ディーゼル機関シリンダヘッドの疲労強度評価に関する一考察*

黒田 良一^{*1}, 伊賀 淳郎^{*1}, 瀬尾 健二^{*2}Consideration on Regard to Fatigue Safety Life in
Operating Condition of Diesel Engine Cylinder HeadYoshikazu KURODA^{*3}, Atsuro IGA and Kenji SEO^{*3} Research & Development Center, Yanmar Co., Ltd.,
1600-4 Umegahara, Maihara-cho, Sakata-gun, Shiga, 521-8511 Japan

The temperature and thermal strain were examined on the fire surface of the gray cast iron cylinder head. The measurements were carried out by thermo-couple and strain gage during high temperature and high pressure in operating condition. The mechanism generating the strain on the fire surface of the cylinder head in the operating condition was made clear using experimental data and some numerical analyses. The considerations on regard to the temperature distribution and the stiffness distribution of the cylinder head etc. were very important for understanding this mechanism. And also, the calculated results were in good agreement to the measured temperature and strain. The evaluation of the fatigue safety life for the thermal strain was discussed, including the material properties and the operating condition in the fishing boat. The prediction of the reliability would be possible to perform in the design stage of the cylinder head.

Key Words: Thermal Strain, Diesel Engine, Cylinder Head, Cast Iron, Thermal Load, Fatigue Life

1. 結 言

環境への社会的な関心が高まる中、ディーゼル機関に対してもよりよい環境調和とさらなる高効率化や高出力化が要望されており、機関部品の機能設計の重要性が増してきている。したがって設計段階で機関に作用する機械荷重や運転中の熱負荷を含めたトータルな信頼性を事前に検証し設計品質を向上する技術の確立が必要である。

ディーゼル機関のシリンダヘッド(以下、ヘッドと記す)は燃焼室の一部を構成するとともに動弁機構や吸排気機構などの機能を有しており、機関部品の中で最も複雑な構造部品である。またヘッドには鋳造工程で生じる残留応力、組み付け荷重に加え、運転中には燃焼圧力と熱負荷が繰り返し作用する。特に、ヘッドに作用する熱負荷は、燃焼面まわりの疲労強度、燃焼ガスのシール性劣化などの主要因で、機関の寿命や部品の交換を左右する。従来からヘッドに関して実験的および数値解析的な検討が進められている^{①-③}が、

ヘッドに生じるひずみと各種荷重の関係、さらにそれに対するヘッド構造などの影響度合いが明らかになっていないため、設計技術として利用しにくかった。数値解析によるシミュレーション^④あるいは材料特性^⑤の検討も行われているが、実際のヘッドに関する熱ひずみ発生に対する検討が不足しており、得られた結果の精度にも疑問が残る。また実際の運転状況を定量的に把握することが難しいため、部品寿命などの評価を合理的に行うことができない。これらを解決していくためには実機のヘッドに生じる現象を反映した実験的データの蓄積とそれらのデータに基づくシミュレーションによるひずみ発生を検討を進め、現象を定量的に評価していくことが必要と考えられる。

鋳造後の新品ヘッドと長時間運転したヘッドに生じた残留応力について筆者らが検討した結果、鋳造時に生じた残留応力は運転により大きく変化することが明らかとなった^⑥。さらに、運転中の熱ひずみを測定することにより、ヘッド燃焼面には運転中の加熱により塑性変形を伴った大きな圧縮の熱ひずみが生じ、機関を停止し冷却するとともに引張りひずみが発生し常温では引張残留応力が存在することが明らかとなった^⑦。

そこで本研究では、運転・停止による、圧縮熱ひずみと引張りひずみの繰り返しを受ける実機ヘッドの疲労強度の評価方法について検討した。まずこれまでの研究結果

* 原稿受付 2003年12月18日。

^{*1} 正員、ヤンマー(株)中央研究所(〒521-8511 滋賀県坂田郡米原町大字梅ヶ原1600-4)。^{*2} 正員、兵庫県立大学大学院工学研究科(〒671-2201 姫路市書写2167)。

E-mail: yoshikazu_kuroda@yanmar.co.jp

をもとに、実機ヘッドに作用する荷重の種類とそれによって生じるひずみの大きさを定量的に検討した。次に、実機の温度やひずみの測定結果をもとに数値解析によるシミュレーションを行い、温度変化に伴うヘッド燃焼面のひずみの発生について検討した。そして機関の運転・停止にともないヘッドに生じる組み付けや燃焼圧力による機械ひずみおよび温度変化による熱ひずみ発生を定量的に明らかにした。さらに、実使用鋳鉄ヘッド材の疲労強度とこの発生熱ひずみを考慮して、実際の繰り返し運転サイクルに対応したヘッドの熱疲労強度評価の考察を行った。

2. 実験方法

2.1 供試品 表1に供試した4ストロークディーゼル機関の主要諸元を示す。図1に供試したねずみ鋳鉄製ヘッドの形状、寸法を示す。供試ヘッド鋳造材の機械的性質を表2に示す。

2.2 測定方法 ヘッド温度や熱ひずみの測定方法は既報⁹⁾で詳細に述べてきているので、本報では追加した内容を下記に示す。ヘッドに作用する荷重の中で、燃焼面のひずみに対しては温度の影響が大きいので、詳細な温度計測を行った。燃焼面の温度測定箇所を図1に併せて示す。燃焼面弁間部は、吸気弁間A点、排気弁間B点の2箇所であり、弁間部より燃焼室の外側に該当するC点およびD点の2箇所温度を測定し燃焼面全体の温度分布を調査した。また肉厚方向に対しては燃焼面より1mmと10mmの2箇所温度を測定した。燃焼面以外に、ヘッド全体の温度分布とヘッド剛性の関係などを検討するために、吸排気ポートやヘッド上面や外側面の温度を約30箇所同時に計測した。計測位置の詳細は第4.2項で示す。

3. 数値解析方法

図2にヘッドの熱ひずみシミュレーションの数値解析および疲労強度評価の手順を示す。本研究では、3次元CADを用いたヘッドの形状モデルをもとに、有限要素法など数値解析の3次元ソリッドメッシュを生成した。図3にヘッドの3次元形状モデルと有限要素法メッシュを示す。図中の3次元形状モデルはヘッドの内部構造を示すため、上面壁と側面壁の一部を切り欠いて表示している。有限要素法メッシュの節点数は10645、要素数は14521であり、燃焼面の基本肉厚12mmに対して2分割となるようメッシュサイズを設定した。

まず熱伝導解析での冷却水側壁面の境界条件を設定するため、ヘッド内部の冷却水ジャケットの流体解

Table 1 Specification of diesel engine

Cylinder bore	150 (mm)
Piston stroke	165 (mm)
Stroke volume	2,916 (cm ³)
Rated power	80 (kW)
Rated revolution	2000 (min ⁻¹)

Table 2 Mechanical properties of cast iron

Young's modulus	110 (GPa)
Poisson's ratio	0.28
Tensile strength	294 (MPa)
0.2% proof stress	230 (MPa)
Thermal expansion coeff.	11.0×10^{-6} (1/°C)

In: Intake valve
FO: Fuel injection nozzle
B: Cylinder head bolt
Ex: Exhaust valve
w: Cooling water passage

Fig. 1 Schematic view of cylinder head and temperature measuring point

Fig. 2 Flow chart of fatigue strength evaluation for cylinder head

析を行った。流体解析には汎用流体解析プログラム FLUENT を用いた。境界条件として実機データから冷却水入口側に流速境界を、出口側に圧力境界を設定した。流体解析での乱流モデルは $k-\epsilon$ モデルである。

次に有限要素法による定常熱伝導解析を行い、運転中のヘッド温度を計算した。数値解析には汎用構造解析プログラム MSC.Nastran を用いた。周囲温度条件は、サイクル中の燃焼ガスや冷却水などの温度の時間平均値を入力した。冷却水側壁面の熱伝達条件は流体解析から各部の熱伝達率を入力し、燃焼ガス側壁面の条件は燃焼面温度の測定値に対する誤差が $\pm 15^\circ\text{C}$ 以内となるよう計算を繰り返し、熱伝達率を合わせ込んだ。

ヘッド組み付け力、運転中の温度荷重や燃焼圧力の作用による変形やひずみを線形の有限要素法解析で計算した。有限要素法解析には汎用構造解析プログラム MSC.Nastran を用いた。締め付けボルトはその断面寸法や物性値から線形パネ要素に置き換えた。ヘッド下面の境界条件としてガスケット単体での圧縮試験の結果や別に有限要素解析したブロック上部の剛性値

(a) 3D geometrical model

(b) 3D FE analysis model

Fig. 3 3D geometrical model and FE analysis model of cylinder head

から線形パネ要素に置き換えて入力することにより、ヘッドに対する構造拘束をモデル化した。

4. 結果および考察

4.1 ヘッドに作用する荷重と燃焼面のひずみ

図 4 にヘッドの casting 時の残留ひずみおよび組み付け荷重さらに一回目の運転一停止により燃焼面の弁間部分に生じる弾性ひずみ（応力に対応するひずみ）を模式図として示す。図はヘッドが 1 サイクルで受けるひずみ履歴を説明するために既報⁹⁾で示した計測結果に基づいて作製したものである。燃焼面には casting 工程やその後の機械加工で生じた圧縮の残留ひずみとヘッドを機関に組み付けで生じるひずみがあり、(a)に示すような静的な圧縮ひずみとなる。次に運転中は部品温度の上昇に対するヘッドの自由膨張が組み付け力で機械的に拘束されるとともに、ヘッド内部の温度分布により内部ひずみが発生し、(b)に示すように圧縮の熱ひずみが生じる。定常運転中は燃焼圧力による機械的ひずみが、(c)に示すように燃焼サイクル毎に発生する。機関停止後は部品温度の低下に従いひずみも減少して

Fig. 4 Schematic diagram for cylinder head strain in operating condition

いくが、運転中に生じた熱ひずみが大きく圧縮の塑性変形を伴った場合は(d)に示すように燃焼面弁間部分に引張りひずみが発生することを実験的に確認している。

図 5 には筆者らが検討してきた計測方法^④を使って得られた本供試機関の吸気弁間 A 点および排気弁間 B 点における鋳造時の残留ひずみ、組み付け時の静的ひずみ、運転中の熱ひずみと燃焼圧力による機械ひずみの値の一例を示す。吸気弁間 A 点および排気弁間 B 点のひずみは、組み付け時に発生するひずみ以外は圧縮ひずみである。またヘッド燃焼面において燃焼圧力による高サイクル疲労については、鋳造時の残留ひずみと組み付け時に生じるひずみの合計が静的な圧縮ひずみであること、燃焼サイクル毎に発生する燃焼圧力によって生じる機械ひずみが -150×10^{-6} 以下でありひずみ振幅が小さいこと、鋳鉄材料の疲労限度が $80 \sim 90 \text{ N/mm}^2$ であることを考慮すると、問題にならないと考えられる。

一方、運転中のヘッド燃焼面に発生する熱ひずみは鋳造時の残留ひずみ、組み付け時のひずみや燃焼圧力によるひずみよりもはるかに大きい。この熱ひずみは約 -2000×10^{-6} という大きな圧縮の熱ひずみであり、鋳鉄材料の圧縮特性を考慮すると燃焼面には圧縮の塑性変形が生じている。そこで大きな圧縮ひずみを生じさせる機関の熱負荷に対して、機関の運転一停止などによる熱負荷の繰返しを対象とした疲労強度の評価が必要であると考えられる。

4.2 ヘッド温度分布の実験結果および計算結果

図 6 には図 1 に示した燃焼面 I—I 断面の定格出力時の温度測定結果を示す。吸気弁間 A 点の燃焼面側の温度は 251°C 、冷却水側の温度は 174°C であり、肉

Fig. 5 Cylinder head strain in operating condition

厚方向の温度勾配は 8.6°C/mm であった。これに対し、排気弁間 B 点の燃焼面側の温度は 315°C 、で、吸気弁間 A 点より 64°C 高かった。冷却水側の温度は 183°C であり、温度勾配も 14.7°C/mm と吸気弁間 A 点の約 1.7 倍の大きさになった。これらのことから、燃焼ガスから燃焼面への入熱量は排気弁間 B 点付近で最大となり燃焼面で最高温となっている。

燃焼面の外周部に該当する C 点、D 点の温度は両者とも 171°C であり、燃焼室の中心に位置する吸気弁間 A 点や排気弁間 B 点より十分に低い温度であった。また C 点と D 点の温度を比較すると、吸気弁間 A 点と排気弁間 B 点のような大きな温度の差が見られなかったことから、外周部では燃焼ガスからの入熱量は比較的小さくヘッド部材の熱伝導によって温度がほぼ決まると考えられる。なお、C 点および D 点の肉厚方向の温度勾配はそれぞれ 3.7°C/mm 、 5.7°C/mm であり、約 2°C/mm の差が確認された。この理由として、高温な排気弁間 B 点は低温な吸気弁間 A 点より冷却水流量が多くなるよう水路設計されているので、排気弁間 B 点に近い D 点の冷却条件が C 点より良好になっているためと考えられる。

図 7 に図 6 と同じヘッドで同時に計測した吸気ポートおよび排気ポートの温度測定結果を示す。まず吸気ポートは過給機そして吸気冷却器を経た新気を燃焼室へ導入する通路でポート外壁面が機関冷却水にさらされているため、吸気ポートの温度は場所に関わらず約 70°C であり大きな温度不均一は見られなかった。なお、この時の吸気温度は約 50°C であり、機関冷却水の温度は $70 \sim 75^\circ\text{C}$ であった。一方、排気ポートの温度分布の様相は吸気ポートと異なる。排気ポートの

Fig. 6 Temperature distribution at rated power in fire surface

外壁面は吸気ポート同様冷却水にさらされているが、排気ポート内壁面は排気弁の開閉にあわせて高温な排気ガスにより繰り返し加熱される。特に排気弁周囲は開弁時に排気ガスに直接的に加熱される度合いが大きいため、この部分のヘッド温度は 160℃、170℃となった。この温度は吸気ポートに比べ 89～99℃大きな値であった。また排気ガスの流れの後流にあたる排気ポートのヘッド出口側でも温度は機関冷却水の温度よりも約 30℃高い 97℃、98℃であった。なお、定格出力におけるヘッド出口付近の排気ガスの温度は約 550℃であった。このように排気ポートの燃焼室側と出口側の間には 63～72℃の温度差が見られ、排気ポートは高温であるだけでなく吸気ポートにはなかった大きな温度不均一が見られた。

図 6 および図 7 の図中には、熱伝導解析で得られた計算結果を括弧内の数値で併記する。測定結果を用いて得られた熱的境界条件による温度計算の精度は測定値に対して最大でも 19℃以下に収まっていることが確認できた。数値解析ではヘッド全体の温度勾配が実際より小さく計算される傾向が見られ、今後も鋳物表面すなわち鋳肌と冷却水の間の熱伝達または鋳鉄部材内の熱伝導について境界条件を改良していく必要があると考えている。

4.3 熱ひずみに及ぼすヘッド構造の影響

図 8 に燃焼面 I—I 断面の熱ひずみの有限要素法解析による計算結果を示す。横軸は燃焼面の位置を示し、図中の中央が燃焼室中心で、図中右側が吸気弁側を、

Fig. 7 Temperature distribution at rated power in intake port and exhaust port

Fig. 8 Cylinder head strain distribution at full load on fire surface

図中左側が排気弁側に該当する。図中に□印で示したプロットは熱ひずみの測定結果である。吸気弁間 A 点および排気弁間 B 点は弁孔が接する箇所であり形状や寸法の変化が大きいためひずみ集中しやすい箇所であると予想されたが、計算の結果からも弁間部で熱ひずみがピークになることがわかった。

さらに温度が低く温度勾配も小さい吸気弁間 A 点の熱ひずみが温度の高い排気弁間 B 点の熱ひずみよりも大きいという結果が実験および数値解析で得られた。従来から熱ひずみは高温かつその近傍の温度勾配が大きい場合に大きくなると考えられてきているので、

その理由について以下に数値解析を用いて燃焼面の熱ひずみに及ぼすヘッド構造や温度分布の影響を検討した。

本研究では本来鋳鉄製一体構造であるヘッドを図9に示すように機能部位別に平板形状の燃焼面部(a)、ヘッド内部に収まっている曲がり管状の吸気ポート部(b)、排気ポート部(c)や燃料噴射弁を保持するボス部(d)、上面壁と側面壁により形成される箱形状をした外壁部(e)に大別して考えることにした。そして解析モデルは燃焼面部(a)から外壁部(e)のヘッド全体を一体構造として計算するが、温度境界条件は解析モデル全体(a)~(e)に実機相当の温度分布を作用させるのではなく、例えば燃焼面部(a)にのみ実機相当の温度分布を設定しそれ以外の吸気ポート部(b)から外壁部(e)の温度は一定温度20℃と設定して計算することによって、燃焼面部(a)の構造剛性や温度分布が弁間部の熱ひずみに及ぼす影響を推定しようとした。

図10は、境界条件として図中に示したヘッド燃焼面部(a)に定格出力時の温度分布条件を設定し、燃焼面

Fig. 9 FE analysis model of parts of cylinder head

件を設定して計算した時の燃焼面 I - I 断面の熱ひずみ計算結果を示す。熱ひずみは排気弁間 B 点で約 -2800×10^{-6} と計算され、排気弁間 B 点で最大となる。

吸気弁間 A 点は排気弁間 B 点より約 250×10^{-6} 小さい約 -2550×10^{-6} である。この場合、燃焼面だけが加熱され自由膨張するが他のヘッド構造部分の拘束により自由膨張が抑制されるため、燃焼面は面外方向に熱変形しながら大きな圧縮ひずみが面内方向に発生することになる。したがって、熱ひずみが最大となる箇所は燃焼面で最も高温で温度勾配が大きい排気弁間 B 点であるという結果となる。これは従来から考えられてきた熱ひずみは高温かつその近傍の温度勾配が大きい場合に大きくなるということには合致するが、図8

Fig. 10 Cylinder head strain distribution on regard to fire surface loading

Fig. 11 Cylinder head strain distribution on regard to intake and exhaust port loading

に示した運転中の熱ひずみ計測結果とは異なる結果である。すなわち平板形状をした燃烧面に熱荷重が作用するだけでは運転中のヘッド燃烧面に生じる熱ひずみを再現できないことがわかる。

次に、図 11 は吸気ポート部(b)および排気ポート部(c)にそれぞれの温度分布荷重の影響を計算した結果を示す。吸気ポート部(b)にだけ実機相当の温度分布を設定した場合は、図中の●印で示すようなひずみ分布を生じる。吸気ポート部全体が図 7 に示したように 70℃前後であり、それ以外の(a), (d)~(e)の部材は 20℃等温と設定しているため、吸気ポートは熱膨張するような変形となる。そして、吸気ポートと繋がっている燃烧面の吸気弁側とヘッド外側面はそれぞれ面外方向に押し出される熱変形パターンとなる。この変形パターンは、燃烧面の吸気弁側 A 点付近の局所的な変形からみると燃烧面を曲げ変形させることになるので、吸気弁側には引張ひずみが生じることになる。吸気ポートの熱変形によって吸気弁側 A 点に生じる引張ひずみ量は約 $+580 \times 10^{-6}$ である。一方、吸気ポートに繋がった吸気弁側が押し出される変形の反動で、排気弁側は圧縮ひずみとなり排気弁側 B 点には約 -180×10^{-6} の圧縮ひずみが生じる。

排気ポート部(c)にだけ温度分布荷重を設定した場合は、図中の▲印で示すようなひずみ分布を生じる。排気ポートは図 7 に示したように排気ポートの燃烧面側は 160~170℃であり後流側は 100℃前後であり大きな温度分布があること、また燃烧面側の温度が吸気ポートより約 100℃高いことから、吸気ポートよりも熱膨張量は大きい。したがって排気ポート部(c)が燃烧面の排気弁側の押し出す熱変形量も吸気ポート部(b)の場合よりも大きくなり、排気弁側には大きな引張ひずみが生じる。このような排気ポートの熱変形によって排気弁側 B 点に生じる引張ひずみは約 $+1060 \times 10^{-6}$ であり、吸気ポートの場合の約 1.8 倍である。吸気弁側 A 点に生じる圧縮ひずみも大きく約 -420×10^{-6} であった。

そこで、図 10 と図 11 で得られた各々のひずみを単純加算すると、吸気弁側 A 点では $-2500 + 580 - 420 = -2390 \times 10^{-6}$ 、排気弁側 B 点では $-2800 - 180 + 1060 = -1920 \times 10^{-6}$ となり、吸気弁側 A 点の熱ひずみが排気弁側 B 点の熱ひずみより大きくなるという結果が得られた。一体構造であるヘッドを機能部位別に大別し各部材(a)~(e)の構造剛性や温度分布が弁間部の熱ひずみに及ぼす影響を数値解析で検討した結果、図 8 に示したように運転中のヘッド燃烧面に生じる熱ひずみを数値解析で再現できるとともに、熱ひずみの

発生現象を構造面と温度分布条件から解明することができた。

以上の検討により、従来からの高温で温度勾配が大きい条件だけが熱ひずみの発生条件ではなく、ヘッドのように構造が複雑でかつ温度分布がある場合には高温な排気弁側 B 点の熱ひずみよりも低温な吸気弁側 A 点の熱ひずみが大きくなるということが明らかにできた。また、このような数値解析を用いた検討を行うことにより、ヘッド各部の剛性や温度分布がヘッドに生じる熱ひずみにどのような影響をおよぼすかを明らかにすることができ、より良いヘッド設計が可能となる。

4.4 ヘッド燃烧面の疲労強度評価

図 12 に漁船用機関における底曳操作時の代表的な運転状況を示す。横軸には運転時間を示し、縦軸には機関出力の代替値として機関回転数および排気ガス温度の時間的変化を示す。1 日の操業において、漁場までの航走や漁場の移動や帰航、漁網を曳く曳網、漁網を巻き上げる揚網などの作業が繰り返して行われる。これらの作業の中で機関出力が要求される作業は主に航走時および曳網時である。揚網時は電気モータなど別の原動機を動力とするため、機関に作用する負荷がほとんど小さいアイドル状態となっていることがわかる。さらに図 12 から、機関回転数および排気ガス温度が増大しかつその状態が保持される回数は 1 日の操業で 8 回であること、また一定負荷の保持時間はおよそ 30 分程度であることがわかる。

Fig. 12 Engine operating cycle in fishing boat

このような運転状況に対するヘッド燃焼面の疲労強度について評価検討した結果を以下に示す。図 12 で示した運転状況では 1 日の操業における大きな荷重の変動回数は 8 回であった。疲労に対する評価値として 10^5 回の荷重変動を許容すると仮定すると、 10^5 回 / (8 回/日 $\times$ 365 日/年) = 34.2 年となる。この 34 年以上という数値は機関の耐用年数およびヘッド部品の交換間隔として十分に満足できる数値である。

図 13 にヘッド弁間部の疲労強度の評価結果を示す。横軸にはヘッド弁間の温度、縦軸には弁間に発生する熱ひずみを示す。定格出力とそれ以下の負荷率と回転数の組み合わせで運転計測した吸気弁間 A 点 (図中 ■ 印) および排気弁間 B 点 (図中 ● 印) の熱ひずみと温度の関係を示す。図中に併記した 10^5 回の疲労強度は、供試したヘッドと同じ鋳鉄材料を用いて変位制御下で圧縮片振り疲労試験を行い得られた疲労強度の推定値である。疲労試験は、試験温度を常温、 300°C 、 400°C の 3 水準に設定して試験を行うとともに、荷重の保持時間を最大 30 分間に設定した試験を行い疲労強度に対する応力緩和の影響も調査した。得られた疲労試験結果を Basquin 則および Manson-Coffin 則による理論式に基づき統計的に整理し、供試材料の 10^5 回の疲労強度を推定した。図 13 から本研究で供試したヘッドは 10^5 回の荷重変動に対して疲労亀裂が発生する可能性はほとんどなく健全であると考えられる。また、吸気弁間 A 点のヘッド温度上昇に対する熱ひずみ増加割合は排気弁間 B 点と異なることがわかる。

Fig. 13 Fatigue strength evaluation of cylinder head

これは、熱ひずみ発生に対して、ヘッド温度だけでなく、上述してきたヘッドの剛性分布やヘッドの組み付け方法やヘッド温度分布などが大きく影響していることを裏付ける結果である。

図 14 には、これまで述べてきた実機データから推定される機関の運転—停止に伴うヘッド燃焼面の弁間部の応力—ひずみ履歴を示す。まず casting 後組み付けられたヘッドには、1 回目運転でヘッド熱膨張の拘束や温度不均一のため圧縮の熱応力が発生する (図中 I—II)。負荷が定格出力に達すると圧縮ひずみは吸排気弁間とも約 2000×10^{-6} を超えた値に達しており、圧縮の塑性変形を伴った挙動を示す (図中 II—III)。それからおよそ 30 分程度の一定負荷が維持される、すなわち高温保持されることにより応力緩和が生じる (図中 III—IV)。次に機関の停止またはアイドル状態になると機関全体が冷却され圧縮の熱応力は減少していく (図中 IV—V) が、さらに温度が低下するとヘッドは組み付け力などの構造拘束を受けて運転中に生じていた圧縮の塑性変形量に応じた引張の残留応力が弁間部に生じる結果となる (図中 VI)。この応力—ひずみ履歴においては、最大負荷が同じで熱負荷が変わらない場合には 2 回目運転以降の引張残留応力の増加は 1 回目運転より小さくなると考えられる。また機関の運転—停止によって生じるひずみ振幅により、弁間部分には運転中に圧縮応力が発生し、停止時に引張応力が発生する。そして引張—圧縮の繰り返しによる応力振幅が過大となり材料の疲労限度を超えた時に疲労亀

Fig. 14 Stress-strain diagram in engine operation cycles

裂が生じると考えられる。

以上の考察により、ヘッドの疲労強度に関する設計品質が向上するために使用用途に適した機関の限界出力を定量化する方法が見出すことができた。さらに実際のヘッド設計段階で構造の健全性を保証していくために、鋳鉄材料の高温疲労強度を考慮し、基本構造や剛性分布の最適化、部材肉厚の薄肉化や冷却系の適正化を熱ひずみ振幅をパラメータとして本研究で検討してきたような手法を用いて事前検証することができると考えられる。

5. 結 言

実機ディーゼル機関シリンダヘッドにおいて、ヘッドに作用する熱負荷の定量把握を進め、数値解析を用いて現象に対する要因解明を実施し、以下の結果を得た。

(1) 実機シリンダヘッドに対して温度や熱ひずみを計測しそのデータを用いて数値解析を実施した結果、ヘッドにおける熱ひずみの発生機構を明らかにできた。

(2) 本研究で検討した数値解析によりヘッドの熱ひずみが予測できるとともに、熱ひずみにおよぼす機関構造、冷却系や熱負荷の影響が把握できる。

(3) 材料強度の検討を進め、機関の用途を考慮し、運転中に生じる熱ひずみ振幅をパラメータとしてヘッドの疲労強度の評価が可能となった。

文 献

- (1) 高尾武・衣川光宏・鈴木暁・永井将, 日本船用機関学会誌, 15 (1980), 941-952.
- (2) Shalev M, Zvirin Y and Stotter A, Int. J. Mech. Sci., 25 (1983), 471-483.
- (3) 三竹敏広, 関東学院大学工学部研究報告, 41 (1997), 81-89.
- (4) Sunayama N, SAE Tech. Paper, SAE-910301 (1991).
- (5) Luo J Y and Korte C J, Trans. ASME, 120 (1998), 424-428.
- (6) Rukadikar M C and Reddy G P, Indian Foundry J., 34-2 (1988), 13-27.
- (7) 黒田良一・伊賀淳郎・瀬尾健二, 日本鋳造工学会誌, 74 (2002), 182-187.
- (8) 黒田良一・伊賀淳郎・瀬尾健二, 機論 69-686, B (2003), 2388-2395.