

ディーゼル乗用車における実路走行時
NO_x 排出予測モデルに関する研究

A Study of Real-driving NO_x Emission Model

for a Diesel Passenger Vehicle

2019 年 1 月提出

千葉大学大学院工学研究科

人工システム科学専攻 機械系コース

金 尚明

(千葉大学審査学位論文)

ディーゼル乗用車における実路走行時
NO_x 排出予測モデルに関する研究

A Study of Real-driving NO_x Emission Model

for a Diesel Passenger Vehicle

2019年1月提出

千葉大学大学院工学研究科

人工システム科学専攻 機械系コース

金 尚明

目次

ABSTRACT	- 1 -
第 1 章 緒論	- 3 -
1.1 はじめに.....	- 3 -
1.2 現行と今後の認証試験.....	- 6 -
1.2.1 現行の認証試験.....	- 6 -
1.2.2 今後の認証試験.....	- 7 -
1.3 NO _x 排出量予測手法	- 10 -
1.3.1 物理モデルを用いた NO _x 予測方法	- 10 -
1.3.2 物理・統計モデルを用いた NO _x 予測方法	- 11 -
1.4 本研究の目的	- 13 -
1.5 論文の概要	- 15 -
参考文献.....	- 17 -
第 2 章 準定常過程を仮定した燃費と NO_x 排出予測モデル	- 21 -
2.1 はじめに.....	- 21 -
2.2 準定常過程を仮定した予測モデルの構築.....	- 22 -
2.2.1 エンジンモデル.....	- 23 -
2.2.2 シャシモデル.....	- 27 -
2.2.3 トランスミッションモデル.....	- 31 -
2.3 準定常過程を仮定した予測モデルの検証結果.....	- 33 -
2.3.1 シャシダイナモ試験結果.....	- 33 -
2.3.2 モード走行の実験とシミュレーションの比較.....	- 35 -
2.4 まとめ	- 39 -
参考文献.....	- 40 -

第 3 章 ディーゼル乗用車における実測データと統計手法に基づいた NO_x 排出予測モデル	- 41 -
3.1 はじめに	- 41 -
3.2 実験装置および条件	- 41 -
3.2.1 試験車両および計測装置	- 41 -
3.2.2 実験条件	- 45 -
3.3 NO _x 排出予測モデルの構築および考察	- 47 -
3.3.1 加速状態による NO _x 排出予測モデルでの影響	- 47 -
3.3.2 道路勾配による NO _x 排出予測モデルでの影響	- 53 -
3.3.3 変速段毎場合分けによる NO _x 排出予測モデルでの影響	- 58 -
3.4 まとめ	- 69 -
参考文献	- 70 -
第 4 章 NO_x 吸蔵触媒を装着したディーゼル乗用車における実路走行時 NO_x 排出予測モデル	- 71 -
4.1 はじめに	- 71 -
4.2 実験装置および条件	- 72 -
4.2.1 試験車両および計測装置	- 72 -
4.2.2 実験条件	- 77 -
4.3 NSC を装着している車両における NO _x 排出予測モデルの構築および考察	- 78 -
4.3.1 異なるエンジン仕様におけるエンジン出口での NO _x 排出予測モデル	- 78 -
4.3.2 シャンダイナモでの触媒モデルを適用した NO _x 排出予測モデル	- 81 -
4.3.3 温度上昇を考慮した NO _x 排出予測モデル	- 88 -
4.4 まとめ	- 95 -
参考文献	- 96 -
第 5 章 環境因子による NO_x 排出特性	- 97 -
5.1 はじめに	- 97 -
5.2 実験装置および条件	- 97 -

5.2.1 試験車両および計測装置.....	- 97 -
5.2.2 実験条件.....	- 99 -
5.3 環境因子によるNO _x 排出特性.....	- 104 -
5.3.1 湿度によるNO _x 排出での影響.....	- 108 -
5.3.2 気温および大気圧によるNO _x 排出での影響.....	- 110 -
5.3.3 風速によるNO _x 排出での影響.....	- 114 -
5.4 まとめ.....	- 118 -
参考文献.....	- 118 -
第 6 章 結 論	- 120 -
Nomenclature	- 123 -
謝 辞	- 124 -

List of Figures

Fig.1.1 Diurnal variations of hourly averaged concentration of NO _x and O ₃	- 4 -
Fig.1.2 Japan regulation of gasoline and diesel vehicle, 1974-2018.....	- 5 -
Fig.1.3 Emission of air pollution by automobile exhaust gas, 1979-2015	- 6 -
Fig.1.4 Operating range of engine load among test mode and real-driving	- 7 -
Fig.1.5 Results of NO _x and CO ₂ emissions for vehicles under real-driving test.....	- 9 -
Fig.2.1 Simulation model of exhaust gas for transient driving	- 22 -
Fig.2.2 Schematic of engine bench	- 24 -
Fig.2.3 Results of engine performance tests.....	- 26 -
Fig.2.4 Route of coast down experiment.....	- 29 -
Fig.2.5 Road resistance vs square of vehicle speed	- 30 -
Fig.2.6 Result of acceleration experiment using chassis dynamometer	- 32 -
Fig.2.7 Result of acceleration experiment at different accelerator position	- 32 -
Fig.2.8 Result of transmission map with velocity and traction power	- 33 -
Fig.2.9 Result of JC08 driving mode using chassis dynamometer.....	- 35 -
Fig.2.10 Comparison of traction power and engine speed between experiments and simulation under JC08 driving mode	- 36 -
Fig.2.11 Comparison of fuel rate between experiments and simulation under JC08 driving mode	- 37 -
Fig.2.12 Comparison of JC08 driving cycle between experiments and simulation	- 38 -
Fig.2.13 Comparison of JC08 driving cycle between experiments and simulation	- 39 -
Fig.3.1 Schematic of measurement system using PEMS	- 42 -
Fig.3.2 Schematic of measurement system using PEMS	- 43 -
Fig.3.3 Verification of PEMS using stationary gas analyzer and CVS system	- 43 -
Fig.3.4 Routes of real-driving experiment	- 46 -
Fig.3.5 Correlation of acceleration and real-driving NO _x emissions.....	- 48 -
Fig.3.6 Example of power and NO _x emission characteristics in WLTC mode.....	- 48 -
Fig.3.7 Comparison of measured real-driving data and predicted NO _x emissions in route A-	50 -
Fig.3.8 Comparison of instantaneous NO _x emission in city region of route C.....	- 51 -
Fig.3.9 Comparison of instantaneous NO _x emission in highway region of route C.....	- 51 -
Fig.3.10 Comparison of NO _x emissions maps by different prediction methods under route C	- 52 -
Fig.3.11 Comparison of measured data and predicted NO _x emission in route C.....	- 52 -
Fig.3.12 Results of pitch angle calibrated by acceleration.....	- 54 -
Fig.3.13 Comparison of measured real-driving data and predicted NO _x emissions in route A	

.....	- 56 -
Fig.3.14 Comparison of measured real-driving data and predicted NOx emissions in city region under route C	- 57 -
Fig.3.15 Comparison of measured and predicted NOx emissions by different prediction methods under route C.....	- 58 -
Fig.3.16 Transmission gear map.....	- 61 -
Fig.3.17 Comparison of gear position between experiment and simulation.....	- 62 -
Fig.3.18 Comparison of measured and predicted NOx emissions in route B at highway entrance	- 62 -
Fig.3.19 Comparison of measured and predicted NOx emissions in route B at highway region	- 63 -
Fig.3.20 Comparison of measured and predicted NOx emissions in city region under route C	- 64 -
Fig.3.21 Comparison of measured and predicted NOx emissions in joining point under route C	- 64 -
Fig.3.22 Comparison of measured and predicted NOx emissions in route C.....	- 65 -
Fig.3.23 Comparison of NOx emissions maps by different prediction methods under route C	- 66 -
Fig.3.24 Comparison of measured and predicted NOx emissions by different prediction methods under route C.....	- 66 -
Fig.3.25 Comparison of JC08 mode between experiment and simulations.....	- 67 -
Fig.3.26 Comparison of measured and predicted NOx emissions by different prediction methods under JC08 mode.....	- 68 -
Fig.4.1 Schematic of measurement system using PEMS.....	- 73 -
Fig.4.2 Photo of measurement system using PEMS	- 74 -
Fig.4.3 Road resistance vs square of vehicle speed.....	- 75 -
Fig.4.4 Verification of PEMS using stationary gas analyzer and CVS system.....	- 76 -
Fig.4.5 Transmission gear map of AT	- 76 -
Fig.4.6 Results for gear position of experiment and simulation	- 77 -
Fig.4.7 Comparison of measured data and predicted NOx emissions about engine out emissions under route C #1	- 80 -
Fig.4.8 Comparison of measured and predicted NOx emissions about emissions per unit distance under route C #1 and #2.....	- 81 -
Fig.4.9 Path of NOx emission from engine-out to tail-out	- 82 -
Fig.4.10 Path of NOx emission from engine-out to tail-out	- 82 -
Fig.4.11 Results of engine out and tail out NOx emissions in WLTC mode	- 84 -
Fig.4.12 Comparison of instantaneous NOx emission in city region of route C for measured and	

predicted results	- 86 -
Fig.4.13 Comparison of instantaneous NOx emission in highway region of route C for measured and predicted results	- 87 -
Fig.4.14 Comparison of measured and predicted NOx emissions at tailpipe in route C.....	- 88 -
Fig.4.15 Example for defining region of reference and peak sections.....	- 89 -
Fig.4.16 Map of coefficient of conversion efficiency using real-driving.....	- 90 -
Fig.4.17 Examples of setting interval for definition of coefficient of conversion efficiency.-	92 -
Fig.4.18 Comparison of instantaneous NOx emission in city region of route C for measured and predicted results	- 93 -
Fig.4.19 Comparison of instantaneous NOx emission in highway region of route C for measured and predicted results after first rich spike	- 93 -
Fig.4.20 Comparison of instantaneous NOx emission in highway region of route C for measured and predicted results	- 94 -
Fig.4.21 Comparison of measured and predicted NOx emissions at tailpipe in route C.....	- 95 -
Fig.5.1 Schematic of measurement system using PEMS	- 98 -
Fig.5.2 Photo of wind meter.....	- 98 -
Fig.5.3 Routes of real-driving experiment for confirming effect of experimental conditions-	99 -
Fig.5.4 Results of NOx emission measurements under real-driving condition at route B ...	- 104 -
Fig.5.5 Results of NOx emission measurements under real-driving condition at route C ...	- 105 -
Fig.5.6 Results of NOx emission measurements under various environmental condition at route B	- 106 -
Fig.5.7 Results of NOx emission measurements under various environmental condition at route C	- 107 -
Fig.5.8 Correlation of NOx emission using coefficient of humidity correction.....	- 110 -
Fig.5.9 Characteristics of NOx emission to ambient temperature using humidity correction	- 111 -
Fig.5.10 Characteristics of NOx emission to ambient temperature under different RPA.....	- 111 -
Fig.5.11 Characteristics of NOx emission to ambient temperature under different wind velocity	- 111 -
Fig.5.12 Characteristics of NOx emission to atmospheric pressure using humidity correction	- 113 -
Fig.5.13 Characteristics of NOx emission to atmospheric pressure under different RPA....	- 113 -
Fig.5.14 Characteristics of NOx emission to atmospheric pressure under different wind velocity	- 114 -
Fig.5.15 Map of road gradient under real-driving routes	- 115 -
Fig.5.16 Comparison of wind velocity between meteorological and wind meter	- 116 -
Fig.5.17 Comparison of wind velocity about RPA.....	- 117 -

List of Tables

Table 2.1 Specifications of test engine	- 23 -
Table 2.2 Experimental conditions of engine	- 25 -
Table 2.3 Experimental conditions of coasting test	- 29 -
Table 2.4 Average travel resistance	- 30 -
Table 2.5 Measured road-load resistance coefficient.....	- 31 -
Table 2.6 Corrected travel resistance coefficient.....	- 31 -
Table 2.7 Comparison to published and measured data in JC08 mode.....	- 34 -
Table 2.8 Comparison of fuel amount at different acceleration state.....	- 37 -
Table 3.1 Measurement items of each equipment.....	- 42 -
Table 3.2 Experiment conditions of real-driving	- 46 -
Table 3.3 NOx characteristics according to speed and acceleration difference under similar power	- 49 -
Table 3.4 Coefficients of prediction models for each method	- 49 -
Table 3.5 Specifications of RT-3100.....	- 53 -
Table 3.6 Coefficients of prediction models for each simulation	- 55 -
Table 3.7 Coefficients of prediction models for simulation 3.....	- 59 -
Table 3.8 Coefficients of prediction models for simulation 4.....	- 60 -
Table 4.1 Specification of vehicle.....	- 73 -
Table 4.2 Average travel resistance.....	- 74 -
Table 4.3 Measured road-load resistance coefficient.....	- 75 -
Table 4.4 Experiment conditions of real-driving	- 78 -
Table 4.5 Coefficients of prediction model.....	- 79 -
Table 4.6 Ratio of NOx conversion efficiency in each phase of WLTC.....	- 85 -
Table 5.1 Specification of wind meter	- 98 -
Table 5.2 Experiment conditions of real-driving route B	- 100 -
Table 5.3 Experiment conditions of real-driving route C	- 102 -

ABSTRACT

The emission regulation of passenger vehicles is becoming strict worldwide to improve the atmospheric environment. Despite the enhanced regulations, the actual atmospheric environment has not been improved to the level of the regulation values. This is attributable to the emission gases obtained in the chassis dynamometer test that deviated from the real driving condition. To improve this deviation, a test method for measuring the emission gas during real driving using a portable emissions measurement system (PEMS) have been introduced and implemented. However, an evaluation of real-driving emissions (RDE) using PEMS is influenced by the driving patterns arising from various road and traffic environments, weather conditions, and the driver's driving characteristics. The exhaust gas changes each time and it is extremely difficult to evaluate it. To fairly and efficiently evaluate the emission gas under real driving, it is necessary that a method could predict and evaluate the tendency of the exhaust gas under various real-driving conditions and fluctuations in the emission due to various factors.

The objective of this research is to evaluate NO_x emission under various real-driving conditions with the limited engine information. Firstly, a 1-D simulation model with GPS vehicle speed and road gradient as input variables was constructed and the amount of exhaust gas was predicted during transient operation.

The second section describes a NO_x emission prediction model constructed for diesel passenger car without NO_x reduction catalysts, which can evaluate NO_x emission under real-driving conditions with simple variables chosen. NO_x emission could be predicted by adding velocity, acceleration, square of acceleration, and road gradient as explanatory variables and constructing a NO_x emission prediction formula for each determined gear position. As a result, the NO_x emission model accuracy was verified by applying this model to real driving conditions including the city and highway regions. The amount of predicted NO_x emission showed a high correlation with the measured NO_x emission. These explanatory variables could be regarded as important factors for accurately predicting the NO_x emission in real driving.

The third section describes validation for constructing NO_x emission prediction model for diesel passenger car equipped with NO_x storage catalysts. NO_x emission on the engine-out side can be predicted in another engine with different specifications and control logic as referred above NO_x prediction model. In addition, it was possible to appropriately predict the instantaneous NO_x emission and total NO_x emission in real driving on the engine-out side by applying the NO_x

conversion efficiency of the catalyst obtained from the chassis dynamometer test to the NOx emission prediction model. However, NOx slip section existed where more NOx emissions were shown than those predicted occurred after a temperature raised by rich spike. It was possible to appropriately predict the NOx emission on the tailpipe-out side by applying the new catalyst model considered rising temperature.

The fourth section investigates the characteristics of NOx emission for environmental factors under real-driving. A humidity had high correlation with NOx emission. In order to reduce the influence of humidity, it was clarified that a humidity correction formula used on the chassis dynamometer could be applied on real-driving condition. An ambient temperature was affected on the maximum combustion temperature and road load, and no large difference in the NOx emission amount was occurred. Atmospheric pressure seemed to be a factor influencing the road load. Since the difference in the atmospheric pressure is not significant in real-driving conditions, the influence on the amount of NOx emission was small. The effect of wind on NOx emissions was investigated during real-driving. In the section, where the road gradient and the acceleration fluctuation were small, the amount of NOx emission showed a high correlation with the wind velocity.

第 1 章 緒論

1.1 はじめに

自動車は現代の市民生活に不可欠となっている一方で、多量の普及によりそのエネルギー源である化石燃料の枯渇、化石燃料使用による地球の温暖化やそれに付随する異常気象の発生、そして燃焼等により発生する排出ガス中の有害成分による大気環境の悪化など様々な問題がある。それらの課題が最初に顕在化したのは自動車普及の早かった米国で、1940年代に工場および自動車から発生した排出ガス成分が光化学反応を介し、オゾン(O₃)が発生となる光化学スモッグが問題となった⁽¹⁾。Feiらは、米国のある地域における24時間中の大気中窒素酸化物(NO_x)とO₃の関係を調べた。その結果を図1.1に示す。午前7時ごろに、通勤、通学などにより自動車の走行量が増加し、その影響で大気中NO_x濃度のピークが発生した。しかしながら、O₃濃度のピークは15時ころでありNO_x濃度のピークと大きなずれがある。その関連性について、朝方に増加したNO_xが日射量の多い昼間に光化学反応を起こしてO₃を生成するメカニズムにより、O₃濃度のピークがおくられて観察されることが確認された⁽²⁾。この現象が明らかにされたことからNO_xが大気汚染に大きな影響を及ぼすことが認識され、米国では1970年から大気浄化法(Clean Air Act)を改正し、1975年以降に製造される自動車中の一酸化炭素(CO)と炭化水素(HC)排出量を1970年製造車両の排出量より1/10以下とすることに加えて、1976年以降に製造される自動車ではNO_x排出量も同1/10以下とする法律(提案した議員の名前から、以下「マスキー法」という)を施行した⁽³⁾。それにより現在に至る排出ガス規制の基本的な枠組みができたといえる。その後1990年に新たな改正が行われるとともに、2010年には大統領令に基づく規制強化も行われ、現在ではTier3と呼ばれる世界的に見ても厳しい規制が行われている。また、国内においても1970年代に光化学スモッグにより東京立正高校から41人の被害者が発生し、同様の規制の必要性が高まった⁽⁴⁾。日本における自動車の排出ガス規制は、1966年からガソリンを燃料とする自動車のCO規制により開始され、新車及び使用過程車に対する排出ガス試験項目がHC及びNO_xにも拡大される規制が成立された⁽⁵⁾。1978年(昭和53年)には、マスキー法と同等の規制値をオイルショックにより規制を先延ばしにしていた米国よりも先に導入する規制強化を行い、日本車の環境性能を大きく進化させるきっかけとなった。

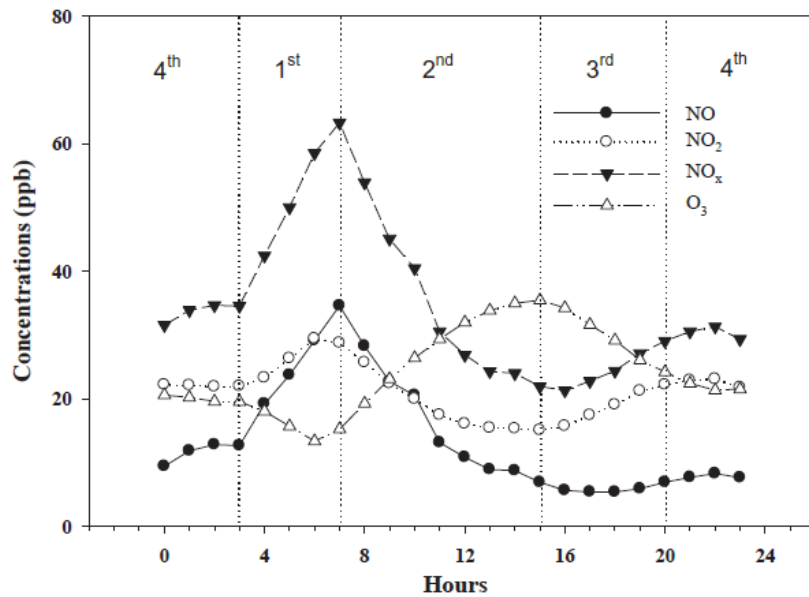
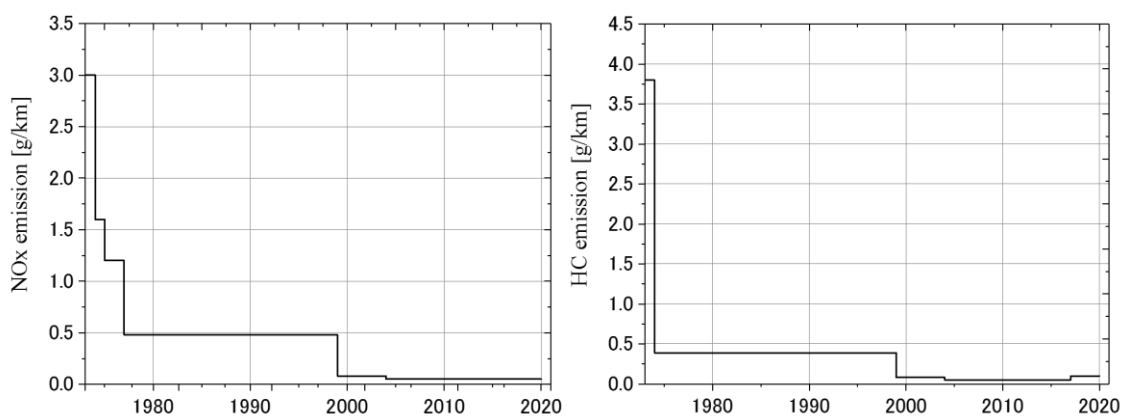


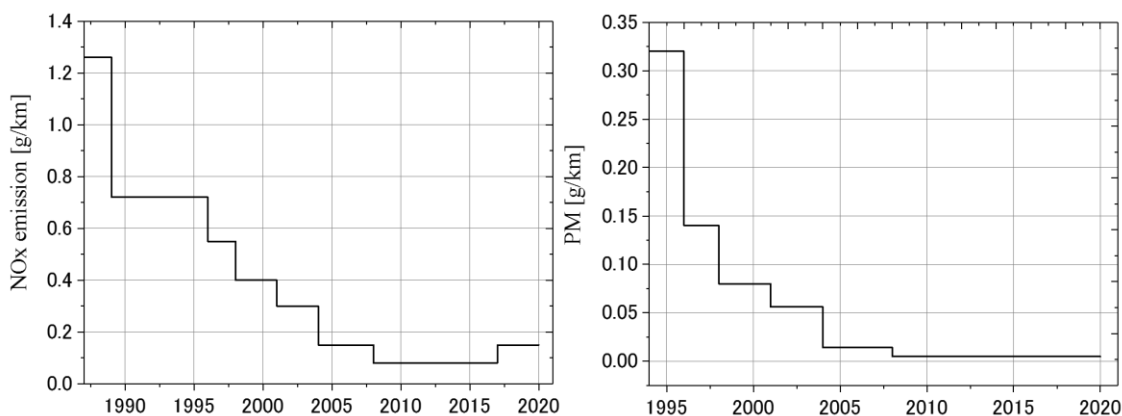
Fig.1.1 Diurnal variations of hourly averaged concentration of NOx and O₃(²)

これらの排出ガス規制に対応するため、排気中の有害成分を低減あるいは浄化する技術として様々な技術が開発された。排出ガス中のCOや未燃HCを酸化するための二次空気導入、排出ガスの一部を吸気に還流する排出ガス再循環(Exhaust Gas Recirculation: EGR)、排出ガス低減触媒などが主なものとして挙げられる。それらの中でガソリン車が主流となったのは、燃焼前の混合気を理論空燃比とし、排出ガス中のCO、HCを、NOxを利用して酸化することで、これら3成分を同時に低減できる三元触媒である。三元触媒は、その後の規制強化に対応させるため浄化性能、耐久性能を大幅に向上させており、現在においてはガソリン車が大気環境に及ぼす影響はきわめて小さいものとなっている。しかし、排出ガスに酸素濃度が多く含まれるディーゼル車においては三元触媒を用いたNOxの低減は不可能であるために対策が難しく、合わせて燃焼時に生成する粒子状物質(Particulate Matter: PM)排出が問題となっている。特に、ディーゼル車の排出ガス中のPMは、癌などの呼吸系疾患の原因となっていることが報告されている⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾。また、World Health Organization(WHO)ではNO₂、O₃およびPMが健康に悪影響を与えることについて、NO₂は1時間値で200 μg/m³以下、O₃は8時間値で100 μg/m³以下、PMは大きさによって2.5 μm以下のPM_{2.5}は1年間値で10 μg/m³以下と24時間値で25 μg/m³以下で、10 μm以下のPM₁₀は1年間値で20 μg/m³以下と24時間値で50 μg/m³以下とする規制値を定めてガイドラインを提案し、世界の各国における規制の施行を促している⁽⁹⁾。日本産業衛生学会は、一酸化窒素(NO)が50ppm以上の環境で1日8時間、週間40時間程度の労働者に健康上の悪い影響を与えると許容濃度を勧告しており⁽¹⁰⁾、O₃の前駆体として知られているNOxにおいても規制が厳しくなっている。ガソリンとディーゼル乗用車の排出ガスの規制値を図1.2に示す⁽¹¹⁾⁻⁽¹²⁾。NOx規制が始まった1974

年から規制が段階的に強化されている。ガソリン車両のNOx排出量は1974年の3g/kmと比較し、現在販売されている車両は0.05g/kmとなり、NOx排出量は低減率が98%となることがわかる。ガソリン車両のHC排出量も低減率が97%となる。ディーゼル車両のNOx排出量は1974年から濃度規制が始まり、1987年から質量規制となった。1987年の1.26g/kmと比較し、現在は0.15g/kmとなり、NOx排出量は低減率が88%となることがわかる。PMについては、当初は濃度規制で十分な定量性を持たないものであったが、その後重量法による規制が導入された。2000年代前半に大気中の浮遊粒子状物質(SPM)の大気環境基準が大幅に低下したことを受けて、とくにその前後に大幅な規制強化が進められた。PM排出低減に最も大きな効果を持つといえる技術はディーゼル粒子フィルター(Diesel Particulate Filter:DPF)で、その浄化率は約99%となり、大気環境改善に大きく寄与した。現在では重量ベースのPM排出量はほぼ問題にならない水準に到達しているが、PM_{2.5}につながる微小粒子についての規制について審議が進められている⁽¹³⁾。



(a) Regulation of gasoline vehicle about NOx and HC



(b) Regulation of diesel vehicle about NOx and PM

Fig.1.2 Japan regulation of gasoline and diesel vehicle, 1974-2018 ⁽¹¹⁾⁻⁽¹²⁾



Fig.1.3 Emission of air pollution by automobile exhaust gas, 1979-2015 ⁽¹⁶⁾

このように排出ガス規制は世界的に厳しくなったことを受けて、CO, THC など有害成分は減少した一方で、実際の大气中の NOx 成分は強化された規制値ほど改善されてはいないことが報告された。Davidらは、排出ガス規制が強化されたにもかかわらず、欧州の車道周辺における大气中の NO₂ に関しては、EURO 規制の施行およびその強化を行ってもほぼ一定の値であることが報告された⁽¹⁴⁾。European Environment Agency (EEA)の報告では 2001 年から 2010 年まで EU 全体の NOx 量は 29.5%低減したが、都市内の NO₂ の平均濃度は 10.6%低減となり、WHO のガイドラインを超える値となる⁽¹⁵⁾。国内においても、三元触媒の普及が進み、大气中の CO, HC および NO 濃度は減少している傾向を示したが、NO₂ 濃度の減少量は少ないことが確認された⁽¹⁶⁾。規制値と実際の環境との乖離を究明および解決することが必要とされる。

以上のように、実路走行と定められた認証試験による台上走行では大気汚染物質の排出量に乖離が存在すると考えられ、実路走行時の排出ガスを測定する試験法およびその規制が導入する必要がある。

1.2 現行と今後の認証試験

1.2.1 現行の認証試験

排出ガスおよび燃費の認証試験においては、各国で定めている試験方法があり、基本的にはすべて温度や湿気が一定に保持されている試験室にて、定められた走行パターンを走行させることにより実施される。試験室内で路上の走行状態を再現するため、乗用車クラスではシャシダイナ

モ装置上に車両を設置して測定されている。シャシダイナモは車両を乗せるローラがあり、ローラにはダイナモメータにより実際の道路を走行するのと等価な負荷が設定され、それにより道路走行を模擬する装置である。試験室内で車両は固定されており、排出ガスを希釈して分析することで排出ガスおよび燃費を評価できる^{(17)・(18)}。これまで世界各国でシャシダイナモを用いた認証試験が行われた。なお、大型トラック等では車両が大きくかつバラエティが多いことから、シャシダイナモを用いた試験は行われておらず、各国いずれにおいてもエンジン単体で評価を行うエンジンベンチ試験が行われている。

1.2.2 今後の認証試験

各国の過渡モードの認証走行パターンを速度に対する負荷に示した結果を図1.4に示す⁽¹⁹⁾。一般的な認証モードの場合、通常の走行条件を反映したものとなるため、頻度の低い、いわば極端な状態はカバーされないことになり、認証試験時に使用する回転数や負荷の領域は、実路走行結果の範囲より狭いことは認識されていた。近年排出ガス対策が進み高度な制御が取り入れられるようになり、たとえ低い頻度であってもその限られた時間で排出ガス制御が失われ多くの有害成分を排出するような事態になると、その寄与率が全体に大きな割合を占めることになり、より広い試験条件での検査の必要性が高まってきた。

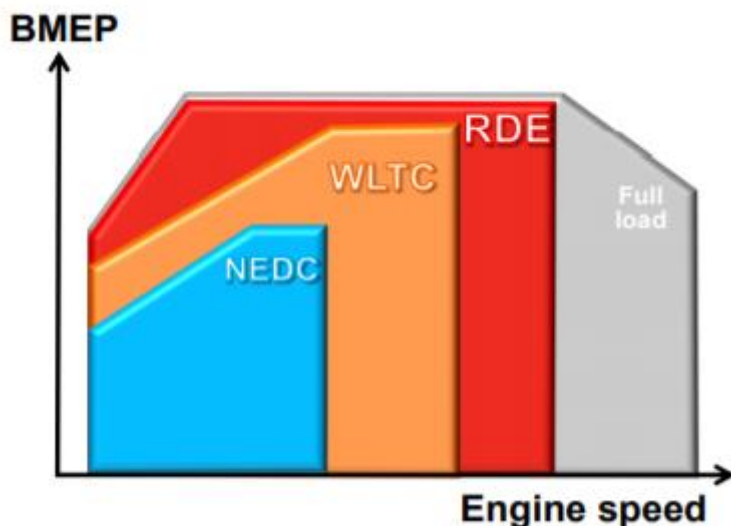


Fig.1.4 Operating range of engine load among test mode and real-driving⁽¹⁹⁾

1998年に米国で、複数の大型車メーカーが試験時以外の高速走行条件で燃費向上を目的として排出ガス制御装置を機能しない制御を実施した結果、NO_x排出量が許容規制値より3倍排出されたことが発覚された⁽²⁰⁾ことから実路走行の必要性が議論された。これにより、米国では Portable Emissions Measurement System (PEMS)を用いた大型車の排出ガス確認制度を施行するきっかけとなり、2007年から大型車での In Use Compliance 規制が米国から始まった⁽²¹⁾。

国内では、2011年に一部の大型ディーゼル車において、認証試験サイクルと異なる走行状態になると排出ガス制御を無効化するしくみ(デフィートストラテジー)が組み込まれていることが発覚し、認証試験方法の一部が見直されるとともに、極低温などで排出ガス制御の一部解除を認める条件(エンジン保護領域)の明確化が行われた⁽²²⁾。

この二つの例はいずれもディーゼルエンジンを搭載した車両におけるものである。ディーゼルエンジンの排出ガス対策は概ね燃費や耐久性能と背反するため、排出ガス低減技術の完成度が不十分なまま商品性を確保しようとして不正な制御等が行われやすい状況にあったものといえる。

前記の In Use Compliance 規制に関する調査の一環として、West Virginia University (WVU)では PEMS を用い、米国規制の Tier 2 Bin 5/ULEV II に適合した3台のディーゼル乗用車の実路走行実験を行った。その結果、シャシダイナモ試験では規制を満たす性能であった2台の車両において、5から35倍のNO_xが発生することが確認された⁽²³⁾。これは、車両のセンサーなどを用いてシャシダイナモ上か実路走行かを判定し、NO_xを低減する技術である EGR を利用せず実路を走行したためであった。試験時に車両を試験室内のシャシダイナモのローラ上に固定することを利用し、自動車メーカーが認証試験時に限って排出ガス規制を満足する別の制御を行ったことが分かった。WVU の報告から The International Council on Clean Transportation (ICCT)では欧州規制の EURO 5/6 を満たした15台の車両において実路走行試験を行った。図 1.5 に示すように、実路走行で EURO 5/6 の NO_x 規制を満たす車両はわずか1台にとどまり、規制値と最も離れた車両では規制値より25倍の排出ガスを発生した⁽²⁴⁾。欧州の Joint Research Centre (JRC)では乗用車を対象に PEMS を利用して実路走行実験を行った結果、ガソリン車において排出ガスは概ね許容基準以内であった。しかしながら、ディーゼル車において NO_x 排出量が規制値より非常に高い水準にあることがわかり、ディーゼル乗用車での PEMS を利用した実路走行規制が必要であることを提案した⁽²⁵⁾。国内においても、8台のディーゼル乗用車での不正ソフト使用可否を調査した結果、8台の車両はシャシダイナモ上での不正ソフトを使用していなかったが、気温による EGR 保護制御を行った6台の車両で実路走行試験での NO_x 排出量が規制値より高くなったことが確認された⁽²⁶⁾。

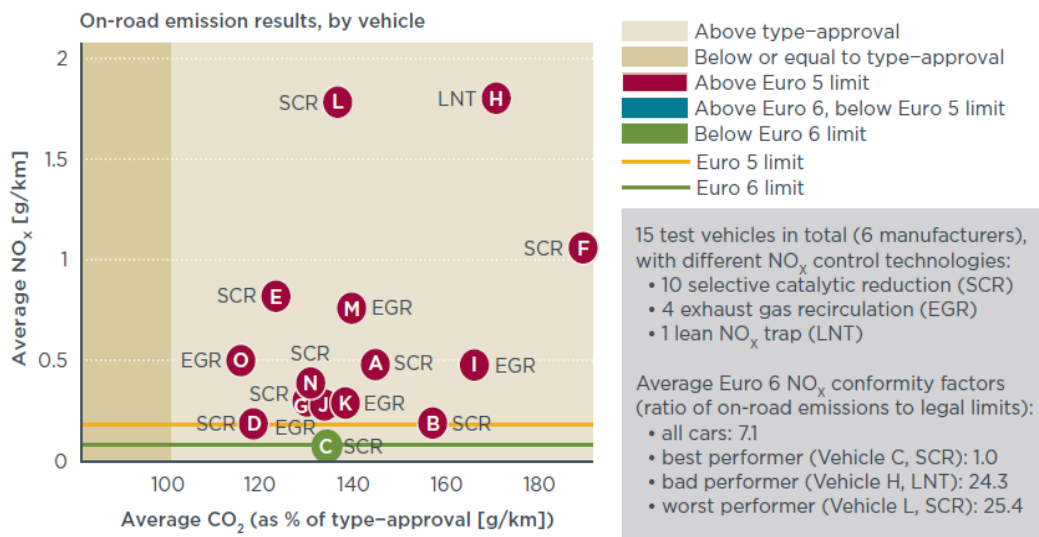


Fig.1.5 Results of NO_x and CO₂ emissions for vehicles under real-driving test ⁽²⁴⁾

シヤンダイナモ試験と実路走行での乖離を改善するため、PEMS を用いて実路走行時の排出ガスを測定する試験法 (Real Driving Emissions:RDE) およびその規制が欧州から導入されており⁽²⁷⁾, 国内でも 2022 年より同種の排出ガス検査を導入することが発表され規制内容について議論されている⁽²⁸⁾.

ディーゼル乗用車においては特にNO_x 排出を対象として、さまざまな走行条件をカバーしてより現実の排出ガス性能を把握できることを目的に試験法が定められた。走行ルートは低速かつ発信停止の多い市内 (City), 中速での走行を主とする郊外 (Rural) および高速 (Highway) を含んだものとし、各フェーズの走行距離は約 33%となる条件を満たす必要がある。環境条件について、シヤンダイナモ試験では室温 25°C, 湿度 30~75%程度の一定な条件で行うことが定められているが、RDE 試験では冬の低い気温から夏の高い気温, エアコンの使用な実際の環境を反映する試験が要求される。

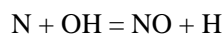
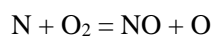
しかしながら、実路走行時の排出ガス性能は気温, 湿度, 大気圧といった天候条件, 道路・交通環境による走行パターンおよびドライバの運転特性など多くの因子の影響を受けるため、試験を実施する度に排出ガス性能が変化してしまい、公平な評価が極めて難しい。このため、公正かつ効率的に実路走行時における排出ガス性能を評価するためには、シミュレーション法を用いて評価することが望ましい。各種因子による排出ガスの変動を平準化でき、かつ様々な実路走行条件における排出ガスの排出傾向を予測・把握する手法の開発が必要である。

1.3 NO_x 排出量予測手法

エンジンからの排出ガス, 特にディーゼルエンジンからの NO_x 排出量を予測する方法については様々な研究が進められており, 大きく3つに区分される. 物理・化学式に基づいて現象を説明する物理モデル, 物理モデルに対して実験データによる簡略化および統計モデルを組み合わせた物理・統計モデル, エンジンの計測データに基づいた統計モデルで区別することができる. 統計モデルであるブラックボックスモデルは, 物理的な意味を考慮せず統計的な意味を持つ因子から帰納的にモデルを構築するため, 個別因子による影響を考察して演繹的に現象を明らかにすることを目指す本研究とは方向性が異なる. 本節では物理的な意味の考察が可能な物理モデルおよび物理式を簡略して適用する物理・統計モデルについて述べる.

1.3.1 物理モデルを用いた NO_x 予測方法

燃焼時における NO_x の生成機構は Thermal NO, Prompt NO, Fuel NO および N₂O 経由の NO に分けられているが⁽²⁹⁾⁻⁽³⁰⁾, 空気中の酸素と窒素がエンジン燃焼室内で酸素と反応により生成される Thermal NO が主に発生することが確認された. この生成反応を Zel'dovich が提案し, 式(1.1)に示した Zel'dovich 機構の反応により生成される. 式(1.1)の反応式を整理した結果, 式(1.2)が得られる⁽²⁵⁾. この式から, NO の生成は温度と酸素濃度に依存することがわかる.



$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = \frac{6 \times 10^{16}}{T^{1/2}} \exp\left(\frac{-69090}{T}\right) [\text{O}_2]_e^{1/2} [\text{N}_2]_e \quad \text{式(1.2)}$$

予測モデルにエンジンパラメータから, 投入されるガス濃度(酸素, 窒素)と筒内圧力を入力し, 燃焼時の火炎温度と燃焼後の領域でのガス成分を計算することで NO_x 排出量予測が可能となる. Andersson らは, 温度, ガス濃度および筒内圧力を入力変数とした NO_x 生成モデルを構築し, 燃料の短噴射を行った条件において物理・化学条件での NO_x 予測を検証した⁽³¹⁾. Payri らは, Zel'dovich 機構に加え, EGR と再循環において生成される NO_x での検討を行った⁽³²⁾. これにより, Zel'dovich 機構のみによる高温領域での NO_x 生成予測は不十分であることがわかった. また, EGR 率が高く燃焼温度が低くなる低温領域でも Zel'dovich 機構のみでの予測精度が悪化し, 別機構の考慮が必要となる. Lee らは, Engine Control Unit (ECU) を用いて筒内圧力を基に熱発生および燃焼温度を計算し, 吸入空気マップおよび EGR モデルを用いることで筒内での酸素と窒素の濃

度を予測した。エンジンを欧州認証モードである New European Driving Cycle (NEDC) モードで運転し、モデルの予測結果とエンジンの実験結果を検証した。その結果、定性的に合う傾向となり、定量的に 7.6%の誤差となり、高い予測精度が得られた⁽³³⁾。また、パイロット噴射によるガス混合、燃料混合に影響を与えるスワールおよび燃料圧力を高圧に維持してインジェクタに供給するコモンレールの圧力が変化することで NO 形成時間に影響を与え、NO_x 排出量変動することを確認した。その影響を反映できる補正係数を与え、定常および Worldwide-harmonized Light-vehicles Test Cycle (WLTC) モードでの検証で排出量の誤差が 3%となる結果が得られた⁽³⁴⁾。

触媒後の NO_x 排出量を予測にも物理・化学式を用いたモデルが適用できる。Schwiedernoch らは、CH₄ と触媒での反応から質量、モメンタム、エンタルピーおよび伝達方程式から触媒の物理的にモデル化を行い、触媒と CH₄ との素反応を適用することで化学モデルを構築した⁽³⁵⁾。Koci らは、還元剤 C₃H₆ と NO_x 吸蔵触媒 (NO_x Storage Catalyst: NSC) の素反応を反映した 1-D プログラムを用いた予測モデルを構築し、様々な温度条件で NSC における吸蔵と還元反応を定量的に予測した⁽³⁶⁾。Gao らは、触媒で行われる物理式および化学素反応を Simulink プログラムからモデル化した。Federal Test Procedure (FTP) モードでの検証を行い、予測値 0.05g/mile に対し、実験値が 0.04g/mile となる結果が得られた⁽³⁷⁾。

物理モデルは NO_x 排出量を高い精度で予測でき、測定範囲外の外挿区間においても精度が高い長所がある。一方、モデルの入力にエンジンパラメータである燃焼室内圧力、EGR 率、排気ガス温度、触媒温度など多様なセンサーからの正確な情報を必要とするため複雑化が避けられず、シミュレーション時間が長くてコストが高いことがある。

1.3.2 物理・統計モデルを用いた NO_x 予測方法

このモデルはグレーボックスモデル (Grey box) と呼ばれ、ECU の情報およびセンサー設置の費用を低減するため、複雑な物理式を計測データからルックアップテーブル、回帰分析などの手法を用いて簡略化する⁽³⁸⁾。

Asprion らは、NO_x モデルの重要な部分である筒内圧力を定常エンジンマップから取得することで簡略化した。外挿区間においても 3.5%の誤差となり、精度よく予測可能となった⁽³⁹⁾。Shilling らは、筒内パラメータの計算にクランク角分解モデルの組み合わせを使用し、NO_x 排出モデルは主要な影響を与える変数において回帰モデルを使用した⁽⁴⁰⁾。Hirsch らは、非線形モデルおよび重回帰モデルを用いて簡略化した NO_x 排出モデルを構築した。ECU から入力変数を得ており、エンジンオイル温度を用いることで筒内圧力が予測できた。この手法を用いることで計算時間を減らすことが可能となった。NO_x 排出量の平均値の比較で約 84%の結果が得られたが、NO_x ピーク値において精度悪化が観察され、局所区間での外挿の改善が必要となる⁽⁴¹⁾。これらの方法では物理モデ

ルより簡単にNOx排出量を予測でき、ECUと結合することで計算時間が少なくなる長所がある。一方、モデルの入力に高い精度のデータおよび多量のエンジン情報を必要とする課題がある。

上記した方法で使用したデータより簡単に計測可能な情報を用い、物理的な意味を持つ因子を適用するグレーボックスモデルの研究も行われた。Vereshchagaらは、非線形関係を持つ入力変数とNOxに対して予測モデルを提案した。燃焼過程に最も影響を与えるエンジン回転数、燃料噴射量、吸入空気流量、過給圧力、コモンレール圧力および排出ガスから得られた酸素濃度を入力変数とする予測モデルを構築した⁽⁴²⁾。Ajtayらは、エンジンのエミッションマップデータを用いた。Brake Mean Efficient Pressure (bmep)、エンジン回転数、マニフォールド圧力を変数とすることでNOx排出を予測し、Euro 3規制を満足した車両での予測を行った⁽⁴³⁾。エンジン回転数とエンジン出力を変数とする方法が報告された。シャシダイナモを利用し、2638個の値を持つエミッションマップを取得した。Euro 2規制のディーゼル乗用車とEuro 3規制のガソリン車を用いて検証を行った。その結果、CO、HCおよび燃料消費量は精度よく予測できたが、NOx排出予測は過大評価した。しがしながら、予測モデルは道路の異なる勾配、車両の積載状況およびマップに極端な点を追加する区間で測定値の補正およびエンジン情報を再取得する必要がある⁽⁴⁴⁾。触媒後に排出されるNOxを予測するグレーボックスモデルの研究も行われた。Pisuらは、排気ガス流量、排気ガス温度および排気ガス成分を計測し、計測値を物理・化学モデルに入力することでNSC触媒後のNOx排出量を予測した⁽⁴⁵⁾。Hanらは、Euro5規制を満足したディーゼルエンジンを用いてエンジン実験を行った。ECUおよび触媒前後の温度など予測に必要なデータを取得し、MATLABとSimulinkを用いて最小二乗法からパラメータを評価したNSCモデルを構築した。NOx吸蔵モデル、NOx還元モデルおよび触媒温度予測モデルから触媒後のNOx排出量を予測した。NSCモデルの予測値とNEDCモード実験値は誤差7%となった⁽⁴⁶⁾。これらのモデルは燃焼温度または筒内圧力より計測しやすいデータを用いたが、エンジン制御に使用される情報を入力変数とし、ECUおよび様々なセンサーから詳細かつ多量のデータを取得する必要がある。エンジン情報を取得できない一般利用者または研究者は、同様な手法を用いてNOx排出を予測することは難しい。

エンジン情報を使用せずNOx排出量を予測する研究については、車両運動学、車両の負荷、道路勾配を考慮し、平均車速と車両の負荷を説明変数とする予測モデルの開発が進んだ。Anderらは、各排出ガスモデルにおいて重回帰モデルを運動学的な7個のパラメータの関数として構築した。このパラメータの関係が変数との非線形応答の関係をより良く説明したため、対数変換が行われた式を持つ特徴がある。COとCO₂の排出量は0.8以上の相関係数(R²)を持ったが、NOxの排出量は0.2~0.5のR²値となることでNOxでの精度が低かった⁽⁴⁷⁾。Cappielloらも、車両運動学の概念を用いてモデル構築した。転がり抵抗、車速、加速度および道路勾配を用いて車両出力を計算することで排出ガスを予測し、シャシダイナモを用いて検証した⁽⁴⁸⁾。これらの回帰分析を用い

たモデルはデータがない区間での外挿は精度が悪化する問題があるが、モデル構築が比較的簡単で計算時間が非常に少なく、データが存在する区間において高い精度が得られる。車両の速度などを用いてモデルを構築する手法はエンジン制御およびECUデータを使用せずNOx排出量を予測でき、多様な条件に適用できる手法と考えられる。しかしながら、これらのモデルは実際の道路状況や環境条件を反映できずシミュレーションのみで検証や評価され、実路走行時のNOx排出量を評価するという意味では十分な水準に到達しているとはいえ、実走行時にも適用できる予測モデルの研究が望まれる。

1.4 本研究の目的

自動車、特にディーゼル乗用車での有害ガス排出は、シミュレーション上の規制値と実路走行の排出値に乖離があることが問題とされる。そのためシミュレーションを用いた従来の規制にとどまらず、実環境を走行するRDE規制が広がっている。しかしながら、PEMSを用いた実路走行排出ガス評価は様々な道路・交通環境による走行パターン、気温、湿度、大気圧といった天候条件およびドライバの運転特性などの影響を受けるため、試験を実施する度に排出ガスの状況が変化してしまい、評価が極めて難しい。このため、公正かつ効率的に実路走行時における排出ガス进行评估するためには、各種因子による排出ガスの変動を平準化でき、かつ様々な実路走行条件における排出ガスの排出傾向を予測・把握する手法の開発が必要である。そのためには多様な環境を反映でき、各試験ルートを走行せず排出量を予測できるシミュレーション手法が有効的である。これまでにエンジンのECUデータおよびセンサーから多量の情報を用いてシミュレーション上で検証した研究例は多くある。これらは開発ツールとして認証試験法への適合の効率化を主目的としたものであり、実際の環境性能の把握を目的としたものとはいえない。一方で多様な要因に影響を受ける実路走行において車両固有のエンジン情報を使用せずNOx排出量を予測する例は少ないのが現状であり、一般的に測定可能なデータから実路走行におけるNOx排出予測について可能とすることが、より現実的な環境性能を把握することにつながる。そこで公正かつ簡便に実路走行におけるNOx排出を予測する手段として、エンジン情報は使用しない手法によるNOx排出予測モデルを提案し、このモデルを用いてディーゼル乗用車における実路走行時のNOx予測課題の解決に取り組むこととする。本予測モデルは、1.3節のグレーボックスモデルに分類できる。モデルの特徴としては、予測モデルの入力変数としてECU信号のエンジン情報等を使用せずGlobal Positioning System (GPS) 車速および道路勾配を取得することで、瞬時NOx排出量が予測する。この手法により、新しく始まるRDE規制により多様な道路、環境条件を反映できるため、排出ガス評価に広く使用できると考えられる。本研究で実路走行時における様々な環境因子に併せ、NOx排出に与える

影響について調査する。

以上より、本論文では以下に示す 6 つの項目について調査することを目的とする。

- (1) 入力変数を速度(速度より求められる加速度を含む)および道路勾配とするシミュレーション手法で、汎用プログラムで各コンポーネントの値を入力した予測モデル方式と実路走行から得たデータを用いて予測モデルを構築する方式であり実路走行時における NOx 排出量の予測を試みる。
- (2) NOx 低減触媒を装着していないディーゼル乗用車では排出される NOx がほぼすべて燃焼により生成したものと考えられるため、(1)で述べたモデルを用いて市街地および高速走行を含んだルートでの予測精度について調査する。
- (3) NOx 吸蔵触媒を装備したディーゼル乗用車では、(1)で述べたモデルに加えて NOx 触媒の特性を考慮したモデルが必要となる。このうちエンジンの燃焼により生成される NOx 排出量予測については、(2)で用いたものを用いることとした。この結果を実路走行と比較することで、(2)のモデルを型式の異なるエンジンにおいて妥当性を検証することとなる。
- (4) NOx 吸蔵触媒における NOx 浄化のメカニズムは非常に複雑であり、それらを包含することは簡便な測定項目で NOx 排出量を予測する本研究とは相容れないものとなるため、それについてはシャシダイナモにおける認証試験モード走行時の NOx 浄化率をベースとし、そこに実走行時特有の NOx 予測モデルを追加することで、NOx 吸蔵触媒を装備したディーゼル乗用車についてもテールパイプ出口での NOx 排出を予測できる手法を提案する。
- (5) (4)の手法を用いて NOx 吸蔵触媒を装備したディーゼル乗用車を用いて市街地および高速走行を含んだルートでの予測精度について調査し、提案したモデルの精度を検証する。
- (6) 様々な環境条件によって実路走行実験を行い、環境因子の違いが NOx 排出に与える影響について調査する。

1.5 論文の概要

本論文は6章で構成される。各章の概要を以下に述べる。

第1章 序論

本研究では、認証試験における排出ガス規制値と実路走行時の測定値に乖離がみられることから実路排出ガス試験(RDE)が始まったことなどをうけて、現実にかかる多様な走行条件でのNO_x排出予測を可能とすることを試みた。そこで本章は序章として、RDE規制の概要に触れた上で、これまでの排出ガス性能予測等に関する研究動向を示し、その中でNO_x排出予測モデルの可能性を検討するにあたり課題を整理している。NO_x排出の予測に向けた課題として、エンジンなどに関する車両固有の情報を使用しない一般性のあるモデルの開発および様々な環境や走行条件を満足する予測モデルに関する研究は、実走行時の排出ガス性能を予測するにあたって不可欠であるにもかかわらず皆無であり、本研究では従来研究を参考にしつつもあらゆるアプローチを用いてこれら課題に包括的に取り組んだ。

第2章 準定常過程を過程した燃費とNO_x排出予測モデル

実路走行時 NO_x 排出を予測できるもっとも一般的なシミュレーション手法として、エンジンの性能マップを用いた排出ガス予測モデルの構成について述べる。この予測モデルは、エンジンベンチ試験でエンジンの熱効率等を計測したデータに基づくエンジンモデル、シャシダイナモを用いてトランスミッション等駆動部分の効率を計測したデータに基づくトランスミッションモデルおよび惰行法により走行抵抗を計測した結果に基づくシャシモデルから構築される。そのモデルに対し、速度および道路勾配を入力変数として使用する。このモデルを用いてシャシダイナモ実験により排出ガスの測定を行い、本予測モデルの適用可能性と課題について考察している。

第3章 ディーゼル乗用車における実測データと統計手法に基づいた NO_x 排出予測モデル

第3章では、車両側の制御データを用いることなく、速度および道路勾配を入力変数とする実測データを用いて簡易な NO_x 排出予測モデルの構築を行う。ディーゼル乗用車を対象に、市街地および高速ルートを含んだ実路走行実験での予測精度向上を目標として、変数設定が予測精度に及ぼす影響について、実験と計算の両方から調査している。

はじめに、予測モデルの入力変数を設定するために、車両動力学について着目している。エンジン情報を使用せずモデルを構築するため、車速、加速度および道路勾配を説明変数と設定した。その上で、加速時等急激な負荷増加がみられた場合には、排出ガス制御により定常運転時よりも

EGR を低減させることが行われるため、それを表現する加速度二乗項を追加することで NOx ピーク値での予測精度を向上させている。

高速区間での予測精度を向上する目的に、トランスミッションを変速段毎に場合分けしてモデルに適用し、高速道路の入口と出口での初期加速、最終減速および高速走行中の NOx ピーク値の予測精度向上効果について考察している。

第4章 NOx 吸蔵触媒を装着したディーゼル乗用車における実路走行時 NOx 排出予測モデル

第3章では、NOx 低減触媒を持たず EGR のみを使用して NOx 排出を低減するディーゼル乗用車を用いた。この場合エンジンでの燃焼により生成する NOx を対象として、予測モデルを構築し、実路走行での検証を行ったこととなる。それを受けて、本章ではまず構築した予測手法の一般性を検証するため、エンジン仕様の異なる別のディーゼル乗用車を用いてモデルの構築及びその検証を行った。また、当該車両においては排出ガス低減のために NOx 吸蔵触媒を搭載している。本研究における NOx 排出予測モデルが、現在および将来の低 NOx 排出車両において有効性を維持していくには、そのような車両においても適用可能なものである必要がある。そこで本章の2つ目の課題として、新たに NOx 吸蔵還元触媒を加味したモデルの提案を行い、本予測手法の妥当性等について調査している。

それを行うにあたり、触媒の反応は多岐にわたる要素に大きく影響されるため、触媒の詳細および車両のエンジン情報なしに触媒の浄化性能を予測することは困難である。また、NOx 吸蔵還元触媒では、触媒内に吸蔵している NOx 量により浄化率が変化するほか、NOx を吸蔵するフェーズと吸蔵した NOx を還元するフェーズとに分かれることから、同一の走行を行っても触媒の状態は同じになることはなく、車速等を用いた3章までと同じ予測手法を適用しても精度を期待できない。そこで、簡単にモデル化することを目的に、NOx 吸蔵還元触媒が所期の性能を維持している範囲ではシャシダイナモを用いた認証試験モードにおける触媒浄化率を使用し、その上で実走行時特有の NOx 排出現象をカバーする手法を提案した。NOx 吸蔵触媒は吸蔵された NOx を還元するため、一時的に燃料過濃な還元雰囲気を作る(リッチスパイク)制御が行われている。リッチスパイクの有無は NOx 排出予測に必要な因子であったため、ジルコニア式センサーを用いて計測し、予測モデルの変数として追加している。また、温度上昇による吸蔵された NOx が排出される現象があり、触媒の特性を反映するために触媒温度をモデルに適用することで予測精度が向上した。

第5章 環境因子による NOx 排出特性

ディーゼル乗用車を対象に、高速道路走行における様々な環境条件で NOx 排出特性を調査した。湿度(水蒸気分圧)、気温、大気圧および風速を環境因子として実験的に調査している。シャ

シダイナモ試験で湿度補正式が使用されており、湿度補正式が実路走行条件でも適用可能であることを明らかにした。試験を実施した 5～30℃程度の範囲で気温の影響について、NO_x 排出特性を調査している。気温が上昇するとともにエンジンの最高燃焼温度が高くなる影響と走行抵抗が低減する影響を同時に受けたとみられることなどから、NO_x 排出量に大きな差は発生しなかった。大気圧も走行抵抗に影響を与える因子と考えられるが、今回試験を実施した同等標高の範囲では実走行環境における大気圧の差は大きくないため、NO_x 排出量に与える影響は少ないことを確認した。実路走行時における風が NO_x 排出量へ与える影響を調査したところ、防音壁などの障害物がなく、開放直線道路区間において、風の変動と NO_x 排出量とは高い相関を示し、風による空気抵抗変化が NO_x 排出量に無視できない影響をもたらすことを明らかにした。

第 6 章 結論

第 6 章では、第 2 章から第 5 章までの実験結果について総括を行い、本論文で得られた知見から得られる結論について述べる。

参考文献

1. Smog Check: Science, Federalism, and the Politics of Clean Air, Douglas S. Eisinger, p.22-23
2. FeiSong, JinYoung Shin, RafaelJusino Atresino and YuanGao, Relationships among the springtime ground-level NO_x, O₃ and NO₃ in the vicinity of highways in the US East Coast, Atmospheric Pollution Research, Vol. 2, No. 2, p.374-383, 2011.
3. EPA, Clean Air Act Title II - Emission Standards for Moving Sources, Parts A through C, Part A - Motor Vehicle Emission and Fuel Standards,
<https://www.gpo.gov/fdsys/pkg/USCODE-2013-title42/html/USCODE-2013-title42-chap85-subchap-II-partA-sec7521.htm>
4. 朝日新聞, 東京立正高 大気汚染で新型公害, 1970 年 7 月 19 日付朝刊.
5. 環境省, 昭和 48 年版環境白書, <https://www.env.go.jp/policy/hakusyo/s48/1162.html>
6. Alan C. Lloyd and Thomas A. Cackette, Diesel Engines: Environmental Impact and Control, Journal of the Air&Waste Management Association, Vol.51, No.6, p.809-847, 2001.
7. Ibukun Oluwoye, Bogdan Z. Dlugogorski, Jeff Gore, Hans C. Oskierski and Mohammednoor Altarawneh, Atmospheric Emission of NO_x from Mining Explosives: A Critical Review, Atmospheric Environment, Vol.167, p.81-86, 2017.
8. J E Jonson, J Borken-Kleefeld, D Simpson, A Nyiri, M Posch and C Heyes, Impact of Excess NO_x Emissions from Diesel Cars on Air Quality, Public Health and Eutrophication in Europe,

Environmental Research Letter, Vol.12, No.9, 2017.

9. WHO, Air quality guidelines for particulate matter, ozone, nitrogen dioxide and sulfur dioxide, 2005.

10. 日本産業衛生学会, 許容濃度等の勧告(2017年度), 産業衛生学会雑誌, Vol.59, No.5, p.153-185, 2017.

11. 国土交通省, 新車排出ガス規制の経緯, ガソリン・LPG 乗用車,

<http://www.mlit.go.jp/common/001191370.pdf>

12. 国土交通省, 新車排出ガス規制の経緯(4), ディーゼル乗用車,

<http://www.mlit.go.jp/common/001185076.pdf>

13. 環境省, 2017, 今後の自動車排出ガス低減対策のあり方について(第十三次答申),

<http://www.env.go.jp/press/files/jp/106741.pdf>

14. David C. Carslaw, Sean D. Beevers, James E. Tate, Emily J. Westmoreland and Martin L. Williams, Recent Evidence Concerning Higher NO_x Emissions from Passenger Cars and Light Duty Vehicles, Atmospheric Environment, Vol.45, No.39, p.7053-7063, 2011.

15. European Environment Agency, 2014, Nitrogen Oxides(NO_x) Emissions.

16. 環境省, 平成 27 年度大気汚染の状況, 2015,

https://www.env.go.jp/air/osen/jokyo_h27/full_h27.pdf

17. 国土交通省, 道路運送車両の保安基準の細目を定める告示 別紙 41 重量車排出ガスの測定方法, 2008, http://www.mlit.go.jp/jidosha/kijyun/saimokubetten/saibet_041_00.pdf

18. 国土交通省, 道路運送車両の保安基準の細目を定める告示 別紙 42 軽・中量車排出ガスの測定方法, 2009, http://www.mlit.go.jp/jidosha/kijyun/saimokubetten/saibet_042_00.pdf

19. TSanguinetti, How to use Real Driving Emission cycles in Simcenter Amesim?, 2018,

<https://community.plm.automation.siemens.com/t5/System-Simulation-Knowledge-Base/How-to-use-Real-Driving-Emission-cycles-in-Simcenter-Amesim/ta-p/461944> (参照 2018-8-15)

20. US EPA, EPA announce one billion dollar settlement with diesel engine industry for clean air violations, News Release, 13.10.1998

21. US EPA, Control of Emissions of Air Pollution From New Motor Vehicles: In-Use Testing for Heavy-Duty Diesel Engines and Vehicles, Federal Register Vol. 70, No.113, 14.6.2005.

22. 国土交通省, オフサイクルにおける排出ガス低減対策検討会とりまとめ, 2012,

<http://www.mlit.go.jp/common/000206838.pdf>

23. West Virginia University, 2014, In-Use Emissions Testing of Light-Duty Diesel Vehicles in the United States.

24. The International Council on Clean Transportation, REAL-WORLD EXHAUST EMISSIONS FROM MODERN DIESEL CARS, 2014.
25. Martin Weiss, Pierre Bonnel, Rudolf Hummel, Urbano Manfredi, Rinaldo Colombo, Gaston Lanappe, Philippe Le Lijour, Micro Sculati, Analyzing on-road emissions of light-duty vehicles with Portable Emission Measurement Systems(PEMS), JRC Scientific and Technical Reports, EUR 24697 EN, 2011.
26. 環境省, 排出ガス不正事案を受けたディーゼル乗用車等検査方法見直し検討会(第 2 回) 2016, http://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_tk10_000035.html
27. European Commission, COMMISSION REGULATION (EU) / amending Commission Regulation (EU) 2017/xxx and Directive 2007/46/EC of the European Parliament and of the Council as regards real-driving emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 6), Annexs,
28. 国土交通省, 路上走行時の排出ガス試験を導入しますー排出ガス不正が防止され、実際の道路上での排出ガスが抑制されますー, 2018, http://www.mlit.go.jp/report/press/jidosha10_hh_000198.html
29. Heywood, John B., Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, Inc., New York, NY, p.572-592, 1988.
30. 新岡 嵩, 河野 通方, 佐藤 順一, 燃焼現象の基礎, オーム社, p.259-270, 2001.
31. Andersson, M., Johansson, B., Hultqvist, A., and Noehre, C., A Predictive Real Time NOx Model for Conventional and Partially Premixed Diesel Combustion, SAE Technical Paper 2006-01-3329, 2006.
32. Payri, F., Arrègle, J., López, J., and Mocholí, E., Diesel NOx Modeling with a Reduction Mechanism for the Initial NOx Coming from EGR or Re-entrained Burned Gases, SAE Technical Paper, 2008-01-1188, 2008.
33. Lee, J., Lee, S., Park, W., Min, K. et al., The Development of Real-time NOx Estimation Model and its Application, SAE Technical Paper 2013-01-0243, 2013.
34. Lee, S., Lee, Y., Han, K., Lee, K. et al., Virtual NOx sensor for Transient Operation in Light-Duty Diesel Engine, SAE Technical Paper 2016-01-0561, 2016.
35. Renate Schwiedernoch, Steffen Tischeer, Chrys Correa and Olaf Decutschmann, Experimental and Numerical Study on the Transient Behavior of Partial Oxidation of Methane in a Catalytic Monolith, Chemical Engineering Science, Vol.58, p.633-672, 2003.
36. Petr Koci, Matyas Schejbal, Jan Trdlicka, Tomas Gregor, Milan Kubicek and Milos Marek, Transient Behavior of Catalytic Monolith with NOx Storage Capacity, Catalysis Today, Vol.119, p.64-72, 2007.

37. Gao, Z., Chakravarthy, K., Daw, C., and Conklin, J., Lean NO_x Trap Modeling for Vehicle Systems Simulations, SAE Int. J. Fuels Lubr. Vol.3, No.1, p.468-485, 2010.
38. Kihás, D. and Uchanski, M., Engine-Out NO_x Models for on-ECU Implementation: A Brief Overview, SAE Technical Paper 2015-01-1638, 2015.
39. Jonas Asprion, Oscar Chinellato and Lino Guzzella, A Fast and Accurate Physics-based Model for the NO_x emissions of Diesel Engines, Applied Energy, Vol.103, p.221-233, 2013.
40. Shilling Alexander, Model-based Detection and Isolation of Faults in the Air and Fuel Paths of Common-rail DI Diesel Engines Equipped with a Lambda and a Nitrogen Oxides Sensor, PH.D. Thesis, ETHZ, 2008.
41. Markus Hirsch, Daniel Alberer and Luigi del Re, Grey-Box Control Oriented Emissions Models, IFAC Proceedings Volumes, Vol.41, No.2, p.8514-8519, 2008.
42. Yana Vereshchaga, Stephan Stadlbauer, Laurent Bako and Luigi del Re, Piecewise affine modeling of NO_x emission produced by a diesel engine, European Control Conference, p.2000-2005, 2013.
43. Delia Ajtay, Martin Weilenmann and Patrik Soltic, Towards accurate instantaneous emission models, Atmospheric Environment, Vol.39, p.2443-2449, 2005.
44. Robert Joumard, Jean-Marc Andre, Mario Rapone, Michael Zallinger, Natascha Kljun, et al., Emission factor modelling and database for light vehicles - Artemis deliverable 3, 2007.
45. P.Pisu, M.Canova and A. Soliman, Model-Based Fault Diagnosis of a NO_x Aftertreatment System, IFAC Proceedings Volumes, Vol.41, No.2, p.7072-7078, 2008.
46. M.Han and B.Lee, Control Oriented Model of a Lean NO_x Trap for the Catalyst Regeneration in a 2.2L Direct Injection Diesel Engine, International Journal of Automotive Technology, Vol.16, No.3, p.371-378, 2015.
47. Michel Ander and Mario Rapone, Analysis and modelling of the pollutant emissions from European cars regarding the driving characteristics and test cycles, Atmospheric Environment, Vol.43, p.986-995, 2009.
48. Alessandra CAPPIELLO, Ismail CHABINI, Edward K. NAM, Alessandro LUÈ, and Maya ABOU ZEID, A Statistical Model of Vehicle Emissions and Fuel Consumption, Proceedings. The IEEE 5th International Conference on Intelligent Transportation Systems, 2002.

第 2 章 準定常過程を仮定した燃費と NOx 排出予

測モデル

2.1 はじめに

1.3 節に示したように NOx 排出を予測するため、エンジン定常運転から取得したエンジンマップを用いる手法などグレーボックスモデルの研究が行われている。また、ディーゼル重量車の燃費評価法は、シャシダイナモで燃費を測定するものではなく、エンジン単体を用いたエンジンベンチ試験のデータに基づく評価が行われている⁽¹⁾⁻⁽²⁾。重量車用エンジンは、使用される分野や用途によってバスやトラックなど車種が多だけでなく、同一車種においてもトランスミッションの違いやタイヤ径の違い(荷室の高さに影響する)等多くのバリエーションがあり、同一エンジンを搭載する車両の型式数が多いものの、1 型式あたりの台数は少なく、個々の型式について車両を用いて燃費評価を行うことが非効率なためである。そのためシミュレーションを活用した手法が採用されており、エンジンベンチ試験にて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費マップを取得し、その燃費マップと車両諸元等のデータを燃費計算プログラム⁽³⁾に入力して燃料消費率を計算する方法が施行されている。このように、エンジンマップを活用したシミュレーション手法が公的な燃費評価に使用されていることから、手法そのものはディーゼル乗用車にも同様に適用することが可能と考えられる。ただし、排出ガスの評価については認証試験等で同様のマップを用いた評価は行われていない。これは触媒等を有するシステムにおいては、例えば触媒温度は浄化性能に重要なパラメータであるが、触媒は熱容量が大きいいため、瞬時的にエンジン負荷が上昇したとしても、触媒温度の上昇には大きな遅れを伴うため、エンジンマップベースの予測が適用できないためである。しかしながら本章で扱う NOx 低減触媒等を持たない車両においては、エンジンマップベースの予測がある程度の妥当性を有するものと考えられる。その場合には、比較的簡易に多様な走行条件における排出ガス評価に有望な手法となりうる。

そこで本章では、エンジンベンチ試験で取得した燃費及び排出ガスマップを用いて、実路上での走行時の排出ガス評価ができる準定常過程を仮定した燃費と NOx 排出予測モデルを考案した。モデル作成にあたり、エンジン実験、シャシダイナモ実験およびテストコースでの惰行実験からディーゼル乗用車のエンジン、トランスミッションおよびシャシの各モデルを構築した。本予測モデルを用いて NOx 排出を予測し、速度および道路勾配を入力することで簡便に過渡モードでの排出ガスを予測することを試みる。

2.2 準定常過程を仮定した予測モデルの構築

排出ガスのシミュレーションを行うためには、エンジンの運転条件を与えたときの排出ガス量の正確なマップ化、走行時のエンジンにかかる負荷およびエンジンの回転数の正確なモデル化が必要である。そこで、本研究では過渡モードの負荷を含む条件で定常エンジンマップを取得し、得られた排出ガス性能を用いることでエンジンモデルを構築する。走行中のエンジン回転数を推定するために、試験車両の自動変速機 (Automatic Transmission: AT) で行われている変速制御をモデル化する。また、走行中のエンジン負荷を推定するために、タイヤの転がり抵抗と空気抵抗をそれぞれモデル化する。

排出ガスを予測するため、シミュレーションプログラム (GT Suite, IDAJ) を用いて準定常過程を仮定した燃費とNOx 排出予測モデルを構築した。図 2.1 にモデルの概要図を示す。本モデルは目標車速および道路勾配から必要な駆動出力を算出し、トランスミッションモデルからエンジン回転数を事前に計算する。その後、定常計算を行って作成したエンジンマップから走行時の排出ガスを計算するモデルである。

エンジンは、実験から得られた燃料消費マップ (エンジン回転数, BMEP, 燃料消費量), エンジンフリクションマップ (エンジン回転数, BMEP, FMEP (Friction mean Efficient Pressure)) マップとエミッションマップ (NOx) をエンジンモデルとして与えた。トランスミッションは、シャシダイナモを用いた実験車両の AT の変速マップ (車速, 出力, ギア比) を与えた。シャシモデルには惰行試験によって得られた転がり抵抗と空気抵抗係数を与えた。

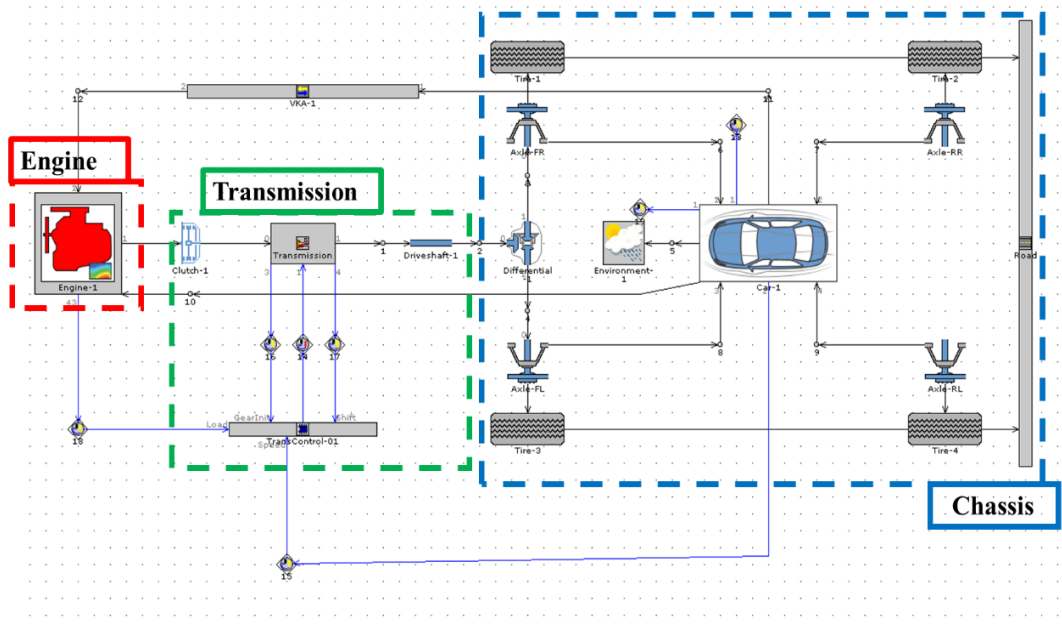


Fig.2.1 Simulation model of exhaust gas for transient driving

2.2.1 エンジンモデル

(1) 試験エンジン

本研究の予測モデルに適用したエンジンの諸元を表 2.1 に示す。また、計測システムの構成図を図 2.2 に示す。実験ではディーゼル乗用車の 4 気筒ディーゼルエンジンを用いた。エンジンは渦電流式動力計(東京衝機)とギア比が 1 となるトランスミッションの 4 速で連結し、燃料流量計(小野測器, FP2240H)により燃焼消費量を計測した。エンジンの制御は車両用 ECU を使用し、目標トルクになるようにアクセルを制御しており、各データを計測した。平均有効圧力を求めるため、エンジンの 4 番気筒に取り付けられている筒内圧センサー(Kistler)の信号をチャージアンプ(Kistler, Type 5011)を通して、クランク角度1度ごとの圧力信号を収録した。その際の同期にはロータリーエンコーダー(アトセン, 360Pulse)により計測されるクランク角と、Top Dead Center (TDC) 信号を使用した。排出ガス成分の計測に関しては、排出ガス分析計(HORIBA, MEXA 1600)により計測した。

Table 2.1 Specifications of test engine

Engine Type	In line 4 cylinder
Bore × Stroke	Φ86 × 94.2 mm
Displacement	2188 cc
Compression ratio	14
Maximum Power	129 kW / 4500 rpm
Maximum torque	420 Nm / 2000 rpm
Turbocharger	Serial Sequential 2-Stage
EGR System	w Cooled EGR

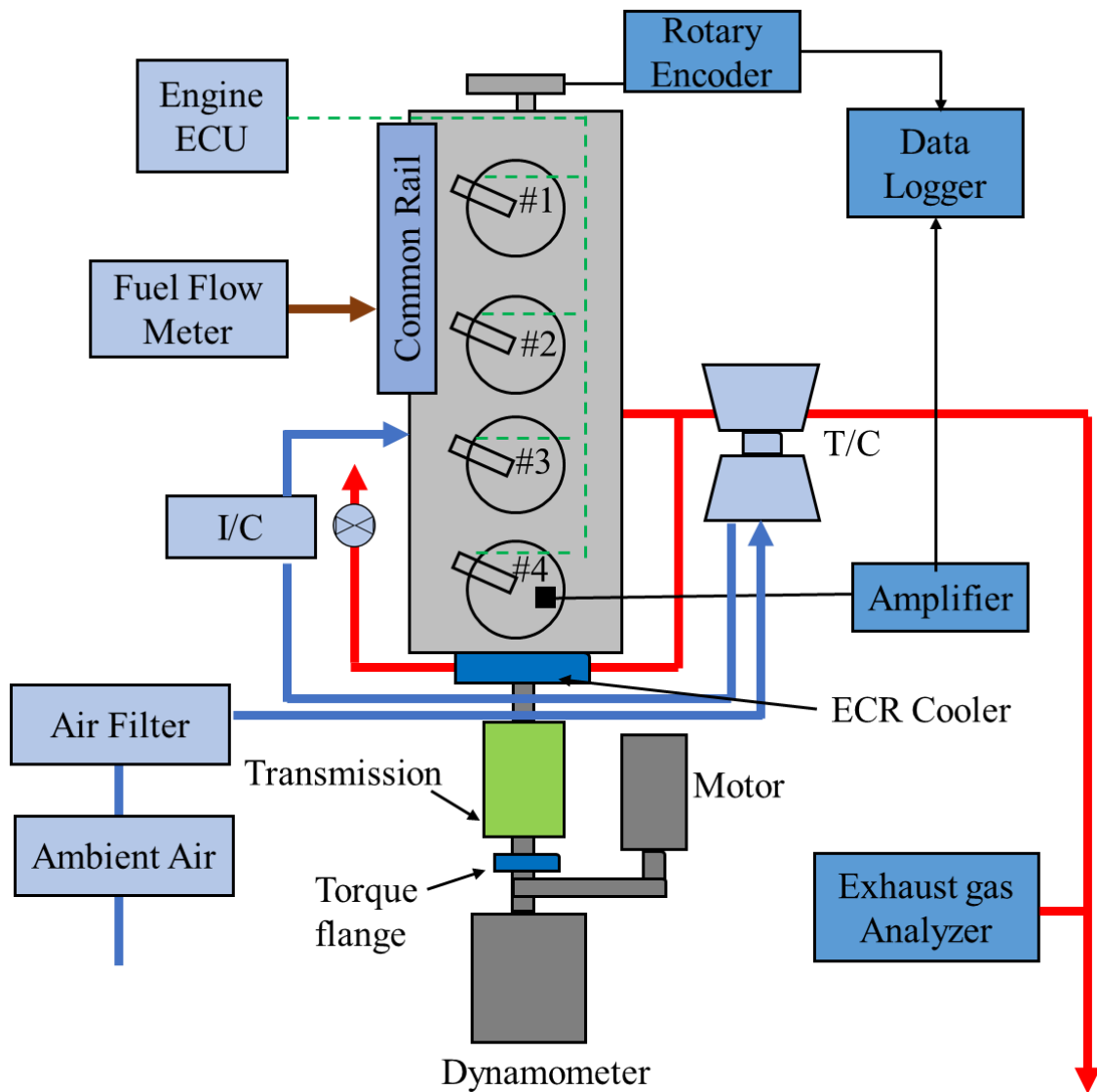


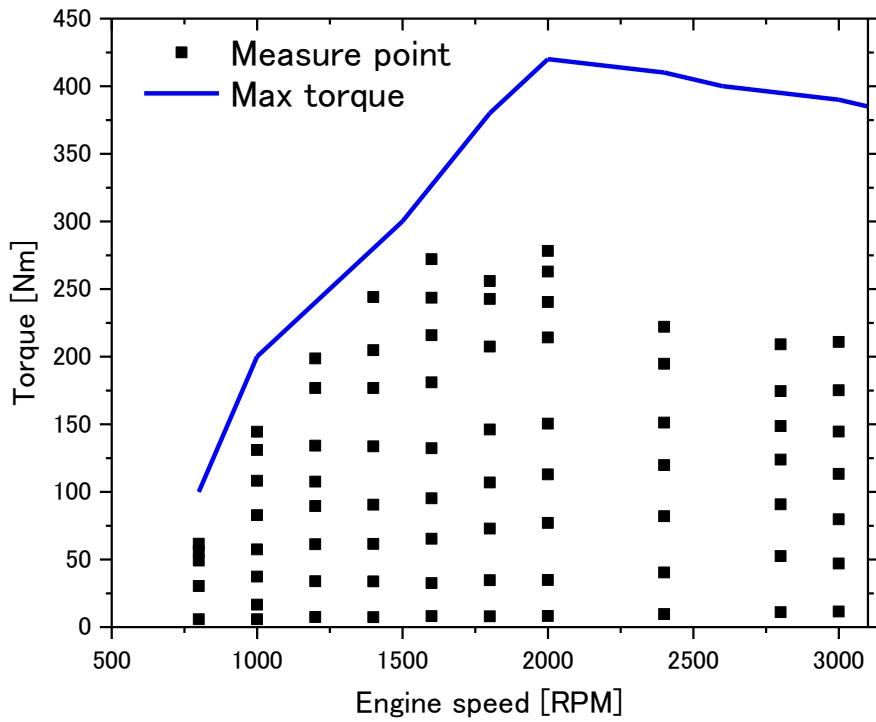
Fig.2.2 Schametic of engine bench

(2) エンジン性能試験条件

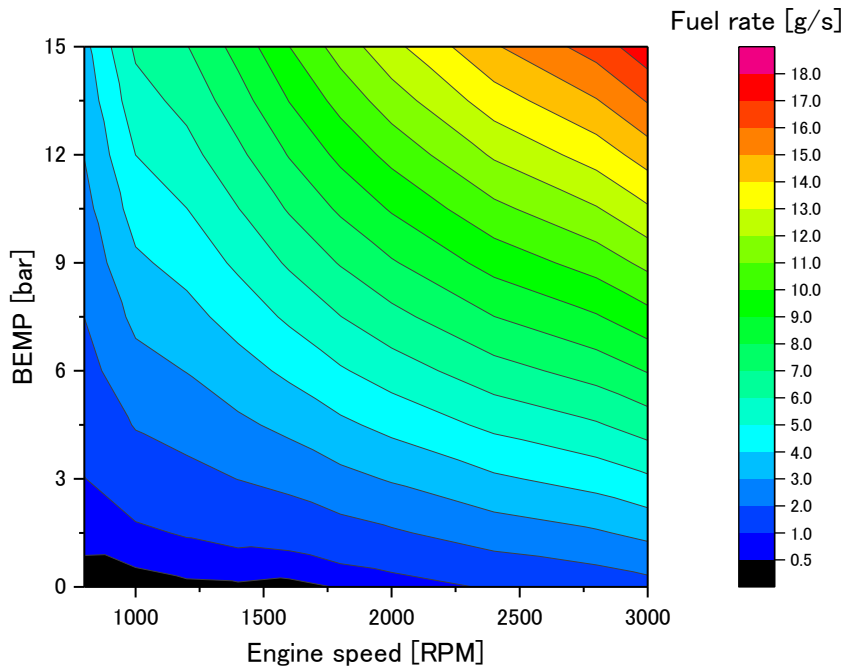
表 2.2 に実験条件を示す。エンジン回転数はアイドル回転数である 800rpm から 3000rpm まで計測した。エンジン回転数を各エンジン負荷条件に合わせて一定に維持し、エンジンのアクセル開度を調整することで各負荷を計測した。図 2.3(a)に、メーカーにより公表されている本エンジンのトルクカーブに、計測した運転条件をプロットしたものを示す。本エンジンの運転可能領域のうち、低、中領域をカバーしていることが確認できる。本研究に使用したオイル温度調整装置の冷却能力に制限があったため、エンジン負荷の内 44kW まで取得が可能であった。後述する JC08 モードでの瞬時仕事の最大値が 30kW を超えないため、得られたマップを用いてエンジンモデルに適用し、JC08 モード予測は可能となる。図 2.3(b)と(c)にエンジン実験から得られた燃費マップおよび NOx 排出マップを示し、エンジンモデルに適用した。

Table 2.2 Experimental conditions of engine

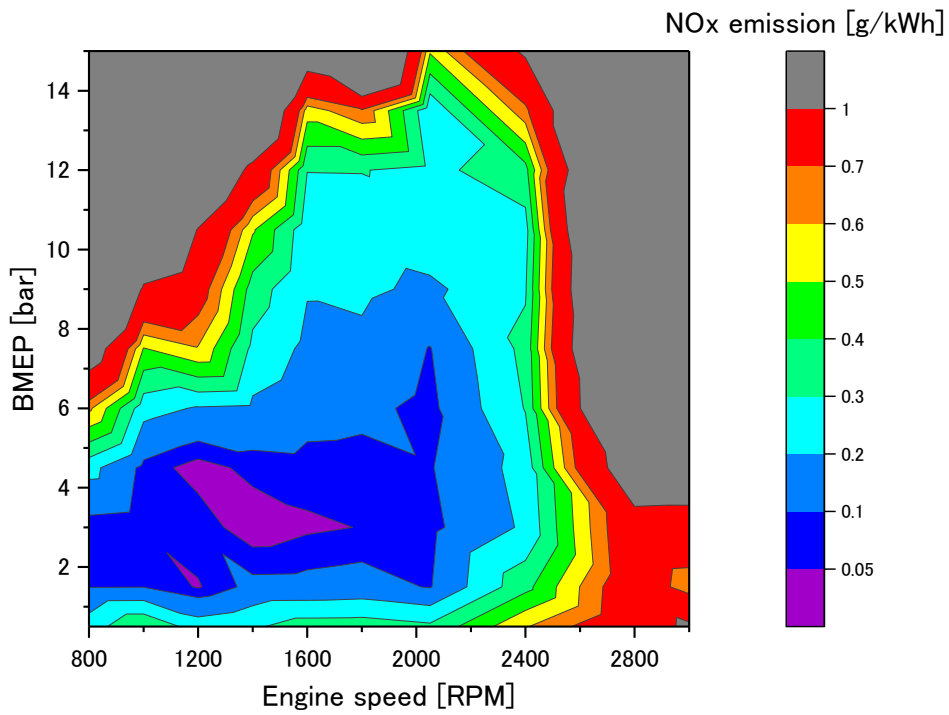
Engine speed	800 ~ 3000 rpm
Power / Torque	0 ~ 44 kW / 0 ~ 262 Nm
Water temperature	80°C
Oil temperature	90°C
Atmospheric pressure	100.9 kPa
Temperature	20°C
Humidity	40%



(a) Measured points of engine performance test



(b) Performance map of fuel consumption



(c) Performance map of NOx emission

Fig.2.3 Results of engine performance tests

2.2.2 シヤシモデル

(1) 走行抵抗係数の計測手法

車両が実際に路上走行をする時、駆動出力と反対側に抵抗が発生する。予測モデルで路上と同等な要求仕事を把握するには走行抵抗を既知である必要がある。走行抵抗は国土交通省の定める試験法によって惰行法やホイールトルク法が定められており⁽⁴⁾、本研究ではそのうちの惰行法に従って実験エンジンが搭載された車両の走行抵抗を測定した。

惰行法による走行抵抗測定では、テストコースなど平坦な直線道路上で 100km/h から変速機をニュートラルにして惰行させ、95-85, 85-75, …, 15-5km/h と、10km/h]ごとの減速時間を計測し、減速時間と等価慣性重量を含めた車両重量から、90, 80, …, 10km/h の走行抵抗[N]を算出した。なお、試験法で定める速度範囲は下限が 20km/h となっているが、ここでは 10km/h まで計測を実施した。直線路の長さが限られるため、一度の惰行で全ての減速時間の計測を行うことが出来なかった場合、数回に分けて計測した。このとき次の惰行の開始速度は、前回の惰行の最後に減速時間が得られた速度が再度計測できる速度とした。減速時間の測定は、往路 3 回及び復路 3 回行い、その平均値を用いた。往路毎または復路毎の惰行時間は、それぞれの最大値と最小値の比が 1.1 以下とした。

(2) 走行抵抗の算出方法

式(2.1)により、各指定速度における走行抵抗を求める。

$$F = \frac{W + W_4}{0.36t} \quad \text{式(2.1)}$$

F	:各指定速度における走行抵抗	N
W	:試験自動車の重量(走行抵抗測定時)	kg
W ₄	:試験自動車の回転部分の相当慣性重量 (通常は諸元表に記載された車両重量の 3.5%とする。 実測又は計算で求めてもよい。)	kg
t	:各指定速度における平均惰行時間	s

式(2.2)で求めた各指定速度における走行抵抗をもとに、最小二乗法により走行抵抗を速度の二乗の関数として次のように表す。

$$F = a + bV^2 \quad \text{式(2.2)}$$

$$a = \frac{\Sigma K_i^2 \Sigma F_i - \Sigma K_i \Sigma K_i F_i}{n \Sigma K_i^2 - (\Sigma K_i)^2}$$

$$b = \frac{n \Sigma K_i F_i - \Sigma K_i \Sigma F_i}{n \Sigma K_i^2 - (\Sigma K_i)^2}$$

$$K = V^2$$

F : 走行抵抗	N
a : ころがり抵抗に相当する値	N
b : 空気抵抗係数に相当する値	N/(km/h) ²
V : 速度	km/h

式(2.3)で求めた各係数について、次の式により標準大気状態への補正を行い、その結果を走行抵抗とする。また、 a_0 を空気抵抗係数とした。

$$F_0 = a_0 + b_0 V^2 \quad \text{式(2.3)}$$

$$a_0 = (a - bV^2)[1 + 0.00864(Te - 293)]$$

$$b_0 = 0.346b \frac{Te}{P}$$

F_0 : 目標走行抵抗	N
v : 試験路に平行な風速成分の平均値	km/h
a_0 : 標準状態におけるころがり抵抗に相当する値	N
b_0 : 標準状態における空気抵抗係数に相当する値	N/(km/h) ²
Te : 試験路における平均気温	K
P : 試験路における平均大気圧	kPa

(3) 走行抵抗の計測条件

実験条件を表 2.3 に示す。走行抵抗の計測は交通安全環境研究所の熊谷自動車試験場(直線部約 1km)で行い、試験場を図 2.3 に示す。試験車両は 2011 年式のディーゼル乗用車で、その時期での各種規制を満たした車両である。

Table 2.3 Experimental conditions of coasting test

Car	Mazda CX-5 2.2 Diesel	
Empty vehicle weight	1560 kg	
Total vehicle weight	1953 kg	
Transmission	6 AT	
Aftertreatment system	DOC, DPF	
NOx reduction technology	EGR	
Emission regulation	Japanese 2009	
Temperature	(start) 23.8°C→(end) 25.8°C	(Average) 24.8°C
Atmospheric pressure	(Start) 100.6 kPa→(end) 100.5 kPa	(Average) 100.6 kPa
Wind velocity	(start) West-northwest →(end) Northwest longitudinal velocity 3.5 m/s	



Fig.2.4 Route of coast down experiment

(4) 走行抵抗の算出結果

惰行試験によって得られた惰行時間のデータを用いて走行抵抗を算出した。往路と復路各3回の惰行時間を平均して求めた、各指定速度での走行抵抗を表 2.4 に示す。各指定速度の平均走行抵抗を、横軸を速度の2乗、縦軸を走行抵抗として、プロットし、最小二乗法で直線近似した。速度の2乗と走行抵抗の間には強い相関が確認できた。図 2.5 に直線近似に用いたグラフを、表 2.5 に計測によって得られた補正前の走行抵抗の値を示す。

Table 2.4 Average travel resistance

Vehicle Speed[km/h]	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Force [N]	148	178	213	255	308	361	429	499	579	674

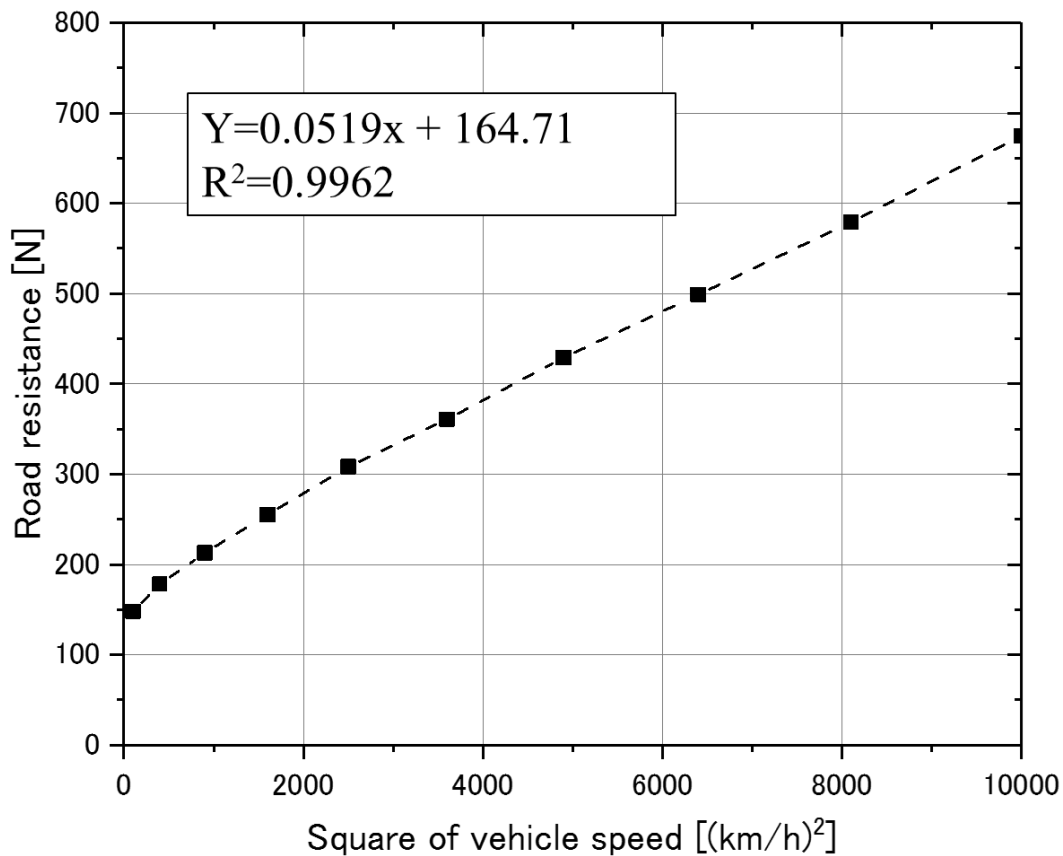


Fig.2.5 Road resistance vs square of vehicle speed

Table 2.5 Measured road-load resistance coefficient

a	b
164.71	0.0519

走行抵抗測定中の平均気温は 24.8℃, 平均大気圧は 1005.5hPa, 風向きは西北西から北西で車両の進行方向に平行な風速の成分は 3.5m/s であった. 表 2.6 に, 気温 20℃, 大気圧 101.3kPa の標準大気条件に補正後の走行抵抗の値を示す. ここで得た a_0 および b_0 をシャシモデルおよびシャシダイナモ試験における目標走行抵抗として扱う.

Table 2.6 Corrected travel resistance coefficient

a_0	b_0
171.16	0.0532

2. 2. 3 トランスミッションモデル

トランスミッションモデルに適用する変速段を算出するため, シャシダイナモを用いて運転者が一定アクセル開度を維持する発進・加速試験を実施し, その速度およびエンジン回転数の結果を図 2.6 に示す. On Board Diagnostic (OBD) 信号で示されるアクセル開度を一定に維持し, シャシダイナモの負荷設定は前節で得られた走行抵抗を適用した. ギア変速は, 加速していく過程でエンジン回転数が上昇し, 上位段に入ることで一時的に低下する, その極大値をとる時点で判定した. 車速および駆動出力に対する結果を図 2.7 に示し, 変速時点を適用してまとめた結果を図 2.8 に示す. アクセル開度 15% まではあるギア段以降は変速が起きず一定速度を維持したため, 次の条件で試験に移行した. また, 発進・加速試験ではアクセルを一瞬に踏んだ状態からその位置を一定に維持した. そのため, アクセル開度の刻みが均等では取得できなかったが, 加速変速を模擬するには十分だと判断した. 排出ガス予測モデルでは図 2.8 で得られた測定点を速度に対する出力に適用し, 測定点がない区間では線形補間を行うことで予測できる. ギアの伝達効率を 95% と仮定し, ギア比は公開されている車両諸元を用いることでエンジン回転数計算が可能となる.

以上より得られた結果から, トランスミッションモデルを構築し, 過渡モードの変速段を予測した.

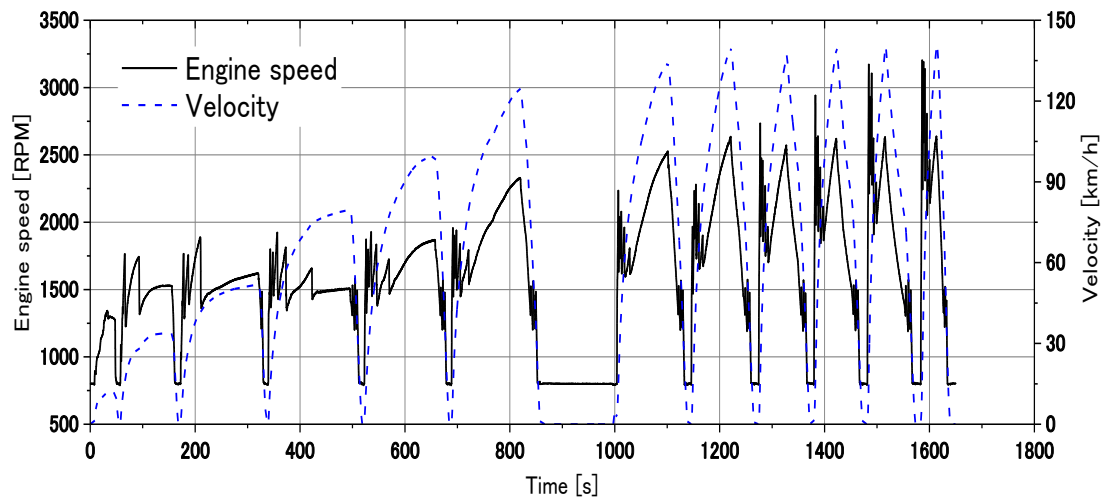


Fig.2.6 Result of acceleration experiment using chassis dynamometer

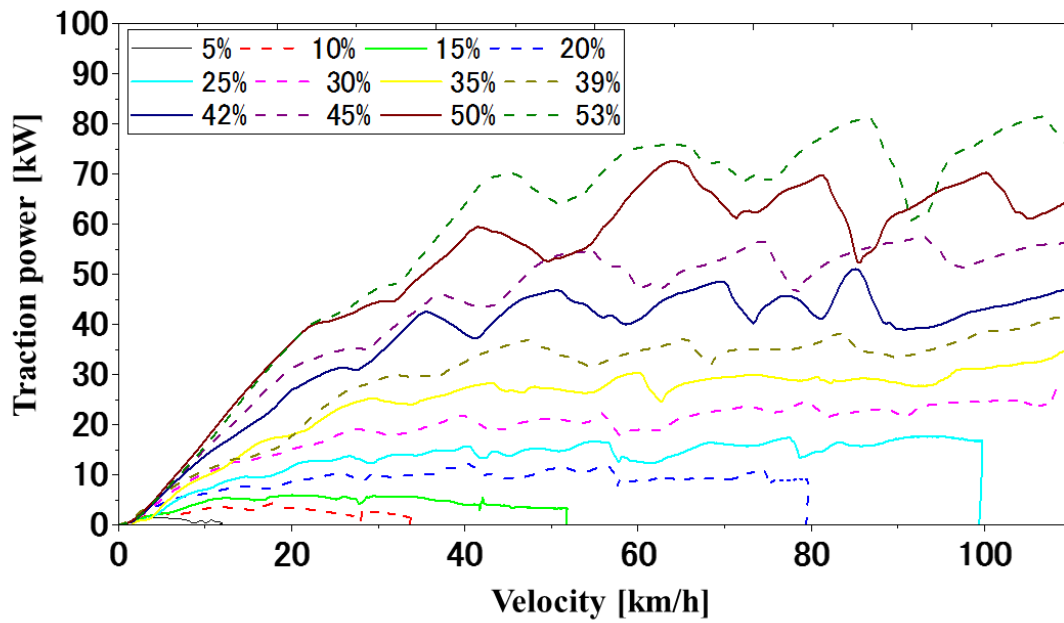


Fig.2.7 Result of acceleration experiment at different accelerator position

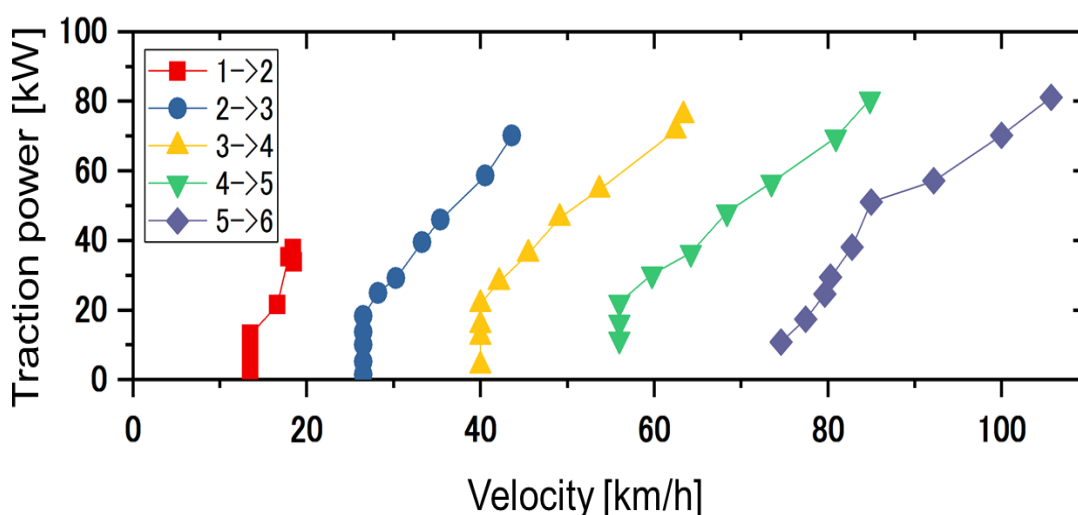


Fig.2.8 Result of transmission map with velocity and traction power

2. 3 準定常過程を仮定した予測モデルの検証結果

2. 3. 1 シヤシダイナモ試験結果

シヤシダイナモ試験では交通安全環境研究所の4輪自動車用シヤシダイナモ(株式会社明電舎製)を用いた。試験車両のホイールベースに合わせた位置にローラを移動させ、前後の車軸共にローラ中心になるよう車両を設置した。車両が試験中に移動しないように前後にそれぞれ2本ずつチェーンで拘束した。この際、加減速による車両の荷重移動を発生させないためにチェーンは水平に張った。試験中にエンジンの冷却のために、ローラが検知した車速に応じた冷却風を車両前方に設置したファンで送った。実験中、運転者は現場表示盤(Local display panel)に表示される目標車速、実際の車速指示を見ながら運転を行った。

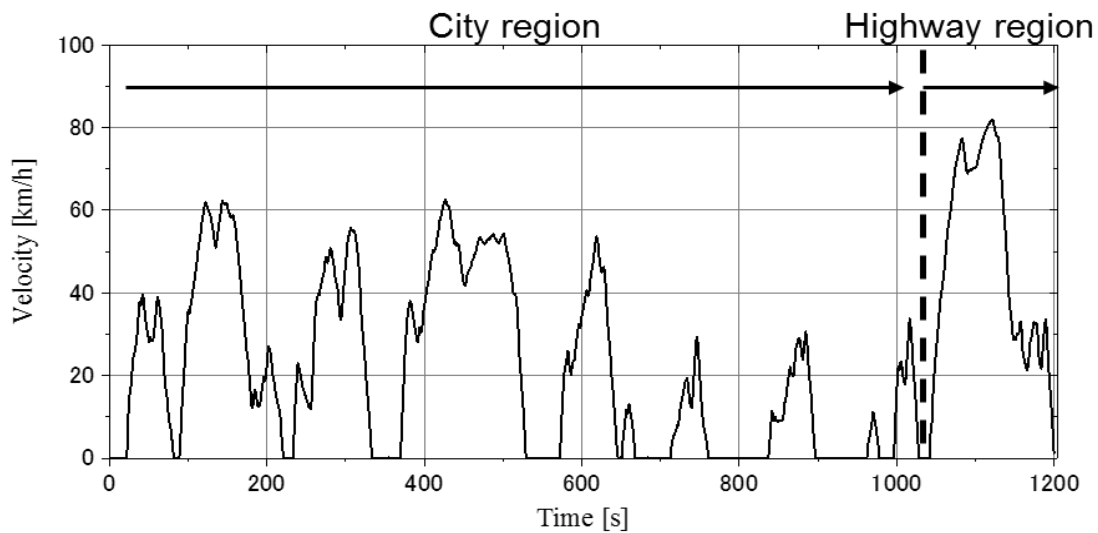
過渡モードには乗用車の規制に使用される走行モードであるJC08モードを使用し、車両の燃費と排出ガス計測は定容量希釈サンプリング装置(Constant Volume Sampling:CVS)が用いられた。CVS法では全ての排出ガスを装置に導き、希釈後の流量が一定となるように希釈空気を導入、混合する。希釈に用いた空気と、希釈された排出ガスはそれぞれバッグにサンプリングされ、ガス濃度を分析し、サンプリング中にCVSを流れた希釈流の総体積を用いて、排出ガスの総量を算出する。瞬時燃費の計測にはCVSによって希釈された排出ガス中のCO₂濃度を分析し、ダイレクトと希釈のCO₂濃度の比から希釈率を求めて直接ガス濃度から定量化を行うCO₂トレーサ法を用いた。

構築した排出ガス予測モデルの精度を検証するために、シヤシダイナモを用いて実験車両のモード走行燃費を計測した。まず、計測が妥当に行われていることを確認するためにメーカーによって燃費が公表されているJC08モードと実験を比較した。その結果を表2.7に示す。実験で得た燃費が1割程度、公表値より悪化している。これはメーカーの公表する燃費や排出ガスは空車重量と

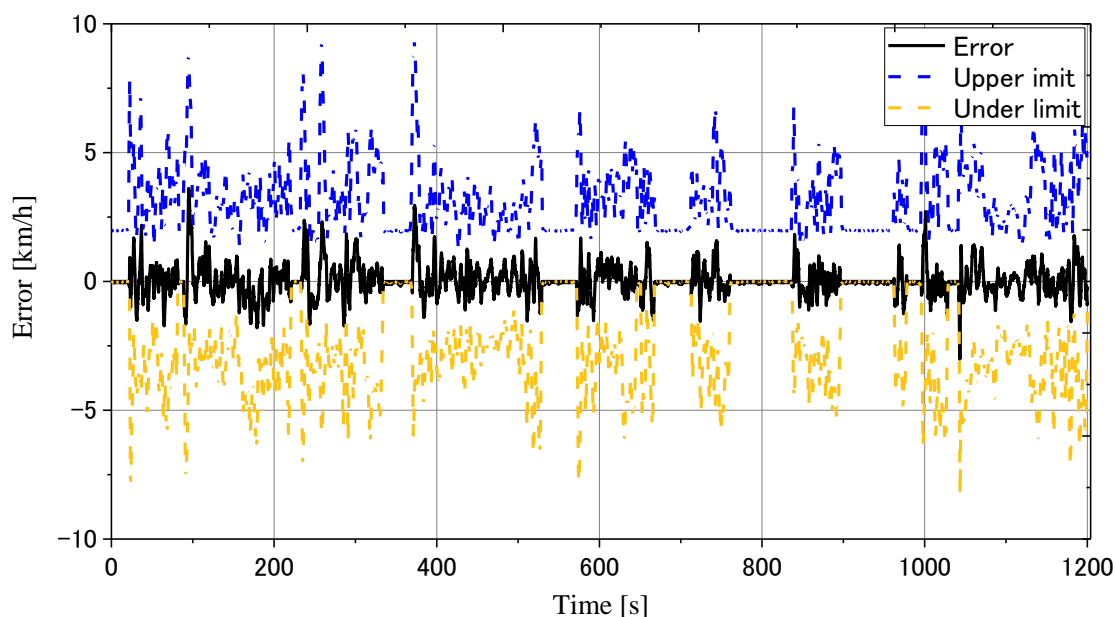
規定の乗員 2 名分の重量 110kg を追加した重量 1680kg から得られた結果であることに対し、本研究では表 2.1 に示したように PEMS 装置などを載せた状態の実車両重量 1953kg をシャシダイナモの負荷に設定したことによって燃費の差が発生したものと考えられる。排出ガスにおいて、正確なカタログ結果が表示されず、ポスト新長期規制を満足していることが示されており、シャシダイナモ結果でも規制内の結果が得られたため、妥当な排出ガス結果だと考えられる。また、走行速度域に違いによる傾向を解析するため、図 2.9(a)に示すように 1050 秒以前を市内走行区間とし、1050 秒以降を高速走行区間と設定する。目標車速に可能な限り追従するように運転を行ったため、図 2.9(b)に示すように、サイクルを通じて目標速度からの誤差は許容誤差よりも十分に小さいものであった。他の実験でも同様の傾向が得られ、妥当な実験が行えていることを確認できた。

Table 2.7 Comparison to published and measured data in JC08 mode

	Fuel consumption [km/L]	CO [g/km]	CO ₂ [g/km]	NMHC [g/km]	NOx [g/km]
Published	18.4	0.63	-	0.024	0.080
Measured	16.7	0.08	156.8	0.038	0.061



(a) JC08 driving mode



(b) Result of speed error between measured value and JC08 target speed

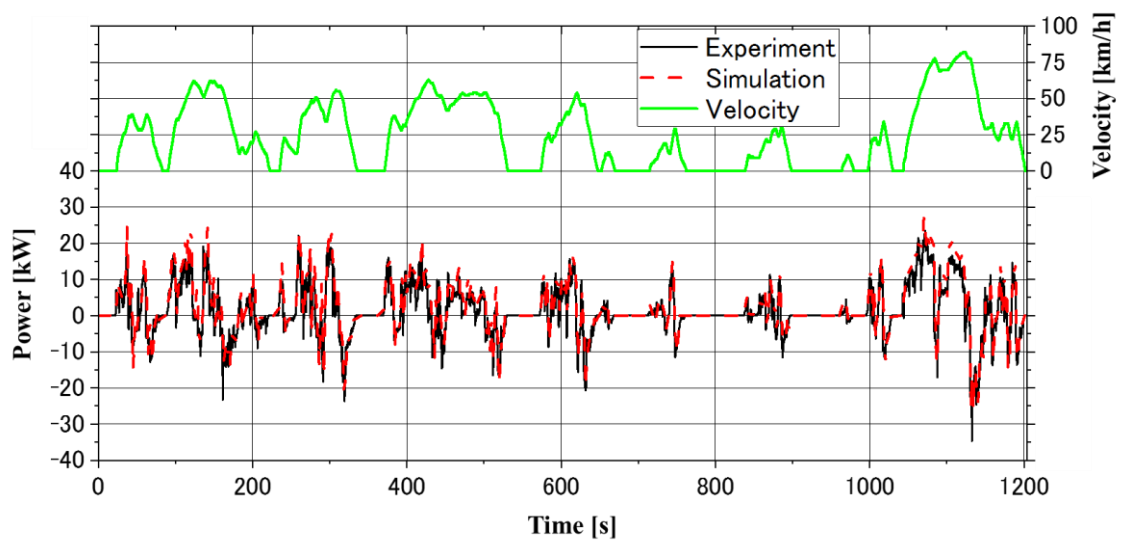
Fig.2.9 Result of JC08 driving mode using chassis dynamometer

2.3.2 モード走行の実験とシミュレーションの比較

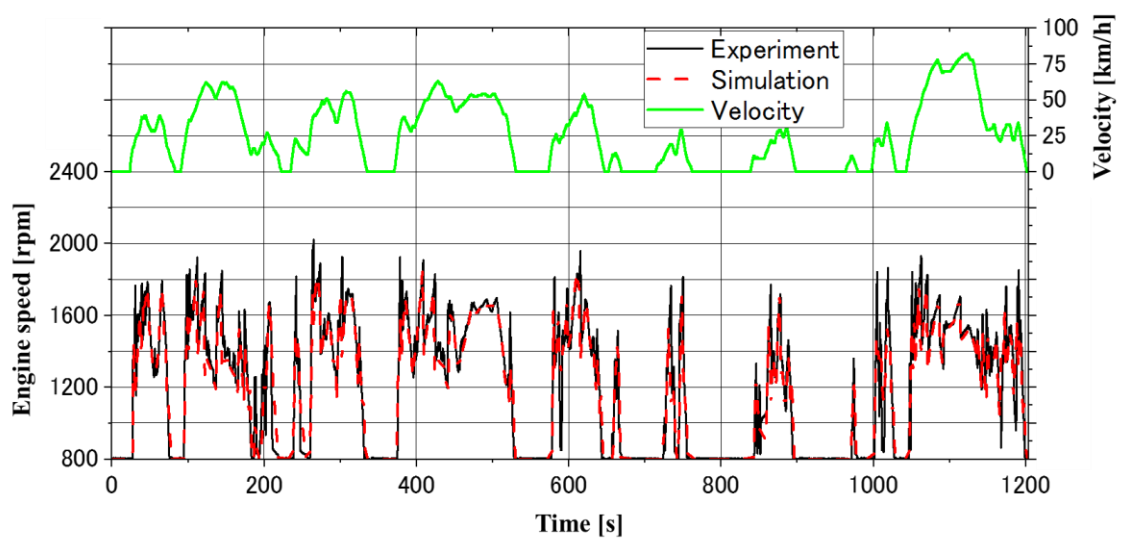
シャシダイナモ試験結果に基づく準定常過程を仮定した予測モデルにより計算した結果はJC08モード走行中の車速、エンジン回転数、駆動出力、消費燃料量およびNO_x排出量をそれぞれの実験値と計算値を比較した。JC08モードはシャシダイナモ上で走行するため、道路勾配は常に0と設定した。

図 2.10(a)で駆動力の計算値が実験値と計算値でよく一致していることから速度を入力変数とするモデルが妥当であることが示された。図 2.10(b)でもエンジン回転数の計算値が実験値と計算値でよく一致していることから、計測したATの変速マップが妥当であることが確認できた。

図 2.11と表 2.8に燃料消費量の結果を示す。加速度を区間設定条件として用いて、(a) $a \leq -0.3$ の減速区間、(b) $-0.3 < a < 0.3$ の定速区間、(c) $0.3 \leq a$ の加速区間、(d) $v < 0.5\text{km/h}$ のアイドル区間の4通りの区間を設定した。燃料消費量の計算値は車両が停止したアイドル区間において実測値よりも低く見積もられていることが見える。これは、実車両とエンジンマップのエンジンでのアイドル状態に差があることと考えられる。図 2.11(b)の320秒および500秒付近における減速中のエンジンブレーキ時に燃料噴射を止める燃料カットが発生し、一時的に燃料消費量が0となる。その後、エンジンがアイドル状態となり、減速したエンジンを通常に戻す時燃料噴射量が多くなることでエンジンマップから得られたデータと差が発生したと考えられる。このため、減速での誤差割合が42.6%となり、アイドルでの誤差割合が42.5%となった。図 2.13(a)に示すように、アイドルや車両停止が多



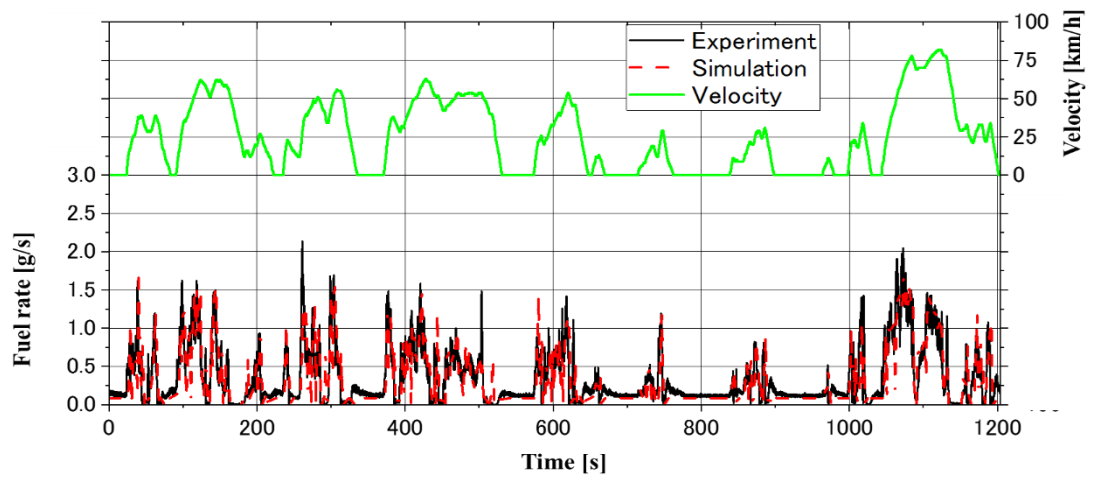
(a) Traction power



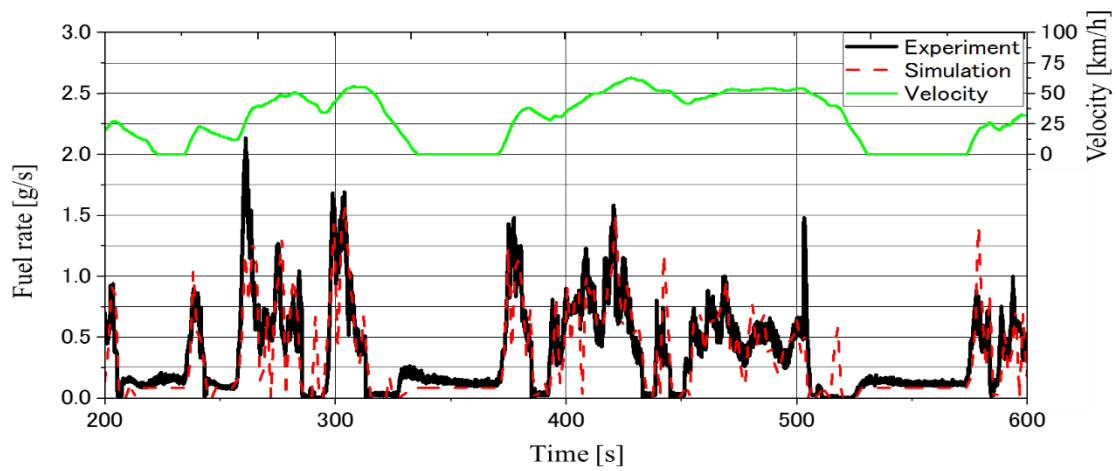
(b) Engine speed

Fig.2.10 Comparison of traction power and engine speed between experiments and simulation under JC08 driving mode

い市内区間の燃料消費率において計算値が実験値より 14%程度良く見積もるのに対し、高速走行区間においては燃料消費率の予測値は実験値と概ね一致することが分かる。一部に誤差がみられたものの、全体の燃料消費において準定常過程を仮定した予測モデルで精度よく予測できたと考えられる。



(a) Fuel rate (Total region)



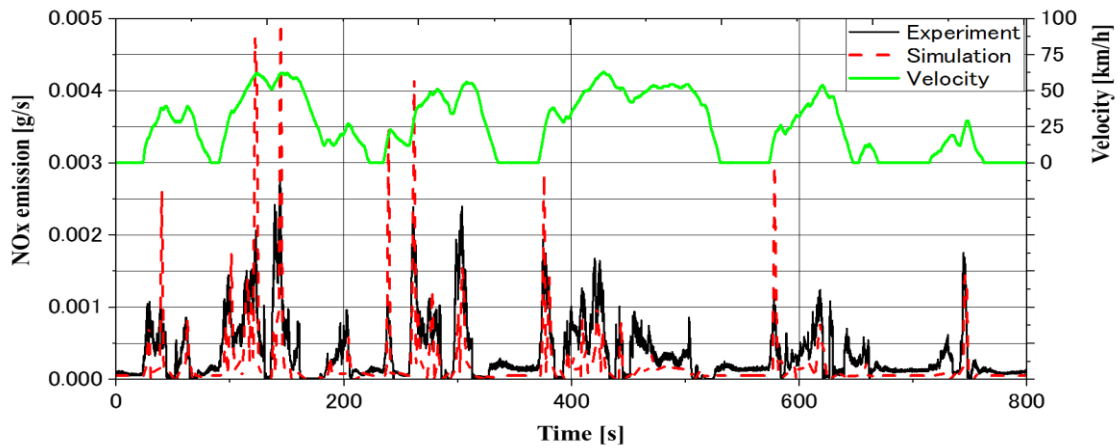
(b) Fuel rate (200s ~ 600s)

Fig.2.11 Comparison of fuel rate between experiments and simulation under JC08 driving mode

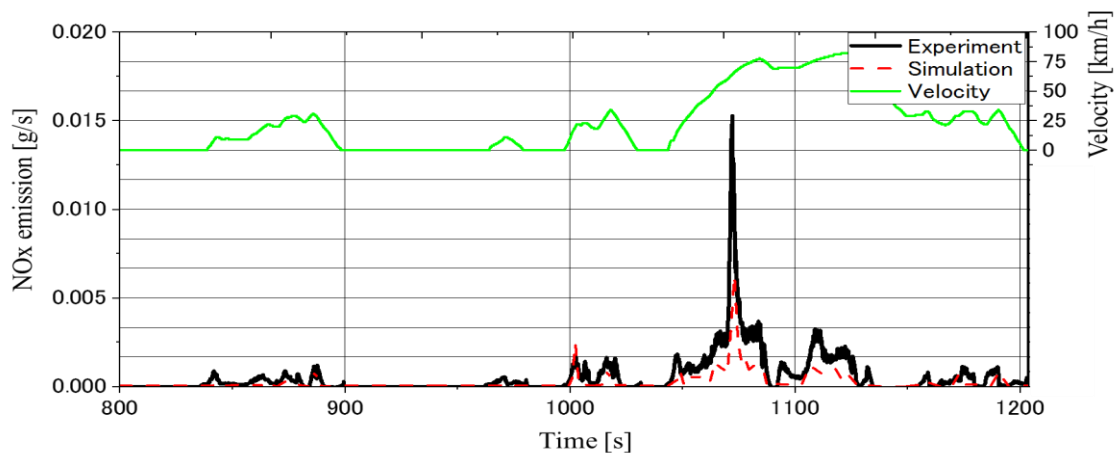
Table 2.8 Comparison of fuel amount at different acceleration state

	Experiment [g]	Simulation [g]	Exp – Sim [g]	Proportion [%]
Deceleration	30.3	12.9	17.4	42.6
Idle	46.3	29.0	17.3	42.5
Steady	169.8	166.9	2.9	7.1
Acceleration	175.8	172.6	3.2	7.8
Total	422.2	381.4	40.8	100

図 2.12(a)(前半部)と(b)(後半部)の NO_x 排出量の計算結果を見ると、予測値が定性的には実測値を追従していることが見える。しかしながら、加速時を中心とした過渡での予測値は、実験値より低く予測する傾向がみられた。これは、通常のディーゼルエンジンでは NO_x 排出量を低減するため、EGR を入れる運転制御が行われている。エンジンの負荷が急激に増加する区間ではエンジン出力を確保するため、ターボチャージャーのコンプレッサーは吸入空気量を増やると同時にターボチャージャーの動作では瞬時的に遅れが発生する。その時発生するターボラグにより EGR 量の制御に差があり、瞬時 NO_x 排出量が増加する。排出ガス予測モデルに適用したエンジンマップが定常状態でデータを取得したため、過渡時に行われる EGR 制御を反映できず NO_x 排出量に差が発生すると考えられる。その結果、図 2.13(b)に示すように、市内と高速走行区間で各 44.5%と 58.5% 低く予測された。



(a) NO_x emission in region A



(b) NO_x emission in region B

Fig.2.12 Comparison of JC08 driving cycle between experiments and simulation

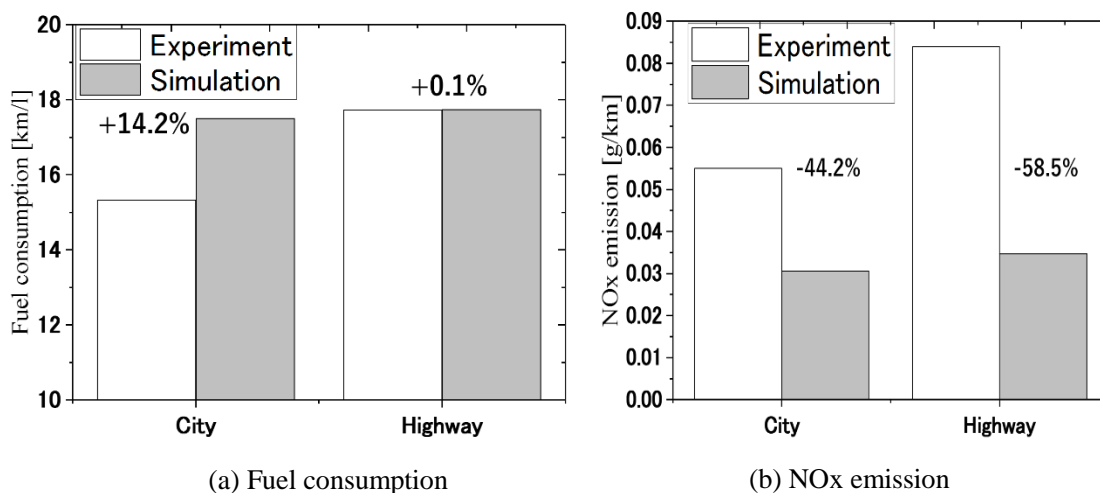


Fig.2.13 Comparison of JC08 driving cycle between experiments and simulation

以上より、車両の速度を入力変数とする排出ガス予測モデルを構築し、エンジン、トランスミッションおよびシャシモデルを用いて過渡モードで排出ガスを予測した。燃料消費量は精度高く予測できたが、NOx 排出量は過渡区間において精度が悪化した。そのため、過渡区間を精度良く予測できる方法を考案する必要がある。

2.4 まとめ

本章では、ディーゼル乗用車を対象に準定常過程を仮定した燃費と NOx 排出予測モデルを構築し、シミュレーション手法を用いた排出ガス評価手法の可能性を検討することを目的とした。過渡モードである JC08 モードの実験とシミュレーションを比較し、予測モデルの精度を調査した。得られた知見を以下にまとめる。

- (1) ディーゼル乗用車を対象にエンジン、トランスミッションおよびシャシモデルを含む排出ガス予測モデルを構築した。予測モデルに速度および道路勾配を入力することで過渡モードにおける燃料消費量および NOx 排出量を簡単に予測できた。本モデルを用いて過渡モードだけではなく、実路走行実験で計測した車速および道路勾配を入力することで排出ガスを予測することが可能となる。3 章では実路走行実験を行い、準定常過程を仮定した予測モデルと比較する。
- (2) JC08 モードで予測モデルを比較した結果、燃料消費量では過渡モードでの瞬時および総消費量を予測できた。このことから燃料消費量は過渡時エンジンマップによるシミュレーションで

概ね予測できることがわかった。しかし、NOx 排出量については過渡に行われる EGR 制御を反映できず、加速時等の瞬時排出量を大幅に低く見積もった結果総排出量に大きな差がみられた。このことから、走行時の NOx 排出量を精度良く予測するためには、過渡時の NOx 排出特性を反映することが大きな課題の一つであり、過渡特性を予測できる予測手法の検討が必要である。

参考文献

1. 国土交通省, 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. 水嶋 教文, 山口 恭平, 川野 大輔, 鈴木 央一, 石井 素, ディーゼル重量車における過渡運転時の燃料消費率予測手法の研究, 自動車技術会論文集, Vol.47, No.2, pp.331-337, 2016.
3. 国土交通省 WEB ページ, 重量車燃料消費率計算用プログラム,
http://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_fr10_000006.html
4. Delia Ajtay, Martin Weilenmann and Patrik Soltic, Towards accurate instantaneous emission models, Atmospheric Environment, Vol.39, pp.2443-2449, 2005.
5. 国土交通省, 道路運送車両の保安基準の細目を定める告示 別紙 42 軽・中量車排出ガスの測定方法, 2009, http://www.mlit.go.jp/jidosha/kijyun/saimokubetten/saibet_042_00.pdf

第 3 章 ディーゼル乗用車における実測データと統計 手法に基づいた NO_x 排出予測モデル

3.1 はじめに

過渡モード走行における排出ガスを予測する方法として、前章で述べた準定常過程を仮定した予測モデルを用いた場合においては、加速区間において EGR 制御およびターボラグにより発生したとみられる NO_x 排出の増加を反映できなかつたため、全体的な予測精度が悪化した。また実走行時には、定められた環境下で行われるエンジン実験とは異なる環境条件にあることにより EGR 等の制御が異なるケースがあるため、それらも加味したマップベースの予測を行うためには多数のエンジンマップを用意する必要があり、現実的とはいえない。現実には起こりうる多様な運転パターンおよび環境条件においても予測精度を確保するための考え方として、実測データを基に物理的な因子を選び、統計的な手法を用いて予測モデルを構築するグレーボックスモデル手法が報告されている^{(1)・(3)}。統計的手法を用いた従来の研究では最新の車両を対象に行われたものではなく、また、予測結果の検証についてもシミュレーションを用いた検証が行われたのみで、実路走行での影響は検証できてない状況である。つまり最新規制に適合した車両を対象に、実路走行下での排出ガス予測を実証も含めて行った例は世界的にもない状況にある。

そこで本研究では NO_x 低減触媒を装着せず最新排出ガス規制に適合した車両を対象に、個別の車両に依存するエンジン情報を使用することなしに、簡易的かつ効率的に NO_x 排出量を予測するため、実路走行実験により取得できるデータより排出ガス性能を評価する手法を提案した。その中心をなす実測データと統計手法に基づいた NO_x 排出予測モデル(以下「NO_x 排出予測モデル」という)は、NO_x 排出に影響を与える説明変数で構成され、重回帰分析を行うことで NO_x 排出量の予測を可能としている。構築された NO_x 排出予測モデルについて、モデル作成時とは別ルートにおいて検証を行い、前章で提案した手法との比較を行うことで実走行時の NO_x 排出予測に必要な因子について明らかにする。

3.2 実験装置および条件

3.2.1 試験車両および計測装置

(1) PEMS 計測システム

実路走行実験に使用したディーゼル車両およびエンジンの仕様は前章と同様であり、表 2.1 と 2.3 に示す。本車両は、ポスト新長期排出ガス規制に適合したディーゼル乗用車で、6 速自動変速機が使用されている。後処理装置には酸化触媒(Diesel Oxidation Catalyst:DOC)とDPFが装着されている。主なNO_x低減技術はEGRである。

試験装置の概略を図 3.1 に示す。実路走行における排出ガス測定には PEMS (Horiba, OBS-ONE)を用いた。PEMS では排出ガス成分, ECU の制御に用いられる各種車両データ(OBD 上に流れているもの), 環境データおよび GPS データを取得した。各装置の計測データ項目の一覧を表 3.1 に示す。試験車両は排気管が 2 本に分割されたデュアルマフラ構造であったため、排気流量および各排出ガス成分の精度維持を考慮して一本の管に合流させる改造をした。その際には、サンプル部前後に直管部分を設けることで、配管内部の流速や圧力等の乱れの影響を抑止することとした。改造した部分と PEMS を載せた状態を図 3.2 に示す。各装置におけるデータはサンプリングレートを 0.1 秒と計測した。

Table 3.1 Measurement items of each equipment

Measured gas	CO, CO ₂ , THC, NO _x
OBD by ECU	Velocity, Engine speed, Acceleration position, Coolant temperature, Intake air flow, Intake air temperature, Intake manifold pressure, Catalyst temperature (DOC, DPF)
Environmental condition	Temperature, Humidity, Atmospheric pressure
GPS	Velocity, Altitude, Latitude, Longitude

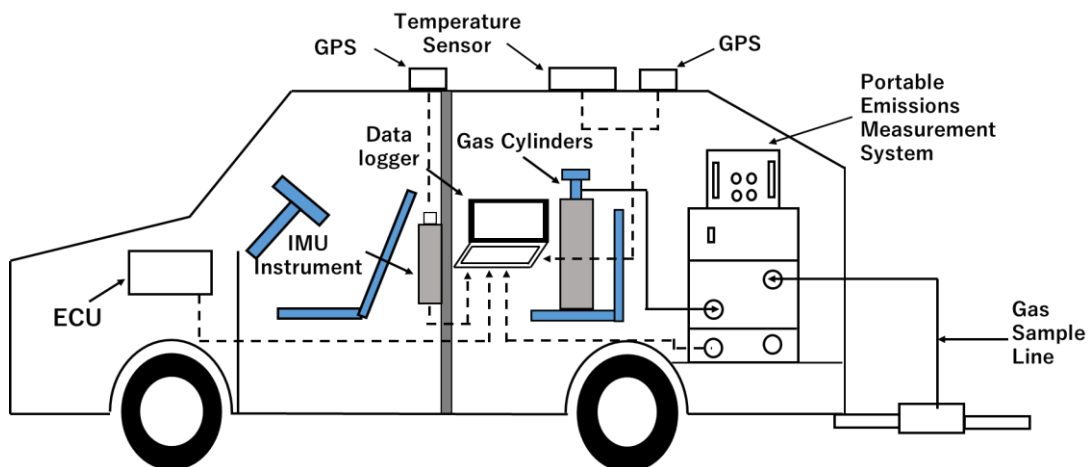
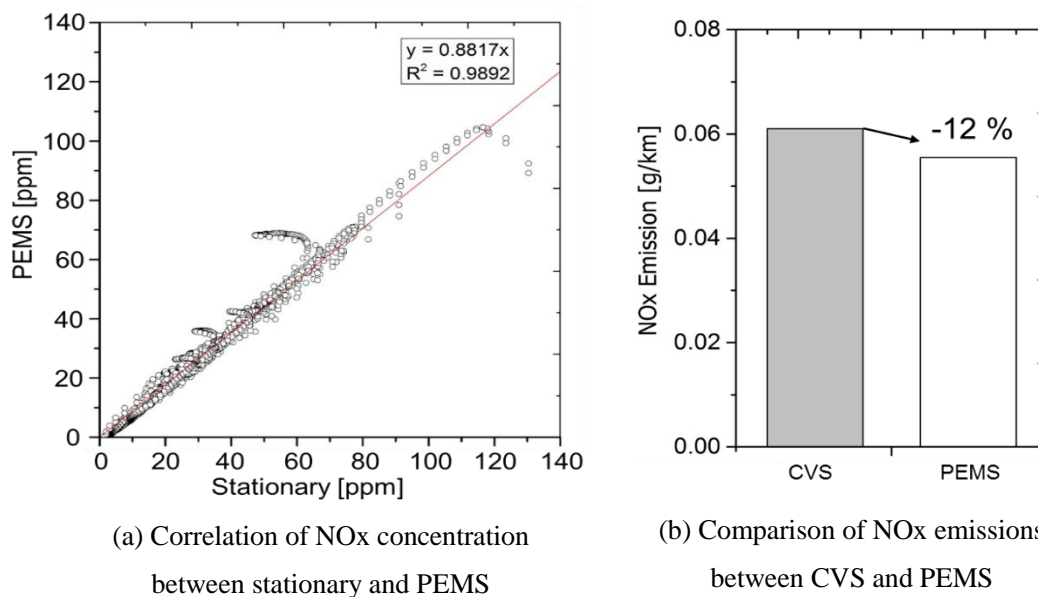


Fig.3.1 Schematic of measurement system using PEMS



Fig.3.2 Schematic of measurement system using PEMS

PEMS から計測したガス濃度や排出量の精度を確認するため、JC08 モード走行時の排出ガス濃度および排出量を、試験室内に設置された定置式のガス分析計(Horiba, MEXA 7100)と CVS を用いて PEMS と同時計測して比較することとした。これらを比較した結果を図 3.3 に示す。図 3.3 (a)より傾きが1以下となっていることから、PEMSにて計測したNO_x濃度は、固定式分析計の濃度と比較して、高濃度になるにつれてわずかに低くなる傾向が確認できる。しかし、図 3.3(b)に示すように単位走行距離あたりの排出量について両者間の全体的な絶対値誤差は小さく、図 3.3(a)の決定係数 R²も 0.99 と高いことから、PEMS による NO_x 排出量測定は、絶対的な NO_x 排出量の少ない最新規制適合車両が測定対象である場合にも、その排出特性を把握する十分な精度を持つものといえる。



(a) Correlation of NO_x concentration between stationary and PEMS

(b) Comparison of NO_x emissions between CVS and PEMS

Fig.3.3 Verification of PEMS using stationary gas analyzer and CVS system

(2) 排気流量の計算

PEMS に搭載されているピトー式流量計は、低流量での測定精度が落ちる傾向を有する。それをカバーするためには、排出ガス流量に対して適切なサイズの流量計を用いることが必要になるが、加速時など高い出力を発生させる場合とアイドリングや低速走行時の排出ガス量の少ない場合では数十倍オーダーの流量の違い(さらに温度の違いも加わる)があることから、低流量での測定精度の問題は不可避であり、精度確保のためには排出ガス流量を異なる手法を用いて算出するほうがより適切なものとなる。本研究ではピトー式による測定を行いつつ、排出ガス量の計算に用いる排出ガス流量の算定には、燃料流量と吸入空気流量を用いる手法を適用した。

燃料流量は直接に測定されていないため、燃料流量の計算が必要である。燃料の成分である炭化水素は C_aH_b の化学式と表現され、 b を a で割る H/C 比と定義する。H/C 比は同じディーゼル燃料でも季節やメーカーによって燃料成分に差がある。実路走行実験に用いられた燃料はガソリンスタンドから購入したもので正確な成分は知れてない。シャシダイナモ実験では成分分析が行われた燃料を使用したため、H/C 値は成分分析を行ったデータを参考として 1.85 と設定した。式(3.1)により、計測したガス成分の濃度を用いることで A/F (Air-Fuel Mass Ratio) を算出できる⁽⁴⁾。A/F の計算式では H_2O の濃度が必要となっているが、PEMS では H_2O の濃度を測定していないため、CO と CO_2 から H_2O を算出する式を用いた。高温と高圧条件で燃焼が生じる時、 CO_2 および H_2O は乖離し、 H_2 と CO が生成される⁽⁵⁾。その関係は水性ガス反応の反応平衡定数 K となり、計算では 3.5 を係数として使用した。 $(H_2O)_a$ は分析計で測定された水蒸気の濃度である。PEMS のガス計測はガスを $191^\circ C$ に加熱し、凝縮してない水蒸気を含めてサンプリングする Wet 方法を用い、 $(H_2O)_a$ は H_2O 濃度と同等に取り扱えられる。以下より、THC, CO, CO_2 成分を用いることで A/F を算出した。

$$\frac{A}{F} = \frac{M_{air}}{M_f} \left[\frac{100 + THC - CO/2 + 3H_2O/2 - (H_2O)_a}{THC + CO + CO_2} - \frac{y}{2} \right] \quad \text{式(3.1)}$$

$$M_{air} = 28.96$$

$$M_{fuel} = 12.01 + 1.008y$$

$$H_2O = 0.5y \frac{CO_2 + CO}{CO/[KCO_2] + 1}$$

$$y = 1.85$$

$$K = 3.5$$

M_{air} : 空気のモル数

M_f : 燃料のモル数

THC, CO, CO_2 , H_2O : 測定したガス濃度 %

(H₂O)_a :測定した水蒸気の濃度 %

y :H/C 比

K :水性ガス反応の反応平衡定数

上記で得られた A/F と OBD から計測した吸入空気流量を用いることで、式(3.2)により燃料流量を計算した。これより、燃料流量と吸入空気流量を加えることで、排気流量を計算することが可能となった。

$$m_{fuel} = m_{air}/(A/F) \quad \text{式(3.2)}$$

$$m_{exh} = m_{air} + m_{fuel}$$

m_{air} :空気流量 g/s

m_{fuel}:燃料流量 g/s

m_{exh} :排気流量 g/s

式(3.3)に、得られた排気流量と NOx 濃度を代入することで NOx 排出量を算出した。

$$NOx_{mass} = 0.001582 \times m_{exh} \times NOx_{conc} \quad \text{式(3.3)}$$

NOx_{mass} :NOx 排出量 g/s

NOx_{conc} :NOx ガス濃度 ppm

0.001582:NOx の質量比 g/kg

3.2.2 実験条件

本研究では、NOx 排出予測モデルの構築および予測精度を検証するため、実路走行実験を行った。車両の冷却水温度は試験開始時点で 70℃以上の暖機状態で実験を行った。各実路走行ルートと実験条件をそれぞれ図 3.4 と表 3.2 に示す。ルート A は千葉市周辺の市街地走行ルートであり、ルート B は市原 IC から千葉北 IC までの高速走行ルートである。ルート A と B の実験データを基に市街地および高速区間の NOx 排出予測モデルをそれぞれ構築し、市街地と高速道路を有するルート C の実験結果と予測結果を比較することで、予測モデル構築時とは異なるルートにおける検証を行った。実路走行実験に際しては、交通規則を遵守し交通状況に合わせて運転を行った。

Table 3.2 Experiment conditions of real-driving

	Route A	Route B	Route C
Driving distance [km]	16.7	23.0	17.1
Driving time [min]	28.7	21.5	26.7
Atmospheric pressure [kPa]	100.7	101.2	101.4
Temperature [°C]	30.5	26.8	27.1
Water vapor pressure [hPa]	29.3	28	27.9
Average velocity [km/h]	35.0	70.0	36.3
Road gradient [%]	-3~3	-3~6	-5~9



Fig.3.4 Routes of real-driving experiment

3.3 NOx 排出予測モデルの構築および考察

3.3.1 加速状態による NOx 排出予測モデルでの影響

(1) NOx 排出予測モデルの構築

本研究では、エンジン情報を使用せず NOx 排出量を予測するため、実路走行実験から取得した計測データに基づく統計予測モデルを構築した。実路走行における NOx 排出は、欧州の RDE 試験で用いられる式(3.4)のような RPA (Relatively Positive Acceleration)と呼ばれる加速の強度や頻度を表す指標と相関があるとする報告がある⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾。小澤らは実路走行実験を行い、NOx 排出ガスは速度および加速度が実路走行時 NOx 排出量に影響することを明らかにした⁽⁹⁾。これらの研究により、車両出力を基盤とし、NOx 排出予測モデルの説明変数は速度 v [km/h]と加速度 a [m/s²]を用いた。

$$RPA = \frac{\sum_{i=1}^M (\Delta t \times (v \times a_{pos}))}{\sum_{i=1}^N d} \quad \text{式(3.4)}$$

Δt : 1 秒に等しい時間差 s	d : 時間ステップでの走行距離 km
v : 車速 km/h	M : 正の加速度を持つサンプル数
a_{pos} : 正の加速度 m/s ²	N : 総サンプル数

実路走行実験で得られた加速度に対する NOx 排出量[g/s]の関係を図 3.5 に示す。この結果より、NOx 排出特性は加速度と非線形特性があることが確認できる。ディーゼル車では、NOx の生成を抑制するために EGR を行い、規制強化に伴い EGR 率はおおむね上昇傾向にある。しかしながら、多量の EGR を行うと新気量の不足により出力の低下や PM 生成の増加につながるため、新気量の確保のために過給機の装着が必須となっている。ただし、過給機には慣性があるため、瞬時的にエンジン要求出力または車両要求出力が増加する場合、本来あるべき過給圧力が得られるまでに一定時間を要する、いわゆる「ターボラグ」が存在する。EGR を行うとターボラグが増加するため加速時などエンジン要求出力が増加した瞬間においては、必要な出力を得るために一時的に EGR を低減もしくは停止する制御を行う。その結果、瞬時 NOx 排出量が急増し、NOx 排出量が車両出力と比例しない現象が現れる。WLTC モードの一部区間において、瞬時最大 NOx 排出量、加速度および車速を比較した結果を図 3.6 と表 3.3 に示す。例えば、瞬時最大出力が約 20kW(図中赤い破線)の 4 個の区間での出力は 20kW 程度で同等であるが、速度および加速度の条件には違いが存在する。低い車速で瞬時加速度が高い①条件で瞬時 NOx 排出量が多くなったのに対し、高い車速で瞬時加速度が低い④条件での瞬時 NOx 排出量は相対的に少なかった。これは加速度の変動によって EGR 制御が NOx 排出に影響を与えらるが、エンジン情報が取得でき

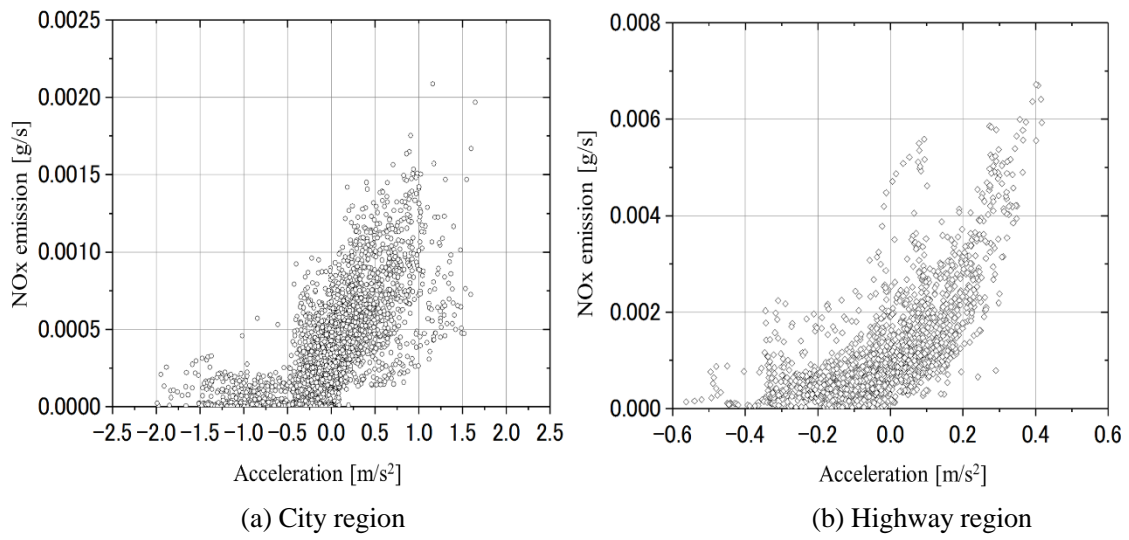


Fig.3.5 Correlation of acceleration and real-driving NOx emissions

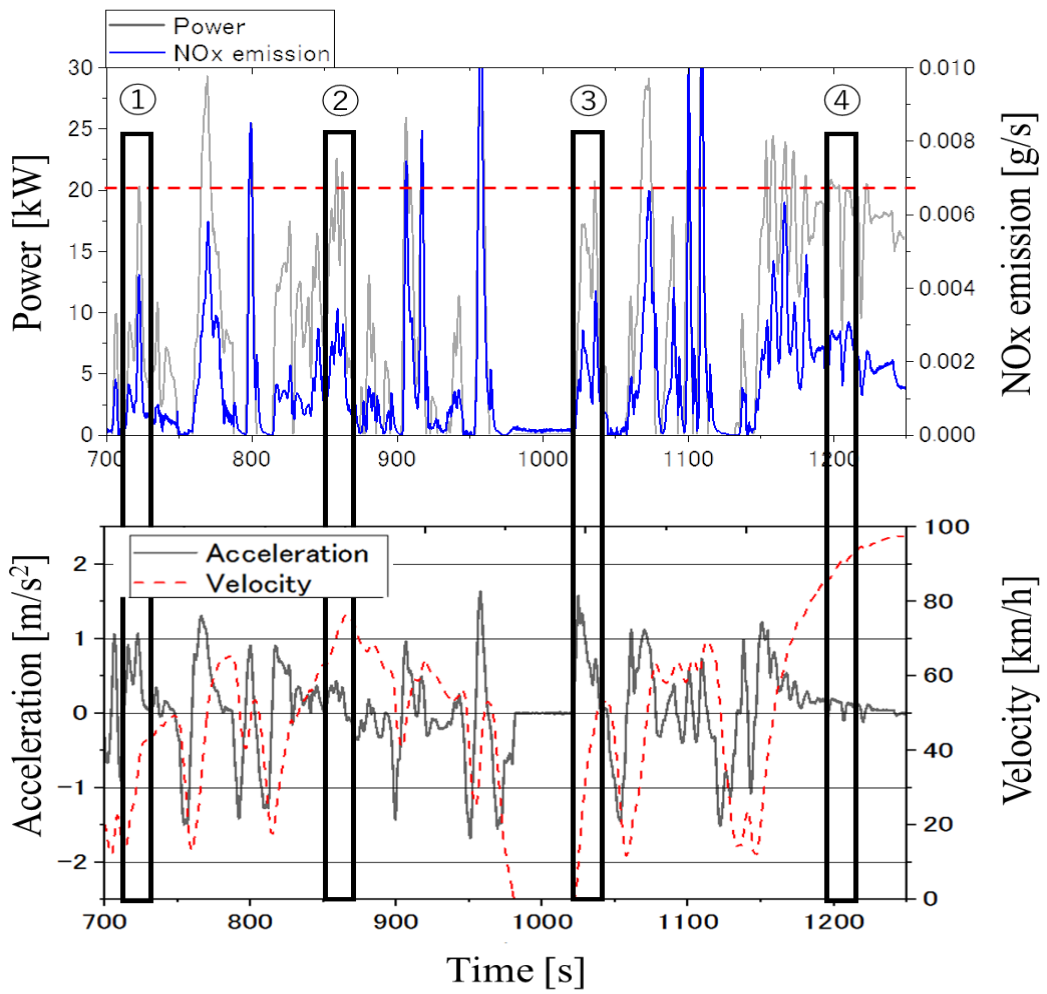


Fig.3.6 Example of power and NOx emission characteristics in WLTC mode

Table 3.3 NOx characteristics according to speed and acceleration difference under similar power

	①	②	③	④
Power [kW]	20.25	22.53	20.65	20.78
Velocity [km/h]	34.53	70.33	48.11	87.33
Acceleration [m/s ²]	1.078	0.4296	0.7312	0.1960
NOx emission [g/s]	0.0044	0.0034	0.0039	0.0029

な状態でその現象を表現するものとして、予測モデルに加速度の二乗項 a^2 [m²/s⁴]を説明変数として追加することとした。また、NOx 排出特性は加速度によって変化するため、加速度状態を(a) $a \leq -0.3 \text{ m/s}^2$ の減速状態、(b) $-0.3 \text{ m/s}^2 < a < 0.3 \text{ m/s}^2$ の定常状態、(c) $0.3 \text{ m/s}^2 \leq a$ の加速状態の3通りに区分した上でモデルを構築した。

市街地走行ルート A のデータを基に構築した NOx 排出予測モデルの予測精度および加速状態による影響を確認した。以下に、検証した各 NOx 排出予測モデルの構築方法を定義する。

$$NOx \text{ emission [g/s]} = A + B \times v + C \times a + D \times a^2 \quad \text{式(3.5)}$$

- Simulation 1:式(3.5)に基づき速度, 加速度, 加速度二乗を説明変数とする方法
- Simulation 2:Simulation 1 を加速度による場合分けをした上でそれぞれに式(3.5)適用する方法

NOx 排出予測式は、実路走行で得られた NOx 排出量に対して速度, 加速度および加速度二乗を説明変数とする重回帰分析を実施し, 式(3.5)に示す定数項 A と係数 B~D を算出することで構築した。表 3.4 に Simulation 1 と 2 の各方法で算出した A~D を示す。

Table 3.4 Coefficients of prediction models for each method

(a) Simulation 1

	A	B	C	D
	3.95.E-05	6.43.E-06	4.93.E-04	2.91.E-04

(b) Simulation 2

	A	B	C	D
Deceleration	2.22.E-04	-1.39.E-08	3.20.E-04	1.53.E-04
Steady	1.17.E-04	4.18.E-06	7.03.E-04	1.33.E-03
Acceleration	-5.35.E-04	1.79.E-05	1.60.E-03	-4.98.E-04

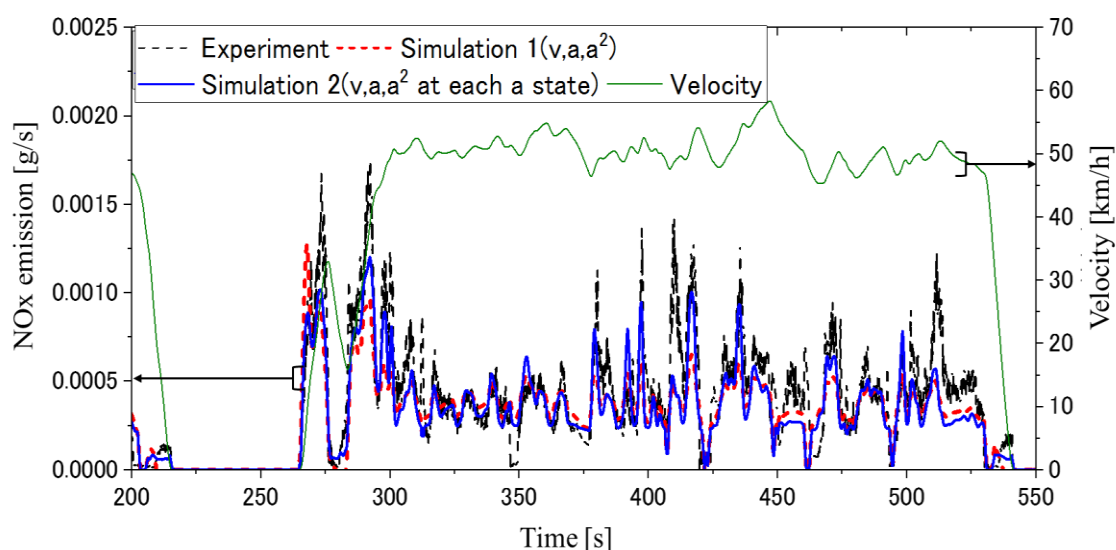


Fig.3.7 Comparison of measured real-driving data and predicted NOx emissions in route A

(2) 同一ルート A における NOx 排出予測モデルの精度確認

市街地のルート A を走行して取得したデータから, Simulation 1 と 2 により NOx 排出予測モデルを構築し, 同一ルートにおける予測精度を確認した. 図 3.7 に一部区間における予測値と実測値の比較結果を示す. 加速および減速での区間において, Simulation 1 と 2 での予測値が実測値と概ね一致し, 高い再現性を示した. これは, 構築したモデルの基になるデータを用いたため, 同一ルートでは高い精度を維持できたものといえる.

(3) 検証用ルート C における NOx 排出予測モデルの検証

構築した NOx 排出予測モデルの精度を確認するため, 予測モデルを構築するために走行したルート A とは異なる検証用ルート C で実路走行実験を行った. 検証用ルート C の市街地走行条件における瞬時 NOx 排出量の実測値と予測値の結果の一部を図 3.8 に示す. Simulation 1 と 2 とも実測値と予測値が概ね一致している. しかしながら, 加速度が急激に変化する 400 秒と 550 秒および 630 秒付近で Simulation 1 の予測精度が悪化した. これは, Simulation 1 は加速度の大きい場合の NOx 増加を表現するために加速度二乗項を導入したものの, 加速度による NOx 排出の影響の少ない減速時も含めて統計処理を適用したため, 加速度の大きい場合における NOx 排出を低く見積もることになった. 加速状態に場合分けた Simulation 2 で NOx ピーク値の予測精度が改善できた.

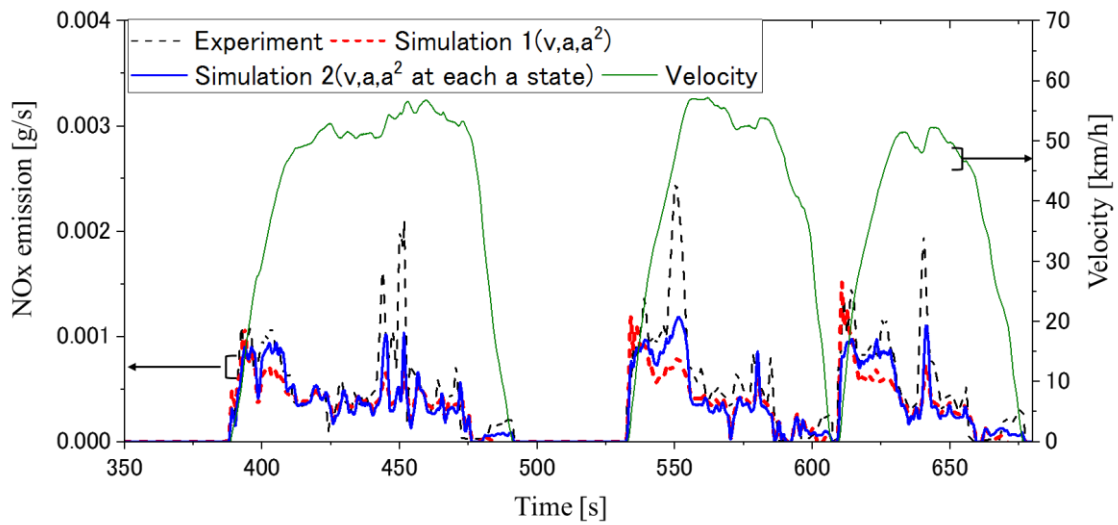


Fig.3.8 Comparison of instantaneous NOx emission in city region of route C

図 3.9 に高速走行区間における測定した NOx 排出量とモデルから予測した排出量の比較を示す。走行終了である 1600 秒付近の 50 km/h 以下ではモデルの予測値と実測値が合う傾向を示すが、初期加速から高速走行区間において排出量ピークに大きい差が生じ、全体的に NOx 排出量が低く予測されている。これは、予測モデルは市街地の実路走行実験より構築されており、高速走行での排出特性を反映できなくなり予測精度が落ちたものと考えられる。

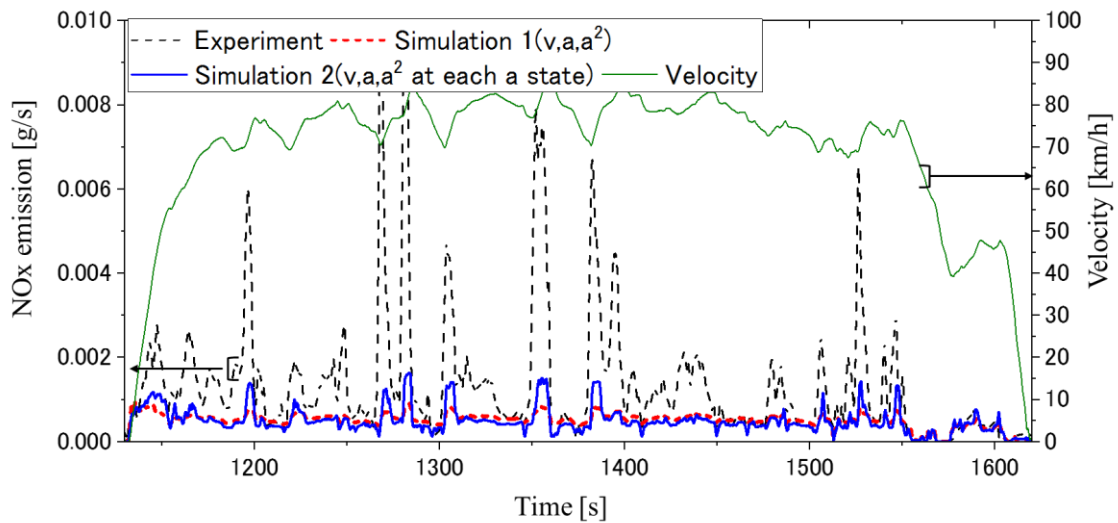


Fig.3.9 Comparison of instantaneous NOx emission in highway region of route C
for measured and predicted results

検証用ルートCの速度と駆動出力に対するNOx排出量の結果を図3.10に示し、全走行区間における単位距離当たりのNOx排出量[g/km]の実測値と予測値の比較を図3.11に示す。市街地走行条件において、両NOx排出予測モデルによる予測値は大差ないものの、図3.10のA部分の20 km/h付近の低速度域・高負荷区間およびB部分の中速度域・高負荷区間におけるSimulation 2でNOx排出量の予測精度が向上した。その結果、図3.11の左に示す「City」部分の走行ではSimulation 2がSimulation 1より6%程度予測精度が向上した。一方、高速走行条件において、両NOx排出予測モデルによる予測値は大差があり、図3.11の「Highway」部分ではSimulation 1と2より60%程度予測精度が悪化した。

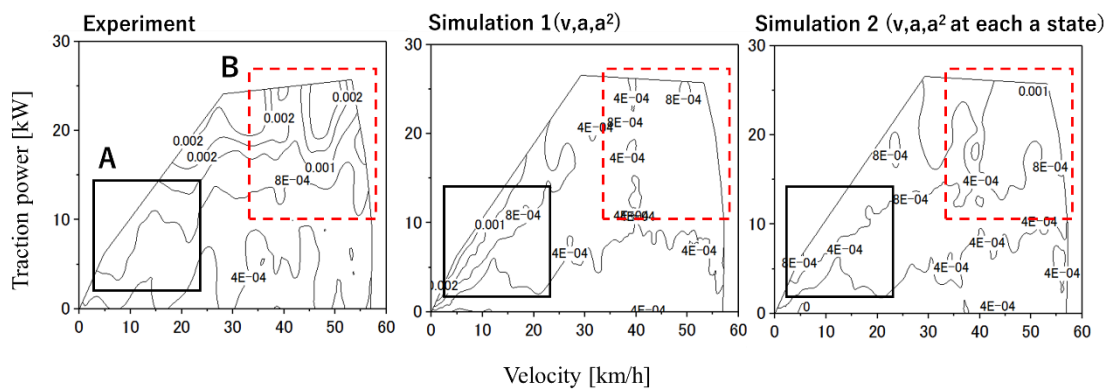


Fig.3.10 Comparison of NOx emissions maps by different prediction methods under route C

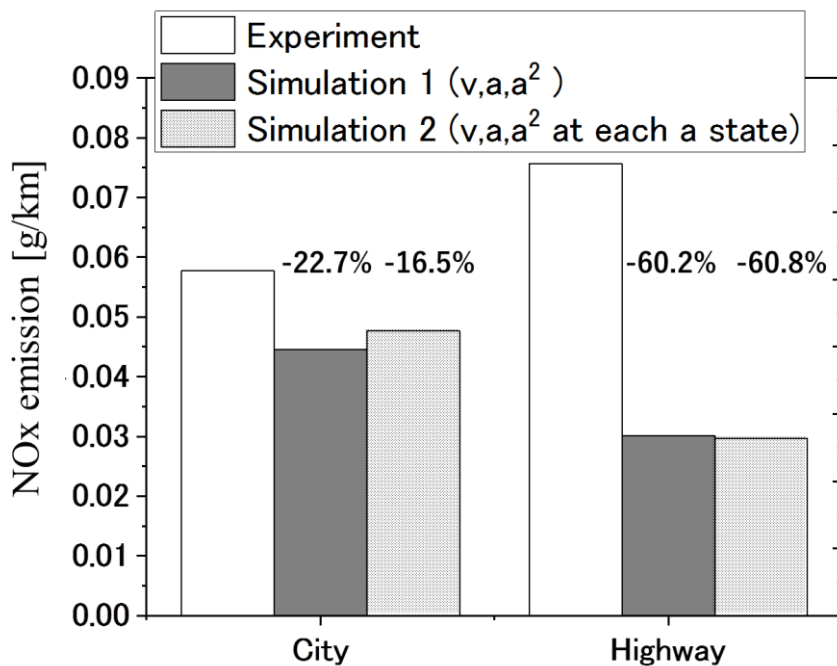


Fig.3.11 Comparison of measured data and predicted NOx emission in route C

以上より、市街地走行条件において両 NOx 排出予測モデルともある程度高い予測精度とすることができた上で、加速条件で分けた Simulation 2 で瞬時 NOx 予測精度をさらに改善することが可能となった。しかし課題として、説明変数以外で負荷変動に直接影響を与える因子が存在すること、予測モデル作成のためのデータに高速走行が含まれてないことから外挿区間となる高速走行での精度が悪化したこと、この二つの点について改善が必要である。そこで、負荷に影響する道路勾配および高速区間での予測が可能なモデルを考案し、精度向上を試みた。

3.3.2 道路勾配による NOx 排出予測モデルでの影響

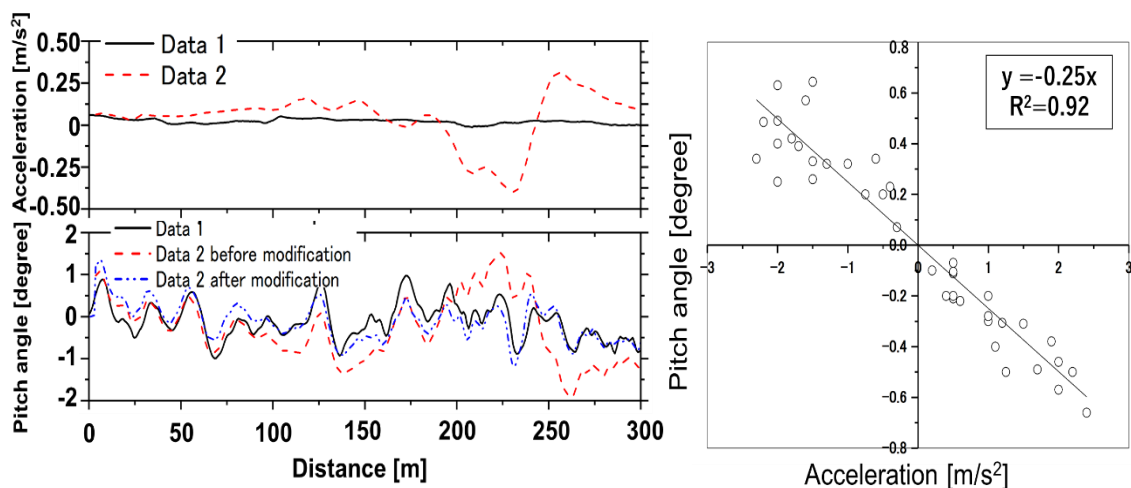
前節で示してきたように、設定した説明変数および加速状態を用いることで NOx 排出予測モデルを構築した。モデル構築とは別ルートとの検証し、市街地走行における予測精度を確認できた。しかしながら、市街地の一部区間および高速走行での予測精度を確保するには至っておらず、予測精度改善が必要である。これまで用いた速度、加速度および加速度二乗だけでは道路の傾斜による影響を反映できないことから、精度向上のために道路勾配を考慮した予測モデル構築に着目した。本節では道路勾配を変数として追加した NOx 排出予測モデルを構築し、予測精度向上を試みる。

(1) 道路勾配の計測

道路勾配をモデルに適用する方法には様々な方法がある。車両傾斜角の測定器を用いることで直接測定する方法、GPS データから得られた標高を用いる方法および国土地理院などの機関から地図情報を取得する方法などがある。本研究ではジャイロセンサーを用いる慣性測定装置 (OXTS, RT-3100) を利用することで車両傾斜角を計測した。慣性測定装置の仕様を表 3.5 に示す。

Table 3.5 Specifications of RT-3100

Velocity accuracy (km/h)	0.1
Roll/Pitch (°)	0.05
Slip angle (°) at 50 km/h	0.2
Update rate (Hz)	10 Hz (Max 100 Hz)
GPS sampling (Hz)	10 Hz (Max 100 Hz)



(a) Acceleration and pitch angle

(b) Calibration equation

Fig.3.12 Results of pitch angle calibrated by acceleration

約 1km 区間の比較的平坦な直線道路において車両に搭載した慣性測定装置を用いて測定した車両傾斜角の一部結果を図 3.12(a)に示す。同じルート of 走行データより, Data 1 は加速度が緩やかなデータ, Data 2 は加速度の変動が大きいデータである。ここで, 加速度が緩やかな Data 1 において, 車両傾斜角は道路傾斜角と一致すると仮定した。車両の急激な加速または減速がある Data 2 ではピッチングにより車両傾斜角が大きく変動するため, 車両傾斜角と道路傾斜角は一致しない。佐藤らの報告により⁽¹⁰⁾, 加速度と車両傾斜角には相関があることが示されている。そこで, Data 1 を基に, Data 2 との加速度差に対する車両傾斜角の差異を取得し, 図 3.12(b)に示すように車両加速度に対するピッチ角の影響を明らかにするとともに, Data 2 に対して図 3.12(b)中に示した近似直線式を適用することで, 車両傾斜角から道路傾斜角を算出した。図 3.12(a)中に, Data 2 から算出した道路傾斜角(図中, Data 2 after modification)を示す。200m から 250m 区間において Data 1 と Data 2 から算出した道路傾斜角はよく一致し, 加減速を伴う車両傾斜角から道路傾斜角を推定することができた。道路勾配[%]は道路傾斜角 θ から $\tan \theta \times 100$ として得ることができる。

(2) 道路勾配を考慮した NOx 排出予測モデルの構築

一般道路および高速道路のインターチェンジ(Inter Change)やジャンクションなど道路傾斜が急激に変動する区間では, 道路勾配が車両の負荷に影響を与え, 排出ガスに大きく差が生じるため, 道路勾配を考慮した予測モデルにする必要がある。道路勾配を説明変数と追加して NOx 排出予測式を構築する手法を検討した。以下に, 検証した各 NOx 排出予測モデルの構築方法を定義する。

道路勾配の影響のみ確認するため、市街地走行ルート A のデータを基に予測モデルを構築し、予測精度および道路勾配の影響を確認した。以下に、検証した各 NOx 排出予測モデルの構築方法を定義する。

•Simulation 2:速度, 加速度, 加速度二乗を説明変数とし, 加速状態に場合分けして適用する方法 (3.1.1 節の(2)で用いた方法)

•Simulation 3: Simulation 2 に加えて道路勾配を説明変数として追加する方法

Simulation 2 においては, 3.1.1 節で得られた定数項 A と係数 B~D を用いた。Simulation 3 においては, 式(3.6)を適用することで定数項 A と係数 B~E を算出した。得られた結果を表 3.6 に示す。

$$NOx\ emission\ [g/s] = A + B \times v + C \times a + D \times a^2 + E \times 100 \times \tan\theta \quad \text{式(3.6)}$$

Table 3.6 Coefficients of prediction models for each simulation 1 and 2

(a) Simulation 1

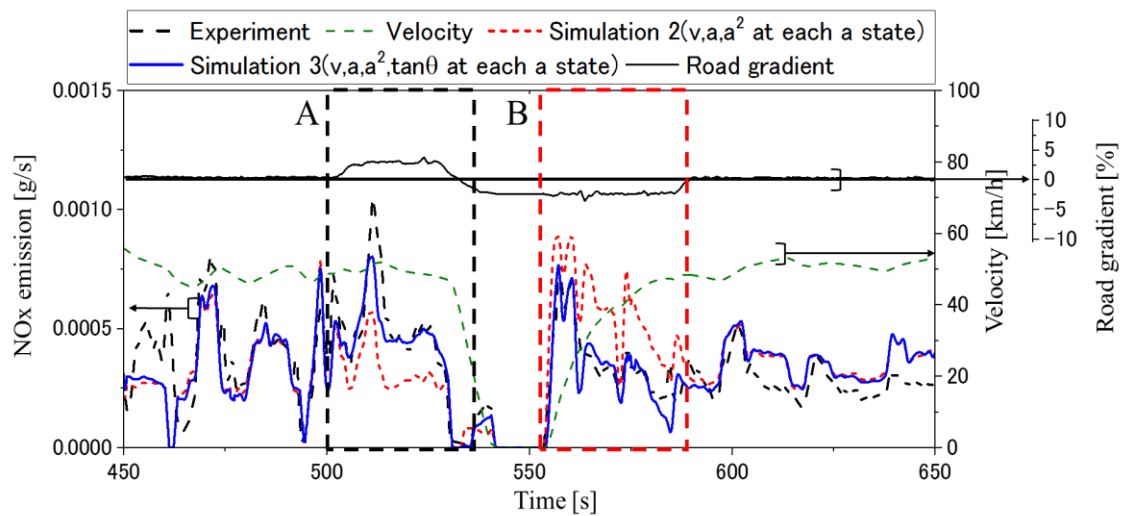
	A	B	C	D
Deceleration	2.22.E-04	-1.39.E-08	3.20.E-04	1.53.E-04
Steady	1.17.E-04	4.18.E-06	7.03.E-04	1.33.E-03
Acceleration	-5.35.E-04	1.79.E-05	1.60.E-03	-4.98.E-04

(b) Simulation 2

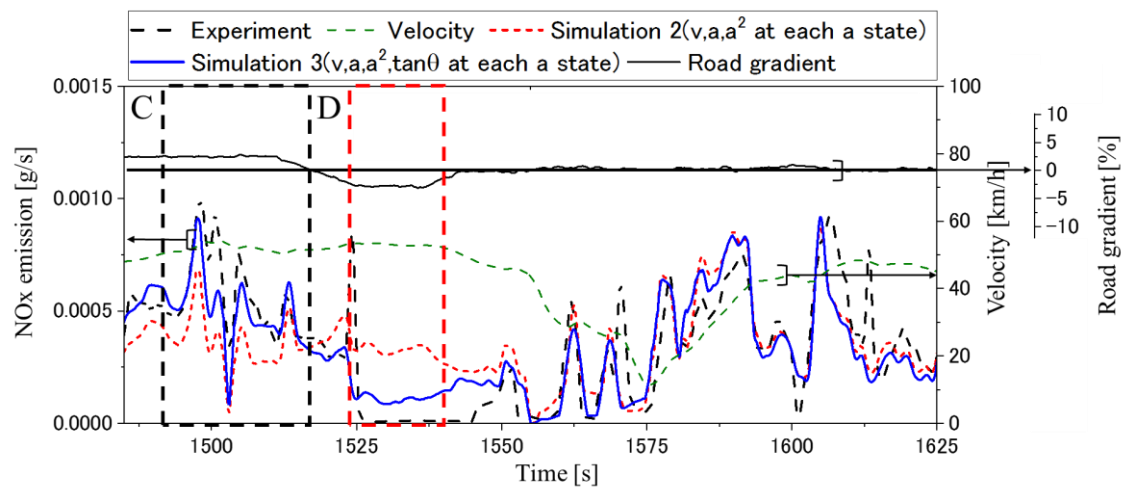
	A	B	C	D	E
Deceleration	2.08.E-04	-6.52.E-08	3.10.E-04	1.54.E-04	2.13.E-05
Steady	1.14.E-04	3.69.E-06	7.29.E-04	1.39.E-03	6.93.E-05
Acceleration	-5.35.E-04	1.80.E-05	1.57.E-03	-4.82.E-04	9.59.E-05

(2) 同一ルート A における NOx 排出予測モデルの精度確認

道路勾配での影響を確認するために市街地のルート A を走行して取得したデータから, Simulation 2 と 3 により NOx 排出予測モデルを構築し, 同一ルートにおける予測精度を確認した。道路勾配が 0 に近い平坦道路である図 3.12(a)の 600 秒および図 3.12(b)の 1575 秒付近において Simulation 2 と 3 による予測値が実測値と概ね一致し, 同等な予測精度を示す。



(b) Region 1



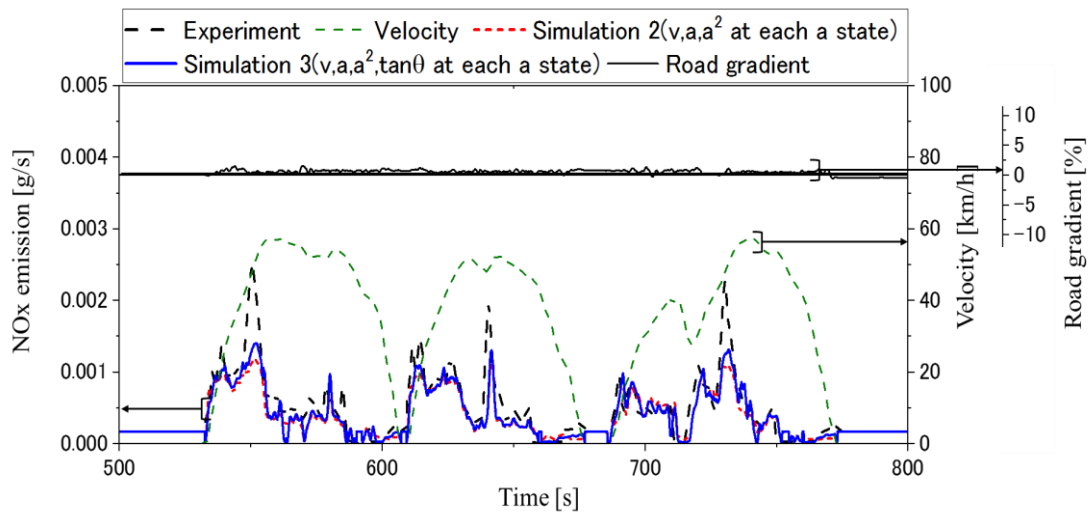
(b) Region 2

Fig.3.13 Comparison of measured real-driving data and predicted NOx emissions in route A

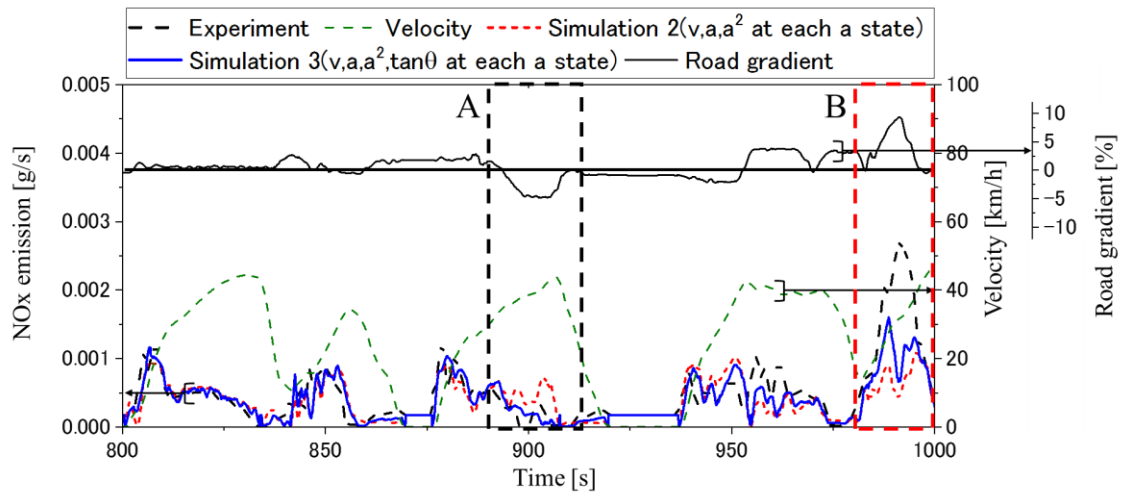
しかしながら、正の道路勾配区間の図 3.13(a)の 500 秒(図中 A)および図 3.13(b)の 1500 秒付近(図中 C)において、Simulation 2 では同区間において低く予測した一方、Simulation 3 では瞬時 NOx 排出量の予測値が実測値と概ね一致する傾向を示した。負の道路勾配区間の図 3.13(a)の 550 秒(図中 B)および図 3.13(b)の 1525 秒付近(図中 D)において、Simulation 2 では同区間において高く予測したが、Simulation 3 では瞬時 NOx 排出量の予測値が実測値と概ね一致する傾向を示し、モデル構築により NOx 排出量の予測精度が向上していることが確認できる。

(3)検証用ルート C における NOx 排出予測モデルの検証

検証用ルート C の市街地走行条件における瞬時 NOx 排出量の実測値と予測値の比較結果を図 3.14 に示す。道路勾配が変動しない図 3.14(a)区間において Simulation 2 と 3 とも実測値と予



(a) Region 1



(b) Region 2

Fig.3.14 Comparison of measured real-driving data and predicted NOx emissions in city region under route C

測値が概ね一致している。一方、速度と加速度が増加に対して負の道路勾配となる 900 秒付近 (図中 A)において、道路勾配を説明変数として追加した Simulation 3 では瞬時 NOx 排出量の減少を予測した。速度と加速度が増加とともに正の道路勾配となる 980 秒付近(図中 B)においても、Simulation 3 では瞬時 NOx 排出量の増加分を反映できており、予測精度が改善できた。道路勾配の変動区間における Simulation 3 で NOx 排出量の予測精度が向上した結果、図 3.15 より Simulation 3 が Simulation 2 より 2%程度予測精度が向上した。

以上より、道路勾配を説明変数として追加することは予測モデルの精度を改善するために重要な因子である。

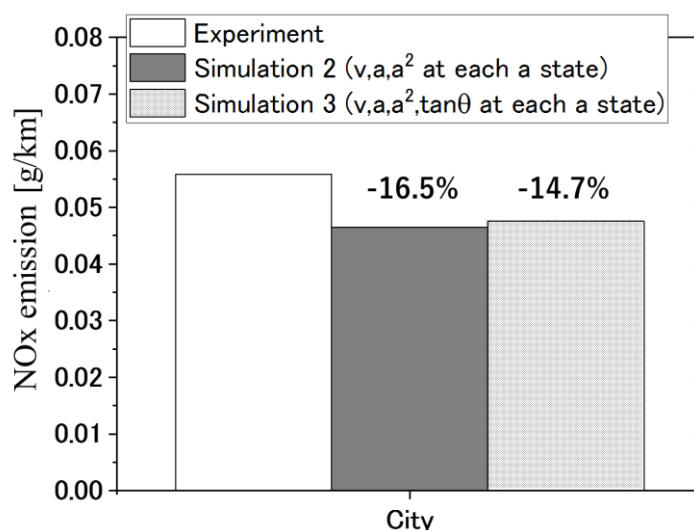


Fig.3.15 Comparison of measured and predicted NOx emissions by different prediction methods under route C

3. 3. 3 変速段毎場合分けによる NOx 排出予測モデルでの影響

前節で示してきたように、設定した説明変数(速度, 加速度, 加速度二乗および道路勾配)を用いて、加速状態により場合分けするNOx 排出予測モデルを構築した. そのモデルをモデル構築時とは別ルートで検証し、一部区間の実路走行における予測精度が相応に高いことを確認できた. しかしながら、高速走行区間での予測精度を改善するには至っておらず、その部分の更なる予測精度向上が必要である. 市街地走行データだけでは高速走行までの予測ができないものと考え、精度向上のために高速走行データを用いる予測モデル構築を試みた. 本節では高速走行データから構築した NOx 排出予測モデルの予測精度向上を試みる.

(1) 高速走行区間における NOx 排出予測モデルの構築

高速走行時の予測精度を改善するため、市街地走行モデルと高速走行モデルに分けて予測モデルを構築した. ある特定の車速(例えば 60 km/h~70 km/h)を境にモデルを分けてもよいが、道路環境や地域特性などによりその境となる車速は変化する可能性があるため、市街地走行と高速走行に分類している. さらに、低速域から高速域まで加速する条件や、高速域から低速域まで減速する条件における予測精度を改善するため、トランスミッションの変速段毎に NOx 排出予測式を構築する手法を検討した. これは、同じ速度と加速度となる条件でもトランスミッションの変速段によりエンジン回転数が異なるため、NOx 排出特性に差が生じる現象を反映することをねらったものである. 以下に、検証した各 NOx 排出予測モデルの構築方法を定義する.

•Simulation 3:速度, 加速度, 加速度二乗および道路勾配を説明変数とし, 加速状態に場合分けして適用する方法(3.3.2 節の(2)で用いた方法)

•Simulation 4:Simulation 3 を変速段毎に場合分けして適用する方法

Simulation 3 においては, 市街地区間では 3.3.2 節において得られた定数項 A と係数 B~E を用い, 高速区間では 3.3.2 節の手法からルート B でのモデルを構築した. Simulation 4 においては, 変速段毎に場合分けてモデルを構築した. 市街地走行では 4 段まで変速したため, 1~4 段までのモデル構築となり, 高速走行では 1~6 段の予測モデルを構築した. 表 3.7 と 3.8 に Simulation 3 と 4 の各方法で算出した A~E を示す.

Table 3.7 Coefficients of prediction models for simulation 3

(a) City model

	A	B	C	D	E
Deceleration	2.04.E-04	-3.32.E-06	1.64.E-04	9.69.E-05	-4.24.E-06
Steady	1.44.E-04	3.36.E-06	3.52.E-04	1.36.E-03	2.16.E-05
Acceleration	-6.36.E-05	4.36.E-05	3.41.E-04	-8.83.E-06	5.54.E-05

(b) Highway model

	A	B	C	D	E
Deceleration	4.29.E-04	6.02.E-06	1.57.E-03	7.42.E-04	-9.85.E-05
Steady	-1.56.E-03	2.95.E-05	4.16.E-03	1.14.E-02	-3.53.E-04
Acceleration	-2.38.E-02	3.23.E-04	5.72.E-03	2.22.E-02	-1.13.E-03

Table 3.8 Coefficients of prediction models for simulation 4

(a) City model

		A	B	C	D	E
1st	Deceleration	2.04.E-04	-3.32.E-06	1.64.E-04	9.69.E-05	-4.24.E-06
	Steady	1.44.E-04	3.36.E-06	3.52.E-04	1.36.E-03	2.16.E-05
	Acceleration	-6.36.E-05	4.36.E-05	3.41.E-04	-8.83.E-06	5.54.E-05
2nd	Deceleration	1.92.E-04	-3.68.E-06	9.04.E-05	5.18.E-05	1.05.E-05
	Steady	1.72.E-04	1.33.E-06	8.12.E-04	1.70.E-03	-1.28.E-05
	Acceleration	-2.10.E-04	2.08.E-05	6.17.E-04	1.05.E-04	7.53.E-05
3rd	Deceleration	4.72.E-05	-8.14.E-08	6.10.E-05	2.87.E-05	1.17.E-05
	Steady	2.22.E-04	1.69.E-06	4.73.E-04	4.61.E-05	3.19.E-05
	Acceleration	-6.26.E-04	2.67.E-05	4.26.E-04	7.84.E-04	8.62.E-05
4th	Deceleration	-7.58.E-04	1.95.E-05	1.21.E-04	1.12.E-04	3.55.E-05
	Steady	-2.25.E-04	1.03.E-05	7.63.E-04	1.75.E-03	7.43.E-05
	Acceleration	-1.86.E-03	3.03.E-05	4.26.E-03	-2.58.E-03	1.20.E-04

(b) Highway model

		A	B	C	D	E
1st	Deceleration	-2.02.E-04	2.66.E-05	5.01.E-05	-5.86.E-05	-1.83.E-04
	Steady	3.22.E-04	-3.76.E-07	-8.10.E-05	-4.40.E-05	5.03.E-05
	Acceleration	-2.87.E-04	3.92.E-05	2.82.E-04	-9.19.E-05	-1.55.E-04
2nd	Deceleration	4.24.E-03	-7.35.E-06	4.96.E-03	1.50.E-03	-7.18.E-05
	Steady	0.00.E+00	0.00.E+00	0.00.E+00	0.00.E+00	0.00.E+00
	Acceleration	-2.05.E-03	8.22.E-05	3.62.E-04	1.10.E-03	-9.69.E-05
3rd	Deceleration	4.34.E-04	-9.93.E-06	1.45.E-04	1.61.E-05	-2.34.E-05
	Steady	-2.59.E-05	-4.95.E-07	7.32.E-04	2.02.E-03	-2.05.E-04
	Acceleration	-1.65.E-03	-9.82.E-07	9.20.E-03	-9.68.E-03	-2.54.E-04
4th	Deceleration	6.98.E-03	-7.85.E-05	8.51.E-03	3.60.E-03	-8.85.E-06
	Steady	5.27.E-03	-9.83.E-05	1.65.E-03	9.94.E-03	6.57.E-05
	Acceleration	-4.04.E-02	8.20.E-04	-1.69.E-02	4.33.E-02	-2.34.E-03
5th	Deceleration	1.92.E-03	-1.89.E-05	1.16.E-03	6.09.E-05	-8.84.E-05
	Steady	-4.72.E-05	9.95.E-06	3.29.E-03	4.85.E-03	-2.55.E-04
	Acceleration	-1.10.E-02	1.55.E-04	4.11.E-03	1.93.E-02	-8.13.E-04
6th	Deceleration	-3.12.E-03	5.20.E-05	2.31.E-03	2.75.E-03	-7.74.E-05
	Steady	-3.94.E-04	1.42.E-05	3.97.E-03	9.20.E-03	-4.20.E-04
	Acceleration	-2.96.E-03	4.17.E-05	2.85.E-04	2.97.E-02	-1.10.E-03

(2) 変速段の判定

走行時に取得可能な必要最小限の測定項目のみを使ったモデル作成として、変速段の判別には変速段マップを用いた。NOx 排出予測モデルに適用する変速段を算出するため、シャシダイナモ上で車両を走行させて変速時の車速と駆動力の関係を求めた。その結果を図3.16に示す。これより、実路走行実験で測定した車速と道路傾斜角から、以下に示す式(3.7)を用いて車両駆動出力[kW]を算出することで、変速マップから変速段が算定できる。以上より、実路における速度と道路傾斜角の測定により、変速段の判定が可能となる。

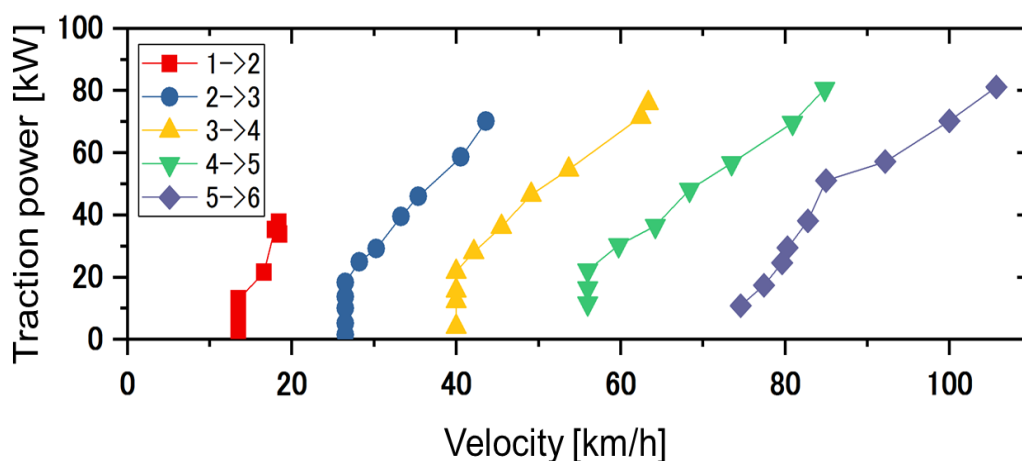


Fig.3.16 Transmission gear map

$$Power [kW] = (A + B \times v^2 + (m + \Delta m) \times a + m \times g \times \sin\theta) \times \frac{v}{3.6} \quad \text{式(3.7)}$$

A : 転がり抵抗 N

B : 空気抵抗係数 $\text{kg/m}^2/(\text{km/h})^2$

v : 車速 km/h

m : 総車両質量 kg

Δm : 回転部分相当質量は 3%

G : 重力加速度 m/s^2

θ : 道路傾斜角 °

実走行時の変速段について、車速や変速マップ等を用いて求めた結果と実際の変速段を比較したものを図3.17に示す。変速マップから予測した変速段は実験変速段と概ね一致していることから、変速マップを用いた変速段の予測結果は妥当である。

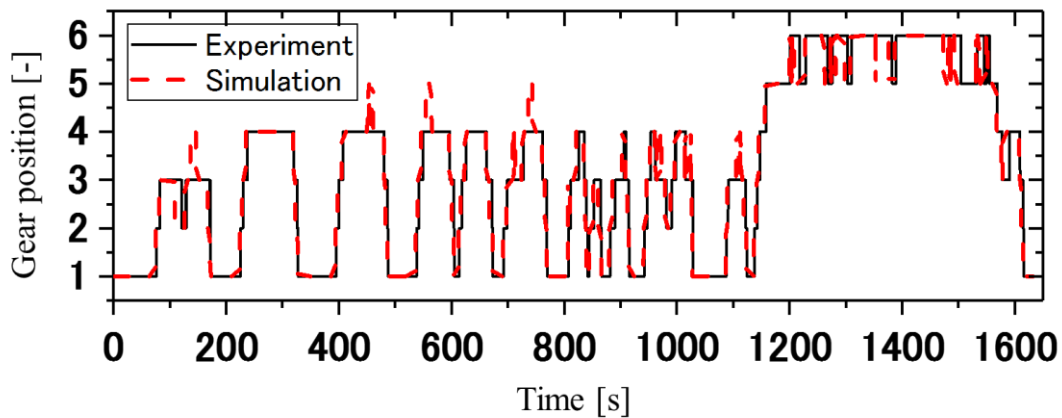


Fig.3.17 Comparison of gear position between experiment and simulation

(3) 同一ルート B における NOx 排出予測モデルの精度確認

高速道路であるルート B を走行して取得したデータから, Simulation 3 と 4 により NOx 排出予測モデルを構築し, 同一ルートにおけるその予測精度を確認した. 図 3.18 と図 3.19 に一部区間における予測値と実測値の比較結果を示す. 図 3.18 の高速道路の入口の加速が始まる 0~10 秒付近において, 瞬時 NOx 排出量の実測値は増大していないにもかかわらず, Simulation 3 による瞬時 NOx 排出量の予測値は増大した. これは, NOx 排出予測モデル構築時における低速度域のデータ数が少ないため, 予測精度が悪化したものと考えられる. 一方, Simulation 4 においては, 変速段毎に NOx 排出予測式を構築しているため, 低速から加速する 0~10 秒の区間で, 実測値と予測値が一致し, 予測精度が向上した. 定速から加速する 35 秒付近において NOx ピークが発生し, Simulation 4 では NOx 排出ピーク値が適切に予測できており, 高速走行時 NOx 排出量の予測精度が向上した.

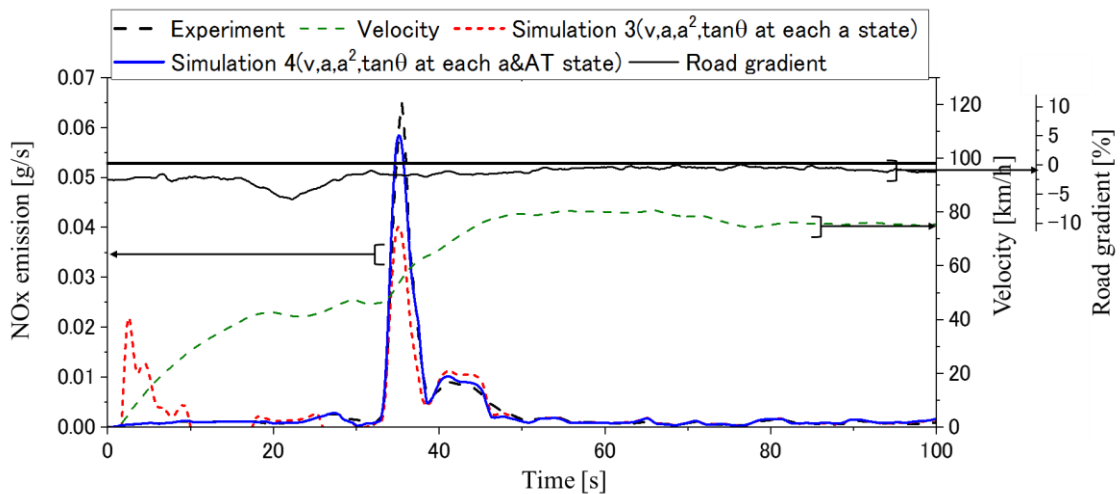


Fig.3.18 Comparison of measured and predicted NOx emissions in route B at highway entrance

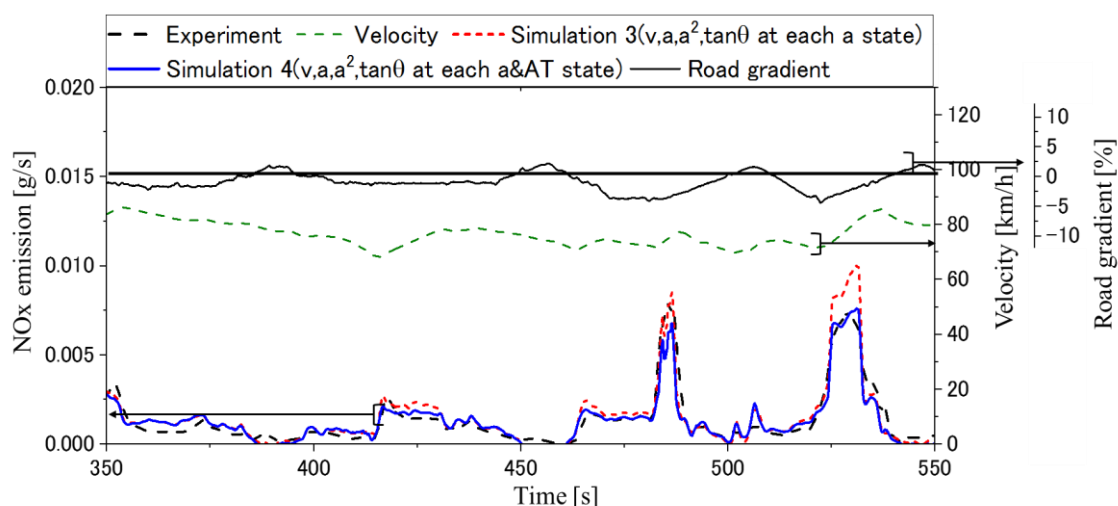


Fig.3.19 Comparison of measured and predicted NOx emissions in route B at highway region

また、図 3.19 では速度が変動する 450~550 秒の区間において、瞬時 NOx ピークの予測値が実際とほぼ等価な結果が得られた。定速から加速する区間において NOx 排出量が増大し、Simulation 4 では NOx 排出ピークが適切に予測できており、高速走行時の NOx 排出量の予測精度が向上した。

以上より、高速走行時の NOx 排出を高精度に予測するには単に車両の仕事のみならず、変速段を把握することが重要である。

(4) 検証用ルート C における NOx 排出予測モデルの検証

検証用ルート C を用いて市街地および高速走行での検証を行うため、Simulation 3 では、0~1125 秒区間は表 3.7(a)の市街地モデルを用い、1126 秒以後は表 3.7(b)の高速走行モデルを用いた。Simulation 4 では、表 3.8(a)の市街地走行データより変速段 1 段~4 段における NOx 排出予測式を算出し、表 3.8(b)の高速走行データより変速段 5 段と 6 段における NOx 排出予測式を算出することで、ルート C 全区間の NOx 排出量を予測可能なモデルとして構築した。

検証用ルート C の市街地条件で瞬時 NOx 排出量の実測値と予測値を比較した一部結果を図 3.20 に示し、高速走行条件での一部結果を図 3.21 に示す。図 3.20 および図 3.21 において Simulation 3 と 4 による予測値が実測値と概ね一致し、同等な予測精度を示した。

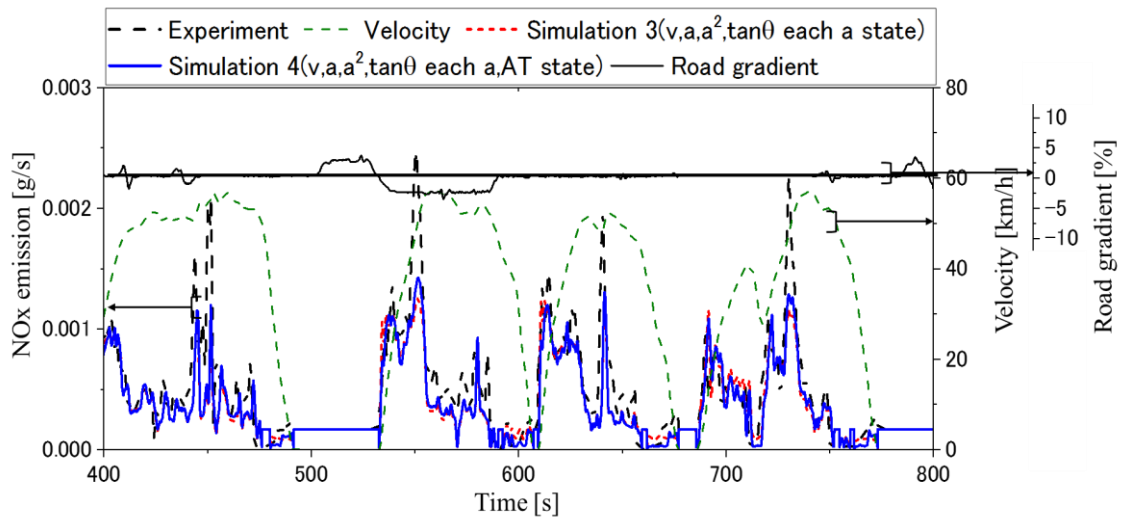


Fig.3.20 Comparison of measured and predicted NOx emissions in city region under route C

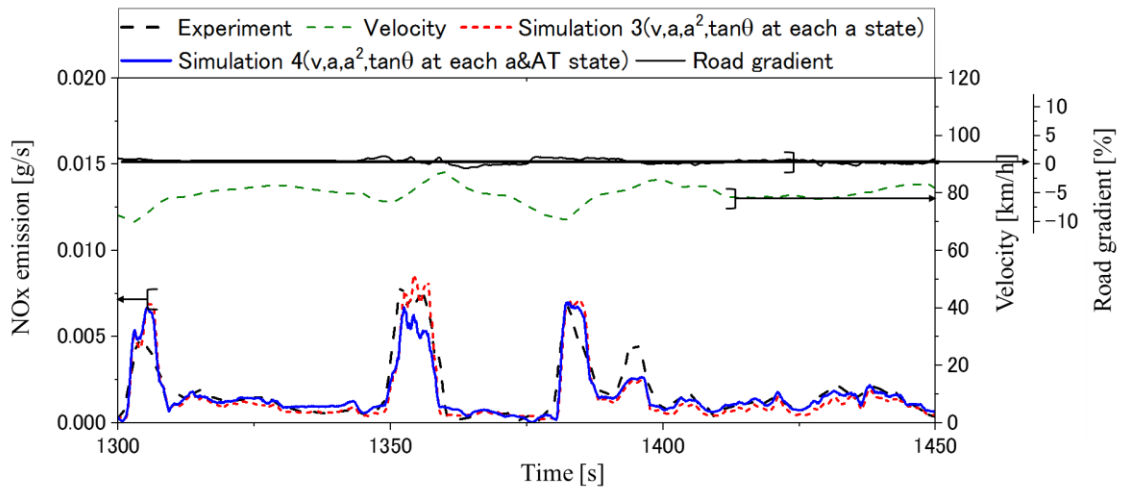


Fig.3.21 Comparison of measured and predicted NOx emissions in joining point under route C

検証用ルート C の高速道路の入口と出口における瞬時 NOx 排出量の実測値と予測値の比較結果を図 3.22 に示す。図 3.22(a)は 1125 秒付近が料金所から加速する条件である。この条件で Simulation 3 においては、一つの予測式から全負荷領域に対する NOx 排出を予測するため、低速度域で急激に加速する区間で NOx 排出量予測値が増大した。一方、Simulation 4 による予測値はこれが抑えられ、実測値と概ね一致した。Simulation 4 による NOx 排出予測モデルは変速段毎に場合分けして NOx 排出予測式を構築したため、幅広い速度条件で予測精度が改善したものと考えられる。また、図 3.22(b)の 1575 秒の減速後定速区間において、Simulation 3 では予測値が NOx ピーク値を示し、負の値となる変動が発生したが、Simulation 4 では Simulation 3 と比較して予測値が実測値により近い値となり、予測精度が向上した。

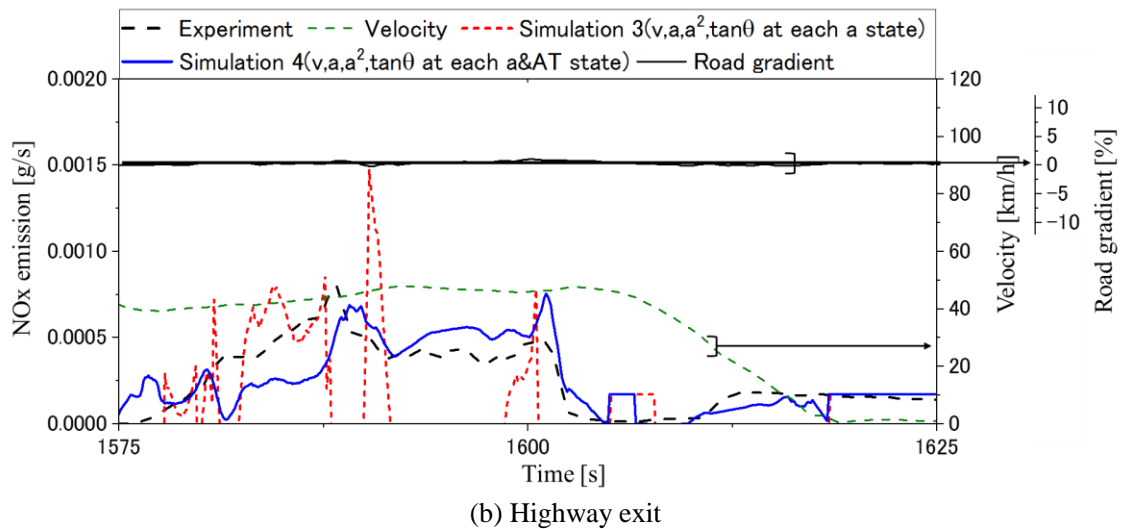
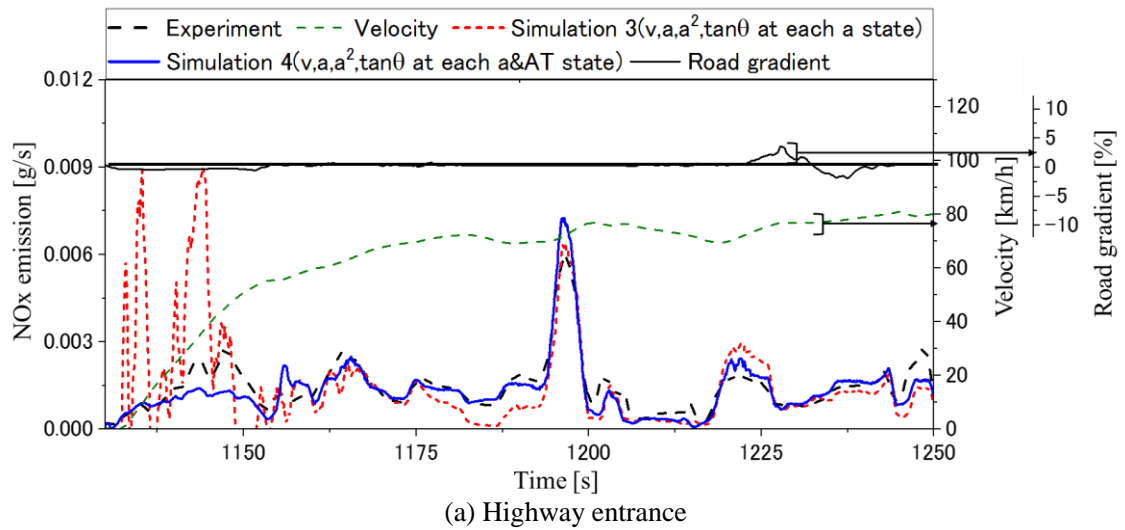


Fig.3.22 Comparison of measured and predicted NOx emissions in route C

検証用ルートCの速度と駆動出力に対するNOx排出量の結果を図3.23に示し、全走行区間における単位距離当たりのNOx排出量[g/km]の実測値と予測値の比較を図3.24に示す。市街地走行条件において、両NOx排出予測モデルによる予測値は概ね一致した。高速走行条件においては、図3.23のA部分(高速道路入口・出口)の低速度域・低負荷区間でSimulation 3ではNOx排出量を過大に評価し、高速道路出口の区間では過小に評価したため、図3.24より総NOx排出量が14.4%少なく見積もられた。これは、過大と過小評価された部分の合計であり、実際の精度的にはさらに大きな誤差となりうるものと考えられる。一方、Simulation 4では実測値との予測誤差は-11.2%程度となった。これにより、Simulation 4として構築したNOx排出量予測モデルにより高速走行条件での予測精度改善が確認できた。以上より、変速段毎の場合分けを統計予測モデルに用いることは、NOx排出量の予測精度向上に重要な要素といえる。

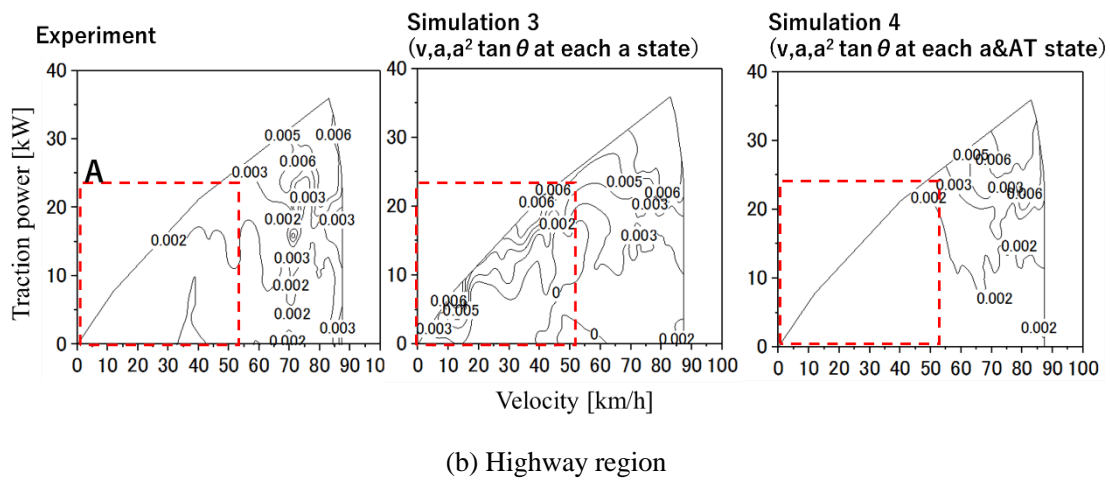
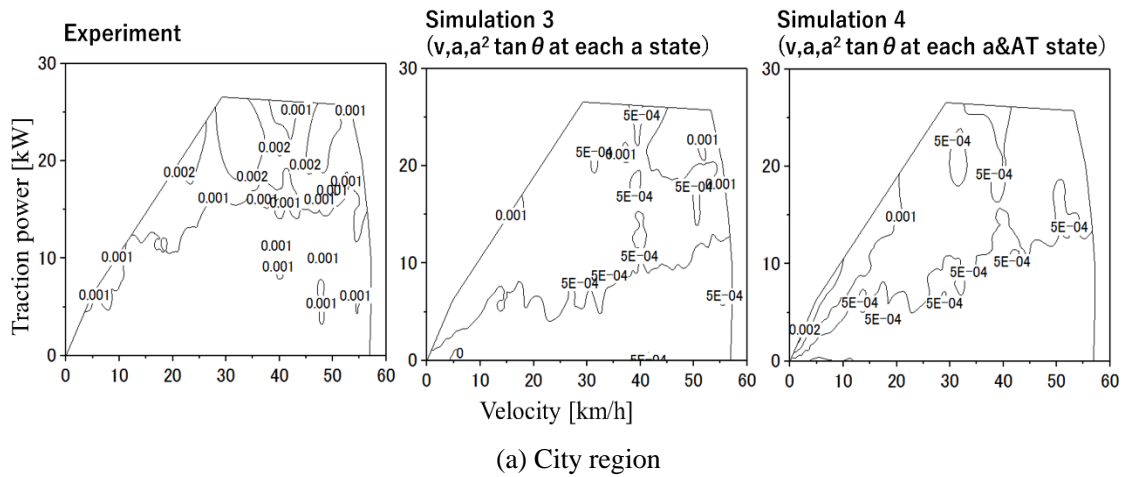


Fig.3.23 Comparison of NOx emissions maps by different prediction methods under route C

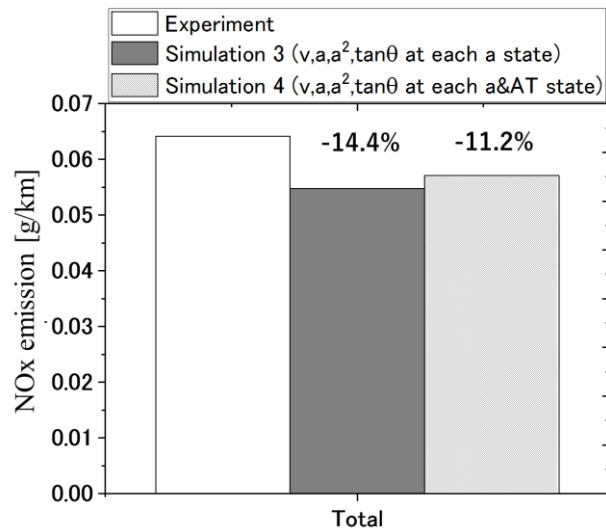


Fig.3.24 Comparison of measured and predicted NOx emissions by different prediction methods under route C

(5) 準定常過程を仮定した燃費と NOx 排出予測モデルと NOx 排出予測モデルの精度比較

前章で構築した準定常過程を仮定した燃費と NOx 排出予測モデル(以下「2 章予測モデル」という)と本章で構築した NOx 排出予測モデル(以下「3 章予測モデル」という)を用い, JC08 モード走行試験にて取得した NOx 排出量の測定値と予測値の比較を行った. 図 3.25 に JC08 モード実験で測定した NOx 排出量と両モデルから予測した排出量の比較を示す. 図 3.25(a)の市街地走行区間において, 加速度が変動する 400 秒および 500 秒付近で 2 章予測モデルでは NOx ピーク値での予測精度が悪化したが, 3 章予測モデルでは同区間において予測精度が高いことが確認できる. 図 3.25(b)の高速走行区間においても, 3 章予測モデルが 2 章予測モデルより測定値に近い値となる傾向を示した. 1080 秒付近では, 3 章予測モデルによる NOx ピーク値が, 2 章予測モデルよりは高い値であるものの, 実測値とはかなりの差がみられる.

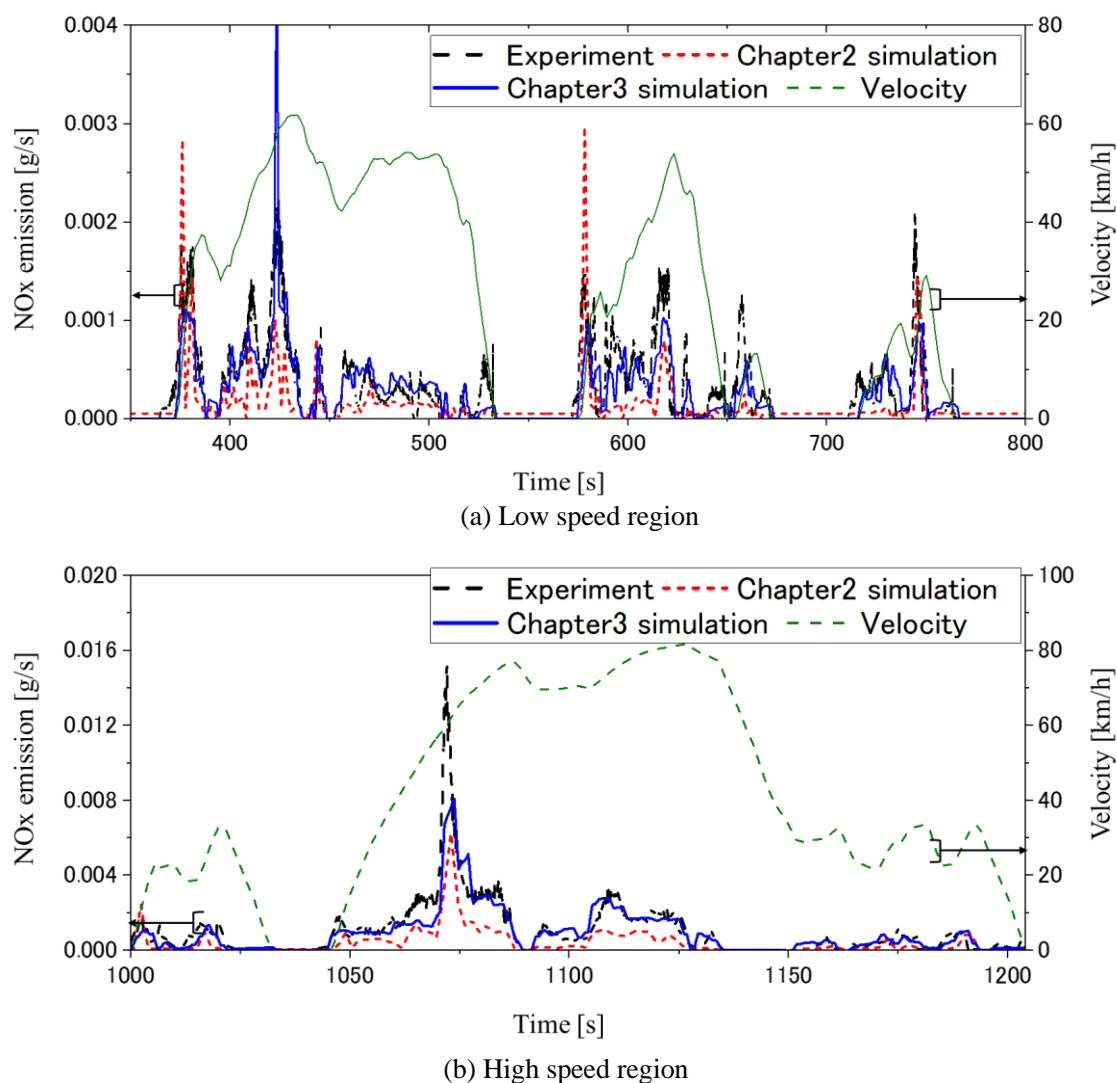


Fig.3.25 Comparison of JC08 mode between experiment and simulations

この区間は実走行において比較的厳しい加速状態だったこともあり変速段の 4 段が使用されたが、4 段における 3 章予測モデルは市街地走行データから構築したモデルが適用される。市街地走行においては 60km/h 前後の速度はほぼ上限であり、そこからさらに急激な加速を行うことは稀である。そのように統計モデルに入れ込むデータの少ない状況が起きたため、精度確保が難しく低い値に予測されたと考えられる。

JC08 モードでの NOx 排出量の実測値と予測値を図 3.26 に示す。市街地区間の場合、2 章予測モデルでは実測値と予測値の誤差は 44.2 % であるのに対し、3 章予測モデルでは 14.9% となり、予測精度が向上した。高速走行区間では、排出ガス予測モデルでは実測値と予測値の誤差は 58.1% であるのに対し、NOx 排出予測モデルでは 6.23% となり、予測精度が向上した。

以上より、構築した準定常過程を仮定した燃費と NOx 排出予測モデルと比べ、実測データと統計手法に基づいた NOx 排出予測モデルでは過渡区間での予測が可能となり、実路走行での予測に適したものとなった。

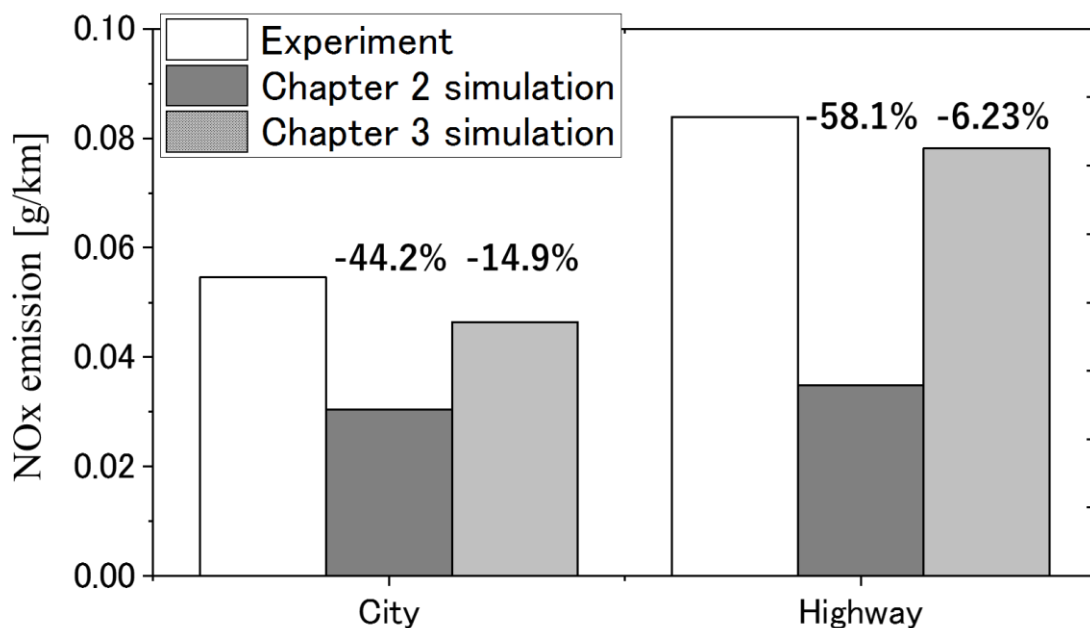


Fig.3.26 Comparison of measured and predicted NOx emissions by different prediction methods under JC08 mode

3.4 まとめ

本章では、ポスト新長期排出ガス規制に適合した NOx 低減触媒を搭載しないディーゼル乗用車を対象に、簡易な変数のみで実路走行条件における NOx 排出量の評価が可能な NOx 排出予測モデルを構築した。本モデルを、市街地と高速道路を含んだルートにおける実路走行条件に適用し、NOx 排出量予測精度を検証した結果、以下の知見を得た。

- (1) エンジン計測データ等は使用せず、実路走行実験データを基に速度、加速度および加速度二乗項を説明変数とする NOx 排出予測モデルを構築した。これに加減速の場合分けを追加したモデルを用いた結果、車両の加減速状態は瞬時 NOx 排出に影響があり、それを加味することが実路の NOx 排出量を予測するための重要な因子といえる。
- (2) ジャイロを用いた車両傾斜角センサーに、加速度に対する車両ピッチ角の変化を補正することで、高い精度で道路勾配を計測できる。また、それを含めた车速データから駆動出力を計算することで、予め取得した変速マップによる変速段の判定が可能となる。
- (3) 速度、加速度、加速度の二乗の他、上記(2)で計測した道路勾配を説明変数として追加して NOx 排出予測式を構築することで、瞬時 NOx 排出量および総 NOx 排出量の予測精度が改善した。道路勾配の把握は実路走行の NOx 排出量予測を高精度に行うために重要な因子といえる。
- (4) 速度、加速度、加速度の二乗の他、道路勾配を説明変数として追加するとともに、上記(2)で判定した変速段毎に NOx 排出予測式を構築することで、NOx 排出量予測値が実測値と合う傾向を示す。車両仕事と変速段の把握は実路走行の NOx 排出量予測を高精度に行うために重要な因子といえる。
- (5) (4)で述べた予測式より求めた NOx 排出予測モデルを適用することで、モデルを構築するために走行したルートとは異なるルートに対しても、市街地および高速道路の両方で瞬時 NOx 排出量および総 NOx 排出量を適切に予測できた。
- (6) 2章で提案して構築した準定常過程を仮定した燃費と NOx 排出予測モデルと本章で構築した NOx 排出予測モデルを JC08 モードで比較した結果、排出ガス予測モデルと比べて NOx 排出予測モデルが加速等過渡状態を含む区間での予測精度が向上し、実路走行での予測に適したものとなった。

参考文献

1. Robert Joumard, Jean-Marc Andre, Mario Rapone, Michael Zallinger, Natascha Kljun, et al.. Emission factor modelling and database for light vehicles - Artemis deliverable 3, 2007.
2. Michel Ander and Mario Rapone, Analysis and modelling of the pollutant emissions from European cars regarding the driving characteristics and test cycles, Atmospheric Environment, Vol.43, pp.986-995, 2009.
3. Alessandra CAPPIELLO, Ismail CHABINI, Edward K. NAM, Alessandro LUÈ, and Maya ABOU ZEID, A Statistical Model of Vehicle Emissions and Fuel Consumption, Proceedings. The IEEE 5th International Conference on Intelligent Transportation Systems, 2002.
4. Heywood, John B., Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, Inc., New York, NY, p.148-152, 1988.
5. William M. Silvis, The algorithmic structure of the air/fuel ratio calculation, Horiba technical reports 15, pp. 17-24, 1997.
6. Brundell-Freij K. and Ericsson E., Influence of street characteristics, driver category and car performance on urban driving patterns, Transportation Research Part D, Vol. 10, No.3, pp.213-229, 2005.
7. Pelkmans Luc and Patrick Debal, Comparison of on-road emissions with emissions measured on chassis dynamometer test cycles, Transportation Research Part D, Vol. 11, No.4, pp.233-241, 2006.
8. Michel Andre, Robert Joumard, Robert Vidon, Patrick Tassel and Pascal Perret, Real-world European driving cycles, for measuring pollutant emissions from high- and low-powered cars, Atmospheric Environment, Vol. 40, No.31, pp.5944-5953, 2006.
9. 小澤 正弘, 山口 恭平, 水嶋 教文, 鈴木 央一, 金 尚明, 窪山 達也, 森吉 泰生, ディーゼル乗用車の実路走行時におけるNOx 排出量変動要因の一考察, 自動車技術会論文集, Vol. 48, No.4, p.807-811, 2017.
10. Susumu Sato, Toshiro Yamamoto, Yasuhiro Ogawa and Noriko Fukuro, Research on measurement method of road gradient and altitude by on-road driving, SAE Int. J. Fuels and lubricants, Vol.2, No.1, pp.561-540, 2009-01-1116, 2009.

第 4 章 NO_x 吸蔵触媒を装着したディーゼル乗用車

における実路走行時 NO_x 排出予測モデル

4.1 はじめに

実路走行における排出ガスを予測する方法として、前章では簡単に取得できる車速および道路勾配データからエンジン情報の使用を最小限とする NO_x 排出量を予測する手法を提案した。ここでは速度、加速度、加速度の二乗および道路勾配を説明変数として、トランスミッションの変速段毎場合分けして適用することで統計的な予測モデルを構築し、NO_x 低減触媒を装着していないディーゼル乗用車を用いて実走行上でのその予測モデルの妥当性を検証した。一方、NO_x 低減触媒を装着している車両の場合には、エンジンにおける燃焼により生成する NO_x の一部あるいは大部分が、触媒により浄化されるため、触媒の浄化性能を加味したモデルが必要となる。触媒の浄化性能の指標として、入ってきた NO_x に対して出て行く NO_x がどれだけの割合であるかを示す浄化率を用いることが一般的である。ただし浄化率は、触媒の貴金属等の成分、温度、表面積、内部を通過するガスの空間速度 (SV) 比などの多くの要素の影響を受けるため、単にエンジン出口での NO_x 生成に一律の浄化率を乗じたレベルの予測では、妥当性を確保できない。そのような中で、エンジン出口での NO_x 排出量を把握しつつ NO_x 触媒モデルを構築することでテールパイプ出口での NO_x 排出量を予測する研究が進められている。主なものの一つ目として、NO_x と触媒の反応メカニズムに物理・化学式から 1D・3D シミュレーション手法を用いる物理・化学予測モデル^{(1)・(3)}が挙げられる。ただしこのモデルを用いようとする場合には、触媒の組成などが必要になるものの、これらの情報が開示されるケースは皆無であり、開発にたずさわる限られた人を除いてこのモデルで妥当性のある結果を得ることは不可能である。二つ目のモデルとして A/F、ガス温度と流量など排気側の瞬時計測データを組み合わせたグレーモデル^{(4)・(5)}の研究が進んでいる。しかしながら、1章で述べたようにこれらモデルを構築および予測する際、多様なエンジン計測データが必要となる。しかも、例えば触媒サイズ等浄化率に影響を与える因子が一つでも変更になった場合にはモデル構築に必要なデータをすべて取り直さないと精度確保が行えないため、一般性のあるモデルの構築ができない。このように、NO_x 低減触媒を装着している場合、実路走行時の NO_x 排出量を簡便かつ効率的に予測するためには、多くの困難があるが、それだけにより簡易かつ一般性のあるモデルに基づく予測手法が望まれる。

NO_x 低減触媒は多様な種類が存在している。主なものとして、アルカリ土類金属に白金等の貴金属を組み合わせる NO_x を吸蔵および還元する NSC と、尿素水から生ずるアンモニアによる

NO_x の選択還元反応を用いる尿素選択還元触媒(Urea SCR: Selective Catalyst Reduction)の二つがディーゼル乗用車に採用されている。本研究では、そのうち NSC を装備した最新排出ガス規制に適合した車両を対象に、エンジン情報を使用することなしに、簡易的かつ効率的に NO_x 排出量を予測した。3 章の予測手法を用いて触媒前、つまりエンジン出口での NO_x 排出量を予測することを試みる。本章で用いた車両のエンジンは仕様も制御も 3 章で用いたものとは異なることから、3 章にて構築したモデルの一般性を検証することになる。NSC の浄化率については、触媒の性能、容量、温度およびその制御方法によって変化するため、エンジン出口での排出予測に適用した NO_x 予測手法をそのまま適用しても、触媒を通過した後のテールパイプにおける瞬時 NO_x 排出量を予測することは困難である。そこで、シャシダイナモ実験結果を活用することで、一般的に適用可能な手法を提案した。構築された NO_x 予測排出モデルについて、モデル作成時とは別ルートにおいてエンジンおよびテールパイプ出口での NO_x 排出量の検証を行い、NSC 車両においえる実走行時の NO_x 排出予測に重要な因子について明らかにする。

4.2 実験装置および条件

4.2.1 試験車両および計測装置

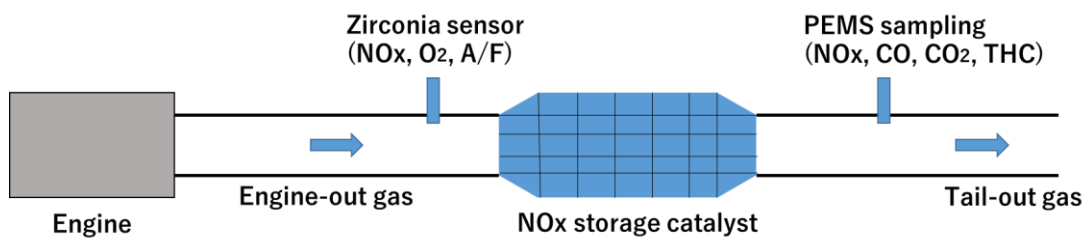
(1) 計測システム

実路走行実験等に使用した車両およびエンジンの仕様を表 4.1 に示す。本車両は、ポスト新長期排出ガス規制に適合したディーゼル乗用車で、総排気量 2L の過給機付きディーゼルエンジンを搭載し、8 速自動変速機が使用されている。後処理装置には排気上流側から DOC、DPF と NSC が装着されている。燃焼による NO_x 生成量を低減するため、NSC に加えて EGR が使用されている。

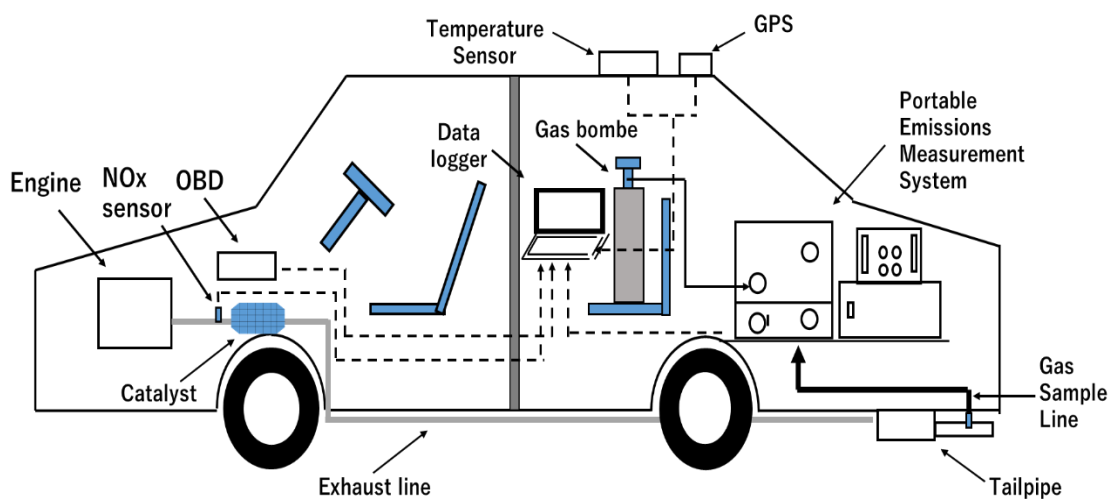
テールパイプ出口での排出ガス測定方法は前章と同様で、3.2.1 節で使用した PEMS を使用し、計測項目を表 3.1 に示す。試験装置の概略を図 4.1 に示す。図 4.1(a)に示すように触媒前において、ジルコニア式 NO_x センサー(NGK 製)を用いて NO_x 濃度、O₂ 濃度および空燃比を測定し、OBD から取得した触媒温度情報を入手した。新たにセンサーを追加した位置の概略を図 4.1(b)に示す。触媒後の NO_x 排出量の算出は 3.2.1 節に示した式(3.1)から式(3.3)を用いて算出した。触媒前の NO_x 排出量は、NO_x センサーから取得した濃度に排出ガス流量を乗ずることで算出した。PEMS を載せた状態を図 4.2 に示す。各装置におけるデータはサンプリングレート 0.1 秒で計測した。

Table 4.1 Specification of vehicle

Engine Type	In-line 4 Cylinder, Diesel Engine
Intake System	Single Turbocharger
Displacement [cc]	1995
Max Power [kW] / [rpm]	140 / 4000
Max Torque [Nm] / [rpm]	400 / 1750~2500
Compression Ratio	16.5
Empty Vehicle Mass /Total mass [kg]	1570 /1930
Transmission	8-speed AT
Aftertreatment System	DOC, DPF, NSC
NOx Control strategy	Cooled EGR
Emission Regulation	Japanese 2009



(a) Schematic of exhaust gas measurement



(b) Schematic of PEMS

Fig.4.1 Schematic of measurement system using PEMS



Fig.4.2 Photo of measurement system using PEMS

(2) シャシダイナモ試験を用いた計測装置の精度確認

PEMS で計測したガス濃度や排出量の精度を確認するため、JC08 モード走行時の排出ガス濃度および排出量を、試験室内に設置された定置式のガス分析計 (Horiba, MEXA ONE) と CVS を用いて PEMS と同時計測して比較することとした。シャシダイナモ試験における目標走行抵抗は 2.2.3 節に示した惰行法により走行抵抗を計測した。往路と復路各 3 回の惰行時間を平均して求めた、各指定速度での走行抵抗を表 4.2 に示す。各指定速度の平均走行抵抗を、横軸を速度の 2 乗、縦軸を走行抵抗として、プロットし、最小二乗法で直線近似した結果を図 4.3 に示す。走行抵抗測定中の平均気温は 24.0℃、平均大気圧は 100.1kPa、風向きは南南西から南東で車両の進行方向に平行な風速の成分は 1.29m/s であった。表 4.3 に、気温 20℃、大気圧 101.3kPa の標準大気条件に補正後の走行抵抗の値を示す。ここで得た補正後の a_0 および b_0 をシャシダイナモに設定して試験を行った。

Table 4.2 Average travel resistance

Vehicle Speed[km/h]	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Force [N]	190	199	214	235	263	296	336	382	434

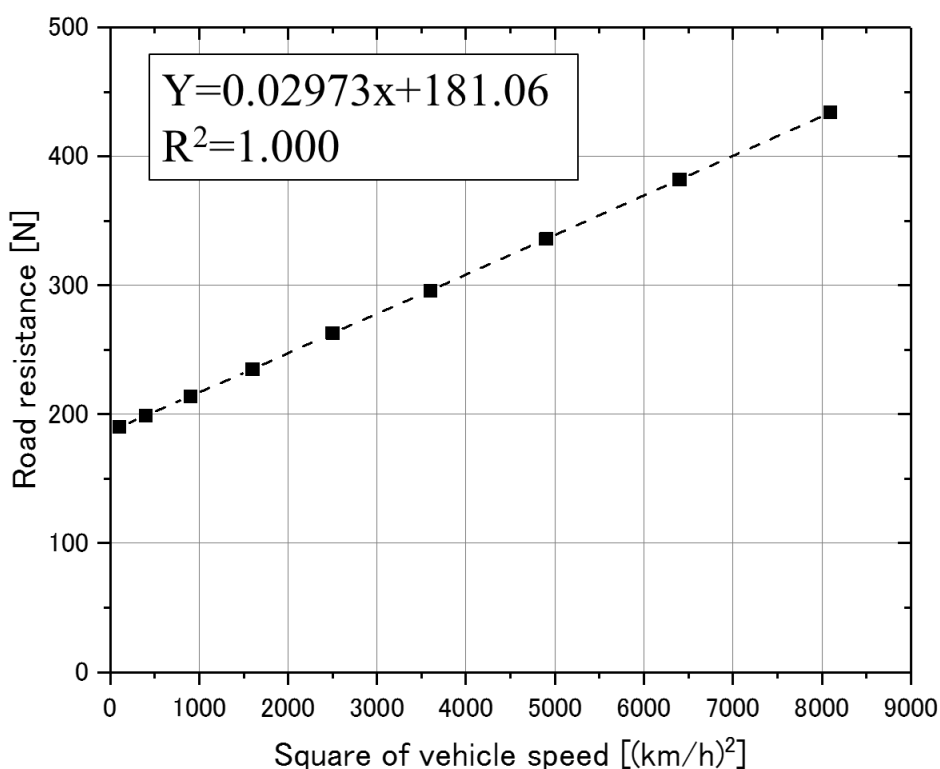


Fig.4.3 Road resistance vs square of vehicle speed

Table 4.3 Measured road-load resistance coefficient

Before correction	a	b
	181.06	0.02973
After correction	a ₀	b ₀
	186.60	0.03052

シャンドイナモ試験から得られた結果を図4.4に示す。異なる車両においても、3.2.1節の(1)と同等な傾向が得られた。つまり、図4.4(a)よりPEMSにて計測したNO_x濃度は、固定式分析計の濃度と比較して高濃度になるにつれてわずかに低くなる傾向が確認できる。図4.4(b)に示すように単位走行距離あたりの排出量について両者間の全体的な絶対値誤差は小さく、図4.4(a)の決定係数R²も0.99と高いことから、絶対的なNO_x排出量の少ない最新規制適合車両が測定対象である場合にも、PEMSを用いた測定はその排出特性を把握する十分な精度を持つものといえる。

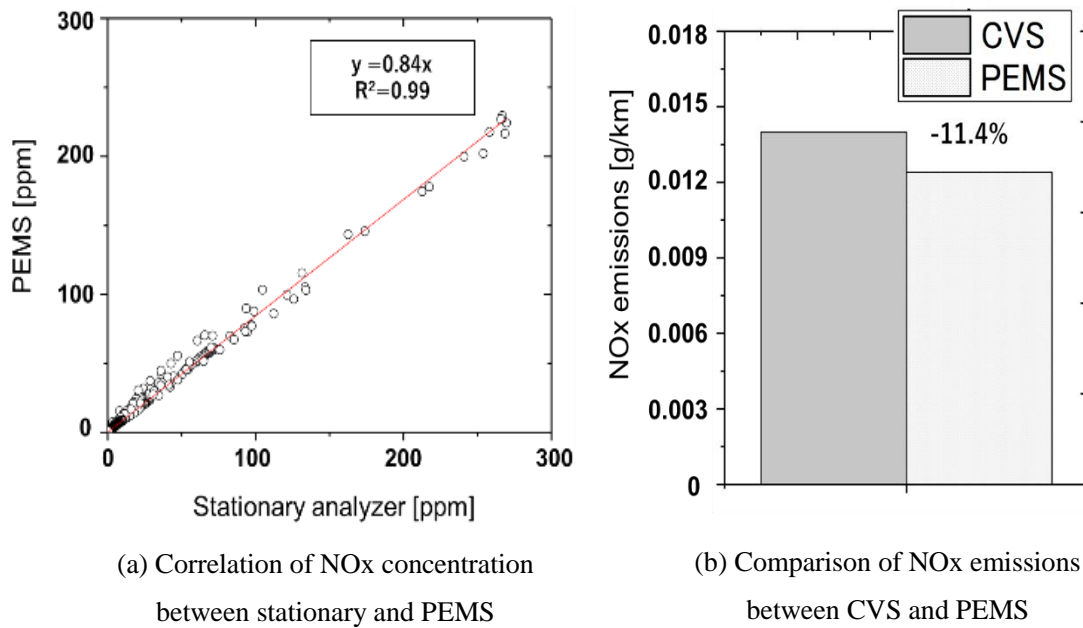


Fig.4.4 Verification of PEMS using stationary gas analyzer and CVS system

(3) トランスミッションのマップ

3.3.3 節の(2)と同様な目的から本車両にも必要となる変速段マップを作成した。シャシダイナモ上で車両を走行させて変速時の車速と駆動力の関係を求めた。本車両では OBD 信号に基づくアクセル開度が、ペダルを踏まない状態で 14.5%となり、アクセルペダルをフルに踏み込んだ状態で 85%となった。14.5%から 85%までの間を測定し、変速時点を判定してまとめた結果を図 4.5 に示す。3.3.3 節の(2)に示した式(3.6)を用いて車両駆動出力[kW]を算出することで、変速マップから変速段が算定できる。

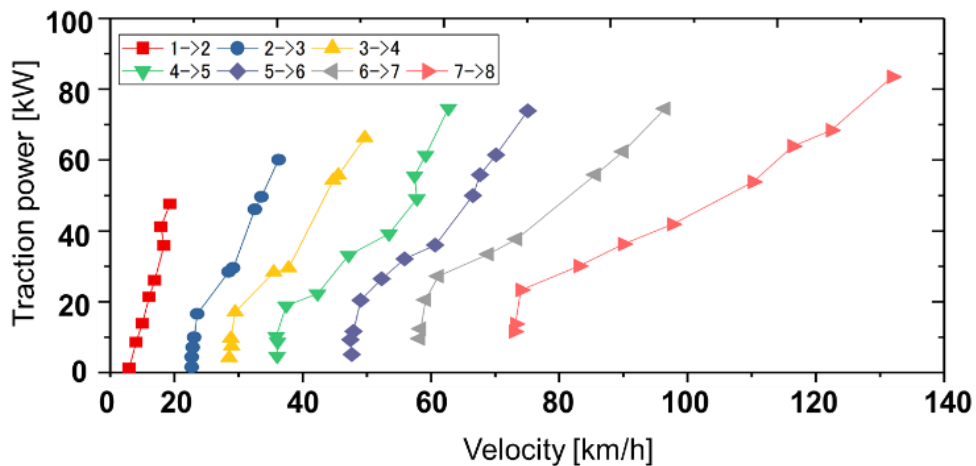
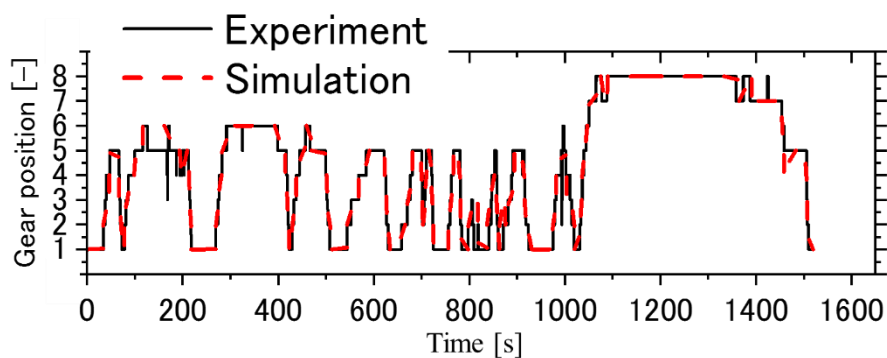
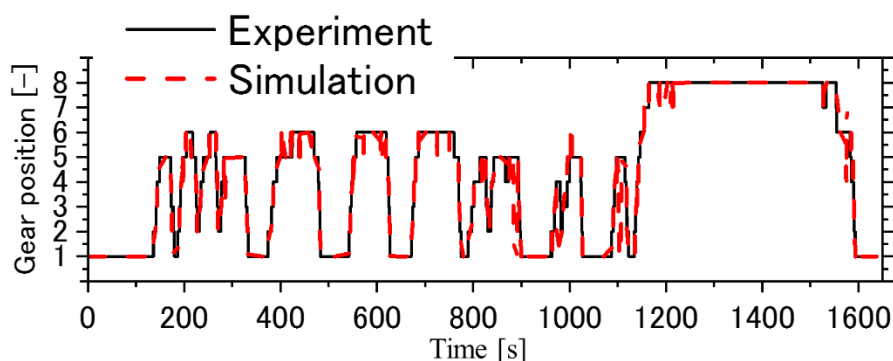


Fig.4.5 Transmission gear map of AT



(a) Case #1



(b) Case #2

Fig.4.6 Results for gear position of experiment and simulation

実走行時の変速段について、車速や変速マップ等を用いて求めた結果と実際の変速段を比較したものを図 4.6 に示す。変速マップから予測した変速段は試験時の変速段と概ね一致していることから、変速マップは適切に変速段を予測できているといえる。

4.2.2 実験条件

本研究では NO_x 排出予測モデルの構築および予測精度の検証を行うため、実路走行実験を行った。NSC は NO_x の吸蔵量により浄化性能が変化することがあるため、実験前の走行履歴がコールドスタートでの NO_x 排出挙動に影響を与える。例えば、DPF 再生または高速走行など触媒温度が高い状況にあった後では、許容 NO_x 吸蔵量に余裕があり、次のコールドスタート時により多くの NO_x 吸蔵が可能となる。一方、渋滞または市街地走行後では、相対的に許容 NO_x 吸蔵量が減少し、次のコールドスタート時に NO_x を吸蔵できる量が少なくなる。このため、プレコンディショニングとして約 30 分走行することで車両暖機を行い、冷却水温度と触媒条件が安定した後に実路走行実験を開始した。3 種類の実路走行ルート A~C は 3.2.2 の図 3.3 と同じルートであり、実路走行の実験条件を表 4.4 に示す。本研究では、複雑な NO_x 浄化メカニズムを有する NSC の特性も含め

て適切に評価できているか把握するため、作成したモデルの検証を試みるルートCは2回(Case #1とCase #2)走行することでより高精度な検証を試みた。

Table 4.4 Experiment conditions of real-driving

	Route A	Route B	Route C (#1/#2)
Driving distance [km]	20.7	25.7	17.5/17.6
Driving time [min]	40.0	20.2	27.3/25.3
Atmospheric pressure [kPa]	101.2	101.2	101.6/102.0
Temperature [°C]	22.4	22.4	13.8/15.6
Water vapor pressure [hPa]	4.5	4.5	8.2/5.7
Average velocity [km/h]	31.6	76.6	38.6/35.7
Road gradient [%]	-3~3	-3~6	-5~9

4.3 NSCを装着している車両におけるNO_x排出予測モデルの構築および考察

4.3.1 異なるエンジン仕様におけるエンジン出口でのNO_x排出予測モデル

(1) NO_x排出予測モデルの構築

前章においては、NO_x低減触媒が装着されていない車両(EGRのみ使用)を対象にしてNO_x排出量予測モデルを構築した。しかしながら、本章で用いる異なるエンジン仕様および制御を有する車両において、提案したNO_x排出予測手法を適用した場合の妥当性を確認する必要がある。本節では、NSCを装着しているディーゼル乗用車を用いてNO_x排出予測手法の妥当性を確認した。その際に、テールパイプ出口のNO_x排出は、NSCによるNO_xの吸蔵や還元の影響を受けてしまうためエンジン出口におけるNO_x排出とは大きく異なる。そのため、既手法をそのまま適用することはできないため、モデル作成に用いるNO_x計測を触媒前のNO_xセンサーによる測定値を用いた。それにより前章で提案した手法を用いてエンジン出口でのNO_x排出量を予測することを試みる。NO_x排出予測モデルでは3.3.3節の(1)で示したSimulation 4の手法を用いた。実路走行で得られた速度 v [km/h]、加速度 a [m/s²]、加速度の二乗 a^2 [m²/s⁴]、道路勾配 $100 \times \tan \theta$ [%]を説明変数とした。4.1.2節の(3)で得られた変速マップを用いることで変速段毎に場合分けしてNO_x排出量に対する重回帰分析を実施した。NO_x排出予測モデルは変速段毎に場合分けをするため、8段変速機を装着した試験車両では市街地(ルートA)走行データより変速段1段~6段におけるNO_x排出予測式を算出し、高速(ルートB)走行データより変速段7段と8段におけるNO_x排出予測式を算出した。表4.5に算出した定数項Aと係数B~Eを示す。

Table 4.5 Coefficients of prediction model

		A	B	C	D	E
1st	Deceleration	5.62.E-04	-5.68.E-05	-7.24.E-05	-1.35.E-04	2.15.E-04
	Steady	1.11.E-03	3.77.E-05	7.92.E-04	-3.30.E-03	6.25.E-05
	Acceleration	-7.54.E-05	-2.02.E-06	5.12.E-03	-1.64.E-03	1.43.E-04
2nd	Deceleration	2.86.E-03	-1.33.E-04	-1.28.E-03	-1.50.E-04	-2.74.E-05
	Steady	2.60.E-03	-3.18.E-05	-1.88.E-04	-5.68.E-03	1.92.E-04
	Acceleration	-5.24.E-04	1.81.E-04	-4.89.E-03	5.48.E-03	1.59.E-04
3rd	Deceleration	2.91.E-03	-1.05.E-04	-6.54.E-04	2.23.E-05	-1.03.E-04
	Steady	1.35.E-04	6.61.E-05	9.71.E-04	-8.23.E-03	9.72.E-05
	Acceleration	-6.74.E-03	1.74.E-04	7.62.E-03	1.12.E-03	4.69.E-04
4th	Deceleration	9.92.E-04	-1.29.E-06	1.18.E-03	5.23.E-04	-2.19.E-05
	Steady	-2.15.E-03	1.12.E-04	1.91.E-04	2.89.E-03	8.66.E-05
	Acceleration	-1.37.E-02	2.67.E-04	2.23.E-02	-1.03.E-02	1.88.E-04
5th	Deceleration	-1.41.E-03	3.43.E-05	-7.42.E-04	-1.31.E-04	3.23.E-04
	Steady	2.51.E-03	-9.47.E-06	5.79.E-03	8.51.E-03	2.05.E-04
	Acceleration	-3.39.E-02	3.82.E-04	7.76.E-02	-4.89.E-02	5.23.E-04
6th	Deceleration	-8.51.E-04	3.10.E-05	9.71.E-04	6.96.E-04	5.21.E-05
	Steady	2.61.E-03	-2.39.E-05	3.59.E-03	1.79.E-02	2.43.E-04
	Acceleration	1.10.E-02	-3.30.E-04	3.56.E-02	-1.95.E-02	5.65.E-04
7th	Deceleration	8.19.E-04	4.11.E-05	1.19.E-02	1.13.E-02	-4.38.E-05
	Steady	1.02.E-02	-1.10.E-04	9.26.E-03	-4.23.E-03	2.96.E-03
	Acceleration	4.95.E-02	-5.84.E-04	-1.70.E-02	1.63.E-02	3.84.E-03
8th	Deceleration	4.76.E-03	-7.88.E-05	-7.99.E-03	-4.28.E-03	1.83.E-03
	Steady	9.25.E-03	-1.01.E-04	2.49.E-02	1.02.E-01	3.81.E-03
	Acceleration	-6.23.E-02	8.98.E-04	4.17.E-02	-5.89.E-02	2.36.E-03

これらの新しく算出した係数を適用することで、エンジン出口でのNOx排出量の予測が可能となる。

(2) エンジン出口におけるNOx排出量の検証結果

ルートAとBから構築された予測モデルを用い、検証用ルートCの実路走行実験におけるエンジン出口での瞬時NOx排出量の実測値と予測値の比較結果を図4.7に示す。図4.7(a)の市街地走行と(b)の高速走行のいずれにおいても、実測値と予測値が傾向的に一致していることから、予測モデルによる瞬時NOx排出量の全体的傾向は表現できた。しかしながら、高速道路進入後加

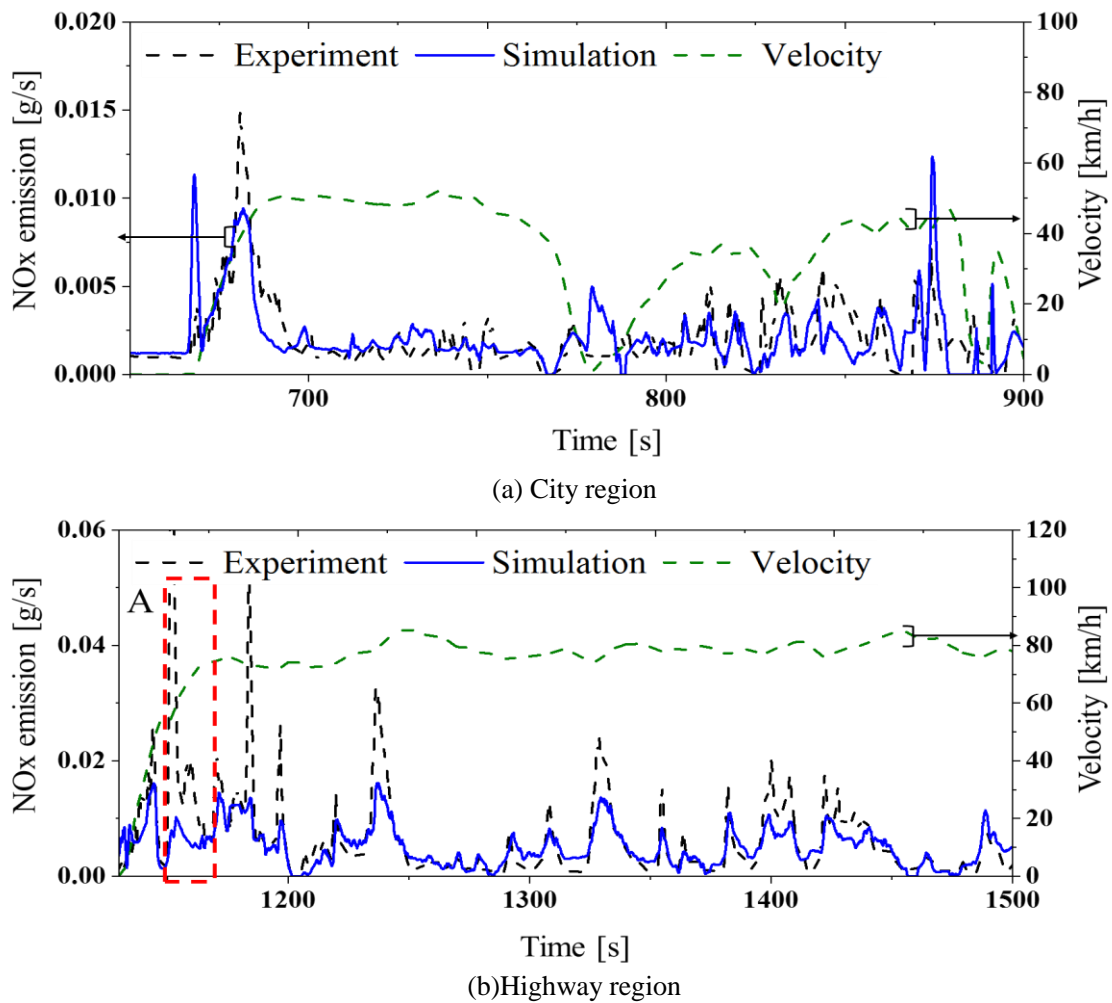


Fig.4.7 Comparison of measured data and predicted NOx emissions about engine out emissions under route C #1

速する 1150 秒付近(図中 A)の市街地から高速区間に切り替える領域において、実走行では多くの NOx 排出がみられたにもかかわらず、予測値はそれより大幅に低い値となった。これは 6 段ギア使用時の予測モデルは、当該ギアを使用する頻度の高い市街地データによりモデルが構築されたため、この区間での瞬時ピーク予測精度は落ちる結果となった。それを除くと、高速区間の NOx 排出特性を把握する十分な精度を持つものといえる。

全走行区間における単位距離当たりの NOx 排出量[g/km]の実測値と予測値の比較を図 4.8 に示す。検証用ルート C におけるエンジン出口での NOx 排出量は #1 で 7.8%となり、#2 で 6.9%となった。異なるエンジン仕様や制御が行われているにもかかわらず、前章で得られた 10%程度の精度で予測できており、高い精度で予測可能となった。

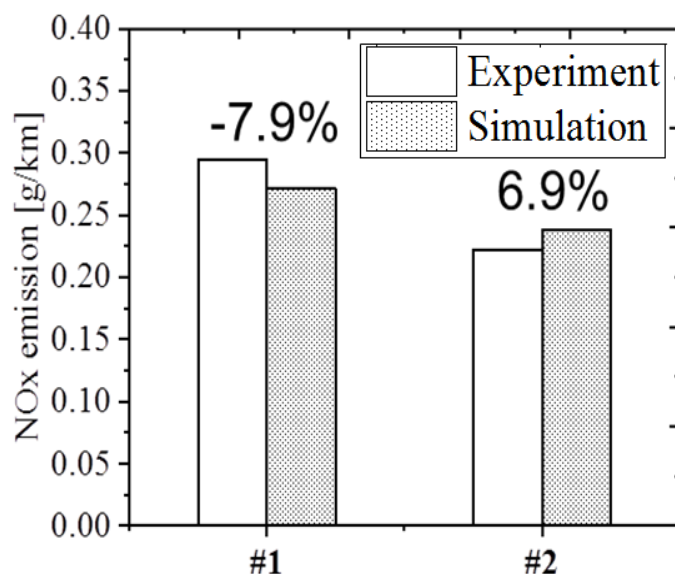


Fig.4.8 Comparison of measured and predicted NOx emissions about emissions per unit distance under route C #1 and #2

以上より、エンジン仕様・制御が異なる別のディーゼル乗用車に、本論文で提案する予測手法を適用した場合にエンジン出口での NOx 排出量を定量的に予測可能となった。こうして得られる触媒前の NOx 排出量に新たに触媒モデルを追加することでテールパイプ側の NOx 排出量予測を行うこととした。

4. 3. 2 シャンダイナモでの触媒モデルを適用した NOx 排出予測モデル

(1) シャンダイナモ試験結果を用いた NOx 吸蔵触媒のモデル化

NSC 触媒を装着している車両の排出ガス経路の概略図を図 4.9 に示す。前節より図 4.9 中 A のエンジン出口での NOx 排出量予測が可能となった。しかしながら、NSC の触媒金属成分、温度、NOx 吸蔵量、空間速度(SV)などの多くの要素が NOx 浄化率に関与し、それぞれが相互に影響しあって最終的に大気に放出されることになるテールパイプ出口での NOx 排出量が決まる。そこで実際に排出ガス性能として把握したいのは、図 4.9 の図中 B のテールパイプでの NOx 排出量となる。この区間での排出量を予測するためには、NSC のモデル化が必要となる。精度良く NOx 排出予測を行うには、触媒上で起こるあらゆる要素や事象を考慮した非常に複雑なかつ詳細なモデルが必要となるが、本研究は NSC を物理・化学反応を用いた複雑なモデル構築ではなく、簡便かつ効率的な手法を用いて実路走行での予測を目指している。実路走行では周囲環境および交通環境による変動要因が多いため、複雑な触媒モデルをそのようなあらゆる場合においても破綻しない

モデル化を行うのは非常に難しい。そこでシャシダイナモを用いた認証試験モードにおける NOx 浄化率を活用する手法を考案した。認証試験モードでは当然ながら NSC も含めた排出ガス低減装置が適切に作動していると考えられる。実路走行でも同様の制御が行われている範囲では、触媒が同じ浄化性能を有すると仮定した。この仮定の上で考慮すべきこととして、実走行ではモード走行時とは異なる様々な事象が起こりうることから、認証試験時とは異なる制御が行われる可能性もあり、そのような状況における NOx 排出も含めて予測することが、実走行時の NOx 排出量予測に必要と考えた。また、NSC は排出ガス中酸素濃度が高いリーン状態で NOx を触媒に吸蔵する。吸蔵された NOx が NSC の吸蔵許容量に近づくと、NOx の捕集効率の低下等を防ぐため、燃料過剰状態のリッチスパイクを行うことで触媒に吸蔵された NOx を還元する。試験車両ではエンジンの排気行程等に燃料を噴射するポスト噴射によりリッチスパイクを行うが、エンジン出口での NOx 排出量は実測値と予測値での影響は少ないため、リッチスパイクによる NOx 排出量の変化はテールパイプ出口のみ影響があると考えられる。リッチスパイクは浄化性能確保に重要な因子であり、そのタイミングは車両 ECU で触媒温度、吸蔵量、アクセル開度など複数の変数により制御されている。本研究の目的に沿うためにはエンジン情報の使用を最小限として、リッチスパイクの判定には設置した NOx センサーを用いた。図 4.10 に示すように A/F 電圧変動からモデルにリッチスパイクタイミングと期間を判断した。空気過剰なリーン状態では 0.4V 付近を維持しており、この NOx 吸蔵区間を 0 と定義した。一方、燃料過剰状態のリッチでは急激にセンサーの電圧が増加しており、この区間をリッチスパイクと判定し、リッチスパイク区間を 1 と定義した。

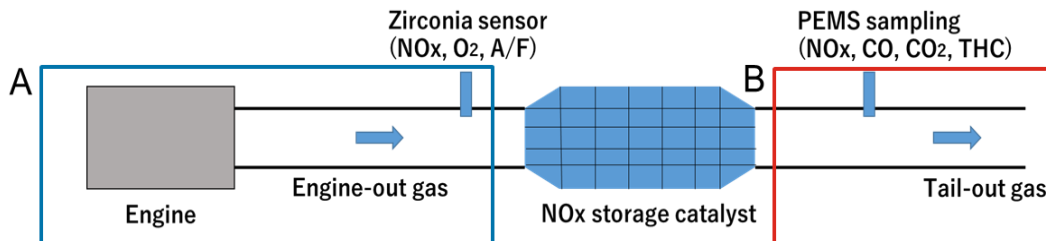


Fig.4.9 Path of NOx emission from engine-out to tail-out

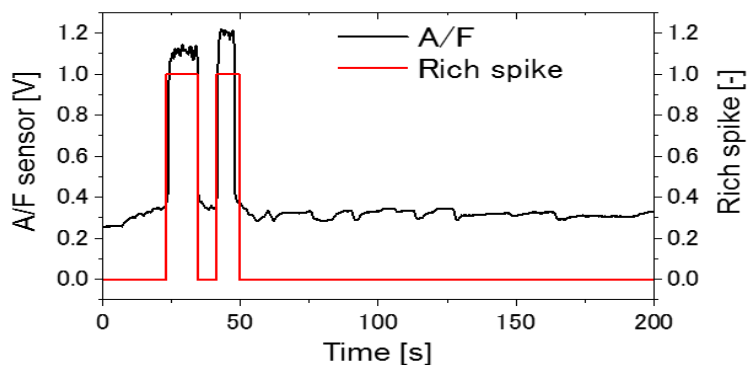


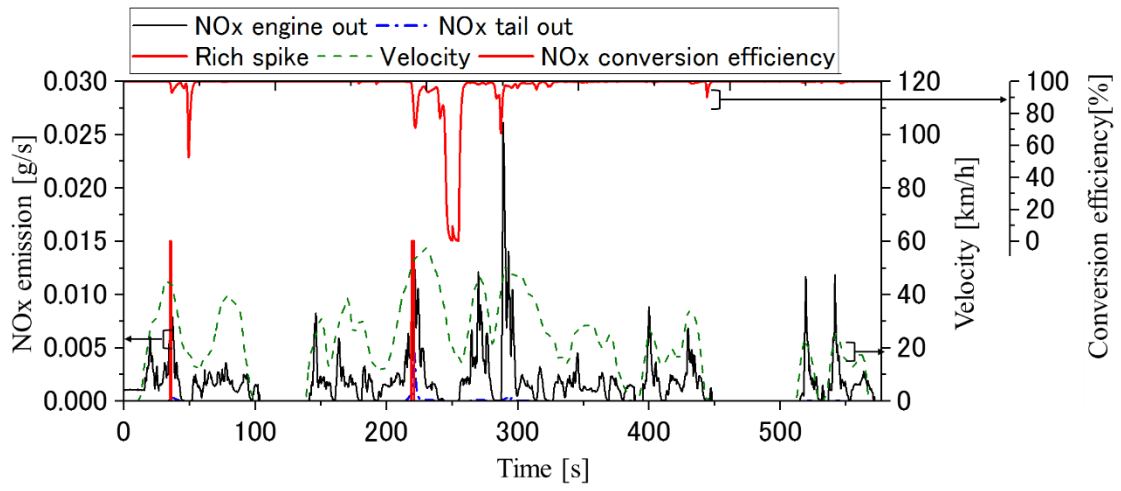
Fig.4.10 Path of NOx emission from engine-out to tail-out

NSC のモデル化を行うため、WLTC モードを走行モードとして選択し、60km/h で 20 分走行の暖機した Hot 条件で実験を行った。日本国内の速度制限規制に合わせて最高速度 130km/h を超える Extra-high は走行せず、Low, Medium および High パートを走行モードとして使用した。NOx 浄化率は式 (4.1) のように、ジルコニア式センサー (触媒前) と PEMS (触媒後) から測定した瞬時 NOx 濃度を基に算出した。

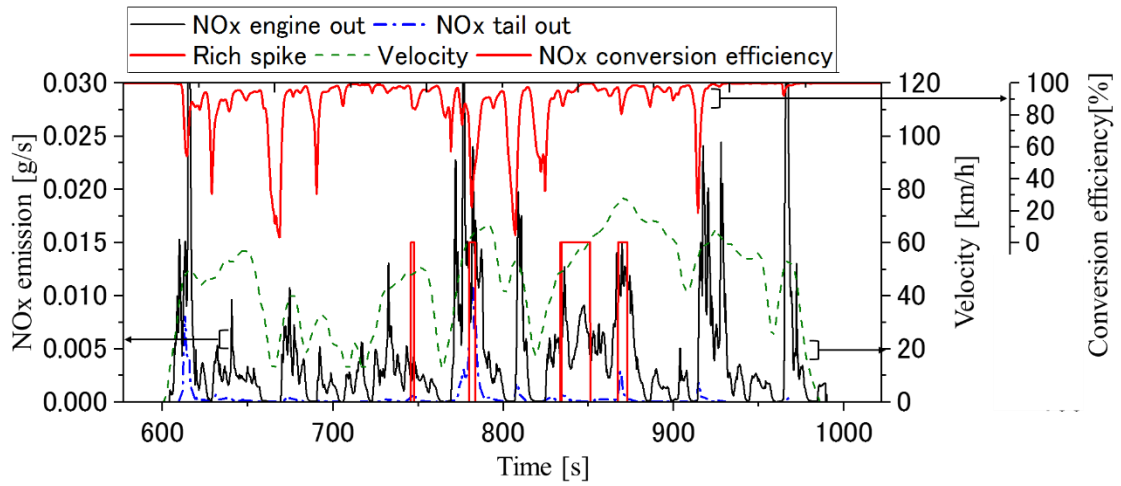
$$\text{NOx Conversion [\%]} = \frac{\text{NOx}_{\text{engine out}} - \text{NOx}_{\text{tail out}}}{\text{NOx}_{\text{engine out}}} \times 100 \quad \text{式(4.1)}$$

WLTC モードを走行した時の各パートにおける NOx 浄化率を表 4.6 に、触媒前後の NOx 排出量を含めた NOx 浄化性能の時間履歴を図 4.11 に示す。図 4.11(a) のリッチスパイク区間において NOx 浄化率が低くなることを確認できる。一般的にリッチスパイク後、触媒に NO₃ として吸蔵された成分が、還元反応することでガス状の NO が発生するとともに還元剤となる HC などとの還元反応により浄化される。排出された NO と燃料成分が反応するまで時間が必要となり、瞬間的に NOx 浄化率が低くなると考えられる。したがって、この NOx 排出は瞬時的なエンジン出口の NOx 排出とは全く関係なく排出される NSC 特有の排出現象といえる。このため、リッチスパイク中と NOx 吸蔵中の場合分けしてテールパイプ NOx の予測を試みた。図 4.11(a) および (b) においてリッチスパイクではない区間で浄化率が悪化することがみえる。この区間は減速時発生した燃料カット区間となる。燃料カット時にはエンジン出口の NOx 排出が非常に低くなるため、相対的に浄化率が悪化した。この区間の NOx 排出量は低いことから全体への影響は小さいと考え、とくに場合分け等の処置は行わなかった。表 4.7 に示すように High Phase ではリッチスパイクによる浄化率が NOx 吸蔵中と同等な結果が得られた。高速走行時では、エンジン回転数や負荷の変動が小さく、触媒温度もある程度高い状態にあるため、リッチスパイクに要する燃料量をより高精度に制御しやすく NOx 還元も促進されるとみられる。またエンジン始動後リッチスパイクが回数を重ねるにつれて、車両の ECU が行う NSC の NOx 吸蔵量推定精度が向上するとみられ、ECU で NOx 浄化率が悪化しないような制御されると考えられる。暖機と雰囲気条件を揃えたシャシダイナモ実験では NOx 触媒が常に働き、規制内の結果が得られた。試験車両の触媒制御が通常に行われる状況と考えられる。

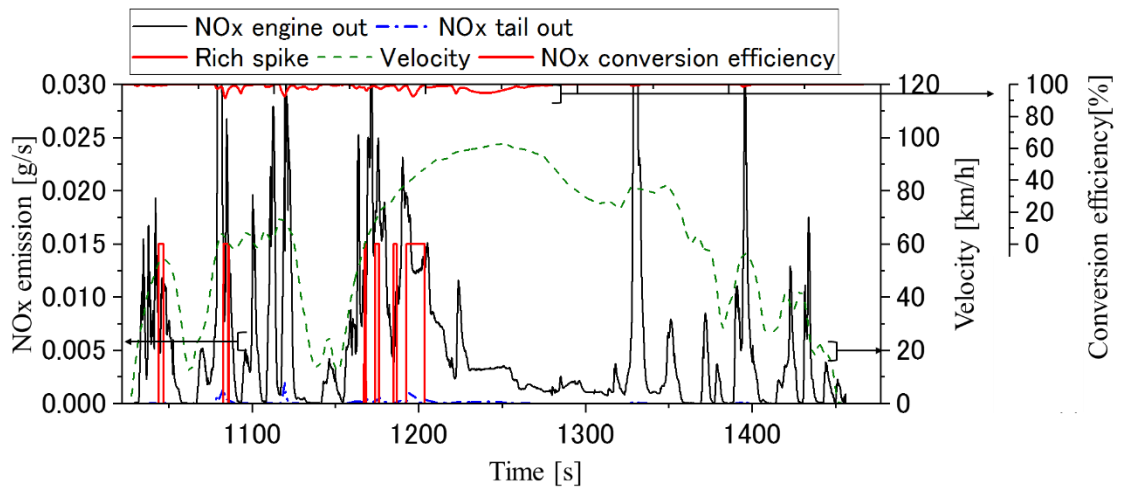
以上より、シャシダイナモ試験から得られた浄化率の平均値を算出してリッチスパイクがない区間では 97%、リッチスパイクがある区間では 85% の NOx 浄化率を実路走行結果に適用した。



(a) Low phase



(b) Medium phase



(c) High phase

Fig.4.11 Results of engine out and tail out NOx emissions in WLTC mode

Table 4.6 Ratio of NOx conversion efficiency in each phase of WLTC

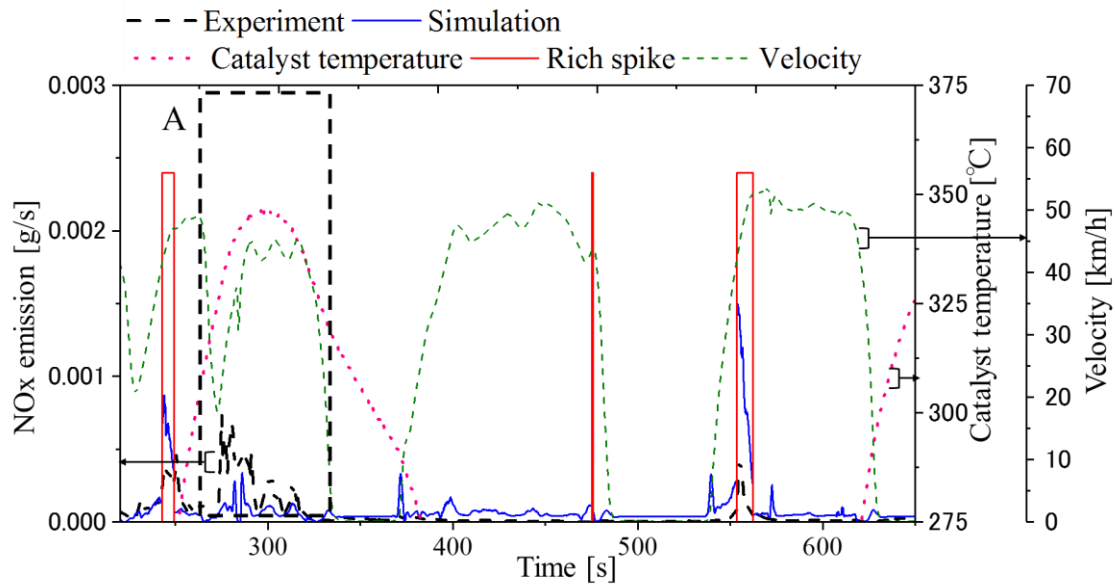
	During Rich spike [1]	During NOx storage [0]
Low Phase [%]	77.0	98.6
Medium Phase [%]	81.6	93.2
High Phase [%]	96.7	98.9
Total Average [%]	85.0	97.0

(2) テールパイプ出口における NOx 排出量の検証結果

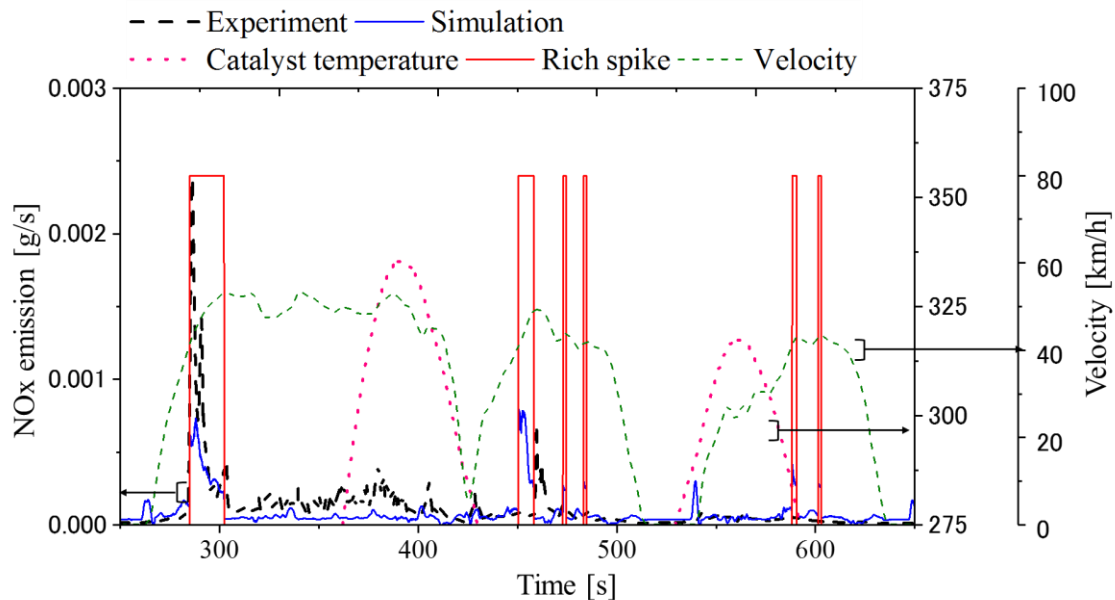
テールパイプでの NOx 排出量を予測するため、前節のシャシダイナモ試験から取得した触媒モデルをエンジン出口での NOx 予測値に適用した。検証用ルート C の実路走行実験におけるテールパイプ出口での瞬時 NOx 排出量の実測値と予測値を比較した結果として、図 4.12 に都市内走行の一部、図 4.13 に高速走行の一部を示す。図 4.12 より、リッチスパイク時および NOx 吸蔵区間で測定値と予測値が概ね一致する傾向が確認できる。図 4.13 の高速走行においては、#1 の 1275 秒以降と #2 の 1170 秒以降ではリッチスパイクおよび NOx 吸蔵区間で測定値と予測値が概ね一致する傾向がみえる。これにより、シャシダイナモ試験結果を用いて作成した NSC モデルが多くの部分で適用可能ということが確認できる。しかしながら、リッチスパイク後に発生した温度上昇区間(図中 A)において、瞬時 NOx 排出量の予測値が実測値と大きく乖離している。NSC を装備する車両の実走行における NOx 排出を適切に評価するためには、この問題を解決する必要がある。ここでは触媒温度の変化に着目することとした。

NSC は一般に、低温条件においては、NOx 吸蔵能力は高いが NOx 還元効率は低く、高温条件では、NOx 還元効率は高いが NOx 吸蔵能力は低下する特性がある⁽⁶⁾。このため、リッチスパイクとして燃料が供給されたことにより触媒温度が上昇し、かつ NOx 吸蔵能力が減少した場合に、それまでの NOx 吸蔵量が多いなどの条件が加わると、吸蔵しきれなくなった NOx が触媒から放出されるものと考えられる。このような形で吸蔵されていた NOx がスリップした場合に、本試験車両も含め多くの NSC 搭載車では触媒制御用にジルコニア式 NOx センサーを触媒後に装着しているため、そのような状況を検出して ECU における NSC の NOx 吸蔵量や吸蔵能力の補正等を行い、次に同様な状態になった場合には NOx スリップを抑止することが可能となる。そこでリッチスパイクによる温度上昇がみられて以降、次のリッチスパイクによる温度上昇が以前の最高温度以下になる場合、想定した吸蔵量に適した状態で制御され、高い浄化率を維持できると考えられる。それに対して、暖機後最初のリッチスパイクや都市内から高速走行に移行するなどして走行状態が大きく変化して、リッチスパイクによる温度上昇が前のリッチスパイク最高温度以上になる場合には、ECU における NOx 吸蔵量や当該温度における NOx 吸蔵能力等の予測精度が十分とはいえないことにな

り、それ以前の触媒温度の極大値を超えるあたりから NO_x が排出される。この浄化率の悪化は試験モードでは現れない挙動であるため、試験モードの結果を用いた浄化率モデルを適用するのみでは予測精度が悪化した。特に、図 4.13 の高速区間における乖離区間は市街地走行から高速走行を行い、市街地走行ではリッチスパイクによる触媒温度上昇が少なかった。そのため、高速進入後発生した温度上昇(図中 A)において NO_x がスリップすることが予想でき、予測精度が落ちる区間を予測できた。

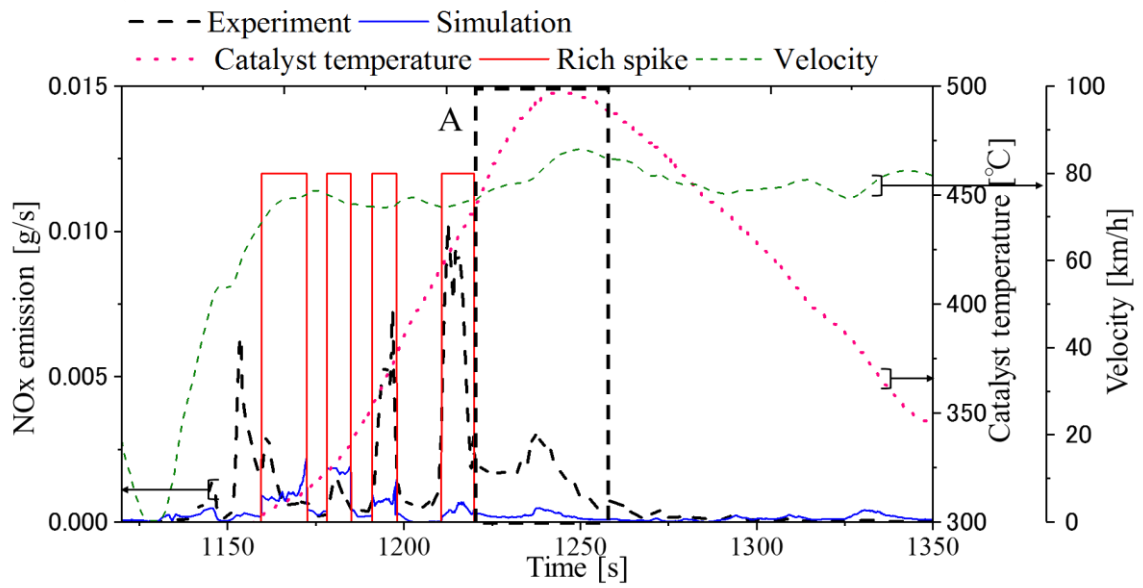


(a) Case #1 in city region

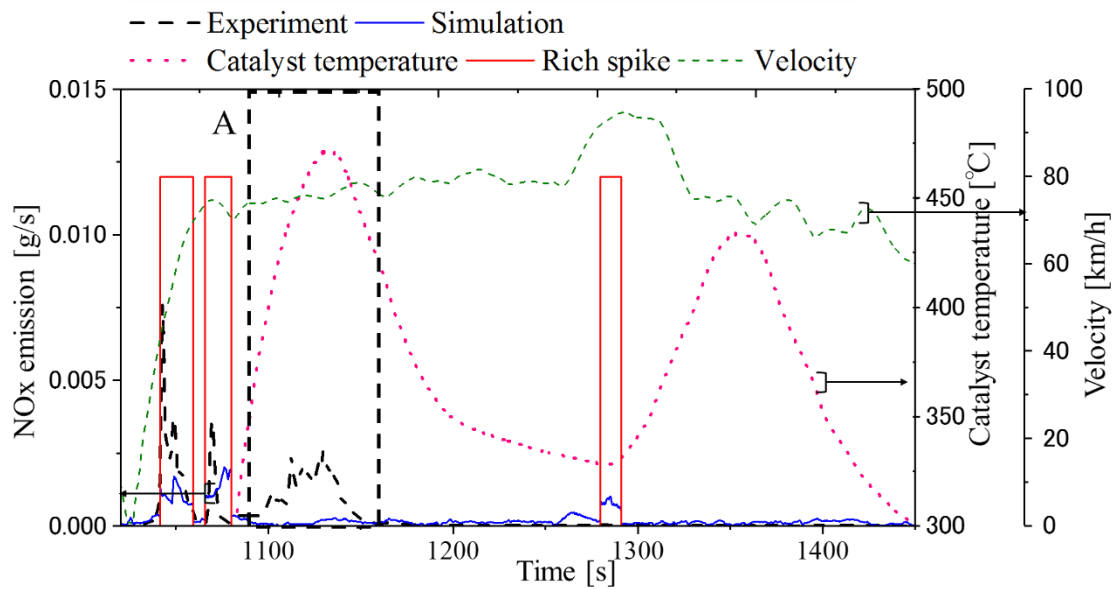


(b) Case #2 in city region

Fig.4.12 Comparison of instantaneous NO_x emission in city region of route C for measured and predicted results



(a) Case #1 in highway region



(b) Case #2 in highway region

Fig.4.13 Comparison of instantaneous NOx emission in highway region of route C for measured and predicted results

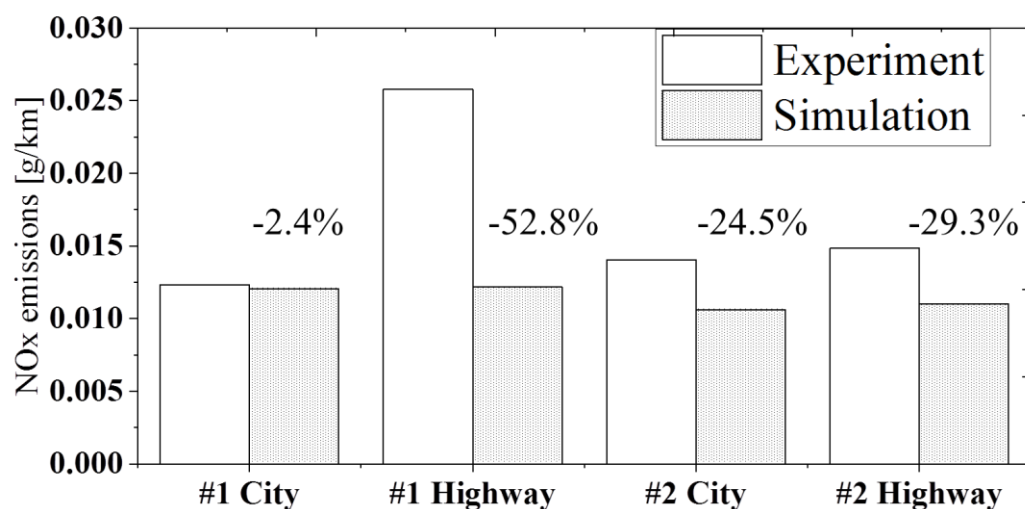


Fig.4.14 Comparison of measured and predicted NOx emissions at tailpipe in route C

検証用ルートCのテールパイプ出口における、単位距離当たりのNOx排出量[g/km]の実測値と予測値の比較を図4.14に示す。#1の市街地走行では誤差が-2.4%で精度良く予測できたが、#2の市街地走行では誤差が-24.5%と低く見積もられた。一方、高速走行において#1では実測値より-52.8%、#2では実測値より-29.3%といずれも大幅に低く見積もられた。走行ルートの構成上、市街地走行後に高速走行するため、温度上昇によるNOxスリップが発生したことで高速区間での予測精度がより悪化した。温度上昇によるNOxスリップが市街地走行よりも高速走行で大きく影響することを示している。

以上より、エンジン出口で予測したNOx排出量をシャシダイナモから触媒のモデルを適用する手法を提案した。これにより、リッチスパイクおよびNOx吸蔵区間において、都市内走行を中心とした実路走行のテールパイプ出口におけるNOx排出量を予測することが可能となった。しかしながら、高速道路走行を中心にそれのみでは大きな誤差が生ずるケースもみられた。その場合には、リッチスパイクによる温度上昇区間でNOxがスリップするシャシダイナモ試験時には現れない現象が確認された。したがって、実路走行における予測精度を向上するためには、そのような温度上昇の影響を反映させることが必要である。

4.3.3 温度上昇を考慮したNOx排出予測モデル

(1) 温度上昇時の触媒浄化モデル構築

リッチスパイクによる触媒温度上昇で発生するNOxスリップは、触媒温度に対する許容吸蔵量変化と関係があった。実路走行時のNOx排出量を精度良く予測するには、本現象もモデル化する

必要がある。そこで、モデル構築ルートの市街地および高速走行データを用いて温度上昇時の浄化率マップを用いる触媒浄化モデルを構築することで予測精度向上を試みる。

急激な加速など通常走行において、試験車両に装着された NSC は一定温度で維持している。市街地走行では 250°C 付近となり、高速走行では 300°C 付近となった。一方、リッチスパイクが発生した後の温度上昇は市街地走行では 300°C 以上、高速走行では 350°C 以上となることで各区間の温度上昇を確認するための基準温度(以下に T_{mode})と設定する。市街地走行から得られた触媒温度、リッチスパイクおよび NOx 浄化率の例を図 4.15 に示す。450 秒付近のリッチスパイクが発生した後、触媒温度が上昇し始め、 T_{mode} (ここでは 300°C)を超える時点から NOx 浄化率が悪化した。前述したように高温になると吸蔵能力が低くなるため、NOx スリップが発生し、NOx 浄化率が低下した。触媒の温度上昇とともに、温度下降時間も NOx スリップ反応と関係があると考えられるが、温度が低下すると NOx 吸蔵容量は増加するため NOx スリップは生じにくくなる傾向と推測されることから、本研究ではモデルの簡略化のために NOx スリップは触媒最大温度(以下に T_{peak})まで発生すると仮定した。以上より、設定した区間での触媒温度と NOx 浄化率の関係を求めてみた。 T_{mode} より温度上昇した区間での積算を行い、式(4.2)で示す温度と浄化率の関係を表す浄化変化率 C を新たに投入した。

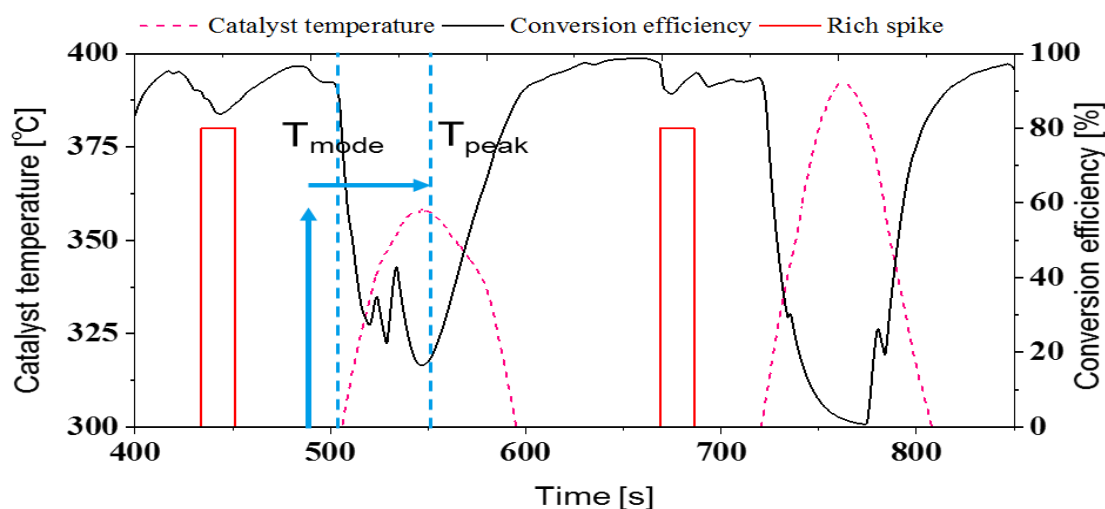


Fig.4.15 Example for defining region of reference and peak sections

$$C \left[\%/^{\circ}\text{C} \right] = \frac{\sum(\eta_{mode} - \eta_{peak})}{\sum(T_{peak} - T_{mode})} \quad \text{式(4.2)}$$

C : 浄化変化率 $\%/^{\circ}\text{C}$

η_{mode} : T_{mode} 時 NOx 浄化率 %

η_{peak} : T_{peak} 時 NOx 浄化率 %

T_{mode} : 基準温度 °C (市街地では 300°C, 高速走行では 350°C)

T_{peak} : 温度上昇区間の最大触媒温度 °C

モデル構築用ルート A と B から取得した結果から, ($T_{peak}-T_{mode}$) 区間での平均触媒温度に対する浄化変化率を求めた結果を図 4.16 に示す. ここでの触媒平均温度は, 基準温度を超えた程度を表す指標となるためとみられるが, 触媒の平均温度と浄化変化率には強い相関が見られた. そこで, 最小二乗法を用いて関係式(4.3)と(4.4)を導出し, それぞれ市街地および高速区間での NSC の NOx 浄化率の補正に用いることで, NOx 排出予測の精度向上を試みた. 温度に加えて触媒の浄化率に影響を与える因子として, 触媒を通過する排気ガスの空間速度を挙げられる. 空間速度が速い場合, つまり排気流量が多い場合には通過する排気ガスが触媒表面との接触時間が減少するために, 触媒の浄化率が減少すると考えられる. しかしながら, 触媒温度および吸蔵状態により NOx 浄化率に差が生じることなど複雑な反応を考慮する必要がある. 走行状態によって激しく変動する瞬時排気流量を正確に測定もしくは予測してモデルに適用することは極めて難しいため, 排気ガス流量が同等な条件ごとに場合分けをすることとし, 市街地と高速区間に場合分けて浄化変化率を求めて適用した.

$$C_{city} = 9 \times 10^9 \times e^{-0.066 \times T_{avg}} \quad \text{式(4.3)}$$

$$C_{city} = 5 \times 10^6 \times e^{-0.039 \times T_{avg}} \quad \text{式(4.4)}$$

T_{avg} : ($T_{peak}-T_{mode}$)区間での触媒平均温度 °C

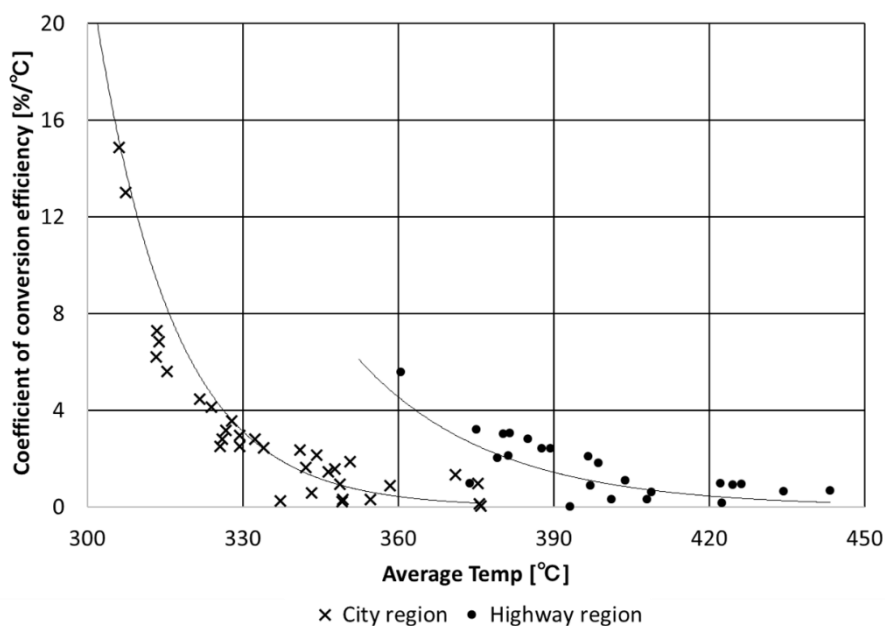


Fig.4.16 Map of coefficient of conversion efficiency using real-driving

以上より、温度上昇区間での平均温度から浄化変化率が求まる。 $\Sigma(T_{\text{peak}} - T_{\text{mode}})$ を計算することでリッチスパイクによる温度上昇区間における平均浄化率を計算でき、温度上昇区間も含めた予測が可能となる。

温度上昇区間での影響を確認するため、4.3.2 に示した触媒モデルと本節で構築した触媒浄化モデルでの予測精度を調べた。以下に、検証した各 NO_x 排出予測モデルの構築方法を定義する。

- Simulation 1: シャンダイナモ試験で求めた浄化率を用い、エンジン出口 NO_x 排出予測式にリッチスパイク状態を考慮した方法(4.3.2 節の(2)で用いた手法)
- Simulation 2: Simulation 1 に加えてリッチスパイクによる温度上昇区間で、実路実験から求めた触媒浄化モデルを適用する方法

Simulation 2 を適用するための手法に関して、NSC の特性を考慮する必要がある。図 4.17 にリッチスパイクによる温度上昇区間で、温度上昇が始まって極大値に至るまでの(a)~(c)区間を設定した。NSC ではリッチスパイクによる温度上昇の極大値が過去の極大値以下の場合(図 5(c))、NO_x スリップは抑制されて Simulation 1 を用いる予測精度が確保できる。一方、当該リッチスパイクによる温度の極大値が過去の極大値を超える場合(図 5(b))、温度上昇により NO_x スリップが発生して浄化率が低下する。これは、NSC の許容 NO_x 吸蔵量およびその時点における NO_x 吸蔵量を必ずしも精度よく推定することは容易ではないためと考えられる。ただし、NSC が高温になり NO_x スリップが起こった場合には、それらの推定精度の向上が可能となる。走行開始後に一度経験した温度であれば、NO_x スリップを避ける制御が可能になると考えられる。一方で、それより高い温度になった場合には、吸蔵量等の推定誤差から NO_x スリップが起こるものと予想される。そのため、走行開始後 1 回目の温度上昇では Simulation 2 を適用するとともに、その後観察される温度極大値を過去のものと比較して、それを超える場合は Simulation 2 を適用し、それを超えない場合は Simulation 1 を適用した。図 4.16 では 375°C 付近において市街地と高速区間で異なる浄化変化率の特性がみられる。この区間では市街地と高速走行での空間速度や排気流量の差とともに、触媒の許容吸蔵量の差と考えられる。市街地走行の場合、通常では 250°C 程度であるものがリッチスパイク後には 350~370°C まで大幅な温度上昇が生じるのに対し、高速走行の場合、高速道路の入り口から高い速度まで加速するため、リッチスパイク後の最大触媒温度が 400°C を超え、以降に発生した 370°C 付近の温度上昇は相対的に小さいものとなり、浄化変化率の分母となる $(T_{\text{peak}} - T_{\text{mode}})$ が小さい値となることが主たる理由と考えられることに加え、触媒温度が低い市街地走行では許容吸蔵量が相対的に大きいため、NO_x スリップを抑制しやすい状況にあったと考えられる。

以上より、触媒温度を測定することで、テールパイプ出口での NO_x 排出量予測が可能となる。

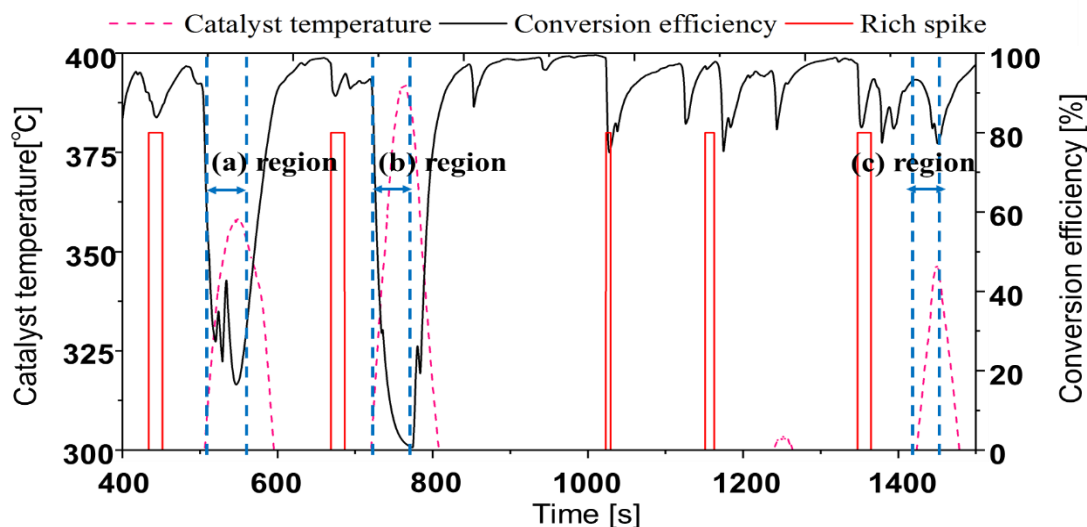


Fig.4.17 Examples of setting interval for definition of coefficient of conversion efficiency

(2) テールパイプ出口における NOx 排出量の検証結果

テールパイプ出口での瞬時 NOx 排出量の実測値と予測値の比較結果を図 4.18 から図 4.20 に示す。図 4.18 は#1 の市街地走行となり、リッチスパイクが終了した後、250 秒付近(図中 A)から触媒温度が 300°Cを超え始め、実測値の NOx 排出量が増加する NOx スリップが確認できており、温度上昇とともに Simulation 1 による予測精度が悪化した。一方、Simulation 2 では温度上昇区間での NOx スリップが予測でき、排出量の予測精度が向上した。

図 4.19 の高速走行において、#1 では温度上昇中にリッチスパイクが発生しているため、 T_{mode} を超える区間(図中 A)ではなくリッチスパイク後の 1220 秒付近からモデルを適用した。リッチスパイクと温度上昇が同時に発生する区間での予測精度は低くなった。1225 秒以降の温度上昇区間は走行状態として加減速があまりなく、リッチスパイクがなければ NOx 排出増加が考えられない状況にある。この区間で Simulation 1 による予測値は過小評価されているが、Simulation 2 は温度上昇による影響を反映することで、ピーク値は必ずしも同等とはいえないものの NOx 排出の増加傾向を予測することができ、定量的な予測精度が改善した。#2 においても同様にリッチスパイクが発生した後に温度が上昇する 1080 秒付近(図中 A)で、Simulation 1 による予測値は過小評価されているが、Simulation 2 は温度上昇による NOx 増加傾向を予測でき定量的な精度が向上した。

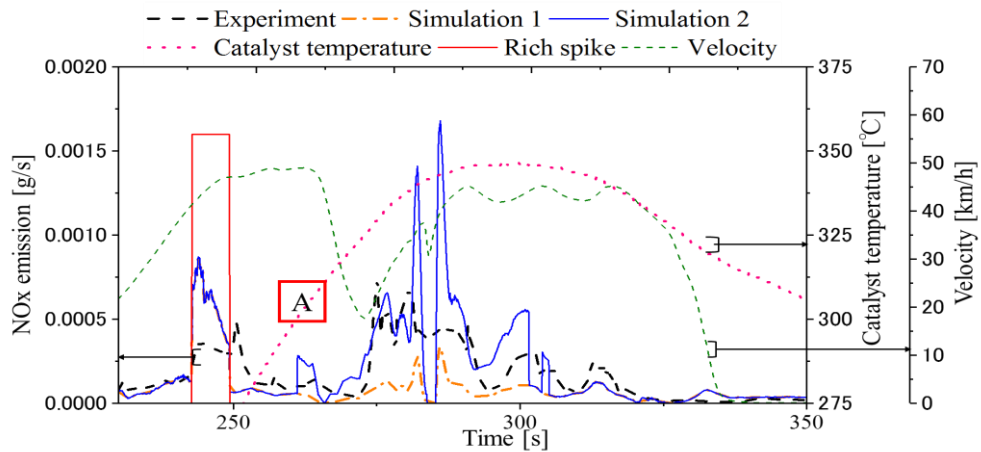
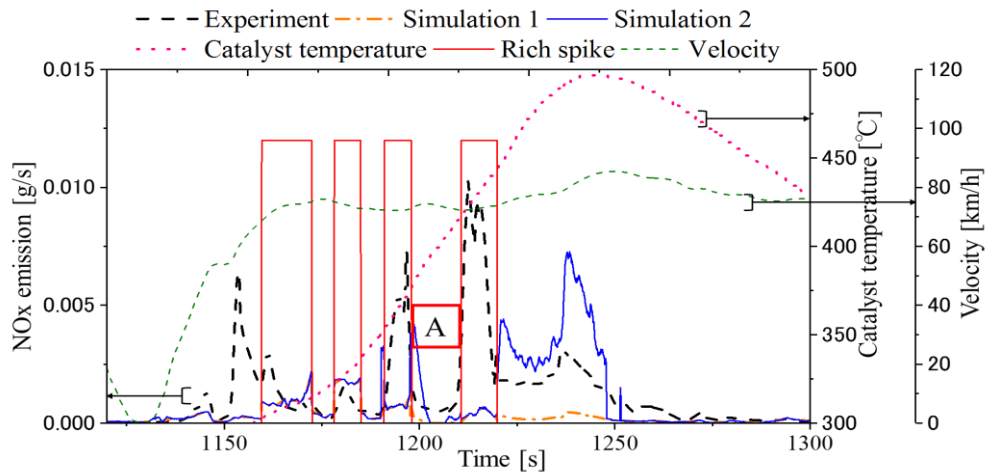
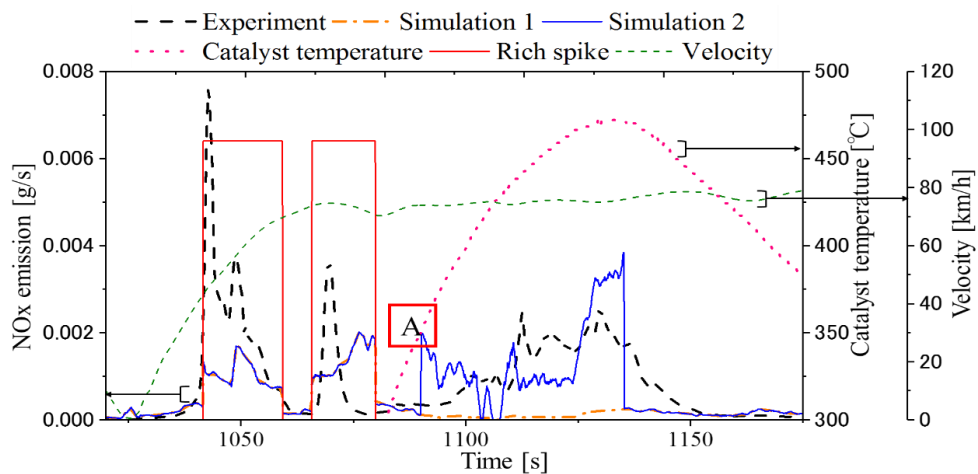


Fig.4.18 Comparison of instantaneous NOx emission in city region of route C for measured and predicted results



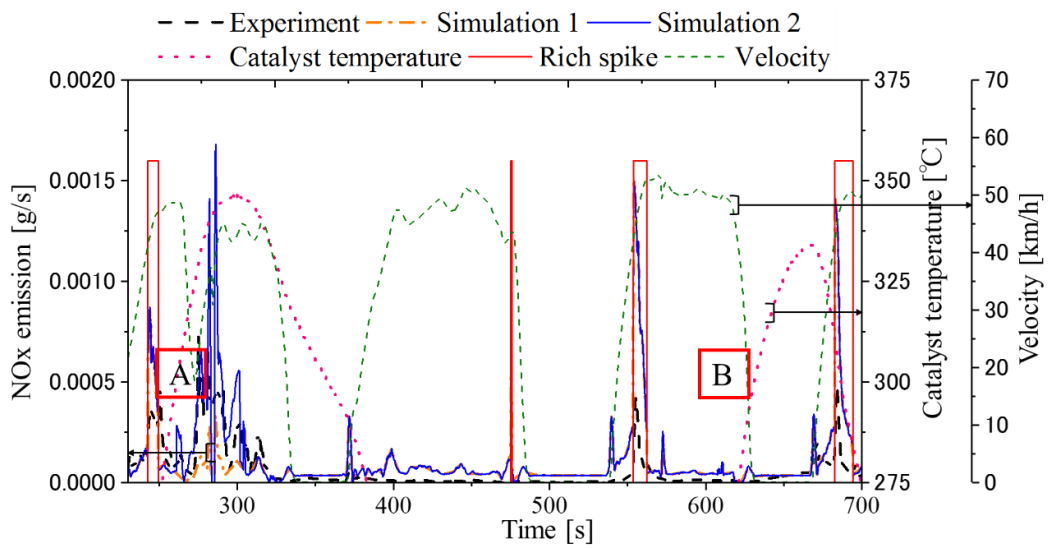
(a)Case #1



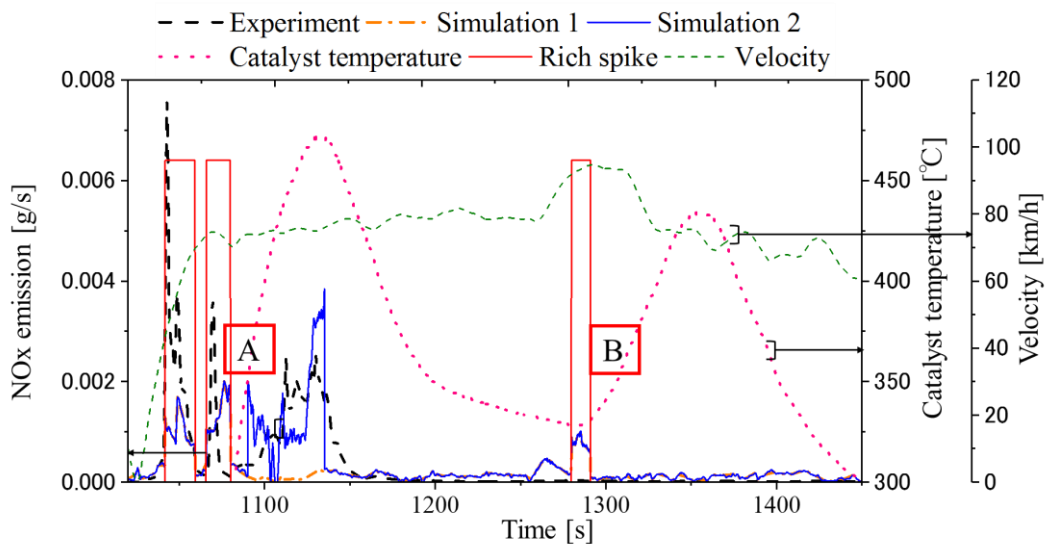
(b)Case #2

Fig.4.19 Comparison of instantaneous NOx emission in highway region of route C for measured and predicted results after first rich spike

図 4.20 の#1 の市街地走行で 700 秒付近(図中 B)の 2 回目生じたリッチスパイクによる温度上昇は、過去の極大温度を超えないため、NSC 制御が通常通り働きリッチスパイク特有の NOx 増加は回避できると考えられる。そこで Simulation 1 を適用し、シャシダイナモ試験結果に基づく浄化率を用いて予測した結果、実験値に近い傾向を示した。図 4.20 の#2 の高速走行でも市街地走行と同様に、2 回目以後のリッチスパイクによる温度上昇区間(図中 B)では、Simulation 1 で実測値を概ね予測できた。



(a) Case # 1



(b) Case # 2

Fig.4.20 Comparison of instantaneous NOx emission in highway region of route C for measured and predicted results

検証用ルート C のテールパイプ出口において、単位距離当たりの NOx 排出量[g/km]の実測値と予測値の比較を図 4.21 に示す。#1 の市街地走行では温度上昇による NOx 排出増加を考慮したため、Simulation 1 での誤差が-2.4%であったのに対し、Simulation 2 では+6.5%と高く見積もられた。一方、#1 の高速走行において、Simulation 1 では実測値より-52.8%の予測値と大きな誤差がみられたのに対し、Simulation 2 での誤差は-6.6%となり、予測精度が大幅改善した。#2 において、市街地走行では温度上昇による NOx スリップが発生しなかったため、両モデルは同等な予測値を示したが、高速走行#2 では予測精度が向上した。このことは、温度上昇による NOx スリップが市街地走行よりも高速走行で大きく影響することを示している。

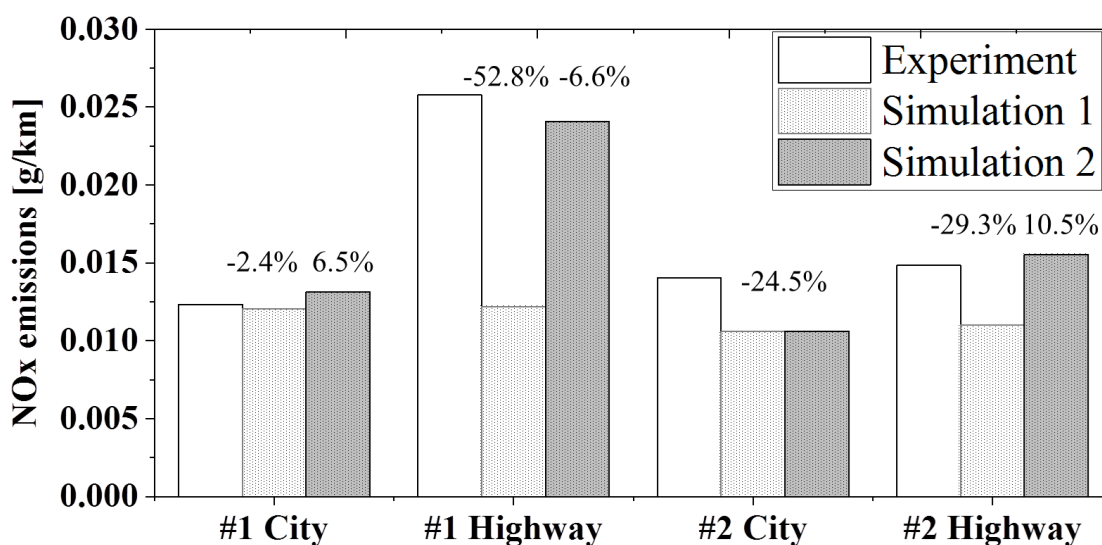


Fig.4.21 Comparison of measured and predicted NOx emissions at tailpipe in route C

4.4 まとめ

NOx 吸蔵触媒を搭載し、ポスト新長期排出ガス規制に適合したディーゼル乗用車を対象に、実路走行条件における NOx 排出量の予測を簡易に行えるモデルを構築した。本モデルを市街地と高速道路を含んだルートにおける実路走行条件に適用し、以下の知見を得た。

- (1) 前章で構築したモデルを、仕様や制御の異なる別型式のエンジンにおいてもエンジン出口での NOx 排出量予測値は実測値と高い相関を有し、前章で構築したモデルの妥当性が示された。この結果は、前記の説明変数は実路走行の NOx 排出量予測を高精度に行うために重要な因子であることを示すものといえる。
- (2) シャンダイナモ試験からリッチスパイクおよび NOx 吸蔵区間それぞれにおける NOx 浄化率を

求め、それに基づく触媒モデルを(1)から得られたエンジン出口での NOx 排出予測モデルに適用することで、実路走行実験での瞬時 NOx 排出量および総 NOx 排出量を限られた範囲で適切に予測できる。ただし、実路走行ではリッチスパイク後に温度増加が発生する区間において、シャシダイナモ上では確認できてない NOx スリップ現象が確認され、この区間では予測よりも多くの NOx 排出がみられた。

- (3) (2)で述べたリッチスパイクによる温度上昇がみられた区間での予測精度を改善するため、実路走行データを基に、触媒温度上昇に伴う NOx 浄化率低下を統計的に求め、それを加味したモデルを新たに導入した。このモデルを用いることでテールパイプ出口の予測精度が改善され、シャシダイナモ試験では現れない現象も含む実走行時の瞬時 NOx 排出量および総 NOx 排出量を適切に予測できるようになった。

参考文献

1. Renate Schwiedernoch, Steffen Tischeer, Chrys Correa and Olaf Decutschmann, Experimental and Numerical Study on the Transient Behavior of Partial Oxidation of Methane in a Catalytic Monolith, *Chemical Engineering Science*, Vol.58, p.633-672, 2003.
2. Petr Koci, Matyas Schejbal, Jan Trdlicka, Tomas Gregor, Milan Kubicek and Milos Marek, Transient Behavior of Catalytic Monolith with NOx Storage Capacity, *Catalysis Today*, Vol.119, p.64-72, 2007.
3. Gao, Z., Chakravarthy, K., Daw, C., and Conklin, J., Lean NOx Trap Modeling for Vehicle Systems Simulations, *SAE Int. J. Fuels Lubr.* Vol.3, No.1, p.468-485, 2010.
4. P.Pisu, M.Canova and A. Soliman, Model-Based Fault Diagnosis of a NOx Aftertreatment System, *IFAC Proceedings Volumes*, Vol.41, No.2, p.7072-7078, 2008.
5. Yana Vereshchaga, Stephan Stadlbauer, Laurent Bako and Luigi del Re, Piecewise affine modeling of NOx emission produced by a diesel engine, *European Control Conference*, pp.2000-2005, 2013.
6. William S. Epling, Larry E. Campbell, Aleksey Yezerets, Neal W. Currier, et al., Overview of the Fundamental Reactions and Degradation Mechanisms of NOx Storage/Reduction Catalysts, *Catalysis Reviews*, 46(2), 163-245, 2004.

第 5 章 環境因子による NO_x 排出特性

5.1 はじめに

前章までに、NO_x 低減触媒を装着している車両及び装着していない車両いずれにおいても適用可能な、速度および道路勾配等を入力する NO_x 排出予測モデルの構築を行った。構築したモデルを用いて、モデルを作成したルートとは異なるルートにおけるエンジン出口とテールパイプ出口での NO_x 排出量を相応の精度で予測することが可能となった。これらの実路走行試験では気温、湿度などの周囲環境因子の影響を減らすため、比較的に同等な条件で実験を行った。しかしながら、実路走行での NO_x 排出は走行環境や運用状況に大きく影響されることも想定される。その際には、様々な因子の影響が複合的に組み合わさったものになると想定され、最終的な予測精度を確保するには個々の因子による影響を把握する必要がある。

触媒後の NO_x 排出は触媒の NO_x 浄化特性による影響を受けるため、環境因子による正確な比較が難しい。そこで本研究では触媒前のエンジン出口での NO_x 排出量を測定し、多様な環境因子と NO_x 排出との関係を明らかにする。さらに、車両に風速計を設置することで風速の影響も含めた環境因子による NO_x 排出特性を明らかにすることを試みた。

5.2 実験装置および条件

5.2.1 試験車両および計測装置

(1) 計測システム

実路走行実験等における排出ガス測定方法は前節と同様で、3.2.1 節で使用した PEMS を使用し、計測項目を表 3.1 に示す。試験装置の概略を図 5.1 に示す。試験車両は NSC を装着しているため、テールパイプでの NO_x 排出量は触媒浄化率変化の影響を受けるため、それを用いた環境因子の評価は難しい。そのため、図 4.1(a)に示したように触媒前に設置したジルコニア式 NO_x センサーを用いて NO_x 濃度を測定した。排出ガス流量は 3.2.1 節に示した式 (3.1) と式 (3.2) を用いることでエンジン出口での NO_x 排出量を算出した。実路走行での風速を測定するため、ピトー式風速計(エムケー・サイエンティフィック, DT-8920)を車両進行方向に設置した。風速計の仕様を表 5.1 に示す。車両走行時において車体周囲の渦流や進行方向と異なる空気流れ等による影響を最小限とするため、ルーフキャリアを設置した上に風速計を載せ、ピトー管先端部は車体のルーフ上か

ら 32cm はなれた状態とした。設置状況を図 5.2 に示す。風速計のデータは 1 秒、他の装置ではサンプリングレート 0.1 秒で計測した。

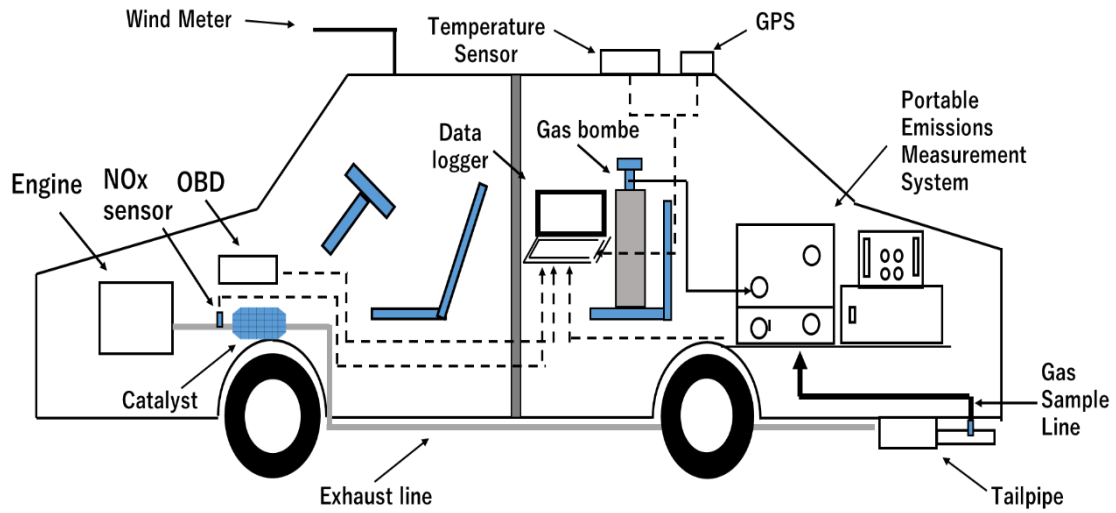


Fig.5.1 Schematic of measurement system using PEMS

Table 5.1 Specification of wind meter

	Range	Resolution
Wind velocity [m/s]	1.00~80.00	0.01
Accuracy	$\pm 2.5\%$ (@10.00 m/s)	
Reproducibility	$\pm 0.2\%$	



Fig.5.2 Photo of wind meter

5.2.2 実験条件

ピトー式風速計は低風速では精度が低下することに加え、空気抵抗は速度の2乗に比例するため高速時ほどその影響が大きくなると見込まれることから、本節では3.2.2節の図3.3で示した高速走行ルートB(市原IC～千葉北IC)と検証ルートC(蘇我IC～市原IC)の高速区間のみを用いて比較した。使用した区間を図5.3に示す。プレコンディショニングとして約30分走行することで車両暖機を行い、冷却水温度と触媒条件が安定した後に実路走行実験を開始した。実路走行の実験条件を表5.2と表5.3に示す。本研究では、水蒸気分圧[hPa]、大気圧[kPa]、気温[°C]、風速[m/s]および風向[-]を環境因子とした。必要なデータは気象庁の気象データを用いた⁽¹⁾。また、2018年6月15日以降は車両に風速計を設置していることから、それ以前と以後で(a)と(b)に実験条件を分けて示す。

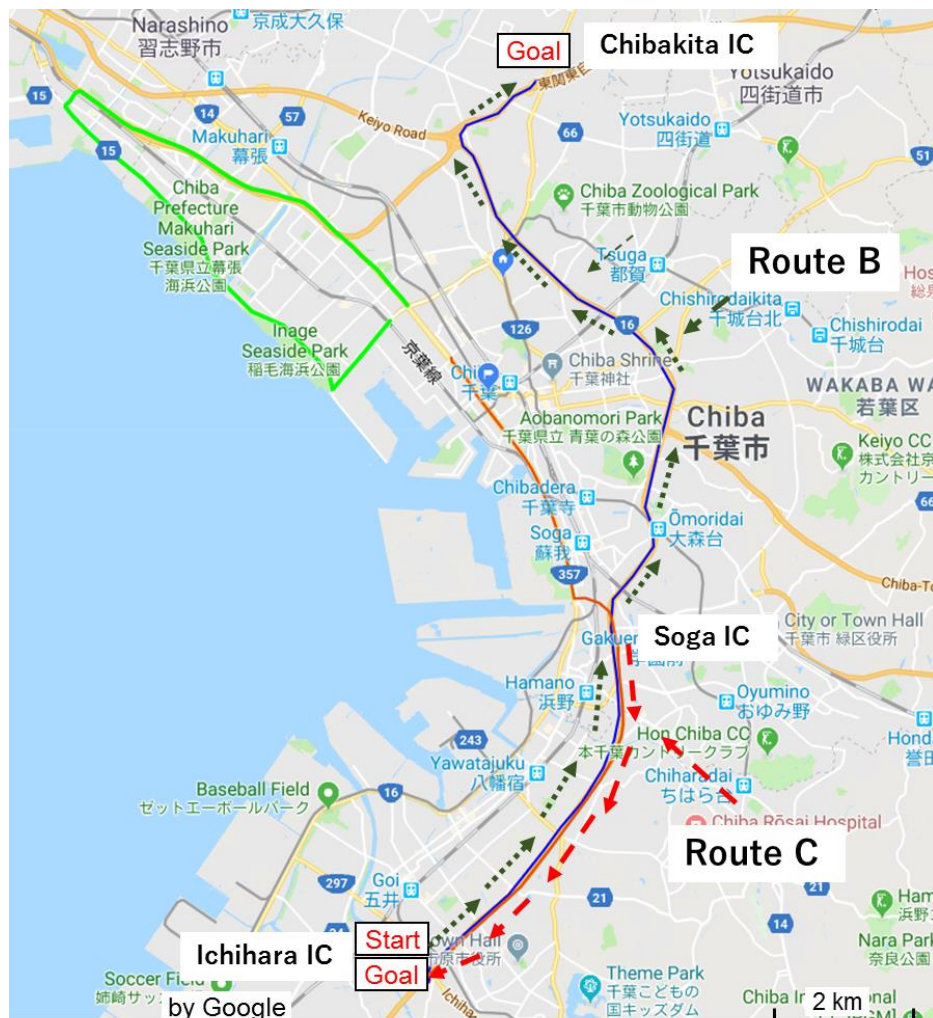


Fig.5.3 Routes of real-driving experiment for confirming effect of experimental conditions

Table 5.2 Experiment conditions of real-driving route B

(a) Without wind meter

	Atmospheric Pressure [kPa]	Temperature [°C]	Humidity [%]	Water vapor Pressure [hPa]	Wind velocity [m/s]	Wind direction [-]
2018/1/6	100.9	9.3	43	5	3	南西
2018/1/29	100.4	8.3	57	6.2	4.9	東北東
2018/2/8	101.8	7.1	30	2.8	3.1	西南西
2018/3/13	102	15.6	52	9.2	5.9	南西
2018/3/17	102.6	10.7	37	4.8	2.5	北東
2018/4/11	101.3	18.8	66	14.8	11.5	南西
2018/4/12	100.9	20.4	67	16.1	2.1	西
2018/4/13	102.5	12.5	52	7.5	2.7	東南東
2018/4/18	101.5	12.6	92	13.2	4.3	北
2018/4/19	101.5	16.5	81	14.8	4.8	南
2018/4/25	99.8	19.6	72	22.7	14.4	南西
2018/4/26	101	23.4	27	7.8	2.7	北北東
2018/5/30	101.4	24.3	68	20.7	4.1	南東
2018/5/31	100.5	22.3	74	19.9	3.5	南西
2018/6/1	101.1	23.3	53	15.2	7.1	東南東
2018/6/2	101.5	24.7	47	14.6	4.4	西南西
2018/6/3	101.7	21.1	72	18	2.4	南西

(b) With wind meter

	Atmospheric Pressure [kPa]	Temperature [°C]	Humidity [%]	Water vapor Pressure [hPa]	Wind velocity [m/s]	Wind direction [-]
2018/6/15	100.9	17	86	16.7	6.2	北北東
2018/6/17	101.6	19.6	75	17.1	2.3	東南東
2018/6/19	100.9	26.4	54	18.6	3.5	北北東
2018/6/26	101.2	26	80	26.9	6.9	南南西
2018/6/26	101.1	25.4	85	27.6	9.1	南西
2018/6/27	100.5	26.1	84	28.4	8.9	南南西
2018/6/28	100.6	28.7	72	28.4	9.8	南西
2018/7/3	100.8	26.5	77	26.7	6.8	南南西
2018/7/4	100.3	27.8	77	28.8	12.6	南南西
2018/7/17	101.1	28.8	80	31.7	4.3	南南西
2018/7/24	100.7	28.9	87	34.7	3.2	東南東
2018/7/27	100.8	24	75	22.4	5.1	北東
2018/8/6	100.7	24.6	86	26.6	5.7	北東
2018/8/6	100.7	24.5	85	26.1	6.8	北東
2018/8/9	100.1	27.7	84	31.2	5.8	南西
2018/8/13	101.2	28.1	81	30.8	3	西南西
2018/8/18	101.4	21.6	67	17.4	1.5	東北東

Table 5.3 Experiment conditions of real-driving route C

(a) Without wind meter

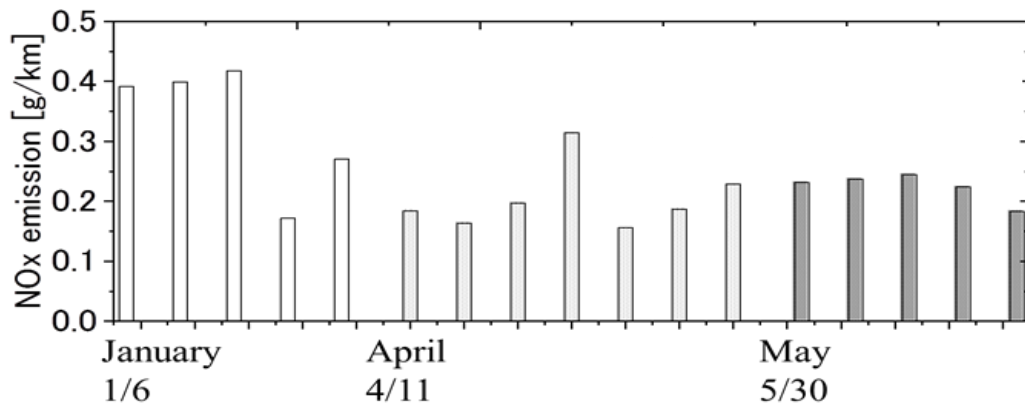
	Atmospheric Pressure [kPa]	Temperature [°C]	Humidity [%]	Water vapor Pressure [hPa]	Wind velocity [m/s]	Wind direction [-]
2018/1/3	101.1	8.4	17	1.9	10.2	北西
2018/1/6	100.9	9.1	50	5.8	2.6	西南西
2018/2/8	101.7	7	28	2.8	3	南西
2018/3/13	102	15.6	52	9.2	5.9	南西
2018/3/17	102.6	10.7	37	4.8	2.5	東
2018/3/27	101.6	17.6	60	12.1	5.4	南西
2018/4/11	101.3	18.8	66	14.3	11.5	南西
2018/4/12	100.9	19	75	16.5	1.7	西南西
2018/4/18	101.4	12.4	92	13.2	3.6	北
2018/4/19	101.5	16.5	81	15.2	4.8	南
2018/4/21	101.8	23.4	42	10.9	6.5	南西
2018/4/26	101	22.4	27	7.3	2.2	北北東
2018/5/30	101.4	24.3	68	20.7	4.1	南東
2018/5/31	100.5	22.3	74	19.9	3.5	南西
2018/6/1	101.1	23.3	53	15.2	7.1	東南東
2018/6/2	101.6	24.4	48	14.7	2.8	西南西
2018/6/3	101.7	21.5	66	16.9	2.9	南西

(b) With wind meter

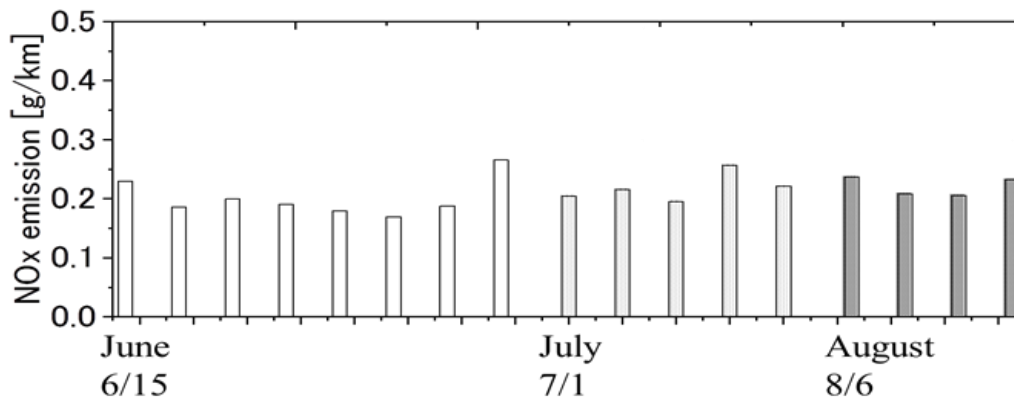
	Atmospheric Pressure [kPa]	Temperature [°C]	Humidity [%]	Water vapor Pressure [hPa]	Wind velocity [m/s]	Wind direction [-]
2018/6/15	100.9	17.2	87	17.1	5.8	北北東
2018/6/16	101.2	17.5	73	14.6	4.5	東北東
2018/6/17	101.6	19.6	75	17.1	2.3	東南東
2018/6/19	100.9	26.4	54	18.6	3.5	北北東
2018/6/26	101.2	26	80	26.9	6.9	南南西
2018/6/26	101.2	25.6	82	26.9	8	南南西
2018/6/27	100.5	25.8	85	28.2	10.1	南西
2018/6/28	100.6	28.7	72	28.4	9.8	南西
2018/7/1	101.7	27.1	74	26.5	5.5	南南西
2018/7/3	100.8	26.6	74	25.8	6.6	南南西
2018/7/4	100.3	27.8	77	28.8	12.6	南南西
2018/7/15	101.2	28.5	78	30.4	4.1	南
2018/7/17	101.1	29.1	80	32.2	4.8	南南西
2018/7/24	100.7	28.9	84	34.7	3.2	東南東
2018/7/27	100.8	24.1	78	23.4	4.3	北東
2018/8/6	100.6	25.3	87	28.1	6.4	北東
2018/8/13	101.1	27.6	85	31.4	1	南西
2018/8/18	101.4	21.6	68	17.5	2.4	東

5.3 環境因子によるNO_x 排出特性

一般的に実路走行試験は日時や地域が異なり、様々な気象条件下で行われる。また、渋滞や交通信号などの道路状況に応じて、加減速のタイミングや車速などが試験毎に異なる。前節では各説明変数を用いることで実路走行時の排出ガス性能の予測を行ったのだが、環境条件は極力同等なものを用いてその変化による影響を考慮しなかった。ルートBおよびルートCにおける実路走行実験で得られたNO_x 排出量の試験日ごとの測定結果を図5.4と図5.5に示す。この図より、得られたNO_x 排出量が試験日または走行運転によって大きく変動したことがわかる。排出ガス測定試験の結果を正確に評価するためには、これらのNO_x 排出量の違いの影響を理解し、影響する因子を特定する必要がある。



(a) Without wind meter



(b) With wind meter

Fig.5.4 Results of NO_x emission measurements under real-driving condition at route B

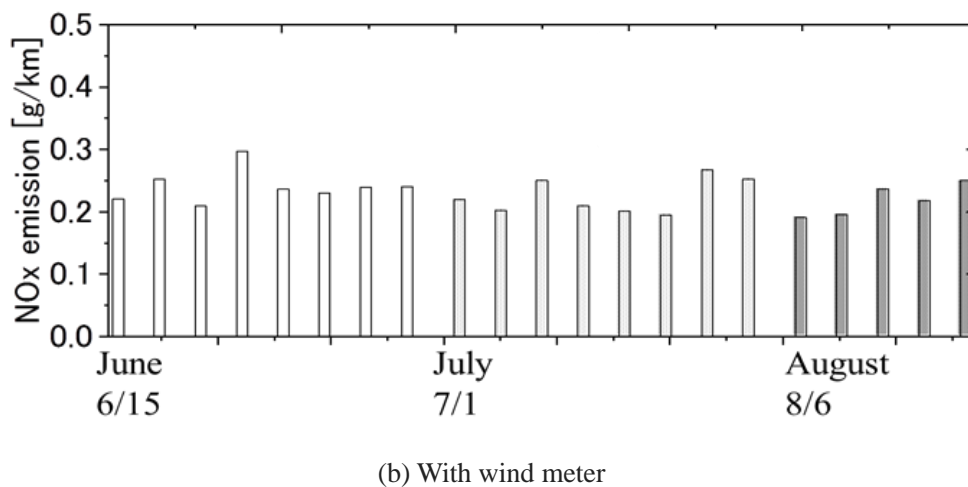
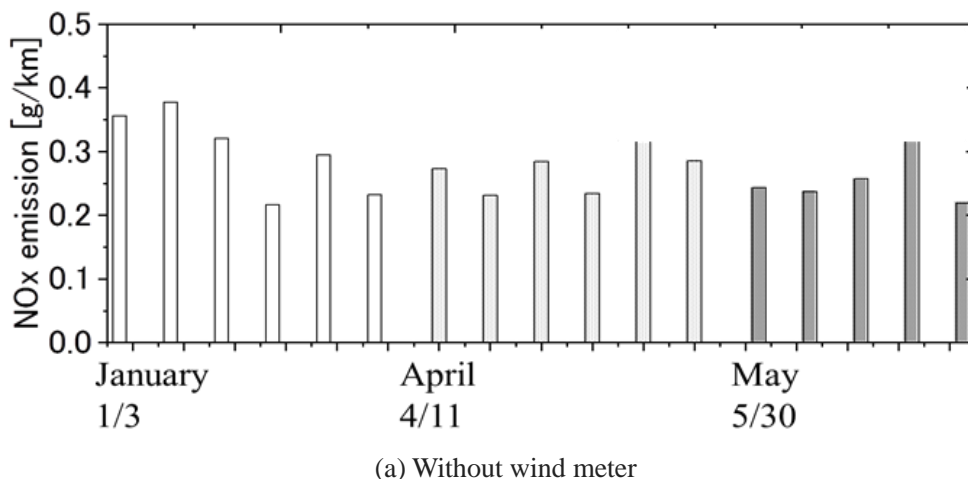
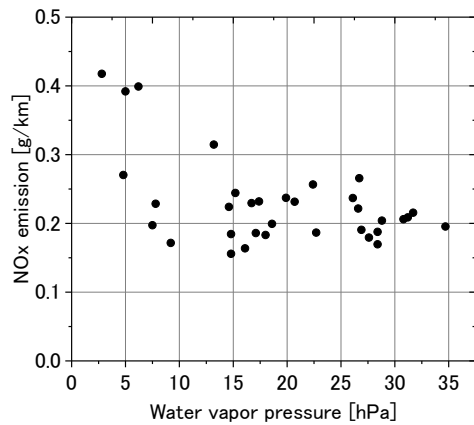
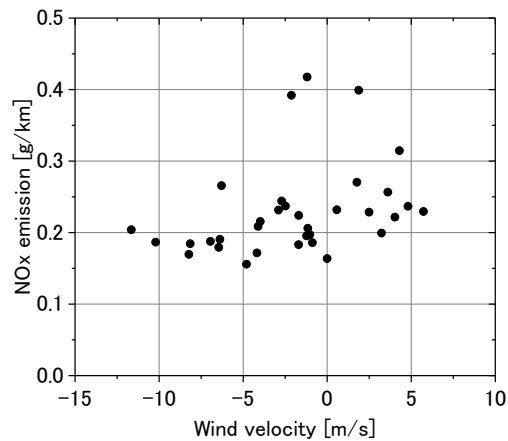


Fig.5.5 Results of NOx emission measurements under real-driving condition at route C

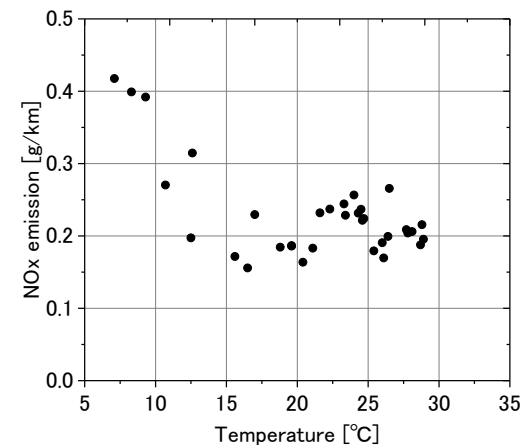
NOx 排出に影響を与える因子として、次のような項目を抽出した。大気圧、周囲温度、水蒸気分圧(湿度)、車両進行方向の風速等を環境条件とした。車両進行方向の風速は気象庁のデータから風速および風向を確認した。本研究では車両の運転状態を簡単に取得できる車速から、加速の強度や頻度を表す RPA を算出することで運転条件の影響を考察した。これらの因子と NOx 排出量との関係を図 5.6 と図 5.7 に示す。各因子と NOx 排出との相関関係は強いものとはいえず、特定の因子が NOx 排出特性を決定づけているのではなく、多くの要素が影響しあって一つの結果が生まれているものと考えられる。とくにこれまでに述べた結果から、NOx 排出量の予測が可能であったことは、図 5.6、図 5.7 でみられたばらつきは単なる実験ばらつきではなく、運転や気象条件等によって変化したものであると考えられる。そこでこれらの因子と NOx 排出量との関係を定量的に把握するために、相関性が高い因子を中心に影響を調べることにした。前節において速度および加速度が NOx 排出を予測する重要な因子ということが明らかになったため、本節では環境因子での NOx 排出特性を明らかにする。



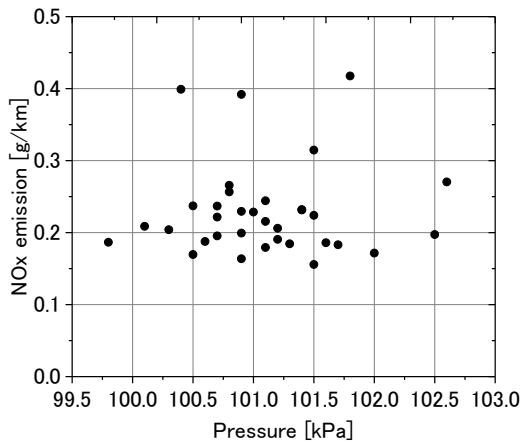
(a) Humidity



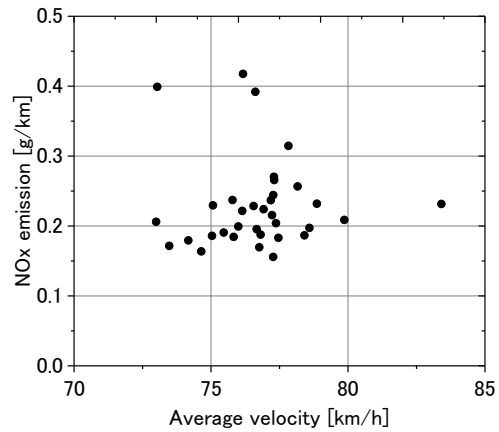
(b) Wind velocity



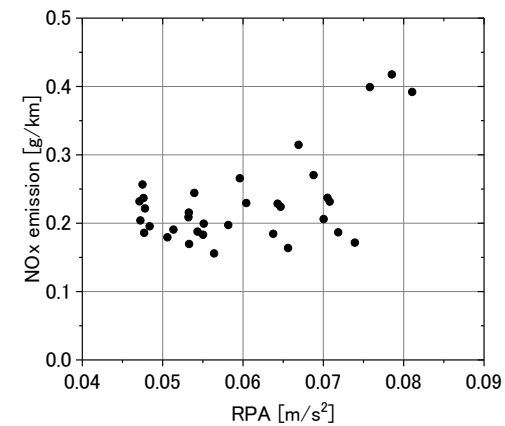
(c) Ambient temperature



(d) Atmospheric pressure

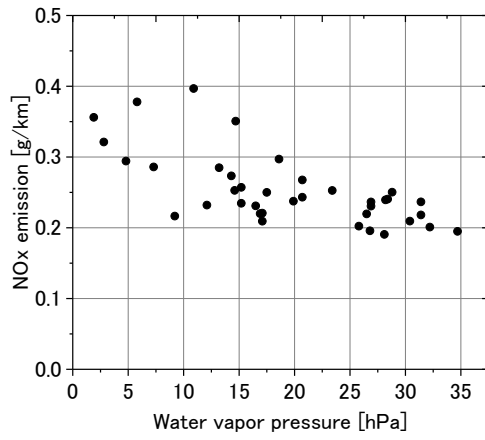


(e) Average velocity

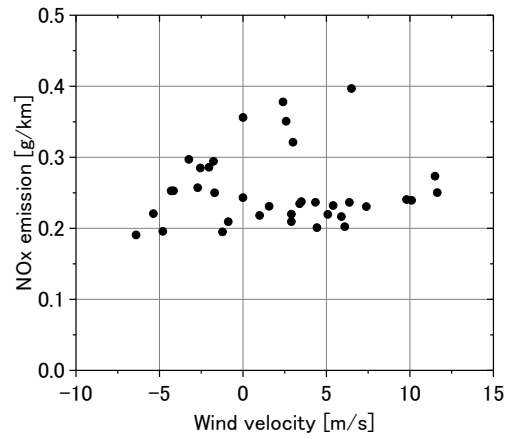


(f) RPA

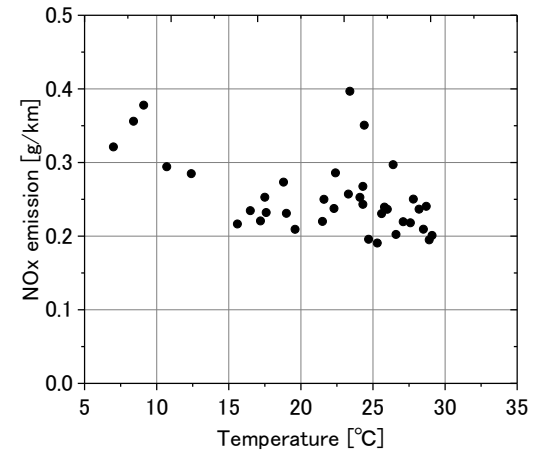
Fig.5.6 Results of NOx emission measurements under various environmental condition at route B



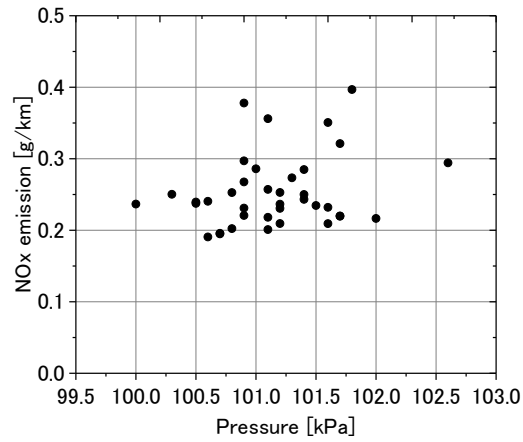
(a) Humidity



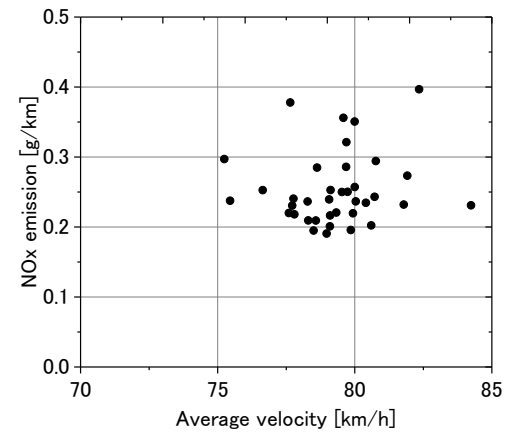
(b) Wind velocity



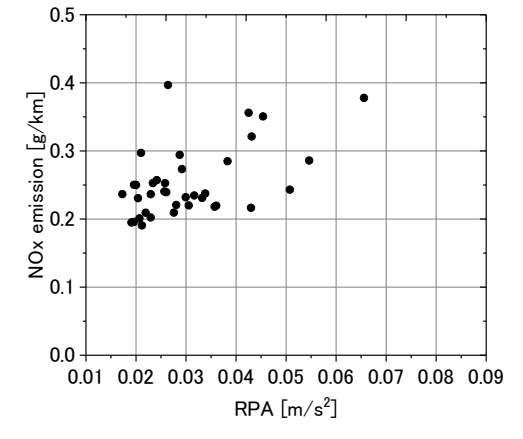
(c) Ambient temperature



(d) Atmospheric pressure



(e) Average velocity



(f) RPA

Fig.5.7 Results of NOx emission measurements under various environmental condition at route C

5.3.1 湿度によるNOx 排出での影響

シャシダイナモを用いる認証試験法においては、試験室内の温度および湿度が一定の範囲に維持されて試験が行われるが、例えば国内のJC08モード試験では室温は $25 \pm 5^\circ\text{C}$ と幅があり、試験室内の温度と湿度がNOx 排出に及ぼす影響を調べた研究が行われた。McCormickらは、 22°C の試験室気温を維持した試験室に大型ディーゼルエンジンを設置し、そこから湿度を変化させて湿度差によるNOx 排出特性を調べた。その結果、湿度が高い場合ではNOx 排出量が減少する一方、湿度が低い場合はNOx 排出量が増加する傾向を示した。得られた結果に米国の試験法が定める湿度補正を行ったところ、相関性がなくなり適切に補正される結果となった⁽²⁾。Joumardらは、ガソリンおよびディーゼル車両をシャシダイナモ上で試験を行い、湿度とNOx 排出は線形関係があることを示した⁽³⁾。

国内では国土交通省が定める軽・中量車排出ガスの測定方法⁽⁴⁾に沿った湿度補正係数を適用することで補正が行われる。式を(5.1)に示す。試験室内の水分と乾燥空気との質量比を適用することで湿度補正係数が求められている。式(5.2)のように測定したNOx 排出量に湿度補正係数を適用することで基準湿度に補正されたNOx 排出量が得られる。しかしながら、この湿度補正はあくまでシャシダイナモあるいはエンジンベンチ試験を考慮したもので、実路走行時の実際の道路状況や環境条件を反映したNOx 排出量を評価することまで意図しておらず、実走行時にも適用可能なものか検証することが望まれる。そこで実路走行から得られるデータを用い、湿度補正係数の適用性について調査した。

$$KH = \frac{1}{1 - 0.0182(H - 10.71)} \quad \text{式(5.1)}$$

$$H = \frac{622e}{P_a - e}$$

KH : 湿度補正係数

H : 試験室内の空気中の水分(g)と乾燥空気(kg)との質量比

e : 空気の水蒸気分圧 kPa

P_a : 試験室内大気圧 kPa

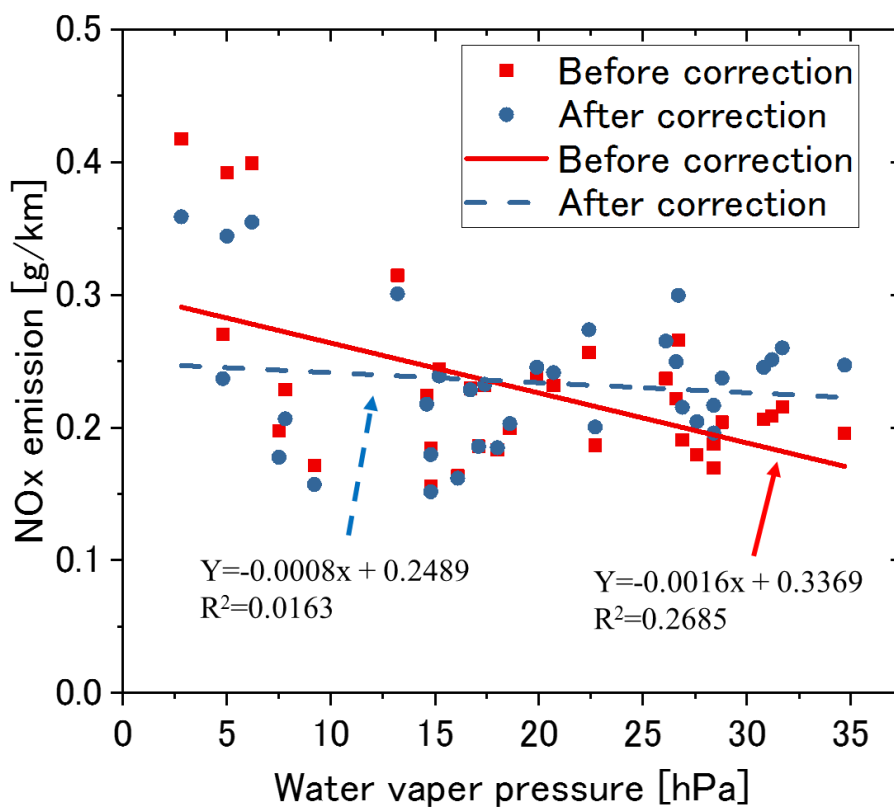
$$NOx_{corr} = KH \times NOx_{meas} \quad \text{式(5.2)}$$

NO_x_{corr} : 補正後 NOx 排出量 g

NO_x_{meas} : 測定した NOx 排出量 g

空気中の湿度として相対湿度などが一般的に使用されているが、気象庁のデータより湿度および水蒸気分圧データが得られたため、湿度補正係数を算出するために使われる水蒸気分圧によるエンジン出口でのNOx排出の影響を確認した。実験ルートを走行した単位距離当たりNOx量[g/km]と水蒸気分圧との相関を図5.8に示す。その結果、修正前のNOx排出は水蒸気分圧と決定係数 R^2 が(a)のルートBでは0.27、(b)のルートCでは0.47となり、水蒸気分圧が低くなる場合にNOx排出量が増加する傾向がみられた。一方、湿度補正係数を適用することによりグラフの傾きが(a)のルートBでは-0.0016から-0.0008、(b)のルートCでは-0.0039から-0.0008になった。修正後に傾きがほぼ0となることは湿度による影響が小さくなったことを示し、試験室に限らず実路走行環境においても湿度補正は妥当であった。

以上より、シャシダイナモ上で用いられている湿度補正係数が実走行環境においても適用可能ということが明らかとなった。しかしながら、湿度以外による影響でNOx排出量にばらつきがあるため、相関係数は必ずしも高くない。そこで他の環境因子による影響を考察するにあたり、これ以降の節では湿度補正を行ったNOx排出量を用いることで湿度影響を除いた状態で、他の環境因子の影響をみていくこととする。



(a) Route B

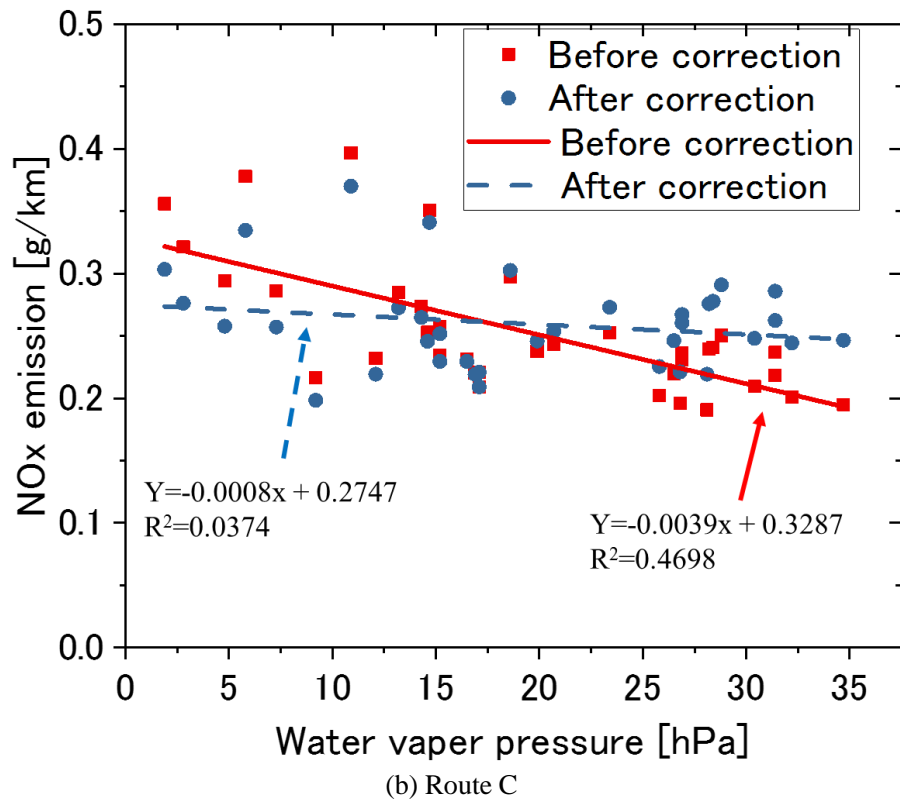


Fig.5.8 Correlation of NOx emission using coefficient of humidity correction

5. 3. 2 気温および大気圧による NOx 排出での影響

前節では湿度補正係数を用いることで湿度の影響を減らすことが可能となった。実際の環境では多様な気温および大気圧で車両が運行し、これらの因子に関する研究が行われている。Habibらは、産業用ボイラをモデル化して 3D 数値計算を行った。吸入空気の温度の上昇に伴い最高燃焼温度も上昇し、NOx 排出濃度が増加することを示した⁽⁵⁾。Joumardらは、気温が 10°C~20°Cの範囲で NOx 排出量の変動が 2 %と示した⁽⁴⁾。Kadijkらは、SCR 触媒を装着しているディーゼル乗用車を用いて 5°C~23°Cの条件で実路走行実験を行い、気温による NOx 排出量の影響を確認した。その結果、10°C以下の条件では EGR ガス中の水分凝縮を防ぐ保護制御により EGR 量を減らすことから NOx 排出量が試験室内と比べて約 6 倍増加した⁽⁶⁾。国内の報告では、低い気温条件でディーゼル乗用車を試験したところ EGR を減らすエンジン保護制御により実路走行時に規制値水準を上回る多量の NOx 排出がみられた⁽⁷⁾。Dangarらは、吸気圧をパラメータにしてディーゼルエンジンの排出ガス特性を把握した⁽⁸⁾。これらの研究例は限られた因子あるいは範囲を対象としたもので、実走行時に起こりうる多様な条件での NOx 排出特性を把握した例は少ない状況にある。そこで、本節では気温と大気圧が NOx 排出に与える影響について調査する。

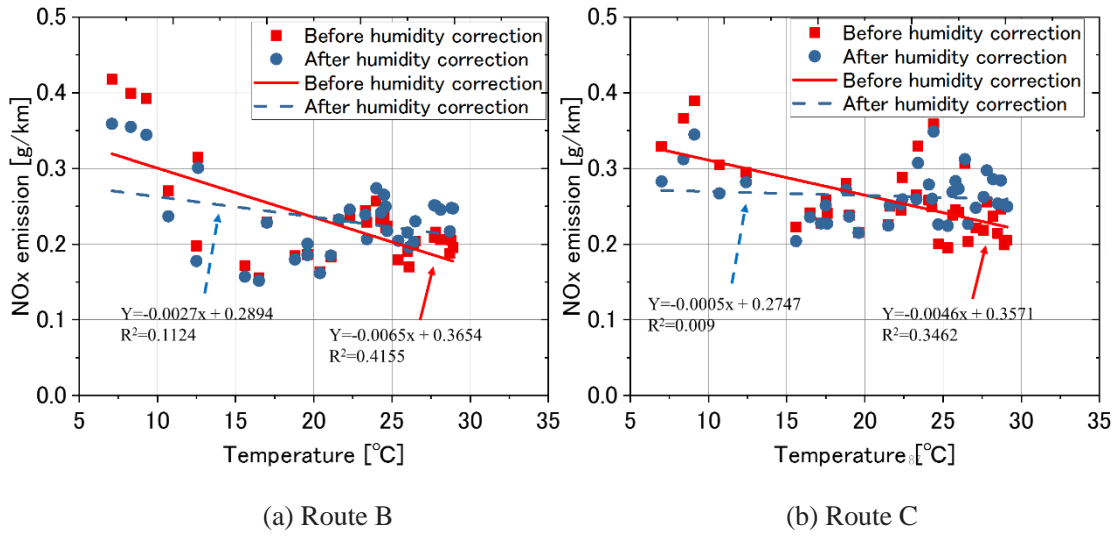


Fig.5.9 Characteristics of NOx emission to ambient temperature using humidity correction

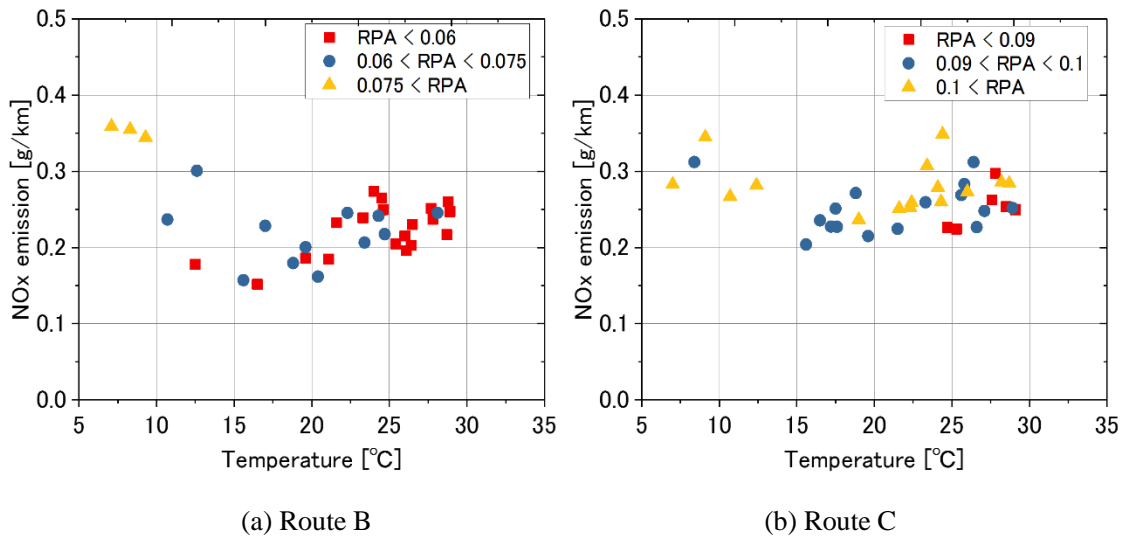


Fig.5.10 Characteristics of NOx emission to ambient temperature under different RPA

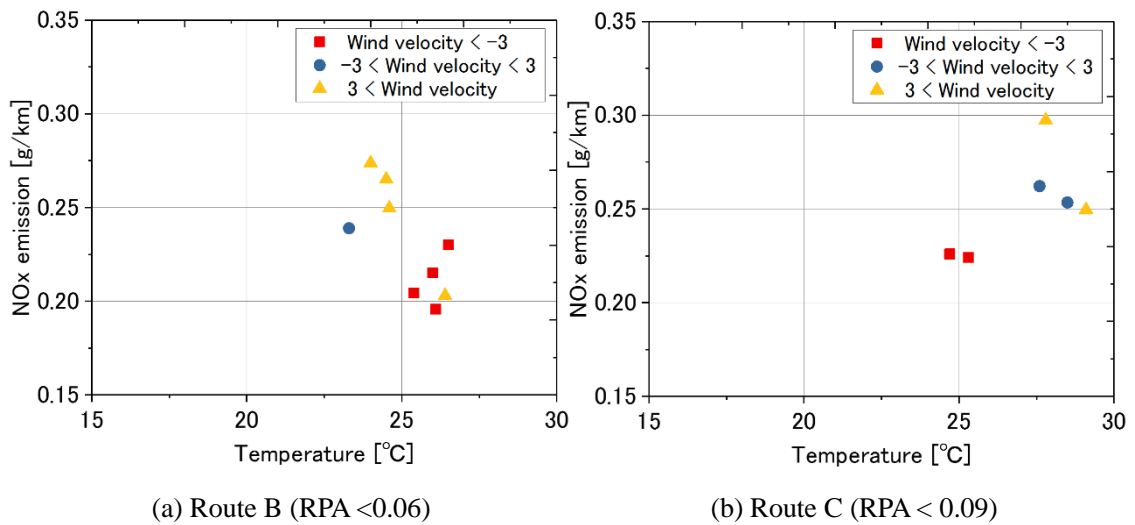


Fig.5.11 Characteristics of NOx emission to ambient temperature under different wind velocity

気温に対するNOx排出量の結果を図5.9に示す。湿度補正前のデータにおいては気温が低いほどNOxは増加する可能性を示唆する傾向がみられるものの、湿度補正後のデータにおいては、その傾向もあるとは言えない状態になる。これは気温が低い条件では湿度が低いケースが多く、とくに水蒸気分圧では大きな違いがあり、10℃以下の条件では25℃前後の条件と比較して水蒸気分圧が1/10ほどしかないことから、気温より湿度の影響が結果を左右したものと考えられる。

気温が10℃以下の低いケースでNOx排出量が多い区間がある。図5.10(a)と(b)にRPAの影響を示したように、それらにおいてはNOx排出に影響を及ぼしうるRPAが他の平均RPAがルートBでは0.06 m/s²、ルートCでは0.09 m/s²より高かったことも影響したと考えられる。気温が22.5℃以上で加速状態が安定した平均RPAが0.06 m/s²より低い条件において気象庁の風速データから比較した結果を図5.11に示す。気象庁のデータは図5.3により車両の進行方向を0と設定することで負の値を持つ追い風および正の値を持つ向かい風の影響を評価した。例えば、ルートBを走行する車両の進行方向は北東方向となり、北東風を0、南西風を180°とした。同じように、ルートCを走行する車両の進行方向は南西方向となり、南西風を0、北東風を180°として、風速を算出した。両ルートにおいて同等な気温および加速条件でも風速・風向によりNOx排出量に差がみられ、気温のみの影響とはいえない。

気温が低い条件では概ね燃焼温度が低くなるとみられ、NOx排出量が減少するとした研究があったが、気温が低いと走行抵抗が増加して要求出力が増加することなどから、気温の影響が現れにくくなったと考えられる。2.2.2節の式(2.3)は20℃時の走行抵抗を求めるためのもので、式を移項することで実験気温での走行抵抗を式(5.3)のようにまとめた。これにより、気温が1℃変化すると、転がり抵抗係数で0.864%、空気抵抗係数では0.34%変化する。夏と冬では大きな気温差があり、走行抵抗にも影響すると考えられる。鈴木らは、一般ユーザーが登録する燃費データであるe燃費による平均燃費を比較した。1月と5月で平均気温が14℃ほど高くなることで、7~13%程度燃費が改善することを示した⁹⁾。燃費については気温の低下は走行抵抗の増加をもたらす燃費の悪化に繋がるのに対して、NOx排出については走行抵抗の増加分と気温の減少による最大燃焼温度の減少分が影響され、NOx排出に差はみられない結果になったと考えられる。

$$a = \frac{a_0}{[1 + 0.00864(Te - 293)]} + bv^2 \quad \text{式(5.3)}$$

$$b = b_0 \frac{P}{0.346 \times Te}$$

a : 試験時ころがり抵抗に相当する値 N

b : 試験時空気抵抗係数に相当する値 N/(km/h)²

- v : 試験路に平行な風速成分の平均値 km/h
- a_0 : 標準状態におけるころがり抵抗に相当する値 N
- b_0 : 標準状態における空気抵抗係数に相当する値 $N/(km/h)^2$
- T_e : 試験路における平均気温 K
- P : 試験路における平均大気圧 kPa

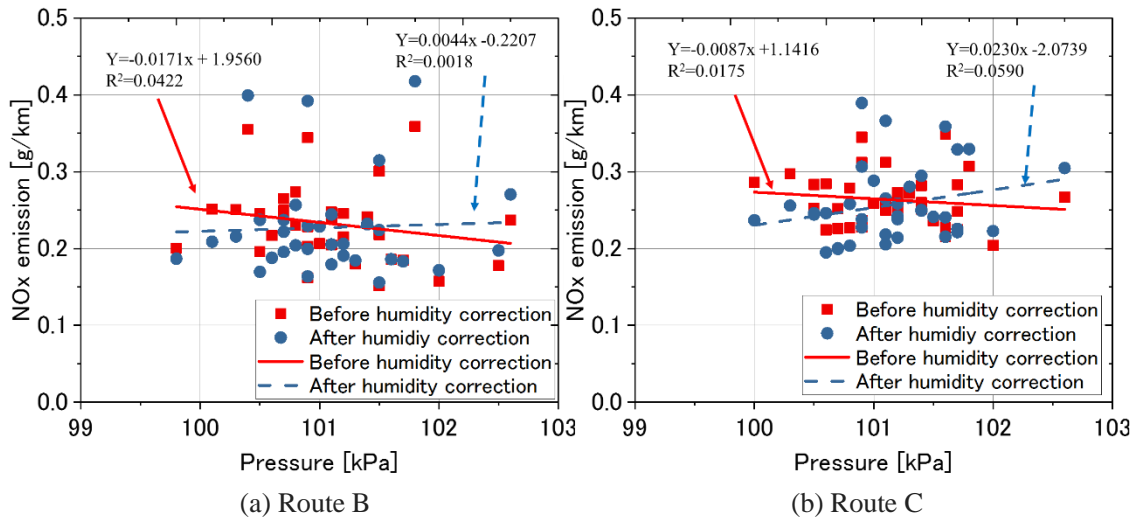


Fig.5.12 Characteristics of NOx emission to atmospheric pressure using humidity correction

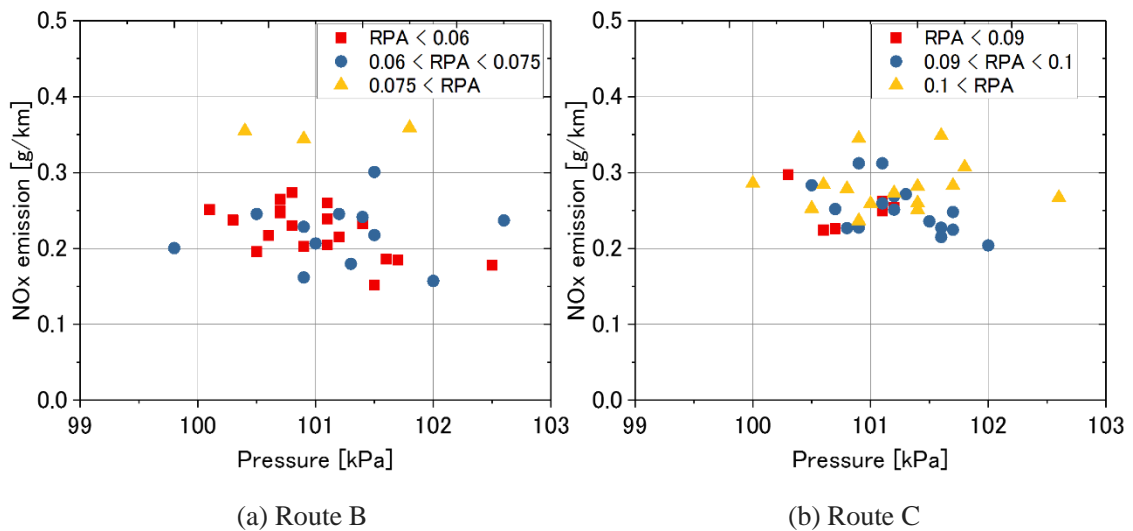


Fig.5.13 Characteristics of NOx emission to atmospheric pressure under different RPA

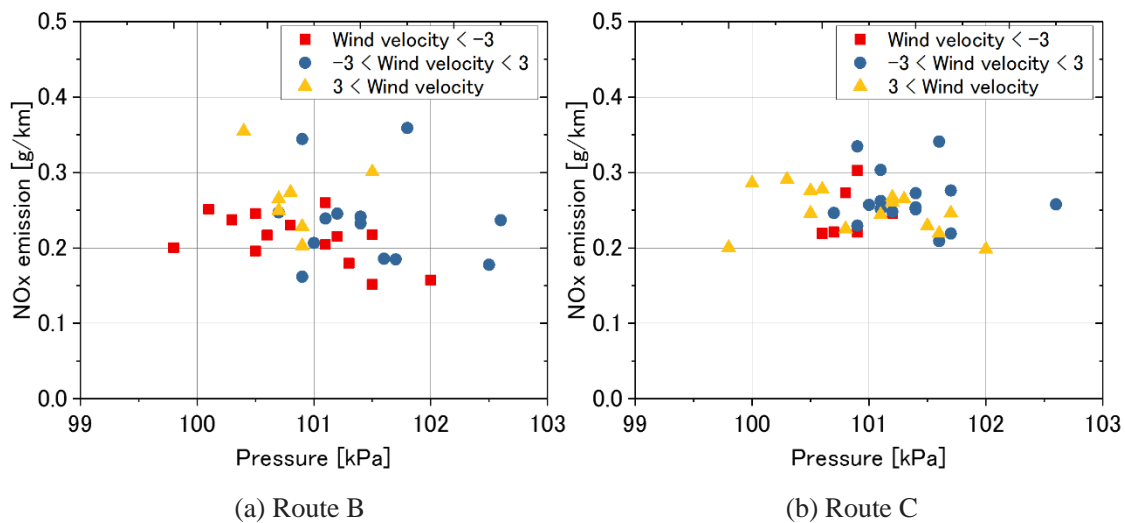


Fig.5.14 Characteristics of NOx emission to atmospheric pressure under different wind velocity

湿度補正前後の比較を図 5.12 に示すが、湿度補正による影響は少ないと考えられる。また、図 5.13 と図 5.14 に示すように、大気圧による NOx 排出量への影響より他の因子による影響が強かった。大気圧による影響も空気抵抗に影響すると考えられるが、今回試験を実施した同等標高の範囲では実走行環境における大気圧の差は大きくないため、大気圧の誤差は 99.5kPa～102.5kPa の 3kPa 程度となり、大気圧による走行抵抗の変動が NOx 排出量に与える影響は小さいと考えられる。

以上より、気温(ただし、試験を実施した 5～30℃程度の範囲に限る)および大気圧条件において実路走行データとの比較を行うことで NOx 排出量での影響を確認した結果、気温および大気圧の条件によって NOx 排出の影響は少なかった。

5. 3. 3 風速による NOx 排出での影響

図 5.15 に示すように、高速道路の入り口(a)と(b)の 1km 付近、高速道路の出口(a)の 24km と(b)の 9km 付近およびルート B では 8km 以降に激しい道路勾配がみられる。風速による NOx 排出での影響を確認するため、道路勾配の変動および防音壁の影響が少ない直線道路である区間 A をルート B およびルート C から抽出し、影響を調査した。また、風速計を装着して計測した 2018 年 6 月 15 日以降のデータでは加速度の変動が少ない運転を行った。風速の比較を行うため、気象庁のデータは前節と同様に車両進行方向を 0 として適用した。風速計により測定した風速では風速計測速度と GPS 計測速度の差を算出し、正の風速を向かい風、負の風速を追い風とした。

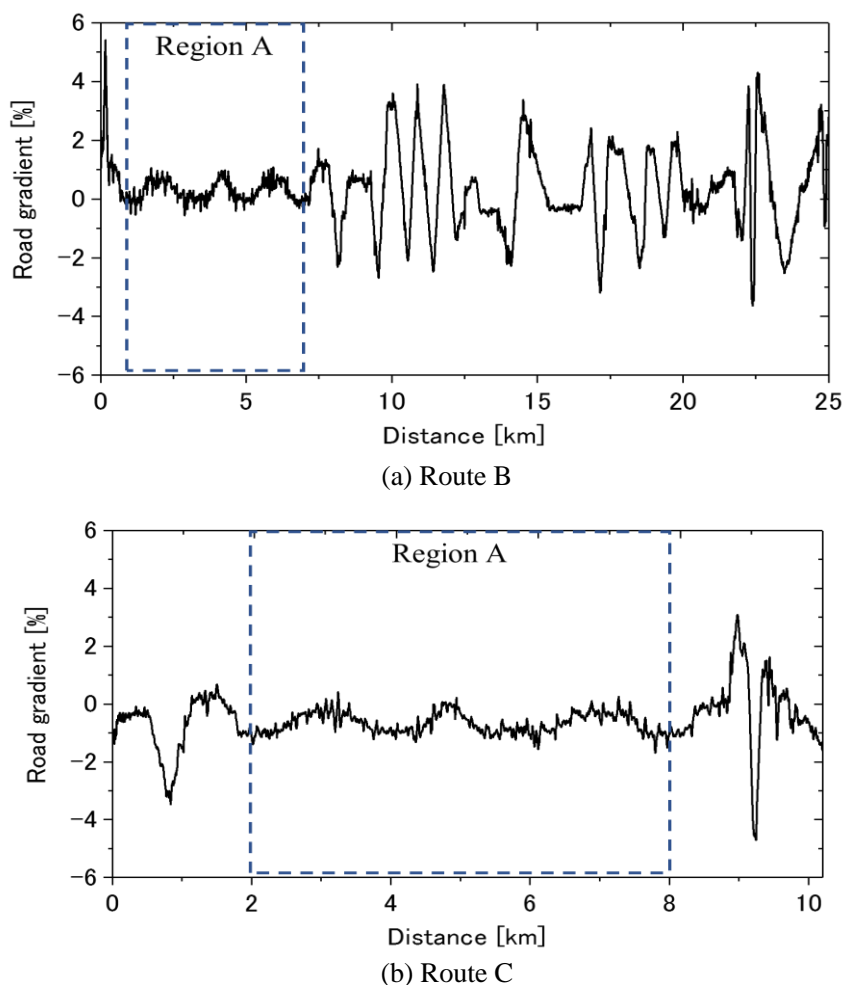
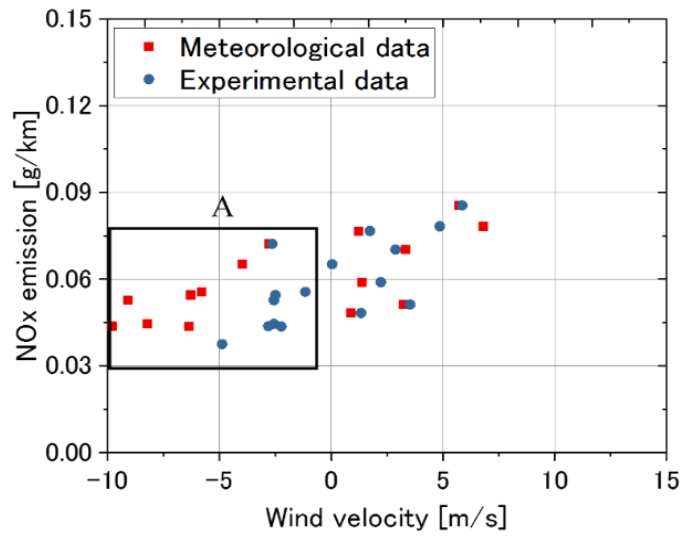
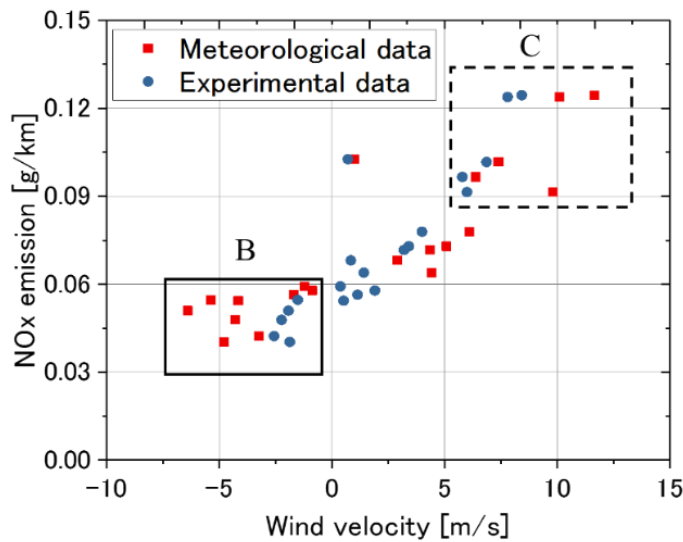


Fig.5.15 Map of road gradient under real-driving routes

気象庁のデータを基に算出したデータと風速計から測定したデータの比較を図 5.16 に示す。図 5.16(a)と(b)において追い風である負の風速の区間(図中 A と B)で気象庁のデータと計測値に違いがみられる。気象庁のデータ(千葉観測所)は標高 3.5m に計測装置が設置されているため、観測所と実際走行中の車両に影響を与える風とは瞬時方向などに違いが生ずる可能性がある。また、気象庁のデータの場合、平均風向および風速値が登録されている。これらのデータはベクトル量である風を風速と風向に対して各スカラー平均をした値であり⁽¹⁰⁾、スカラー平均風速値はベクトル平均風速値より大きくなり、気象庁のデータが計測した風速より高い値を示した。これより、風速計を設置する以前のデータが含まれた図 5.11 に誤差が含まれたと考えられる。風速による NOx 排出への影響を確認するため、風速計から測定した風速を用いることで調査した。



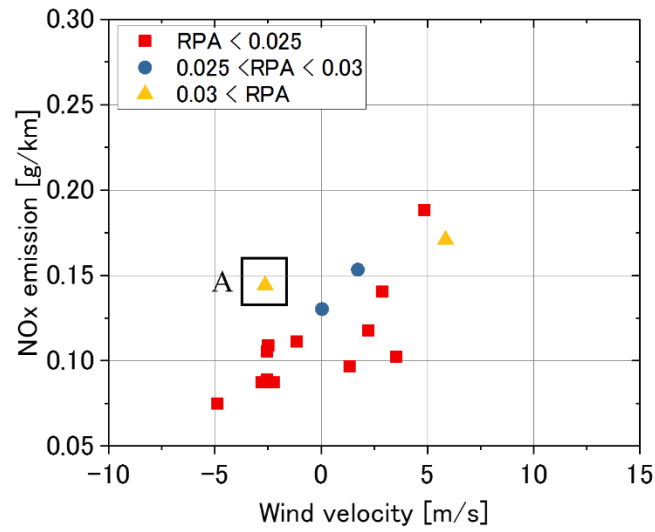
(a) Route B



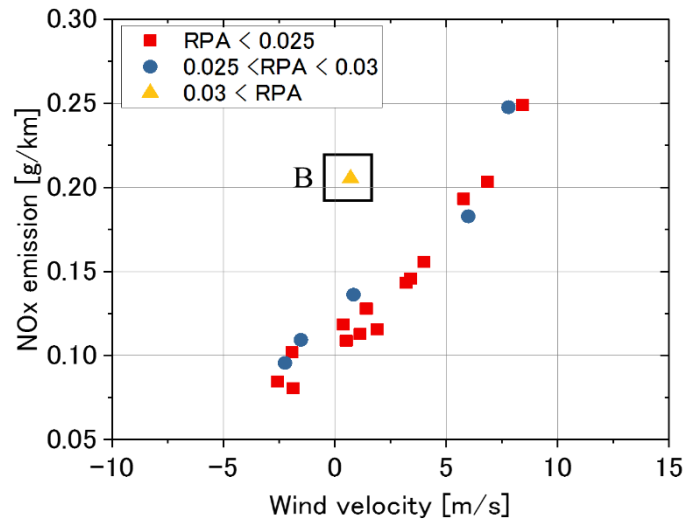
(b) Route C

Fig.5.16 Comparison of wind velocity between meteorological and wind meter

計測した風速に対するNOx 排出量を図 5.17 に示す. NOx 排出量は風速の二乗と関係があることが確認できる. 図 5.17(a)と(b)において, 正の風速が上昇するとともに NOx 排出量が増加し, 負の風速が低下することで NOx 排出量が減少することがわかる. 一方, 追い風や低い風速で誤差が生じた. ルート B とルート C の区間 A では平均 RPA が 0.025m/s^2 であったのに対し, 5.17(a)では図中 A 部分では RPA が 0.035m/s^2 であり, 加速度が増えたことが NOx 排出増加につながった可能性がある. 図 5.17(b)のデータでも図中 B 部分では RPA が平均 0.025m/s^2 より高い 0.037m/s^2 となっていることで差が発生した.



(a) Route B



(b) Route C

Fig.5.17 Comparison of wind velocity about RPA

これより、風速計を設置する以前のデータが含まれた図 5.11 に誤差が含まれたと考えられる。風速による NOx 排出への影響を確認するため、風速計から測定した風速を用いることで調査した。

以上より、風速条件において実路走行データとの比較を行うことで NOx 排出量での影響を確認した結果、風の変動と NOx 排出量とは高い相関を示し、風による空気抵抗変化が NOx 排出量に無視できない影響をもたらすことを明らかにした。

5.4 まとめ

ディーゼル乗用車を対象に、高速道路を走行したルートにおける様々な環境条件で NO_x 排出特性を確認し、実路走行条件で定量化することで以下の知見を得た。

- (1) 実路走行の高速走行時における様々な環境条件で NO_x 排出特性を実験的に調査した。湿度が NO_x 排出量と高い相関を示すことが確認された。湿度による影響を低減するため、シャシダイナモ試験で使用されている湿度補正式が実路走行条件でも適用可能であることを明らかにした。湿度は NO_x 排出量に影響を与える重要な因子といえる。
- (2) 気温の影響について、気温が上昇するとともにエンジンの最高燃焼温度が高くなる影響と走行抵抗が低減する影響を同時に受けたとみられることなどから、試験を実施した 5～30℃程度の範囲では NO_x 排出量に大きな差は発生しなかった。大気圧も走行抵抗に影響を与える因子と考えられるが、今回試験を実施した同等標高の範囲では実走行環境における大気圧の差は大きくないため、NO_x 排出量に与える影響は少ないことを明らかにした。
- (3) 実路走行時における風が NO_x 排出量へ与える影響を調査したところ、防音壁などの障害物がなく、開放直線道路区間において、風の変動と NO_x 排出量とは高い相関を示し、風による空気抵抗変化が NO_x 排出量に無視できない影響をもたらすことを明らかにした。

参考文献

1. 気象庁ホームページ, 過去の気象データ, <https://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/index.php>
2. R.L. McCormick , M.S. Graboski , A.W. Newlin and J.D. Ross, Effect of Humidity on Heavy-Duty Transient Emissions from Diesel and Natural Gas Engines at High Altitude, Journal of the Air&Waste management Association, Vol. 47, No.7, p.784-791, 1997.
3. Joumard R1, Laurikko J, Le Han T, Geivanidis S, Samaras Z, Merétei T, Devaux P, André JM, Cornelis E, Lacour S, Prati MV, Vermeulen R, Zallinger M, Accuracy of exhaust emission factor measurements on chassis dynamometer, Journal of the Air&Waste management Association, Vol. 59, No.6, p.695-703, 2009.
4. 国土交通省, 道路運送車両の保安基準の細目を定める告示 別紙 42 軽・中量車排出ガスの測定方法, 2009, http://www.mlit.go.jp/jidosha/kijyun/saimokubetten/saibet_042_00.pdf
5. M.A. Habib, Moustafa Elshafei and M.Dajani, Influence of combustion parameters on NO_x production in an industrial boiler, Computers&Fluids, Vol.37, p.12-23, 2008.

6. Gerrit Kadijk Norbert Ligterink Richard Smokers, Review into the relation between ambient temperature and NOx emissions of a Euro 6 Mercedes C220 Bluetec with a diesel engine, TNO report, TNO 2016 R11123, 2016.
7. 環境省, 排出ガス不正事案を受けたディーゼル乗用車等検査方法見直し検討会(第 2 回), 2016, http://www.mlit.go.jp/jidosha/jidosha_tk10_000035.html
8. Harshraj Dangar, P. Gaurav, Rathod, Combine Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) and Varying Inlet Air Pressure on Performance and Emission of Diesel Engine, IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, Vol.6, No.5, p.26-33, 2013.
9. 鈴木 央一, 山口 恭平, 酒井 克治, 佐藤 進, 実走行燃費に影響する因子の定量的解析, 交通安全環境研究所報告 第 17 号, p.27-50, 2013.
10. 気象庁, 1998, 気象観測の手引き, https://www.jma.go.jp/jma/kishou/known/kansoku_guide/tebiki.pdf

第 6 章 結論

ディーゼル乗用車における実走行時の排出ガス性能が、シャシダイナモ上で行われる認証試験の規制値水準と乖離があるとされ、欧州を中心に実際の道路を走行して排出ガス性能を評価する RDE 規制が広がっている。しかしながら、実路走行時の排出ガス評価には、道路・交通環境、気温や天候条件およびドライバの運転特性など様々な要素の影響が含まれるため、試験ごとに結果がばらつき、適切な評価を行うことが極めて難しい。このため、公正かつ効率的に実路走行時における排出ガスを評価するためには、様々な実路走行条件における排出ガスの排出傾向を予測・把握する手法の開発が必要である。そのためにはシミュレーション手法が有効である。ただし、それが真の環境改善につながるツールとしての有効性を持つためには、以下の 3 つの要素、つまり実際に起こりうる多様な環境を反映できること、自動車メーカー等の一部の人に限定されない多くの人々が使用できること、異なる排出ガス対策を用いた車両において適用可能なこと、が挙げられる。従来の研究では、エンジンの ECU データおよび車両に搭載される各種センサーから多量の情報を用いてシャシダイナモ上で検証した例は多くある。これらは自動車メーカーにおける開発ツールとして認証試験に向けた適合の効率化を主目的としたものであり、実際の環境性能の把握を目的としたものとはいえない。そこで本研究では、公正かつ簡便に実路走行における NOx 排出を予測することを目的として、車両固有のエンジン情報は使用しない統計的な手法による NOx 排出予測モデルを提案し、このモデルを用いてディーゼル乗用車における実路走行時の NOx 排出量を予測可能なモデルの構築に取り組んだ。その際には同じ最新排出ガス規制に適合しながら NOx 低減触媒を装着していない車両および NOx 吸蔵触媒を装着している車両の 2 台を用いることで一般性を持たせた。また、実路走行時における様々な環境因子に着目し、個々の要素が NOx 排出に与える影響について調査を行った。本研究を通し、得られた知見を以下にまとめる。

(1) ディーゼル乗用車における実測データと統計手法に基づいた NOx 排出予測モデル

エンジン計測データ等は使用せず、実路走行時における NOx 排出を予測することを目的に、簡易な変数のみを用いて実路走行条件における NOx 排出量の評価が可能な NOx 排出予測モデルを構築した。

はじめに、NOx 低減触媒を装着していないディーゼル乗用車を対象に、実路走行実験データを基に速度、加速度および加速度二乗項を説明変数とする NOx 排出予測モデルを構築した。これに加減速の場合分けを追加したモデルを用いた結果、車両の加減速状態は瞬時 NOx 排出に影響があり、それを加味することが実路の NOx 排出量を予測精度が改善した。

次に、NOx 排出予測モデルの予測精度向上を目的に、速度、加速度、加速度の二乗の他、計測した道路勾配を説明変数として追加して NOx 排出予測式を構築することで、瞬時 NOx 排出量および総 NOx 排出量の予測精度が改善した。さらに、予測精度向上を目的に、速度、加速度、加速度の二乗の他、道路勾配を説明変数として追加するとともに、変速マップから判定した変速段毎に NOx 排出予測式を構築することで、NOx 排出量予測値が実測値と合う傾向を示した。

以上より求めた NOx 排出予測モデルを適用することで、モデルを構築するために走行したルートとは異なるルートに対しても、市街地および高速道路の両方で瞬時 NOx 排出量および総 NOx 排出量を適切に予測できた。

(2) NOx 吸蔵触媒を装着したディーゼル乗用車における実路走行時 NOx 排出予測モデル

(1)で構築した予測手法の妥当性を確認する目的に、仕様や制御の異なる別型式のエンジンを搭載し、NOx 吸蔵触媒を装着しているディーゼル車両を用い、モデルを構築することについて調査した。(1)で述べた手法で構築した NOx 排出予測モデルを適用することで、エンジン出口での NOx 排出量予測値は実測値と高い相関を有し、(1)で述べた予測モデルの妥当性が示された。

次に、テールパイプ出口の NOx 排出量予測を目的に、NOx 吸蔵触媒のモデル化を試みた。触媒組成等の詳細に入り込まず簡易に予測する手法として、浄化特性の異なるリッチスパイク時および NOx 吸蔵区間それぞれにおける NOx 浄化率をシャシダイナモ試験から求め、それに基づく触媒モデルをエンジン出口での NOx 排出予測モデルと組み合わせることで、実路走行実験での瞬時 NOx 排出量および総 NOx 排出量を限られた範囲で適切に予測できた。ただし、実路走行ではリッチスパイク後に温度増加が発生する区間において、シャシダイナモ上では確認できてない NOx スリップ現象が確認され、この区間では予測よりも多くの NOx 排出がみられた。

そこで、リッチスパイクによる温度上昇がみられた区間での予測精度を改善するため、実路走行データを基に、触媒温度上昇に伴う NOx 浄化率低下を統計的に求め、それを加味したモデルを新たに導入した。このモデルを用いることでテールパイプ出口の予測精度が改善され、シャシダイナモ試験では現れない現象も含む実走行時の瞬時 NOx 排出量および総 NOx 排出量を適切に予測できた。

(3) 環境因子による NOx 排出特性

実路走行の高速走行時における様々な環境条件で NOx 排出特性を実験的に調査した。湿度が NOx 排出量と高い相関を示すことが確認された。湿度による影響を低減するため、シャシダイナモ試験で使用されている湿度補正式が実路走行条件でも適用可能であることを明らかにした。気温の影響について、気温が上昇するとともにエンジンの最高燃焼温度が高くなる影響と走行抵抗

が低減する影響を同時に受けたとみられることなどから、試験を実施した 5～30℃程度の範囲では NOx 排出量に大きな差は発生しなかった。大気圧も走行抵抗に影響を与える因子と考えられるが、今回試験を実施した同等標高の範囲では実走行環境における大気圧の差は大きくないため、NOx 排出量に与える影響は少ないことを明らかにした。実路走行時における風が NOx 排出量へ与える影響を調査したところ、防音壁などの障害物がなく、開放直線道路区間において、風の変動と NOx 排出量とは高い相関を示し、風による空気抵抗変化が NOx 排出量に無視できない影響をもたらすことを明らかにした。

本研究では、環境条件(気温、風速など)が同等であることを前提とすれば、市街地走行および高速走行各 30 分の車速および道路情報(道路勾配)を取得することにより、NOx 排出予測モデルの構築が可能となる。そのモデルを用いて他のルートにおける NOx 排出を予測する場合、±10%の精度が見込まれる。シャシダイナモを用いて変速マップの取得することでエンジン情報の使用を最小限にギア段の判定が可能となる。NOx 吸蔵触媒を装着した車両の場合、触媒モデルを構築するために認証モードを走行し、触媒モデルを構築することでテールパイプ出口での NOx 排出量も予測可能となる。

本研究で使用した車両を研究対象にする場合、PEMS を使用するなど手間がかかる実路走行実験は行わずに実路走行時 NOx 排出量の評価が可能となり、実路走行での環境性能評価を可能とするとともに課題を明確化することを期待する。

Nomenclature

EGR	Exhaust Gas Recirculation
PM	Particulate Matter
DPF	Diesel Particulate Filter
PEMS	Portable Emissions Measurement System
RDE	Real Driving Emissions
ECU	Engine Control Unit
NEDC	New European Driving Cycle
WLTC	Worldwide-harmonized Light-vehicles Test Cycle
NSC	NO _x Storage Catalyst
FTP	Federal Test Procedure
BMEP	Brake Mean Efficient Pressure
GPS	Global Positioning System
AT	Automatic Transmission
FMEP	Friction Mean Efficient Pressure
TDC	Top Dead Center
OBD	On Board Diagnostic
CVS	Constant Volume Sampling
DOC	Diesel Oxidation Catalyst
A/F	Air-Fuel Mass Ratio
RPA	Relatively Positive Acceleration
SCR	Selective Catalyst Reduction

謝辞

本研究は、著者が千葉大学大学院工学研究科に在学中に、本大学工学研究院の森吉泰生教授の指導のもとで行ったものです。同教授より御丁寧な御指導と御教示を賜りました。大きな研究プロジェクトの一旦を担う研究テーマを与えて頂き、文科省施設整備費補助金および千葉大学学長リーダーシップ予算の支援も頂き、感謝しております。また研究室での日々の研究活動以外でも、国内学会や国際学会において研究成果発表を行う機会を与えて頂いたことは、自分の見識を広めるだけでなく、研究に対する取り組み方や姿勢を学ぶことができ、非常に有意義な研究生生活を送ることができました。ここに謹んで感謝の意を表します。

本大学工学研究院の窪山達也准教授には、研究の指導に留まらず、私生活に至るまで御指導、御助言を頂きました。ここに謹んで感謝の意を表します。

(独)自動車技術総合機構 交通安全環境研究所 鈴木央一氏には、私の不十分な日本語を矯正くださると共に、御懇切丁寧な御指導と御教示をしていただきました。ここに深く感謝いたします。

研究を進める上で、アドバイスを頂いた千葉大学の山田敏生特任教授、森川弘二特任教授、結果を共に考察した国立研究開発法人 産業技術総合研究所 水嶋教文氏、AVL Japan 小澤正弘氏、早稲田大学 山口恭平助教より多くの御指導と御助言を頂きました。ここに深く感謝いたします。

研究から私生活に至るまで多くの時間を共有し、有意義な研究生生活を送ることができた森吉研究室で研究生生活を送るにあたり、お世話になった先輩方、同期の皆さん、そして後輩のみなさんに深く感謝いたします。

学位を取得するまでの4年間、千葉大学 長谷川直広研究員、株式会社 サステナブルエンジンリサーチセンター 松本脩研究員には、研究者として必要な知識だけではなく、時には友達や先輩として日本で生活するために必要なことについて御指導していただきました。ここに深く感謝いたします。

共益財団法人 岡本国際奨学交流財団 岡本和久理事長には、2年間にわたり生活や勉強に必要な奨学金を支援して頂きました。交流会に参加することで日本を広く深く理解できており、ここに深く感謝いたします。

最後に学生生活を経済的に、精神的に支えてくれたホアンティビン氏、リヒョンス(이현수)氏、ホアンジョンギル(황정길)氏、そして愛する両親、家族に深く感謝いたします。

平成31年2月 金 尚明