

シリンダヘッド熱疲労強度予測技術

Prediction Technology for Thermal Mechanical Fatigue Strength of Cylinder Head

竹内 俊輔¹

Shunsuke TAKEUCHI

米 永 和 昭¹

Tomoaki YONENAGA

石 井 嘉¹

Yoshimi ISHII

白 井 裕¹

Yutaka SHIRAI

新 井 秀 俊¹

Hidetoshi ARAI

宮 下 哲 也³

Tetsuya MIYASHITA

三 王 利 一¹

Toshikazu SAN'O

伊 藤 剛¹

Tsuyoshi ITO

山 口 義 博²

Yoshihiro YAMAGUCHI

佐 藤 佳 行¹

Yoshiyuki SATO

要 旨

実機テストによる同定が不要なシリンダヘッド熱疲労強度予測手法を確立した。温度境界条件を算出するCFD計算の渦モデルと物性値を見直すことで温度解析の精度が向上した。熱疲労解析は移動硬化則、温度依存性のある硬度劣化を考慮した材料モデルを適用し、また、ボルト結合モデルをFEM接点共有から多点拘束結合に変更することで解析精度を向上した。本CAE予測技術の確からしさを検証するため、実機によるエンジン耐久試験をおこなったところ、CAEで予測した耐久サイクルでクラックが発生することが確認できた。本研究により、従来必要であった実測温度との合わせ込みが不要となり、出図前のモデルベースによる熱疲労強度が予測できるようになった。

ABSTRACT

A method was established for predicting the thermal mechanical fatigue strength of a cylinder head without the need for verification by engine tests. The accuracy of thermal analysis was enhanced by revising the turbulent model and physical property values used in CFD calculations to calculate the thermal boundary conditions. Thermal mechanical fatigue analysis used a material model that takes into account the kinematic hardening rule and hardness overaging, which is dependent on temperature. The analysis accuracy was also increased by changing the bolt connection model from FEM node merging to multi-point constraint connection. Engine durability tests using an actual engine were performed to verify the accuracy of this CAE prediction technology, and the results confirmed that cracks occurred at the durability test cycle predicted by CAE. This research helped eliminate the former need for verification with measured temperatures, and enabled model-based prediction of thermal mechanical fatigue strength in the design phase.

1. まえがき

近年、自動車のエンジンに対する高出力、低燃費、低エミッション要求はさらなる高まりを見せている。このため、排気部品保護を目的とした燃料増量の廃止による排気ガス温度上昇や、過給機を用いたダウンサイジングエンジンによる比出力増加などの熱負荷の増加への対応が必要となっている。

シリンダヘッドは高温、高圧の火炎および燃焼ガスにさ

らされる燃焼室、排気ポートと、冷却水が通るウォータジャケット、バルブ機構を有したオイルに面するカム室と油路、新気の通り道である吸気ポートからなる。このため、単一部品ではあるものの運転状態の温度分布の偏差が大きいためから熱ひずみが発生する。この中でも高熱負荷により熱疲労強度が課題となる部位は運転中に高温となる燃焼室、排気ポートと、これらと隣合うウォータジャケットである。これらの部位はひずみゲージを用いた計測が容易ではない場所のため、CAEによる熱疲労予測をおこなってきた。

¹ オートモービルセンター

² オートモービルセンター、博士(工学)

³ SOLIZE Engineering 株式会社

熱疲労^{(1), (2)}は温度分布の変化と、材料特性や拘束による剛性分布の変化により熱ひずみが繰り返し発生すること起因して、蓄積される。シリンダヘッドにおける熱ひずみ発生要因を拘束形態で分けると内部拘束と外部拘束の2種類に分けられ、これが複合作用することで熱ひずみが発生している。内部拘束による熱ひずみは単一部品間における温度分布の偏差による熱伸び差で発生し、例えば高温の燃焼室を比較的低温の低い周辺部位が拘束することで発生する。これに対し外部拘束による熱ひずみは他の部品による拘束に起因し、例えばターボチャージャが熱膨張することでシリンダヘッドとの接合部に対してボルトを介して力を伝えることで発生するひずみである。

熱疲労強度評価にはこれらの熱ひずみを高精度に予測する必要がある。しかし従来の評価手法では、以下の課題があった。第一に CAE の温度合わせ込みは、約 100 点の測温線を施工した測温用シリンダヘッドを作成し、実機の測温結果をフィードバックする必要がある、設計から評価までに約半年の期間を要する。第二に高温高ひずみ部位においては CAE によるひずみ予測精度が低く、材料特性のより詳細な把握が求められていた。第三にターボチャージャは高温高剛性で熱伸びが大きいためにシリンダヘッドとのボルト締結部周辺に高いひずみが発生する。しかしボルト締結部の接触モデルが実態と合わず、ひずみ予測精度が低かった。従来はこれらの課題を抱えながら試作 1 号機の測温結果を用いて CAE 同定をおこない、熱疲労強度評価の結果が評価基準に満たない場合はシリンダヘッドの再設計と耐久試験のやり直しが必要で、大きな開発手戻りが発生していた。

2. 評価手法の技術要素

Fig. 1 に熱ひずみ発生の系統図を示す。熱ひずみ発生要因は温度分布と剛性分布に分けられる。熱疲労強度評価 CAE のフローを Fig. 2 に示す。まず初めに排気ポートとウォータジャケットの温度境界条件を CFD により算出し、次に温度解析をおこなう。算出した温度分布を用いて熱疲労解析をおこない、計算結果からひずみを抽出して疲労強

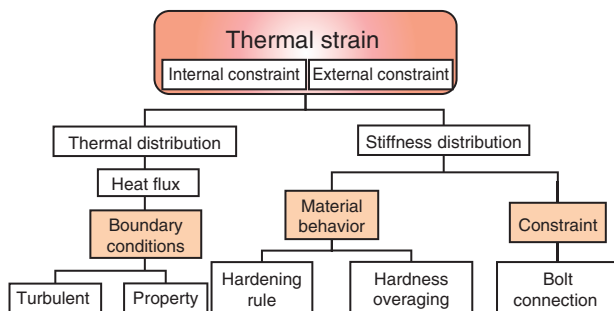


Fig. 1 Diagram of thermal strain factors

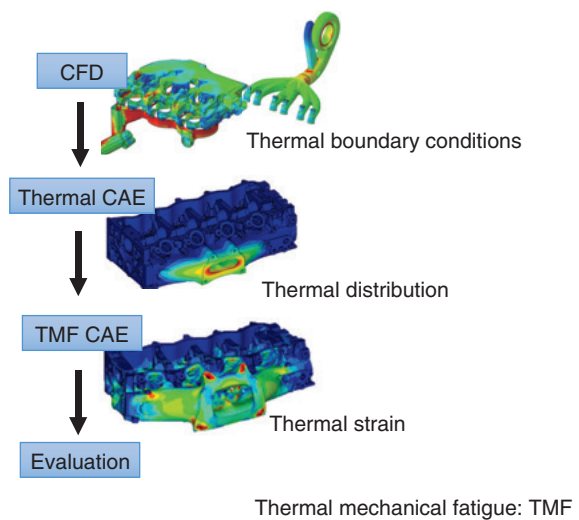


Fig. 2 Analysis flow of TMF evaluation

度評価をおこなう。

前述した熱疲労強度予測の課題を解決するには温度境界条件、材料挙動、拘束の解析精度向上が必要である。温度境界条件は、これを算出するための CFD における乱流モデルと熱伝達係数算出式が重要である。材料挙動は高温下における硬化則と硬度劣化、拘束はボルト結合モデルが重要である。本研究では再設計や耐久試験の手戻りを削減し、出図前の熱疲労強度評価を可能とすることを目指し、

- (1) 実機同定を必要としない高精度な温度解析を達成するための温度境界条件算出手法の構築
- (2) 高熱負荷における材料非線形特性を再現可能な材料モデルの構築
- (3) ボルト締結部周辺のひずみを再現可能な結合モデルの構築

をおこなった。

3. 評価手法の構築

3.1. 温度境界条件

出図前の実機同定ができない時期に熱疲労強度を評価可能な温度解析精度を達成するため、温度境界条件の計算手法の見直しをおこなった (Table 1)。ここで、温度境界条件とは流体からの熱伝達係数 (以後、HTC とする) と壁面近傍の流体温度 (以後、境界温度とする) である。ウォータジャケットと排気ポートは CFD 計算手法の見直しをおこない、燃焼室は新たに CFD による燃焼解析をおこなった。目標となる温度解析精度は $\pm 10^{\circ}\text{C}$ とした。

3.1.1. ウォータジャケットと排気ポートの温度境界条件

ウォータジャケットと排気ポートそれぞれの温度境界条件は CFD により求める HTC と一定値の境界温度である。ウォータジャケットは定常流れ解析をおこない HTC を算出する。排気ポートは脈動を考慮した各クランクアングル

Table 1 Thermal boundary conditions

		Previous method	New method
Water jacket and exhaust port	Turbulent model	Standard k-ε	Realizable k-ε
	Gas/LLC property	Constant	Variable with temperature
Combustion chamber	Boundary condition	Empirical value	Combustion CFD

ごとの非定常流れ解析をおこない、各クランクアングルの HTC を平均して用いる。

ウォータージャケットや排気ポートは複雑な流路であるために、はく離と再付着の現象を再現することで HTC の解析精度の向上が見込まれる。そこで、より適切な乱流モデルを検討した。はく離と再付着の再現性検証としては、乱流モデルの精度検証として多く参照される後方ステップモデル^{(3), (4)}を用いた検証をおこなった [Fig. 3 (a)]。乱流モデルを従来の標準 k-ε モデルから Realizable k-ε⁽⁵⁾に変更することにより、はく離と再付着の流れ解析精度が向上し、壁面における圧力係数分布の再現性が向上した [Fig. 3 (b)]。

また、従来の手法で算出した排気ポートの HTC を用いた温度解析では、排気ポート内部の温度が実測に対して高くなる傾向にあり、0.6 から 0.8 程度の係数を掛けることで温度同定をおこなってきた。これは温度変化による物性値変化が大きい排気ガスにおいて、HTC を算出する際の排気ガスの物性値を一定値としていたことで、HTC のずれが

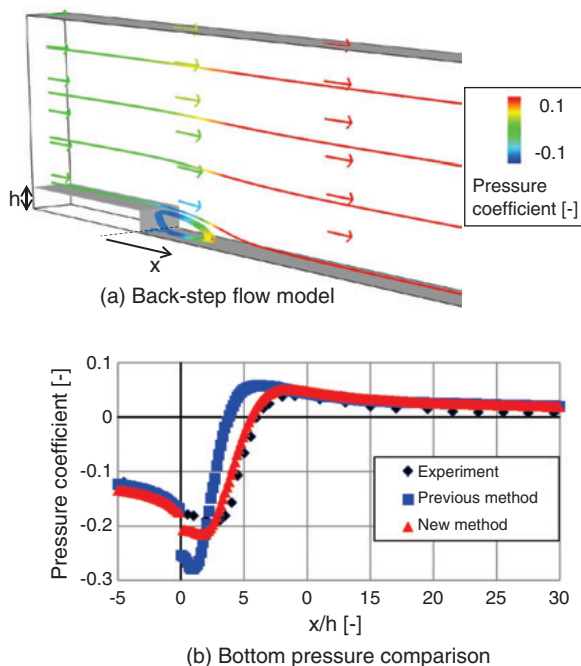


Fig. 3 Turbulent model verification in back-step flow

大きくなったと考えられる。そこで、新たに物性値を温度の関数として HTC を算出する手法を構築した。

乱流モデル変更と HTC 算出手法の見直しによる温度解析精度検証結果を Fig. 4 に示す。比較のために排気ポートの HTC は CFD 計算結果に係数を掛けずに用いた。新手法による温度境界条件を用いた温度解析では実測に対して ±10℃ の予測精度を達成した。

3.1.2. 燃焼解析による燃焼室温度境界条件算出

従来は燃焼室の温度境界条件を経験則に基づき領域分けし、境界温度を一定として HTC を重みづけすることで温度分布を再現したが、この手法は実測結果に対して HTC を重みづけして合わせ込む必要があるため、測温試験結果があることを前提としていた。また、昨今の直噴化や過給化による燃焼形態と燃焼室形状の複雑化により従来手法での温度の合わせ込みが容易ではなくなった。そこで本研究では、出図前に高精度な燃焼室温度を算出可能とする手法を検討した。

燃焼室における温度境界条件の分布を把握するために CFD による燃焼解析を用いた。燃焼解析結果よりクランクアングルごとの境界温度と HTC を抽出し、これらを平均して温度境界条件とした。Fig. 5 に燃焼解析による温度境界条件を示す。火炎から燃焼室への熱流束 q は式 (1) で求める。

$$q = h \cdot \Delta T \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (1)$$

h : HTC (熱伝達率) [W/m²K]

ΔT : 燃焼室壁面温度と境界温度の差 [K]

従来は HTC を重みづけすることで熱流束を表現していたが、燃焼解析結果から、境界温度も HTC も分布をもっており、従来のようにどちらか一方を固定して熱流束を表現す

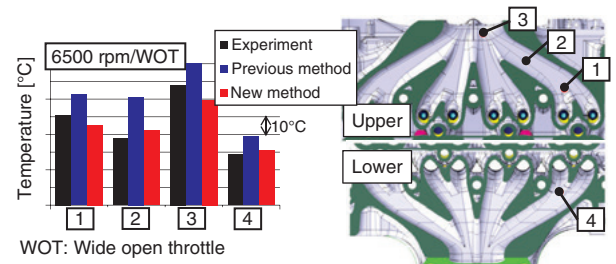


Fig. 4 Temperature comparison on exhaust port surface between experiment and CAE

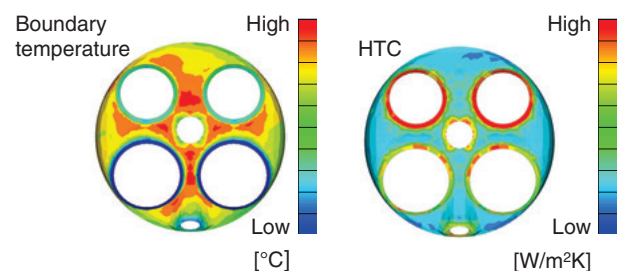


Fig. 5 Boundary conditions calculated by CFD

ることは容易ではないと判断し、燃焼解析による境界温度と HTC 両方を温度解析モデルにマッピングすることとした。

本手法の精度検証として実機試験との温度比較をした (Fig. 6). 実機同定前の経験則に基づいた従来手法では実測に対して最大で 20℃ の誤差があるが新手法では ± 10℃ を達成した。

3.2. 材料モデル構築

従来の熱疲労解析における材料モデルは、各温度におけるヤング率、ポアソン比、線膨張係数を使用した線形材料モデルであり、塑性や劣化の考慮をしていなかった。しかし燃焼室のように、温度が高く周囲から拘束されて塑性変形する部位については、強度評価のために材料の非線形挙動を正確にとらえる必要がある。CAE による熱疲労評価で扱う材料モデルは温度依存性を考慮したヤング率と応力-ひずみ特性 (S-S カープ)、線膨張係数を用いるが、中でも S-S カープは材料の非線形挙動を予測するための重要なパラメータである。今回は高温材料の非線形挙動を再現するために移動硬化則⁽⁶⁾と硬度劣化^{(7), (8)}のモデル化をおこなった。また、シリンダヘッドに用いる時効硬化合金では高温保持による過時効によって強度低下する一方で、ヒステリシスループの縮小によるエネルギー損失減少により結果的に長寿命化することが単体試験によって明らかとなったため、より厳しく強度評価をおこなう目的でクリープを考慮しないこととした。

3.2.1. 移動硬化則の適用

冷熱サイクルの繰り返しによる S-S カープは、硬化則により変化する。硬化則には等方硬化則と移動硬化則があり、本研究において両者を比較した。繰り返しの熱負荷が加わるときの S-S カープについて、熱疲労試験を用いて CAE の精度検証をおこなった。この試験は、材料単体テストピース (TP) に機械的な負荷と熱サイクルによる負荷を複合的に与えるもので、さまざまな部品の耐熱疲労性評価に用いられてきた。Fig. 7 にその概要を示す。CAE と実測のコリレーションのために Fig. 7 (b) のように評価部位のみ切り出してモデルを作成した。試験モード [Fig. 7 (c)] は

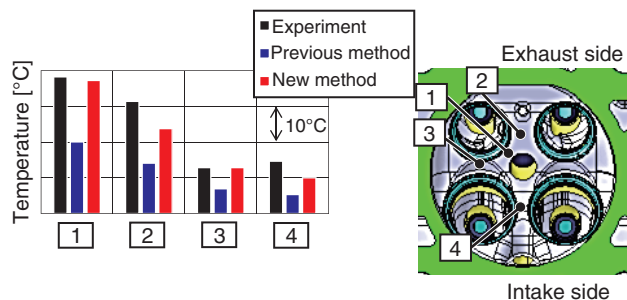


Fig. 6 Temperature comparison on combustion chamber surface between experiment and CAE

熱間時に圧縮ひずみが発生する負荷条件で 50℃ から 250℃ までの加熱と冷却を繰り返した。入力する機械ひずみを ± 0.3% とし、試験中に計測したヒステリシスループと CAE による解析で得られたヒステリシスループを比較した結果を Fig. 8 に示す。Fig. 8 (a) に示す等方硬化則による非線形挙動の計算結果に比べ、Fig. 8 (b) に示す移動硬化則を用いた方がよく実機結果に合うことがわかる。移動硬化則を考慮することでヒステリシスループの 1 サイクル目からパウシンガー効果⁽⁹⁾を模擬でき、3 サイクル目の最大応力の実機との誤差はわずか 3% 以内にとどまった。対して、等方硬化則の場合は 3 サイクル目の最大応力の実機との誤差は 30% に及んだ。よって移動硬化則を用いることとした。

3.2.2. 硬度劣化の考慮

シリンダヘッドに用いられているアルミニウム合金は、熱処理による強化をおこなっているため、長時間高温環境で暴露されることにより硬度劣化を引き起こす。これによ

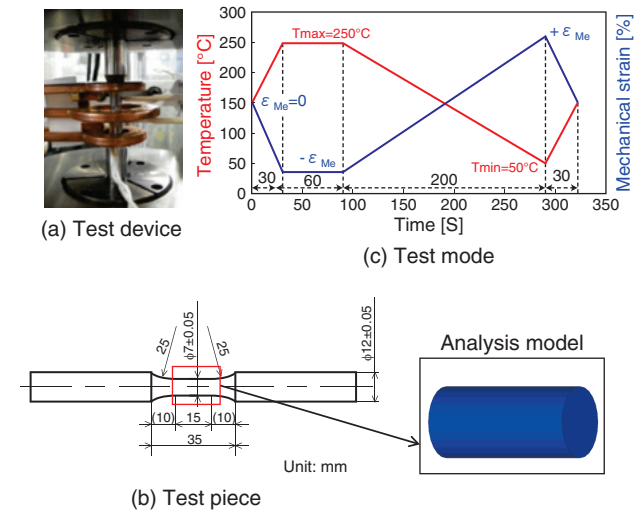


Fig. 7 TMF test outline and analysis model

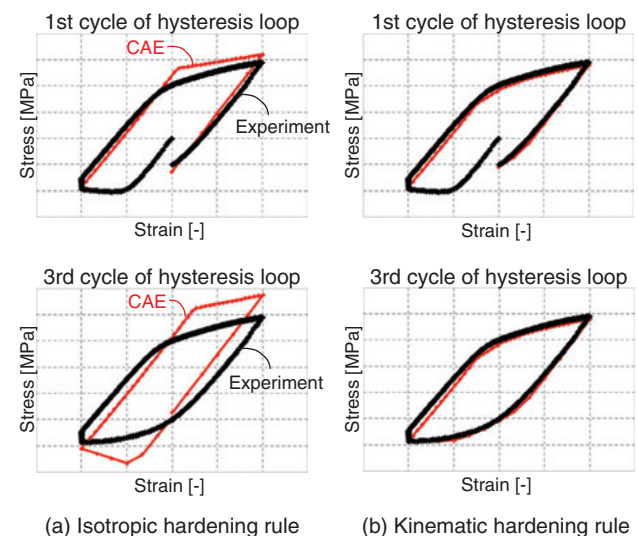


Fig. 8 Hysteresis loop due to hardening rule

り材料の強度は低下し、S-Sカーブも変化する。Fig. 9に、シリンダヘッド材の各温度環境下でさらされた時間による硬度劣化特性を示す。特に燃焼室などがエンジン稼働時にこのような高温環境にさらされるため、CAEによる強度評価の中で硬度劣化を考慮する必要がある。硬度劣化は時間的に連続的に起きる現象であるため、弾塑性解析でそれを表現するのは容易ではない。本研究の取り組みでは、硬度劣化の度合いとして、劣化度A (HRB 60以上)、劣化度B (HRB 40から60)、劣化度C (HRB 20から40)、劣化度D (HRB 20以下)の4段階に分け、各劣化度におけるS-SカーブをFig. 10に示すように作成した。Fig. 10(a)はHRB 70, 50, 30, 10の硬度ごとのS-Sカーブを示す。これら4種の硬度をそれぞれ劣化度AからDの代表硬度として割り当てる。これらの硬度のS-Sカーブを温度ごとに計測し、Fig. 10(b)に示すように各硬度劣化度ごとに温度別のS-Sカーブを作成し、熱疲労解析に反映した。

温度と時間によって劣化度が変わるため、解析対象物の劣化度はエンジンの運転条件によって変化する。まず温度は温度解析より求められ、劣化時間は想定する運転モードによって決まるので、それらから解析対象物各部の劣化度がわかる。各部の劣化度ごとにS-Sカーブを持ち分けて弾塑性解析を実行することで、材料の熱劣化を考慮した強度解析が実現できる。

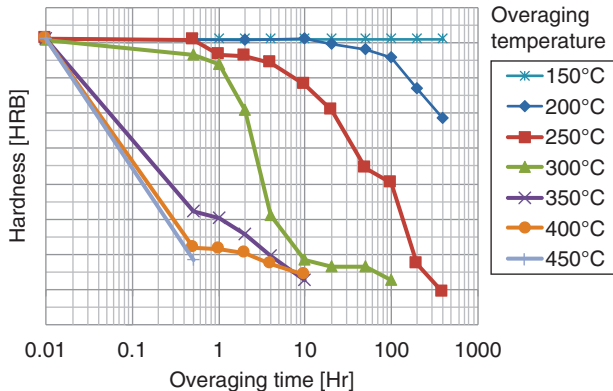


Fig. 9 Hardness overaging characteristics of aluminum alloy

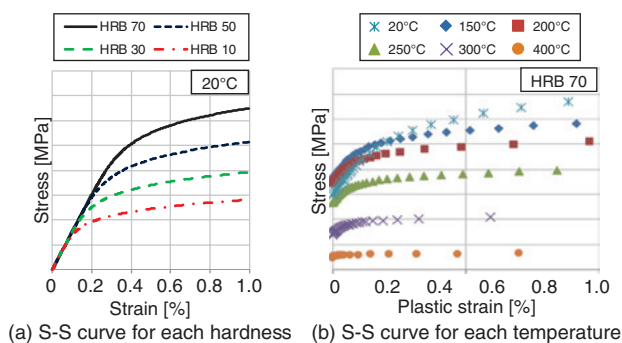


Fig. 10 Creation of S-S curve for each degree of overaging

3.3. 結合モデル

ターボチャージャとシリンダヘッドの締結ボルト周りには、従来のCAEではひずみ予測が容易ではなかった。これはターボチャージャによる外部拘束をシリンダヘッドに伝えるボルトのモデル化に課題があると考えた。

ターボチャージャ締結部はターボチャージャの熱伸びによるボルトの曲げ影響が大きい。従来のネジ部の結合モデルはボルトとメネジの接合部のFEMモデルを接点共有することで表現していた[Fig. 11(a)]。しかし接点共有した接合部に対しボルトに曲げの力を加えたときにボルトがメネジから離れる挙動を再現できず、外部拘束による影響を適切に表現できなかった。そこでFig. 11(b)に示す多点拘束(Multi-point constraint: MPC)を用いることでボルトのスラスト方向に追従し、ラジアル方向は接触を定義することでボルト軸力と曲げによる力の伝達を再現した。ボルト締結モデルの妥当性を検証するためにシリンダヘッド排気フランジ周りを模擬したTPを用いて検証試験を実施した(Fig. 12)。試験はシリンダヘッドを模擬したアルミ製TP

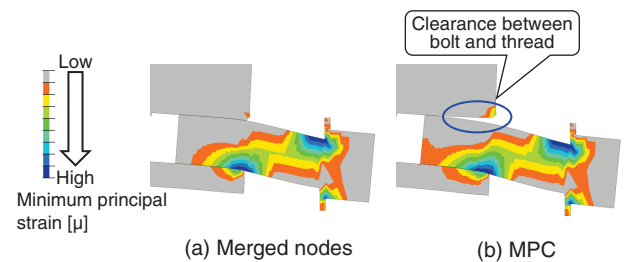


Fig. 11 Rigid body connection model

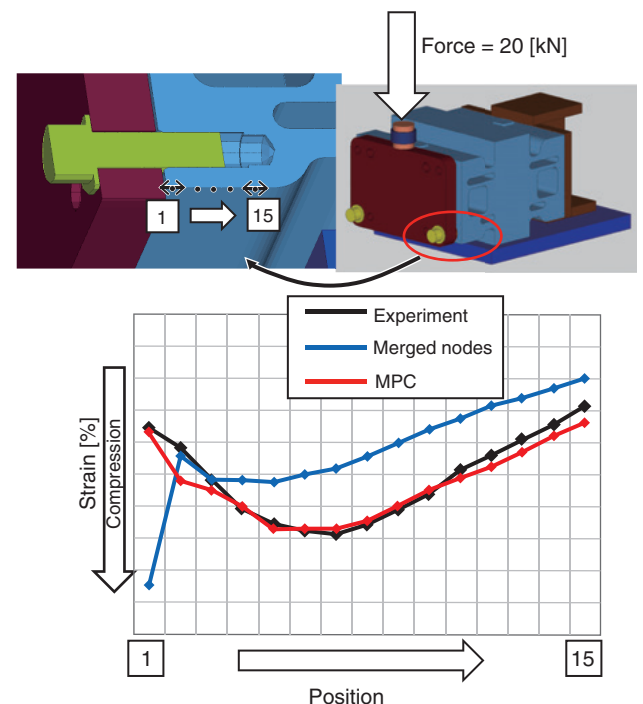


Fig. 12 Advanced rigid body connection model

を定盤に固定し、排気フランジを模擬した鉄製の板をボルトで締結して板に対して荷重を与えた。メネジ近傍にはひずみゲージを15枚連続して施工し、ボルト締結部周りのひずみ分布を計測した。荷重はオートグラフを用いて垂直方向に20 kNを加えた。実機試験結果とCAE結果をFig. 12下段に示す。従来手法に比べて全域の解析精度向上を確認した。

次に、実機を用いて排気系の外部拘束によるボルト締結部周りの熱ひずみ解析精度の検証をおこなった。試験は単気筒シリンダヘッド (Fig. 13) を用いた。ひずみ解析精度は従来の接点一致によるボルト結合モデルに比べて MPC を用いた結合モデルにおいて向上し、実機に対して $\pm 10\%$ の精度を確保できた。

これらの解析精度向上を加味したシリンダヘッド熱疲労強度解析を実施した結果、最も熱ひずみが大きい部位は燃焼室であることを、あらためて確認することができた。

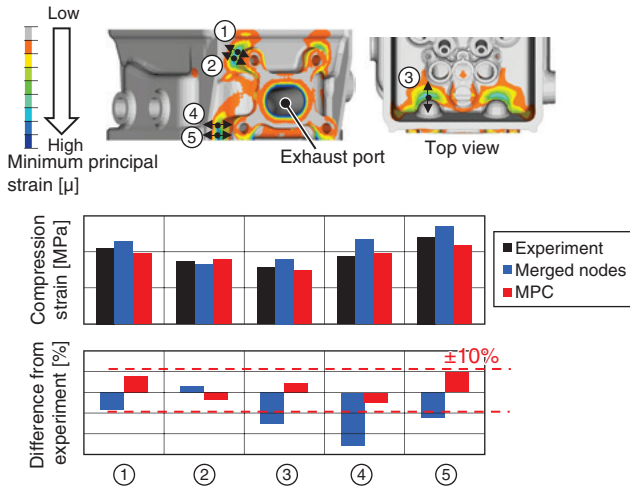


Fig. 13 Verification on thread connecting area with exhaust port

4. 予測技術と実験結果の比較

本手法による熱疲労評価の確からしさを確認するため、シリンダヘッドで最も熱ひずみが大きい燃焼室に着目し、実機による濃縮耐久試験を実施した。Table 2 に本試験で用いたエンジン諸元を示す。本耐久試験は WOT 条件で過給圧力調整による出力増加と冷却水流量コントロールにより熱ひずみを増加させた。また、モード運転中の測温試験結果から熱ひずみがおおむねサチレートする保持時間を算出し耐久試験モードを設定した (Fig. 14)。

Fig. 15 に本耐久試験モードでの熱疲労解析結果を S-N 線図にプロットしたものを示す。材料モデルを従来の線形材料モデル (Fig. 15 の青プロット) から非線形材料モデル (Fig. 15 の赤プロット) に変えることで熱ひずみが増加し

Table 2 Engine specifications

Engine type	L4 DOHC VTEC Turbo
Bore × Stroke [mm]	73.0 × 89.4
Displacement [cm ³]	1496
Compression ratio [-]	10.6
Maximum power [kW/rpm]	110/5500
Maximum torque [Nm/rpm]	203/1600-5000
Fuel type	Gasoline (RON91)

た。これは高温、高ひずみに暴露されることに起因する移動硬化則と硬度劣化を再現することで、ひずみ解析精度を向上させたためである。

S-N 線図より熱ひずみが大きい A だけにクラックを発生させられる耐久サイクル数 N_t を決定し、耐久試験を実施した。耐久試験結果を Fig. 16 に示す。A だけにクラックが発生し、B にはクラック発生が無いことが確認できた。

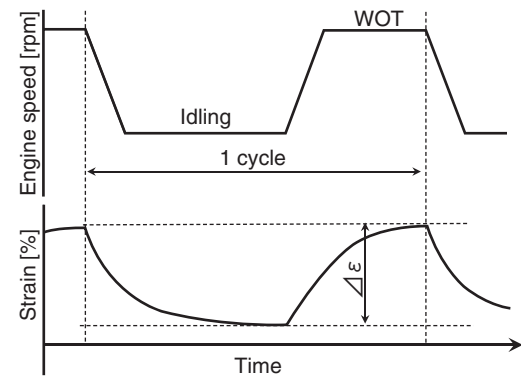


Fig. 14 Durability test cycle

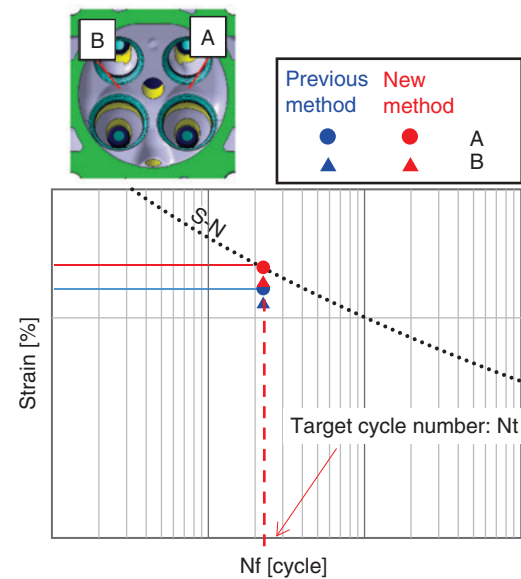


Fig. 15 Effect of new method on S-N diagram

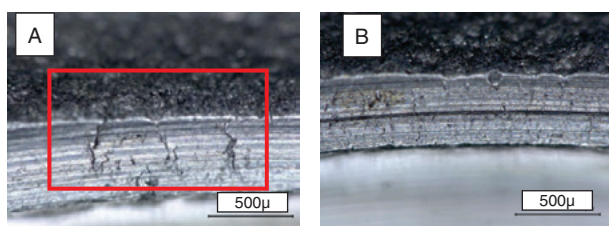


Fig. 16 Combustion chamber after durability test

5. まとめ

出図前のシリンダヘッド熱疲労強度をモデルベースで予測可能な手法を確立した。以下に構築した技術をまとめる。

- (1) ウォータージャケット、排気ポートのCFD解析手法を見直し、燃焼解析を用いることで、温度境界条件を求め、実機同定せずに±10℃の精度でシリンダヘッドの温度予測が可能な技術を構築した。
- (2) 硬化則、硬度劣化を考慮することで、高熱負荷までの材料挙動を再現可能な材料モデルを構築した。
- (3) ボルト締結の結合モデルを見直し、実機同等のひずみ分布を再現するモデルを構築した。

参考文献

- (1) 鶴戸口英善:熱サイクル疲労, 溶接学会誌, 第37巻, 第6号, p.573-585, (1968)
- (2) 戸田裕之, 小林正和:材料の熱疲労破壊, 軽金属, 第59巻, 第6号, p.312-319, (2009)
- (3) https://turbmodels.larc.nasa.gov/backstep_val.html
- (4) Lee, C. Y., Park, S. H., Cho, S., Lee, I.:Delayed-Detached Eddy Simulation for Optical Path Control on Backward-Facing Step Flow, Seventh International Conference on Computational Fluid Dynamics, ICCFD7-2701, (2012)
- (5) Shin, T.-H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J.: A New $k-\epsilon$ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation, Computers & Fluids, Vol. 24, Issue 3, p.227-238, (1995)
- (6) Lee, M. G., Kim, D., Chung, K., Youn, J. R., Kang, T. J.:Combined Isotropic-Kinematic Hardening Laws with Anisotropic Back-stress Evolution for Orthotropic Fiber-Reinforced Composites, Polymers & Polymer Composites, Vol. 12, No. 3, (2004)
- (7) 戸田裕之, 福永哲也, 小林正和, 上杉健太郎, 小林俊郎, 山田徹, 大場義夫, 柿崎みな子:表面冷間加工処理を施したAC4CHアルミニウム合金鋳物の熱機械疲労

特性, 軽金属, 第58巻, 第6号, p.236-241, (2008)

- (8) 茂泉健, 手塚裕康, 里達雄:Al-Si-Mg-Cu系鋳造合金の熱疲労寿命に及ぼす析出硬化および共晶Si組織の影響, 軽金属, 第54巻, 第6号, p.205-210, (2004)
- (9) White, C. S.:A Combined Isotropic-Kinematic Hardening Model for Large Deformation Metal Plasticity, Final Report, MTL TR 88-46, U.S. Army Material Technology Laboratory, (1988)

著者



竹内 俊輔



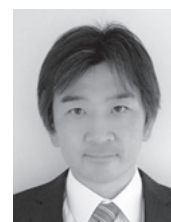
白井 裕



三王 利一



山口 義博



米 永和昭



新井 秀俊



伊藤 剛



佐藤 佳行



石井 嘉



宮下 哲也