復運動部分の速度と加速度を求めていた。しかし、ディーゼルエンジンのアイドル回転においては回転変動が大きく、回転角速度 ω は一定と仮定できない。したがって、往復運動部分質量 W_{rec} の速度 V は式(1)を時間 t で微分して式(2)で示される。

$$V = \frac{dZ_{rec}}{dt} = -l \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} - r \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \text{ -----(2)}$$

往復運動部分質量 W_{rec} の加速度 A は式(2)を時間 t で微分して式(3)で示される。

$$\begin{aligned} A &= \frac{dV}{dt} \\ &= -l \cos \varphi \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 - l \sin \varphi \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - r \cos \theta \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 - r \sin \theta \frac{d^2 \theta}{dt^2} \end{aligned} \text{ -----(3)}$$

測定は θ に関する量だけである。ここで、 φ と θ の間には、図5より式(4)の関係がある。

$$l \sin \varphi = r \sin \theta \text{ -----(4)}$$

式(4)の両辺を時間 t で微分し、 l/r を λ と表わして整理して式(5)及び式(6)を得る。

$$\frac{d\varphi}{dt} = \sqrt{\frac{\cos^2 \theta}{\lambda^2 - \sin^2 \theta}} \frac{d\theta}{dt} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2\varphi}{dt^2} = & \left(\frac{\sin\theta \cos^2 \theta}{(\lambda^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{3}{2}}} - \frac{\sin\theta}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \theta}} \right) \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \\ & + \frac{\cos\theta}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \theta}} \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (6) \end{aligned}$$

式(5),(6)を式(3)に代入し、整理して式(7)を得る。

$$\begin{aligned} A = & -r \left(\frac{\lambda^2 (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) + \sin^4 \theta}{(\lambda^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{3}{2}}} + \cos\theta \right) \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \\ & - r \left(\sin\theta + \frac{\sin\theta \cos\theta}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \theta}} \right) \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (7) \end{aligned}$$

したがって、往復運動部分質量 W_{rec} の反力 F_{rec} は式(8)で表わされる。

$$F_{rec} = -AW_{rec} \quad (8)$$

2.4 回転部分による反力 回転部分質量 W_{rot} が図5のように回転しているとする。この座標 Z_{rot}, Y_{rot} は式(9)及び式(10)の関係が成立する。

$$Z_{rot} = r \cos\theta \quad (9)$$

$$Y_{rot} = -r \sin\theta \quad (10)$$

式(9),(10)を時間 t で2回微分して加速度を得る。反力の Z, Y 方向成分を F_{Zrot}, F_{Yrot} と表わせれば、それぞれ式(11),(12)で表わされる。

$$F_{Zrot} = W_{rot} r \left(\cos\theta \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \sin\theta \frac{d^2\theta}{dt^2} \right) \quad (11)$$

$$F_{Yrot} = W_{rot} r \left(-\sin\theta \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \cos\theta \frac{d^2\theta}{dt^2} \right) \quad (12)$$

ここで式(11),(12)の右辺第2項が回転変動を考慮する項である。本式でも、回転速度一定の仮定は採用していない。

2.5 クランク軸まわりのトルク算出 クランク軸、フライホイール等がクランク軸を回転中心として不等速回転運動を行っている。一方、前述の慣性力が10気筒分作用する関係から、クランク軸に対してヨーイングとピッチングのトルクが作用する。クランク軸に作用するトルク反力 T_x は式(13)で表わされる。

$$T_x = -J_x \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (13)$$

次にピッチングトルク T_y 及びヨーイングトルク T_z をそれぞれ式(14), (15)に示す。

$$T_y = \sum_{i=1}^n F_{yi} L_i \quad (14)$$

$$T_z = \sum_{i=1}^n F_{zi} L_i \quad (15)$$

ここに

J_x : クランク軸まわりの慣性モーメントの合計

F_y : 慣性力の左右成分

F_z : 慣性力の上下成分

L : クランク中心から各気筒までの距離

2.6 起振トルク算出の事例 個別の慣性力の計算データは紙面の関係で省略するが、アイドリング振動に対して重要な入力となる上記3種類のトルクの算出結果を記述する。図6に450rpmにおけるローリング方向の起振トルク T_x を示す。グラフより回転の2.5次成分であることがわかる。図7にピッチング成分の起振トルク T_y 、図8にヨーイング成分の起振トルク T_z を示す。図7, 図8とも、通常の90°バンク角のV型エンジンではほとんど生じない回転一次成分が、今回の新型エンジンでは発生している。

Fig.6 Rolling torque

また図7および図8から T_y および T_z のトルク値は、回転2.5次成分の T_x に比べて約1/5以下ではあるが、人体が敏感な10Hz以下の低周波数であり、体感上乗り心地の悪化が問題となる。

Fig.7 Pitching torque

Fig.8 Yawing torque

3. アイドリング振動のシミュレーション

3.1 シミュレーションモデル エンジンの回転変動から得られた起振力を入力し、出力としてキャブドライバーシート横の応答を求める。そのため車両全体を有限要素モデルで作成する。図9に車両全体のモデルを示す。総要素数約5900中に6種類の要素を使い分けている。たとえばキャブ本体は低周波数領域の振動を取り扱う関係上、計算時間の短縮のため、剛体梁要素でモデル化している。またクッションラバーのばね定数は周波数依存性が有るので、その非線形性を再現するため5Hz毎に変化させた数値を用いている。

3.2 シミュレーション結果 図10および図11にエンジン回転数を450～700rpmの範囲で変化させた場合のキャブフロア上での周波数応答結果を示す。図10が上下成分、図11が左右成分を示す。

両図共、10Hz近辺が回転1次成分、20Hz近辺が回転2.5次(爆発1次)成分を表わす。両図共従来のV10エンジンに見られない回転1次の振動が発生しており、10Hz近辺の低周波数領域の振動について考察する。回転1次の振動は、たとえゲインが回転2.5次と同じ場

合でも人体の内臓共振点近辺のため、船酔い感他の不快感を与える。ISO感度曲線から逆算すると、25Hzにおけるゲインと10Hzにおけるその1/4がほぼ同等と言える。本振動が回転一次成分であることから、入力として式(14)に示したピッチングトルク F_y および式(15)に示したヨーイングトルク F_z が考えられる。

また図12に上から見たエンジンマウント系の振動モードを示す。実線、破線はそれぞれ変形前、変形後の形状を、細線はゴムマウントの変形を示す。本図から7.725Hzのヨーモードの振動が確認できる。これより二種の起振トルク F_y, F_z を入力とする振動であることが推察できる。

- *Frame, Engine mounting -----Shell element bracket
- *Cab suspension link & Cab mounting member -----Beam element
- *Cab, Power plant, Axle, Tire -----Mass & Inertia
- *Cab, Engine mounting Rubber -----elastic element
- *Ft & Rr Tire, Bush, Air Spring
- *Rivet, Bolt of Frame -----Bar element

Fig.9 Simulation model of heavy duty truck

Fig.10 Vertical acceleration on cab floor

Fig.11 Lateral acceleration on cab floor

Fig.12 Yawing mode vibration

ところで第一及び第二報でロールモードの振動伝達率の関係式を示したが、本式をヨーモードに適用してみる。たとえば450rpmにおけるヨーイングの入力を周波数に換算すると以下の通りとなる。

$$\omega_f = 450/60(450\text{rpm}) = 7.5\text{Hz}$$

$$\omega_0 \leq \omega_f / \sqrt{2} = 5.30 \text{ -----(16)}$$

式(16)よりエンジンマウントで減衰効果を得るためには、ヨーイングの固有値は5.30Hz以下に取る必要がある。固有値は7.725Hzと5.30Hzよりはるかに高く、エンジンマウント系では減衰しない低周波数の振動であることがわかる。

4. 対策案の考察

4.1 偶力発生メカニズム 回転アンバランス偶力の発生は良く知られているが、以下のようなメカニズムで発生する。(6) 図13に回転偶力発生メカニズムの概念を示す。V型エンジンの1スローの慣性力は現象を理解しやすくするために、式(7)、(8)における $d^2\theta/dt^2$ の項を省略し、問題となる回転一次の成分の

みにし図13の座標で表わすと、式(17)、(18)となる。

$$F_L = W_{rec} r \omega^2 \cos\left(\theta + \frac{\beta}{2} + \gamma\right) e^{-i\beta/2} \text{ -----(17)}$$

$$F_R = W_{rec} r \omega^2 \cos\left(\theta - \frac{\beta}{2}\right) e^{i\beta/2} \text{ -----(18)}$$

ここに

F_L : 右側の1気筒分の慣性力

F_R : 左側の1気筒分の慣性力

r : クランク半径

β : バンク角度

γ : クランクピンオフセット角度

回転アンバランス偶力 C は、V型10気筒エンジンの場合、各スローの慣性力に第3番めのスロー中心から各スロー中心までの距離をかけた積の和となる。図14にスロー中心と各スローまでの位置関係を示す。

Fig. 13 Inertia force mechanism of V-engine

Fig. 14 Rotational Couple of Forces of Crank Shaft

$$\begin{aligned} C_1 &= -2LW_{rec}r\omega^2[F_L(\theta) + F_R(\theta)] \\ C_2 &= -LW_{rec}r\omega^2[F_L(\theta + \delta_2) + F_R(\theta + \delta_2)] \\ C_3 &= 0 \\ C_4 &= LW_{rec}r\omega^2[F_L(\theta + \delta_4) + F_R(\theta + \delta_4)] \\ C_5 &= 2LW_{rec}r\omega^2[F_L(\theta + \delta_5) + F_R(\theta + \delta_5)] \\ C_{ALL} &= C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 \text{ -----(19)} \end{aligned}$$

ここに

L : 各スロー間の距離

δ_n : 第1スローを0度とするとときの第nスローの
角度

さらに式(19)を係数 A, B に置換え簡略化すると,
式(20)で表わされる.

$$C_{ALL} = W_{rec} r \omega^2 [Ae^{i\theta+\delta_1} + Be^{-i\theta+\delta_2}] \text{-----}(20)$$

ここで, 括弧内の第1項はクランク回転方向と同方向の回転アンバランス偶力を表わす. このアンバランス偶力はクランクシャフトに取り付けられた既存のカウンターウェイトによってキャンセルさせることができる. 第2項は逆方向のアンバランス偶力を示す. 本偶力を除くにはクランクシャフトと逆方向に回転する新たなバランスが必要となる.

4.2 1次バランスの装着 回転アンバランス偶力はクランクの回転方向と反対方向に残存しているため, 1次バランスはクランクと逆回転方向にかつ同一回転数で回さなくてはならない. また偶力を効率的に発生させるためには, できる限りバランス間のスパンを大きく取る必要がある. エンジン前後端にバランスを装着すれば, スパンが大きく取れバランスの重量が少なく済む. 本エンジンの場合, シリンダーブロック前後端にギアトレーンを配置しているため, このギアトレーンに1次バランスを追加した.

図15にフロント側, 図16にリア側のバランスの装着状態を示す. フロント側は, カムギアより駆動するようにバランスおよびドライブギアを追加した. リア側はクランクシャフトにかみ合うアイドルギアが回転数比 1:1 で駆動されているため, 本ギアにバランスを付加した.

Fig. 15 Front balancer

Fig. 16 Rear balancer

5. 対策効果の確認

5.1 起振トルクの低減効果 試作エンジンに前後2個のバランスを装着し, エンジンの回転変動から2章で説明した手法で起振力を算出する. 図17にピッチングトルク, 図18にヨーイングトルクの算出結果を示す. 両図共細線がオリジナルエンジン, 太線がバランス付きのエンジンを示す. バランスを付けた効果で, 両図共トルク値が約1/3以下に低下していることがわかる.

Fig. 17 Pitching torque

Fig. 18 Yawing torque

5.2 アイドリング振動シミュレーション 図9に示した車両全体の有限要素法のモデルに上記トルクを入力し, 車両全体でのバランスの効果を有限要素法によるシミュレーションで確認した. 図19に上下方向の, 図20に左右方向のオリジナルエンジンと対策エンジンのキャブ上での周波数応答結果を示す.

▲がオリジナル, ○がバランス付きエンジン搭載車を示す. 両図とも回転2.5次の爆発1次の領域では殆ど変化がないが, 回転1次の領域では飛躍的に振動レベルが低減していることがわかる.

Fig.19 Vertical acceleration on cab floor

Fig.20 Lateral acceleration on cab floor

Fig.21 Vertical acceleration on cab floor

Fig.22 Lateral acceleration on cab floor

5.3 実車テスト結果 図21にキャブフロア上の上下方向, 図22に左右方向の実車テスト結果を示す. テストの波形を見るとシミュレーション結果と実車テスト結果がうまく整合が取れていることがわかる. 特に回転1次の低周波領域は低減効果も1/10~1/100とレベルも良く一致している. ただし20Hz以上は, テスト結果がバランスの有無でピーク値の周波数が変化しているのに対し, シミュレーション結果は変化が無く傾向が一致していない. キャブ本体を剛体モデルとしたことが原因と推定され, 20Hz以上の振動を扱う場合は, キャブ自体も局所的な共振も考慮して, シェル要素でモデル化する必要があると考えられる.

6. 結 言

エンジンの回転変動から起振力を算出し, 本起振力を有限要素法モデルに入力し, 実車のテスト評価と同様のキャブ上での振動の応答を求める手法を確立した. 本シミュレーションを開発の初期段階から生産試作の段階まで, 机上検討として活用することにより, 国内最大(排気: 30L, 最大出力: 441KW)の新エンジンの振動低減に大いに貢献できたと考える.

一方近年ADAMS等の機構解析ソフトによる起振力算出事例も見受けられるが, 基本的に爆発一次の入力しか算出できないのに対して, 本手法は多くの利点を有する. 今回のような回転のアンバランスの原因究明と対策や, 今回対象としなかった燃料噴射系のばらつきから発生する0.5次や1次の振動, さらにには部品の誤差に起因する異常振動も余すところなく再現できることである. 次回は, 大排気量直列6気筒エンジンを搭載した車両のエンジンマウント最適化事例を第4報として報告したい.

文 献

- (1) 米澤・大久保・荻田, 自技会前刷集, 861(1986-5), 217-222.
- (2) 米澤・荻田, 機論, 50-449, C(1984-1), 234-242.
- (3) 竹内・ほか3名, 自技会前刷集, 983(1998-5), 181-184.
- (4) 相馬・中田・岩原, 自技会論文集, 43(1990), 114-118.
- (5) Tanaka, et al, SAE paper, 962203(1996).
- (6) 関, 自動車工学第一巻, コロナ社, 125-159