



車両走行シミュレーションによる実走行燃費の推算

Prediction of Fuel Consumption with Vehicle Driving Cycle Simulation

技術論文

平城 大典 木村 哲也 矢部 裕子

要旨

二輪車の低燃費化に対する市場の要求が高まっている中、開発上流段階で車両の燃費を精度良く見積もることが求められている。本車両走行シミュレーションは、車体諸元やエンジン性能から構成される車両モデルと走行パターンに沿って車両を操作する運転モデルを組み合わせることで、加速性能、燃費、排ガスなどを計算する手法である。今回、Manual Transmission（以下 MTと記述）とContinuously Variable Transmission（以下 CVTと記述）の2種類の変速機構で二輪車の車両走行シミュレーションを行った。車両の運転モデルはPID制御からなるドライバーコントロールモデルを採用し、Matlab/Simulinkによって構築した。実測データとの比較を行い、燃費検討やエンジン使用頻度の解析を行う上で実用的な精度であることを確認した。

Abstract

As demand for vehicles with better fuel economy continues to grow in the marketplace, there is a need for accurate prediction of a vehicle's fuel consumption in the early stage of the product development process. Vehicle driving cycle simulations are one such method that combines a vehicle model composed of vehicle specifications and engine characteristics with a driver model that simulates vehicle operation based on driving patterns in order to calculate acceleration performance, fuel consumption and emissions.

This report presents an application of a vehicle driving cycle simulation for transmissions: a manual transmission (MT) and a continuously variable transmission (CVT). The calculation uses a driver controlled model that is based on PID control and is built up with MATLAB and SIMULINK environment.

The simulation results were then compared with actual running test data to verify the simulation model's viability for practical use in the vehicle development process as a means for evaluating/predicting fuel consumption and analyzing frequency of engine use.

1 はじめに

近年、地球温暖化の観点から、CO₂排出量削減に対し国や地域を越えた取り組みがなされている。わが国における2009年度CO₂総排出量で運輸部門の占める割合は約20%、その中で自動車占める割合は約90%と自動車の排出するCO₂の、全体へ与える影響は小さくない^[1]。さらに、燃料資源枯渇問題や原油価格高騰などの外部環境も重なり、自動車の燃費に対する関心が高まっている。

このような状況の中、二輪車市場でも燃費への取り組みは重要な課題となっている。急速に成長するアセアン諸国や中南米地域においては、小排気量(125ccクラス)二輪の需要が高く、実用性の点から高い燃費性能が求められている。また、2008年の世界金融危機や原油価格高騰を契機に、パフォーマンスに重点を置く先進国向けのスポーツモデルに対して、低燃費が求められるようになってきた。燃費は基本デザインが決定した後の大幅な変更が難しいため、開発上流の企画段階において、車両の実走行燃費を一定の精度で見積も

ることが必要となってきた。車両走行シミュレーションは、車体の諸元、エンジン性能、走行条件を入力し、車両が指定の

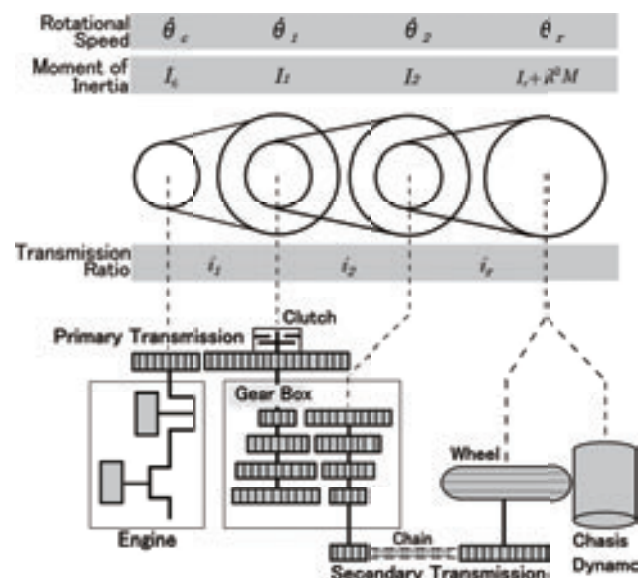


図1 Vehicle model (Manual Transmission)

パターンを走行した際の各種パラメータ(エンジン速度、スロットル開度、瞬時燃料流量など)を時系列データとして出力することにより、加速性能や燃費を机上で検討することのできるツールである。本報告では二輪車における車両走行性能シミュレーションの事例を、MT(Manual Transmission)とCVT(Continuously Variable Transmission)の2種類の駆動系に分けて報告する。

2 車両走行シミュレーション

2-1. 車両モデル

図1より車両の各回転軸まわりの運動方程式は、次式で表すことができる。

$$I_C \ddot{\theta}_C = T_{ENG} - T_{C1} \quad (1)$$

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = i_1 T_{C1} - T_{12} \quad (2)$$

$$I_2 \ddot{\theta}_2 = i_2 T_{12} - T_{2r} \quad (3)$$

$$(I_r + R^2 M) \ddot{\theta}_r = i_r T_{2r} - T_{RES} \quad (4)$$

ここで T_{ENG} はエンジントルク、 T_{C1} はC軸が1軸から受けるトルク、 T_{12} は1軸が2軸から受けるトルク、 T_{2r} は2軸がr軸から受

けるトルク、 T_{RES} はr軸がシャーンダイナモから受けるトルクである。 M はシャーンダイナモの設定車重であり、 R はタイヤ半径である。図1の車両ではC軸と1軸の間にクラッチがあるため、 T_{C1} はクラッチ伝達トルクとなる。クラッチ前後で運動方程式を分離すると、1軸以降はクラッチ伝達トルクによって回転させられることから、式(2)、(3)、(4)より次式で表現することができる。

$$(i_2^2 i_r^2 I_1 + i_r^2 I_2 + I_r + R^2 M) \ddot{\theta}_r = i_1 i_2 i_r T_{C1} - T_{RES} \quad (5)$$

車速を V 、走行抵抗を $F_{RES}(V)$ とすると、 $\dot{V} = R \ddot{\theta}_r$ より式(5)は次のように表すことができる。

$$(M_a + M) \dot{V} = F_{TRC} - F_{RES} \quad (6)$$

ここで、

$$M_a = \frac{1}{R^2} (i_2^2 i_r^2 I_1 + i_r^2 I_2 + I_r) \quad (7)$$

$$F_{TRC} = \frac{i_1 i_2 i_r}{R} T_{C1} \quad (8)$$

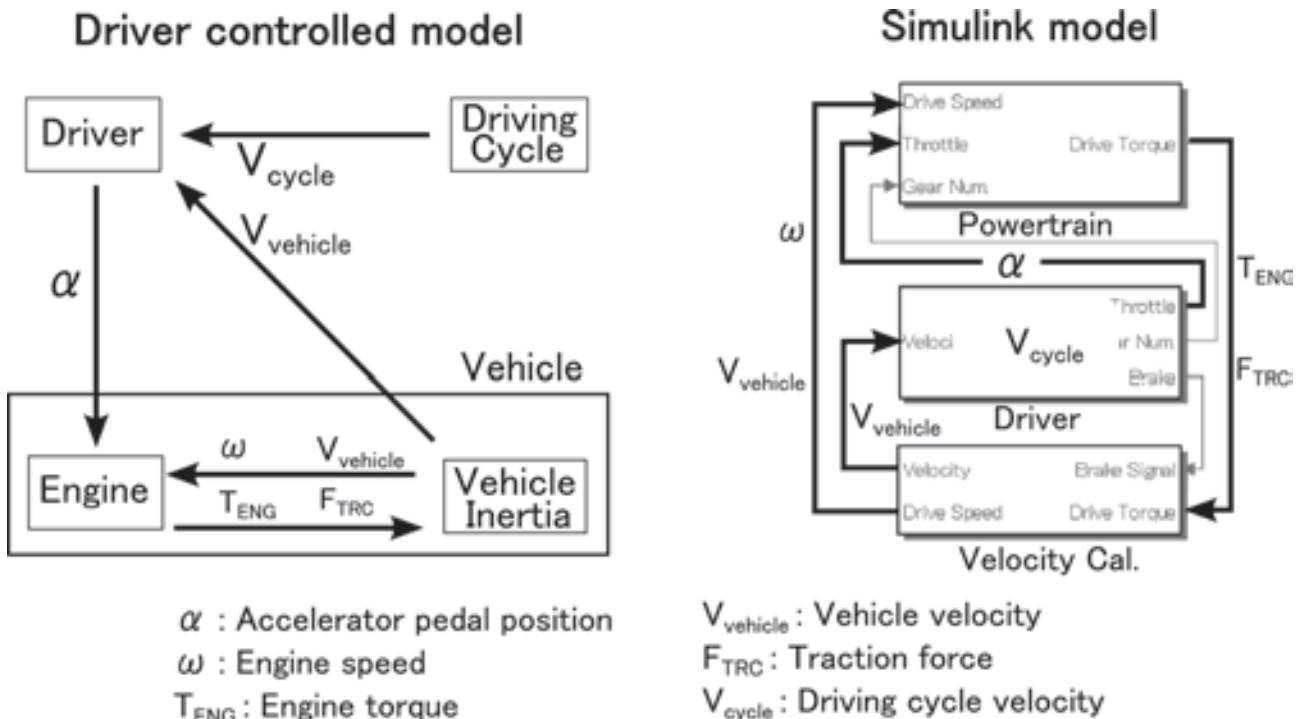


図2 Simulation model

であり、 M_a は回転部慣性モーメント相当車重、 F_{TRC} は駆動力を表す。式(1)より求まるエンジン回転速度と、式(6)で決定する車速は、クラッチ伝達トルク T_{cl} によって関連しながら変化するモデルとなっている。なお、図1ではMT車両を例にあげているが、CVT車両においても同様の式が適用できる。

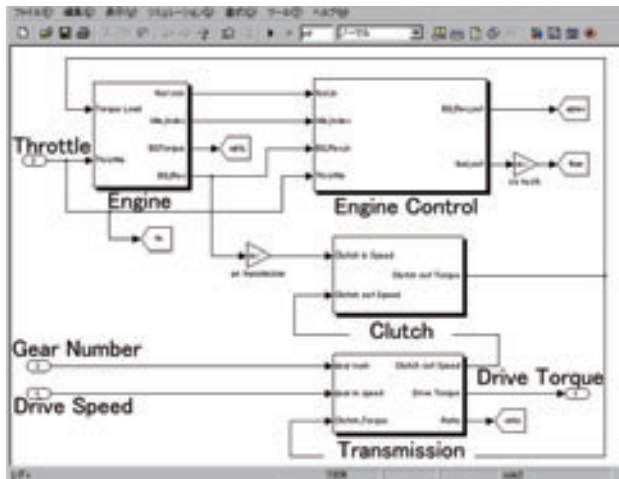


図3 Powertrain module(MT)

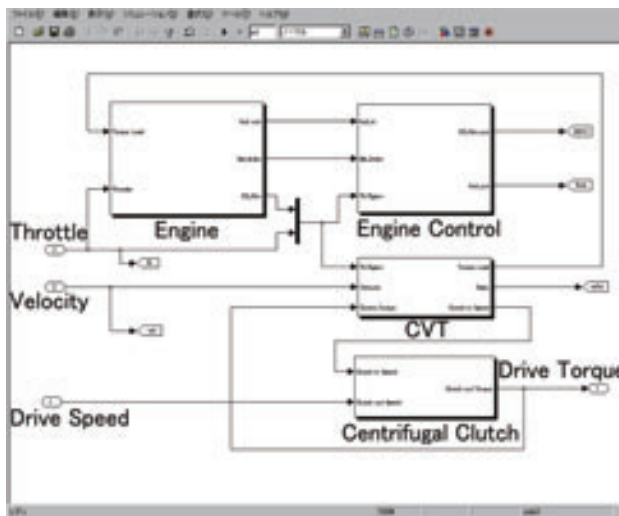


図4 Powertrain module(CVT)

2-2. 走行シミュレーション

走行シミュレーションモデルには主にQuasi-stationary modelとDriver controlled modelの2種類が存在する^[2]。Quasi-stationary modelは、指定された走行パターンから必要な駆動力を算出し、駆動力からエンジントルクが決まりスロットル開度が求められるため、スロットル操作を行うドライバーを必要としない。一方、Driver controlled modelは、1計算ステップ前の時刻の車速と目標車速の乖離量に対し次ステップのスロットル操作量を決定するフィードバック制御モデルである。こちらは指定した走行パターンと実計算車速とのズレが生じる可能性があるが、フィードバック制御からなるドライバーモデルを有するため、実際の車両走行に近いモデルといえる。本報告では後者のDriver controlled modelを採用している。シミュレーションモデルはMATLAB/SIMULINKによって構築されており、大きく分けてPowertrain、Vehicle、Driverの3つのモジュールから構成される。図2にDriver controlled modelとSimulinkモデルの対応を示す。

MTおよびCVTでのPowertrainモジュールの詳細を図3、図4に示す。Engineブロックでは式(1)の計算が行われ、エンジン回転速度を出力としている。

入力データとしてスロットル開度毎のトルク特性や燃料消費マップが含まれる。Engine Controlブロックではアイドルリングの判定、減速時のフューエルカットなどのロジックが組み込まれている。

Clutchブロックではクラッチ伝達トルク T_{fc} が計算され、EngineブロックとVehicleモジュールの両方に伝達される。本モデルでは詳細なクラッチのモデル化は避け、指定した車速またはエンジン回転速度において、クラッチのON/OFFが実車の挙動を模擬するような摩擦モデルを設定している。図1に示すMTの車両の場合、C軸と1軸の間にクラッチがあることから、クラッチの入力側と出力側の回転速度差 $\Delta\theta_{fc}$ は次式で表される。

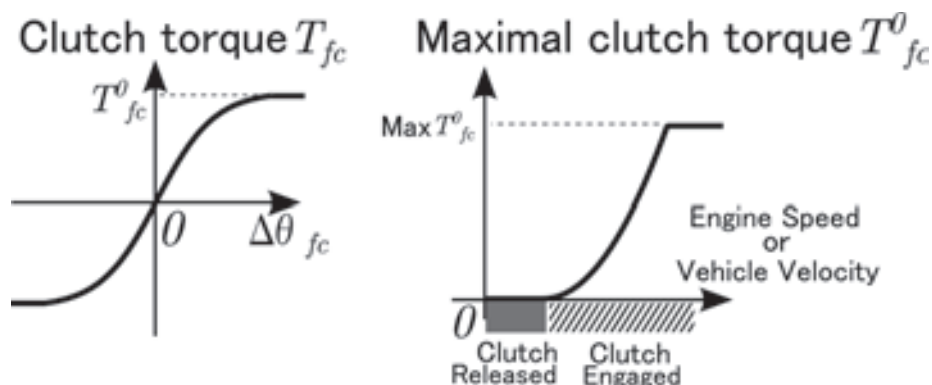


図5 Clutch friction model

$$\Delta\theta_{fc} = \frac{\theta_c}{i_1} - \theta_1 \quad (9)$$

式(9)の回転速度差に対しクラッチ伝達トルク T_{fc} を次式で定義する(図5参照)。

$$T_{fc} = T_{fc}^0 \tanh(\alpha \cdot \Delta\theta_{fc}) \quad (10)$$

図5の右のグラフに示す T_{fc}^0 は、クラッチが伝達可能な最大トルクを意味する。 T_{fc}^0 をエンジン回転速度や車速の関数とすることで、実車のクラッチ操作を再現することができる。

Transmissionブロックは変速比を出力する。図6に示すように、MT車両の場合は走行パターンで指定されたギヤ番号に対応する変速比を出力する。一方、CVTの場合はエンジン回転速度とエンジントルクによって変速特性が変化するため、スロットル開度ごとの変速特性をマップとして入力する。Driverモジュールでは主にEngineブロックへ送るスロットル開度 α_T と、Vehicleへ送るブレーキトルク信号 α_B を出力する。Driverモデルは車速を目標値とするPID制御となっている。

図2のように目標車速を V_{cycle} 、実車速を $V_{vehicle}$ とし速度差を $\Delta V = V_{cycle} - V_{vehicle}$ とすると α_T と α_B を次のように表す。

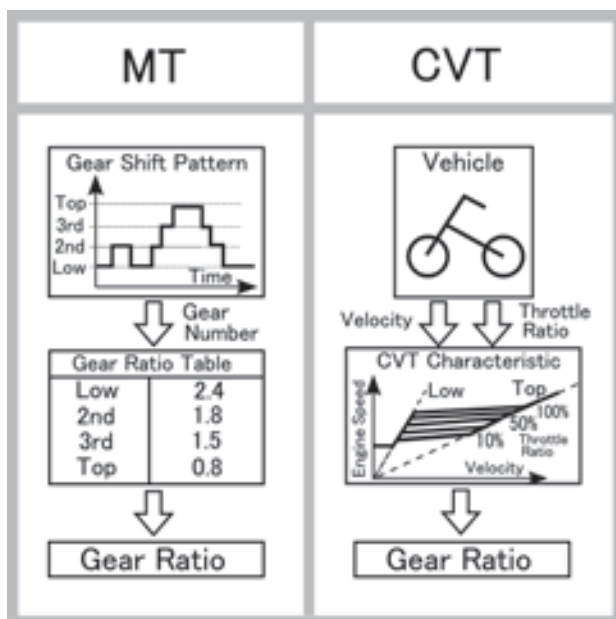


図6 Gear ratio

$$\varepsilon = K_p \Delta V + K_I \int \Delta V dt + K_D \frac{d\Delta V}{dt}$$

$$\alpha_T = \begin{cases} \varepsilon & (\varepsilon \geq 0) \\ 0 & (\varepsilon < 0) \end{cases}, \quad \alpha_B = \begin{cases} 0 & (\varepsilon \geq 0) \\ |\varepsilon| & (\varepsilon < 0) \end{cases} \quad (11)$$

ここで K_p 、 K_I 、 K_D はそれぞれPID制御の比例ゲイン、積分ゲイン、微分ゲインである。

Vehicleモジュールでは式(6)を計算している。車両の走行抵抗 F_{RES} は車速の関数として以下のように定義する。

$$F_{RES} = a_1 + a_2 V + a_3 V^2 \quad (12)$$

シャーシダイナモで試験を行う場合、 a_1 a_2 a_3 は車重によって決まった値となり、規格ごとにその値は異なっている。

3 数値計算例

MT車両でLA4(米国排ガス測定基準)を走行した場合のシミュレーションと実測の比較を図7～図10に示す。ただし、グラフでは500～1000[sec]の部分を表示している。図11より、各データのシミュレーションと実測結果とは高い相関を持っており、実燃費も誤差は1.1%となっている。一方、スロットル開度の相関係数が他と比べ低くなっている。これは主に、走り出しの領域で、シミュレーションのスロットル開度がスパイク状の波形を示していることに起因する。数値計算上、静止状態ではエンジントルクを0としているため、走り出しの駆動力を得るためにスロットルを開けるような特性となるが、非常に短時間の現象のため、全体の燃費に与える影響は非常に小さいと考えられる。

次に、CVT車両でWMTCモード(二輪車排ガス試験法)を走行した場合のシミュレーションと実測の比較を示す。CVT車両の場合、変速特性はエンジン回転速度とエンジントルクによって変化するため、予め実走行で使用する範囲でCVTの特性を入手し、車両モデルに入力する必要がある。エンジンのトルク特性と詳細なCVTの諸元から変速特性をシミュレーションで予測することも可能である^[3]が、本計算では実際に車両を走行させた際の車速とエンジン回転速度の関係をスロットル開度ごとに入力している(図12)図13～図16に走行時の各データの時間推移を示し、図17に相関の度合を示す。

ただしグラフでは、0～600[sec]の結果を示している。エン

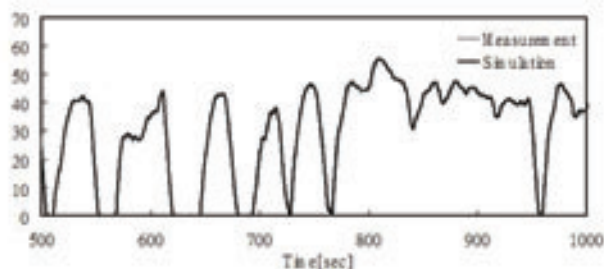


図7 Vehicle velocity[km/h](MT, LA4)

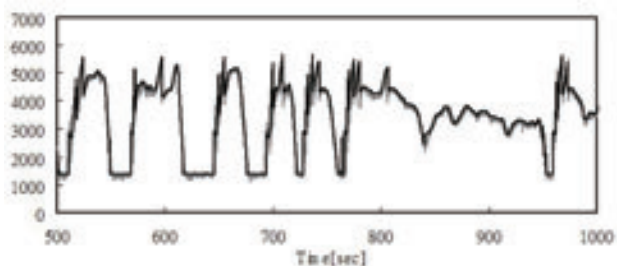


図8 Engine speed[RPM](MT, LA4)

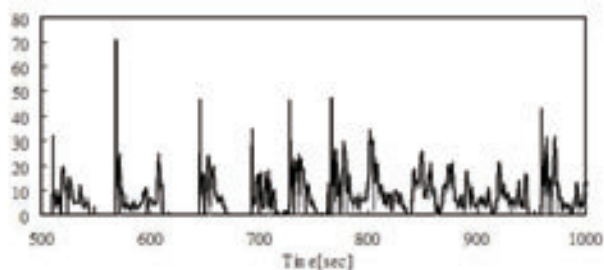


図9 Throttle open ratio[%](MT, LA4)

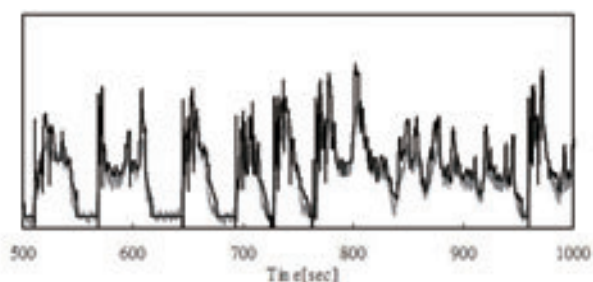


図10 Instantaneous fuel consumption[l/h](MT,LA4)

Fuel Consumption	
Simulation	44.8 km/l
Measurement	44.3 km/l
Correlation Coefficient	
Vehicle velocity	0.997
Engine speed	0.981
Throttle ratio	0.852
Instantaneous fuel consumption	0.932

図11 Simulation/Measurement correlation (MT)

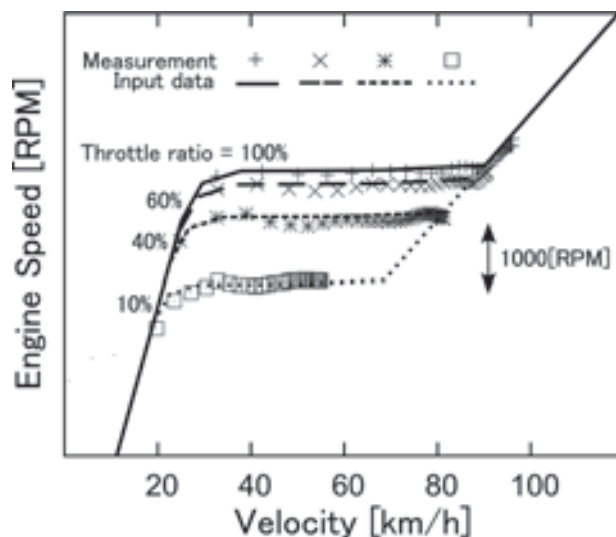


図12 CVT transmission characteristic

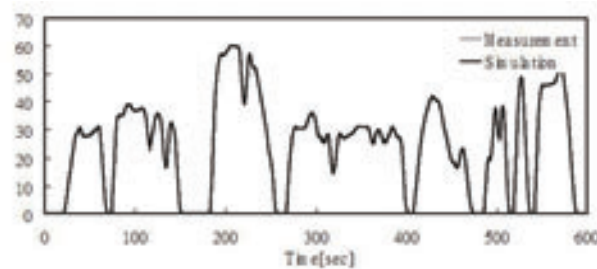


図13 Vehicle velocity[km/h](CVT, WMTC)

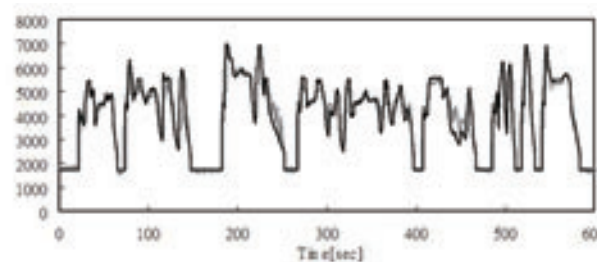


図14 Engine speed[RPM](CVT, WMTC)

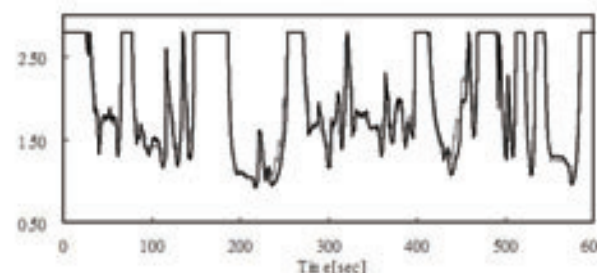


図15 Transmission ratio(CVT, WMTC)

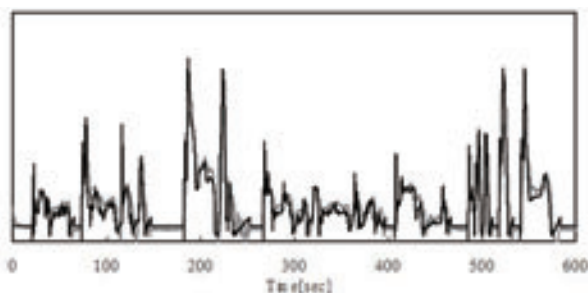


図 16 Instantaneous fuel consumption[l/h](CVT, WMTC)

Fuel Consumption	
Simulation	41.1 km/l
Measurement	39.0 km/l
Correlation Coefficient	
Vehicle velocity	0.996
Engine speed	0.955
CVT transmission ratio	0.973
Instantaneous fuel consumption	0.869

図 17 Simulation/Measurement correlation (CVT)

ジン回転速度と変速比はそれぞれ実測とシミュレーションで相関が高いことから、本モデルにおけるCVT変速特性の入手法は妥当であるといえる。実燃費は実測とシミュレーションで誤差が5.4%となっている。MT車に比べ誤差が大きくなっている要因としては、CVT伝達効率の非線形性が主にあげられる。

また、本シミュレーションでは実走行燃費やモード走行時に寄与の高い運転領域の推定を行うことも可能である。上記

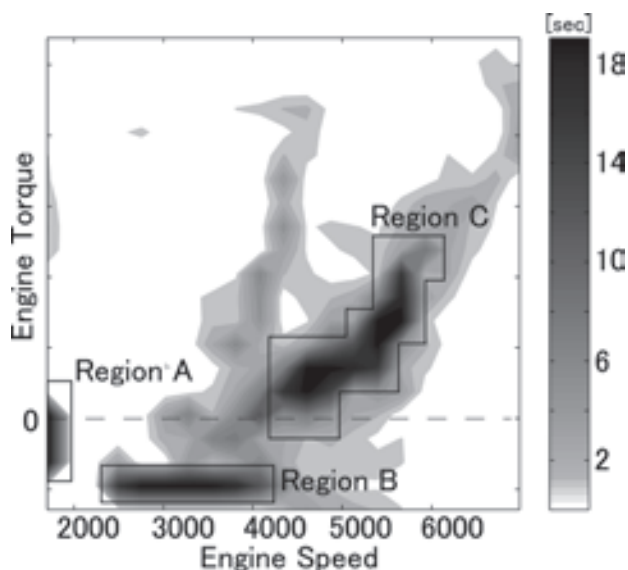


図 18 Time distribution (CVT)

CVT車両における、モード走行時のエンジン使用頻度を図18に示す。使用頻度の高い3領域、A B Cはそれぞれ、アイドル、減速中、加速または定常走行中を示している。このように、実走行燃費だけでなく、モード走行燃費に寄与の高い領域の推定も行うことが可能である。

4 まとめ

本報告では、車体、エンジンデータ、ドライバーモデルにより二輪車(MT,CVT)の実走行燃費やエンジン使用頻度の予測が可能であることを実証している。今回対象とした車両では、シミュレーションと実測の誤差はMT車で1.1%、CVT車で5.4%であり、開発上流での利用には十分な精度であると言える。現状では、伝達効率を課題として挙げているが、今後のデータの蓄積により精度は向上していくものと考えられる。またCVT車両の変速特性は、加速時の変速特性をスロットル開度ごとに入力することで実現象を再現できることを示している。さらにSimulinkにより構築した本モデルは、配布用にモジュール化する事により、多数のユーザーが使用し解析することが可能である。

5 参考文献

- [1] <http://www.gio.nies.go.jp/aboutghg/nir/nir-j.html> 独立行政法人国立環境研究所 温室効果ガスインベントリオフィス 日本の温室効果ガス排出量データ(1990~2009年度)
- [2] Bengt Jacobson, "On Vehicle Driving Cycle Simulation", SAE Paper No. 950031.
- [3] ヤマハ発動機技報47号, "VベルトCVTのV-N特性予測ツール開発"

■著者



平城 大典
Daisuke Hirajo
技術本部
NVHプロジェクト推進グループ



木村 哲也
Tetsuya Kimura
技術本部
NVHプロジェクト推進グループ



矢部 裕子
Hiroko Yabe
技術本部
技術基盤統括部
技術電算部