

ヘッドガスケットのガスシーリングに及ぼす エンジン高温部の影響とその対応

高 行男・宇田川恒和

1. 緒 言

エンジンの運転によって生じる温度の分布は均等であることが理想であるが、実際には箇所により高低の差があり不均等である。温度分布の不均等によるエンジンの弊害の実例は各所に見られるが、その一つにガスケットシーリングへの影響がある。つまり、シリンダ周囲の高温部におけるガスケットのクリープ・リラクゼーション（へたり）が促進され、シール面圧が局所的に降下する¹⁾。降下の様相は各エンジンに共通するものと、エンジン構造に関係する固有のものがあり、その影響の度合いもエンジンのサイズや種類により異なる。したがって、高温におけるシーリングへの対応は、その置かれた状況により異なるので複雑である。

そこで本研究では、エンジンの高温部におけるシール性悪化の因果関係を明確にすると共に要因別に整理して、エンジン側とガスケット側双方によるガスシーリングの対応を検討する。

2. 高温部におけるガスケットのシール性の低下

エンジン運転時において、ガスケットのガスシール部は高温になるが、その中でも特に温度の高い箇所ではシール性が急激に悪化する。これは高温でのガスケットのクリープ・リラクゼーションが急激に促進され、シール面圧の低下となるからである¹⁾。

2.1 ヘッドガスケットのシリンダボア周囲の温度分布

エンジン運転時のガスケットのガスシール部において、温度が特に高い箇所はシリンダブロックのボア間部とヘッド下面の排気ポート付近である。したがって、これに接するヘッドガスケットは高温の影響を受ける。その要因はエンジンの基本構造にある。

図1は自動車用のガソリン（2 L, 4 Cyl.）、小型ディーゼル（2.5 L, 4 Cyl.）、中型ディーゼル（6 L, 6 Cyl.）、大型ディーゼル（13 L, 6 Cyl.）の各エンジン運転時（全負荷、最高回転）に対し、第2シリンダ周囲を等間隔8箇所（図中 a～h）のガスケットのガスシール部に温度センサを埋め込み、温度を計測した結果である。シリンダボア間部（図中 c, g）は各エンジンともに最も高く、次に排気ポート付近（図中 a, b）である。シリンダボア間部は二つのシリンダに挟まれた部分で、シリンダ内の燃焼時の熱が蓄積されて高温になる箇所である。特に、小・中型エンジンでは、シリンダボア間部が狭くて、冷却水通路を設け難い箇所でもあるので、冷却が充分ではない。

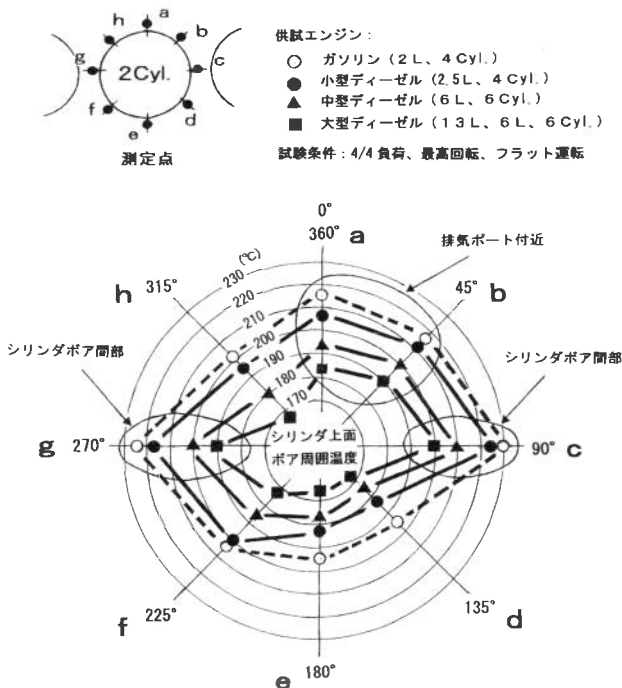


図1 シリンダボア周囲の温度分布

一方、排気ポート付近はポート内を高温の排気ガスが流通する関係で温度が高くなっている。

2. 2 シリンダブロック構造によるシリンダボア間部の温度

水冷エンジンでは、冷却水を主にシリンダ周りに流して冷却するが、水の量によってエンジン各部の温度は一樣でない。シリンダブロックの代表的な高温箇所は、シリンダボア間部である。シリンダボア間部の高温化は、特に乾式ライナ（スリーブ）を用いているボア間部の幅が狭い（7～8 mm）小・中型エンジンにおいて顕著に見られる。これはボア間部の幅が狭いために、ブロックの鑄造時にボア間に水穴を設けられない技術的問題があるので、その部分の温度が高くなると考えられる。前節で述べたシリンダ周囲の測定値によれば、温度の高低差は、エンジンサイズが小さくなる程大きくなる傾向にある。これは小・中型エンジンのボア間部の温度が、大型エンジンより高くなるのが原因であり、その部分の冷却が充分でないことに起因する。

図2は小型ディーゼルエンジン（2 L, 4 Cyl.）のオープンデッキとクローズドデッキエンジンをモデルとして、同じ運転条件におけるボア間部温度をCAEにて解析した結果である。クローズドデッキエンジンよりオープンデッキエンジンの方が、シリンダ周囲の温度は低いことがわかる。オープンデッキエンジンでは、その名のように、ブロックのトップデッキのシリンダ周囲をウォータージャケットが取り巻き、その部分がオープンになっていて冷却水がヘッド側に抜けるような構造になっているので、シリンダの冷却はクローズドデッキエンジンに比べ有利である。しかし、

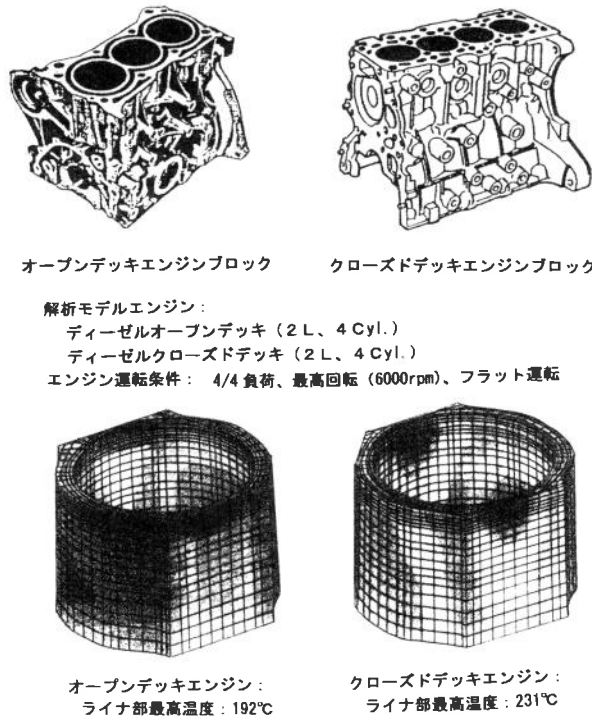


図2 CAEによるオープンデッキとクローズドデッキエンジンの運転時のボア間部の最高温度

ライナの挿入形式の違いによりボア間部は必ずしも有利ではない。

図3はオープンデッキエンジンのシリンダブロックの主なボア間部の構造を示したものである。図中Aはシリンダを一体化したエンジンコンパクト化設計構造の一つであるサイアミーズと呼ばれるタイプである。Bはライナをシリンダ毎に挿入して、シリンダの中間または底部で支えるタイプで、湿式ライナの一種である。図ではボア間に隙間があるようになっているが、誇張して表現したもので、実際はシリンダ間で接していて隙間は存在しない。Cは多用されている通常のスリーブ（乾式ライナ）タイプである。ボア間部の冷却性から見れば、A、B、Cの順になる。つまり、図4に示すように、ライナの冷却方式が直接冷却か間接冷却かにより、また、ライナのボア間の連結部（図中D）の長さによって、冷却の違いがでるものと考えられる。

2.3 シリンダヘッドの排気ポート付近のガスケット温度

エンジン運転時、ガスケットのシリンダボア周囲の排気ポート付近は、高温になる箇所の一つである。温度はエンジンの機種、運転状態および排気ポートの構造により異なる。図5は同クラス（2L、4Cyl.）のガソリンエンジンと、ディーゼルエンジンを二つの負荷条件（4/4負荷・最高回転、2/4負荷・最高回転）のフラット運転時において、2時間後におけるガスケットのシリンダボア周囲の排気付近の温度を測定したものである。測定結果によれば、ディーゼルよりガソリンエンジンの方が排気ポート付近の温度は高い。また、エンジンの種類に係らずエンジンへ

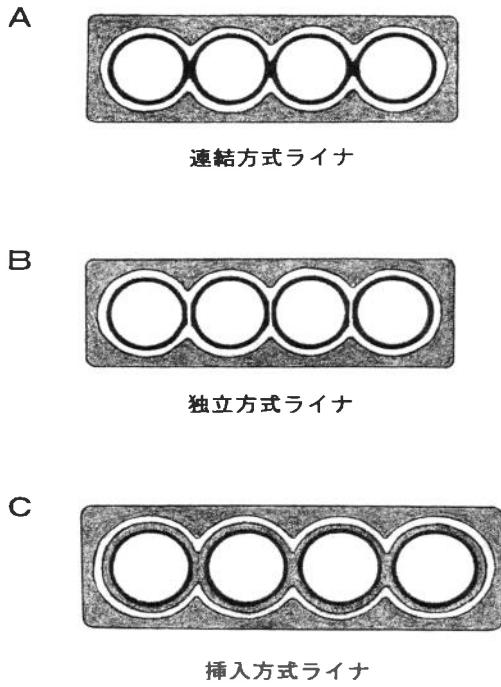
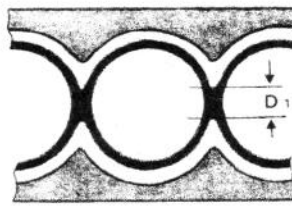


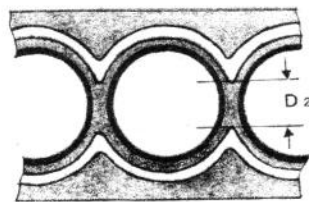
図3 オープンデッキのエンジンブロック



ライナ直接冷却

ライナ連結部長さ: D

$$D_1 < D_2$$



ライナ間接冷却

図4 シリンダライナの直接および間接冷却とボア間部連結長さ

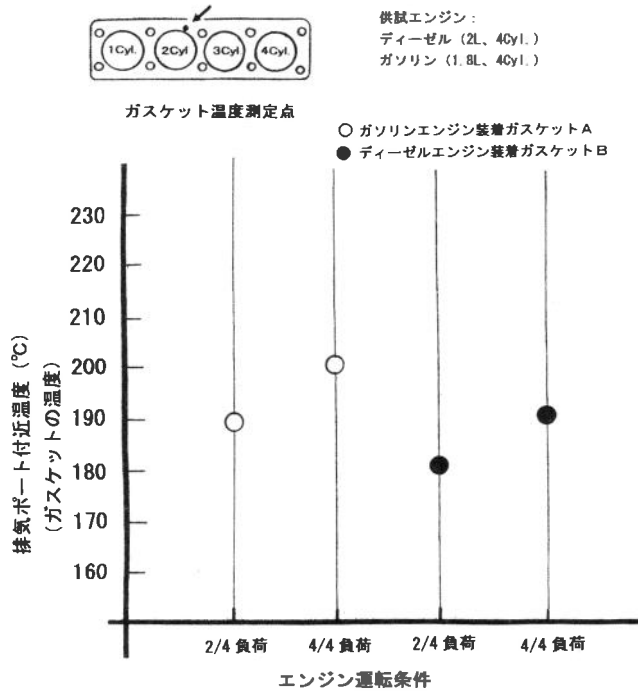


図5 ガソリンおよびディーゼルエンジンの負荷条件の違いによる排気ポート付近の温度

の負荷が増大すると、排気ポート付近の温度は高くなる。これは高負荷によって、排気ガスの温度が上昇するためである。

2. 4 ガスケットのクリープ・リラクゼーション

ガスケットのガスシール部は、2. 1節で述べたように、シリンダボア間部と排気ポート付近で温度が高い傾向が見られる。

図6はガソリンエンジン（2 L, 4 Cyl.）の運転時（4 / 4 負荷, 最高回転）に、ガスケットのシール部の温度と面圧との関係をCAEにより解析した結果である。面圧低下が明確になるように、面圧曲線は常態時（運転前の室温での状態）を点線で、運転時を実線で示した。図示のように、温度と面圧の関係は連動して変化し、特に、温度の高い箇所（シリンダボア間部、排気ポート付近）では常態時と運転時との面圧差が大きく、温度の影響が顕著であることがわかる。最も面圧の低いのは、シリンダボア間部（図中①）であり、次に排気ポート付近（図中②）である。これは温度の差によるガスケットのクリープ・リラクゼーションの影響の違いと考えられる。

一般的に、ガスケットのガスシール部において、200°C 以上になるとシール性に支障が生じやすくなる¹⁾。CAEの解析結果によると、温度によるシール面圧の低下は明らかにシール性に悪影響を及ぼし、この要因はガスケットの高温によるクリープ・リラクゼーションにある。

小型ディーゼル（2.3 L, 4 Cyl.）用のエンジンブロックを使用し、ガスケットのガスシール部の

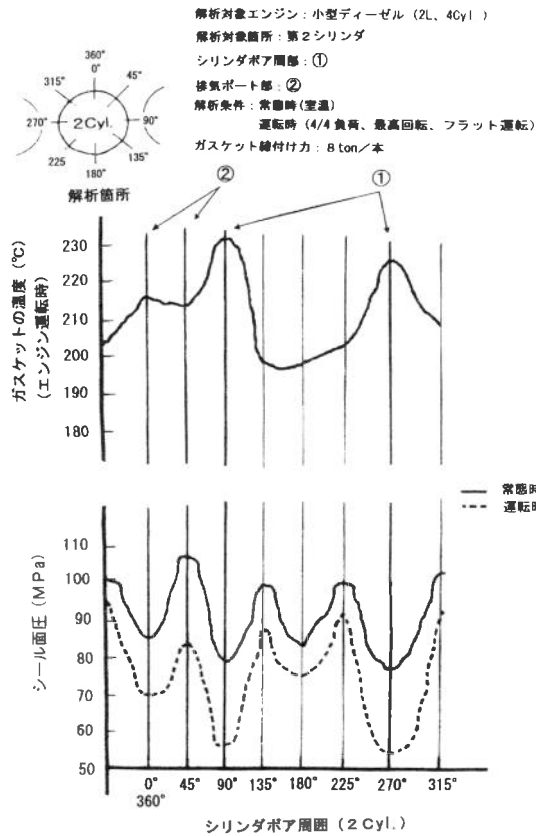


図6 シリンダボア周囲の温度と面圧の連動性

高温と常温におけるクリープ・リラクゼーションによるヘッドボルトの軸力低下の状態を検討した。試験方法はエンジンブロックにヘッドガスケットを規定締付け力 (8.2ton/本) で装着し、ウォータジャケットに冷熱シミュレータを接続し、エンジンブロックに冷却水 (不凍液入り) を注入し、水温を常温 (25℃) から高温 (110℃) まで冷却水出口でコントロールし、水温を指定温度に調整する。軸力測定には、初期段階はクリープが大きいので100時間までは25時間間隔で計測し、その後は50時間間隔で計測する。軸力測定は超音波軸力計にて各ボルト (10本) の軸力を計測し、最終測定を300時間後に設定した。高温条件での軸力は、計測の都度、冷水をブロックに注入し、ブロックの温度が常温になるのを待って、その時の軸力を計測する。

ボルト10本の平均値で表した結果を図7に示す。常温時と高温時のボルト軸力変化の状態を比較すると、明らかに高温時 (水温110℃) では軸力の低下速度は速く、変化率も大きいことがわかる。これは高温時、ガスケットのクリープ・リラクゼーションの進行が速いことによるものと考えられる。この現象はガスケットのガスシール性に大きく影響し、シール性を悪化させる要因となる。

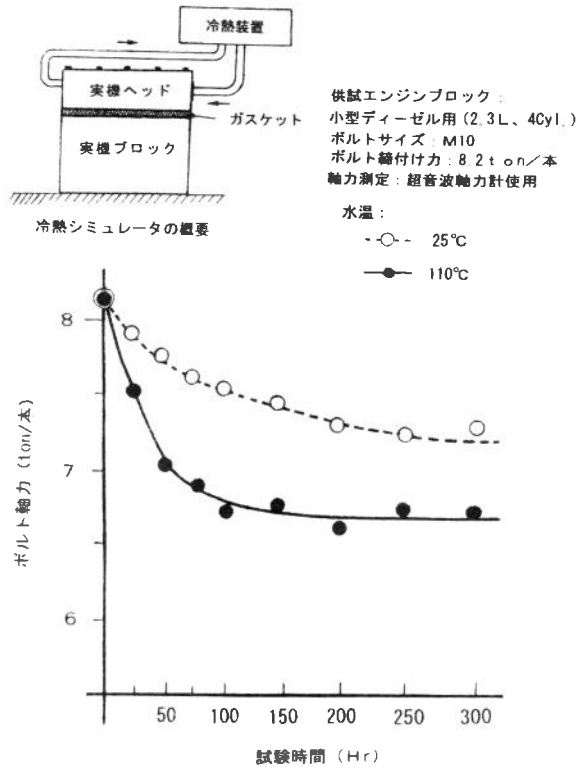


図7 冷熱シミュレータによる常温時と高温時におけるボルトの軸力低下

2.5 ガスケットのガス漏れの実態

エンジンのガス漏れ状況を検証するため、自動車用エンジン (1~2 L) の代表的な二つの構造 (クローズドデッキおよびオープンデッキ) についてガス漏れが生じた50例のガスケットを調査した。ガス漏れの有無は、ガスケットのシリンダボア周囲のガスシール部にカーボンが付着している痕跡により判断する。

調査結果を図8に示す²⁾。クローズドデッキエンジンでガス漏れが最も多い箇所は、ボア間部で65%を占め、次に排気ポート付近で17%である。これらは何れも高温部であり、温度の影響を受けたものと考えられる。一方オープンデッキエンジンでは、排気ポート付近が53%で最も多く、次に吸気ポートの22%である。しかし、ボア間部は16%とクローズドエンジンに比べ少ない。これはオープンデッキエンジンのシリンダブロック構造がシリンダ周囲にウォータージャケットが取り囲むように配置されているため、シリンダ周囲の冷却が良好であることによる。このように、エンジン構造によって高温部のガス漏れ箇所は異なるが、何れも高温部でガス漏れが多発する。

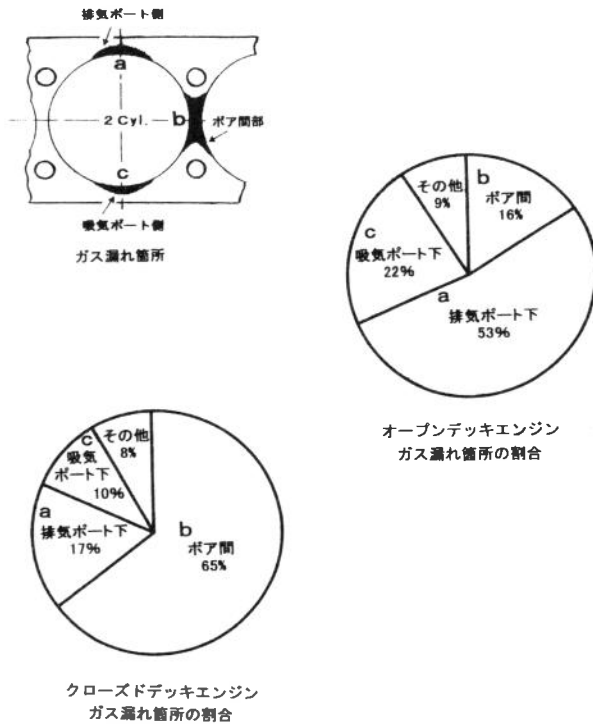


図8 クローズドデッキおよびオープンデッキエンジンにおけるガス漏れ箇所の割合

3. エンジンの高温部におけるガス漏れ対応とその有効性

高温部のガス漏れ対応は大別して二通りの対策がある。一つはエンジンの高温部を冷却する対策、今一つはガスケットの高温における耐クリープ性を高める対策である。

3.1 エンジン側における対策とその効果

3.1.1 エンジンの局所冷却方法による対策

この方法は高温部に冷却水を取り込むような構造をシリンダヘッドやシリンダブロックに取り入れたもので、高温部を集中的に冷して温度の影響を緩和させる対策である。

(1) エンジンブロックのボア間部の冷却方式とその効果

ボア間部の冷却方式は、主にシリンダボア間が狭い（6～7 mm）小・中型エンジンの冷却方法として採用されている。ボア間の狭いエンジンブロックでは、鋳造時にボア間部に水路を設けることは技術的に難しい。そこで、ブロック鋳造後にシリンダブロックのボア間部にドリルで水穴を開ける方法や溝を設ける方法が行われる。

水穴の水路の設け方は幾つかあるが、代表的なものを図9に示した。ボア間部の冷却対策はA, B, C, D, Eの5方式であり、比較のために対策無しの場合も示した。A～Dの方式はヘッド側のボア間位置に二つの水穴を設け、そこから冷却水をブロック側に取り入れる構造である。その

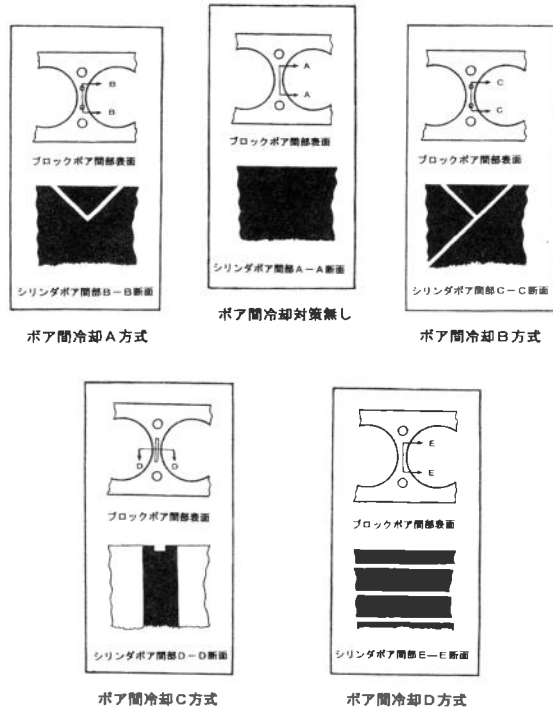


図9 代表的なシリンダブロックのボア間部冷却方式

中で、A と B の方式はヘッドの水穴に合致する位置に二つの水路をブロック側にドリルで斜めに開け、両水路の先端が交差するようになっている。C 方式はブロックの表面に溝を彫り、溝によりボア間の二つの穴を連結して水を流す構造になっている。一方、E 方式はブロックの外壁を通してボア間にドリルで水平に穴を数本開けた後、外壁に開けた穴は閉塞し、外壁の内側に流れてくる冷却水をボア間に取り込む構造である。

A および C 方式はブロックのボア間部の表層部の冷却に適しているので、主に小型エンジンに用いられる。B, D, E の方式はボア間の深い位置まで冷却できるので、中型エンジンに多く用いられている。何れの方式もボア間温度を下げる効果はあるが、穴径や溝幅が2.5～3 mm であるので、使用過程で水あか等で穴径が小さくなったり、閉塞しやすいので、冷却能力が低下する欠点がある。特に A 方式では、V 字形になっている先端部がつまりやすい。それを改良したのが B 方式である。C 方式はブロック表面に水を流す溝が設けてあるので、その幅を広く取るとシール上の問題が生じる。

図10は同じエンジンにおいて運転時（4/4 負荷，最高回転，フラット運転）のボア間部の水穴を閉塞した場合と貫通した時の温度を比較して、各冷却方式の冷却効果を調べたものである。何れの方式も10%前後ボア間温度を下げるができるが、一長一短があるので、エンジンとの

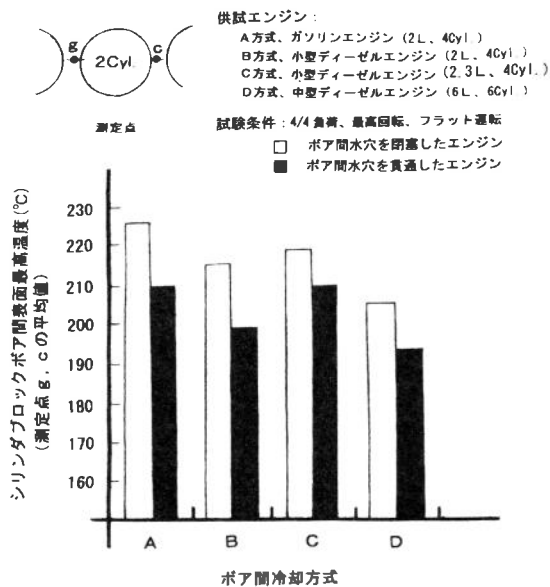


図10 各冷却方式の冷却性比較

マッチングを適正に判断して選択する必要がある。

(2) シリンダヘッドの排気ポートの冷却とその効果

エンジンの局所冷却は、冷却対象箇所にはラジエータで冷した水を直接送る方法である。ヘッドの排気ポートの冷却方式には、大別して外部方式と内部方式がある。図11にその概要を示した。外部方式ではヘッドの排気側にバイパス管（鋳鉄または鋼製）を設け、前方部より冷却水を取り入れ、各シリンダに分配して、直接冷却する。これにより各シリンダの排気ポートは効率良く冷却される。この方式はラジエータで冷した水を大量に直接各シリンダに流すことができ、冷却性に優れているので、排気ポート部の発生熱量の大きい中・大型エンジンに多用される。一方、内部方式ではヘッド前方から排気側のヘッド内部に各シリンダ毎に分岐を持つ銅パイプをフロント側より差込み、パイプの分岐管の先端が排気ポート近傍になるように設置する。この方法は局所的に冷却することができ、装置全体がコンパクトで軽量になるため、小型エンジンに用いられるが、取り付けに若干難点がある。

冷却方法が排気ポート付近の温度を実際を下げる効果があるかについて、外部冷却方式を用いて、中型ディーゼルエンジン（6 L, 6 Cyl.）にて確認した。試験は外部冷却方式付きのヘッドと冷却方式無しのヘッドを用いた場合に対し、ダイナモ試験(台上試験)でそれぞれ同じ運転条件(4 / 4 負荷, 4800 rpm)にて、運転開始後水温が上昇し始め温度が平衡状態になった時点で排気付近の温度を測定した。試験に際し、ガスケットの第2と第5の両シリンダ周囲の排気ポート付近に、予め熱電対を埋め込んだ二つのガスケット A, B を用意した。各ガスケットをそれぞれのエ

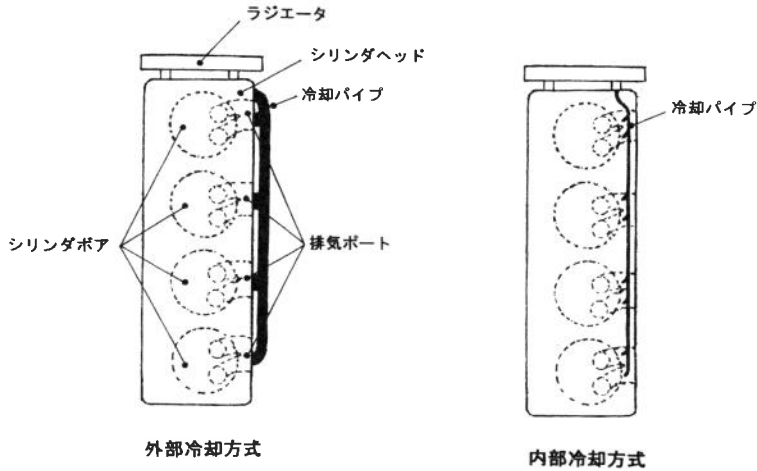


図11 外部冷却方式と内部冷却方式の概要

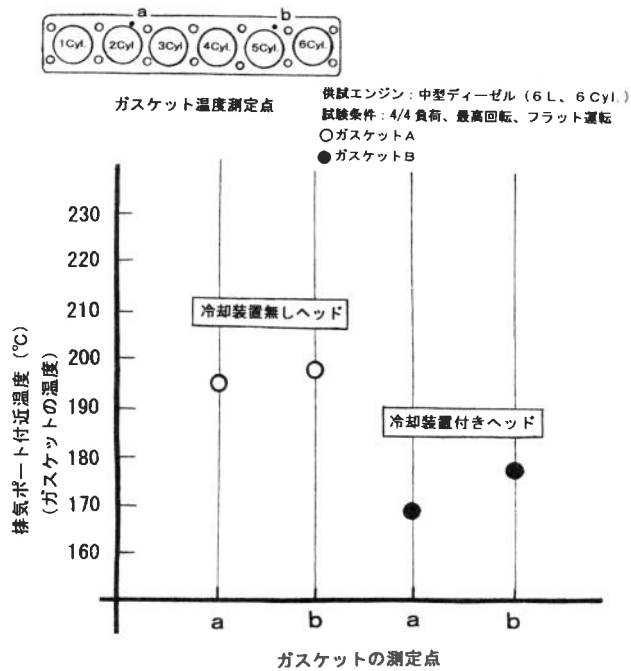

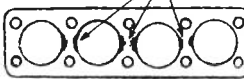


図12 冷却装置無しヘッドと冷却装置付きヘッドにおけるガスケットの排気ポート付近の温度

ンジンにセットし、温度を計測する。

図12に温度測定結果を示したが、外部冷却装置付きのヘッドのエンジンに装着したガスケット B は、外部冷却装置無しヘッドのエンジンに装着されたガスケット A に比べ、排気付近温度は

表1 ポア間部の水穴有無によるポア間のガス漏れに及ぼす影響

供試エンジン：ガソリンエンジン（2L、4Cyl.） Aエンジン：ポア間部水穴貫通シリンダブロック使用 Bエンジン：ポア間部水穴閉塞シリンダブロック使用 運転条件：4/4 負荷最高回転（7000rpm）フラット運転		
供試ガスケット	ガスケットA （Aエンジン装着）	ガスケットB （Bエンジン装着）
エンジンの水温	80～85℃	運転75時間後から85→98℃
ガス漏れ （運転時間）	ガス漏れ無	ガス漏れ有 運転開始70時間後に ガス漏れを確認
脱着ガスケットの状態	ガスケットA  ガス漏れ無	ガスケットB  ガス漏れ箇所 ガス漏れ有

15%程低くなり、冷却方法は有効に機能していることがわかる。

3.1.2 エンジンブロックの局所冷却によるガス漏れ防止効果

(1) ポア間部の冷却

前項で述べたA冷却方式を採用したポア間部を冷却する構造を持つ、シリンダブロックとポア間部の水穴を設けないシリンダブロックを用いたガソリンエンジン（2L、4Cyl.）について、標準のガスケットA、Bをそれぞれのエンジンに規定締付力（5.5 ton / 本）で装着し、ポア間部の冷却によるガスケットのシール性への影響を調査した。

試験は高熱条件（4 / 4 負荷、最高回転のフラット運転）で行い、ラジエータホースにガラス管を取り付け、運転中のガス漏れを観察した。このガス漏れ探知方法は、あくまで目安であり、水温の上昇と併用して行う必要がある。つまり、エンジンの高速回転時ではガス漏れ以外で気泡の混入がある場合がある。例えば、ウォータージャケット内の残留空気やホースのつなぎ部から空気を吸い込んだものが気泡となって冷却水に混入することがあるので、注意が必要である。試験時間は100時間としたが、ポア間に水穴を設けないエンジンでは、運転後70時間頃から冷却水に少量の気泡の混入が認められた。水温の際立った上昇はなかったので、運転を続行し、100時間試験後双方のエンジンからガスケットを脱着して、その外観を調べた。表1に示すように、ポア間部に冷却穴を設けたAエンジンに装着したガスケットAでは、ガス漏れの痕跡は全く見られなかった。しかし、ポア間に冷却穴を設けなかったBエンジンに装着したガスケットBでは、各シリン

ダのボア間にはカーボンが黒く付着してガス漏れの痕跡が見られた。特に、第2シリンダと第3シリンダのボア間はカーボンの付着量が多く、ガス漏れの激しさが推察される。したがって、ボア間の冷却はガスケットのシール性に有効であると考えられる。

(2) 排気ポート部の冷却

排気ポート部の冷却効果を確認するためには、試験中に排気ポート以外の箇所からガス漏れが起きることは、試験の目的上不都合である。そこで、ガス漏れの発生率の高いシリンダボア間部でガス漏れが生じ難いボア間部の幅の広いV型の中型ディーゼルエンジン(6 L, V6 Cyl.)を供試エンジンに選定した。そして右バンクに外部冷却装置付きのヘッドを取り付け、左バンクに外部冷却装置無しのヘッドを取り付けた。

ヘッドガスケットは標準のガスケットを左右のバンクにそれぞれ規定締付力(10 ton/本)にて装着し、右バンクに装着したガスケットをガスケットA、左バンクに装着したガスケットをガスケットBとした。供試エンジンをダイナモ試験装置にセットして、熱的に厳しい条件(4/4負荷、最高回転、フラット運転)で試験した。試験はエンジン本体とラジエータを接続しているゴムホースの間にガラス製のパイプをはめ込んで、水流にガス漏れ時の気泡の混入を確認する。

試験時間は100時間に設定したが、10時間付近で水温が少し上昇(85~90℃)し、ガラス管中に気泡が見られるようになった。20時間後では更に気泡が多くなり、水温が急激に上がった(97~100℃、オーバヒート現象)時点で、試験を中止した。試験中のガス漏れ状況および試験後両バンクからガスケットを取外し、外観を観察した。その結果、ガスケットAは排気ポート付近にガス漏れの痕跡は全く無かったが、ガスケットBでは排気ポート付近のガスシール部にカーボンが付着し、ガス漏れの痕跡が認められた。したがって、冷却装置の採用の有無は明らかにシール性に影響を及ぼし、装置の採用は排気ポート付近のガス漏れ防止に有効であると考えられる。

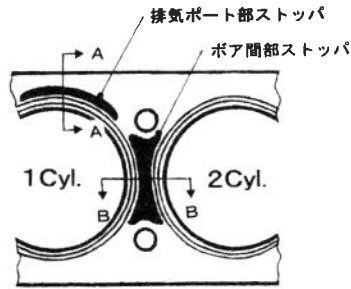
3.2 ガスケットの高温部におけるガス漏れ対応とその有効性

3.2.1 クリープ・リラクゼーションの向上によるガス漏れ対策

エンジンの高温部におけるガスケットの局所耐クリープ・リラクゼーション性を向上させる代表的な方法には、ストッパを用いてシールビードのクリープの進行を防止する方法とビード自身の耐クリープ・リラクゼーション性を向上させる方法がある。

(1) ストッパによるビードのクリープ・リラクゼーション対策

ガスケットに付けられているビードは、クリープ・リラクゼーションの主な要因の一つである。特に高温時に、クリープ・リラクゼーションは急激に進行する性質がある。この進行を防ぐ方法として考案されたのが、ビードの側近にストッパを配置する構造である。ストッパは平板で、その板厚はビード高さの60~70%に設定する。これによって、高温時にビードが圧縮荷重によって潰れる(クリープ・リラクゼーション)のをストッパが受けて、その厚さ以上は変化しないように防止する仕組みである。図13にはボア間部および排気ポート付近に用いた事例を示した。ストッパは移動しないように設定位置にてレーザ溶接して固定する。ここで、重要なことはストッパの



ガスケットのビード板とストッパの配置

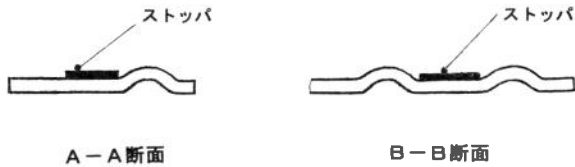


図13 ストッパによるビードのクリープ・リラクゼーションの抑制

板厚の選択である。厚さの設定値を上記の上限値近くにするると、ストッパが効き過ぎ、ビードのシール機能を弱める場合がある。つまり、ストッパの板厚はシール状況に応じて適正值を選択する必要がある。

(2) ビードによるクリープ・リラクゼーション対策

この対策はビードの形状や組合せを変えて耐クリープ・リラクゼーション性を高め、高温部のクリープ・リラクゼーションを緩和するものである。図14にボア間部および排気ポート付近の対策に用いられる代表的な構造の例を示した。A構造はビード幅をボア間部と排気ポート付近を細くし、その部分の面圧を予め高くしておく方法である。B構造は全シールビードの断面形状は変えず、ボア間部および排気ポート付近にビードを2本に分岐し、並列に配置して二重ビード構造とし、その部分のクリープ・リラクゼーションを緩和するものである。C構造はシールビードに部分的にうねりを持たせた形状にし、そのうねりの大小によって面圧の強弱を調整するものである³⁾。これはうねりビードをボア間部および排気ポート付近に配置することによって、クリープ・リラクゼーションを緩和する意図である。

3. 2. 2 クリープ・リラクゼーション対策によるガス漏れ防止効果

エンジン高温部におけるガスケットのクリープ・リラクゼーションの急激な進行によるシール面圧低下に起因するガス漏れに対し、前項の二つの対策の効果を確認するため、ガソリンエンジン(2 L, 水平対向4 Cyl.)をダイナモ試験にて高温条件(4 / 4 負荷, 最高回転のフラット運転)で試験した。試験は2基の水平対抗エンジン A, B を用意し、ラジエータホースの中間にガ

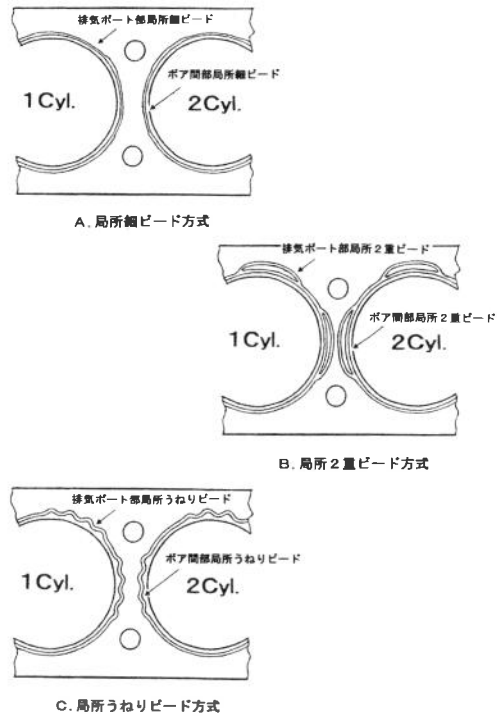




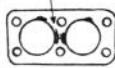

図14 ビード形状によるクリープ・リラクゼーションの緩和対策

ラス管を接続し、水流の中にガス漏れによる気泡の混入状態を見られるようにした。A エンジンでは、右バンクに対策無しガスケット①を、左バンクに対策したガスケット②（ストップパによる対策）を装着した。B エンジンでは、右バンクに対策無しガスケット③を、左バンクに対策したガスケット④（うねりビードによる対策）を装着した。試験時間は100時間とした。

A エンジンでは試験開始後30時間を過ぎた頃、冷却水に気泡の僅かの混入が確認された。70時間後、気泡の混入が多くなり、水温が徐々に上昇し始め、92時間後98℃に達したので試験を中止した。B エンジンでは、試験開始後70時間後気泡の混入が認められ、90時間後に気泡量が増え、水温が徐々に上昇し始め90℃に達した。それ以後は僅かな上昇に留まったので、試験を100時間まで続行した。試験終了後、A、B 両エンジンからガスケットを脱着し、外観を観察した。A エンジンの右バンクに装着されたガスケット①（対策無し）では、第1、第2シリンダ共に、ボア間にカーボンが付着し、ガス漏れの痕跡が認められた。また排気ポート付近では微量のカーボンの付着があり、ガス漏れの痕跡があった。一方、左バンクに装着されたガスケット②（ストップパ対策）では、ボア間部および排気ポート付近では、何れもガス漏れの痕跡は無く、ガス漏れは無かった。したがって、対策は有効であることが認められた。

一方、B エンジンにおいては、右バンクに装着されたガスケット③（対策無し）では、両シリンダ共に、ボア間部に多量のカーボンが付着していてガス漏れが激しかった痕跡があった。また、

表2 ガスケットのクリープ・リラクゼーションの対策効果

供試エンジン	エンジンA (2L、水平対向4Cyl.)		エンジンB (2L、水平対向4Cyl.)	
	右バンク	左バンク	右バンク	左バンク
供試 ガスケット	ガスケット① (対策無し)	ガスケット② (ストップパによる対策)	ガスケット③ (対策無し)	ガスケット④ (うねりビードによる対策)
ダイナモ試験 4/4 負荷 最高回転 フラット運転 ガス漏れ状況 水温の変化	1. 30 時間後冷却水中に 気泡を僅かに確認 2. 60 時間後冷却水中の 気泡の混入増加確認 3. 92 時間後冷却水中の 気泡更に増加確認 水温 95℃に達す		1. 40 時間後冷却水中に 僅かに気泡確認 2. 73 時間後冷却水中 の気泡更に増加 水温急上昇 (98~100℃) 試験中止	
脱着 ガスケット 外観チェック	ガス漏れ箇所  ガス漏れ	 ガス漏れ無	クラック  重度のガス漏れ	 軽度のガス漏れ

第2シリンダのボア間シール部上面(ヘッド側)に、長さ10mm程度のクラックが認められ、重度のガス漏れの痕跡が確認された。排気ポート付近では、少量のカーボンの付着があり、ガス漏れが認められた。左バンクに装着された対策ガスケット④ではボア間に僅かなカーボンの付着が認められ、微量のガス漏れがあった。排気ポート付近ではカーボンの付着はなく、ガス漏れの痕跡は認められなかった。したがって、Bエンジンにおいても、対策ガスケット④はボア間に微量のガス漏れ跡が認められたが、対策無しにガスケット③に比較すれば格段にシール性はよくなっている。

上述のA、B両エンジンに対する試験結果を表2に整理してまとめた。表に示すように、ガスケットにおけるエンジンの高温箇所の対策は、ガスケットのクリープ・リラクゼーション性を改善することによりガス漏れ防止に有効であることが認められる。

4. 結 言

本研究で明らかになった要点を集約すると次のようになる。

- (1) シリンダ周囲のガスシール部の高温部は、シリンダボア間部が最も高く、次に排気ポート付近である。
- (2) エンジンの高温部は、ヘッドガスケットのクリープ・リラクゼーションを促進させ、ガスシール性に大きな影響を与えてガス漏れの要因となる。
- (3) エンジンブロックの高温部を適正に冷却することによりガスシール性を向上させることができる。

高 行男・宇田川恒和：ヘッドガスケットのガスシーリングに及ぼすエンジン高温部の影響とその対応

- (4) ガスケットのガスシール構造を改良することにより、高温部における耐クリープ・リラクゼーション性を改善し、シール性を向上させることができる。

参 考 文 献

- 1) 宇田川恒和, 高 行男: ディーゼルエンジンの最大燃焼圧力上昇によるシリンダボア間のヘッドガスケットシーリングへの影響とその対応, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.6 (2007) P.119~124
- 2) 宇田川恒和, 高 行男: ヘッドガスケットのガスシーリングに及ぼすエンジン構造の影響, LEMA, 日本陸用内燃機関協会, No.500 (2010) P.78~90
- 3) 宇田川恒和, 高 行男: 高 Pmax エンジンに対応するヘッドガスケットの新たなガスシール方法とその有効性, 日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol.45, No.5 (2010) P.96~101