

燃費性能と加速性能の予測モデル統合化

The Unification of Simulation Model between Fuel Economy and Acceleration Performance

桜庭 俊典* 松井 弘樹*
Toshifumi SAKURABA Hiroki MATSUI

要 旨

車輛諸元の最適仕様を検討するために、完成車の燃費性能、加速性能を共通の動力性能モデル、同じ車輛諸元データから予測できるシステムを構築した。加速性能予測計算では、陰解法中に区分線型関数を用いて、クラッチの摩擦による動力伝達を表現し、安定的な解が得られるようになった。また、燃費性能予測計算では、トルクコンバータの逆算式を構築し、短時間での予測計算が可能になった。その結果、燃費性能、加速性能を同時に予測し、目標性能を達成する車輛諸元の予測ができるようになった。

ABSTRACT

In order to estimate the most suitable specification in the elements of automobiles, a system has been developed to simulate acceleration performance and fuel economy, using common model and same data base. In the simulation of acceleration performance, the dynamic force transmission model by friction has been developed using the piecewise linear function in the implicit solution to get stable result of torque. In the simulation of fuel economy, the algorithm of backward calculation on the torque converter has been developed to decrease the calculative time. The system has enabled us to estimate acceleration performance and fuel economy simultaneously and to forecast the element specifications of automobiles that achieve the target performance.

1. まえがき

環境問題が注目され、米国のLEV(Low Emission Vehicle)、ULEV(Ultra Low Emission Vehicle)規制、CO₂規制¹⁾に見られる通り、自動車における低公害、低燃費の達成が急務となっている。車の性能においては、燃費、エミッションとともに加速性能も重要であり、低公害、低燃費を達成するには、加速性能をも考慮した車輛諸元の検討が必要である。

動力性能の予測計算アルゴリズムは、実際の運動現象に従った順序で車輛の状態量を求める方法(順方向アルゴリズム)と、逆に、与えられた車速から車輛の状態量を求める方法(逆方向アルゴリズム)の二つに分類される²⁾。従来、加速性能は順方向アルゴリズム、燃費性能は逆方向アルゴリズムで解いていたため、別々のモデルとプログラムで行わざるを得なかった。そのため、燃費性能

予測計算をはじめ、加速性能計算等の動力性能予測技術が別々に展開されている。

データについて着目すると、加速性能予測では、急発進など固有の実験式による補正データを必要としている。また、オートマチックトランスミッション(以降ATと記す)車の燃費性能予測では、トルクコンバータを別途順方向で計算し、テーブル化して逆方向アルゴリズムに入力する必要があるため、Fig. 1のように目的の性能予測ごとにモデルと必要データが存在した。そのため、加速性能と燃費性能の一方の指標を向上させる対策が、別の指標ですぐには評価できない。さらに、VTEC(可変バルブタイミング機構)、トランスミッションの多段化など予測モデルのパリエーションが増え、その上、上記可変機構の様々な制御方式に対応するため、モデルとデータの管理に多大の工数が必要であった。

* 栃木研究所

そこで本研究は、Fig. 2 に示すような共通のモデル、同じ車種諸元データを基に、燃費性能あるいは加速性能と云った異なる性能を予測することにより、モデルとデータの管理、整合を容易にし、効率化を計ることを目的とする。

共通のモデル、同じ車種諸元データを基に異なる性能を予測するためには、マニュアルトランスミッション（以降 MT と記す）車、AT 車各々順方向、逆方向アルゴリズムを確立する必要がある。そのためには、次の問題がある。

- (1) MT 車の加速性能計算において、クラッチの摩擦による動力伝達を含むので、トルクの伝達が非連続なモデル

となるため、ルンゲクッタ法、オイラ法などの一般的な陽解法では、解を得ることができない。

- (2) AT 車の燃費性能計算において、必要トルクからトルクコンバータの滑り率を仮定してトルク増幅率を求め、エンジントルクを逆算した時、仮定したトルクコンバータの滑り率と整合をとるために、長時間の収束計算を必要とする。

そこで、MT 車の加速性能計算に対しては、安定的な解を得るために、クラッチの摩擦による動力伝達を区分線型関数を用いて連続的に近似表現し、陰解法で解くアルゴリズムを構築する。

また、AT 車の燃費性能計算に対しては、計算時間を短縮するために、トルクコンバータの逆算式を含むアルゴリズムを構築し、精度検証と運用の容易さの確認を行う。

本報告では、2 章で区分線型関数を用いた摩擦による動力伝達を含む加速性能予測計算について、3 章でトルクコンバータの逆算式を含む燃費性能予測計算について、そして、4 章で共通のモデル、同じ車種諸元を用いた燃費性能と加速性能二つのシミュレーションを統合した完成車性能の予測手法について報告する。

2. 加速性能予測計算

加速性能予測アルゴリズムは、Fig. 3 のようにエンジン、ギヤ、ドライブシャフト、タイヤ、車体の各パーツ間の入出力の関係から構成されており、ルンゲクッタ法に代表される一般的な数値積分法により、解くことができる。計算式については、既知であるため、ここでの説明を省略し、APPENDIX に掲載する。

ただし、Fig. 3 は基本モデルであり、タイヤのスリップ特性、トルクコンバータ特性、クラッチモデル、サスペンションモデルなどを付加することで、スキッド発進、変速ショック等への応用ができる。そのクラッチモデルについて次節で述べる。

2.1. 摩擦による動力伝達モデル

クラッチの動力伝達は Fig. 4 に示すように、滑っている時は、面圧と摩擦係数により定められるトルクが伝達され、継合している時は、入力トルクがそのまま伝達される。クラッチの状態を表現すると、Fig. 5(a) のように非連続なモデルとなり、ルンゲクッタ、メアソンの解法

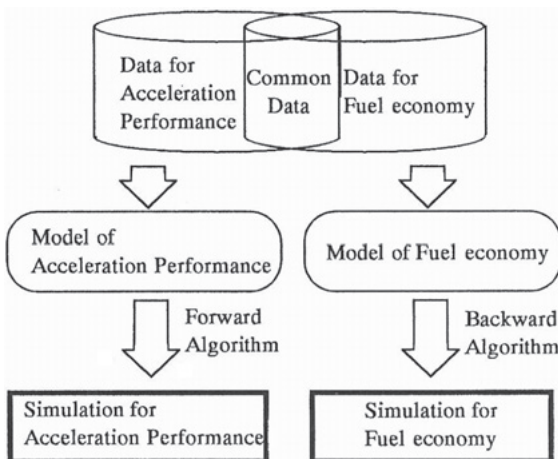


Fig. 1 Conventional Method

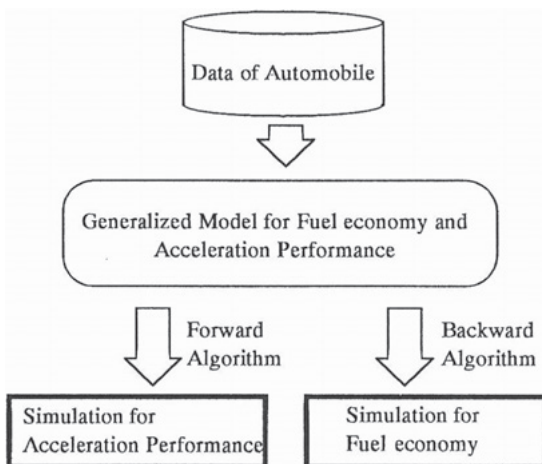


Fig. 2 Developed Method

はもちろんのこと、陽解法、陰解法でも安定的な数値解を得ることは難しい。このモデルを区分線型関数を用いて、Fig. 5(b) のように継合する領域に幅と傾きを持たせ、連続的に近似表現した。

計算式は、以下の通りである。

$$d\omega = \omega_{\text{flywheel}} - \omega_{\text{clutch}} \quad \cdots(1)$$

$$(d\omega < -\varepsilon) \quad G(d\omega) = -1$$

$$(-\varepsilon < d\omega < \varepsilon) \quad G(d\omega) = d\omega / \varepsilon$$

$$(\varepsilon < d\omega) \quad G(d\omega) = 1 \quad \cdots(2)$$

$$\mu = C \cdot G(d\omega) \quad \cdots(3)$$

$$T_{\text{clutch}} = \mu \cdot N \quad \cdots(4)$$

ω_{flywheel} : フライホイール回転角速度 [rad/s]

ω_{clutch} : クラッチ回転角速度 [rad/s]

C : クラッチ～フライホイール間の摩擦係数

$G(d\omega)$: 区分線型関数

N : クラッチ容量 [N・m]

この区分線型関数を連続系モデルに適用して、陰解法の一つである DASSL⁽³⁾⁽⁴⁾を用いて解くと、数値解が得

られる。この解法には、瞬時の釣り合い点を時刻の進みを止めて算出する本質的な特徴と、高い安定性があり、一般的に摩擦問題の数値積分法に広く応用できる。この計算モデルを用いることで、出力トルクは、継合していると思わせるクラッチ相対速度 ε 以内で入力トルクに収束し、滑っていると見なせる相対速度 ε 以上では、クラッチ容量トルクに等しく算出される。

2.2. 検証結果

MT 車の急発進試験をシミュレートした結果を Fig. 6 に示す。ただし、図は、クラッチによるトルク伝達の精度を検証するために、スタート直後のドライブシャフトトルクを実測値とシミュレーション結果で比較したもので

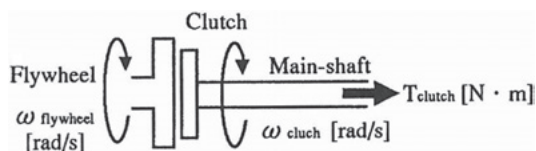


Fig. 4 Model of Power Transmission in Clutch

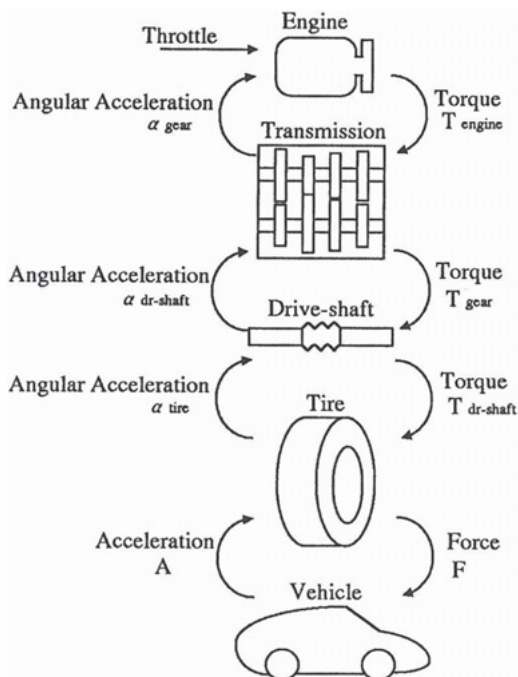


Fig. 3 Forward Algorithm

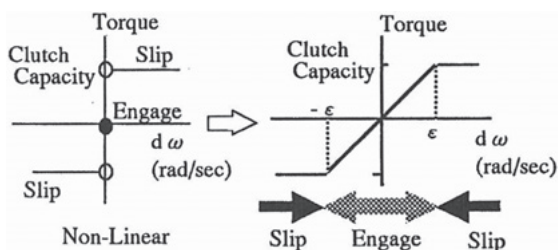


Fig. 5 (a) Clutch model Fig. 5 (b) Clutch model with Piecewise Linear Function

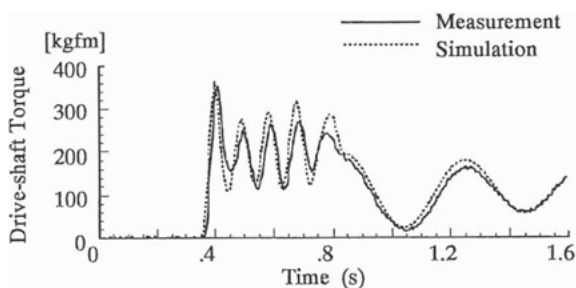


Fig. 6 Drive-shaft Torque with Manual Transmission during Skid Start

ある。摩擦による過渡現象を含むシミュレーションが要求される試験について、シミュレーション結果は、実測値に一致した結果が得られた。

3. 燃費性能予測計算

燃費性能予測計算は、要求される車速からエンジン回転数や走行抵抗によるエンジンへの要求出力を求め、燃料消費量等の車輛状態量を求めるアルゴリズムである。次節では、トルクコンバータの逆算アルゴリズムについて述べる。

3.1. トルクコンバータの逆算

トルクコンバータの逆算は、タービン側のトルクと回転数から、トルクコンバータの速度比を求めるアルゴリズムである。

トルクコンバータ特性は、(5)～(7) 式で表される⁵⁾。

$$e = \frac{N_t}{N_p} \quad \dots(5)$$

$$\tau = \frac{T_p}{(N_p/1000)^2} \quad \dots(6)$$

$$k = \frac{T_t}{T_p} \quad \dots(7)$$

e	: トルクコンバータ速度比	
N_t	: タービン回転数	[rpm]
N_p	: ポンプ回転数 (エンジン回転数)	[rpm]
τ	: トルクコンバータ吸収容量係数	
T_p	: ポンプトルク (エンジントルク)	[N・m]
k	: トルクコンバータトルク比	
T_t	: タービントルク	[N・m]

(5)～(7) 式から N_p 、 T_p を消去して、(8) 式が導かれる。

$$\frac{k \cdot \tau}{e^2} = \frac{T_t \cdot 10^6}{N_t^2} \quad \dots(8)$$

ここで、トルクコンバータトルク比 k とトルクコンバータ吸収容量係数 τ はトルクコンバータ速度比 e の関数 (9)、(10) として一意的に求めることができる。そこで、 e を変化させた時の $k \cdot \tau / e^2$ を計算し、逆算マップをあらかじめ作成する。その一例を Fig. 7 に示す。

$$\tau = H(e) \quad \dots(9)$$

$$k = J(e) \quad \dots(10)$$

タービントルク T_t は、走行抵抗から求められ、計算式は、次の通りである。

$$T_{theory} = (W_t + \Delta W) \cdot (V_t - V_{t-1}) \cdot R_{tire} \cdot 9.8 \quad \dots(11)$$

$$T_{tire} = \mu_r \cdot W_t \cdot R_{tire} \cdot 9.8 \quad \dots(12)$$

$$T_{air} = \mu_{air} \cdot (V_t + V_{t-1}) / 2)^2 \cdot R_{tire} \cdot 9.8 \quad \dots(13)$$

T_{theory} : 加速抵抗 [N・m]

W_t : 車両総重量 [kg]

ΔW : 回転部分相当重量 [kg]

V_t : 時刻 t での車速 [m/s]

V_{t-1} : 時刻 t の 1 秒前の車速 [m/s]

R_{tire} : タイヤ半径 [m]

T_{tire} : 転がり抵抗 [N・m]

μ_r : 転がり抵抗係数

T_{air} : 空気抵抗 [N・m]

μ_{air} : 空気抵抗係数

(11)～(13) 式より、タービントルク T_t は次の様になる。

$$T_t = (T_{theory} + T_{air} + T_{tire}) / G_i / \eta_{tm} \text{ (加速時)}$$

$$T_t = (T_{theory} + T_{air} + T_{tire}) / G_i \cdot \eta_{tm} \text{ (減速時)}$$

…(14)

G_i : ギヤレシオ

η_{tm} : トランスミッション伝達効率

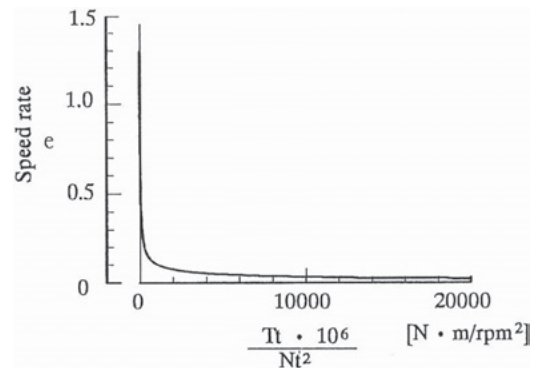


Fig. 7 Backward Calculation Map of Torque-Converter

また、タービン回転数 N_t は、(15) 式より求められる。

$$N_t = G_i \cdot (V_t + V_{t-1} / 2 \cdot 60 / 2 / \pi / R_{tire} \quad \cdots(15)$$

以上の結果、タービントルク T_t とタービン回転数 N_t から、(8) 式により $k \cdot \tau / e^2$ を求め、逆算マップの入力とし、トルクコンバータ速度比 e が求められる。その結果、(5)、

(7) 式より、(16)、(17) 式が導かれ、タービン回転数とタービントルクからエンジン回転数とエンジン出力トルクが求められる。

$$T_p = T_t / J(e) \quad \cdots(16)$$

$$N_p = N_t / e \quad \cdots(17)$$

3.2. 検証結果

トルクコンバータの逆算アルゴリズムを燃費試験のシミュレーションに適用し、Fig. 8 に示す走行モードで精度検証を行った。ここでは、トルクコンバータの逆算アルゴリズムの精度を検証するために、MT 車、AT 車それぞれシミュレーションを行い、トルクコンバータの逆算アルゴリズムの有無による精度比較を行った。

(1) MT 車燃費試験のシミュレーション結果

検証には、エンジンバリエーションとして、直列3気筒、4気筒、5気筒およびV型6気筒の排気量 $0.66 \ell \sim 3.2 \ell$ を使い、走行モードとして米国の FUDS(Federal Urban Driving Schedule)、High-Way、Combine、日本の10モード、10-15モードで行った。その結果、Fig. 9 に示す通り誤差は $\pm 3\%$ 以内にあり、実機での計測誤差と同等の結果が得られ、十分な実用精度が得られた。また、図に示す通り、気筒数、排気量、走行モード違いでも、同じ精度でのシミュレーションが可能であることが確認された。

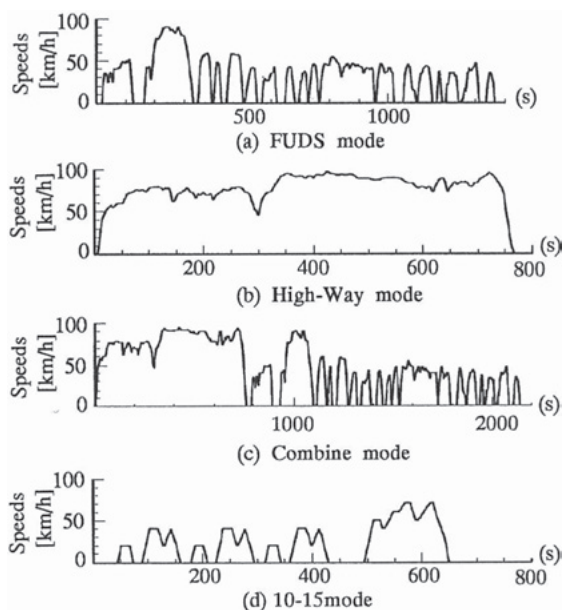


Fig. 8 Driving Schedule

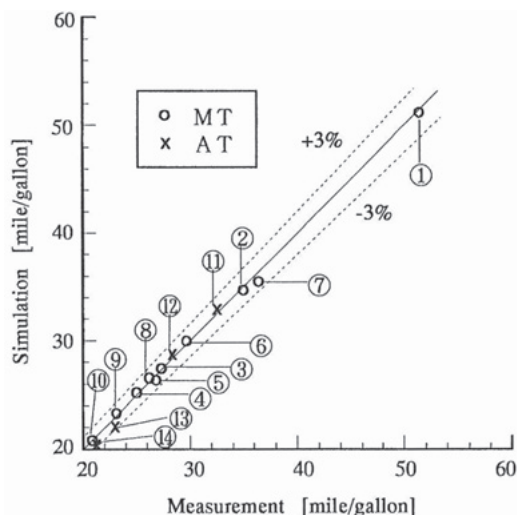


Fig. 9 Fuel-Economy Verification Result

No.	Transmission	Engine capacity	Number of cylinders	Driving schedule
①	MT	0.66 ℓ	3	10-15
②	MT	1.5	4	10-15
③	MT	2.2	4	FUDS
④	MT	2.2	4	FUDS
⑤	MT	1.8	4	10
⑥	MT	1.7	4	Combine
⑦	MT	1.7	4	High-Way
⑧	MT	1.7	4	FUDS
⑨	MT	2.5	5	FUDS
⑩	MT	3.2	6	FUDS
⑪	AT	1.5	4	10-15
⑫	AT	1.7	4	FUDS
⑬	AT	2.5	5	FUDS
⑭	AT	3.2	6	FUDS

(2) AT 車燃費試験のシミュレーション結果

AT 車燃費試験の検証には、エンジンバリエーションとして、直列 4 気筒、5 気筒、V 型 6 気筒の排気量 1.5 ℓ ～ 3.2 ℓ を用い、試験モードとして FUDS、10-15 モードで行った。AT 車の燃費試験の結果、図に示す通り誤差は最大で 3.2% であり、MT 車と同等の結果が得られた。この結果、トルクコンバータの逆算アルゴリズムの有無にかかわらず、実機の計測誤差と同等の結果が得られ、トルクコンバータの逆算アルゴリズムの妥当性が検証された。

(3) 計算時間比較

トルクコンバータの逆算アルゴリズムを使用した場合と、使用しない場合で、AT 車の燃費試験のシミュレーションの計算時間比較を行った。シミュレーションは、EWS で行い、試験走行モードは、Fig. 8 に示す FUDS、High-Way、10-15 の三つで行った。その計算時間の結果を Fig. 10 に示す。トルクコンバータの逆算アルゴリズムを使用した場合では、最も計算時間のかかった FUDS モードは 30 秒で終了し、大幅な計算時間の短縮が確認された。従来のアルゴリズムでは、EWS でも数十分の計算時間を必要とし、パーソナルコンピュータでの計算は実用的ではなかった。しかし、アルゴリズムが改善され、大幅に計算時間が短縮されたため、Intel486 のプロセッサを持つパーソナルコンピュータでも数十秒で計算が終

了し、パーソナルコンピュータでの計算が実用レベルになった。

4. 燃費・加速性能シミュレーションの成果

全開加速試験のシミュレーションと燃費試験のシミュレーションを統合して、完成車の性能分析を行った。ここでは MT 車を例として、軽量化による効果予測を行うために、車輛重量、ギヤレシオの二つの車輛諸元を変更し、完成車性能評価グラフを作成した。完成車性能評価グラフによる完成車性能の予測手法について述べる。

4.1. 軽量化による効果予測

0-400m 加速時間と 10-15 モード燃費について、ファイナルギヤレシオを 3～6 まで変化させたシミュレーションを行った。その結果を Fig. 11 に示す。実線のグラフは量産車の車両重量から加速時間と燃費を求めた結果であり、点線は車両重量を 100kg 軽量化および 200kg 軽量化した時のシミュレーション結果である。

図において、車輛重量以外の諸元を固定した同一のギヤレシオでの 200kg 軽量化は、②に示す結果となり、ギヤレシオを変更することで、軽量化の効果が全て加速性

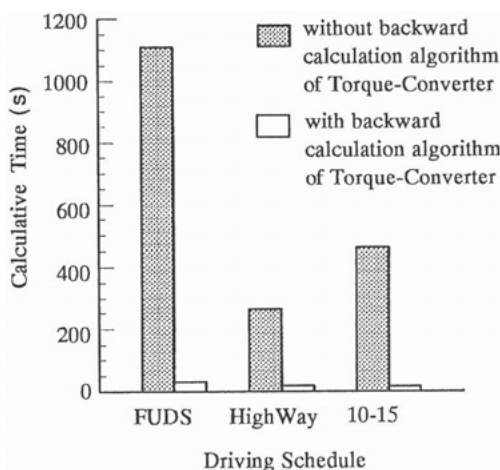


Fig. 10 Calculative Time of Simulation

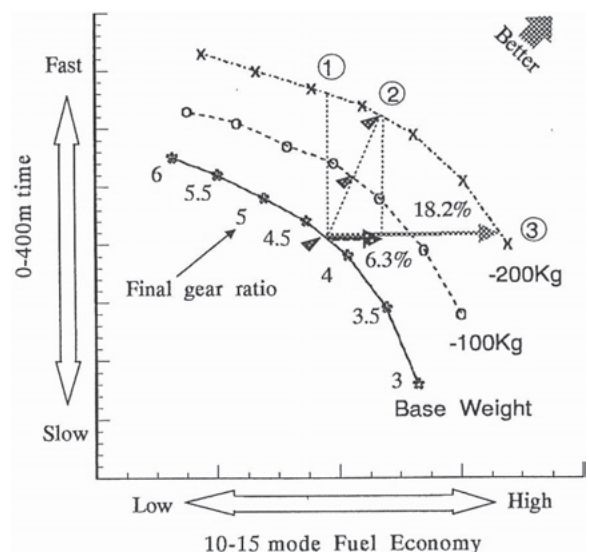


Fig. 11 Effect of Weight Reduction

能に現れる①や、全て燃費性能に現れる③の効果を読み取ることができる。

加速性能、燃費性能二つの指標を基に車輛諸元を変化させた結果を、図のようにグラフ化することの効果は、次のような点にある。

- (1) 車輛諸元から加速性能、燃費性能を予測できる。
- (2) 目標とする加速性能、燃費性能から、車輛重量、ギヤレシオなど、車輛諸元を予測できる。
- (3) 加速性能と燃費性能の一方の条件を固定した効果予測ができる。

このうち、(1)の車輛諸元の変更に対する効果検証は、本稿で報告するシミュレーションを用いなくとも、実測により可能であった。しかし、(2)の車輛諸元の予測や、(3)の一方の条件を同じにする車輛諸元を求めるには、試行錯誤を行う必要があった。しかし、シミュレーションによりグラフ化することで、車輛諸元変化による燃費、加速性能の効果を幅広く読み取ることができる。

例えば、同じギヤレシオでの200kg軽量化②は、燃費の向上は+6.3%であったが、加速時間を同じ条件とした場合、軽量化の効果がすべて燃費にあらわれる③では、200kg軽量化したときの燃費の向上が+18.2%へと大きく改善されることがグラフより読み取ることができる。

5. まとめ

車輛諸元の最適仕様を検討するために、完成車の燃費性能、加速性能を共通の動力性能モデル、同じ車輛諸元データから予測できるシステムを構築し、目標性能を達成する車輛諸元の予測ができるようになった。その成果は、次の通りである。

- (1) 加速時間と燃費の二つの指標を評価しながら、車輛諸元に対する完成車の性能予測が可能となった。
- (2) MT車の加速性能予測計算では、区分線型関数と陰解法DASSLを用いることで、摩擦による過渡現象を解くことができた。
- (3) AT車の燃費性能予測計算では、トルクコンバータの逆算アルゴリズムを用いることで、計算時間の大幅短縮ができた。

参考文献

- 1) California Air Resources Board: California Exhaust Emission Standards and Test Procedures for 1988 and Subsequent Model Passenger Cars, Light-Duty Trucks, and Medium-Duty Vehicles, as amended September 22, 1993. Section 3 Emission Standards
- 2) C. Mendler: Equations for Estimating and Optimizing the Fuel Economy of Future Automobiles, SAE-932877
- 3) L. R. Petzold: A Description of DASSL - A Differential/Algebraic System Solver, Sandia National Laboratories DOE Working Report
- 4) Mel Badgett: MATRIXx/Plus Technical Reference, Integrated Systems Inc Application Note
- 5) Tomoo Ishihara: A Study of Hydraulic Torque Converters Report of the Institute of Industrial Science, University of Tokyo, Vol.5 No.7 (1955), PP.150~202

APPENDIX

Fig. 3 の入出力の関係に従い、計算式を以下に示す。

T	: トルク	[N・m]
F	: 力	[N]
α	: 角加速度	[rad/s ²]
I	: 慣性モーメント	[N・m・s ²]

① エンジン

$$N_e = \int \alpha_{\text{gear}} dt \cdot 60 / 2\pi$$

$$T_{\text{engine}} = F1(N_e, Th)$$

N_e : エンジン速度 [rpm]

Th : スロットル開度

F1(N_e, Th) エンジン特性データより、 N_e, Th からエンジン出力トルクを求める関数

② トランスミッション

$$T_{\text{gear}} = i \cdot T_{\text{engine}}$$

$$\alpha_{\text{gear}} = i \cdot \alpha_{\text{dr-shaft}}$$

I : ギヤレシオ

③ ドライブシャフト

$$\omega = \int \alpha_{\text{dr-shaft}} dt - \int \alpha_{\text{tire}} dt$$

$$\theta = \int \omega dt$$

$$T_{\text{dr-shaft}} = K \cdot \theta + C \cdot \omega$$

$$\alpha_{\text{dr-shaft}} = (T_{\text{gear}} - T_{\text{dr-shaft}}) / I_{\text{dr-shaft}}$$

ω : 角速度 [rad/s]

θ : 変位角度 [rad]

K : ばね定数

C : 減衰定数

$I_{\text{dr-shaft}}$: ドライブシャフト慣性モーメント

④ タイヤ

$$T_{\text{tire}} = T_{\text{gear}} - I_{\text{tire}} \cdot \alpha_{\text{tire}}$$

$$F = T_{\text{tire}} / R_{\text{tire}}$$

$$\alpha_{\text{tire}} = A / R_{\text{tire}}$$

I_{tire} : タイヤ慣性モーメント

R_{tire} : タイヤ半径 [m]

A : 加速度 [m/s²]

⑤ 車体

$$A = (F - \mu_r \cdot M_{\text{body}} \cdot 9.8 - \mu_{\text{air}} \cdot V^2 \cdot 9.8) / M_{\text{body}}$$

$$V = \int A dt$$

μ_r : 転がり抵抗係数

μ_{air} : 空気抵抗係数

M_{body} : 車体総重量 [kg]

V : 速度 [m/s]

■ 著 者 ■



桜庭 俊典



松井 弘樹