

⑫ 重量車における燃料消費率試験法のさらなる高度化に向けて（第3報）

— エンジン暖機モデルを用いた冷機始動時の燃料消費率計算方法 —

環境研究領域 ※水嶋 教文 山口 恭平 川野 大輔 鈴木 央一

1. はじめに

我が国では、平成 18 年から世界に先駆けて重量車の燃費基準が導入され、同時に燃料消費率試験法¹⁾(以下、「重量車燃費試験法」という)も運用が開始された。図 1 に重量車燃費試験法の概要を示す²⁾。本試験法では、エンジン台上試験装置を用いて暖機定常条件で計測したエンジン回転数およびトルクに対する燃料消費量のマップ(以下、「燃費マップ」という)に基づき、車両走行時の燃料消費率を計算する方法(以下、「シミュレーション法」という)を採用している。具体的には、図 2 に示す都市内および都市間走行モードを 1 秒毎のエンジン試験サイクルに変換した後、当該試験サイクルを運転した際の瞬時燃料消費量を燃費マップから読み取り積算することで試験サイクル全体の燃料消費量および燃料消費率[km/L]を計算している。したがって、本試験法で得られた燃料消費率はエンジンが暖機状態であることを仮定した場合の値となる。

一方、平成 28 年度から導入される次期重量車排出ガス試験法の WHDC (World-wide harmonized Heavy-duty Certification procedure)は、過渡試験サイクルの WHTC (World-wide Harmonized Transient Cycle)と定常試験サイクルの WHSC (World-wide Harmonized Steady-state Cycle)の試験で構成され、WHTC の試験では冷機始動条件および暖機条件における排出ガス値を 1 : 6 で加重平均することとなっている。このように WHDC では冷機始動条件における試験が含まれることから、今後はエンジン・後処理装置の暖機促進技術の導入が進むものと予想される。

暖機促進は、機械損失の低減による燃費改善効果が見込める一方、方法によってはその過程において燃費を悪化させる場合もある。したがって、暖機促進技術の導入による燃料消費率への影響については、適切な評価方法により把握しておかなければならない。これに備えて本研究では、シミュレーション法による重量車燃費試験法において冷機始動条件の燃料消費率を評価する方法を考案し、その有効性を検証した。

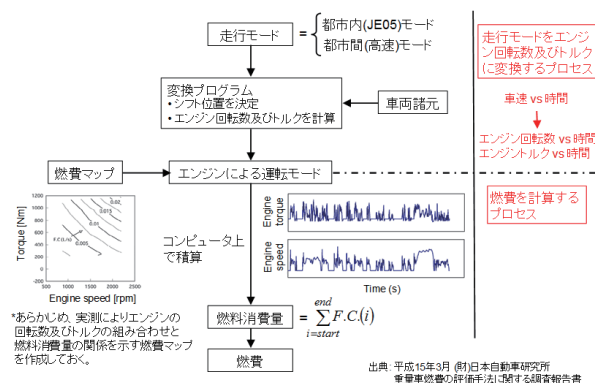


図 1 重量車燃費試験法の概要

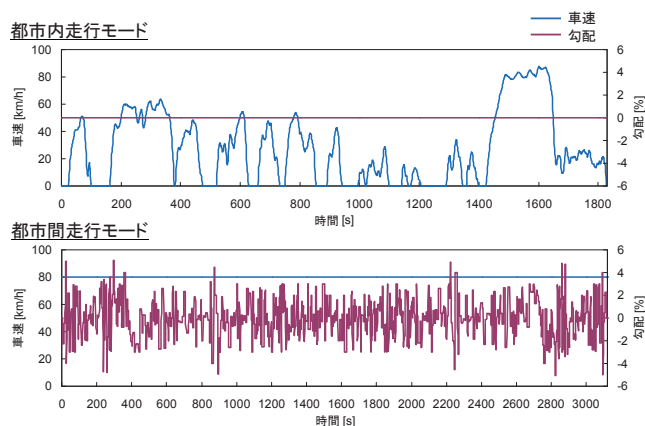


図 2 都市内走行および都市間走行モード

2. 方法

2. 1. 冷機始動条件における燃費計算方法の考案

冷機始動条件における燃料消費率の計算では、

- (a) エンジンシステムの昇温過程の予測
 - (b) エンジンシステム温度と燃料消費量の関係
- の 2 点が重要なポイントとなる。

(a) エンジンシステムの昇温過程の予測

エンジンシステムの温度分布が冷却水温度で均一であるという仮定の下、エンジン暖機モデルを構築した。以下にその計算モデルを示す。

$$C_{eng} = \frac{\Delta Q_{in} - \Delta Q_{out}}{\Delta T_w} \quad (1)$$

ただし、

$$\Delta Q_{in} = \frac{FC_{cold} \times \rho_f \times H_f \times (r_{qloss} + r_{floss})}{3600} \quad (2)$$

$$\Delta Q_{out} = \alpha A_{eng}(T_w - T_a) \quad (3)$$

ここで、 C_{eng} はエンジンシステムの総熱容量[kJ/K]、 ΔQ_{in} はエンジンの燃焼によりエンジンシステムに供給される瞬時熱量[kW]、 ΔQ_{out} はエンジンシステムから周囲空気に放出される瞬時熱量[kW]、 ΔT_w はエンジン冷却水温度[K]の変化量[K/s]、 FC_{cold} は冷機始動時条件で計測した瞬時燃料消費量(15°C換算後) [L/h]、 ρ_f は燃料密度[g/cm³]、 H_f は燃料の低位発熱量[kJ/kg]、 r_{qloss} は燃料の供給熱量に対する冷却損失割合、 r_{floss} は燃料の供給熱量に対する機械損失割合、 α はエンジンシステムと周囲空気間の平均熱伝達率[kW/m²K]、 A_{eng} はエンジンシステムの表面積[m²]、 T_w はエンジン冷却水温度[K]、 T_a は周囲の空気温度[K]とする。 r_{qloss} および r_{floss} の和は燃費マップ計測時に同時に取得したデータから算出可能である。

任意のエンジン試験サイクルでエンジンを冷機始動した際の計測データを上記計算モデルに入力することで、 C_{eng} および αA_{eng} を算出できる。これにより、以下の式を用いることで、従来のシミュレーション法でエンジンを冷機始動したと仮定した際のエンジン冷却水温度の昇温過程(時々刻々の T_{w_cal})を予測することが可能となる。

$$T_{w_cal} = T_{w_cal}' + \Delta T_{w_cal} \quad (4)$$

ただし、

$$\Delta T_{w_cal} = \frac{\Delta Q_{in_cal} - \Delta Q_{out_cal}}{C_{eng}} \quad (5)$$

$$\Delta Q_{in_cal} = \frac{FC_{cold_cal}' \times \rho_f \times H_f \times (r_{qloss}' + r_{floss}')} {3600} \quad (6)$$

$$\Delta Q_{out_cal} = \alpha A_{eng}(T_{w_cal}' - T_a) \quad (7)$$

ここで、添え字_{cal}は時々刻々の計算結果、'(ダッシュ)は1秒前の時刻における計算結果である。

(b) エンジンシステム温度と燃料消費量の関係

エンジンシステム温度と燃料消費量の関係を把握するには、 T_w 毎に燃費マップを取得する方法と、 T_w に依存する補正係数を導出する方法が容易に考えられる。いずれの方法においても実験が必須となるが、実験工数の省力化の観点から後者の方法を検討する。

同一エンジン試験サイクルにおいて冷機始動条件で計測した FC_{cold} と暖機条件で計測した FC_{hot} から、同一時刻に対する冷機始動条件の T_w と FC_{cold}/FC_{hot} の関係を $f(T_w) = FC_{cold}/FC_{hot}$ として予め把握する。

以上の(a)および(b)で得られた T_{w_cal} および $f(T_w)$ に

基づき、以下の式により冷機始動条件における瞬時燃料消費量の計算値 FC_{cold_cal} を算出することで、燃料消費率の算出が可能となる。

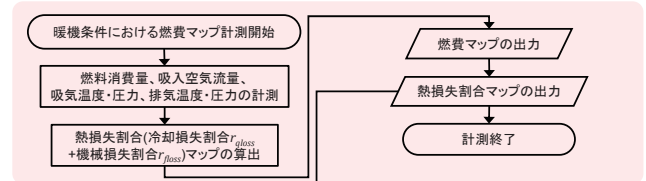
$$FC_{cold_cal} = FC_{hot_cal} \times f(T_{w_cal}) \quad (8)$$

ここで、 FC_{hot_cal} は従来のシミュレーション法により算出した暖機条件での瞬時燃料消費量[L/h]である。

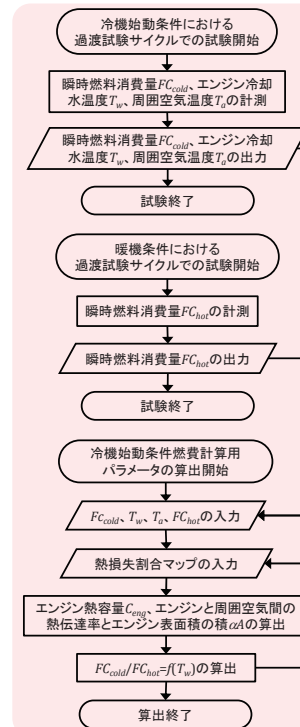
2. 2. 冷機始動条件における燃費計算方法の手順

前節で示した冷機始動条件における燃費を実際に計算する際の手順を図3に示す。本手法は、暖機条件における燃費マップの計測に合わせて吸入空気流量、吸気温度・圧力、および排気温度・圧力を同時に計測し、これらのデータから熱損失割合マップを算出する工程(工程(i))、冷機始動条件および暖機条件における過渡試験の結果から、冷機始動条件における燃費計算に必要な C_{eng} 、 αA_{eng} 、および $f(T_w)$ といったエンジンシステム固有の物理変数を算出する工程(工程(ii))、従来のシミュレーション法に対して FC_{hot_cal} に $f(T_w)$ を乗じ補正する工程を加えたシミュレーション(工程(iii))の3つの工程を含んだ手順となっている。

(i) 暖機条件における燃費マップ計測、熱損失割合マップ算出



(ii) 冷機始動条件用物理変数の導出



(iii) 冷機始動条件における燃費計算

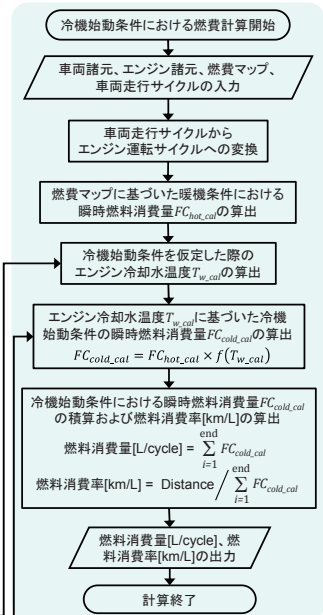


図3 冷機始動時における燃費計算方法の手順

2. 3. 冷機始動条件における燃費計算方法の検証

前節までで述べた冷機始動条件における燃費計算方法による評価精度を検証するため、様々な車両諸元を想定した冷機始動条件と暖機条件において、本方法を導入したシミュレーション法による燃料消費率の計算値(以下、計算燃料消費率)とエンジン台上試験装置による燃料消費率の実測値(以下、実測燃料消費率)を比較した。想定する車両諸元は表1に示す5仕様であり、全て同一型式のエンジンを搭載することを前提としている。なお、それぞれについて積載量を空積載、半積載、および全積載として計15通りの諸元を設定することで、エンジンの様々な過渡状態を想定した。評価に用いた車両走行モードは図2に示す重量車燃費試験法で定められた都市内走行モードである。

表1 評価に用いた車両諸元

No	全高 [m]	全幅 [m]	車両重量 [kg]	最大積載量 [kg]	乗車定員 [人]	変速機ギア比 1速, 2速, 3速, 4速, 5速, 6速	終減速機ギア比	タイヤ動的負荷半径 [m]
1	2.106	1.780	2482	2396	3	5.080, 2.816, 1.587, 1.000, 0.741	5.275	0.343
2	2.099	1.751	2356	2000	3	5.315, 2.908, 1.558, 1.000, 0.721	4.555	0.338
3	2.041	1.729	2652	2995	3	5.979, 3.434, 1.752, 1.000, 0.795	5.571	0.364
4	2.363	2.161	2979	3749	3	5.979, 3.434, 1.862, 1.297, 1.000, 0.759	5.125	0.366
5	2.454	2.235	3543	4275	3	5.979, 3.434, 1.862, 1.297, 1.000, 0.759	5.375	0.376

2. 4. 試験装置および方法

実験は図4に示すエンジン台上試験装置を用いて実施した。供試エンジンの諸元を表2に示す。本エンジンは、ポスト新長期排出ガス規制に適合した重量車に搭載されている総排気量3.0 Lの直列4気筒ターボディーゼルエンジンである。燃料流量の計測には容積式流量検出器(小野測器製、FP-2140H)を使用した。計測した燃料流量は、燃料流量計の直後に設けた温度センサによる燃料温度に基づき、JIS K2249-1987 付表II表2B「燃料油の温度に対する容量換算係数表」を用いて燃料温度288 K(15 °C)における体積に換算した。

実験では、シミュレーション法に用いるための暖機定常条件における燃費マップの計測に加え、表1に示した車両諸元における空積載、半積載、全積載状態(車両諸元5通り×積載率3通り=15通り)での、冷機始動条件および暖機条件における都市内走行モードでの燃料消費率を計測した。

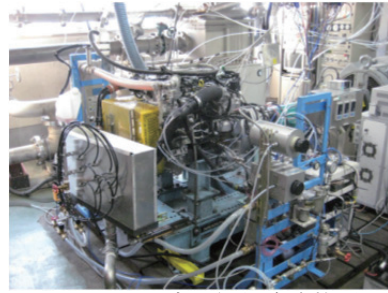


図4 エンジン台上試験装置

表2 供試エンジン諸元

エンジンタイプ	直列4気筒ディーゼルエンジン
過給システム	ターボインタークーラ
燃料供給システム	コモンレール
総排気量	3.0 L
最高出力/回転数	110 kW/2800 rpm
最大トルク/回転数	375 Nm/1400-2800 rpm
排出ガス規制適合	ポスト新長期排出ガス規制適合

3. 結果および考察

3. 1. エンジンシステムの昇温過程の予測結果

2. 1. 節で示したエンジン暖機モデルに基づいて、任意のエンジン試験サイクルにおける計測データから C_{eng} および αA_{eng} を算出し、都市内走行モードにおける T_w の昇温過程を予測した。なお、本研究では任意のエンジン試験サイクルとしてWHTCを適用した。

式(1)および式(3)より

$$\sum \Delta T_w = \frac{1}{C_{eng}} \sum \Delta Q_{in} - \frac{\alpha A_{eng}}{C_{eng}} \sum (T_w - T_a) \quad (9)$$

であり、この式(9)より

$$T_w = \frac{1}{C_{eng}} \sum \Delta Q_{in} - \frac{\alpha A_{eng}}{C_{eng}} \sum (T_w - T_a) + T_{w,i} \quad (10)$$

を得ることができる。ここで、 $T_{w,i}$ はエンジン冷却水の初期温度[K]である。

式(10)の $\sum \Delta Q_{in}$ および $\sum (T_w - T_a)$ を説明変数としてWHTCを運転した際の T_w 計測データに対して重回帰分析を実施し、これらの係数を算出して C_{eng} および αA_{eng} を導出した結果を表3に示す。また、得られた C_{eng} および αA_{eng} を用い、一例としてWHTCおよび車両諸元 No.2 半積載条件の都市内走行モードで $T_{w,cal}$ を計算した結果と実験結果 T_w を図5に示す。WHTCにおいては C_{eng} および αA_{eng} を導出するために用いた試験サイクルであるため、 $T_{w,cal}$ は実験結果 T_w と一致し、 T_w の昇温過程を適正に予測できることは図5からも明らかであり、当然の結果である。一方、同一の C_{eng} および αA_{eng} を適用することで、これらの算出に用いた試験サイクルとは異なる試験サイクルである都市内走行モードにおいても T_w の昇温過程を適正に予測できており、本計算モデルの妥当性が確認された。

表3 C_{eng} および αA_{eng} の導出結果

エンジンシステムの総熱容量 C_{eng} [kJ/K]	133.4
エンジンシステムと周囲空気間の平均熱伝達率 x エンジンシステムの表面積 αA_{eng} [kW/K]	0.1269

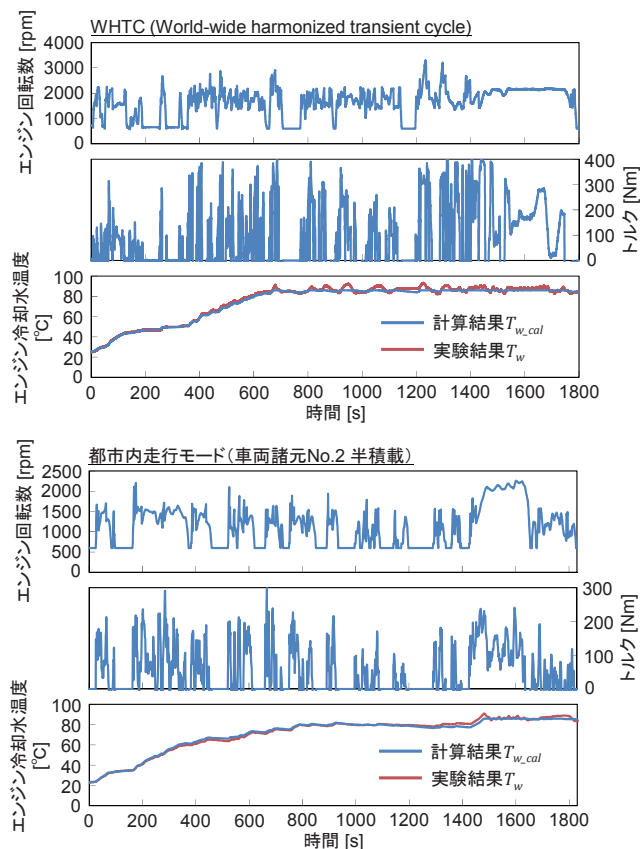


図5 エンジン冷却水温度の計算結果と実験結果の比較

3. 2. 冷機始動条件における燃費計算結果

2. 1. 節(b)に記載した方法を用いて、WHTC の冷機始動条件で計測した FC_{cold} と暖機条件で計測した FC_{hot} から、同一時刻に対する冷機始動条件の T_w と FC_{cold} / FC_{hot} の関係を $f(T_w) = FC_{cold} / FC_{hot}$ として把握した結果を図6に示す。ここでは、 T_w が 5°C 上昇するごとに計測した FC_{cold} および FC_{hot} を平均化し、それらの比 FC_{cold} / FC_{hot} を T_w の関数として導出した。この結果、 T_w が常温に近い条件では暖機条件と比較して最大で1.4倍程度、燃料消費量が増大する傾向となった。

ここで得られた $f(T_w)$ と3. 1. 節で計算した $T_{w,cal}$ に基づき都市内走行モードでの冷機始動条件における燃費を計算した。図7に、仮定した車両の重量出力比[kg/kW](車両重量(積載含む)[kg]/エンジン最高出力[kW])に対して、暖機条件における燃費[km/L]と冷機始動条件における燃費[km/L]の比率(暖機条件燃費[km/L]/冷機始動条件燃費[km/L])をまとめた結果を示す。同図より、計算結果は実験結果と同様の傾向を示し、重量出力比の低下に伴い暖機条件燃費と冷機

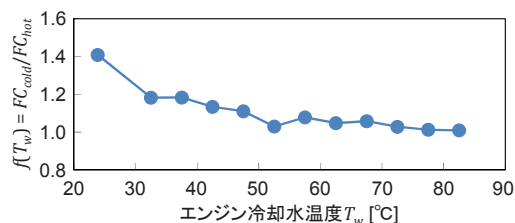


図6 エンジン冷却水温度と FC_{cold} / FC_{hot} の関係

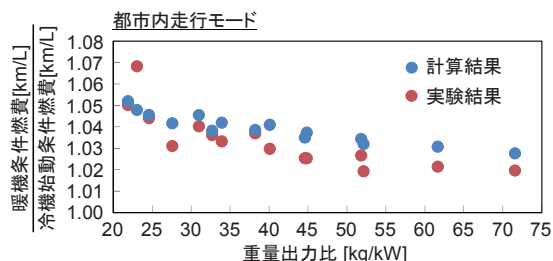


図7 暖機条件燃費と冷機始動条件燃費の比率

始動条件燃費の差異が概して減少していることがわかる。また、計算結果と実験結果における当該比率の差異は最大でも1%程度であり、計算結果は実験結果を模擬できていることが確認された。

4. おわりに

以上で述べた方法を適用することで、エンジンシステム温度の上昇過程を予測した上で、冷機始動条件における燃料消費率を計算することが可能となった。ただし、エンジンシステム温度の上昇過程の予測精度は極めて高いものの、冷機始動条件を想定した燃料消費率の補正精度には改善の余地が残されている。これは、 FC_{cold} / FC_{hot} を T_w のみの関数として与えていることが要因であり、 T_w に加えて他の因子も考慮に入れることで改善できるものと考えられる。加えて、重量車燃費試験法における本方法の位置づけやあり方について議論を深め、さらに整理することが必要である。

謝辞

本研究の一部は、国土交通省より受託した「重量車搭載用エンジンの燃費測定法に関する調査」において実施したものである。ここに記し、謝意を表す。

参考文献

- 1) “総合資源エネルギー調査会省エネルギー基準部会重量車判断基準小委員会・重量車燃費基準検討会 最終取りまとめ”、(2005)
- 2) “重量車燃費の評価手法に関する調査報告書” 財団法人日本自動車研究所、(2003)