

講演 3. 冷機始動を考慮した重量車の燃料消費率試験法の検討

自動車研究部 ※水嶋 教文 山口 恭平 川野 大輔 鈴木 央一

1. はじめに

我が国で現在運用されている重量車の燃料消費率試験法は、図 1 に示すように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及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、車両が図 2 に示す都市内走行モードと都市間走行モードを走行した際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¹⁾。つまり本手法は、エンジンが暖機されていることを前提とした試験法となっている。

一方、重量車の排出ガス試験法に関しては、従来は暖機状態で JE05 モードを運転するのみであったが、平成 28 年度から順次導入される WHDC (World-wide harmonized Heavy-Duty Certification procedure)においては、過渡試験サイクルの WHTC (World-wide Harmonized Transient Cycle)を冷機状態及び暖機状態のそれぞれで運転し、得られた排出ガス値を 0.14 : 0.86 で加重平均することと定められている²⁾。したがって、今後は冷機始動時における排出ガス対策やエンジン・後処理装置の暖機促進などの新たな技術が導入されるものと予想される。

冷機始動時における排出ガス対策技術や暖機促進技術は、場合によっては暖機過程中の燃費を悪化させる可能性がある。ところが、現在運用されている重量車の燃料消費率試験法は、暖機状態で計測したエンジンの燃費マップを用いたシミュレーション法により都市内及び都市間走行モードを走行した際の燃料消費率を計算するため、前述の新たな暖機促進技術等が導入された場合、燃料消費率への影響を評価することができない。そこで本研究では、冷機始動時における排出ガス対策やエンジン・後処理装置の暖機促進などの新たな技術が導入された場合の燃料消費率への影響を、従来のシミュレーション法を改良することで適切に評価する手法を検討したので報告する。

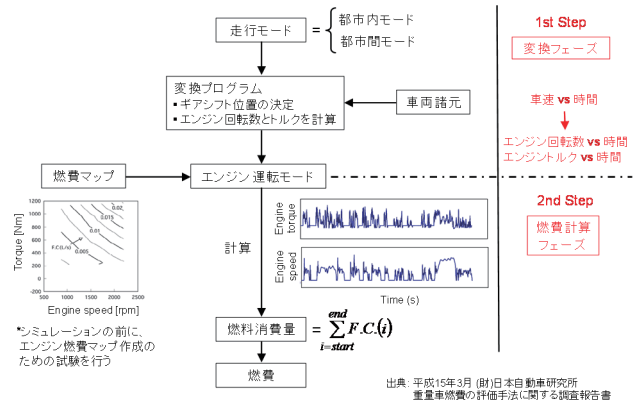


図 1 重量車の燃料消費率試験法の概要

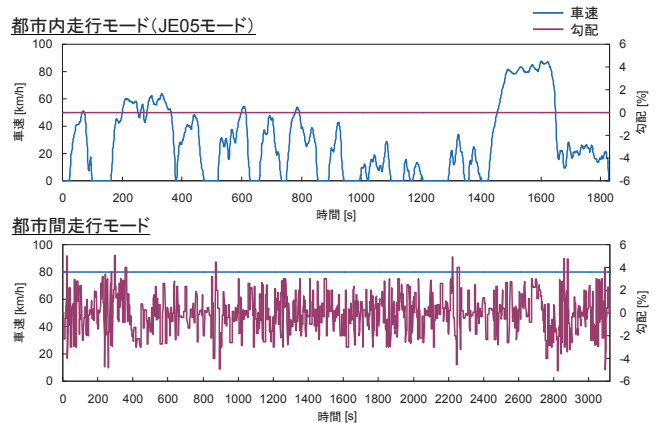


図 2 都市内及び都市間走行モード

2. 方法

2. 1. 冷機始動時の燃料消費率計算方法の検討

2. 1. 1. エンジンシステムの暖機過程の予測

エンジンの温度分布が冷却水温度で均一であるという仮定の下、エンジンの暖機過程予測モデルを構築した。以下にその計算モデルを示す。

$$T_{w_cal} = T_{w_cal}' + \Delta T_{w_cal} \quad (1)$$

$$\Delta T_{w_cal} = \frac{\Delta Q_{in_cal} - \Delta Q_{out_cal}}{C_{eng}} \quad (2)$$

$$\Delta Q_{in_cal} = FC_{cold_cal} \cdot \rho_f \cdot H_f (r_{qloss} + r_{floss}) \Delta t \quad (3)$$

$$\Delta Q_{out_cal} = \alpha A_{eng} (T_{w_cal}' - T_a) \Delta t \quad (4)$$

ここで、 T_w はエンジン冷却水温度[°C]、 ΔT_w はエンジン冷却水温度の変化量[°C]、 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[kJ]、

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[kJ]、 C_{eng} はエンジンシステムの総熱容量[kJ/K]、 FC_{cold} は冷機始動時における瞬時燃料消費量[mL/s]、 ρ_f は燃料密度[g/cm³]、 H_f は燃料の低位発熱量[kJ/g]、 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_a は周囲空気の温度[°C]、 Δt は計算タイプステップ[s]、添え字_{cal}は時々刻々の計算結果、(ダッシュ)は計算のタイムステップ Δt 秒前における値である。

C_{eng} 及び αA_{eng} は、任意のエンジン試験サイクル(例えば WHTC)でエンジンを冷機始動した際の計測データを以下の式に適用することで算出することが可能である。

$$C_{eng} = \frac{\Delta Q_{in} - \Delta Q_{out}}{\Delta T_w} \quad (5)$$

$$\Delta Q_{in} = FC_{cold} \cdot \rho_f \cdot H_f (r_{qloss} + r_{floss}) \Delta t \quad (6)$$

$$\Delta Q_{out} = \alpha A_{eng} (T_w - T_a) \Delta t \quad (7)$$

また、本モデルにおいては冷却損失及び機械損失による熱エネルギーは全てエンジン及び冷却水の温度上昇に用いられるものと仮定しており、冷却損失割合 r_{qloss} 及び機械損失割合 r_{floss} は、予めエンジン台上試験により取得したエンジン回転数とトルクに対するマップ情報から参照して計算に用いる。

これにより、エンジンを冷機始動させた際のエンジン冷却水温度 T_w の昇温過程(時々刻々の $T_{w,cal}$)をシミュレーションにより予測することが可能となる。

2. 1. 2. 冷機始動時の燃料消費量計算方法

冷機始動時の燃料消費量を計算するためには、エンジンシステム温度と燃料消費量の関係を把握する必要がある。その方法を以下に述べる。

a) T_w に依存する補正係数を導出する方法

同一エンジン試験サイクル(例えば WHTC)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、同一時間範囲に対する冷機始動時の T_w と FC_{cold}/FC_{hot} の関係を $f(T_w) = FC_{cold}/FC_{hot}$ として予め把握し、以下の式により冷機始動時における瞬時燃料消費量の計算値 $FC_{cold,cal}$ を算出する。

$$FC_{cold,cal} = FC_{hot,cal} \times f(T_{w,cal}) \quad (8)$$

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である。

b) T_w 毎に燃費マップを取得する方法

低温での T_w の温度調節が可能なエンジン台上試験装置を用いて燃費マップを取得し、燃費マップを取得した T_w 間で補間することで T_w に応じた $FC_{cold,cal}$ を得る。

2. 2. 検証方法

前節で示したエンジン暖機過程予測モデルに基づいて、任意の試験サイクル(例えば WHTC)における計測データから C_{eng} 及び αA_{eng} を算出し式(1)~(4)に適用することで、他の試験サイクルにおける T_w の昇温過程を予測することが可能である。

式(5)及び式(7)より、

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

であり、この式(9)より

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

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[°C]である。

式(10)を用い、任意の試験サイクルを運転した際の T_w の計測データに対して、同時に計測したデータから算出される $\sum \Delta Q_{in}$ 及び $\sum \{(T_w - T_a) \Delta t\}$ を説明変数として重回帰分析を実施することでこれらの係数を算出し、 C_{eng} 及び αA_{eng} を導出することができる。エンジンの暖機過程、つまり T_w の昇温過程をその他の様々な条件で予測するには、得られた C_{eng} 及び αA_{eng} を式(1)~(4)に適用すればよい。

冷機始動時における燃料消費率については、上記で得られた T_w に応じて a) もしくは b) の方法で $FC_{cold,cal}$ を算出し、計算すればよい。

本検討では、図3に示すポスト新長期排出ガス規制に適合した排気量 3L の重量車用ディーゼルエンジン単体と、同型のエンジンを搭載した図4に示す車両の両方で、前節に示したエンジン暖機過程予測モデルと

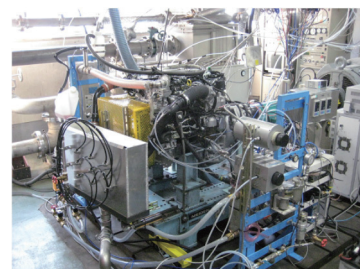


図3 検証に用いた重量車用エンジン試験装置



図4 検証に用いた重量車

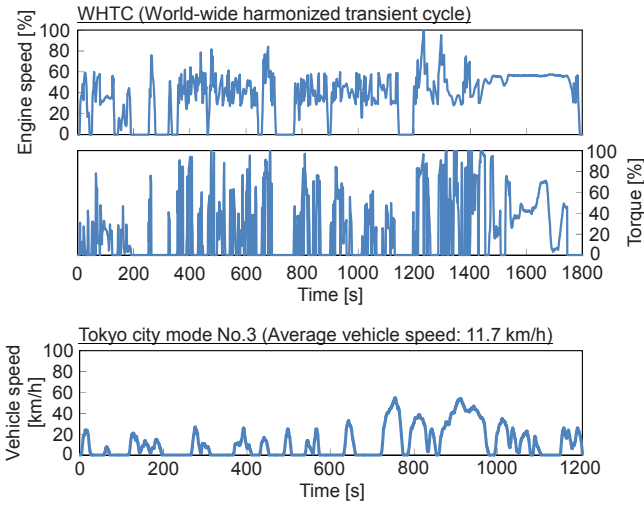


図5 検証に用いた試験サイクル

冷機始動時の燃料消費率計算方法の有効性を検証した。検証に用いた試験サイクルは図2に示したJE05モード(平均車速27.3 km/h)に加え、図5に示すWHTC、東京都モードNo.3(平均車速11.7 km/h)である。

3. 結果及び考察

3. 1. エンジン暖機過程予測モデルの検証

3. 1. 1. エンジン単体における検証

エンジン単体でWHTC(Cold)を運転した際の計測データから C_{eng} 及び αA_{eng} を算出し、同一試験サイクルでエンジンを冷機始動した際の T_w の昇温過程を予測した($T_{w,cal}$)。ここではモデルの検証が目的であるため、モデルに適用する瞬時燃料消費量 FC_{cold} には燃費計により計測した値を用いている。 T_w との比較結果を図6に示す。なお、同図には運転状態がわかるよう、参考としてエンジン回転数及びトルクも示した。この結果、本エンジン暖機過程予測モデルを用いれば、一定値で求めた C_{eng} 及び αA_{eng} から T_w を高精度に予測できることを示している。本エンジン暖機過程予測モデルの狙いは、任意の試験サイクル(例えばWHTC)でエンジンを冷機始動した際の計測データから算出した C_{eng} 及び αA_{eng} を用いることで、他の試験サイクルを冷機始動条件で運転した際のエンジン冷却水温度を適切に予測することである。この有効性を検証するため、エンジン単体により半積載条件でJE05(Cold)モードを

運転して計測した昇温過程におけるエンジン冷却水温度 T_w と、上記と同一の C_{eng} 及び αA_{eng} を適用して暖機過程予測モデルにより予測したエンジン冷却水温度 $T_{w,cal}$ を比較した結果を図7に示す。この結果、WHTC(Cold)とは異なる試験サイクルであるにもかかわらず、JE05(Cold)モードを運転した場合においても、エンジン冷却水温度の予測結果 $T_{w,cal}$ は計測結果 T_w と概ね一致した。

以上より、本エンジン暖機過程予測モデルを適用し、任意の試験サイクル(例えばWHTC)を冷機始動条件で運

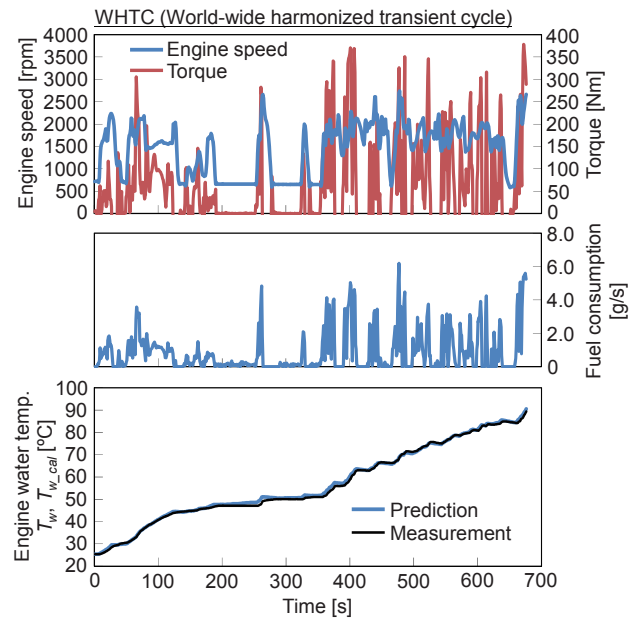


図6 エンジン単体でのWHTC(Cold)におけるエンジン冷却水温度の予測結果と計測結果の比較

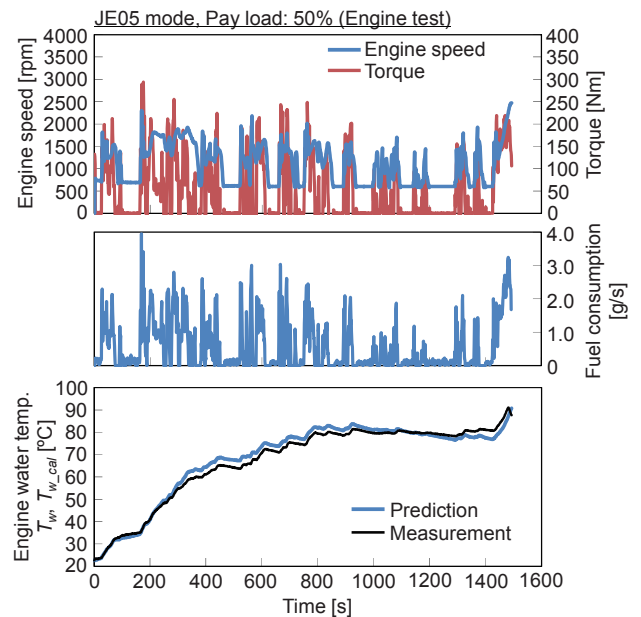


図7 エンジン単体でのJE05(Cold)モード半積載条件におけるエンジン冷却水温度の予測結果と計測結果の比較

転した際の計測データから C_{eng} 及び $\alpha_{A_{eng}}$ を算出することで、他の試験サイクル(例えば JE05 モード)についても、冷機始動時におけるエンジン冷却水温度の昇温過程を予測できることが示された。

3. 1. 2. 車両搭載状態における検証

エンジンの実使用状態を考慮するとエンジンの暖機過程は車両搭載状態で評価することが望ましい。このため、同型のエンジンを搭載した車両を用いて同様にエンジン暖機過程予測モデルを検証した。

シャシダイナモメータを用い、半積載条件で JE05(Cold)モードを走行して得られた計測データから C_{eng} 及び $\alpha_{A_{eng}}$ を算出し、同一条件における T_w の昇温過程を予測した($T_{w,cal}$)。計測結果 T_w との比較結果を図 8 に示す。この結果、 $T_{w,cal}$ と T_w は精度よく一致し、本エンジン暖機過程予測モデルは車両搭載状態においても適用できることを確認した。

そこで、上記と同一の C_{eng} 及び $\alpha_{A_{eng}}$ を用いた場合の他の試験サイクルにおける T_w の予測精度を確認するため、積載条件のみを変更して全積載条件で JE05(Cold)モードを、走行モードのみを変更して半積載条件で東京都モード No.3 (Cold)をそれぞれ運転し、エンジン暖機過程における $T_{w,cal}$ と T_w を比較した。この結果を図 9 に示す。

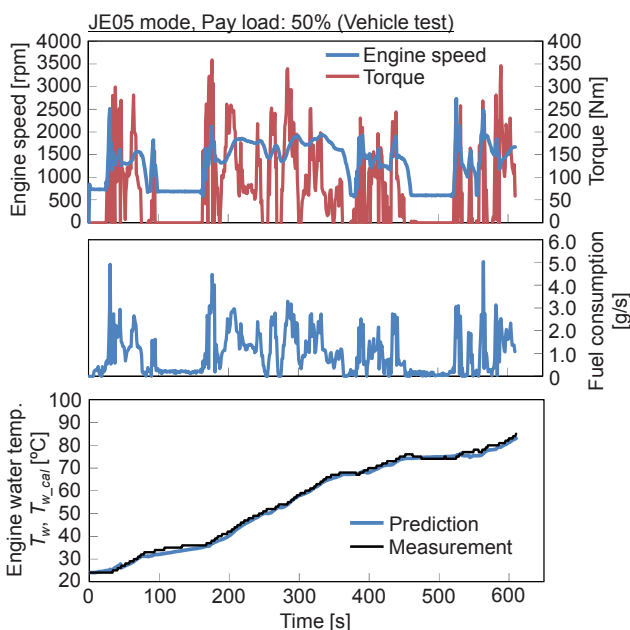


図 8 車両搭載状態での JE05(Cold)モード半積載条件におけるエンジン冷却水温度の予測結果と計測結果の比較

全積載条件での JE05(Cold)モードにおいては、図 8 に示した半積載条件での JE05(Cold)モードに対してエンジン負荷が高くなる試験サイクルであるにもかかわらず、 $T_{w,cal}$ と T_w は精度よく一致した。また、ここで示した 2 種類の走行モードを比較すると、東京都モード No.3(Cold)ではアイドル状態が多く平均車速も低いため、エンジン回転数及びトルクともに低い状態での運転が長時間続く。このため、東京都モード No.3(Cold)では JE05(Cold)モードと比較してエンジン冷却水温度の昇温に長時間を要する結果となった。さらに、エンジン暖機後の温度で $T_{w,cal}$ は T_w に対して約 10 °C 高い結果となったが、このように速度域が全く異なる試験サイクルにおいても、 $T_{w,cal}$ と T_w は定性的に同一の傾向を示していることが確認できた。

以上より、本エンジン暖機過程予測モデルは車両搭載状態においても、ある一つの試験サイクルを冷機始動条件で運転した際の計測データから C_{eng} 及び $\alpha_{A_{eng}}$ を算出することで、他の様々な試験サイクルの冷機始

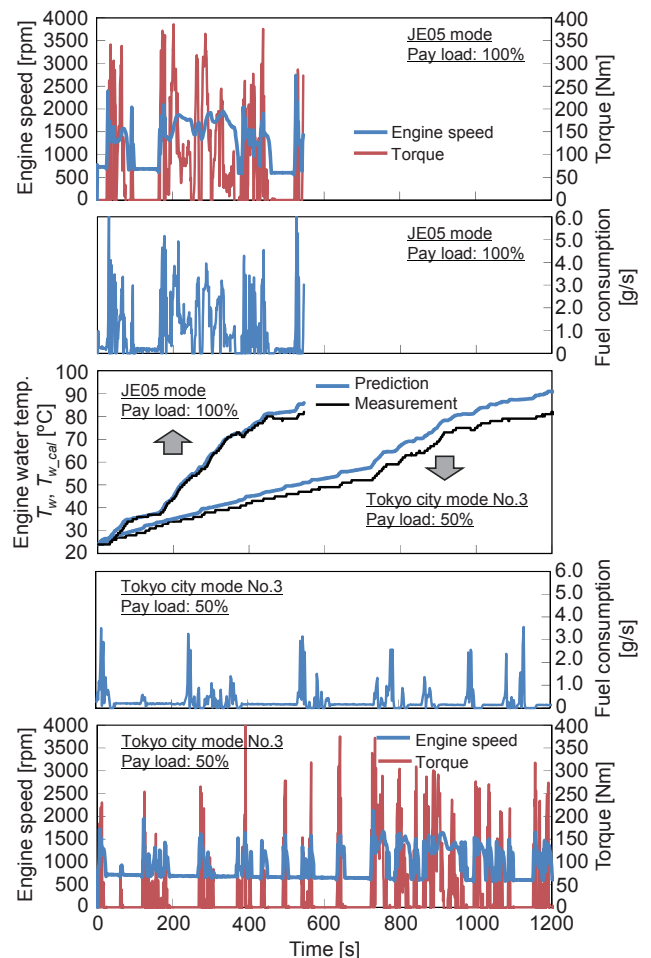


図 9 車両搭載状態での JE05(Cold)モード全積載条件と東京都モード No.3 半積載条件におけるエンジン冷却水温度の予測結果と計測結果の比較

動時におけるエンジン冷却水温度の昇温過程を概ね予測できるものといえる。

3. 1. 3. エンジン単体と車両搭載状態の違い

エンジン単体と車両搭載状態では、図 10 に示すように C_{eng} 及び αA_{eng} がそれぞれ大きく乖離している。エンジン単体で C_{eng} が小さい要因は、熱容量の大きいトランスミッションが接続されていないことに加え、車室内の空調に用いるヒータシステムが取り付けられておらずエンジン冷却水の循環量が車両搭載状態と比較して少ないためと考えられる。また、エンジン単体で αA_{eng} が大きい要因は、車両搭載状態ではエンジンは運転席(キャブ)の真下にあり、車両周囲の空気からある程度遮熱されている構造となっているのに対し、エンジン単体では図 3 に示すように実験室内でエンジンが露出しており、周囲の空気に対して直接的に放熱するためと考えられる。したがって、エンジン暖機過程の予測に際しては、エンジン単体で評価した場合と車両搭載状態で評価した場合で異なる C_{eng} 及び αA_{eng} となるため、実使用状態を考慮してエンジンの暖機過程を予測するためには、車両搭載状態で C_{eng} 及び αA_{eng} を導出することが望ましい。

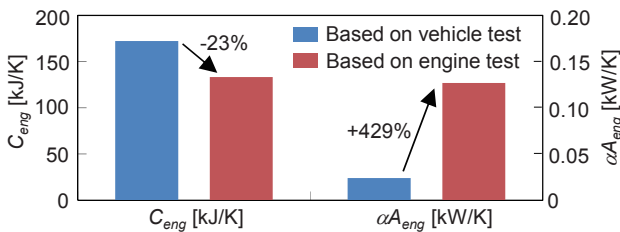


図 10 車両搭載状態とエンジン単体における C_{eng} 及び αA_{eng} の比較

3. 2. 冷機始動時の燃料消費量計算方法の検証

2. 1. 2. 項で述べた方法 a)及び b)のそれぞれで冷機始動時における燃料消費量を算出した。

図 11 に方法 a)で用いた $f(T_w) = FC_{cold} / FC_{hot}$ を示す。この関数は、エンジン単体で WHTC(Cold)と WHTC(Hot)の両方を運転した結果から、WHTC(Cold)での T_w の変化量 5°C毎の時間範囲における燃料消費量と WHTC(Hot)での同一時間範囲における燃料消費量の比の平均値をとったものである。方法 a)においては、エンジン暖機過程予測モデルで計算した $T_{w,cal}$ に対して式(8)を適用することで、冷機始動時における燃料消費量 $FC_{cold,cal}$ を算出した。

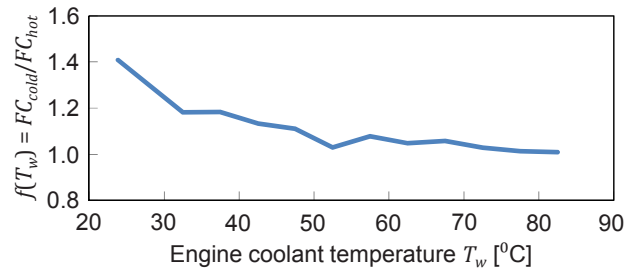


図 11 方法 a)で使用した T_w と FC_{cold} / FC_{hot} の関係

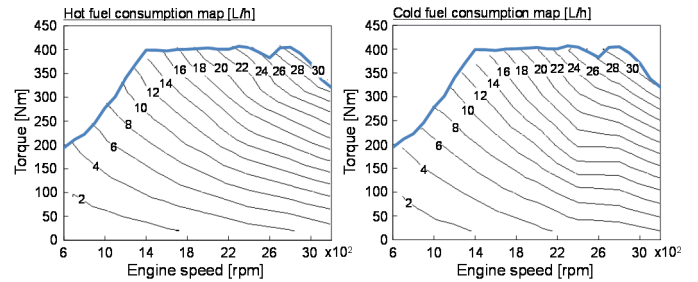


図 12 方法 b)で使用した暖機状態の燃費マップ(左)と冷機状態の燃費マップ(右)

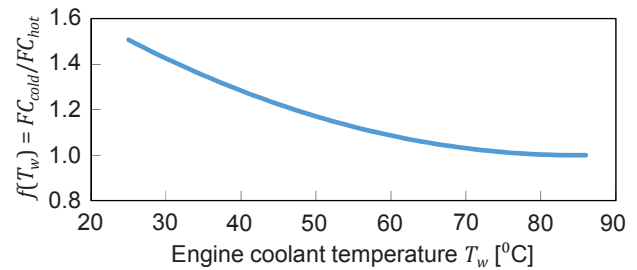


図 13 方法 a)、b)の両方で使用したアイドル運転時における T_w と FC_{cold} / FC_{hot} の関係

図 12 に方法 b)で用いた燃費マップを示す。ここで得られた結果は、 T_w の目標を暖機状態、冷機状態でそれぞれ 86°C、45°Cとしている。方法 b)においては、従来のシミュレーション法により予め各燃費マップを適用した場合の瞬時燃料消費量をそれぞれ算出しておき、エンジン暖機過程予測モデルで予測した $T_{w,cal}$ に応じて、それぞれの燃費マップから算出した瞬時燃料消費量を T_w で比例補間することで冷機始動時における燃料消費量 $FC_{cold,cal}$ を算出した。

また、冷機状態のアイドル運転においてはエンジン回転数を暖機状態よりも上げているため、方法 a)及び方法 b)とも、アイドル運転時においては図 13 に示す $f(T_w) = FC_{cold} / FC_{hot}$ を適用した。これは、暖機状態におけるアイドル時の燃料消費量に対する、 T_w が変化した際のアイドル時の燃料消費量の比をとったものであり、計測結果から作成した回帰曲線である。

以上で示したデータを用いて方法 a)あるいは方法 b)を適用し、冷機始動条件で試験サイクルを走行した

際の総燃料消費量を計算した結果と、暖機条件で同一試験サイクルを走行した際の総燃料消費量を計算した結果の比を図 14 に示す。同図には図 4 に示した試験車両を用いて同一条件で実測した結果も示している。この結果、方法 a) 及び方法 b) とともに各条件で定性的ではあるが概ね実測を再現できており、本手法の適用可能性を見出した。図 15 には代表的な車両諸元を適用して両方法で JE05 モード走行時の瞬時燃料消費量を計算した結果を示すが、赤矢印で示すように、いずれの方法においても T_w が低いほど瞬時燃料消費量が暖機状態の燃料消費量と比較して増大する傾向を模擬できている。

4. おわりに

冷機始動時における排出ガス対策やエンジン・後処理装置の暖機促進などの新たな技術が導入された場

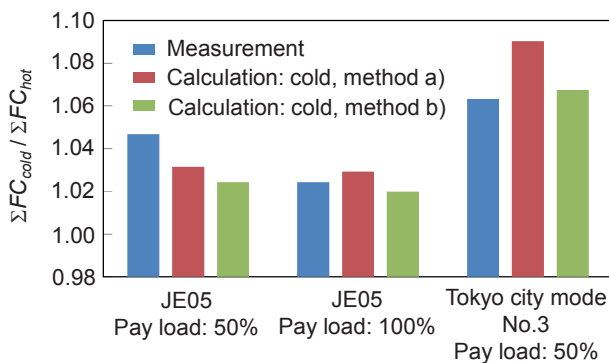


図 14 冷機始動条件の総燃料消費量と暖機条件の総燃料消費量の比

合の燃料消費率への影響を、従来のシミュレーション法を改良することで適切に評価する手法を検討し、考案した手法の適用可能性を見出した。ただし、本計算モデルにおいてはエンジンの暖機過程のみを考慮しており、車両におけるドライブトレインシステムも含めた計算モデルを検討しなければ、車両走行時の燃料消費率を計算することができない。このことは、本稿で紹介した計算結果が定量的に実測を再現できていない要因としても考えられ、計算精度を向上するためには計算モデルのさらなる改良が必要である。また、冷機始動時の燃料消費量の計算には方法 a) と方法 b) の二つを検討したが、特に方法 b) においては、適正に燃費マップを計測するため低水温の制御が可能なエンジン台上試験設備を要してしまう。このため、試験法運用の観点からもさらなる検討が必要である。

当研究所では排出ガス・燃費低減技術の動向を見ながら、重量車の燃料消費率試験法のあるべき姿を今後も継続して研究する。

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) 鈴木、他、“次期重量車用試験サイクルの概要と排出ガス評価法としての特徴”, 交通安全環境研究所フォーラム 2014 講演概要、pp.3-8 (2014)

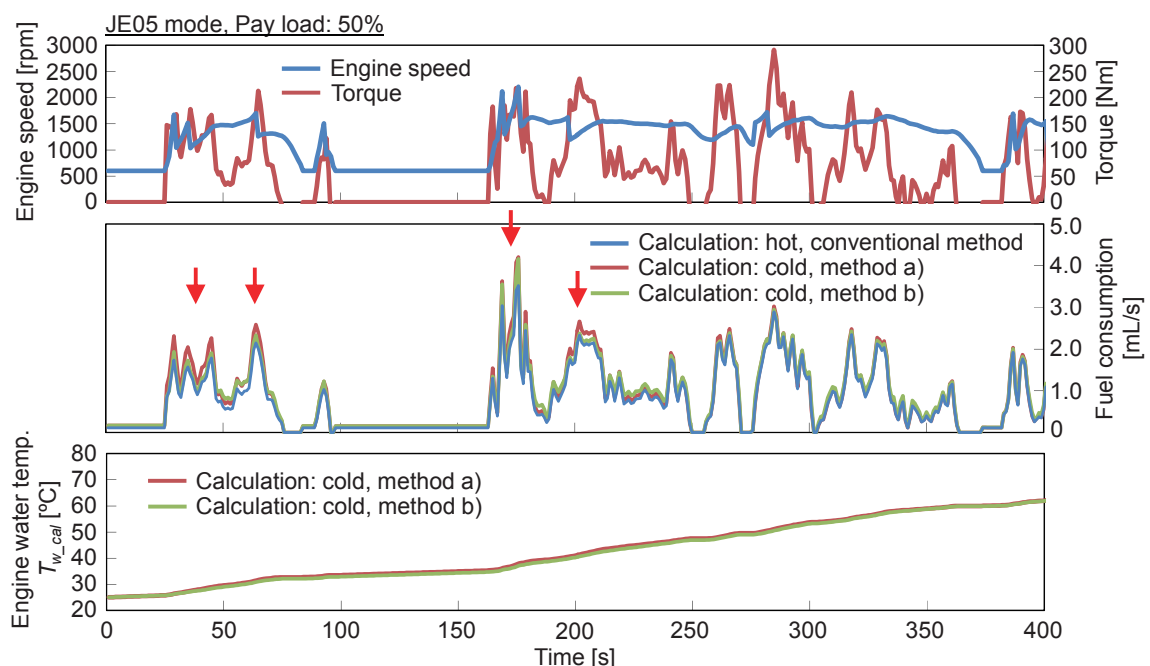


図 15 代表的な車両諸元における JE05(Cold モード)と JE05(Hot)モードの瞬時燃料消費量の計算結果