

低慣性・高剛性ダイナモによる エンジントルク変動再現

Reproduction of Engine Torque Fluctuation with Low Inertia and High Stiffness Dynamometer

塩田 啓二¹

Keiji SHIOTA

天野 雅文¹

Masafumi AMANO

佐川 正記²

Masaki SAGAWA

末竹 和幸¹

Kazuyuki SUETAKE

要 旨

エンジンのトルク変動に起因する課題事象の解析効率を向上させるため、バーチャル・アンド・リアル・シミュレータに用いるダイナモを改良した。再現周波数領域拡大のため、ダイナモ構成部品の寄与度を1D CAEを用いて明確にし、構造変更を実施した。その結果、トルク変動の再現周波数を拡大し、4気筒及び6気筒エンジンでNVが課題となる運転領域において、バーチャル・アンド・リアル・シミュレータで解析できるようになった。このベンチシステムを用いることで、ラトルノイズなど、エンジントルク変動に起因する駆動系ねじり振動のメカニズム解析を部品の組み替えをすることなく試験できるようになった。本研究は、エンジントルク変動に起因する駆動系ねじり振動課題の解析効率向上を実現し、早期仕様決定に貢献できる。

ABSTRACT

The dynamometer used in a Virtual and Real Simulator was enhanced to increase the analysis efficiency of issues and events arising from engine torque fluctuation. The contribution of the dynamometer components was clarified using 1D CAE and structural changes were made to expand the reproducible frequency range. As a result, the reproducible torque fluctuation frequencies were expanded, and analysis could be performed using a Virtual and Real Simulator in the operating range where noise and vibration are issues in 4-cylinder and 6-cylinder engines. This bench system can be used to test analyses of mechanisms of drivetrain torsional vibration, such as rattle noise, arising from engine torque fluctuation, without recombining parts. This research can enhance the analysis efficiency of drivetrain torsional vibration issues arising from engine torque fluctuation and contribute to early determination of specifications.

1. まえがき

近年、CO₂排出量低減のため、自動車のパワープラントの効率向上を目的とした電動化が加速している。

動力源にはハイブリッド方式が多く採用されており、その中でも走行用と発電用に二つのモータを備えるシステムが主流となっている。このシステムにおいて、エンジンは主に走行用モータに必要な電力を発電する用途として用いられ、タイヤと切り離されることが多い。そのために、走行状態やドライバの要求に制約されることなく、エンジンの効率の良い回転数やトルク発生領域を使うことができ

る。一方で、エンジンを効率の高い作動領域で使おうとすると発生トルクやトルク変動が大きくなる状態も増え、トランスミッションに伝達されるトルク変動も大きくなる。さらに、エンジンは熱効率向上のために圧縮比を高く設定する傾向にあり、トルク変動が増加することが多い⁽¹⁾。また、発進をモータでおこなうことから、クラッチやトルクコンバータといった発進機構が不要となり、エンジンとの直結構造が採用されている。緩衝機構が無くなることは負荷の低い領域でのトランスミッションへのトルク変動伝達の増加につながる。

このような変化に伴い、トルク変動に起因するギアの歯

¹ 本田技研工業株式会社

² 先進パワーユニット・エネルギー研究所

打ちによって生じるラトルノイズなどが課題となっている。この事象の解析には完成車にて減衰機構の交換など、部品を組み換える試験をおこなわなければならないため、繰り返し工数が多くなる。そこで、効率的な解析のためにバーチャル・アンド・リアル・シミュレータ (VRS) の適用を検討した⁽²⁾。

従来の VRS 用ダイナモでは、定常状態の事象への対応からスタートし、発進や加減速などトランジェントな事象に対応できるよう開発が進められてきた。しかし、動的な現象であるトルク変動については、発生できるトルクと周波数の領域が限定され、現状ハイブリッド車が使用する領域をカバーすることができない。

そこで本研究では、ダイナモ部品の慣性モーメント低減と高剛性化により、ダイナモで再現できるトルク変動の大きさとその周波数帯域を拡大した。その成果として、2 モータハイブリッドシステムのトルク変動により生じる振動現象の解析を効率化できたので報告する。

2. VRS の仕組みとダイナモの課題

Fig. 1 に VRS の概要を示す。構築したドライブユニット用 VRS は、評価対象であるトランスミッション及び Power Control Unit (PCU) に実際のハードを使用している。トランスミッションの入力側にエンジンの代わりとなる駆動ダイナモ、出力側に車両負荷を模擬する吸収ダイナモが設置されており、エンジンモデル・車両モデルによって演算されるトルクが入力される。

VRS を使用した解析手法では、タイヤトルクの変動をモデルで演算し、その演算結果を設備で再現するような検証手法が提案されている⁽³⁾。このように、VRS を活用しトランスミッションに入力されるトルク変動を変化させ、ラトルノイズの変化を捉える事で、事象のメカニズム解析が可能となる。そのためにはエンジンと同等のトルク変動が

入力できる必要がある。

Fig. 2 に、従来の VRS で使用しているダイナモが発生できるトルク変動燃焼主次数成分の領域を示す。エンジントルク変動は燃焼によって発生する圧力に起因する燃焼トルク変動と、往復部の慣性力によって発生する慣性トルク変動がある⁽⁴⁾。慣性トルク変動は回転数の 2 乗で増加するため、L4 エンジンでは 4000 rpm 以上の回転数領域で慣性力が主要因となり、再現が容易ではない。また、4000 rpm 以下においても爆発間隔が広いことからトルク変動が大きく、再現可能な領域が限定的である。

V6 エンジンでは回転 3 次成分の変動が主成分であり、L4 エンジンと比べてトルク変動の周波数が高くなることから、ダイナモのねじり共振が課題となり加振トルクを適切に発生できない領域がある。また、排気量が大きいためトルク変動も大きく、平均トルクが高い領域では再現ができない。

この課題の解決には、ダイナモの慣性モーメント低減と剛性向上が必要である。仕様の検討に当たっては関連する部品の 1D モデルを活用し、各部品の慣性モーメント、ねじり剛性の適切な設定をおこなった。

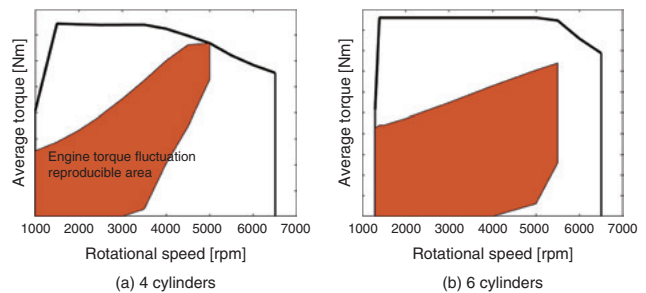


Fig. 2 Conventional specification of bench system

3. トルク変動再現のための低慣性・高剛性ダイナモ

Fig. 3 に入力ダイナモの外観を示す。

エンジントルク変動に起因する歯打ち音などの課題は 100 Hz 以下で発生することが多い^{(5), (6)}。100 Hz 以下の加振トルクに関しては、慣性モーメントの影響が大きく、それ以上の周波数帯では慣性モーメントとねじり剛性で決まる共振周波数が影響する。エンジントルク変動によって生じる NV は低周波数で発生しやすいことから、慣性モーメントの検討を実施後、共振周波数の検討を実施した。

3.1. 慣性モーメントの目標設定

加振トルクや共振周波数の検討をおこなうため、ベンチのねじり振動モデルを簡易的に Fig. 4 のように考える。ダ

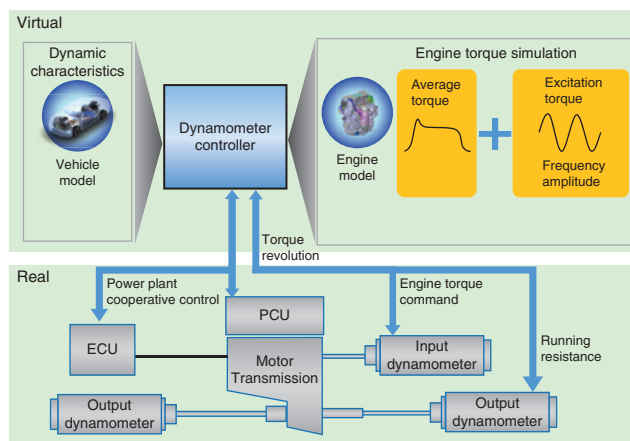


Fig. 1 Overview of VRS

イナモの慣性モーメントを J_1 [kgm²], 設備全体のねじり剛性を k [Nm/rad], 粘性減衰係数を c [Nms/rad], 供試体慣性モーメントを J_2 [kgm²] とする。

ここで, $p = \sqrt{k/J_2}$, $\beta = J_2/J_1$, $\zeta = c/2\sqrt{J_2 k}$ としたとき, ダイナモの角変位 θ_1 と供試体の角変位 θ_2 はダイナモの加振トルク T_d [Nm], 加振周波数 ω [rad/s] を用いて式 (1) のように表される。

$$\begin{bmatrix} \theta_1(\omega) \\ \theta_2(\omega) \end{bmatrix} = \frac{T_d/J_1}{\omega^2(\omega^2 - p^2) - \beta p^2 \omega^2 - 2i\zeta p \omega (1 + \beta)} \begin{bmatrix} p^2 - \omega^2 + 2i\zeta p \omega \\ p^2 + 2i\zeta p \omega \end{bmatrix} \quad (1)$$

この時供試体に入力されるトルク変動 T_c を θ_1 , θ_2 を用いて表すと式 (2) のようになる。

$$T_c = |\theta_1 - \theta_2| \sqrt{k^2 + c^2 \omega^2} \quad (2)$$

加振周波数 ω がねじり剛性 k に対して十分小さいと仮定すると式 (2) は式 (3) のように近似できる。

$$T_c = \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot T_d \quad (3)$$

同様にエンジンのトルク変動を T_e , クランクシャフト慣性モーメントを J_1' とするとその時の供試体入力トルク変動 T_c' は式 (3)' のようになる。

$$T_c' = \frac{J_2}{J_1' + J_2} \cdot T_e \quad (3)'$$

ダイナモでエンジンと同様のトルク変動を実現するには T_c と T_c' が等しくなればよく, 要求される慣性モーメントは式 (4) から算出可能となる。

$$J_1 = \frac{T_d}{T_e} (J_1' + J_2) - J_2 \quad (4)$$

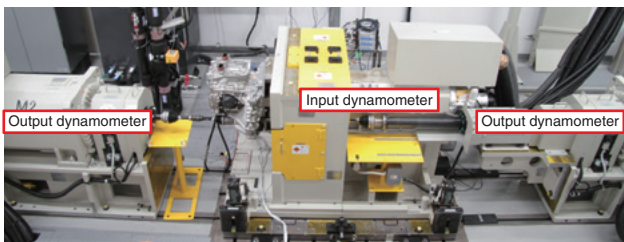


Fig. 3 Appearance of input dynamometer

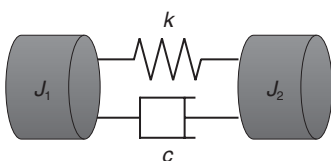


Fig. 4 Torsional vibration model of bench system

Table 1 Calculation condition for requested value of inertia

Excitation torque upper limit of dynamometer [Nm]	1200
Inertia of crankshaft [kgm ²]	0.04
Inertia of test piece [kgm ²]	0.12
Max torque fluctuation of engine [Nm]	600

各パラメータの値は Table 1 のようになるため, 設備の慣性モーメントは 0.2 kgm² 以下を目標とした。

3.2. 共振周波数の目標設定

式 (2) で定義した供試体に入力されるトルク変動がダイナモ加振トルク T_d を超える条件では共振領域に入る。そのため, エンジンの上限回転数での燃焼主次数の周波数 350 Hz において共振領域に入らないよう共振周波数の目標を定めた。粘性減衰係数 c が 0 の条件で式 (2) を元にダイナモ加振トルクを超える周波数 ω_1 を算出すると式 (5) のようになる。

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k}{J_2}} \quad (5)$$

式 (5), 式 (6) より共振周波数を算出し, 共振周波数の目標を現状の 350 Hz に対して 450 Hz とした。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{(J_1 + J_2)k}{J_1 J_2}} \quad (6)$$

3.3. ダイナモの仕様検討

ダイナモはねじり共振だけでなく, 曲げ共振も考慮した軸設計が必要となり, さらには曲げ振動による耐久性の観点から軸受けを増やす必要がある。また, 共振周波数を上げることを狙い高剛性の無線トルクメータの採用を検討したが, アンテナ部を遮蔽しないように金属部品を配置できない領域が設けられており, カップリングを複数取り付ける必要が生じた。このような理由から初期仕様は Fig. 5 のようになり, トータルの慣性モーメントは 0.3 kgm², ねじり共振周波数は 270 Hz であった。

軸の共振周波数を上げるためにはねじり剛性 k を大きく

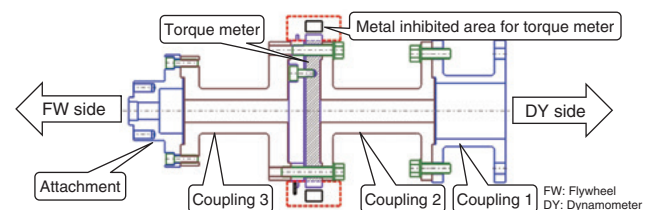


Fig. 5 Initial component of input dynamometer

する必要がある。しかしながら設備に用いられるフランジなどの部品の慣性モーメント J とねじり剛性 k は、簡易的に円筒形で考えた場合、外径を D_1 、内径を D_2 、軸長を L 、材料密度を ρ 、横弾性率を G とすると、それぞれ式 (7)、(8) で表すことができ、径方向の寸法によって慣性モーメントとねじり剛性がトレードオフになることが分かる。

$$J = \frac{\pi}{32} \rho \cdot L \cdot (D_1^4 - D_2^4) \quad (7)$$

$$k = \frac{G \cdot \pi (D_1^4 - D_2^4)}{32L} \quad (8)$$

回転部品の慣性モーメントを低減するため Fig. 6 に示す 1D モデルで、各部品のねじり剛性がねじり振動 1 次の共振周波数に対してどのような寄与があるかを計算したところ、Fig. 7 のような結果となった。

トルクメータのねじり剛性は十分に高く、系全体の共振周波数に対して寄与が低いことから部品構成の見直しをおこない、Fig. 8 に示すような低慣性で共振周波数を高くできる仕様を選定した。また、曲げ振動に関しては搭載可能な重量を取り付ける供試体の上限である 20 kg に制限することで対応した。

Table 2 に従来の設備との諸元比較結果を示す。

Fig. 9 に示す通り、このような構造変更で駆動ダイナモのねじり共振周波数を 350 Hz から 500 Hz まで引き上げた。それにより、加振周波数の上限を 280 Hz から 440 Hz

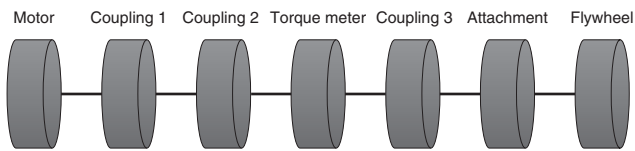


Fig. 6 1D CAE model of input dynamometer

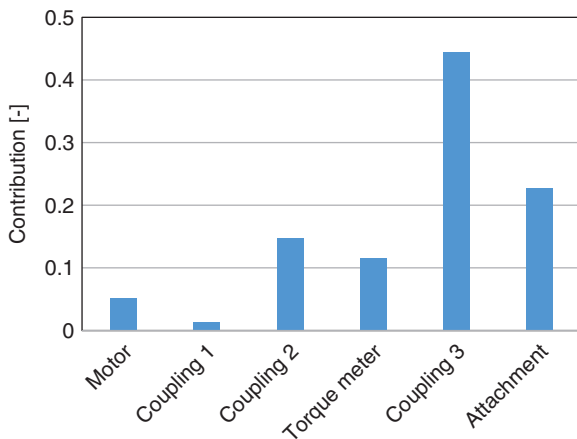


Fig. 7 Contribution of components

Table 2 Comparison of apparatus specifications

	Conventional specification	Proposed specification
Inertia [kgm ²]	0.15	0.2
Stiffness [kNm/rad]	270	485
Max torque [Nm]	500	1600

まで拡大した。

以上のように低慣性・高剛性のダイナモとしたことで、Fig. 10 に示す通り、4 気筒、6 気筒共にエンジンのトルク変動が再現可能な領域を大幅に拡大し、ねじり振動の課題が発生しやすい 3000 rpm 以下においてトルク変動が全域再現可能となった。

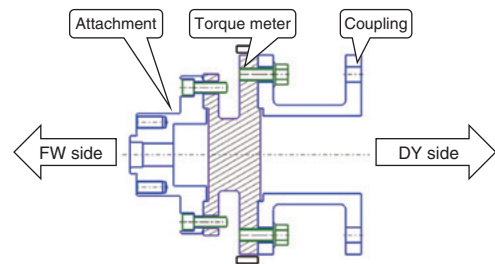


Fig. 8 Final component of input dynamometer

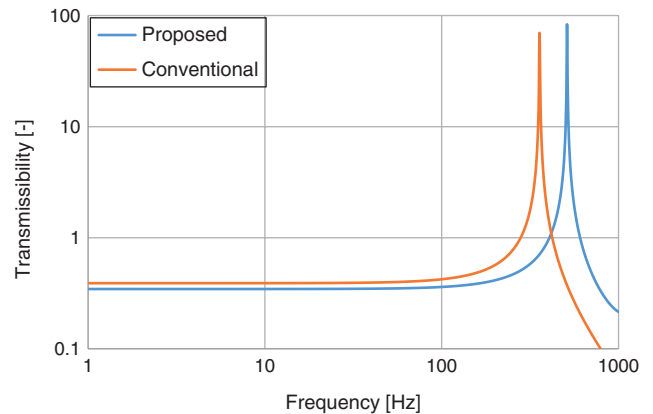


Fig. 9 Comparison for frequency response

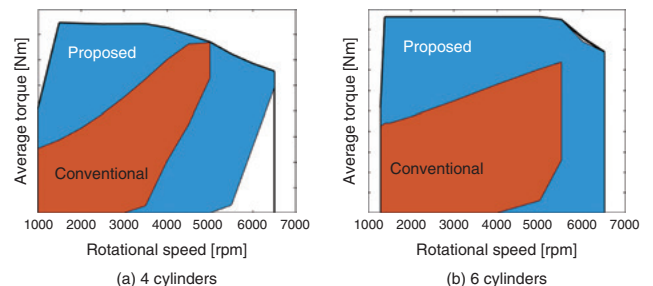


Fig. 10 Proposed specification of bench system

4. 実証実験

ラトルノイズは低トルクでトルクフロー上のギアが歯面分離を起こすことで発生するものと、トルクに関わらず遊動ギアの歯打ちによって発生するものがある。低トルク域のトルク変動は従来のダイナモでも再現可能ではあったが、加振トルクが小さいことからパラメータスタディが十分にできなかった。また、高トルク域のトルク変動は再現ができなかった。

本ダイナモを用いることで全トルク領域における加振トルクのパラメータスタディが可能となり、部品交換をせずラトルノイズのメカニズム解析が可能であることを実証する。ラトルノイズはエンジンのトルク変動が Fig. 11 に示すようなフライホイール (FW) のダンパースプリング、ドライブシャフトをばねとする振動系により増幅、減衰されてトランスミッションに伝わり、クリアランスを有する内部の部品が振動し、部品同士が衝突することで発生する音である。そのため、FW 減衰特性に起因するトルク変動及び、トルク変動入力による内部部品の振動に対して解析をおこなった。

4.1. フライホイールに起因するトルク変動解析

2 モータハイブリッド車におけるラトルノイズ発生時のクランクシャフト回転数の周波数解析結果を Fig. 12 に

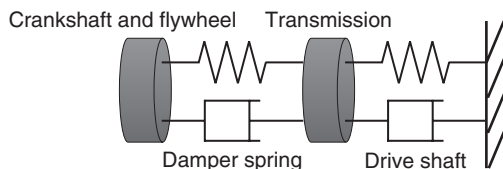


Fig. 11 Overview of torsional vibration model for vehicle

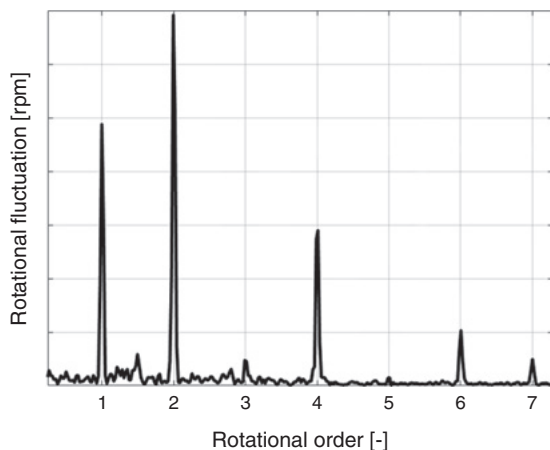


Fig. 12 Rotational fluctuation of crankshaft

示す。

4 気筒エンジンは通常回転 2 次以上の回転変動が発生するが、回転 1 次の回転変動が発生しており、分数調波振動が原因と考えられる。分数調波振動は Fig. 13 に示すようなダンパースプリングのばね剛性が k_1 と k_2 をまたぐように変動する際に発生する事象である。

対象となる FW は入力されるトルクが 30 Nm 以上変化する場合、ヒステリシストルクが変化するような構造となっている⁽⁷⁾。Fig. 14 はラトルノイズ発生時の ECU 上でのエンジントルク波形であり、トルク変化が 30 Nm 以上あるため高フリクション領域を使用する。そのため Fig. 15 に示す通り、高フリクション領域へ遷移することでダンパースプリングのねじり剛性が変化し、分数調波振動が発生していると考えられる。

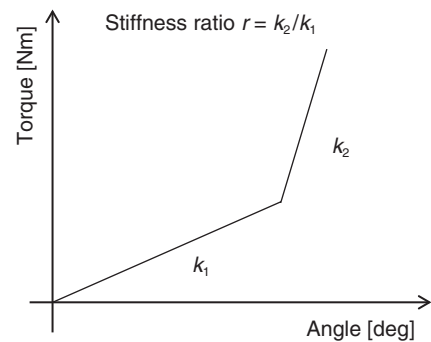


Fig. 13 Overview of damper spring stiffness

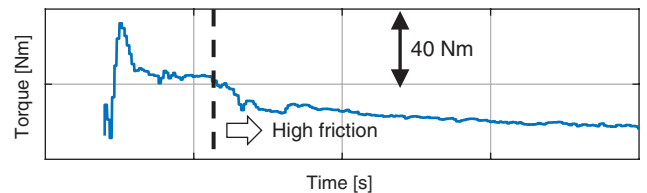


Fig. 14 Time-series data of engine torque

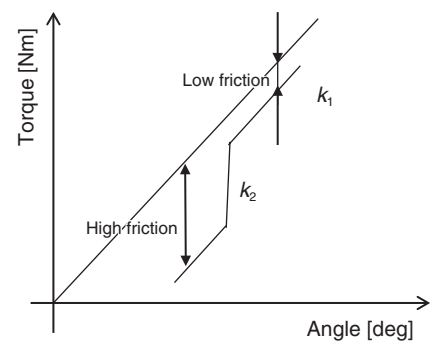


Fig. 15 Stiffness change with friction transition

次にダンパースプリングの静的なばね剛性を k_s [Nm/rad], フリクションが変化する際の動的なばね剛性を k_d [Nm/rad] とすると, FW は Fig. 16 に示すような並列ばねとしてモデル化される. このとき, 二つのばね剛性 k_1, k_2 は式 (9) のように表される.

$$\begin{aligned} k_1 &= k_s \\ k_2 &= k_s + k_d \end{aligned} \quad (9)$$

動的なばね剛性 k_d はフリクション部の立ち上がり時におけるばね剛性を k_f [Nm/rad], フリクショントルクを f [Nm] とすると, Fig. 17 のようにモデル化される. また, ねじれ角変位振幅 θ [rad] を用いて式 (10) であらわすことができる⁽⁸⁾.

$$k_d = \frac{f}{\theta} \tanh \frac{\theta \cdot f}{k_f} \quad (10)$$

分数調波振動は剛性比 r を小さくすることでその発生レベルが小さくなることが報告されている⁽⁹⁾. θ が大きくなると式 (10) の $\tanh$ 部分は1に漸近するため k_d が低下し, 合成ばね k_2 が低下する. このことから, 加振トルク振幅を大きくし θ が大きくなることで, 分数調波振動の発生レベルが低下すると考えられる.

加振トルク振幅を大きくした場合の分数調波振動の発生レベルの変化を実機にて確認した結果と Fig. 16 のダンパースプリングモデルを組み込んだ CAE 解析結果の比較を Fig. 18 に示す. 加振トルク振幅を大きくすることで1次のトルク変動が実測, CAE 共に低下していく傾向が捉えられている.

トルク変動のパラメータスタディが可能となったことで分数調波振動の発生メカニズムがフリクションプレートに

よる非線形特性であることが, 特性の異なる FW への組み換え無しで解析することができた.

4.2. トルク変動起因の内部部品挙動解析

ラトルノイズ発生時, 駆動系内部での対策はバックラッシュやクリアランスを小さくし, 部品の振動を抑えることが効果的⁽¹⁰⁾であるが, 駆動系内部は多くのクリアランスを有している. そのため効果的な対策を実施するためにはラトルノイズの原因となっているクリアランス箇所を特定することが重要である. しかしながら部品を組み替えてテストを実施する場合, その対策量が十分ではない場合にはラトルノイズレベルの変化が微小であり, 歯打ち箇所の特定制をおこなうことは容易ではない.

そこで, 加振トルクのコントロールをおこなうことでラトルノイズの発生レベルを変更し, 歯打ち発生時の駆動系部品の挙動とラトルノイズの比較をおこなうことで歯打ち箇所の特定が可能になると考えた.

部品の挙動に関連する事象はトルク変動が入力されることによって発生する回転変動, 及びギア歯面から発生する分力によるスラスト変動, ラジアル変動に限定されることが過去の知見から明確になっている. これらの挙動の計測をおこなうため Fig. 19 のように変位センサをトランスミッション内部に取り付け, 軸挙動の計測をおこなった.

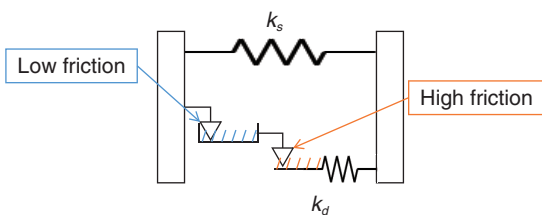


Fig. 16 FW model with parallel spring

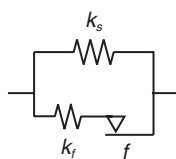


Fig. 17 Damper spring and friction model

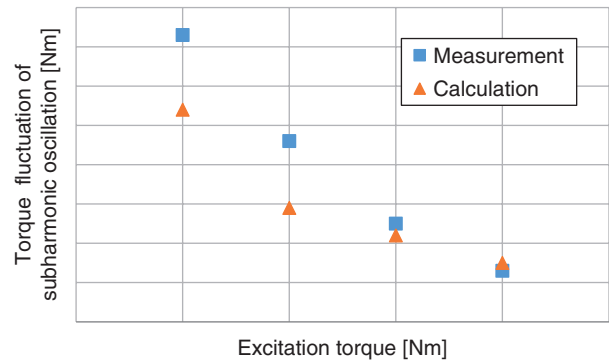


Fig. 18 Torque fluctuation of subharmonic oscillation

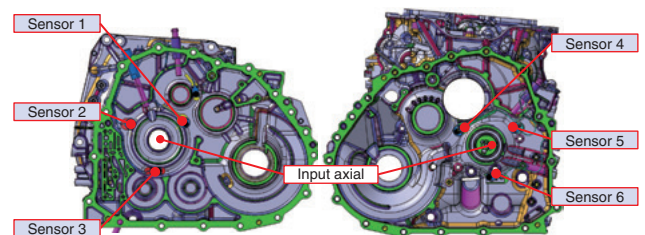


Fig. 19 Positions of displacement sensors

エンジン側に突き当てた状態を各部品の原点とし、Fig. 20 に示すように座標軸を定義した。

各部品の計測箇所 3 点 A, B, C, を通る平面の法線ベクトル n は式 (11) で表される。法線ベクトル n から各部品のスラスト方向変位 S , 倒れ角 ϕ は式 (12), (13) のように算出される。

$$\vec{n} = \begin{pmatrix} x_n \\ y_n \\ z_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (y_b - y_a) \cdot (z_c - z_a) - (z_b - z_a) \cdot (y_c - y_a) \\ (z_b - z_a) \cdot (x_c - x_a) - (x_c - x_a) \cdot (z_c - z_a) \\ (x_b - x_a) \cdot (y_c - y_a) - (y_b - y_a) \cdot (x_c - x_a) \end{pmatrix} \quad (11)$$

$$S = \frac{x_n x_a + y_n y_a + z_n z_a}{z_n} \quad (12)$$

$$\phi = \tan^{-1} \sqrt{\left(\frac{x_n}{z_n}\right)^2 + \left(\frac{y_n}{z_n}\right)^2} \quad (13)$$

計測した時系列結果の一例を Fig. 21 に示す。上段は L サイドカバーの膜面方向加速度、中段は Overdrive gear のスラスト変位、下段は Input shaft のスラスト変位を示しており、ラトルノイズ発生時に各部品が大きく変位していることが分かる。

Fig. 22 は L サイドカバー加速度の周波数解析結果である。ラトルノイズのような非定常音は高い時間分解が必要であることから、ラトルノイズ解析に既に活用されている wavelet 変換を用いて解析をおこなっている⁽¹¹⁾。周波数解

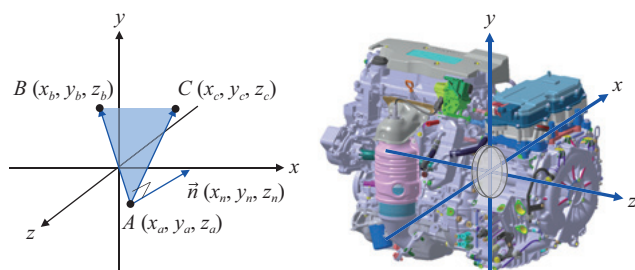


Fig. 20 Definition of coordinate axes

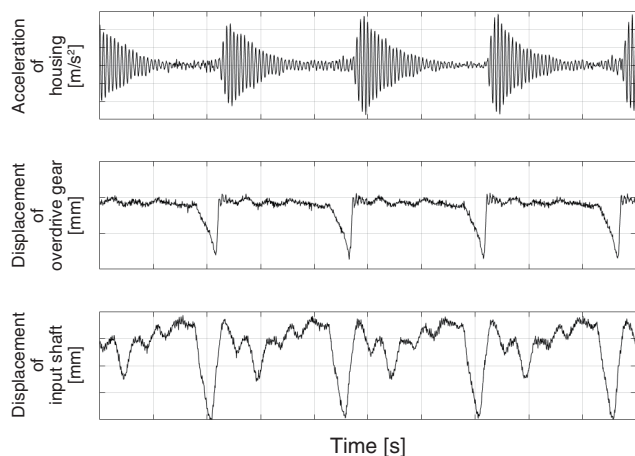


Fig. 21 Results of measurement

Table 3 Correlation coefficient to acceleration

Overdrive gear thrust displacement	0.8994
Input shaft rotation	-0.1645
Input shaft thrust displacement	-0.1303
Input shaft radial angle	0.2105
Overdrive gear radial angle	0.0864

析の結果よりラトルノイズは 500 Hz から 1000 Hz の間で強くピークを持っていることが分かる。

加振トルクが異なる条件でラトルノイズの発生周波数である 500 Hz から 1000 Hz における Partial Overall (POA) を各挙動に対して算出し、L サイドカバーの加速度との比較をおこなった。一例として相関の高い挙動のグラフを Fig. 23 に示す。

次に、この散布図から各挙動と加速度の相関係数を求めた結果を Table 3 に示す。

各挙動の中で Overdrive gear のスラスト方向の変位と加速度に強い相関がみられたため、ラトルノイズの原因は Overdrive gear のスラスト変位であると考えられる。

次に Overdrive gear のスラスト変位が発生しないよう

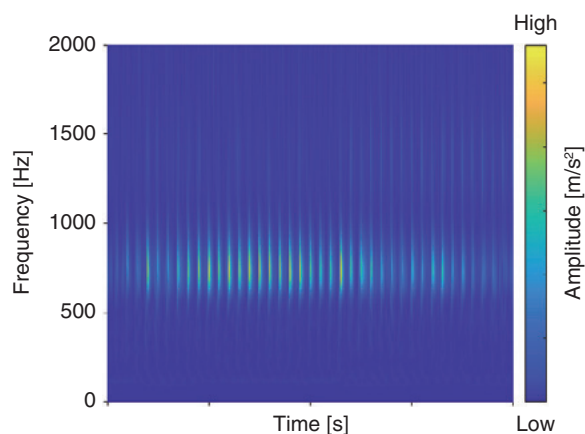


Fig. 22 Result of frequency analysis

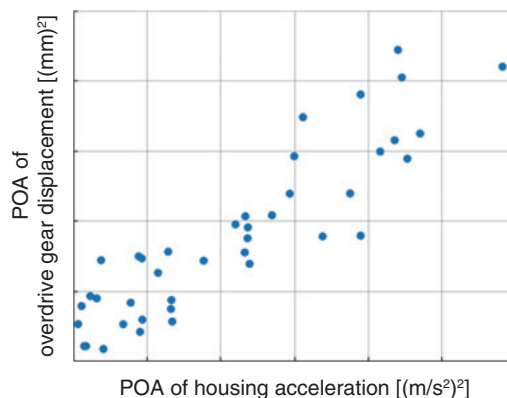


Fig. 23 Relationship of displacement and acceleration

圧入した仕様へ変更し同一条件でテストをおこなった結果を Fig. 24 に示す。

Overdrive gear のスラスト変位を抑えることでラトルノイズの発生が抑えられており、加振トルクを変化させることによって、部品の交換をせずラトルノイズ発生箇所が特定できた。

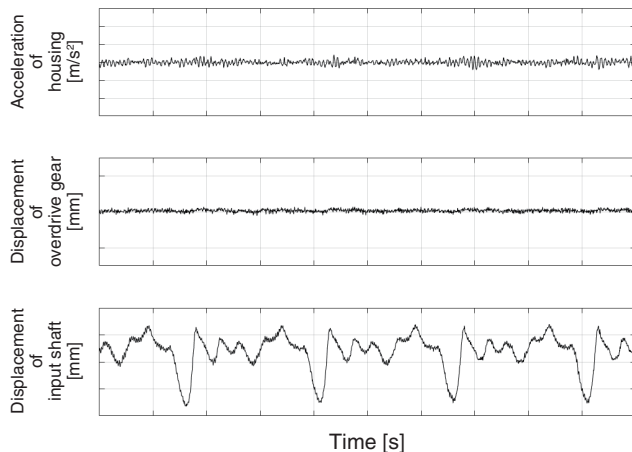


Fig. 24 Result of countermeasure

5. まとめ

VRS に用いるダイナモの検討に当たり、1D CAE を用いて各部のねじり剛性の寄与を明らかにしながら低慣性・高剛性となるような構造変更をおこなった。その結果慣性モーメントは 0.2 kgm^2 、共振周波数は 500 Hz となり、トルク変動に起因する事象の解析に必要な運転領域のすべてで、トルク変動を再現することができた。このようにして加振トルク領域を拡大した VRS を活用したパラメータスタディにより、FW の減衰特性メカニズム及びラトルノイズの発生部位特定を部品の組み換え無しでおこなえることを検証した。

本研究により、トランスミッション開発におけるエンジントルク変動に起因する駆動系ねじり振動課題に対し、加振トルクを変更することで部品交換をせずに解析をおこなうことができ、効率向上や早期仕様決定に大きく貢献できると考える。

参考文献

- (1) 佐川正記, 角田芳秋, 福島利章: 企画段階で適用可能な駆動系ねじり振動予測のためのエンジントルク変動推定技術, 自動車技術会 2020 年秋季大会学術講演会予稿集, No. 135-20, (2020)
- (2) 堺昭治, 小島靖, 城田幸司: ハイブリッド車の開発支

援設備としての VRS, デンソーテクニカルレビュー, Vol. 13, No. 1, p. 26-30, (2008)

- (3) 古賀俊行, 金子弘隆, 小松英隆: 車両モデル (Functional Digital Vehicle) と実機パワートレインベンチとの融合による多性能開発, 自動車技術会 2020 年秋季大会学術講演会予稿集, No. 153-20, (2020)
- (4) 長山勲: 自動車エンジン基本ハンドブック - 知っておきたい基礎知識のすべて -, 山海堂, p. 100-104, (2007)
- (5) 花井英二, 三谷真一, 中村博政: MT 車歯打ち音予測技術の研究, Honda R&D Technical Review, Vol. 16, No. 1, p. 139-144
- (6) 薄井友彦, 尾梶智哉, 松井亮, 村松達也, 山下義幸: 高減衰ダンパを搭載した超偏平小型トルクコンバータ, 自動車技術会 2015 年秋季大会学術講演会予稿集, No. 58-15A, p. 1405-1409, (2015)
- (7) 特開平 07-259879
- (8) 中原淳, 山崎浩二, 大滝雄介: サスペンション性能設計のためのラバープッシュモデル, 自動車技術会論文集, Vol. 45, No. 6, p. 1049-1054, (2014)
- (9) 田辺裕樹, 伊藤貴章, 中島宏幸: 広角捻りダンパーの非線形振動分析, 自動車技術会シンポジウム, (2008)
- (10) 中渡洸導, 宮坂賢治, 遠藤弘淳, 森田善仁, 山下裕悟: 実稼働 TPA によるハイブリッドトランスアクスル内歯打ち部位の特定, 自動車技術会 2018 年秋季大会学術講演会予稿集, No. 110-18, (2018)
- (11) 石井秀明, 植村広, 章忠, 今村孝: ステアリングシステムの音源探査技術の開発, 計測自動制御学会産業論文集, Vol. 10, No. 9, p. 73-80, (2011)

■著 者■



塩田 啓二



佐川 正記



天野 雅文



末竹 和幸