

MT 車クラッチ締結時の車体前後振動の研究

Research on Longitudinal Vibration of MT Vehicle at Clutch Engagement

米 山 篤* 片 桐 好 浩*
Atsushi YONEYAMA Yoshihiro KATAGIRI
渡 辺 勝 彦* 尾 家 直 樹*
Katsuhiko WATANABE Naoki OIE

要 旨

MT 車のクラッチ締結時に発生する車両の前後振動に対し定式化をおこない、振動波形から官能評価と相関の高い数値での評価指標を構築した。

クラッチ締結時における車両の前後振動に寄与する部品を明確にし、車体駆動系のねじり系 1 次振動のシミュレーションを構築した結果、試作車が存在しない開発初期段階での仕様検討が可能となった。

本開発手法を量産車開発に適用したところ、ドライブシャフト剛性やエンジン回転を早く下げる制御などの仕様決定が早期になされ、効率的な対策を提案することができた。

ABSTRACT

Formulas have been developed to describe the longitudinal vibration that occurs when the clutch engages in an MT vehicle, and the vibration waveforms have been used to formulate evaluation indices that possess a high degree of correlation with sensory evaluations.

The parts that contribute to longitudinal vibration of the vehicle when the clutch engages were determined, and a simulation of the first-order vibration of the torsion system of the body and drivetrain was constructed, enabling specifications to be evaluated at the initial stage of vehicle development, when no prototype vehicle has yet been constructed.

The use of the new method in the development of a production vehicle enabled early determination of specifications, such as driveshaft stiffness, and the application of control to rapidly reduce engine speed, enabling effective responses to be proposed.

1. はじめに

MT 車において、変速時にスムーズな運転ができることは、重要な性能のひとつである。

しかし、駆動系に過渡的の入力を与えると駆動系共振を誘発し、車体の前後振動が発生するため、ドライバにとって不快で、スムーズに運転できない現象が起きる。

駆動系に過渡的の入力を与える操作のうち、アクセルペダルを踏み込んだ際に発生する車両の前後振動は、過去の研究^{(1)・(3)}により、定量評価が可能となった。また、シミュレーションをおこない開発初期段階からの仕様検討が可能である。

しかしながら、クラッチ締結時に発生する車両の前後振動に関して、仕様検討はまだ官能評価と経験にたよ

っているところが大きい。さらにシミュレーション技術もまだ十分に確立されてないことから、開発初期段階における仕様決定ができない。

そこで本報では、クラッチ締結した際に発生する車体の前後振動において、評価手法を定式化することによる数値評価手法、およびシミュレーションモデルの構築をおこなったので、その内容を報告する。

2. 本研究のねらい

車の開発においてより効率の良い対策をおこなう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。

実際、試作車が完成してからの仕様の変更は、他性能へ

*四輪開発センター

の影響が大きいため、十分にはできない場合が多い。そのため、工数をかける割に効率の良い対策をおこなうことは困難であった。

そこで本研究において、以下の二点を主要なねらいとした。

- (1) 官能評価に代わりうる数値評価手法の構築
- (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. 評価指標の定式化

評価指標を策定するため、まずは運動方程式からクラッチ締結時の車両の前後振動の定式化をおこなった。

車両の乗り心地性能を向上させるためには、ドライバーの乗り心地感覚から得られた官能評価にもとづく前後振動の評価値が必要となる。従来より、車両における乗り心地の国際標準として全身振動の暴露基準(ISO 2631)⁽⁴⁾が規格化されており、4-8Hzの上下振動や1-2Hzの水平振動に対して、人間の振動感受性が鋭敏であることが知られている。

また評価方法としても、振動及び乗り心地に関して色々な方法^{(5)・(9)}が提案されているが、室内実験装置等の限られた条件下によるものが主であり、実車での客観的な乗り心地感覚とは十分相関が得られておらず、車両開発への適用に至っていない状況であった。そこで本研究においては、実車走行試験で得られた官能評価の主成分となる物理因子を抽出し、車両挙動の物理式との相関を明らかにすることにより、車両開発に適用可能な数値評価手法を構築した。

はじめに車両挙動の物理式を考える。衝撃の大きさを評価するために Fig. 1 のようなモデルを使って検討をおこなう。球を車に衝突させ、球が車の中に止まる場合を考える。衝撃の大きさを測る量である運動量は

$$p = m \cdot v \quad (1)$$

となり、衝突している瞬間に物体が受けた力の総和を P とおくと、衝突が時刻 $t = 0$ で瞬間的に起きると考えると衝突の前後における運動量の変化は

$$\int_{0-}^{0+} dp = \int_{0-}^{0+} P(t) dt \quad (2)$$

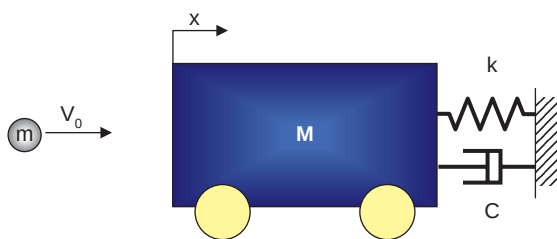


Fig. 1 Impact vibration model

となり、球の初期の運動量を p_0 とすると車が受ける衝撃は

$$-P = p_0 \quad (3)$$

となる。

衝撃により車両は x_0 変位する。減衰自由振動の運動方程式は

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2h\omega \cdot \frac{dx}{dt} + \omega^2 x = 0 \quad (4)$$

微分方程式論より解を $x = \exp^{\lambda t}$ と仮定すると、この減衰自由振動の包絡線は

$$x(t) = \left(\frac{1}{\omega \sqrt{h^2 - 1}} \cdot \frac{dx_0}{dt} \right) \cdot \exp^{-h\omega t} \quad (5)$$

となる。

Nomenclature

p : Impact power [N]

m : Mass [kg]

v : Velocity [km/s]

P : Reaction force [N]

M : Mass [kg]

c : Damping property [Nms/rad]

k : Torsional stiffness [Nm/rad]

ω : Angular velocity [rad/s]

x : Displacement [m]

以上、簡易的なモデルで評価手法の定式化ができた。

4. テスト方法

次に前記に定式化した考え方をもとにテスト手法を構築し、指標化をおこなった。

4.1. テスト手法

変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は高くなる。減速走行中からの変速よりも、加速直後の状態からの変速操作をした場合の方が振動は大きく、フィーリングが低下する。

特に1速から2速にシフトアップしたときの3Hzの車体前後振動が課題となる。計測例を Fig. 2 に示す。

変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、実車試験にて所定のエンジン回転速度を保ち、アクセル開度を全開にした上でクラッチを急締結する方法で変速した時のトルクと振動を計測した。シフト段、エンジン回転速度、アクセル開度をそれぞれ変更し、十数種類の車両について計測をおこなった。

4.2. 指標化

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、主観評価を実施した。その結果と計測値を比較分析することにより、数値で評価可能な指標を構築した。

ドライバはクラッチ締結時の急激な振動ピークをショック感、その後の揺り返しをギクシャク感と感じている。アンケート調査結果より、これらの主観的な運転感覚を数値化し、二つの評価指標を構築し Fig. 3 に示した。また各数値指標を算出する式を式(3)、式(5)より以下のように定義した。

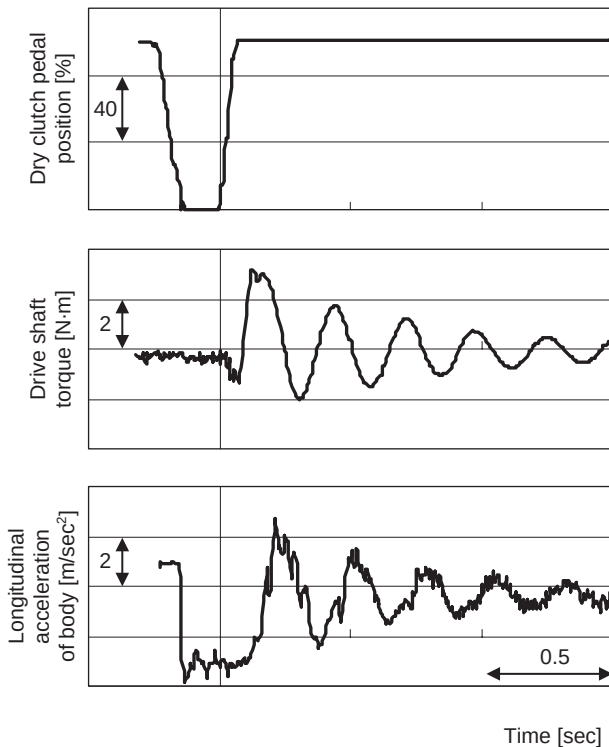


Fig. 2 Time history of body vibration by clutch engagement shock Closed accelerator, 1st-2nd gear, 3000 rpm

(a)ショック感(Kick)：衝撃力の総和と相関がある。

質量 m が大きいほど、また速度変化量 $dv(t)/dt$ が大きいほど、衝撃力は大きくなる。ここで m は車両固有の値であるため、一般化して単位重量あたりの速度変化を指標とする。

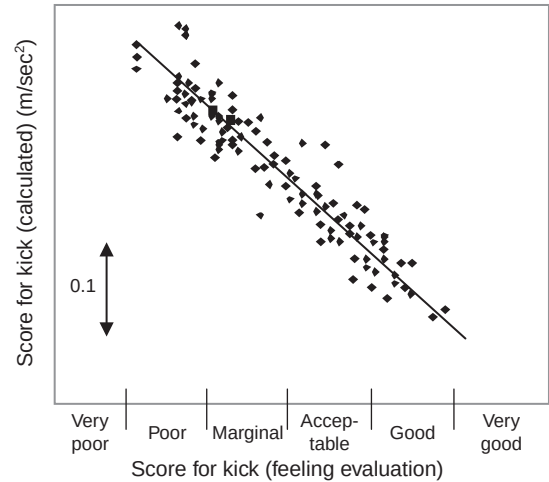


Fig. 4 Comparison of measured and calculated kick score

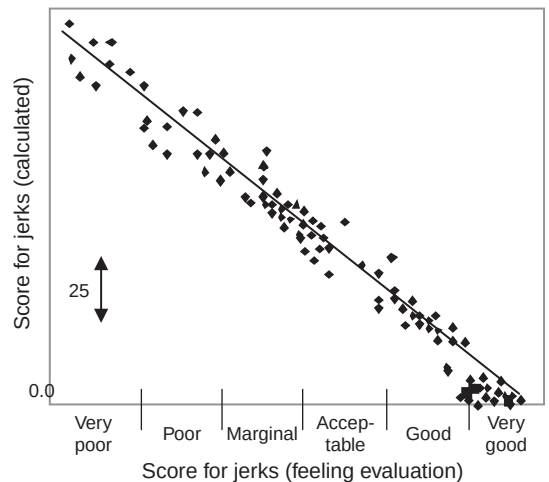


Fig. 5 Comparison of measured and calculated jerks score

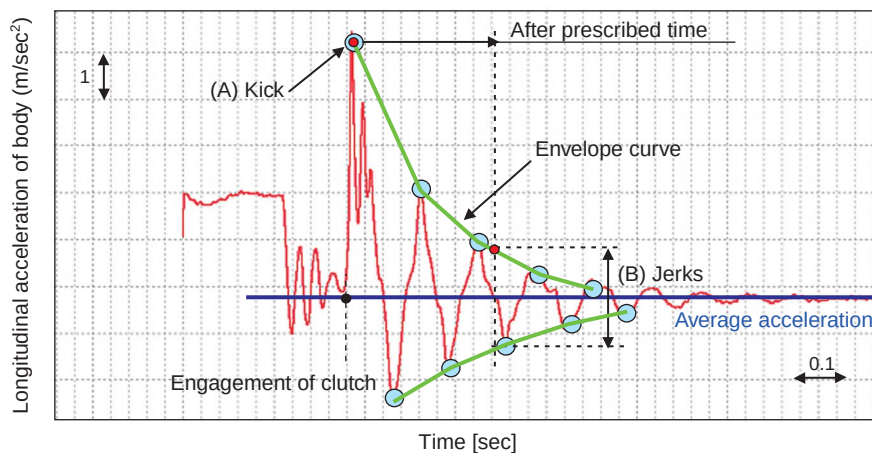


Fig. 3 Definition of index

$$Kick = \frac{1}{m} \cdot \frac{dv(t)}{dt} \quad (6)$$

(b)ギクシャク感(Jerks):減衰自由振動の包絡線の変化量と相関がある。指数 $h \cdot \omega$ が大きいほど車両の減衰性能は向上する。一般化して包絡線の初期振幅を一定とした指数を指標とする。

$$Jerks = h \cdot \omega \quad (7)$$

実車試験による官能評価と、計測データから上記計算式によって得られた二つの数値評価指標の相関を確認した結果を Fig. 4 と Fig. 5 に示す。良い相関を示すことより指標としての妥当性が確認できた。

5. シミュレーションモデルの作成

クラッチ締結に起因する車両の前後振動を再現させるには、変速時に生じる回転数差から発生する過渡トルク発生が重要となってくる。従って、従来の車体駆動系1次ねじり振動の機構解析シミュレーションモデルにあらたにクラッチ操作要素を追加し、変速時に生じるエンジン回転数差によって発生するトルクを再現した。

モデル全体概要を Fig. 6 に示す。クラッチモデルの概要を Fig. 7 に示す。クランクシャフトとクラッチハブの間に

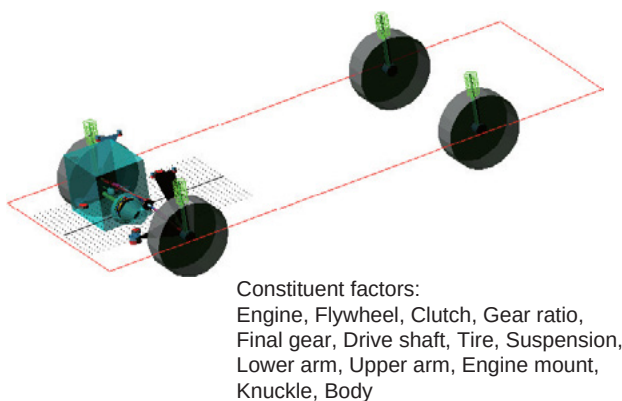


Fig. 6 Analysis Model

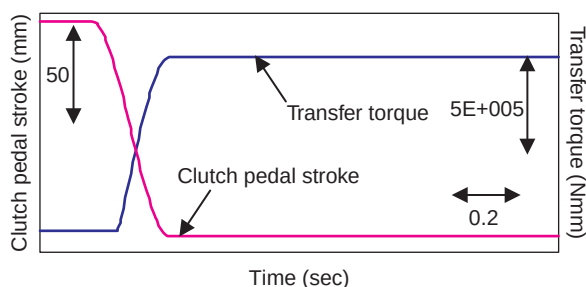


Fig. 7 Clutch model characteristic

クラッチディスクを設け、そこにトルク容量とクラッチストローク量を定義した。トルク容量はクラッチストローク量に連動して伝達トルク量に変化しながらミッション側へ伝達される。加えてクラッチペダルの遊び量もクラッチストローク量の要素に入れることにより、実際のクラッチ操作で発生する回転数差によるトルク変動を再現した。またクラッチ操作に連動してクラッチ容量を変化させるモデルを構築することにより、操作時間の違いによるショック感への影響も表現できるものとした。本モデルを用いておこなった1速から2速にシフトアップしたときの駆動系部分のシミュレーション結果を Fig. 8 から Fig. 10 に示す。Fig. 8 に示すように、クラッチストローク量が時系列で変化する(クラッチが繋がる)ことによりエンジン回転が吸収され、Fig. 9 のように1速と2速の公比に応じた回転数差が生じる。このとき吸収された回転数差によってトルクが発生し、Fig. 10 に示すようにドライブシャフトに伝達される。

シミュレーションに使用した上記各要素の特性データは設計値を使用した。

なお車体系モデルにおいて、エンジンマウント、サスペンション、前後コンプライアンス、クラッチ、ドライブシャフトは非線形特性を考慮し、荷重-変位静特性をテーブル

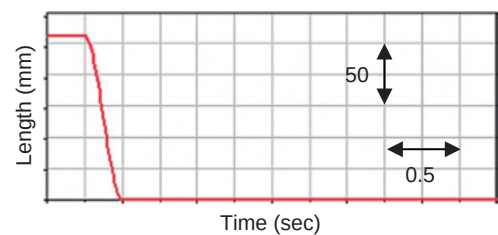


Fig. 8 Clutch operation

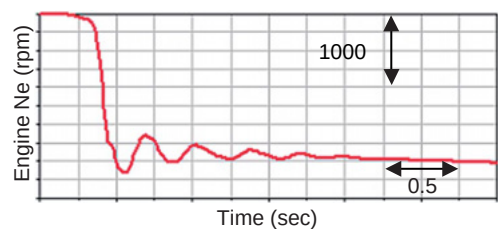


Fig. 9 Engine rotation

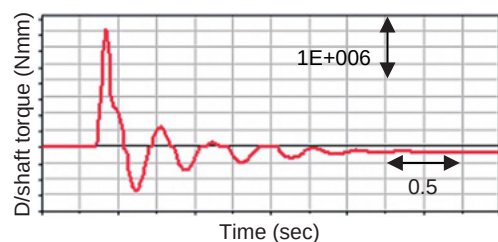


Fig. 10 Drive shaft torque

関数で与えるものとした。

1 速から 2 速にシフトアップしたとき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を Fig. 11 に示す。

ひとつ目の振動ピークからその後の揺り返しのギクシャク振動まで再現できている。

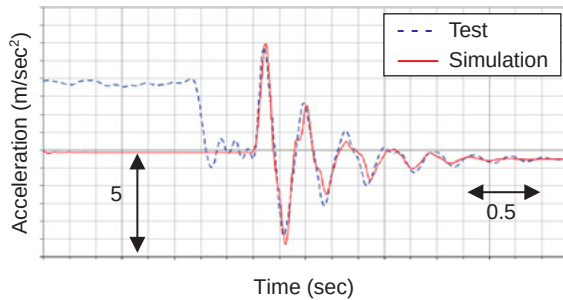


Fig. 11 Results of verification of simulation

6. 車両開発への適用事例

6.1. 車体系影響度

ある車両の開発初期段階において、今回構築したクラッチ操作要素を追加したシミュレーションを適用し、クラッチ締結時に発生する車両の前後振動に及ぼす各部品のパラメータスタディをおこなった。その結果を Fig. 12 と Fig. 13 に示す。

Part	Small ← Contribution → Big
1st/2nd gear ratio	████████████████████
Compliance bush	████████████████
Engine mount	██████████
Drive shaft stiffness	██
Clutch torsion spring	██
Others	██████████

Fig. 12 Contribution to kick of body and drivetrain parts except tires by ADAMS simulation

Part	Small ← Contribution → Big
Drive shaft stiffness	████████████████████
1st/2nd gear ratio	██████████
Engine mount	██
Compliance bush	██
Clutch torsion spring	██
Others	██████████

Fig. 13 Contribution to jerks of body and drivetrain parts except tires by ADAMS simulation

ショック感では、1 速から 2 速間の公比、コンプラブッシュ特性、エンジンマウント特性の影響が大きい。またギクシャク感に関してはドライブシャフトのねじり剛性の影響が大きい。

続いて上記影響の大きい部位を中心に、シミュレーションによりショック感、ギクシャク感、共に許容レベルを達成する仕様を検討した。その結果を Fig. 14 に示す。また、その対策を実車に適用した結果を Fig. 15 に示す。シミュレーション結果同様に 1 速から 2 速に変速する際に発生するショック感とギクシャク感に低減効果が認められた。

6.2. エンジンシンクロ制御

入力対策として、1 速から 2 速に変速する際に発生するショック感を低減するために、クラッチ締結時のエンジン差回転を約 50% 下げた場合のシミュレーション結果を Fig. 16 と Fig. 17 に示す。この結果、車体に発生するひとつ目の振動ピークは約 1/3 に低減することがわかった。

また、1 速から 2 速に変速する際に発生するギクシャク感を低減するため、ドライブシャフトに発生するトルク方

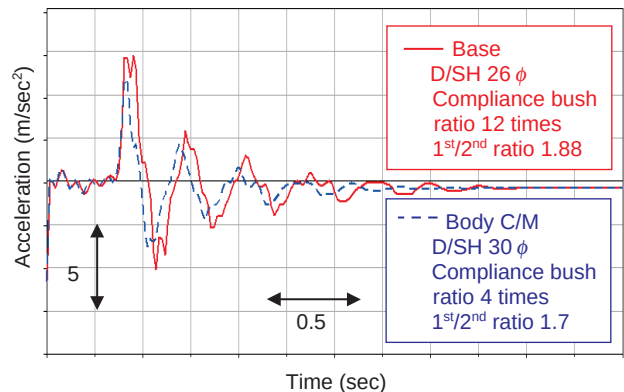


Fig. 14 Effect of body and drivetrain countermeasures by ADAMS simulation

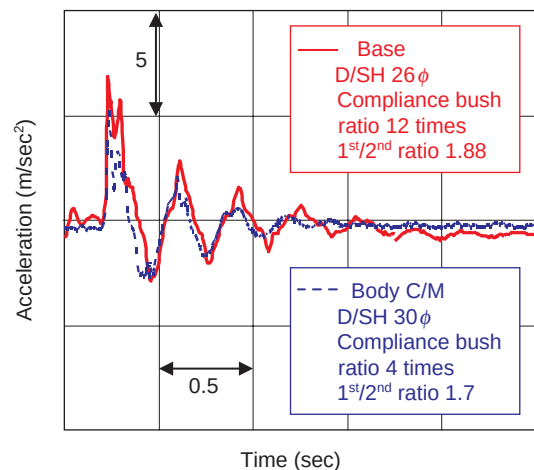


Fig. 15 Effect of body and drivetrain countermeasures in actual car

向と逆方向にエンジントルクを与えた場合^{(10), (11)}のシミュレーション結果を Fig. 18 と Fig. 19 に示す。この結果、車体に発生するふたつ目以降の変動が低減する。

上記計算予測をもとに、実際に実車に適用したエンジン制御対策の手法をシンクロ制御と称し、Fig. 20 に示す。

加速するためにアクセルペダルを踏んだ後に急にペダルを離した場合、減速ショック感が課題になるため、その場合はエンジン回転はなるべく遅く下げる必要がある。

クラッチ締結による車体の前後振動を改善するにはエンジン回転はなるべく早く下げる必要があるため、その相反する要求を解決するため、ショック感対策として、クラッチセンサを仕様に応用し、変速時のみにエンジン回転を早く下げる制御をおこなった。またギクシャク感対策として、車体特性のロバスト性を考慮して、1周期のみ点火時期制御をおこなう対策をおこなった。

シンクロ制御をテスト車に適用した結果を Fig. 21 に示す。シミュレーション結果同様に1速から2速に変速する際に発生するショック感とギクシャク感に低減が認められた。

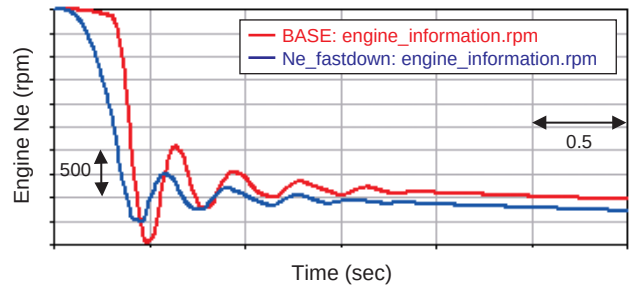


Fig. 16 Engine Ne control – Engine Ne

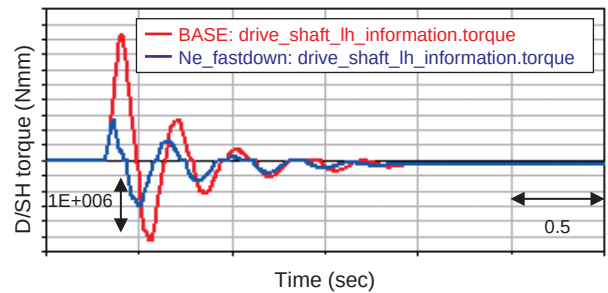


Fig. 17 Engine Ne control – D/SH torque

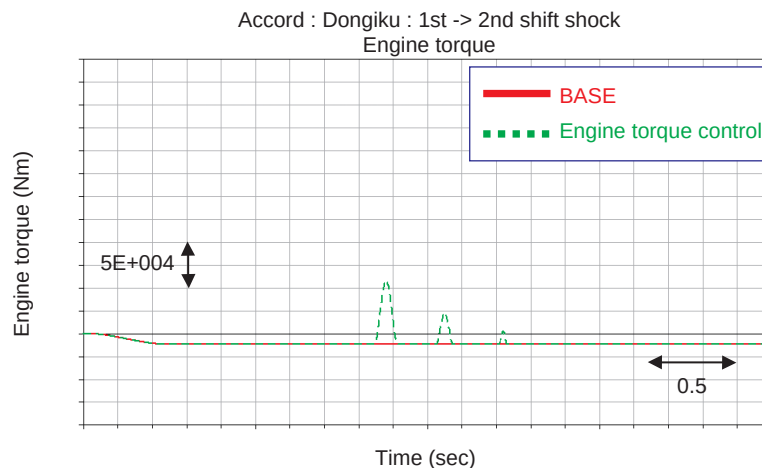


Fig. 18 Engine torque control – Engine torque

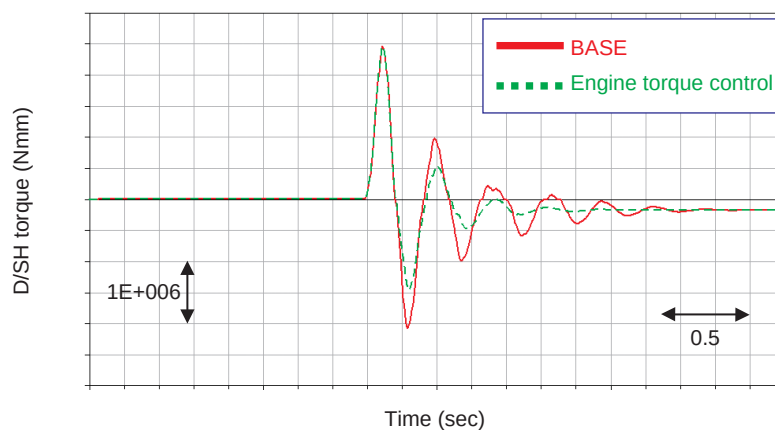


Fig. 19 Engine torque control – D/SH torque

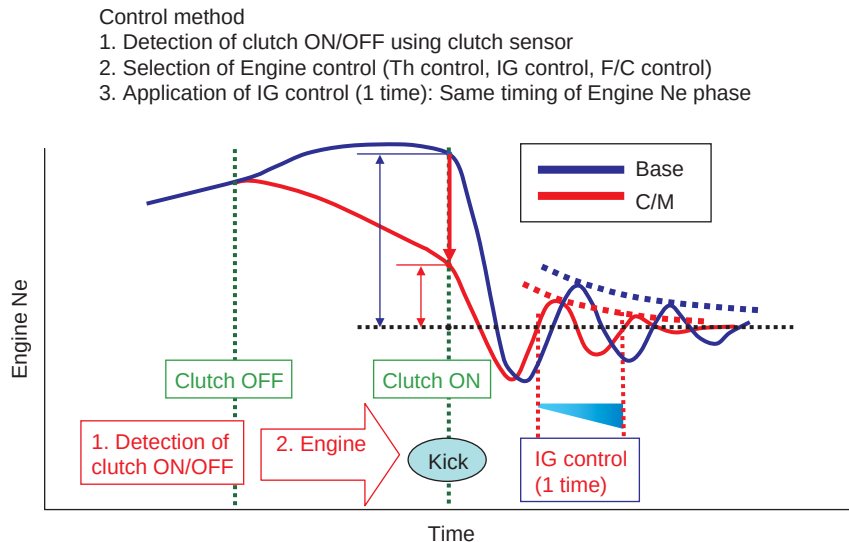


Fig. 20 Synchronizer control concept

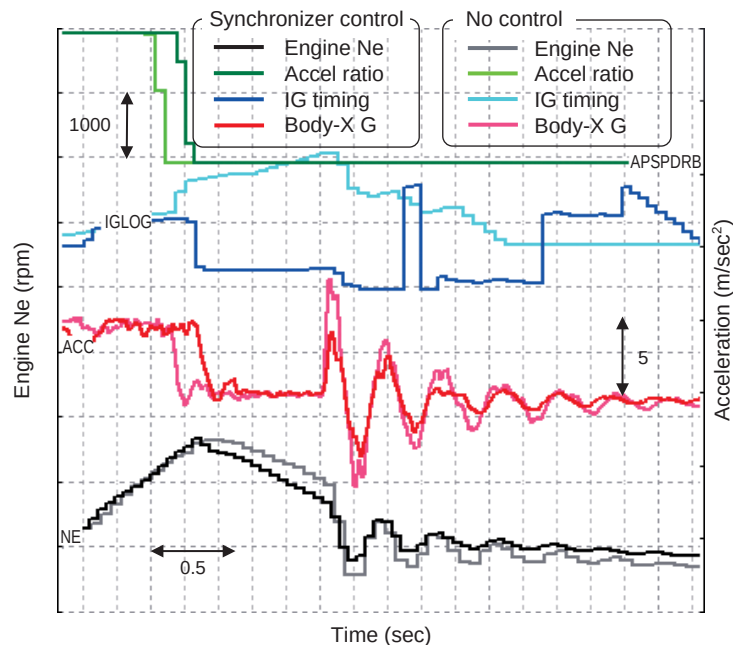


Fig. 21 Effect of synchronizer control

7. まとめ

参考文献

MT車クラッチ締結時の車体前後振動の研究をおこない、以下の結果を得た。

- (1) クラッチ締結時の車体振動における官能評価に代わりうる、ショック感、ギクシャク感を数値で評価可能な手法を構築した。
- (2) 実車結果とよく一致するシミュレーションモデルを構築した。
- (3) 上記の結果、試作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。

- (1) 久世正文, 渡辺賢, 酒井竜英: エンジンマウントレイアウトに対する特性行列達成度を用いた低周波振動騒音性能評価手法, Honda R&D Technical Review, Vol.13, No.2, p.219-224
- (2) Thompson, M., Yoneyama, A.: Development of Engine Rock Dampers for the Manual Transmission 2003 Acura 3.2CL Type-S, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.1, p.89-94
- (3) 片桐好浩, 矢谷浩, 伊神肇, 斉藤浩之, 白木達也, 大

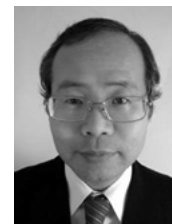
森生雄：MT 車加速時の前後振動の研究，Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.139-144

- (4) ISO 2631: 1978, Guide for the Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration
- (5) Leatherwood, J. D., Dempsey, T. K., Clevenston, S. A.: A Design Tool for Estimating Passenger Ride Discomfort within Complex Ride Environments, Human Factors, Vol.22, p.291-312(1980)
- (6) Dupuis, H., Zerlett, G.: Whole-body Vibration and Disorders of the Spine, International Archives of Occupational and Environmental Health, Vol.59, No.4, p.323-336(1987)
- (7) 土居俊一，石黒陸雄，武井一剛：車両の過渡振動と乗り心地評価，日本機械学会論文集C編，Vol.98, No.920, p.267(1992)
- (8) 高井秀之，乗り心地評価方法の変遷，鉄道総研報告，Vol.9, No.8, p.61-66(1995)
- (9) Griffin, M. J., Whitham, E. M., Parsons, K. C.: Vibration and Comfort I. Translational Seat Vibration, Ergonomics, Vol.25, No.7, p.603-630(1982)
- (10) 松山昌史，中村英夫，松木好孝，国府田康男：電子スロットルシステムを用いた駆動系ねじれ振動抑制制御の開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No. 9-99, p.5-8(1999)
- (11) Sekozawa, T., Shioya, M., Atago, T.: An Adaptive Engine Control Algorithm for Acceleration Response, SAE Paper, 910256(1991)

■ 著 者 ■



米 山 篤



片 桐 好 浩



渡 辺 勝 彦



尾 家 直 樹