

# ターボディーゼルエンジンの チェーン荷重予測シミュレーション

Chain Load Simulation for Turbo Diesel Engine

高 岸 広\*  
Hiroshi TAKAGISHI  
浅 利 大\*  
Masaru ASARI

下 山 和 明\*  
Kazuaki SHIMOYAMA  
河 村 康 宏\*  
Yasuhiro KAWAMURA

藤 木 賢 治\*  
Kenji FUJIKI  
長久保 篤 史\*  
Atsushi NAGAKUBO

## 要 旨

ターボ過給直噴ディーゼル(以下i-CTDi)エンジンは、クランクシャフトの回転変動が大きくチェーン荷重の増大を招いている。

そこでクランクシャフトの回転変動を考慮したチェーン荷重を予測できるシミュレーション手法を構築した。このシミュレーションでは、クランクシャフトを中心に被動部品全てを連成させ、実働状態のエンジンを計算機上に忠実に構築した。モデル構築にあたって精度の確保と計算時間の短縮という相反する課題を各部品の周波数応答に着目し、シンプルなモデル化で解決した。

これによりi-CTDiエンジン内部でのチェーン荷重が同時に高い精度でしかも短時間で予測できた。また、このバーチャルエンジンは実際のエンジン内部の伝達系チェーン最適設計に貢献することができた。

## ABSTRACT

Fluctuation of crankshaft speed in a turbo charged direct-injection diesel (i-CTDi) engine significantly increases the load on the transmission chain.

A simulation method which enables the load on the chain caused by these fluctuations to be predicted was therefore developed. All moving parts, centering on the crankshaft, have been connected in the simulation, which is therefore able to faithfully reproduce a working engine on computer. The model was simplified by focusing on the frequency response of each component when it was being constructed, enabling accuracy to be reconciled with a reduction in calculation time.

This has enabled the load on the chain in an i-CTDi engine to be both accurately and rapidly predicted. The virtual engine contributed significantly to the optimization of the design of the transmission chain in an actual engine.

## 1. まえがき

i-CTDiエンジンは、燃焼圧力の高さからエンジン内部の伝達系部品に加わる負荷がガソリンエンジンに比べ大きい。また、燃料噴射ポンプをカムシャフト端に取り付けた場合カムシャフト上のトルク変動が大きく、タイミングおよびオイルポンプチェーン荷重の増加を招いている。そこでエンジン内部に発生する伝達荷重を正確に予測するシミュレーション技術が必要とされていた。

従来のチェーン荷重シミュレーションでは、解析部品を限定しモデリングする手法が一般的であった。例えば、タイミングチェーンの場合はチェーンと動弁系部品といったように主起振力の発生源である部品を限定したモデルでシミュレーションをおこなっていた<sup>(1)</sup>。自然吸気ガソリンエンジンのようにクランクシャフトの速度変動が小さい場合

にはこの手法が有効であった。

しかし、実際のエンジン開発では実働状態のエンジンの事象を正確に捉えることが最優先とされるため、燃焼運転エンジンでの挙動荷重計測がほとんどである。このため、従来の簡易モデルによる解析では計測とシミュレーションの誤差が大きく定量的伝達荷重予測には不十分であった。

シミュレーションも大規模化が進んでいる。Fig. 1 に大規模解析の一例を示す。シリンダブロックやクランクシャフトの FEM 剛性縮約結果からクランクシャフトの挙動を求める計算やチェーンの各駒まで考慮するなど複雑化している。これら大規模解析の連携でチェーン荷重をシミュレーションするには計算時間がかかり開発との連動が難しかった。

そこでこれらの問題を解決しi-CTDiエンジン開発に貢献できるチェーン荷重予測技術を確立したのでここに報告する。

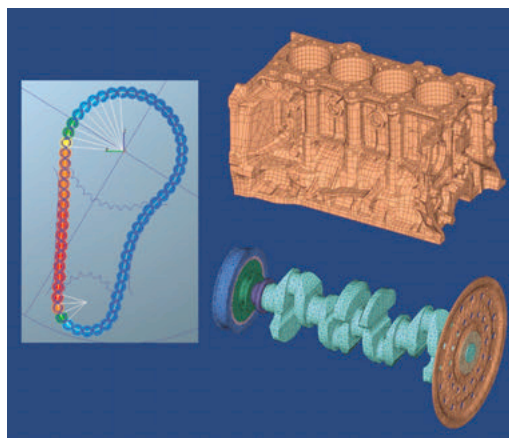


Fig. 1 Large-scale simulation model

Table 1 General specification of i-CTDi engine

|                     |                                           |
|---------------------|-------------------------------------------|
| Number of cylinders | 4 cylinders                               |
| Flywheel            | Dual mass flywheel                        |
| Crank pulley        | Isolation pulley                          |
| Balancer            | Balancer driven by roller chain           |
| Cam drive           | Roller chain and gear                     |
| Number of cams      | 2 camshafts                               |
| Number of valves    | Intake: 2 valves / Exhaust: 2 valves      |
| Valve train         | Roller rocker arm with hydraulic adjuster |
| Fuel injection pump | Common rail injection pump                |
| Auxiliary belt      | Serpentine poly-V belt                    |

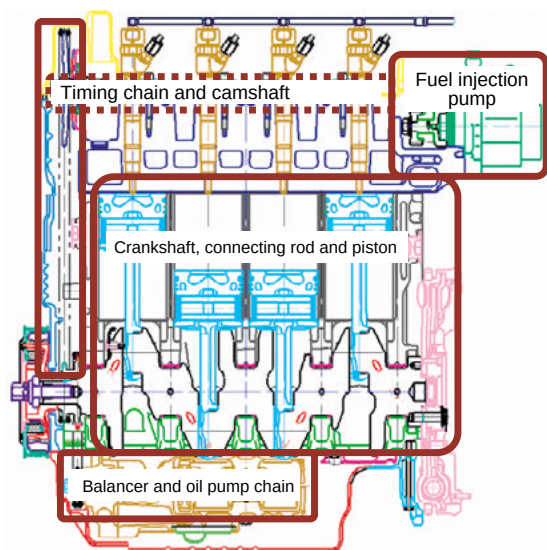


Fig. 2 i-CTDi engine

開発にあたっては、クランクシャフトを中心とした全運動部品の同時連成シミュレーション技術に着目した。また、課題として伝達系チェーン荷重の高い予測精度と実用的な計算時間について検討した。

## 2. シミュレーションモデル

### 2.1. バーチャル i-CTDi エンジンの構成

Table 1 に i-CTDi エンジンの主要諸元を、Fig. 2 に断面図を示す。また、Fig. 3 に今回開発した全シミュレーションモデルを示す。このモデルでは運動系部品全てを連成させ、実働状態のエンジンを計算機上に忠実に構築した。燃焼圧力がピストンに作用しコンロッドを介してクランクシャフト

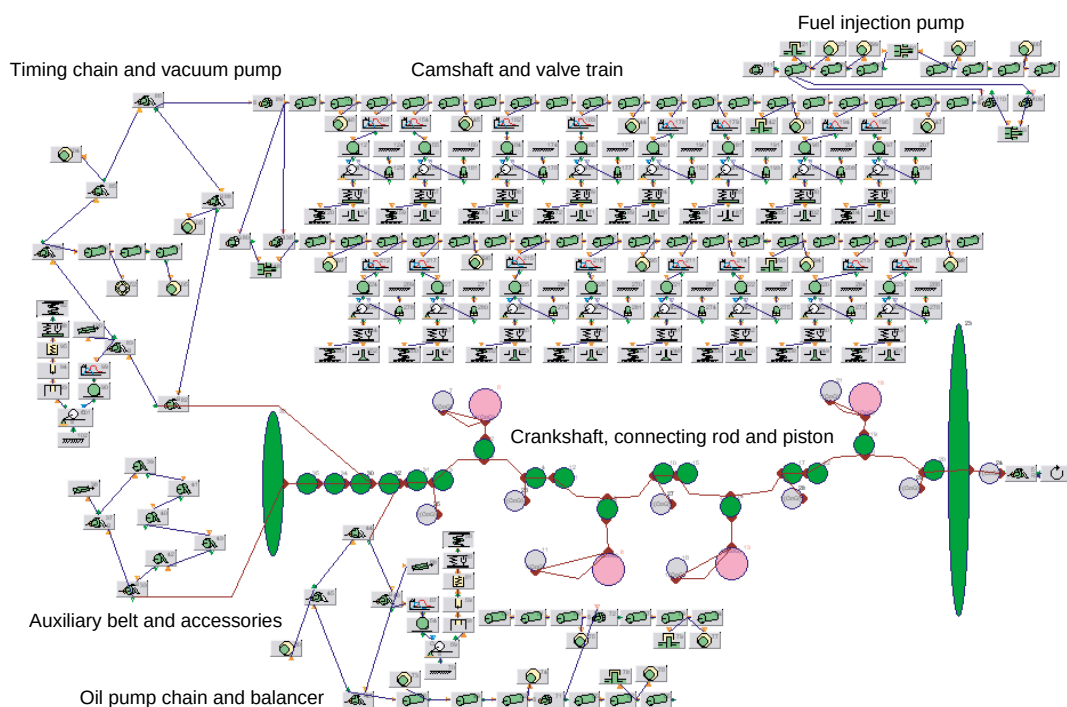


Fig. 3 Virtual i-CTDi engine

トを駆動し、クランクシャフトに連結されたチェーン、ギヤ、ベルトがカム、バルブ、燃料噴射ポンプ、バキュームポンプ、バルンサ、補機等全部品を同時に駆動するシミュレーションモデルを作成した。

開発にあたっては、本テーマの狙いに最も合致しているAVL社製ソフトTYCONをベースに精度の高い独自モデルを構築した。以下にそのモデリング技法の詳細を述べる。

## 2.2. クランクシャフト

i-CTDiエンジンではクランクシャフトの回転変動がガソリンエンジンに比べ大きくチェーン荷重に大きな影響を及ぼしている。従来のシミュレーションではクランクシャフトモデルは応力評価まで含める詳細な検討を主目的とした6自由度モデルが用いられていた。しかし、各部品へ影響を及ぼすのは回転変動である。そこで、計算時間短縮のため曲げ変形を無視し回転方向のみの自由度を持つクランクシャフトモデルとした。以下にクランクシャフトモデルの詳細を記述する。

Fig. 4 に、クランクシャフトモデルを示す。クランクピン部にコンロッドを取り付けるリンクポイントを設け、そこにコンロッドを介してピストンを連結した。シリンダはクランクシャフト回転軸よりオフセットしている。ピストンには指圧荷重が負荷されクランクシャフトを駆動している。また、定常運転でのシミュレーションをおこなうためフライホイール側に一定のブレーキトルクを負荷した。

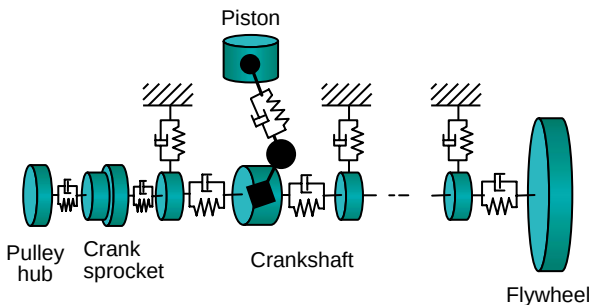


Fig. 4 Crankshaft simulation model

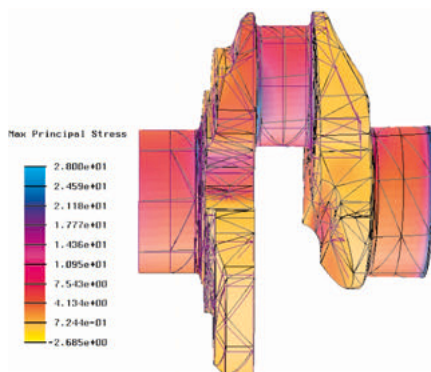


Fig. 5 Crankshaft rotational stiffness analysis

クランクシャフトのねじり剛性は、Fig. 5 に示すようにFEM-P法を使い算出した。

クランクシャフト回転方向の動的挙動はそのねじり振動固有周波数特性が支配する。クランクシャフトのねじり固有振動数の精度を確認することによりシミュレーションモデルの精度を保証した。以下にその方法について述べる。

周波数応答を調べる手法としてインパルス関数でクランクシャフトを加振しその回転速度変動を周波数分析する手法がある。インパルス関数のフーリエ変換式を式(1)に示す。

$$F[\delta(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t)e^{j\omega t} dt = 1 \quad (1)$$

このように理想的インパルス関数は、フーリエ変換をおこなうと全域で1となる。そこで実験ではハンマリングのような擬似的な周波数応答で固有値を確認する。シミュレーションの場合も全域の周波数応答を求めるのが理想と考える。擬似的なインパルス関数はインパルスの幅が小さければ小さいほど理想に近づく。そのため理想的なインパルス関数は式(2)のようにインパルスの加わる時間を極限まで短くする必要がある。

$$\delta(t) = \begin{cases} 0, & t \neq 0 \\ \infty, & t = 0 \end{cases} \quad (2)$$

$$\int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) dt = 1$$

しかし、このシミュレーションは2次の予測子修整子法を用いて計算をおこなっている。極小時間のステップ応答は計算ステップの微細化を招き計算時間が増大する。ここでは新たにステップ関数でクランクシャフトの加振をおこなった。ステップ関数のフーリエ変換を式(3)で示す。

$$F[u(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} u(t)e^{j\omega t} dt = \pi\delta(\omega) + \frac{1}{j\omega} \quad (3)$$

ステップ関数のフーリエ変換は、周波数に逆比例する関数なので低周波領域で入力が大きくなる。しかし検討する周波数域を限定すれば周波数応答を同定する上では問題ないと考えた。また、ステップ関数はインパルス関数のように幅の定義が省略でき定義がより簡単であるうえ計算時間も短いメリットがあった。

直列4気筒エンジンのクランクシャフトねじり固有振動数は300 - 500Hz付近でありこの周波数をシミュレーションが再現することが重要となる。周波数の確認はクランクシャフトダンパの影響を考慮し2段階でおこなった。最初にダンパがない固定プーリーモデルによるクランクシャフトの純粋なねじれ共振確認し、次にダンパモデルによるダンパを装着した時のねじれ共振確認をおこなった。

### 2.2.1. 固定プーリーモデル

Fig. 6 の緑線がステップ応答結果である。デュアルマス

フライホールの軟いバネの影響で低周波側が高い値となっているが 437Hz に明確なピークが確認できた。

Fig. 7 の緑線は開発時のクランクシャフトプリーハブ部の回転加速度クランクシャフト回転数10次成分の測定結果を示す。シャフトのねじり共振が2600rpmにあることがわかる。つまり  $2600/60 \times 10 = 433\text{Hz}$  が固定プリーシャフトのねじり固有振動周波数でありシミュレーションはシャフトねじり共振を正確に再現している。

### 2.2.2. ダンパモデル

このエンジンではクランクシャフトのねじり共振低減のためダンパラバーが装着してある。これにより主共振が低

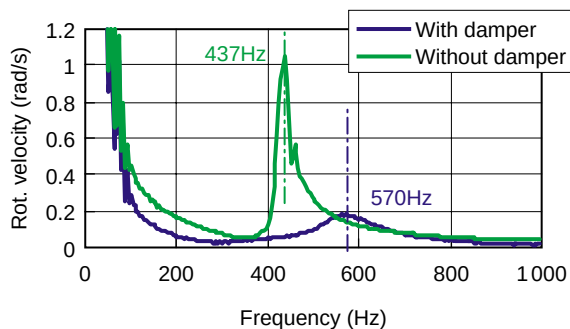


Fig. 6 Response of unit function

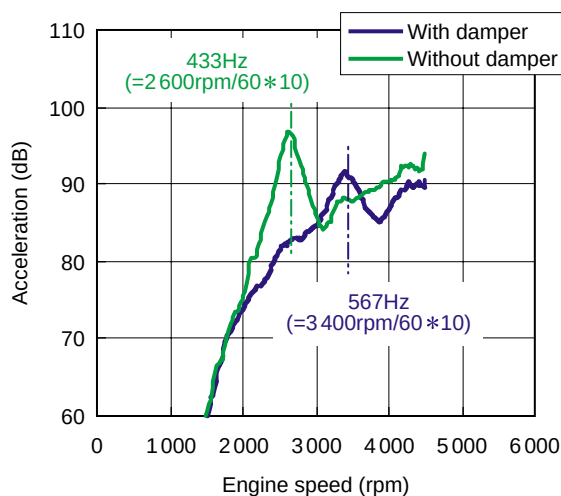


Fig. 7 Crankshaft rotational acceleration (order 10)

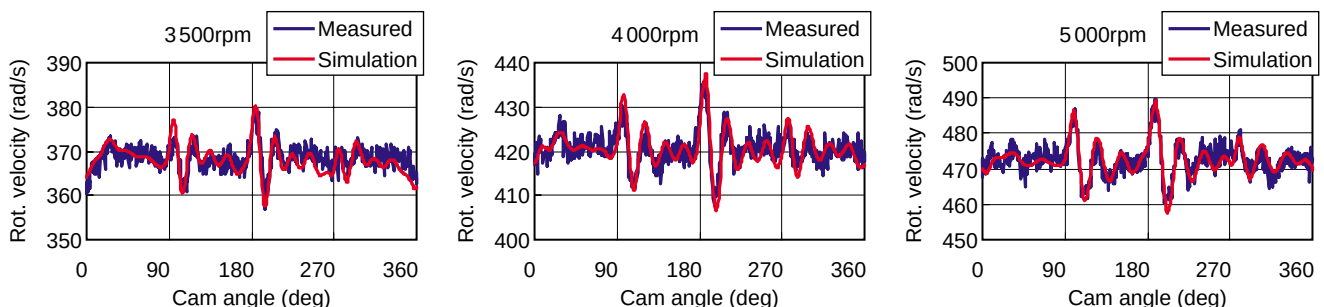


Fig. 8 Crankshaft rotational speed

減される代わりに小さい共振周波数が発生する。このピークがシミュレーションで再現できているか確認した。

Fig. 6 の青線がステップ応答結果を示す。570Hz にピークが移っている。Fig. 7 の青線の測定結果でも共振が3400rpmへ移動しているのがわかる。つまり  $3400/60 \times 10 = 567\text{Hz}$  がねじり固有振動周波数でありシミュレーションはダンパ付きシャフトのねじり共振を正確に再現している。

このように周波数応答を再現できる簡潔なクランクシャフトモデルを完成することができた。完成したクランクシャフトモデルで回転変動の検証をおこなった。測定は光学式ロータリエンコーダをクランクシャフトプリーのハブに取り付けおこなった。Fig. 8に3500、4000、4500rpmでの測定結果とシミュレーション結果を示す。爆発力の大きいi-CTDiエンジンでは、クランクシャフトプリーに近い気筒が爆発した時の回転変動が大きく現れている。また、この爆発で発生するクランクシャフトのねじり振動がクランクシャフト速度変動を支配している。シミュレーションはこの爆発による最大速度変動のみならずクランクシャフトのねじり振動を精度よく再現している。これはステップ応答周波数によるモデル検証によって達成された。また、回転数の違いにも精度よく追従していることがわかる。

また、このモデルは1000rpmクランクシャフト10回転分の計算時間をCPU処理速度1.5GHzのPCを使い数分で計算がおこなえた。回転方向の自由度のみのモデルであるためこのように短時間で解析がおこなえる精度の高いクランクシャフトシミュレーションモデルを構築することができた。

### 2.3. バランサ、オイルポンプおよびオイルポンプチェーン

バランサは、クランクシャフトの速度変動によって加振される。加振力であるクランクシャフトの速度変動は前述のように正確にシミュレートできた。次に伝達荷重予測に重要なのはチェーンシステムの共振を正確に予測することである。そこで伝達荷重の予測精度が高くシンプルな縦方向1次元のチェーンモデルでモデリングをおこなった。これにより計算時間の短縮が可能となった。

Fig. 9 に、バランサおよびオイルポンプのレイアウトを示す。ピストン等の往復部質量による2次慣性力を相殺するため、2本のバランサシャフトが装着されている。エンジン全体へ油を供給するトロコイド式オイルポンプがフロントシャフトに装着されリアシャフトからギヤを介して駆動されている。Fig. 10にバランサおよびオイルポンプモデルを示す。2本のバランサはカム同様ジャーナル部で保持されている。また、ポンプ部には一定のポンプ駆動トルクが負荷されている。

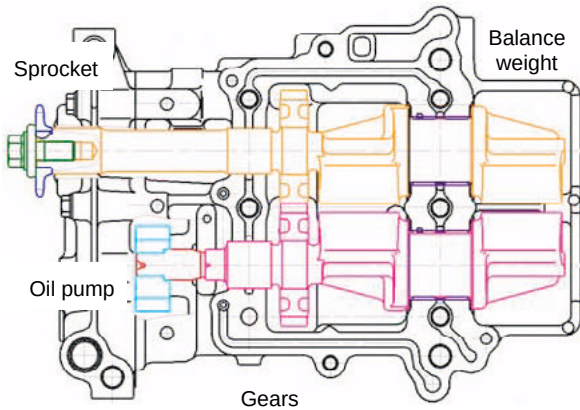


Fig. 9 Balancer shafts and Oil pump

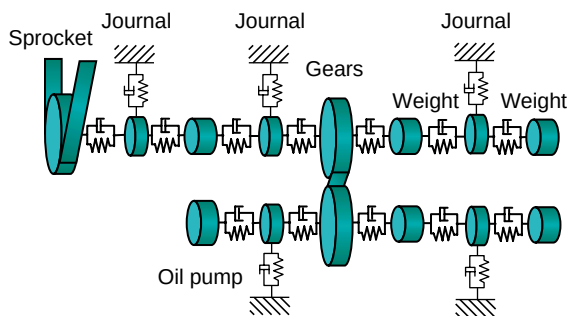


Fig. 10 Balancer shafts and oil pump simulation model

Fig. 11に、オイルポンプチェーンレイアウトを示す。スプロケットは8 mm ピッチのローラチェーンを介してバランサシャフト一体のオイルポンプを2倍の回転数に増速駆動している。Fig. 12にオイルポンプチェーンモデルを示す。テンショナが正常に動作していれば縦振動がチェーン荷重変動の主要因となるのでチェーンは縦方向一次元モデルとした。各部の慣性モーメントをチェーンの剛性と減衰要素

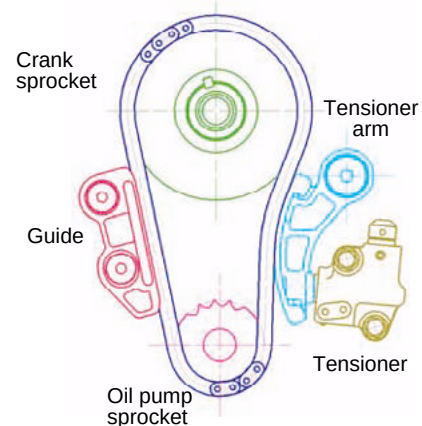


Fig. 11 Oil pump chain

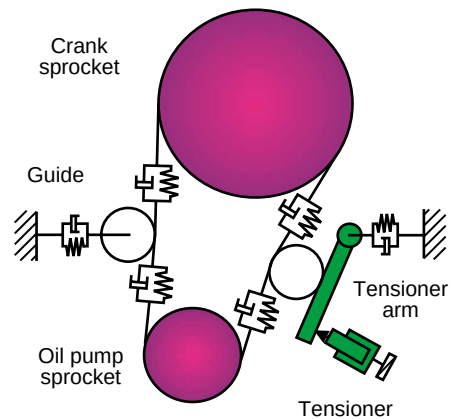


Fig. 12 Oil pump simulation model

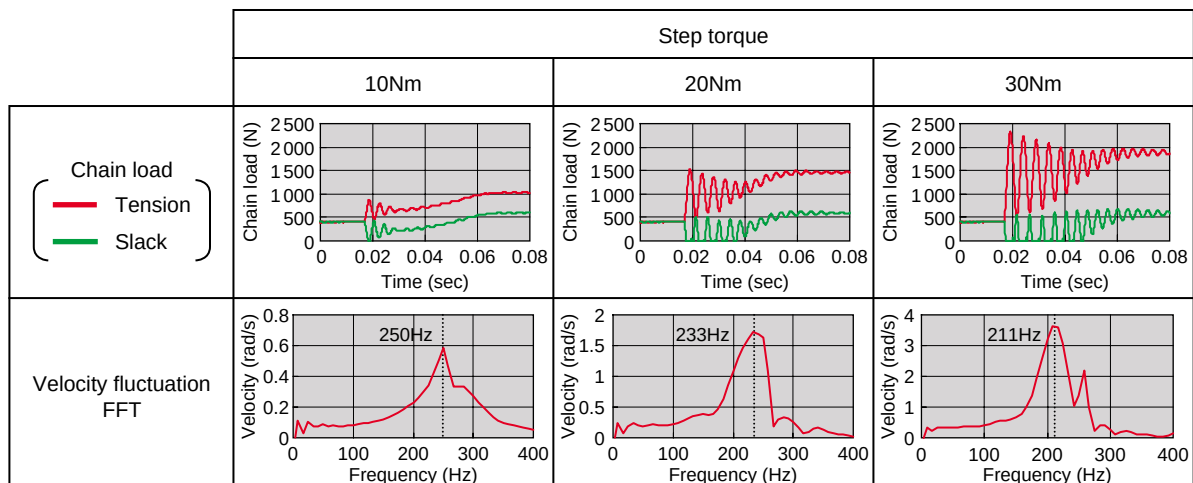


Fig. 13 Influence of step torque on chain resonance

で連結してある。また、リリースバルブ付きテンショナがアームを介してチェーン張力を維持するようモデル化してある。

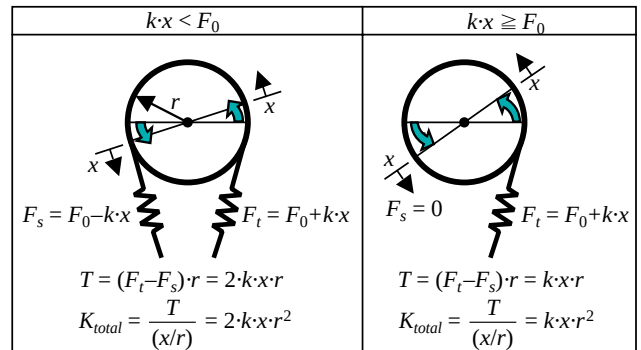
オイルポンプチェーンは、常用回転域に共振周波数がありこれがチェーン荷重に大きく影響を及ぼす。そこでチェーンもクランクシャフト同様にステップ応答の周波数成分を確認した。チェーンの周波数応答を確認する場合にはステップ関数の大きさに注意する必要がある。Fig. 13に示すようにステップトルクの違いで共振点が変わることがシミュレーションで確認された。ステップトルクの大きさに共振周波数が 213 - 250Hz で変化することが予測された。これはチェーンシステムの非線形性に起因する。チェーン荷重がプリロード以内で振動する場合には引き緩み両側でチェーン張力を維持できる。しかしステップ関数が大きすぎると緩み側チェーン荷重が抜けて引き側のチェーンのみで荷重を保持することとなる。この時 Fig. 14 に示すようにチェーン系のバネ定数は低下し共振周波数が低下する。

実際の balanサ側スプロケット回転速度測定で確認をおこなった結果を Fig. 15 に示す。このグラフを見ると高回転域で共振周波数が低周波数側へ移動していることが確認できた。実測では共振周波数は、215 - 250Hz の範囲で変化していシミュレーションと一致していた。このようにチェーンの共振回転数を推定する場合は荷重抜けによるチェーン系の剛性低下を考慮する必要がある。以上のようにシミュレーションモデルの周波数応答は正しいことが確認された。

オイルポンプチェーン荷重の検証をおこなった。測定はクランクシャフトスプロケット部に薄肉部をもうけそこに取り付けたひずみゲージでおこなった。ここで測定したトルクにスプロケット有効半径を掛けチェーン張力に変換した。Fig. 16 に 2000, 3000, 4000 rpm での測定結果とシミュレーション結果を示す。シミュレーションが精度良く測定結果を再現していることがわかった。これによりオイルポンプチェーンおよび balanサへの伝達荷重がシンプルなモデルで精度良く再現できることが検証できた。

さらに、このシミュレーションモデルを使用しチェーン荷重低減を検討した。テンショナのリリース圧を最適化することによりチェーン荷重が低減できることが判明した。

リリース圧のチェーン荷重に対する影響を Fig. 17 に示す。このようにテンショナのリリース圧を最適化することによりオイルポンプチェーン荷重を低減させることができた。



- $F_t$  : Chain load at tension side
- $F_s$  : Chain load at slack side
- $F_0$  : Pre-load
- $x$  : Displacement of chain
- $k$  : Stiffness of chain
- $r$  : Effective radius of sprocket
- $T$  : Torque
- $K_{total}$  : Equivalent torsional stiffness

Fig. 14 Equivalent torsional stiffness of chain

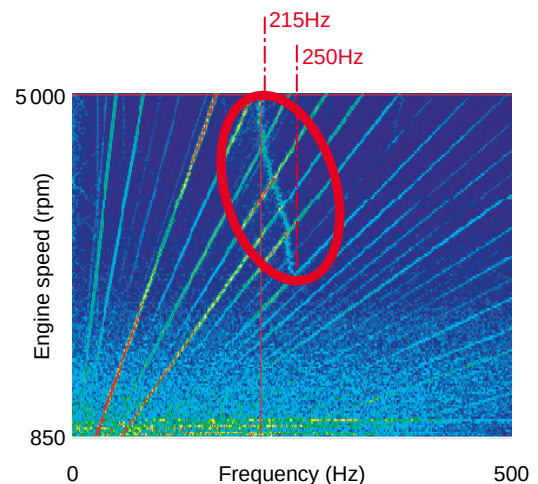


Fig. 15 Rotational velocity fluctuation FFT of balancer sprocket

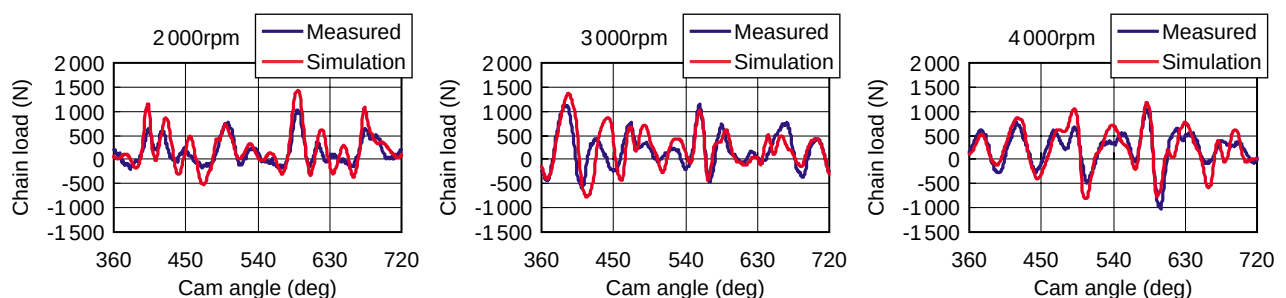


Fig. 16 Oil pump chain load

## 2.4. 動弁系

クランクシャフトの次に大きな加振力の発生源として考えられるのが動弁系である。特に i-CTDi エンジンの場合、カム端に燃料噴射ポンプが取り付けられておりこれも大きな加振源のひとつである。この加振力はタイミングチェーンの共振と重なり高いチェーン荷重を発生する。以下に動弁系モデルの詳細を記述する。

Fig. 18に、バルブトレインレイアウトを示す。バルブは1気筒あたりインテーク2本エキゾーストが2本ある。カムはローラベアリング付き、ロッカアームを介して各バルブを駆動する。ロッカアームはメンテナンスフリーのため油圧ラッシュアジャスタで保持されている。

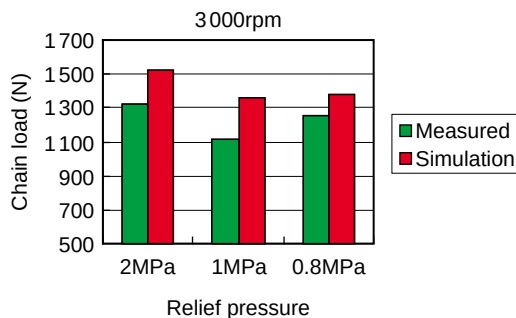


Fig. 17 Oil pump chain load

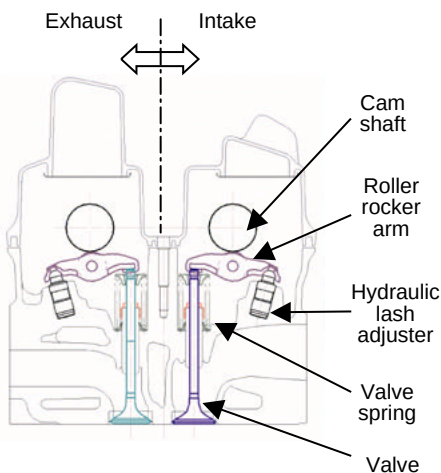


Fig. 18 Valve train

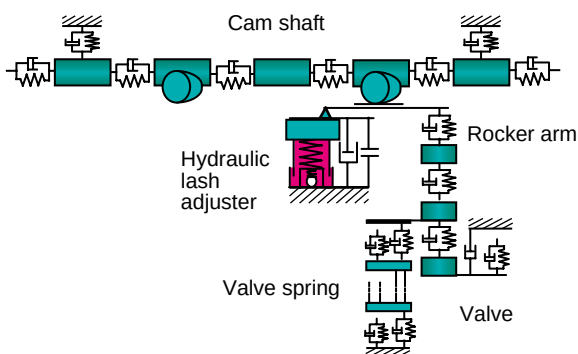


Fig. 19 Valve train simulation model

Fig. 19にバルブトレインモデルを示す。計算モデルは油圧ラッシュアジャスタで保持したロッカアームとバルブおよびバルブスプリングでモデル化した。また、油圧ラッシュアジャスタが動弁系加振力に与える影響が大きいいため詳細なモデル化をおこなった。高圧室のオイルはプランジャの動きによりチェックボールを介して供給される。また、負荷時にプランジャとハウジングの隙間からオイルがリークするようにモデル化してある。さらにオイルの剛性は空気混入による圧力依存性も考慮している<sup>(2)</sup>。

Fig. 20に、バルブリフトの検証結果を示す。測定は光学式測定機を用いた。シミュレーションはタイミング、最大リフトともに精度良く再現している。

Fig. 21に、カムレイアウトを示す。カムはインテーク用とエキゾースト用の2本からなる。まずエキゾーストカムがカムスプロケットおよびタイミングチェーンを介してクランクシャフトより駆動される。さらにエキゾーストカムはカムスプロケットに隣接するシザースギヤを介してインテークカムを駆動し、同時にスプロケットとカムを挟んで反対の端に取り付けたギヤで中間軸を介し燃料噴射ポンプを駆動している。

Fig. 22に、カムシャフトモデルを示す。カムは複数の質点に分割しビーム要素で結合したモデルを用いた。ギヤは噛み合い反力を3次元で考慮し、カムの3次元変形挙動を正確にシミュレートできる。さらに、ジャーナル部は油膜モデルで保持されており、クリアランスの中でシャフトが変

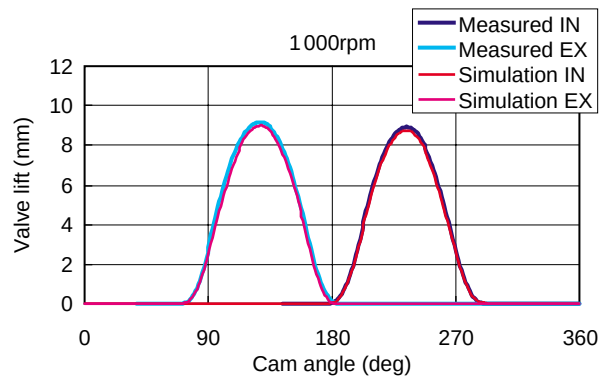


Fig. 20 Valve lift verification

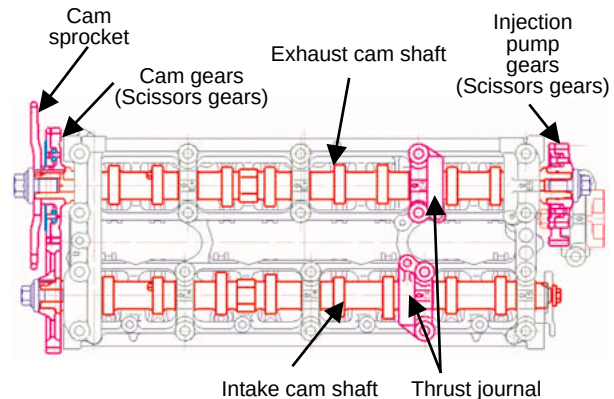


Fig. 21 Cam shafts

動するようになっている。カムシャフトもクランクシャフト同様にステップ応答結果で周波数応答を確認し精度向上を図った。

Fig. 23に、燃料噴射ポンプおよび駆動システムのレイアウトを示す。エキゾーストカム斜め下に取り付けた中間軸にオルダムジョイントを介して燃料噴射ポンプが装着されている。この中間軸がシザースギヤを介してエキゾーストカムシャフトから  $5/3$  倍に増速駆動される。

Fig. 24 に、燃料噴射ポンプ駆動システムモデルを示す。オルダムジョイントはトルクのみを伝達するようモデル化してある。また、オルダムジョイントの回転方向クリアランスも実機相当に与えている。中間軸は実機同様ジャーナルで保持されておりカムシャフトと同様に油膜で保持するモデルとなっている。燃料噴射ポンプシャフトにはポンプの駆動抵抗トルクを負荷した。

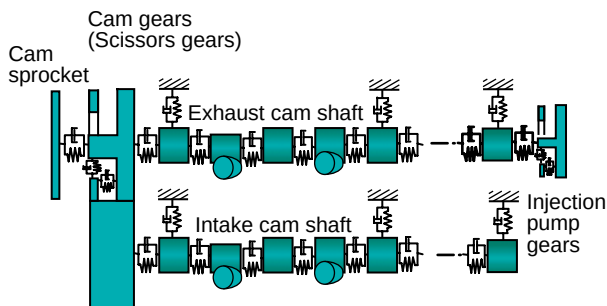


Fig. 22 Cam shafts simulation model

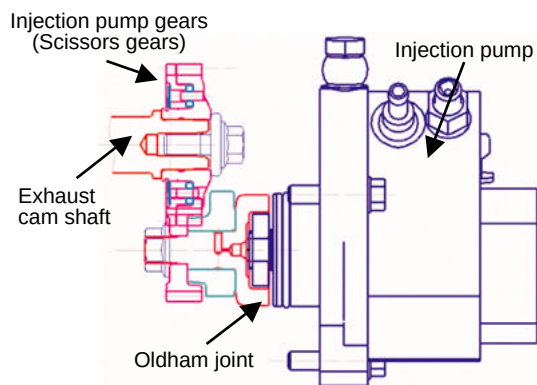


Fig. 23 Fuel injection pump driving system

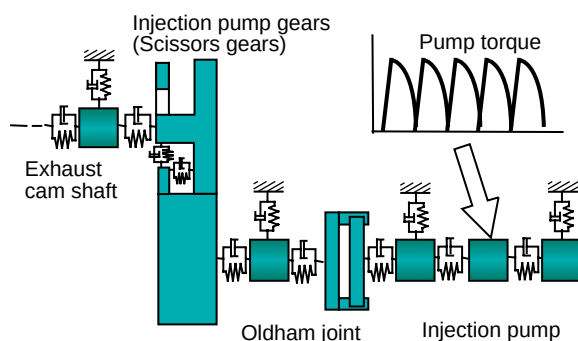


Fig. 24 Fuel injection pump driving system simulation model

これらのモデルでカムシャフトホルダに発生するスラスト荷重を確認した。解析結果をFig. 25に示す。シミュレーションでは衝撃的な高いスラスト反力の発生が確認された。これは高い燃料噴射ポンプギヤ反力がカムをホルダに叩きつけていたことが原因と判明した。カムホルダの応力測定からも同様の測定結果が得られシミュレーションの妥当性が確認できた。測定結果を Fig. 26 に示す。そこで得られた衝撃荷重にもとづきカムホルダ形状を最適に設計し、カムホルダでの発生応力は材料強度の保証範囲内におさまることを確認した。

## 2.5. タイミングチェーン

Fig. 27に、実際のチェーンレイアウトを示す。チェーンは9.525mmピッチのローラチェーンを使用しエキゾースト

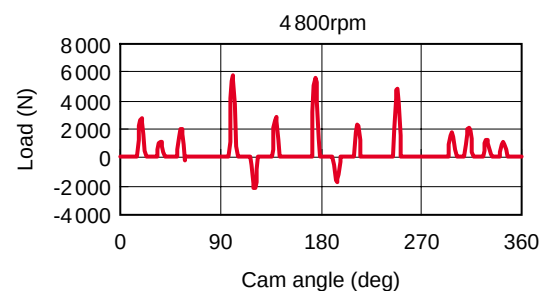


Fig. 25 Simulated camshaft thrust journal load

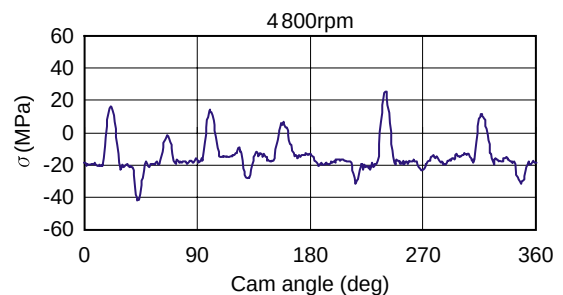


Fig. 26 Measured camshaft thrust journal load

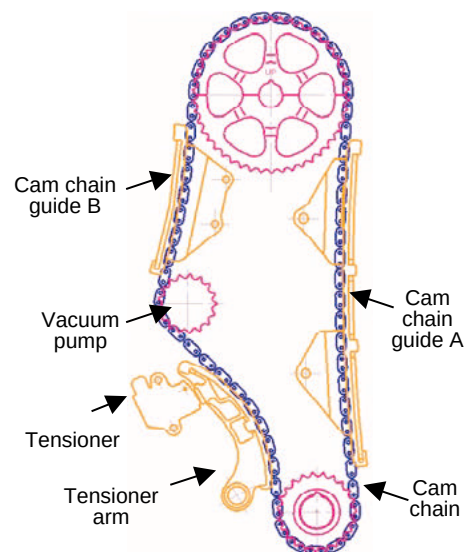


Fig. 27 Timing chain system

カムとバキュームポンプを同時に駆動している。クランクシャフトスプロケットとカムシャフトスプロケットの間およびカムシャフトスプロケットとバキュームポンプ間にはチェーンガイドがある。バキュームポンプとクランクシャフトスプロケット間ではテンショナがアームを介してチェーン張力を保持している。このようにチェーンはガイドとテンショナで保持されていることから、チェーン横振動を無視しチェーン張力方向縦振動のみ考慮した一次元モデルで作成した。

Fig. 28 にチェーンモデルを示す。各部のイナーシャをチェーンの剛性と減衰要素で連結してある。また、リリースバルブ付きテンショナがアームを介してチェーン張力を維持するようモデル化してある<sup>(2), (3)</sup>。

タイミングチェーンもオイルポンプチェーン同様にステップ応答より周波数応答を確認した。

これらの駆動トルクとクランクシャフト回転変動の影響を同時に受けるタイミングチェーンに着目し検証をおこなった。測定はクランクシャフトスプロケット部に薄肉部をもうけそこに取り付けたひずみゲージでおこなった。ここで測定したトルクにスプロケット有効半径を掛けチェーン張力に変換した。Fig. 29 に 3 000, 4 000 rpm での測定

結果とシミュレーション結果を示す。燃料噴射ポンプトルクの 2.5 次変動とカム駆動トルクおよびクランクシャフト速度変動の 2 次成分がかさなりタイミングチェーン荷重は 0.5 次のうねりを生じている。

さらに、Fig. 30 にチェーン荷重の最大値と最小値のエンジン回転数による変化を示す。シミュレーションはクランクシャフトなしモデルとフルエンジンモデルで比較をおこなった。クランクシャフトモデルがないと低回転域でチェーン荷重精度が不足している。一方、フルエンジンモデルは全域で精度良く測定結果を再現していることがわかりフルエンジンモデルの正確さが証明された。このように短時間で解析がおこなえる精度の高いタイミングチェーンモデルを構築することができた。

また、Table 2 に大規模解析との計算時間の比較を示す。これは CPU 処理速度 1.5GHz の PC を使い 1000rpm クランクシャフト10回転分の計算をした例を示す。大規模解析に対し大幅な計算時間短縮を達成している。このように独自のシンプルモデルを採用することにより、従来の複雑化するシミュレーションでは数週間単位と目されたフルエンジンシミュレーションを数時間単位でしかも高い精度の伝達系チェーン荷重予測を可能とした。

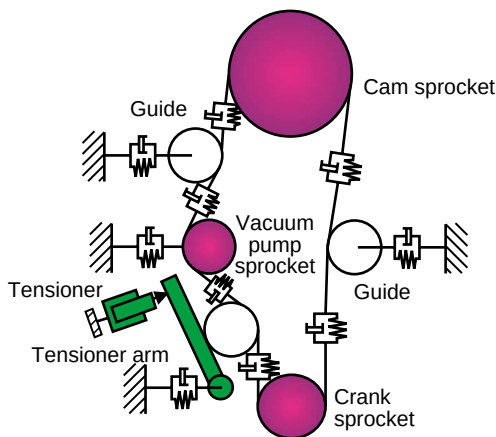


Fig. 28 Timing chain simulation model

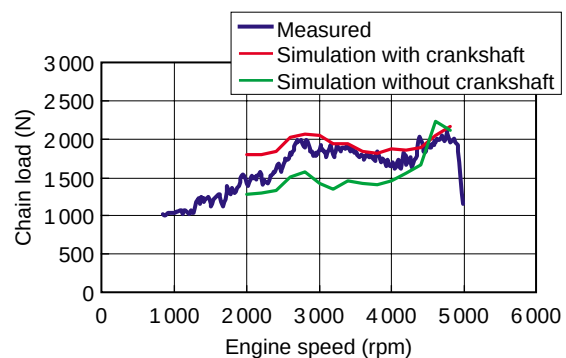


Fig. 30 Maximum and minimum load of timing chain

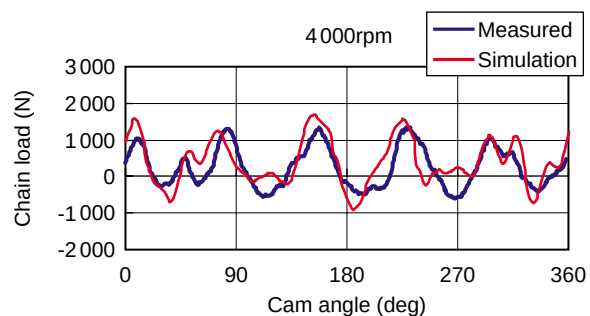
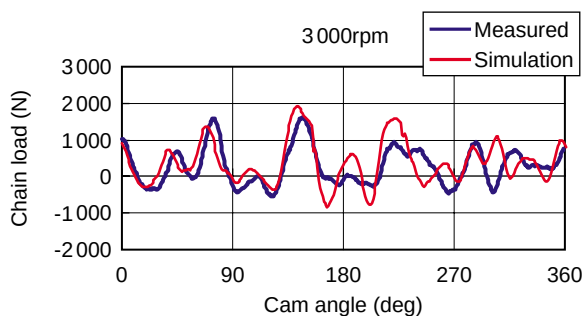


Fig. 29 Time history of timing chain load

Table 2 Calculation time

T: Time (h)

|                   | Crankshaft fluctuation | Timing chain load | Oil pump chain load | Auxiliary belt load | Full engine |
|-------------------|------------------------|-------------------|---------------------|---------------------|-------------|
| Large-scale model | $T > 48$               | $T > 48$          | $T > 24$            | $T > 48$            | —           |
| New model         | $0.1 > T$              | $0.5 > T$         | $0.2 > T$           | $0.1 > T$           | $1 > T$     |

### 3. まとめ

i-CTDi エンジン内部の伝達系チェーン荷重予測シミュレーションの確立を通じて以下の知見が得られた。

- (1) クランクシャフトの共振周波数を把握するためステップ関数による衝撃加振シミュレーションをおこなった。これと実測を比較し、クランクシャフトのねじり共振周波数を検証することができた。これによりクランクシャフト回転速度変動の正確な予測ができることを確認した。
- (2) オイルポンプチェーンも共振周波数を正確に把握するためステップ関数による衝撃加振シミュレーションをおこなった。チェーンの場合入力トルクにより共振周波数が変化する事象があり、本シミュレーションはこの事象を予測できることを明確にした。
- (3) タイミングチェーンの大きな加振源である動弁系および燃料噴射ポンプを正確にモデル化をおこなった。これによりカムシャフトの軸方向の運動によるカムホルダへの衝突現象が明らかとなった。
- (4) クランクシャフトおよび全運動部品を連成することにより、クランクシャフト回転変動、カム駆動トルクおよび燃料噴射ポンプ駆動トルクの影響を受けるタイミングチェーン荷重とオイルポンプ荷重の正確な予測が同時に可能となった。
- (5) 計算モデルは精度を維持しつつ簡素化し計算時間の短縮を達成した。これにより伝達系チェーン荷重を実用的な計算時間で予測できた。

### 4. 謝辞

本シミュレーション技術を確立するにあたりご協力頂いた AVL の Dr. Hellinger, Mr. Sopouch, Mr. Vock に心より感謝致します。

### 参考文献

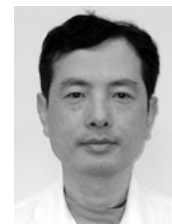
- (1) Takagishi, H., Sugawara, H.: Prediction of Chain Load in Timing Chain System, Honda R&D Technical review Vol.14 No.1

- (2) Sopouch, M., Hellinger, W., Pribsch, H.H.: Simulation of Engines Structure Borne Noise Excitation due to the Timing Chain Drive, SAE paper 2002-01-0451
- (3) Hellinger, W. Pribsch, H. H., Rainer, G.Ph.: Auslegung von Ventiltrieben für Hochleistungsmotoren - Rechnerische und Experimentelle Verfahren. 16. Internationales Wiener Motorensymposium 1995 4

### ■ 著 者 ■



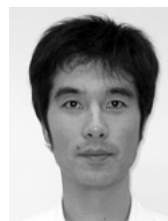
高 岸 広



下 山 和 明



藤 木 賢 治



浅 利 大



河 村 康 宏



長久保篤史