

MT車加速時の前後振動の研究

Research on Longitudinal Vibration of MT Vehicle during Acceleration

片桐 好 浩*
Yoshihiro KATAGIRI
齋 藤 浩 之*
Hiroyuki SAITOU

矢 谷 浩*
Hiroshi YATANI
白 木 達 也*
Tatsuya SHIRAKI

伊 神 肇*
Hajime IGAMI
大 森 生 雄*
Ikuo OOMORI

要 旨

MT車の加速時の前後振動波形から、官能評価と関連の高い五つの評価指標を構築した。加速時の車体前後振動のメカニズムをエンジン、駆動系、タイヤ、エンジンマウント、サスペンションの伝達系全体について明確にした。シミュレーションに使用した各要素の特性データはすべて設計値を採用した結果、実車の存在しない開発初期段階での仕様検討が可能となった。本開発手法を新型アコードの開発に適用したところ、サスペンション特性やエンジントルク制御の最適化などの仕様決定が早期になされ開発時間を半減できた。

ABSTRACT

Waveforms of longitudinal vibration during acceleration in MT vehicles have been used to develop five evaluation indices corresponding to sensory evaluations. The mechanism of longitudinal vibration during acceleration was clarified in each part of the system through which it is transmitted: engine, drive train, tires, engine mounts and suspension. A simulation model was constructed employing design values as the main elements, enabling specifications to be tested in the initial development phase, before the construction of an actual vehicle. This method was utilized in the development of the new model Accord, enabling suspension characteristics and engine torque control, among other design elements, to be optimized at an early stage, and resulting in the reduction of development time by half.

1. はじめに

近年、動力性能、騒音、燃費などの数値で評価される性能と同様、「心地よい」「ドライバの意のままに」といった人間の感性によって評価される性能が重要となっている。しかしながらこのような性能を的確に定量化することは困難なため、車両の開発において実車試験による官能評価に頼らざるを得ず、試行錯誤により多大な工数が費やされることが多かった。

MT車でアクセルペダルを踏み込んだ際に発生する車体の前後振動はドライバに不快感を与える改善しなければならない重要な性能の一つである。この現象については過去にもエンジンマウント剛性の最適化⁽¹⁾などの改善例が報告されている。

このような振動問題は、多くの構成部品のさまざまな特性に起因しており、同時に他の性能とのトレードオフの関

係にあることが多い。そのため関連項目が複雑に絡み合っており、単一部品の特性改善で解決できる場合は少ない。また実車試験により発生メカニズムや影響度を明確にすることは非常に難しく、高精度な解析技術が要求されている。

本報では、評価指標とシミュレーションモデルを構築し、量産車開発へ適用した結果を報告する。

2. 開発のねらい

MT車の開発において開発時間の短縮を達成するために重要なことは、開発初期段階で可能な限り仕様を熟成し実車試験による試行錯誤を減少させることである。

車両の挙動シミュレーションはノウハウの蓄積により、過渡時の高精度な解析が可能となった。しかしながら挙動を正確に再現するためには、要素の特性に関する実車計測データが必要であり、開発初期段階での活用は困難

*栃木研究所

であった。また評価が実車試乗による官能評価により決定されてきたため、代わり得る評価指標がなく、車両の挙動シミュレーションができていても評点まで判定することは困難であった。

そこで本研究において、以下の三点を主要なねらいとした。

- (1) 官能評価に代わり得る評価指標の構築
- (2) 開発初期段階より活用できるシミュレーションの構築
- (3) 量産車開発への適用による開発時間の短縮

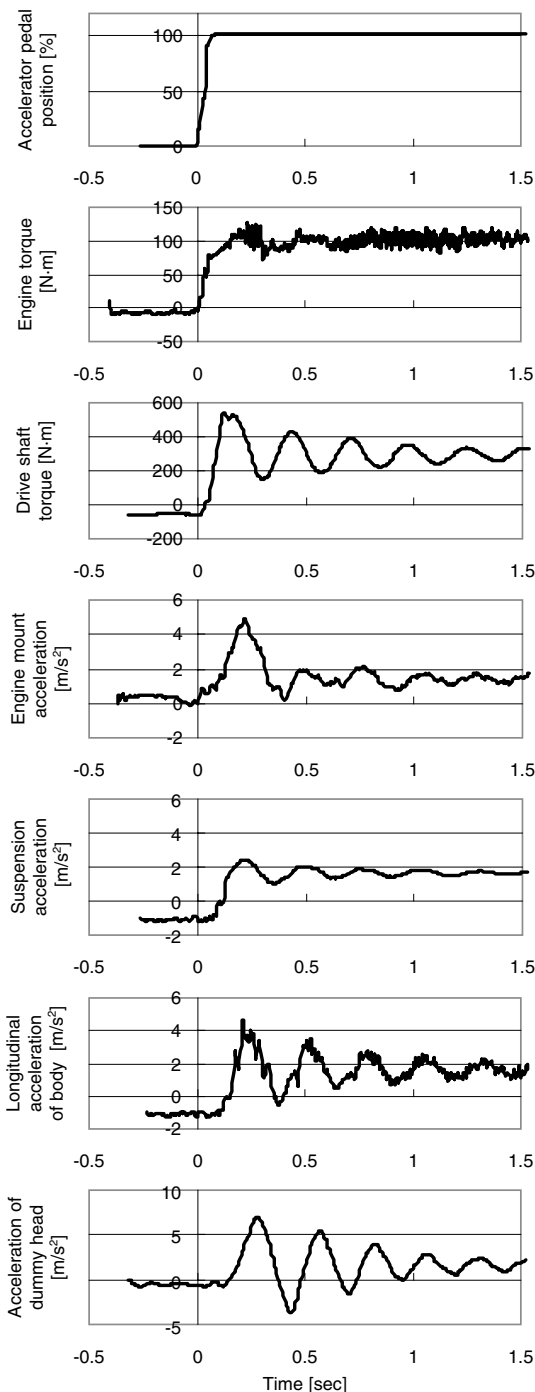


Fig. 1 Time history of body vibration by acceleration shock WOT acceleration, 2nd gear, 1500rpm

3. 評価指標の構築

評価指標の検討にあたり、多数のドライバにより市販車両の試乗比較を実施し、十点法の官能評価を実施した。その結果と計測値を比較分析し評価指標を構築した。

3.1. テスト方法

加速に伴う車体の前後振動周波数はギヤ比によって異なり、高速用のギヤ段になるほど周波数も高くなる。また定常走行中からの加速よりも、減速フューエルカット後の状態から再加速した場合の方が振動が大きく問題となりやすい。

特に1速～3速、時速20～40Km/Hの低速走行で発生する3～8Hzの振動がフィーリングを悪化させる。計測例をFig. 1に示す。加速に伴う車体の前後振動の発生プロセスを確認するため、実車試験としてアクセルペダル開度を全閉減速から所定のエンジン回転速度で全開加速し、トルクと振動を計測した。シフト段、エンジン回転速度、アクセルペダル開度を変更し、十数種類の車両について計測を行った。実走中のエンジントルクは、気筒ごとの燃焼のバラツキを考慮し4気筒すべての内圧を計測処理し正味トルクとした。また、加速時の車体前後振動がシートと首に対する頭部の揺れから感じられることから、ダミーの頭部にセンサを取り付け前後方向の加速度を計測した。アクセルペダル全開に伴い、エンジンより急激なトルクが発生し、駆動軸にトルク変動が発生する。少し遅れてエンジンマウントとサスペンションにほぼ同時に変動が発生し、更に遅れて車両の前後方向にオーバーシュートと低周期変動が発生する。それから少し遅れてダミーに変動が発生する。

Fig. 2は、ダミー頭部の加速度と、車体の前後振動の周波数解析である。ダミー頭部の加速度は4 Hz 付近において増幅、11Hz 以上においては減衰していることがわかる。

3.2. 指標化

一方、アンケート調査結果によりドライバは一山目の

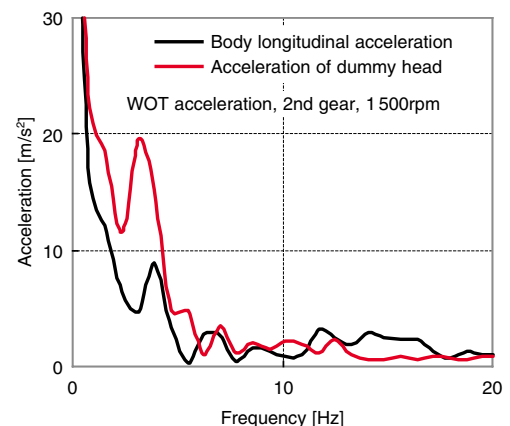


Fig. 2 Results of frequency analysis of dummy head acceleration

オーバーシュートをショック、その後の揺り返しをギクシャクと感じ、同時に一山目の応答の速さ(レスポンス)、素早い加速度の立ち上がり気持ち良さを、また加速度が低下しないことをスムーズと感じるものと仮定した。これらの主観的な運転感覚を数値化し官能評価の結果と比較することにより五つの評価指標を構築した。それぞれの指標の考え方を Fig. 3 に示し各数値指標を算出する式を以下のように定義した。

(A) ショック：ドライバの期待する加速度に対するオーバーシュート量を無次元化した値

$$\text{Overshoot} = \ddot{X}_A / \ddot{X}_{AVE} \quad (1)$$

(B) ギクシャク：ドライバの期待する加速度に対し低周波変動量を積分した変動エネルギー量

$$\text{Swing energy} = 1/2 \cdot m \cdot \left\{ \int |\ddot{X}_B - \ddot{X}_{AVE}| dt \right\}^2 \quad (2)$$

(C) レスポンス：ドライバのアクセルペダル操作に対する応答の速さ

$$\text{Delay time} = t_p + t_N \quad (3)$$

(D) クイック：ドライバのアクセルペダル操作に連動した心地よい加速の立ち上がり

$$\text{Torque increase} = (\ddot{X}_A - \ddot{X}_B) / t_p \quad (4)$$

(E) スムーズ：加速時の変動により発生する最低の加速度

$$\text{Minimum acceleration} = \ddot{X}_C \quad (5)$$

Nomenclature :

- $\ddot{X}_A$: Peak of acceleration [m/s²]
- $\ddot{X}_{AVE}$: Average acceleration [m/s²]
- $\ddot{X}_B$: Real acceleration [m/s²]
- $\ddot{X}_C$: Bottom of acceleration [m/s²]
- t_p : Time until peak [sec]
- t_N : No reactive time [sec]

Fig. 4 から Fig. 8 は、実車試乗による官能評価と上記計算式によって得られた五つの数値指標の相関を確認した結果であり、高い相関を示した。

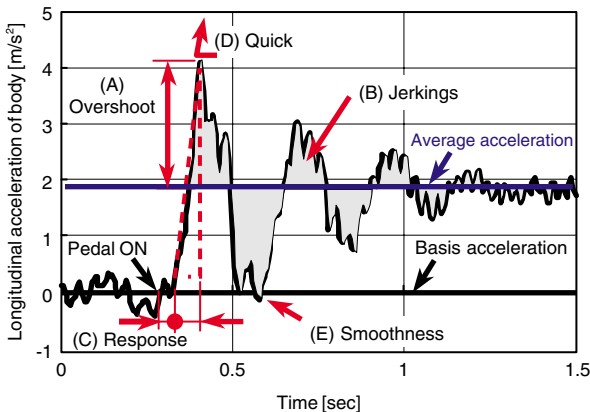


Fig. 3 Definition of index

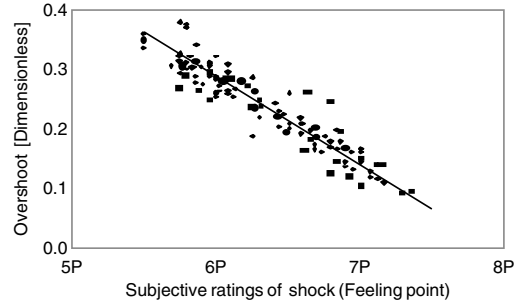


Fig. 4 Subjective ratings of shock characteristic against objective parameter

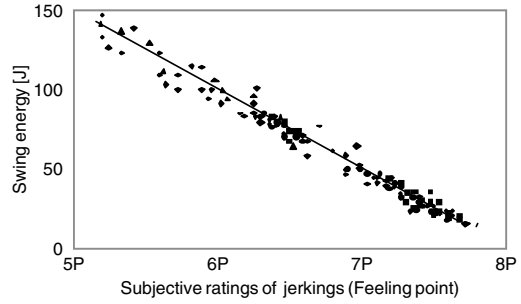


Fig. 5 Subjective ratings of jerkings characteristic against objective parameter

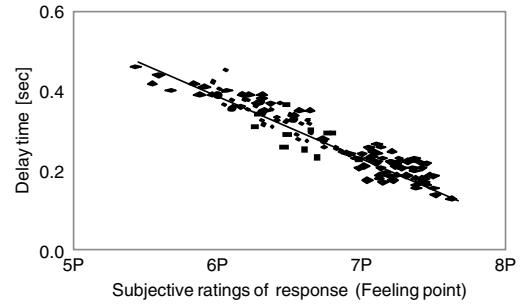


Fig. 6 Subjective ratings of response characteristic against objective parameter

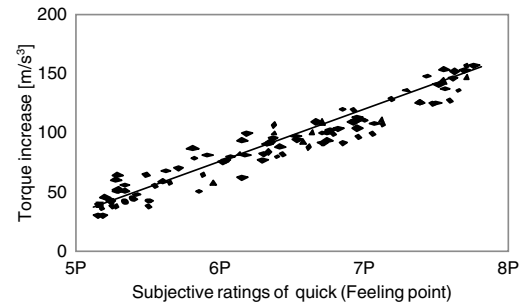


Fig. 7 Subjective ratings of quickness characteristic against objective parameter

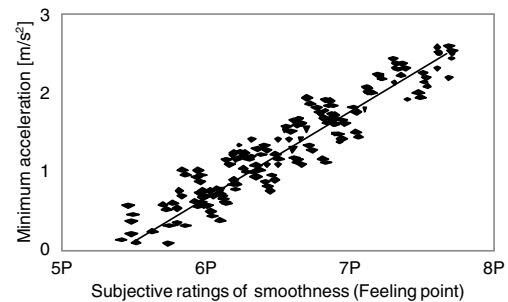


Fig. 8 Subjective ratings of smoothness characteristic against objective parameter

4. シミュレーションモデルの作成

加速時の車体前後振動を、エンジンからトランスミッション、ドライブシャフト、タイヤ、エンジンマウント、サスペンション、ボデーまでの連成振動としてシミュレーションモデルを作成した。以下に計算式を示す。

$$T_E - I_{FW} \ddot{\theta}_{FW} - T_{CL} = 0 \quad (6)$$

$$T_{CL} - C_{CL}(\dot{\theta}_{FW} - \dot{\theta}_{GB}) - K_{CL}(\theta_{FW} - \theta_{GB}) = 0 \quad (7)$$

$$T_{CL} - I_{GB} \ddot{\theta}_{GB} - T_{GB}/i = 0 \quad (8)$$

$$T_{GB} - K_{GB}(\theta_{GB}/i - \theta_{DS}) = 0 \quad (9)$$

$$T_{GB} - I_{DS} \ddot{\theta}_{DS} - T_{DS} = 0 \quad (10)$$

$$T_{DS} - C_{DS}(\dot{\theta}_{DS} - \dot{\theta}_{WH}) - K_{DS}(\theta_{DS} - \theta_{WH}) = 0 \quad (11)$$

$$T_{DS} - I_{WH} \ddot{\theta}_{WH} - T_{WH} = 0 \quad (12)$$

$$T_{DS} - I_E \ddot{\theta}_E - T_{EM} = 0 \quad (13)$$

$$F_{WH} - T_{WH} \theta_{SUS}/X_{SUS} = 0 \quad (14)$$

$$F_{WH} - M_{WH} \ddot{X}_{SUS} - F_V = 0 \quad (15)$$

$$F_V - C_{SUS}(\dot{X}_{SUS} - \dot{X}_V) - K_{SUS}(X_{SUS} - X_V) = 0 \quad (16)$$

$$F_V - M_V \ddot{X}_V - M_{PP} \ddot{X}_{EM} = 0 \quad (17)$$

Nomenclature :

- T : Torque [N・m]
- I : Inertia [N・m・s²]
- θ : Torsional angle [rad]
- C : Damping property [N・m・s/rad]
- K : Torsional stiffness [N・m/rad]
- F : Force [N]
- M : Mass [kg]
- X : Displacement [m]

Subscripts :

- E : Engine
- F : Flywheel
- CL : Clutch
- GB : Gear box
- i : Gear ratio
- EM : Engine mount
- DS : Drive shaft
- WH : Tire wheel
- V : Vehicle
- SUS : Suspension
- PP : Power plant

シミュレーションに使用した各要素の特性データはすべて設計値を採用した。ボデーの弾性振動の周波数域が20Hz

より低いことからパワープラントとボデーは剛体として扱った。エンジンマウント、サスペンション、タイヤなどの荷重-変位動特性についても、本事象の周波数が比較的低く、ラバーの動倍率が1に近いので、クラッチトーションやドライブシャフトの振り剛性などと同様に静特性で代用できると考えた。これらの荷重-変位静特性はテーブル関数で与えることにより非線形特性を考慮した。また、エンジントルク入力値はベンチ試験で得られた値を用いた。

Fig. 9 は全開加速時の車体前後振動のシミュレーション結果を実車計測データと比較した例である。

主変動である3Hzの低周波振動に加えて一山目に発生している15Hzの周波数成分も計算できている。

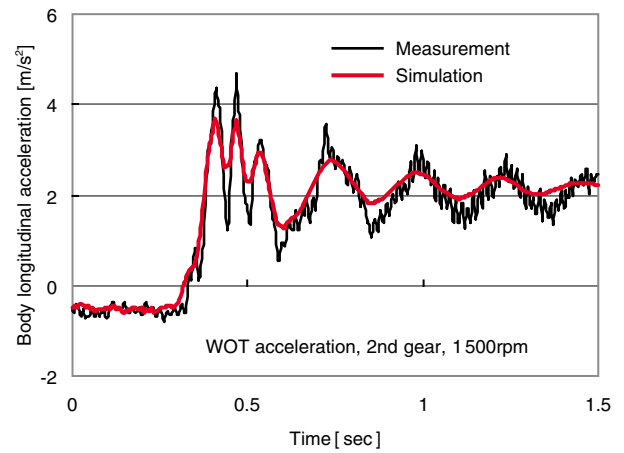


Fig. 9 Results of verification of simulation

5. 開発への応用

5.1. 寄与度解析

新型アコードの開発初期段階において前記シミュレーションを実施し、車体の前後振動に及ぼす各部品の影響度を解析した結果を Fig. 10 に示す。ドライブシャフト剛性、サスペンション剛性、エンジントルク制御、エンジン回転イナーシャ、車体イナーシャの影響が大きかった。

今回は、その一例としてサスペンション剛性とエンジントルク制御について対策を検討した。

5.2. 対策効果

5.2.1. サスペンション特性

サスペンション特性における前後コンプライアンスは乗り心地性と操縦安定性の相反する要求性能を両立させるように特性が決められている。この特性は車両に対し後向きの力が作用した場合に必要な特性であり、加速時のショックの原因である前向き方向の特性を変更してもこれらの性能に影響がないことがわかった。そこで前後方向で非対称な特性とし乗り心地性を保ちながら加速時のショックを低減させるように Fig. 11 に示すような特性に変更した。

サスペンションのコンプライアンスブッシュ特性の変更

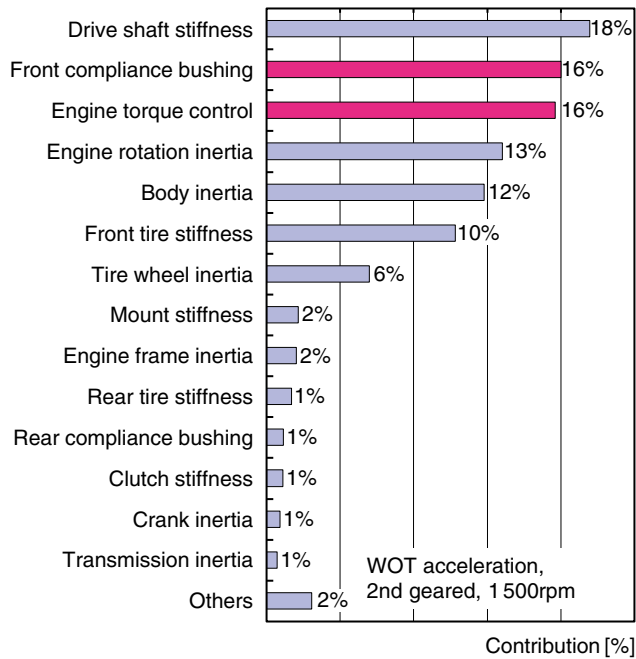


Fig. 10 Analysis of contribution of each part

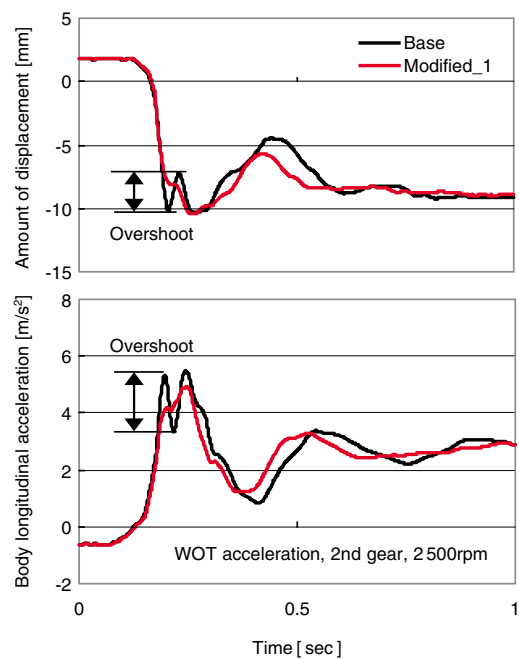


Fig. 12 Influence of compliance bushing (Simulation)

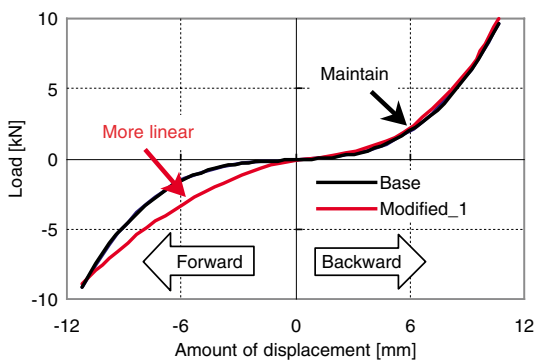


Fig. 11 Compliance bushing characteristic

前後の結果比較を Fig. 12 と Fig. 13 に示す。加速時における一山目のサスペンション変位が少なくなり、同時に一山目に見られた 15Hz のオーバーシュートも改善したことがわかる。

5.2.2. エンジントルク制御

寄与度解析によるとエンジントルク制御の影響を最も受けるのがショックとギクシャクである。この二つの項目の改善について検討した。

従来より、エンジントルク制御として点火時期の遅角制御や吸入空気量、燃料噴射量の減量制御によりエンジントルクの立ち上がり速度を制限してオーバーシュートと低周期変動を低減する手法がある。

まず最初にショックを改善するのに最適なエンジントルクの立ち上がり量について検討した。評価指標値の変化を Fig. 14 に示す。エンジントルクの立ち上がり速度を増加させるとレスポンスとクイックは向上するがショック、ギクシャク、スムーズは悪化し、特にショックが大きく変化することがわかる。初期の設定データに対して変化速度を20%

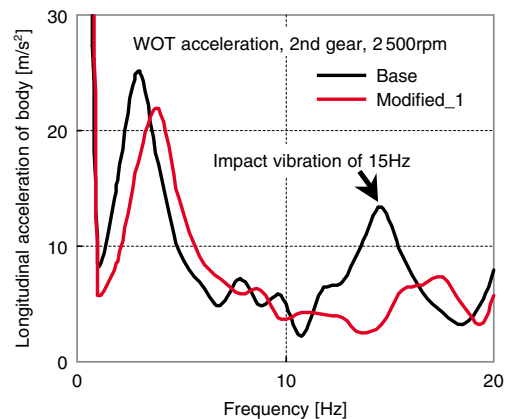


Fig. 13 Result of frequency analysis of body longitudinal acceleration of body (Simulation)

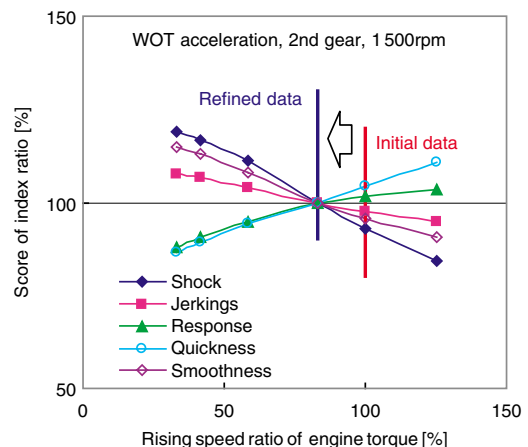


Fig. 14 Comparisons of speed of increase of engine torque (Simulation)

程度減少させることにより最適値となることがわかった。

次にギクシャクを改善するのに最適なエンジントルクの制御タイミングについて検討した。各回転速度における、実行遅れ時間を計測した。許容できる遅れ時間は、前述の指標より求めた値である。エンジン回転速度が低くなるに従い制御遅れが顕著になり、ギクシャクを悪化させていることがわかった。制御遅れの原因は、エンジン回転同期制御のために演算処理間隔が長くなることである。この低回転領域の制御タイミング遅れをプログラム変更により Fig. 15 に示すように減少させた。

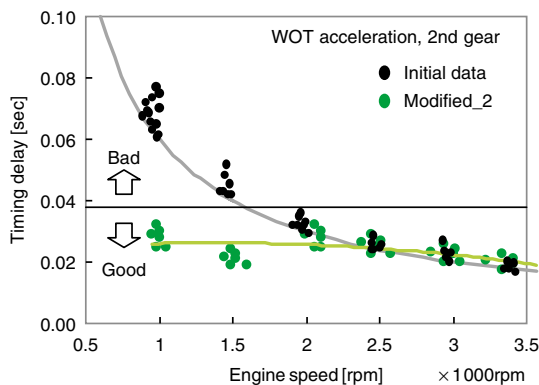


Fig. 15 Engine timing delay characteristics (Simulation)

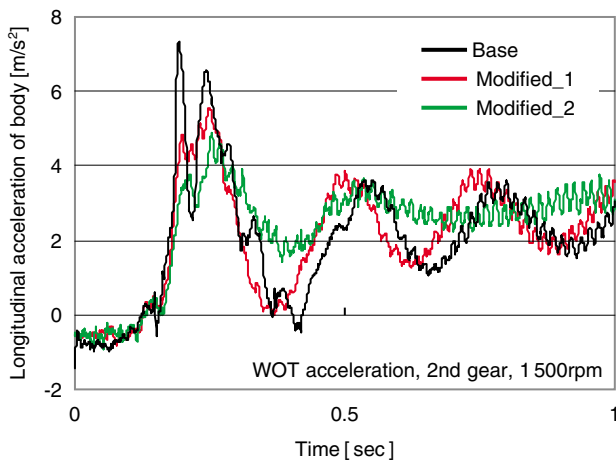


Fig. 16 Test results

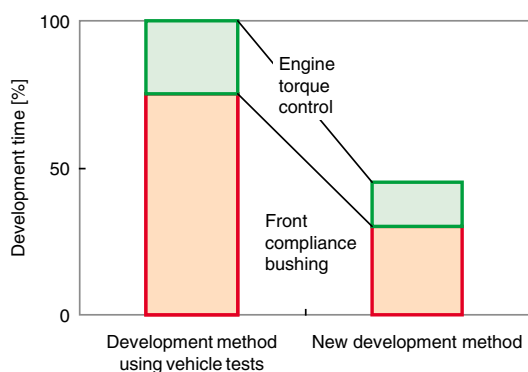


Fig. 17 Development time for acceleration feeling

Fig. 16はこれらの対策を反映した車体の前後振動の測定結果である。サスペンション特性を改善したModified_1にエンジントルク制御を追加したModified_2では、ショックとギクシャクが大幅に改善された。

5.3. 開発への適用効果

実車試験による試行錯誤を減少させ Fig. 17 に示すように開発時間を半減できた。

6. まとめ

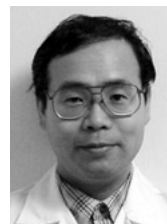
MT 車加速時の車体前後振動の研究を行ない、以下の結果を得た。

- (1) 加速時の車体前後振動における官能評価に代わり得る、ショック、ギクシャク、レスポンス、クイック、スムーズの五つの評価指標を構築した。
- (2) シミュレーションに使用した各要素の特性データはすべて設計値を採用した結果、実車の存在しない開発初期段階での仕様検討が可能となった。
- (3) 本開発手法を量産車の開発に適用した結果、開発時間を半減できた。

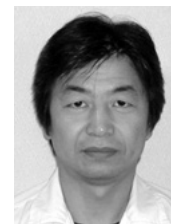
参考文献

- (1) 井上 実ほか, FF車の加減速ショック, 振動の解析, 自動車技術会, 学術講演会前刷集, No.921, p.97-100 (1992)

■ 著 者 ■



片桐 好浩



矢谷 浩



伊神 肇



齋藤 浩之



白木 達也



大森 生雄