

振動応力と熱応力を同時に考慮した 二輪車排気システムの疲労耐久性予測手法の構築

Establishment of Prediction Method for Fatigue Durability Applied for Exhaust System
in Motorcycle by Coupled Simulation of Vibrating Stress and Thermal Stress

栗原 博*
Hiroshi KURIBARA
寺口 尚志*
Takashi TERAGUCHI

中村 健一郎*
Kenichiro NAKAMURA
永田 登章*
Takanori NAGATA

堀川 博史*
Hiroshi HORIKAWA
北村 大介*
Daisuke KITAMURA

要 旨

本研究では、設計段階での適用が可能な、二輪車の排気システムの疲労耐久性の予測手法を構築した。この予測手法では、振動応力、熱応力、部品の組み付けにより発生する応力、高温時における材料の疲労限度の低下が同時に考慮される。振動応力の予測には、車両全体の振動特性とエンジン振動による加振力を精度良くモデル化するために、フレキシブルマルチボデーダイナミクスの手法を用いた。また熱応力の予測には、有限要素法に基づく熱伝導解析と熱変形解析を用いた。熱応力の予測に必要な温度分布については、1次元のエンジンサイクルシミュレーション技術と、3次元CFDによる車両周りの空気流れ解析技術を組み合わせた伝熱解析技術を用いて予測をおこなった。本研究の妥当性を調査するために、振動応力、温度分布、熱応力、疲労安全率のそれぞれについて、予測値と実験結果の相関検証を実施した。提案した手法による予測値は実験結果と高い相関性を示し、本手法の有効性が確認された。

さらに、本研究にて構築した技術の製品開発プロセス内での適用事例を紹介する。設計初期段階で本手法を活用することにより、疲労破損が予想される部位に対し設計段階で対策をおこなうことが可能となった。本手法の確立により、排気システムの効率的な開発が可能となった。

ABSTRACT

A method applicable to a design of a motorcycle exhaust system in its early design process that predicts fatigue strength was developed. In this prediction method, vibrating stress, thermal stresses, stress resulting from component assembling of the exhaust system and deterioration of strength of materials originated from fatigue by high temperature are simultaneously taken into account. For the prediction of vibrating stresses, flexible multibody dynamics was applied to get accuracy of vibration characteristics modeling for the entire motorcycle structure and for exciting forces delivered from the engine vibrations. Thermal conduction analysis and thermal deformation analysis based on finite element method (FEM) were applied for the prediction of thermal stresses caused in the exhaust system components. For prediction of the thermal stresses, temperature distributions on the surfaces of the exhaust system components are required. To estimate the temperature distributions, heat transfer analysis, which is composed of a one-dimensional (1D) engine cycle simulation and an air flow simulation for the air around the vehicle by 3D-CFD, was implemented. For the validation of the developed method, correlations between the results of simulations and actual measurements were analyzed for the vibrating stress, the temperature distribution, the thermal stress and the fatigue safety factor. High correlations were yielded between them proving the validity of the new method.

In this paper, some of the application examples of newly developed method to an early stage of the development process are also presented. Through the examples, it is shown that the application of the new method effectively help designers implement feasible measures for potentially frail areas against fatigue. As a consequence, the new method enhances the efficiency of the development of the exhaust system.

*二輪 R&D センター

1. はじめに

近年、開発プロセスの効率化の1手段として、設計段階においてCAE解析技術が活用される領域が拡大している。しかし、複数の部品から構成される構造体や、複数の物理現象の影響を受ける部品に対しては必要とされる解析精度を得ることは容易ではなく、設計段階で性能を予測しきれない領域が残っているのが実状である。このような特性を有する構造体の一つに二輪車の排気系部品がある。二輪車の排気系部品には、振動応力と熱応力とが同時に作用する。また温度が上昇するにつれ、材料の疲労強度が低下する。排気系部品の疲労耐久性を予測するためにはこれらの物理現象を同時に考慮する必要がある。排気系部品は疲労耐久性の観点において設計評価が容易ではない部品の一つであるといえる。

従来の製品開発のプロセスでは、排気系部品の疲労耐久性は三つの段階で評価されていた。一つめの段階は設計段階である。この段階では、疲労耐久性は有限要素法(FEM)解析により予測された振動応力と熱応力によって評価されていた。しかし、この評価手法には以下の三つの課題があり、適切な強度評価がおこなえているとはいえない状況にあった。一つ目の課題は、振動応力の予測において、排気系部品の支持や結合に用いられるラバーブッシュやガスケットの非線形な剛性特性や、エンジン振動に起因する加振力についての適切なモデル化がおこなわれていなかったことである。二つ目の課題は、熱応力を予測するための適切な温度条件を予測する手法が構築されていなかったことである。三つ目の課題は熱応力と振動応力が個別に評価されていたことである。正しい評価のためには、熱応力と振動応力はテンソル量として足し合わされ、疲労限度線図上で評価されるべきである。

耐久性の評価の二つめの段階は、試作車両のシャシダイナモ上での性能計測の段階である。この段階では、排気系部品の疲労耐久性はひずみゲージを用いた応力計測により評価されていた。ひずみゲージは熱応力と振動応力の同時計測が可能であるが、一般的なひずみゲージの許容温度は排気系部品の最高温度よりも低いため、許容温度を超える部位における精度の良い計測は容易ではなかった。また、計測チャンネルの数には限りがあることからすべての弱点部の計測がおこなわれているとは限らなかった。

三つめの段階は試作車での耐久試験の段階である。上で述べられたようにこれまでの段階での耐久性の評価は不十分なものであったため、試作車の排気系部品は耐久試験中にしばしば破損していた。耐久試験における破損は製品開発の遅れのみならず、対策に要する工数の増大の原因となる。このような背景により、製品開発の初期段階に排気系部品の疲労耐久性を予測可能な技術が強く求められていた。

排気系部品の疲労耐久性に関する研究は過去にも多くなされている。設計段階において疲労耐久性を予測するための研究がいくつかなされているが⁽¹⁾⁻⁽³⁾、これらの研究では振動応力のみを予測するものであり熱応力は考慮されていない。一方、熱応力と振動応力の両方を取り扱った研究もなされている^{(4), (5)}。しかし、これらの研究は、試作車のテスト段階での、疲労耐久性の評価と向上に焦点を当てており、設計段階でこれらの応力を予測するには至っていない。設計段階において排気システムの疲労耐久性を精度良く予測する研究はまだ報告されていない。

そこで、著者らは二輪車の排気系システムの疲労耐久性を設計段階において実用的な精度で予測する手法の構築をおこなった。本手法の特徴は、フレキシブルマルチボデーダイナミクス(FMBD)、3次元CFD、1次元エンジンサイクルシミュレーション、FEMによる構造解析を連成させることにより、排気系システムの疲労耐久性の予測を試みたことである。本論文では、今回構築した予測手法と、手法の妥当性の検証結果について報告する。さらに、構築した技術の製品開発プロセス内での活用事例を示し、本技術の有効性を明らかにする。

2. 疲労耐久性の予測手法の概要

2.1. 二輪車の排気系部品の構造、および応力発生メカニズム

予測手法の説明の前に、二輪車の排気系システムの構造と、応力発生メカニズムについて説明する。Fig. 1にモータサイクルタイプの二輪車の全体像と、排気系部品と車体との結合部の拡大図を示す。

二輪車の排気システムは、一般的に、エキゾーストパイプとマフラにより構成される。両者の間には、Fig. 1(a)に示すように、排気ガスのシール機能と振動伝達の抑制機能とを有するガスケットが挿入される。エキゾーストパイプは、シリンダヘッドと、メインフレームのマウントブラケットにて車体に結合される。エキゾーストパイプとシリンダヘッドは、Fig. 1(b)に示すように、フランジを介してボルトにより締結される。さらに、エキゾーストパイプとシリンダヘッドの間には金属製のガスケットが挿入される。エキゾーストパイプとフレームの間には、Fig. 1(c)に示すように、主に制振を目的としてラバーブッシュが挿入される。マフラはシートレールに取り付けられたマウントブラケットを介して車体に固定される。マフラとシートレールの間にも、Fig. 1(d)に示すように、ラバーブッシュが挿入される。

排気システムは、内部を通過する排気ガスの影響を受けて熱膨張する。このとき、熱膨張が強く阻害されると、排気システムには高い応力が発生する。この熱応力の発生を抑えるために、フレームとエキゾーストパイプの間に

挿入されるラバーブッシュは、エキゾーストパイプが熱伸びする方向を長径とする長円形状となっている。またマフラのラバーブッシュも過剰な拘束を避ける構造を持つ。その結果、ラバーブッシュの剛性特性は異方性を持ち、なおかつ非線形となる。またこの非線形性の影響により、結合部の剛性は、熱変形と、振動による変位量に依存して変化する。この結果、排気系システムの固有振動数も熱変形と振動の影響により変化する。

四輪車では、エンジンの振動の排気系システムへの伝播を抑制するために、エキゾーストパイプの上流に球面ジョイントや金属ベロウズ等の振動絶縁機構が設けられる。しかし、二輪車では、外観、スペースレイアウト、車両の運動性能に与える影響の観点から絶縁機構を持たない。この結果、二輪車のエキゾーストパイプでは、エンジン振動に起因した振動応力が発生しやすい。さらに、車体に取り付けた状態における、排気系システムの固有振動数は 50-300 Hz 程度になる場合が多く、この周波数帯域はエンジンのレシプロ運動により発生する振動の周波数帯域と重なる。この結果、排気系システムではしばしば共振を原因とした過大な応力が発生し、疲労耐久性が大きく低下する。

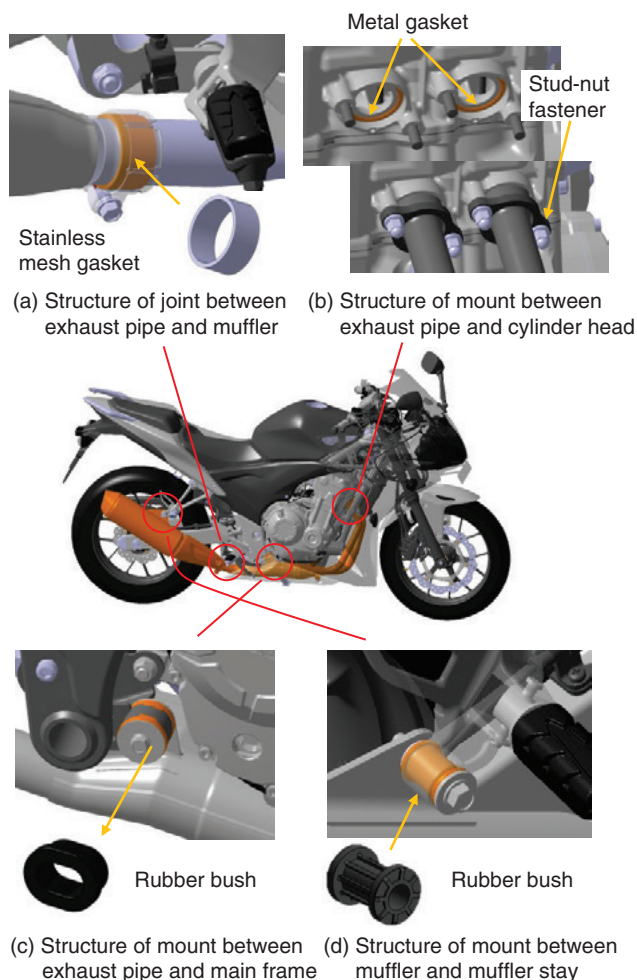


Fig. 1 Connecting structure between vehicle and exhaust system in motorcycle

さらに、排気系システムには 3 種類の熱応力が発生し、これらの応力が疲労耐久性を低下させる。一つ目は、前に述べた、熱膨張が阻害されることで発生する応力である。二つ目は、排気系システムの温度分布に伴い発生する応力である。三つ目は、材料の線膨張の差により発生する応力である。二輪車の排気系部品では、製品コストと外観を両立させるために、線膨張係数の異なるステンレス材料を溶接する場合が多い。この構造は、高温時において、高い応力を発生させ、疲労耐久性を低下させる。

2.2. 疲労耐久性予測手法の要件

排気系部品の疲労耐久性の予測手法には、前章で示された構造的特徴と発生応力のメカニズムが考慮されている必要がある。著者らは、予測手法の要件は下記であると考えた。

- (1) 実車で発生する振動応力を共振現象も含め再現できること
 - (1)-a 排気系部品を含む、車両の主要な構成部品の動的な特性が再現できること
 - (1)-b それぞれの構成部品には適切なダンピングを付与し、共振時の振幅力が絶対値で再現できること
 - (1)-c エンジンの運転状態に合わせた、加振力を考慮できること
 - (1)-d 熱変形や、振動による変位量に依存する、結合部の剛性の変化を考慮できること
- (2) 実車で発生する下記の 3 種類の熱応力を再現できること
 - (2)-a 熱膨張が阻害されることで発生する応力
 - (2)-b 温度分布により発生する応力
 - (2)-c 材料の線膨張の差により発生する応力
- (3) ボルト締結に伴う荷重により発生する応力を再現できること
- (4) 上記の応力を同時に考慮した疲労安全率を算出できること
- (5) 材料が高温となることでの疲労限度の低下が考慮されること

2.3. 疲労耐久性予測手法の概要

著者らは、FMBD 技術、3 次元 CFD 技術、1 次元エンジンサイクルシミュレーション技術、構造解析技術を連成させた予測手法を構築した。排気系部品の疲労耐久性に影響を与える因子の関連性と、四つの解析技術がそれぞれ受け持つ領域を Fig. 2 に示す。

2.4. 供試車両

手法の確立には、399 cm³ の並列 2 気筒エンジンを搭載したスポーツタイプの車両を用いた。車両とエンジンの外

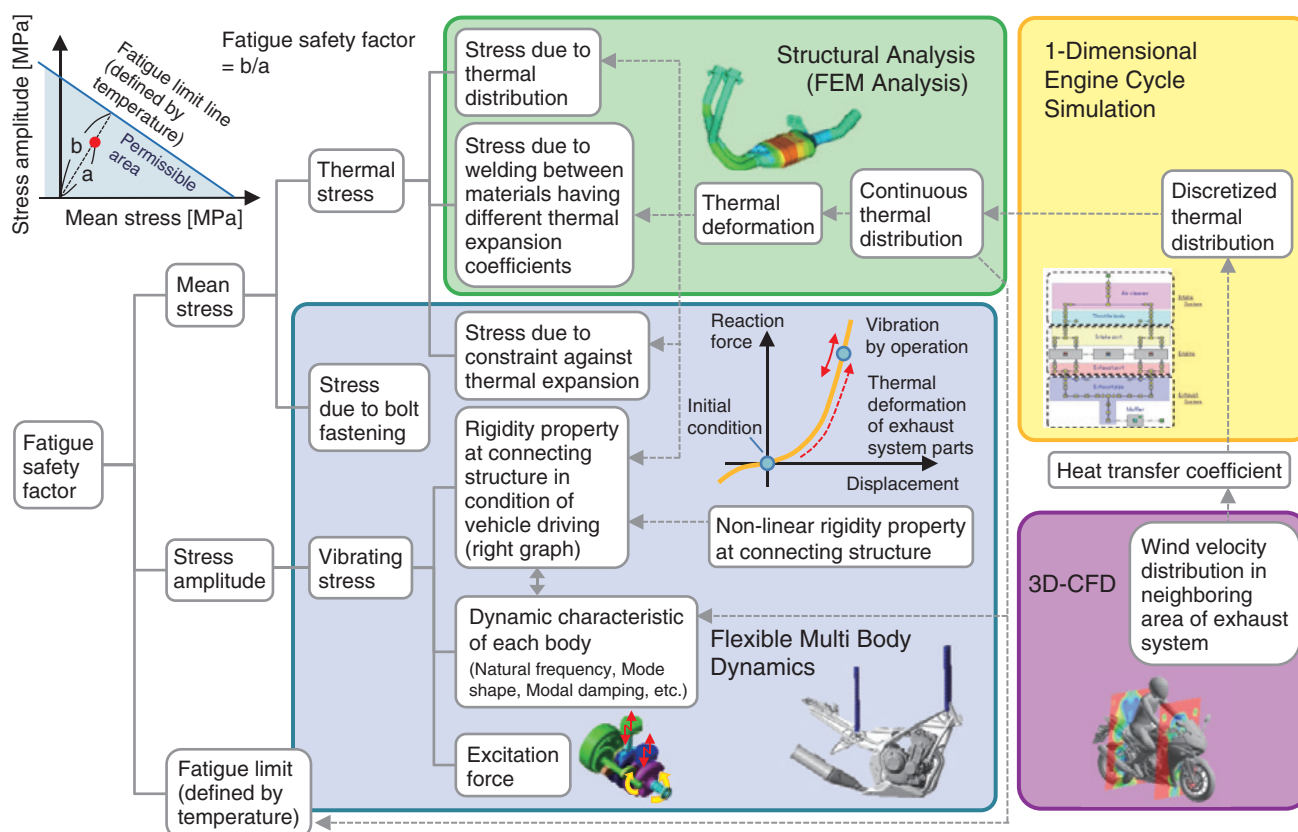


Fig. 2 Relationships among involving factors in fatigue safety factor and regions assigned by four simulation technology

Table 1 Specifications of test motorcycle used in verification tests

Specifications	
Engine type	4 stroke, Liquid-cooled, Parallel twin-cylinder
Displacement	399 cm ³
Bore and Stroke	67.0 mm × 56.6 mm
Crank shaft type	180 deg crankshaft
Balance shaft type	1st harmonic, 1 shaft
Max. brake power	34 kW at 9500 rpm
Max. brake torque	37 Nm at 7500 rpm
Frame type	Diamond
Engine mount type	Rigid mount



Fig. 3 Test vehicle and equipped engine

観を Fig. 3 に、主要諸元を Table 1 に示す。エンジンは、180 度位相のクランクシャフトが発生する偶力を低減するためのバランスシャフトを持つ。このため、エンジン加振力の主成分はクランク回転数の 2 次の成分となる。

3. 振動応力予測手法

3.1. 手法の選択

従来、産業界では共振を伴う振動応力の予測には、FEM による周波数応答解析が一般的に用いられていた。一方、複雑で大規模な振動系に対する動力学的な解析手法として、近年、FMBD⁽⁶⁾の活用が拡大している^{(7), (8)}。

排気系システムの振動応力の予測に必要な要素技術と、周波数応答解析および FMBD 解析の解析能力の対比を Fig. 4 に示す。周波数応答解析は線形解析であるため、排気系部品の結合部での非線形な剛性特性の再現やエンジン振動の厳密な再現に適切な手法であるとはいえない。一方 FMBD では、部品間の結合要素にて発生する荷重を一般化力として含む運動方程式と、部品間の幾何学的な拘束の方程式を連成し、数値積分により解くことでシステムを構成する部品の運動を計算する。このため、結合部での非線形な剛性特性やレシプロ系における動力学を厳密に取り扱うことが可能である。これらの理由により、著者らは、振動

応力の予測手法として、FMBD の手法に基づく、時刻歴応答解析の手法を採用した。

3.2. 排気系部品に発生する応力に影響を与える部品の明確化

解析モデルの構築に先立ち、著者らは、排気系部品の応力予測に必要な部品を明確にするための実験を実施した。この実験では、完成車から部品を段階的に取り外しながら排気系システムのいくつかの位置での加速度応答と振動応力とを計測し、その変化の度合いを比較することで排気系部品の応力への影響度の大きい部品を明確にした。実験過程における写真のひとつを Fig. 5 に示す。前後のタイヤとサスペンションシステムが外された二輪車が、柔らかいばねにより天井から吊られている。

実験において、排気系部品の応力は前後のサスペンションシステムの影響をほとんど受けなかった。一般的に、サスペンションシステムの共振周波数は数 Hz 程度であり、この周波数は排気系システムの共振周波数に対して十分に低い。このような場合、二つの振動システムはお互い独立していると見なせる。実験結果より、サスペンションシステム、さらには燃料タンクや、スロットルボデー等については解析モデルにおいて考慮する必要はないことが明らか

になった。このテスト結果より、振動応力の予測モデルは、エンジン、メインフレーム、マフラーのマウントブラケットを含むシートレール、マフラー、エキゾーストパイプにより構成することとした。

3.3. 個々の部品の動特性のモデル化

完成車状態における排気系部品の動的な挙動を高精度に再現するためには、構成部品の、固有振動数、振動モード、モード減衰が精度良く再現されている必要がある。本研究では精度を保ちながら、計算時間を削減できるモード合成法を採用した。

モード合成法により作成したスーパーエレメントを用いた FMBD の手法では、弾性体の重心点の変位と、モード変位量が計算され、応力は直接的には計算されない。排気系部品の応力はモード変位量とモードシェイプより算出することとした。

また、排気系部品が使用される温度域では、温度に依存したヤング率の変化が無視できない。スーパーエレメントのベースとなる FEM モデルのヤング率は、それぞれの構成部品の温度に応じて設定をおこなった。

3.4. 結合要素の剛性特性のモデル化

モデル化に先立ち、結合要素の剛性特性を計測した。結合部は常に振動しているため、静的な剛性ではなく動的な剛性を計測した。

例として、マフラガasketの剛性特性を計測するための実験装置を Fig. 6 に示す。実験装置はボデーとウェイトからなる。ボデーは加振台に固定され、ボデーとウェイトとの間にマフラガasketが挿入される。ガasketが挿入される部分の構造は、実際のエキゾーストパイプとマフラーの結合部の構造と同一である。実験では一定の変位振幅量によりボデーを加速度スイープ加振し、ウェイトの加速度応答を計測した。入力される変位振幅量は 6 水準変化

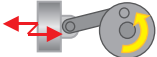
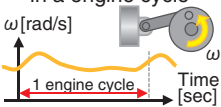
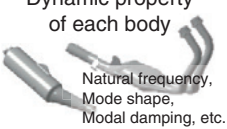
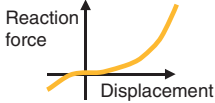
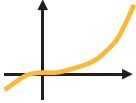
Needed function for simulation		Analysis method	Frequency response analysis	FMBD
Excitation force	Excitation force by unbalanced reciprocating system 	Applicable Superposition of sinusoidal wave $F = \sum a \sin \omega t$	Applicable	
	Variation of rotational velocity of a crankshaft in a engine cycle 	Not applicable	Direct modeling 	
Dynamic characteristic	Dynamic property of each body 	Applicable	Applicable	
	Non-linear rigidity property at connecting structure 	Not applicable Linearization is needed	Applicable Direct modeling 	

Fig. 4 Comparison between frequency response analysis and flexible multibody dynamics regarding demonstration capabilities required for dynamic response representation of exhaust system

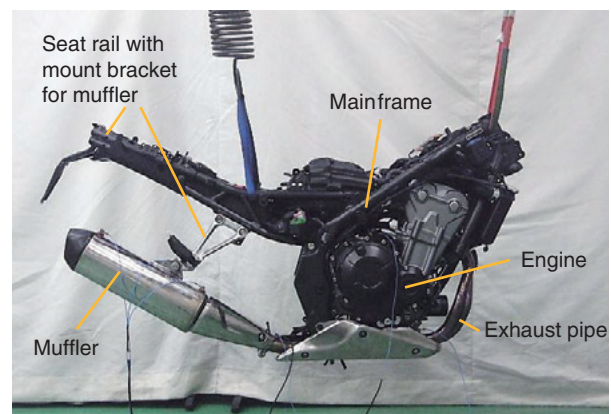


Fig. 5 Photographic view of experimental setting to identify the parts influential to the vibrational stresses on exhaust system in motorcycle

させた。ウェイトの加速度の計測結果を Fig. 7 に示す。横軸は入力周波数を示し、縦軸はウェイトの加速度応答を示す。図には入力条件違いの6本の応答が描かれている。図より、振幅量が増大するにつれて、システムの共振周波数が低下して行くことがわかる。この結果はマフラガasketの剛性特性が非線形であることを意味する。

この結果を受け、本研究では非線形な特性を持つばねとダンパを用いて結合要素の剛性特性をモデル化した。ばね定数と減衰係数は、実験装置を再現した FMBD モデルを用いて決定した。使用した解析モデルを Fig. 8 に示す。ボデーとウェイトはスーパーエレメントとしてモデル化され

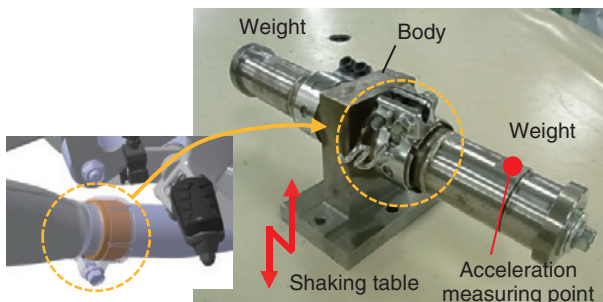


Fig. 6 Measurement of dynamic rigidity of muffler gasket

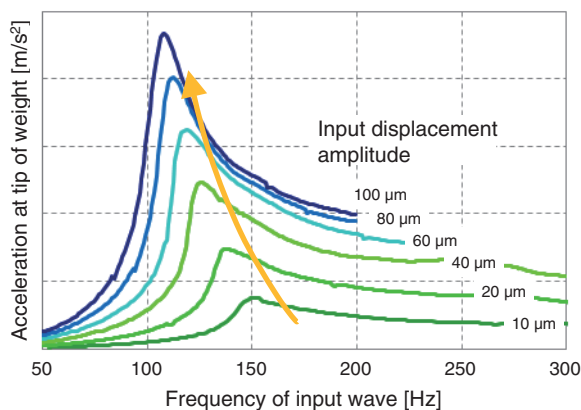


Fig. 7 Response acceleration of tip of weight

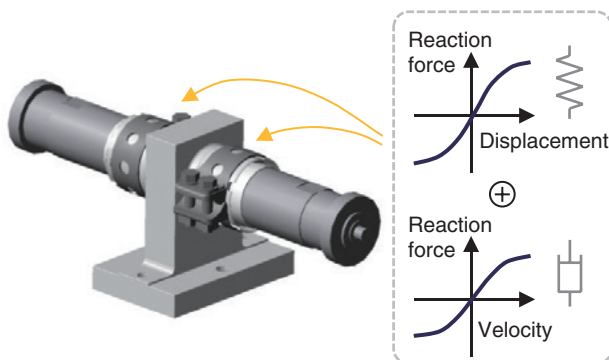


Fig. 8 Flexible multibody model used for setting dynamic rigidity property of muffler gasket

ている。ボデーとウェイトの間にはばねとダンパが挿入されており、ウェイトの応答がテスト結果を再現するよう、このばねとダンパの特性を決定した。

剛性特性が設定された解析モデルでの、ウェイトの加速度応答波形を Fig. 9 に示す。計算結果は Fig. 6 に示された実験結果の特徴を良く再現している。このモデル化手法を用いることにより、熱変形や振動による変位量に依存した、結合部の剛性特性の変化が再現できる。さらに、振動の振幅量に依存した、共振周波数の変化も再現できる。

3.5. エンジンの起振力

本研究では、レシプロ機構は質点系の機構モデルで表現した。さらに、この機構モデルでは、レシプロ機構の1サイクルの中での筒内圧の変化が考慮されている。これらにより、1サイクル中のクランクシャフトの角速度変動を含むレシプロ機構の運動が忠実に再現されることで、エンジンの起振力が精度良くモデル化できる。

3.6. 振動応力予測モデル

振動応力予測モデルの全体像を Fig. 10 に示す。モデルの構成部品は、エンジン、メインフレーム、マフラのマウントブラケットを含むシートレール、マフラ、エキゾーストパイプである。それぞれの構成部品は、結合要素の剛性特性を再現するためのばねとダンパを介して結合される。このとき、エキゾーストパイプをシリンダヘッドへ固定する部位での、ボルト軸力も考慮される。クランクケースの中には、起振力をモデル化するためにレシプロ系のモデルが組み込まれる。メインフレームはグラウンドに対し剛性の低いばねにより固定される。

解析時間は、1000 rpm から 10000 rpm までのスイープ運転条件で約8時間である。

3.7. 全体挙動の相関性

解析モデルは、局所的な応力状態のみならず、排気システム全体での振動モードを再現できる必要がある。解析モデルの妥当性を検証するために、エンジン運転時におけ

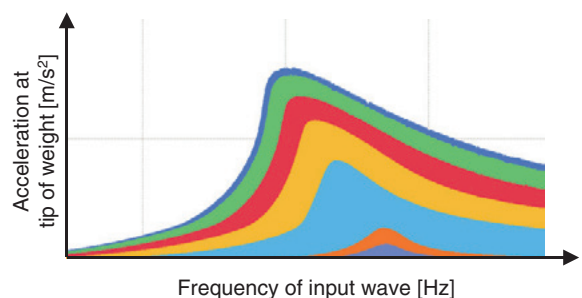


Fig. 9 Response in acceleration measured at tip of weight calculated by flexible multibody model analysis

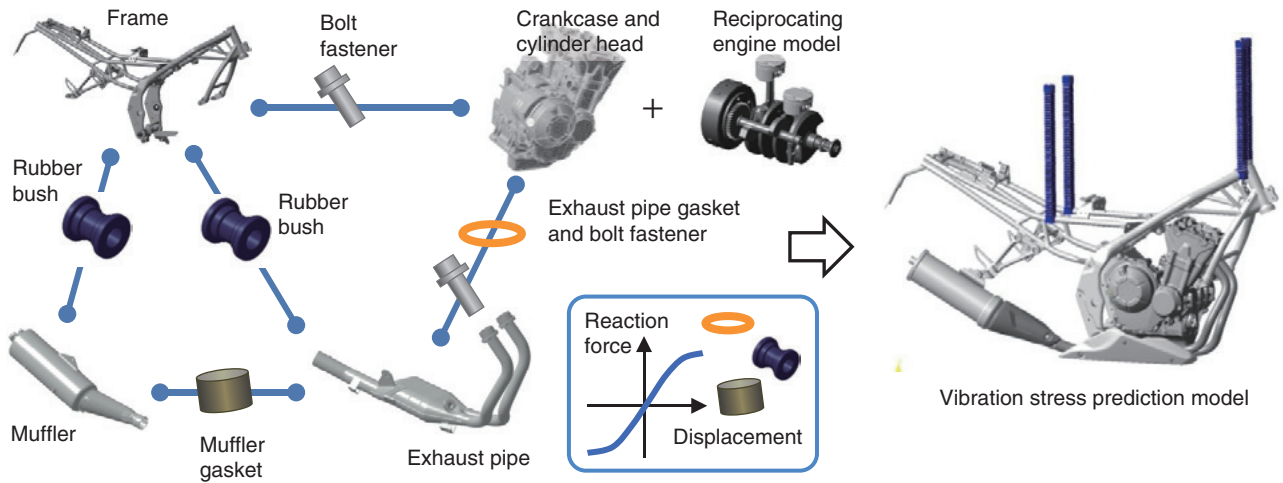


Fig. 10 Flexible multibody model to simulate dynamic responses and vibration stresses of exhaust system of motorcycle

る排気系システムの全体挙動の相関検証を実施した。

排気系システムの全体挙動は並進3方向が計測可能な四つの加速度センサを用いて測定した。加速度センサが取り付けられた位置を Fig. 11 に示す。エンジンの運転条件は1000 rpm から10000 rpm までのスイープ運転とした。

相関検証には、クランクシャフトの回転周波数の二次成分での加速度応答波形を用いた。実験と予測手法により得られた加速度の波形を Fig. 12 に示す。グラフには、各計測点、各計測方向の加速度と、エンジンのZ方向の振動波形を基準とした位相が示されている。それぞれのグラフの横軸はエンジンの回転数を示す。赤線は実験結果を示し、青線は解析モデルによる予測値を示す。

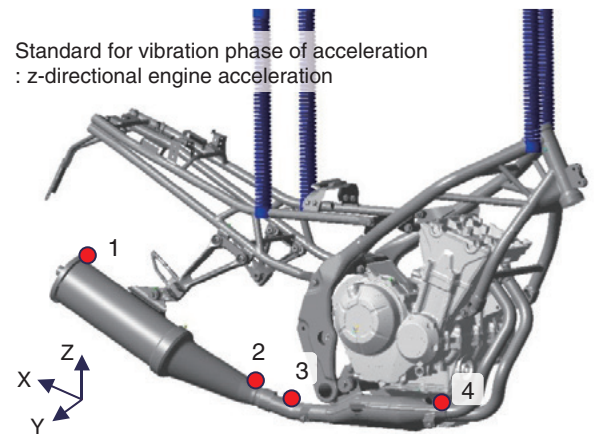


Fig. 11 Installation positions of tri-directional accelerometers

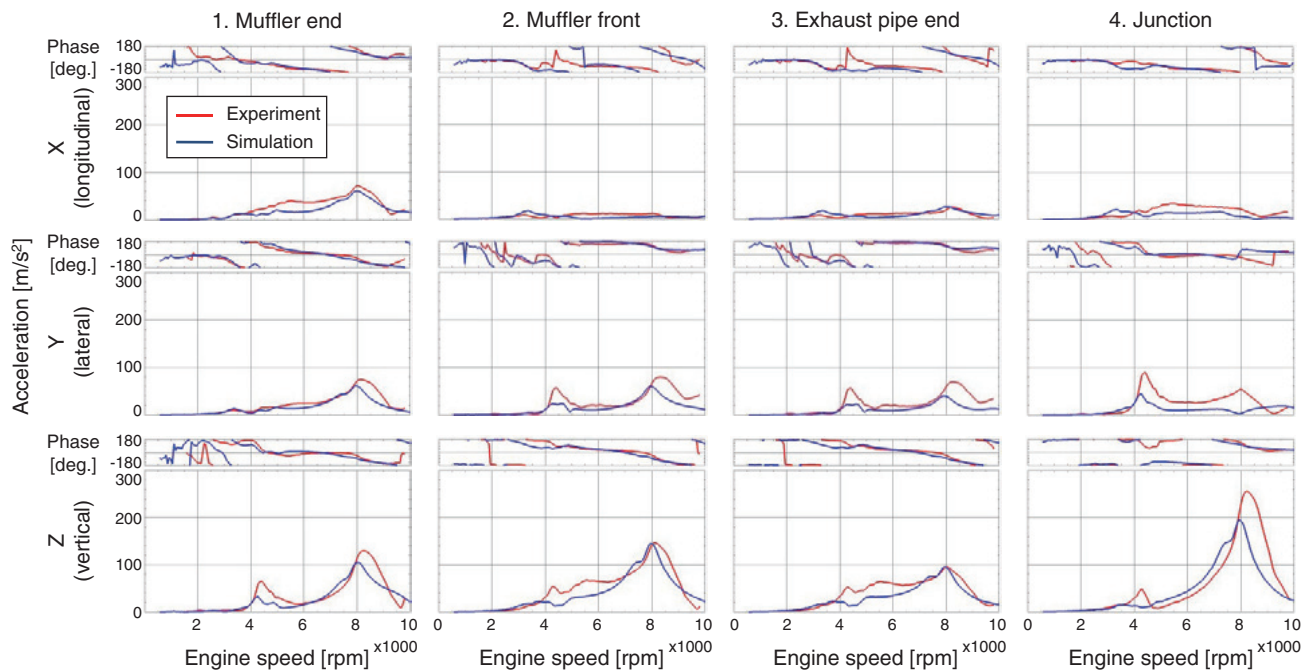


Fig. 12 Correlation of acceleration responses between experimental and calculation results measured at various locations in exhaust system

グラフより、予測結果は、加速度、振動位相の両者において、実測結果を良く再現していることがわかる。このことは、予測結果が実機の排気系の全体挙動を良く再現していることを表す。4000 rpm, 8000 rpm 近傍での共振についても、予測結果は実測結果を良く再現している。本手法における共振発生エンジン回転数の予測精度は± 10% 以内であり、加速度のピーク値の予測精度は± 20% 以内であった。

3.8. 振動応力の相関性

続いて、振動応力の相関性を調査した。応力の計測位置はエキゾーストパイプのマウントブラケットの曲げ R 部とし、応力の計測にはひずみゲージを用いた。ひずみゲージの取付け位置を Fig. 13 に示す。

実験と予測により得られたひずみのデータを Fig. 14 に示す。図中、横軸はエンジンの回転数を示し、縦軸は全次数成分を含むひずみ波形から求めたひずみ振幅を示す。赤線は実測値を示し、青線は予測値を示す。実験において、ひずみ振幅はエンジン回転数の上昇と共に増加し、9500 rpm でピークを迎える。その後、エンジン回転数の上昇と共にひずみ振幅は低下する。ひずみ振幅の予想値は、共振周波数とひずみ振幅の絶対値の双方において実測結果と良く合っている。

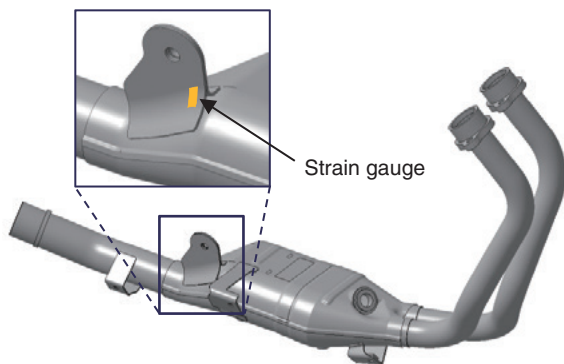


Fig. 13 Measurement point of stress amplitude using strain gauge

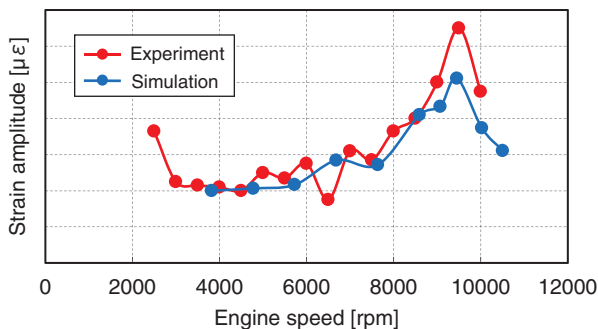


Fig. 14 Correlation between experimental and simulation results of strain amplitudes measured at exhaust pipe stay

以上のように、予測手法により得られた結果は、排気系システム全体の挙動の再現性についても、局所での応力の再現性についても、実測値と良い相関性が見られた。よって、著者らは、本研究において提案する振動応力の予測手法は妥当であると判断した。

4. 熱応力の予測手法

4.1. 排気系システムの温度分布予測

排気系部品の熱応力を予測するためには、排気系システムの温度分布を予測する必要がある。排気システムの温度分布予測手法としては以下の二つが存在する。一つは3次元CFDによるものであり、もう一方は1次元エンジンサイクルシミュレーション⁽⁹⁾によるものである。このうち3次元CFDによる排気系システムの直接的な温度予測は大規模な計算となり、膨大な計算時間を要するため設計初期段階での適用は現実的ではない。そのため、本研究では1次元エンジンサイクルシミュレーションを用いることとした。

排気システムの外表面の温度は、内部を通過する排気ガスからの受熱、排気系部品内部での熱伝導、外表面から雰囲気への放熱のバランスによって定まる。1次元エンジンサイクルシミュレーションでは、排気ガスから排気管内表面への熱伝達率の計算にはコルバーンの式⁽¹⁰⁾が用いられる。排気ガスから排気管内表面への熱伝達は外的な影響を受けにくいと、この式によって精度の高い計算が可能である。一方、外表面から雰囲気への熱伝達率は車体周りの空気流れの影響を受ける。そのため従来機種と大きく異なる外観の車両を開発する際には既存の外表面における熱伝達率データを用いることはできず、1次元シミュレーションを用いて温度分布を精度良く予測する技術は見出されていなかった。

本研究では、3次元CFDにより排気システム外表面を流れる空気の流速を計算し、実験式⁽¹¹⁾により熱伝達率に変換する手法を採用した。供試車両での排気系外表面での流速分布の算出に用いた3次元CFD解析の計算条件をTable 2に、計算結果をFig. 15に示す。

1次元のエンジンサイクルシミュレーションモデル⁽⁹⁾の概要をFig. 16に示す。モデルの中の、排気系部品の外表面に対し、3次元CFDにより計算された熱伝達率の分布がマッピングされる。ガスサイクル計算の中で、排気ガスから内表面への熱伝達、部品内での熱伝導、外表面から大気への熱伝達を考慮することで、排気系部品の表面の温度分布が計算される。

4.2. 排気ガスの温度、および排気系部品の表面温度の相関性

供試車両を用いて温度分布の予測手法の妥当性の検証

Table 2 Conditions applied for 3D-CFD analysis

Solution type	Steady state
Working fluid	Air
Compressibility	Incompressible
Turbulent model	Realizable k- ϵ
Cell type	Hybrid (hex, tetra, pyramid)
Cell size	2-8 mm
Total number of cells	25,000,000
Vehicle speed	160 km/h

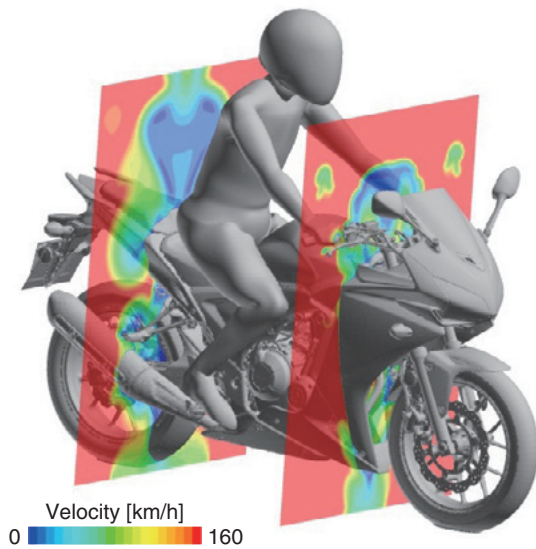


Fig. 15 Calculation results of wind velocity around the vehicle

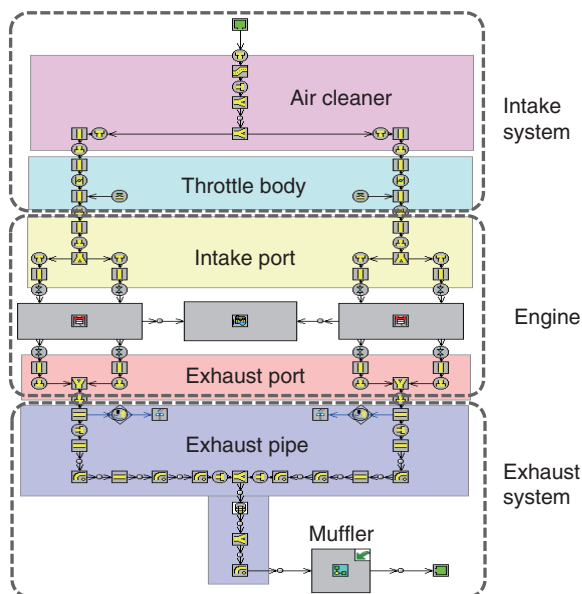


Fig. 16 Overview of one-dimensional simulation model for gas flow analysis

をおこなった。排気ガスの温度と、排気系部品の外表面の温度をシャシダイナモメータ上で計測し、予測結果と比較した。温度の計測には熱電対を用いた。負荷は全負荷、エンジン回転数は 9000 rpm、ギヤポジションは 6 速とした。シャシダイナモメータ室の風速は、走行時の速度と同じになるように制御をおこなった。テスト中の車両および熱電対の取付け位置を Fig. 17 に示す。

排気ガスの温度と、外表面の温度を Fig. 18 に示す。図中、横軸は計測位置を示し、縦軸は温度を示す。また、赤線は実験結果を示し、青線は予測結果を示す。実測結果と予測結果の間には若干の差異があるが、著者らは排気システムの疲労強度の予測に用いることができると判断した。

4.3. 熱応力の予測手法

続いて、熱応力の予測手法について説明する。排気系には以下の三つの熱応力が発生する。

- (1) 温度分布により発生する熱応力
- (2) 異材溶接部において材料の線膨張の差により発生する熱応力
- (3) 排気システムの熱膨張がエンジンやフレームの剛性により阻害されることにより発生する熱応力

本研究では、(1)(2)の熱応力については FEM モデルを用いた熱伝導解析と応力解析により予測した。FEM 解析において必要な温度条件は 1 次元シミュレーションにより予測した値を用いた。(1)(2)の熱応力の予測結果を

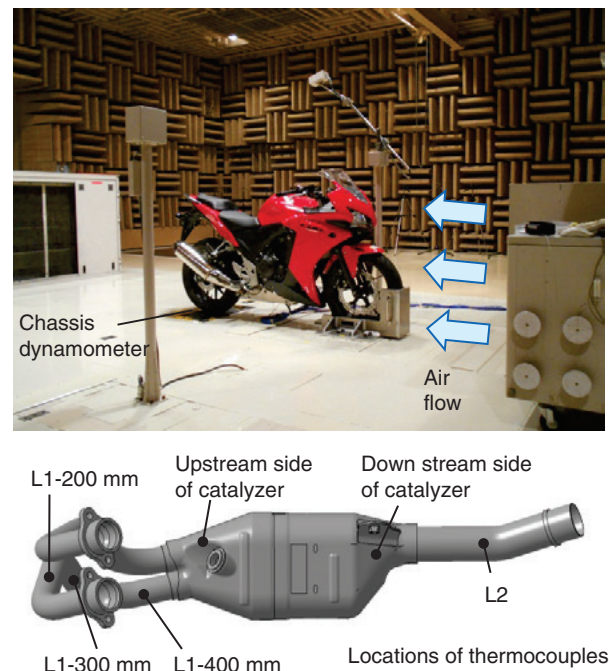


Fig. 17 Measurement of thermal distributions of exhaust gas and outer surface of the exhaust system

Fig. 19 に示す。図中、パイプとケーシングの溶接部や、触媒とケーシングとのスポット溶接部において高い応力が確認される。これらの部位は、耐久試験において、破損が発生しやすい部位である。

一方、(3)の応力については振動応力予測モデルの中で、排気系部品の熱伸びを考慮することによって予測をおこなうこととした。この手法により、(3)の応力は、振動応力解析の中で平均応力成分として計算される。

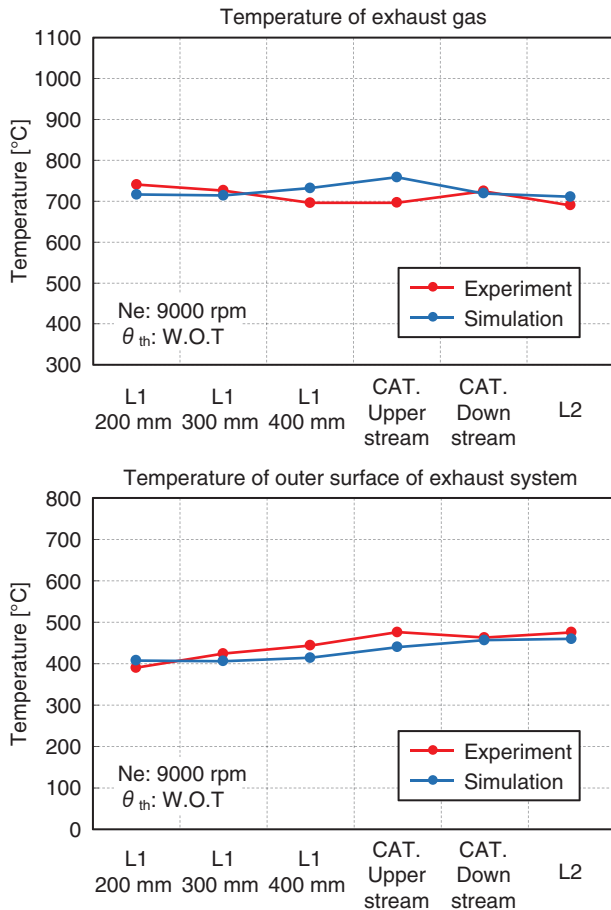


Fig. 18 Correlation of temperature distributions between experiment and simulation on exhaust gas and outer surface of the exhaust system

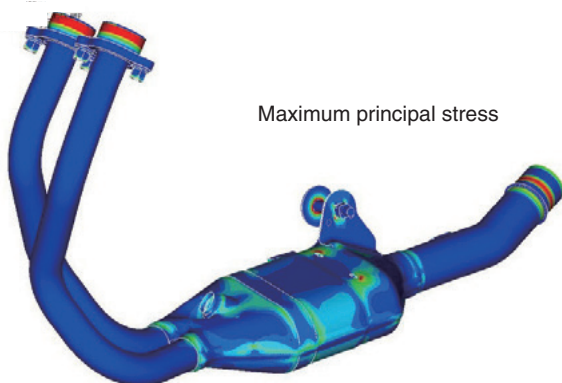


Fig. 19 Results of thermal stress analysis

4.4. 熱応力の相関性

耐久試験において、排気系部品の最も破損しやすい部位は溶接ビードの止端部である。特に異なる線膨張係数を持つ SUS 材の溶接部は熱応力が発生しやすく、破損の多い部位である。本研究では異材溶接部近傍に発生する熱応力について、実験と予測との相関検証をおこなった。

相関検証は線膨張係数の異なる 2 本の SUS 材のパイプを MIG 溶接によって結合したテストピースを用いておこなった。実験装置とテストピースの写真を Fig. 20 に示す。このテストピースを炉の中で加熱し、溶接ビードの近傍のひずみの分布を計測した。ひずみの分布は、溶接ビードの止端部からパイプの長手方向に向かって並べて貼り付けられたひずみゲージにより計測した。炉の温度は室温に対し 153°C 高い設定とした。

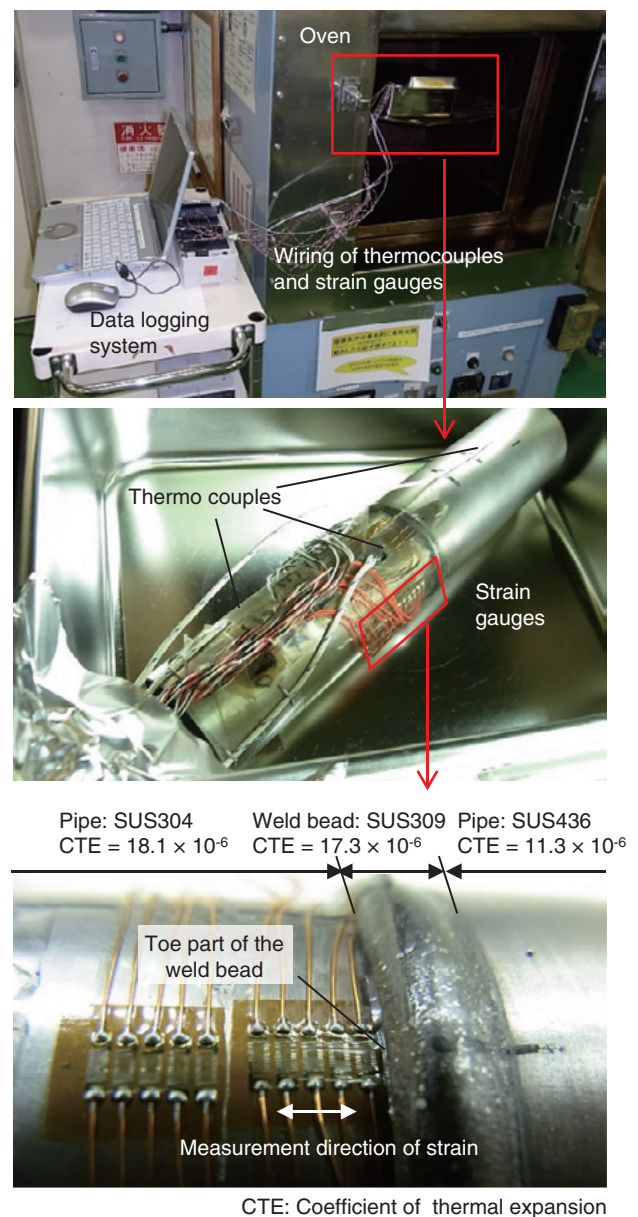


Fig. 20 Measurement of strains generated by heat deformation adjacent to the weld bead

テストピースをモデル化したFEMモデルと熱応力解析結果の応力コンタをFig. 21に示す。モデルはシェルメッシュにより構成されている。メッシュのサイズとパターンは、計算効率と解析精度のバランスを考慮して決定した。ひずみの測定結果と予測結果をFig. 22に示す。実験結果では、溶接ビードの止端部に近い位置のひずみが最も大きく、止端部から離れるにつれ徐々にひずみが減少する。実験結果に対し予測結果は良い相関性を示している。

以上の結果より、著者らは、本研究にて提案する、温度分布と熱応力の予測手法は妥当であると判断した。

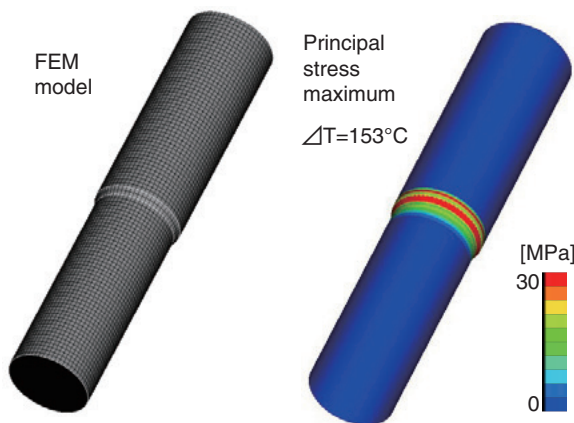


Fig. 21 Simulation result of FEM model of a test piece to investigate thermal stress distribution adjacent to weld bead

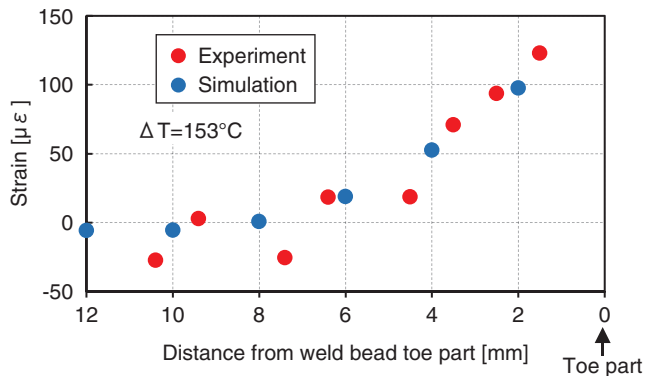


Fig. 22 Correlation of strain generated adjacent to weld bead by heat deformation

5. 疲労安全率算出手法

5.1. 安全率の算出手法

この章では、疲労安全率の算出方法について説明する。疲労安全率を算出するための手順をFig. 23に示す。これまでの解析により、時刻歴の振動応力と、静的な熱応力が得られている。この二つの応力をテンソル量として足し合

わせることで時刻歴のトータル応力を算出し、得られた応力を疲労限度線図にプロットすることで熱応力と振動応力を同時に考慮した疲労安全率が計算される。疲労安全率の計算の中では、材料の疲労限度の温度依存性と、クリープ限界が考慮される。

5.2. 疲労安全率の相関性

先に紹介した供試車両のエキゾーストパイプのマウントブラケットのひずみを計測し、疲労安全率の相関検証をおこなった。運転条件は、1000 rpm から 10000 rpm までのスweep運転である。ひずみの計測をおこなった位置は、振動応力の相関検証をおこなった位置と同一である。その後、平均応力と応力振幅を算出し、得られた値を疲労限度線図上にプロットした。疲労限度線図をFig. 24に示す。図中の、赤点が計測結果、青点が予測結果を示す。縦軸は応力振幅を、横軸は平均応力を示す。また、手法の汎用性を確認するために、排気量と車両形態の異なる3台の車両に

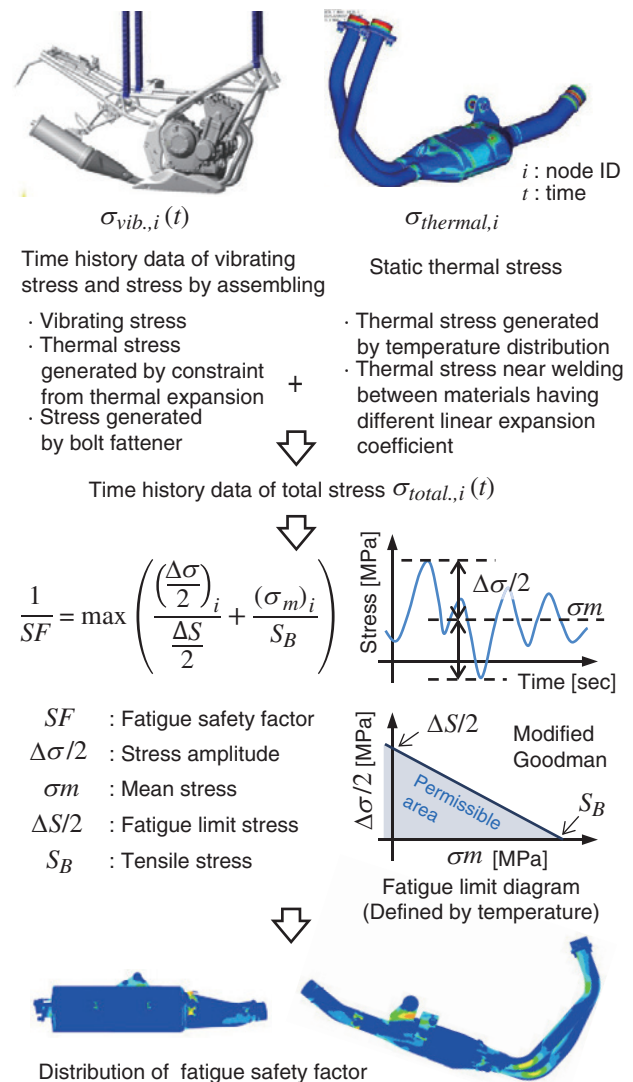


Fig. 23 Process of calculating fatigue safety factor

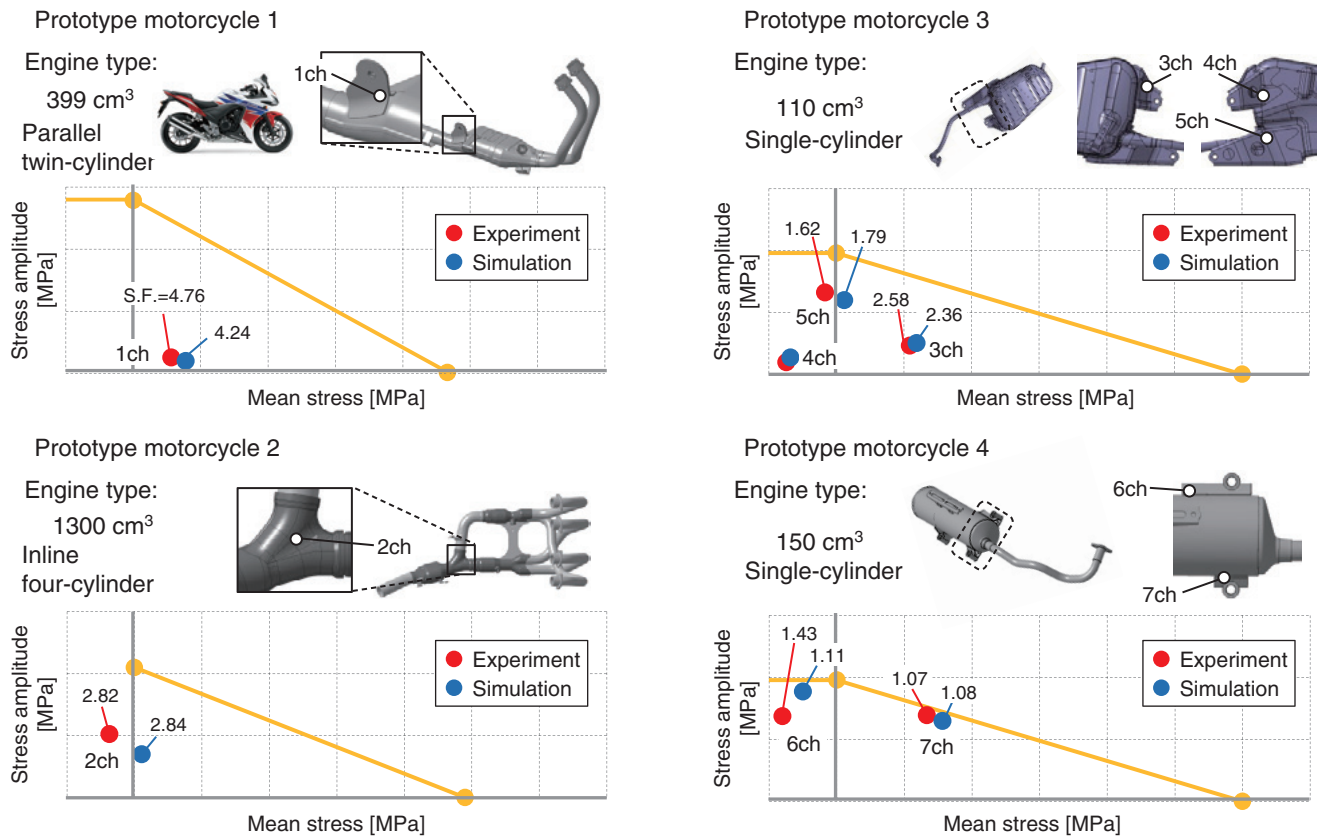


Fig. 24 Correlation between experimental and simulation results on fatigue safety factors

対しても、同様の疲労安全率の計測と予測をおこなった。疲労限度線図を Fig. 24 に示す。いずれの結果も、予測された応力は、計測された応力と良く一致している。

疲労安全率は、Fig. 2 に示されるように、多くの過程を経て計算される。このため、安全率の予測結果は累積誤差を含むが、本研究では、疲労安全率の予測精度を± 30% 以内に収めることができた。

以上の結果より、本研究で構築した、疲労安全率の予測手法が設計初期段階における疲労耐久性評価の手段として有効であることが確認された。

6. 製品開発適用事例

この章では、本研究により構築した手法を製品開発に適用した事例を紹介する。適用対象は並列 2 気筒のエンジンを搭載したモータサイクルタイプの車両である。

試作車の排気系部品の初期設計案に対し、疲労安全率の予測をおこなった。その結果、エキゾーストパイプのマウントブラケットや、エキゾーストパイプカバーの取付け用のステーにおいて、目標安全率を下回る数値が確認された。エキゾーストパイプの疲労安全率分布のコンタ図を Fig. 25 に示す。この設計案で試作車を製作し耐久試験を実施した場合、先に示した部位に、破損が生ずることが予測される。そこで、設計変更による対策の実施を試みた。設計案の変更

と、変更後の設計案に対する疲労安全率予測を、該当部位の疲労安全率が目標値を上回るまで繰り返しおこなった。

ここでは二つの対策例を示す。Fig. 26 に初期設計案と設計変更後各々のマウントブラケットの形状と、疲労安全率分布のコンタ図を示す。初期設計案では、エキゾーストパイプの振動による曲げ応力と、熱変形に起因する応力が同時に発生することで、曲げ R 部の疲労安全率が目標値を下回っていた。同部位については、曲げ R の曲率を大きくすることにより応力集中が緩和され、曲げ R 部の疲労安全率は目標値を満足した。続いて Fig. 27 に初期

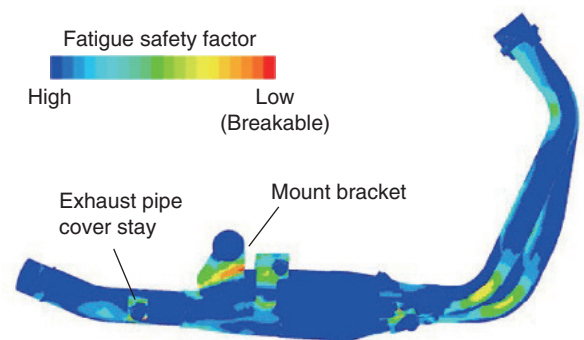


Fig. 25 Contour map of distribution of durability safety factor on the surface of the exhaust pipe

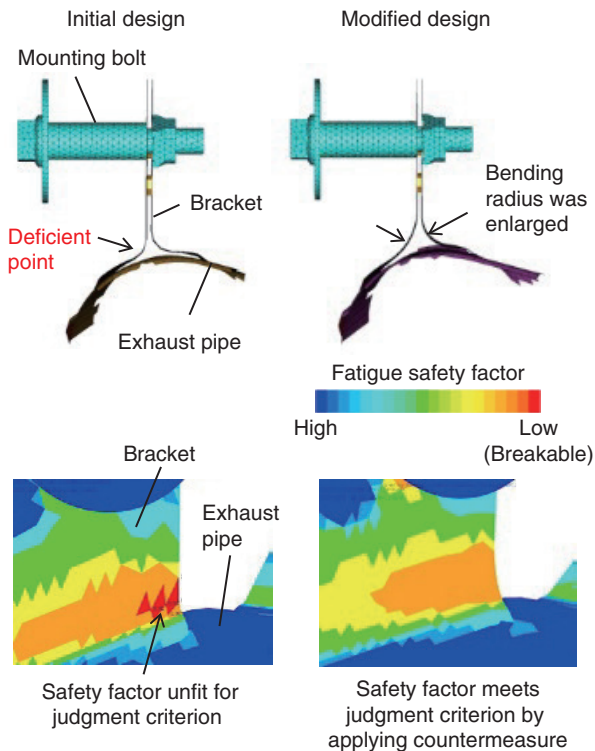


Fig. 26 Difference appeared in contours showing fatigue safety factor before and after application of countermeasures in designing for exhaust pipe mounting bracket

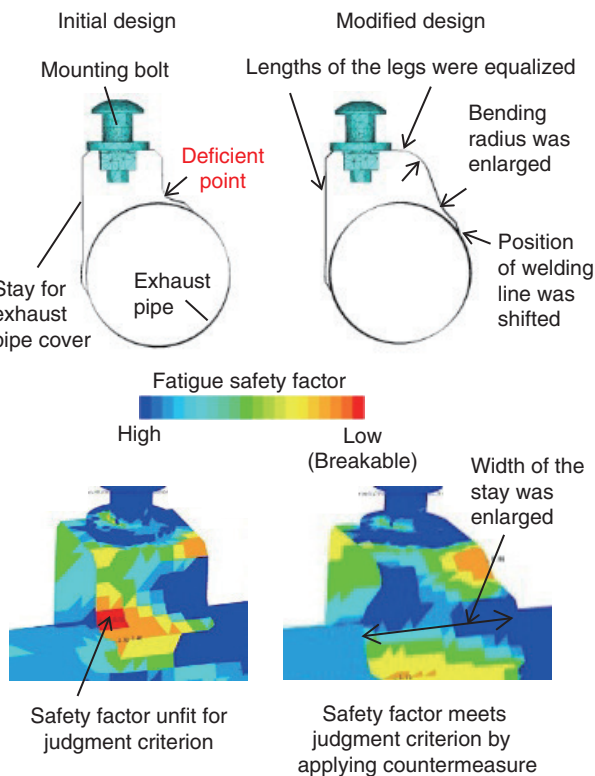


Fig. 27 Difference appeared in contours showing fatigue safety factor before and after application of countermeasures in designing for exhaust pipe cover stay

設計案と設計変更後各々のエキゾーストパイプカバー取り付け用のステーの形状と、それぞれの疲労安全率分布のコンタ図を示す。初期設計案ではエキゾーストパイプカバーと、そのステーからなる振動系での振動応力と、エキゾーストパイプとエキゾーストパイプカバーとの熱膨張の差による応力が発生することにより、曲げR部の疲労安全率が目標値を下回っていた。初期設計案では、ステーの二つの脚長が異なっている。相対的に短い脚は剛性が高く、荷重が多く伝わりやすい。また、小さな曲げRは応力集中の原因となる。同部位については、ステーの脚長を均等にし、ステーの曲げRを拡大した。これに合わせてステーとエキゾーストパイプとの溶接位置を変更し、さらにステーの幅を拡張することで、曲げR部の疲労安全率は目標値を満足した。

これらの対策を実施した設計案をもとに試作車を製作し、耐久性の確認をおこなった。その結果、その後の開発ステージにおいて、設計に立ち返って変更を必要とするような疲労破損は発生しなかった。

従来の開発フローと、疲労強度予測手法が構築された後の開発フローの比較を Fig. 28 に示す。疲労強度予測が図面段階で可能となったことで、疲労耐久性評価のタイミングを、試作車によるテスト段階から設計段階へと前倒しすることが可能となった。その結果、図面段階における疲労

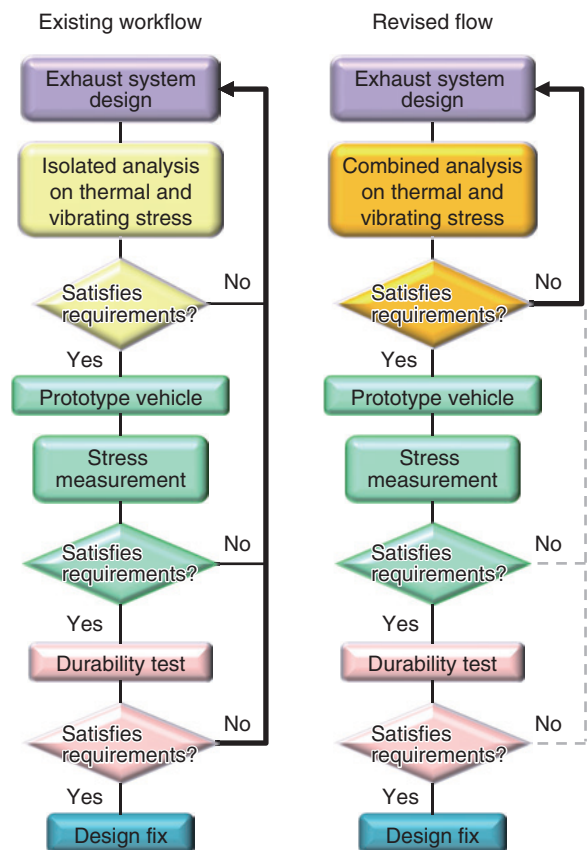


Fig. 28 Existing flow and revised flow of anti-fatigue durability evaluations

耐久性の予測精度が向上し、試作品における疲労破損の発生率が減少した。結果として、排気系部品の耐久試験を、必要最低限で済ませることが可能となった。

また、従来においては、疲労破損が発生した際に、対策形状の検討の参考となる応力データは、局所的なもののみであった。しかし、本研究で構築した予測手法を用いることで、部品全域での応力分布や、熱応力と振動応力の発生割合、運転中の部品の挙動、固有振動モードなどの情報が得られるようになり、対策形状の検討の効率も向上させることが出来た。さらに、これまでは、対策のための形状変更がその周辺の部位に与える影響を精度良く予測することは容易ではなかった。このため、対策品の耐久試験において、最初に破損した部位とは異なる部位が破損する事例も散見された。本手法は、部品全域の疲労耐久性の評価が可能であるため、このような事象も防ぐことが可能である。

ここで紹介した事例は、適用事例のうちのひとつであり、これまでに数多くの事例において実績を収めている。また近年は、疲労破損の未然防止のためだけでなく、部品の軽量化をおこなう際に、過剰な疲労安全率を有する部位を探し出すための手法としても活用されている。このように、本研究により構築した予測技術は製品開発のプロセスに組み込まれ、その開発効率の向上に大きく貢献している。

7. 結論

本研究を通じて、下記の成果が得られた。

1. 排気系システムの疲労耐久性予測技術の確立

本研究では、以下の三つの手法を連成させることにより、二輪車の排気システムの疲労耐久性を、設計初期段階において、予測することを可能とした。

- (1) フレキシブルマルチボデーダイナミクスの技術に基づく、排気システムの振動応力予測手法。
- (2) 3次元CFD解析技術と、1次元エンジンサイクルシミュレーション技術に基づく、排気システムの表面温度分布予測手法。
- (3) 熱応力と振動応力を加算し、疲労限度線図上における安全率を算出する手法。

2. 開発された予測技術の妥当性、汎用性の検証

構築した手法の妥当性の検証を、4台の供試車両を用いておこなった。開発された手法によって得られた疲労安全率の予測値は実際の計測結果と高い相関性を示した。これにより、開発された手法の妥当性と汎用性が検証された。

3. 排気系システム開発における有効性の実証的検証

本手法を実際の車両設計初期段階において適用し、疲労破損が予測される部位に対し試作車製作以前に対策を盛り込むことを実施した。これにより、排気系部

品の耐久試験を、必要最低限で済ませることが可能となった。さらに、排気系部品全域の応力状態や挙動が可視化されたことにより、設計者が形状検討をおこなう際の知見が効率的に得られるようになり、高い疲労耐久性を有する形状を効率的に決定できるようになった。

以上により、本手法が排気システムの開発の効率化に有効であることが示された。

参考文献

- (1) Wan, D., Simms, C.: Dynamic Analysis of a Full System Durability Test in Vehicle Exhaust Systems, SAE Technical Paper 2001-01-1438, (2001)
- (2) Michiue, M., Nishio, K., Sugiura, H., Kawasaki, T., Inamura, F., Morikawa, M.: Prediction of Vibration Fatigue Life for Motorcycle Exhaust Systems, SAE Technical Paper 2011-32-0642, (2011)
- (3) Kim, H., Park, S.: The Analysis of Crack Mechanism and Estimate of Life Time by the Vibration Measurement of Stainless Exhaust Manifold in Firing Condition, SAE Technical Paper 2013-01-2643, (2013)
- (4) Meda, L., Lawrenz, H., Romzek, M., Gilmer, D.: Structural Durability Evaluation of Exhaust System Components, SAE Technical Paper 2007-01-0467, (2007)
- (5) Ghasemi, A., Dong, M., Meda, L., Romzek, M.: CAE Dynamic Durability Simulation of Exhaust System, SAE Technical Paper 2013-01-0510, (2013)
- (6) Function Bay, Inc.: RecurDyn User's manual
- (7) Ueda, S., Suzuki, T., Kamiya, M., Niino, T.: Development of Gear Train Behavioral Analysis Technologies Considering Non-linear Elements, SAE Technical Paper 2002-32-1838, (2002)
- (8) Murakami, H., Nakanishi, N., Ono, N., Kawano, T.: New Three-dimensional Piston Secondary Motion Analysis Method Coupling Structure Analysis and Multi Body Dynamics Analysis, SAE Technical Paper 2011-32-0559, (2011)
- (9) Horikawa, H., Kido, H., Iijima, S., Murakami, Y.: Prediction Technology of Output Power and Intake-Exhaust Noise Using 1D-Simulation for Small-Displacement Motorcycles, SAE Technical Paper 2010-32-0004, (2010)
- (10) Gamma Technologies, Inc.: GT - SUITE Flow Theory Manual
- (11) Holman, J., P.: Heat Transfer, (1989)

■著 者■



栗 原 博



中村健一郎



堀 川 博 史



寺 口 尚 志



永 田 登 章



北 村 大 介