

特集 ピストンリング挙動の可視化解析*

Analysis of Oil Consumption at High Engine Speed by Visualization of the Piston Ring Behaviors

馬崎 政俊

Masatoshi BASAKI

中島 樹志

Tatsushi NAKASHIMA

斎藤 公孝

Kimitaka SAITO

鈴木 孝男

Takao SUZUKI

In the internal combustion engine, it is well-known that oil infiltrates the combustion chamber through the clearance between the piston ring and the cylinder bore with a vertical reciprocating motion of the piston, leading to an increase in oil consumption. The author et al. made a glass cylinder engine in which a closed piston ring gap could be visualized, based on the idea that piston ring conformability to the sliding surface of the bore could be evaluated from minute changes of the piston ring gap. This newly-devised visualized engine was an in-line 4-cylinder engine, capable of running up to 6000 rpm, in which the closed gap of the piston ring could be observed minutely during engine operation. As the result of the evaluation of the piston ring conformability to bore with this equipment, it was found that the upward passage of oil widened and the oil consumption increased, because abnormal behavior, that is, the separation of the piston ring from the deformed portion of the cylinder bore at the down-stroke of the piston, had occurred in the area of high speed.

Key words : Piston ring, Ring gap, Visualization, Oil consumption, Deformed bore

1. 序論

エンジン全体の摩擦損失に対し、ピストン系（ピストンとピストンリング）の摩擦損失は30～40%占めている¹⁾。ピストン系摩擦の40%低減で、中速域の燃費が7%程度改善できることから²⁾、ピストン摩擦低減の研究が盛んに行われている。ピストン系摩擦損失においては、ピストンリングの摩擦損失が大半を占めていることから、摩擦損失の低減にはピストンリングの張力低減が有効であるが³⁾、リング張力を低減した場合には、エンジンオイルの消費が増大する問題が発生する。

Fig. 1は、オイルレベル検出法により、各エンジン回転数におけるオイル消費量を測定した結果である。オイル消費は4000rpm以上の高回転域で徐々に増加し、5000～6000rpmで急増する。リング張力を低下させると、急増する回転数が低い回転で始まり、オイル消費量も増加する傾向がある。

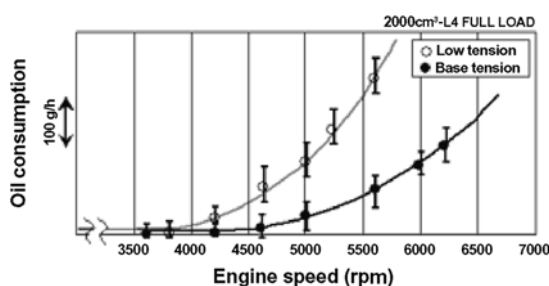


Fig. 1 Influence of ring tension on oil consumption

本研究ではピストンリング低張力化に伴うオイルコントロール機能の低下に着目し、ピストンリングのシリンダボアへの追従性を可視化により解析した。

2. リングのオイルコントロール機能

ピストンリングのオイルコントロール機能については一般に以下のように述べられている。ピストンリングは、ピストンの往復運動に伴い上下動を繰り返しているが、ピストンリング下降時のボア壁面のオイルかき下げ作用が不十分な場合、オイルが燃焼室側へ運ばれオイル消費が増加する。

Fig. 2にピストンリングのオイルかき作用の模式図を示す。横軸は油膜厚さを、縦軸はクランク角を示している。油膜厚さはピストンスピードが最大となる90°A付近で最大となり、円弧を描く特性を持っている。この時のピストンリングのオイルかき作用は、上昇行程と下降行程の油膜厚さの差で発生する。ピストンリング形状をテーパフェイス等にして上昇行程の油膜を厚くすることによりオイルかき作用が大きくなる。すなわち上昇行程でのピストンリングのシリンダボアからの離れは、オイルかき作用に悪影響を与えないが、下降行程でボア離れが発生した場合、負のオイルかきとなりオイル上がりが発生する。

従って、ピストンリングのシリンダボア壁面への追従性はオイル消費特性を左右する重要な因子である。

* Translated and reprinted with permission from SAE Paper 2000-01-2877 © 2000 SAE International

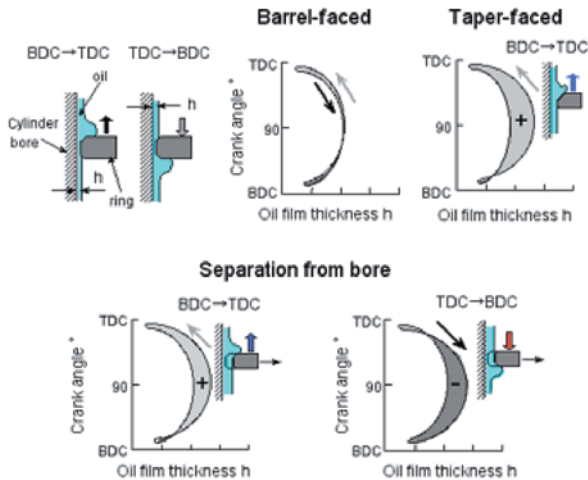


Fig. 2 Oil scraping action of piston ring

また、ピストンリングのボア追従性に関しては、ボア水平断面の4次変形量が大きいと高回転域でのオイル消費が増大するとの報告例が有り⁴⁾、ボア変形がピストンリング追従性を阻害する要因の一つになっている。このシリンダボアの変形はヘッドボルトの締め付け、摩耗、熱負荷、筒内圧力などによって生ずるが、このような変形はある程度避けられない。従って、ピストンリングにはこのような変形ボアに対しても高回転まで追従する機能が要求される。

なお、高回転域でのオイル消費増大の他の原因として、ピストンリングがリング溝内で上下移動するフラッターリングやリングのねじり振動が知られているが、過去多数の研究論文に記述されているため、本論文では触れていない。

3. ピストンリング挙動の可視化

3.1 ボア離れとピストンリング合口隙間

ピストンリングのボア壁面からの離れ量を計測する手法として、Fig. 3に示すようにピストンリング外周面に渦電流式ギャップセンサを埋め込み、ボア壁面との距離を測定する手法が知られている。この場合センサ信号はリンク機構で外部に取り出すこととなる。高速回転域の計測では、リンク機構の耐久性、及びリンク部での信号線断線の問題から、リンク機構による計測は困難と判断した。

そこで本研究では、Fig. 4に示すようにピストンリングがボアから離れるとピストンリングの合口隙間がボアに密着している場合より狭くなることに着目し、ピストンリング合口隙間の可視化からピストンリングの

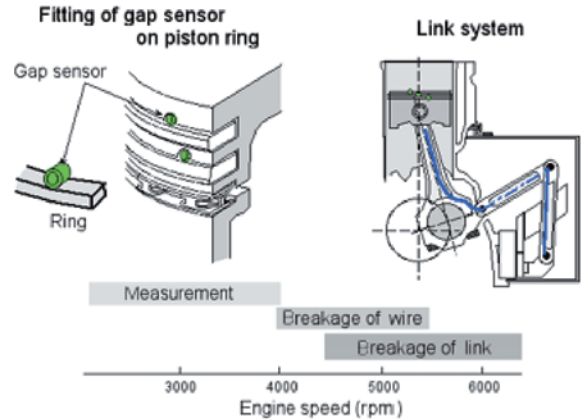


Fig. 3 Evaluation method of ring conformability with link mechanism

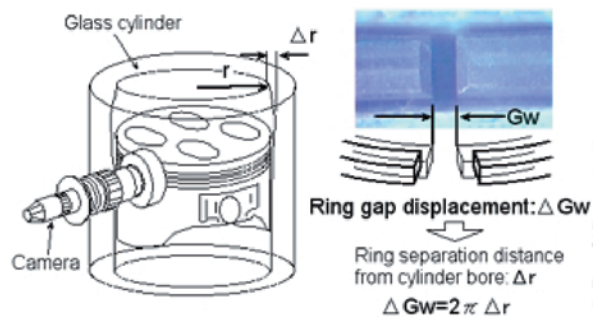


Fig. 4 Evaluation method of ring conformability by visualization

ボア離れ現象を解析した。また、可視化では油膜状態の把握も可能となるため、ピストンリングのボア離れとオイル挙動との関係も明らかにすることができる。

3.2 多気筒ガラスシリンダエンジン

従来のエンジン可視化解析は、研究用単気筒エンジンを使用する 경우가多く、エンジン振動等の問題から解析可能な回転数は3000rpm程度である。また、Fig. 5に示す筆者らが従来製作した4気筒ガラスシリンダエンジンは、可視化する気筒をボアアップ加工してガラスシリンダを挿入しているため、隣接気筒が廃止され4気筒エンジンが3気筒となり振動等の問題により運転可能な回転数は4000rpmであった。

今回の解析では、量産エンジンをベースとした4気筒式ガラスシリンダエンジンを新たに製作し、高速回転域における可視化運転を実現した。Table 1にベースとなったエンジンと製作した可視化エンジンの諸元、Fig. 6には4気筒ガラスシリンダエンジンの構造を示す。ガラスシリンダ挿入スペースを確保するため、排気量の大きい2400cm³-L4エンジンと排気量の小さい

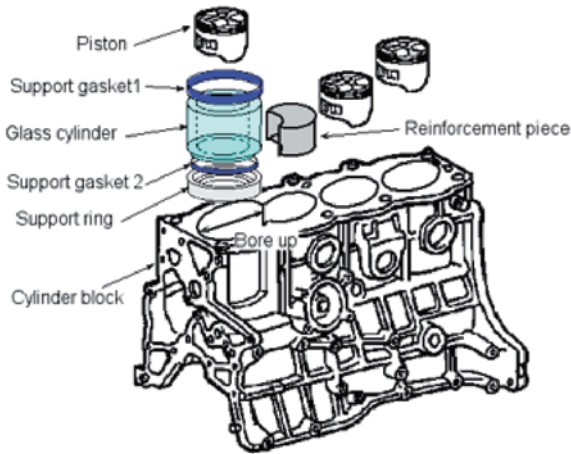


Fig. 5 Structure of the conventional glass cylinder engine

1500cm³-L4エンジンのピストンを組み合わせる構造とした。2400cm³ベースエンジンのボア径は 95であり、ピストン径 74のピストンを挿入し、バランスのとれた4気筒構造とした。

エンジン本体は2400cm³-L4をベースとし、可視化する1番気筒にはガラスシリンダが、2～4番気筒にはSCMメタルライナーが挿入されている。ガラスシリンダは石英製で肉厚15mmとし、ガラスシリンダにエンジン本体からの振動や衝撃が直接伝わらないよう、上下・サイドともガスケットにより保持しガラスと金属の直接接触を避けた。

ガラスシリンダの内径加工寸法は、運転中の温度上昇によるアルミ（ピストン）と石英（シリンダ）の熱膨張差を考慮し、暖機後で実機と同様のクリアランスとなるよう設計した。ガラスシリンダの内面粗さは、オイルの濡れ性を実機と整合させるため、内面にホーニング加工を施し表面粗さを実機と同じにした。ガラスシリンダ内面はホーニング加工で透明度は低下するが、運転によりオイルが付着することで透明度が回復する。

Table 1 Test engine specifications

	Base engine	Visualized engine
Number of cylinder	4	←
Displacement (L)	2.4	1.5
Bore diameter(mm)	φ95	φ74
Stroke(mm)	86	←
Compression ratio	9.5	6.2

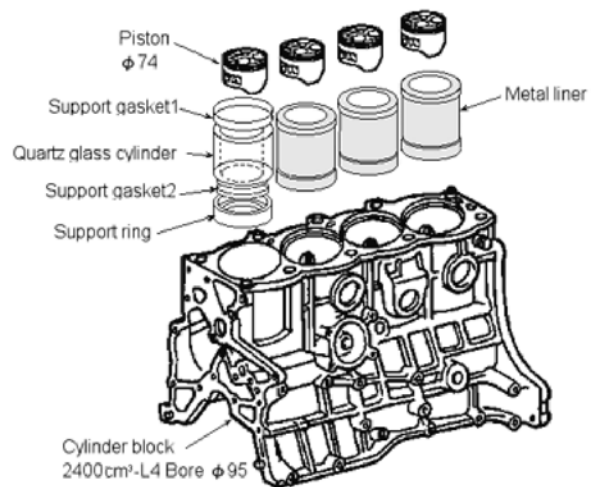


Fig. 6 Structure of the new glass cylinder engine

クランクシャフトは2400cm³-L4の量産品を、ピストン、ピストンリングは1500cm³-L4の量産品を使用した。両者を結合するコネクティングロッドは試作品を用いた。可視化エンジンのシリンダブロックの外観をFig. 7に示す。ガラスシリンダ挿入のためのブロック加工に伴い、冷却系はシリンダブロック、シリンダヘッドのウォータージャケット内に加圧エアを通して、水冷から空冷に変更し、ガラスシリンダについても外周部のエア冷却を行った。また、潤滑系については、全く変更することなく製作した。

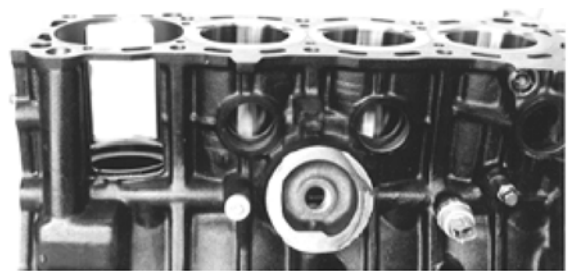


Fig. 7 General view of the cylinder block in the new visualized engine

ガラスシリンダは、ボア変形の無いストレートタイプと変形のある樽形タイプを準備した。Fig. 8は、実機ブロックと変形ガラスシリンダのボア内径をブロック上面からの距離で計測した結果である。実機ブロック単体ではブロック上面より20mm前後の位置で最も膨らんだ樽型のボア変形が生じている。ヘッドと組んだ場合や試験後では更にボア変形が大きくなり、ボア上端が広がる傾向が強くなる。変形ガラスシリンダは実機を模擬する変形を狙ったが、製作上の都合で完成

したのは上端面下方35mmの位置で76 μ mの膨らみを持った樽形タイプであった。

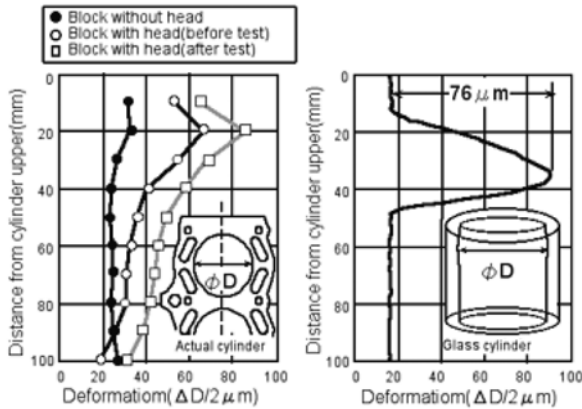


Fig. 8 Measured results of cylinder bore deformation

Fig. 9に解析で用いたピストンリングの仕様を示す。Topリングはバレルフェイス(B寸1.2mm,T寸2.8mm), 2ndリングはテーパフェイス(B寸1.2mm,T寸3.1mm), Oilリングは3ピースタイプを使用した。リング張力は, Topリング8.1N, 2ndリング6.4Nの量産張力をベース張力とし, 低張力品(Topリング7.0N, 2ndリング5.4N), 高張力品(Topリング11.1N, 2ndリング8.1N)を準備した。各ピストンリングには合口観察中に回転しないよう, ストッパーピンによる回り止めを設け, 各リングの合口が180°対向するよう組み付けた。

本可視化エンジンは, モータリングで6000rpmまでシリンダ破損の無い正常運転を確認した。しかし, ファイリングでは3000rpmで3分程度が限界であった。本研究での可視化は6000rpmまで要求されたため, モータリングで実施した。

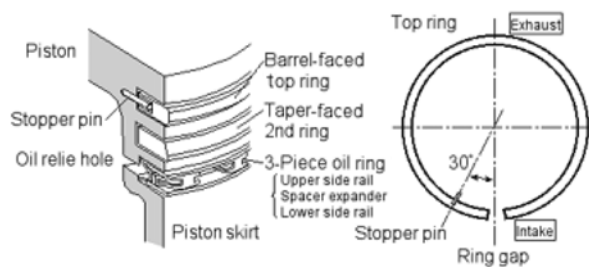


Fig. 9 Specification of piston ring

3.3 リング合口のマクロ観察手法

ピストンリング合口のマクロ観察装置をFig. 10に示す。超小型CCDカメラがガラスシリンダ前面に配置される。超小型カメラは, 1/3インチカラー単板CCDタイプで, 有効画素数41万素であり, カメラに

はリング合口の微小変化を計測できるように, 特製の高倍率レンズを装着した。本手法によるリング合口隙間の計測精度は, 撮影範囲とカメラの有効画素数から導くと約5 μ mである。

照明にはストロボ光源を用い, ストロボ光は光ファイバにより導き, カメラを囲むリングライトからの照明とした。ストロボによるリング合口の撮影では, ガラスシリンダ表面やピストン表面でのハレーションがあるため, ライティング技術には多くの工夫をこらした。ストロボ光源はキセノンタイプで, 1フラッシュ当たりのエネルギーは8J, 閃光時間12~25 μ sを使用した。観察では, 高速回転運転中にクランク角に応じたリング合口をカメラで追跡観察する必要があるため, 超小型カメラとストロボをステップモータで上下するステージ上に装着し, パソコンにより位置を遠隔制御した。

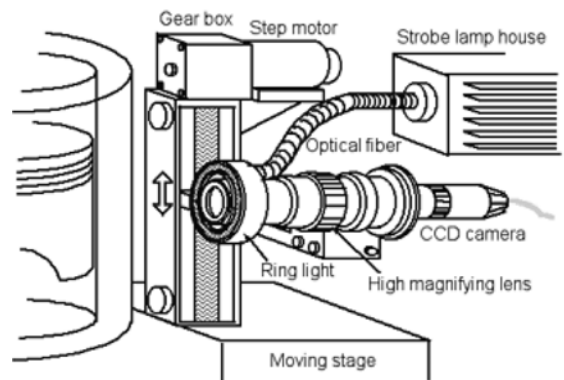


Fig. 10 Apparatus to microscopically observe piston ring gap

撮影装置のブロック図をFig. 11に示す。ストロボは, クランク角センサで検出した任意クランク角に同期して発光させ, 目的とするクランク角のリング合口映像を得た。TVカメラの映像信号は, ストロボ発光と同期してデジタルのフレームメモリーにホールドし, ストロボ発光による映像のちらつきを無くした。ストロボと同期してホールドされた画像は市販のVTRに記録し, リング合口の隙間変化及び油膜厚さは, 再生映像を市販の画像処理ソフトで処理した。

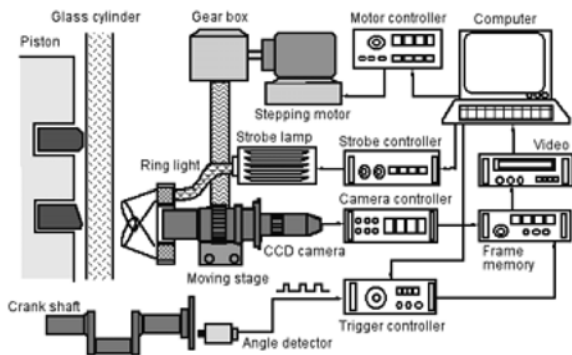


Fig. 11 Block diagram of photographic system

Fig. 12にピストン表面におけるオイル挙動の解析手法を示す。観察は蛍光紫外線法を用い、オイルに混入する蛍光剤にはキサテン系染料 (xanthene dye) を用いた。紫外線のみをピストン表面に照射するため、ストロボライトの前面には紫外線通過フィルタ (380nmローパス) を、カメラの前面には紫外線カットフィルタ (480nmハイパス) を配置し、ガラスシリンダ表面の紫外線によるハレーションを取り除いた。蛍光剤入りのオイルは、紫外線で励起され波長540nmを中心とする黄緑色の可視光を発光するため、薄い油膜の観察も可能となる。

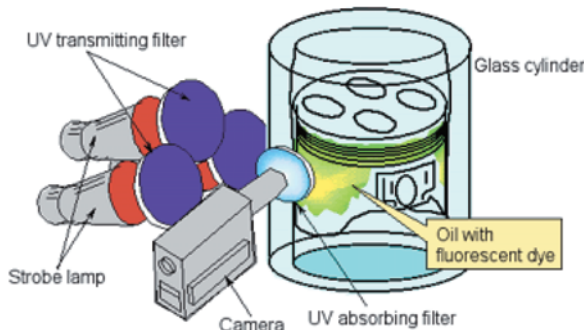


Fig. 12 Analysis method of oil behaviors on piston surface

4. 可視化結果

4.1 リング合口隙間の変化

エンジン低速回転 (600rpm) におけるTopリング合口隙間の挙動をFig. 13に示す。合口隙間の計測は各クランク角に同期した可視化映像から読みとった。図中 〇はピストン上昇時 (排気行程)、●はピストン下降時 (吸気行程) 時の合口隙間量を示している。ストレートシリンダでは、各クランク角における合口隙

間の変化は無く一定である。これに対し、樽形シリンダでは、Topリングが変形部分を通る部分で合口隙間が広がる挙動が確認でき、ピストン上昇時、下降時とも62 Aで、ボア最大変化部を通過している。この時のリング合口隙間の最大変化量は470 μmであった。樽形ガラスシリンダの樽部最大変化量は76 μm (r) であり、リングがボアに密着し追従したと仮定すると、リング合口変化量は $2 \times r$ から477 μmと算出されて計測値にほぼ一致する。このことから、リングは変形ボア壁面に密着し追従していると判断できる。2ndリング、Oilリングについても同様の合口隙間変化を計測したが、Topリングと同様の結果を得た。この結果から、低速回転においては、リングがボアの変形に対して追従ししゅう動しており、オイルコントロールができていたことが確認できた。

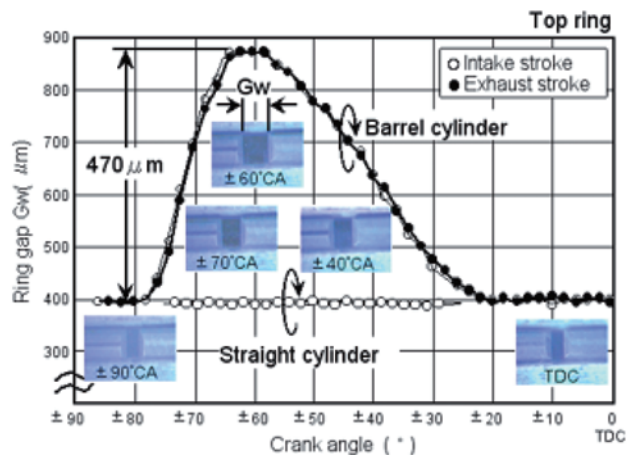


Fig. 13 Behavior of piston ring gap at low engine speed (600rpm)

次に6000rpmでのリング挙動の調査結果をFig. 14に示す。図中灰線はピストン上昇時 (排気行程)、黒線はピストン下降時 (吸気行程) の結果を示している。ここでは、Topリング・2ndリングそれぞれの低張力品、ベース張力品、高張力品を調査した。それぞれのリング合口隙間量は、設計公差によるバラツキがあるため、ライナストレート部を通過する際の合口隙間量が若干違っている。

また、高回転運転によるガラスシリンダとピストンリングの熱膨張の差から600rpmに比べ、6000rpmではトップリングの合口が狭くなっている。

Topリングについて見ると、最大変化部を通過するクランク角は $\pm 62^\circ$ CAで600rpmと同じ結果である。しかし、クランク角 $\pm 80^\circ$ Aの変形部からストレート部に移る位置（図中枠内）で、リング下降時の黒線にオーバーシュートが発生し、上昇時の灰線とズレが生じている。このオーバーシュート量は、低張力リングで大きくなり、高張力リングでは小さくなっている。

2ndリングの場合は最大変化部を通過するクランク角は $\pm 56^\circ$ AでTopリングと6 $^\circ$ Aの差がある。これはTopリングと2ndリング位置関係から最大変化部を通過するクランク角が異なるためである。2ndリングもリング下降時において、クランク角 $\pm 74^\circ$ Aで変形部からストレート部に移る位置で、オーバーシュートが発生し上昇時とズレが確認できる。このオーバーシュート量はTopリングと同様、低張力リングほど大きくなり、高張力リングほど小さくなっている。2ndリングはTopリングより張力が低いいため、オーバーシュート量も大きくなる傾向にある。

特に、2ndリングにはテーパ形状が採用されており、

リング下降時にはオイル書き落とし作用があるが、下降時のポア離れによりその機能は大きく低下していると推定できる。2ndリングのオイルコントロール機能低下は、2ndランドへのオイル上がりを増加させる。パレル形状を採用しているトップリングは、オイルコントロール機能が元々低く、微小なポア離れにもかかわらず燃焼室内へオイルを容易に供給してしまうこととなる。

このようなリング下降時のオーバーシュート発生と、上昇時とのズレはFig. 15に示すリング挙動により生じたと考えられる。ピストン上昇時、リングはポア変形部に密着し追従して上昇している。これに対し、ピストン下降時には変形部からストレート部分に移行する位置で、リングがポア変形カーブに追従できずに離れてしまう。これによりリング半径が密着半径より縮まりオーバーシュートが発生した結果と考えられる。この時のリングのポア離れ量Lは、合口隙間のオーバーシュート量 G_w から $L = G_w/2$ で求めることができる。

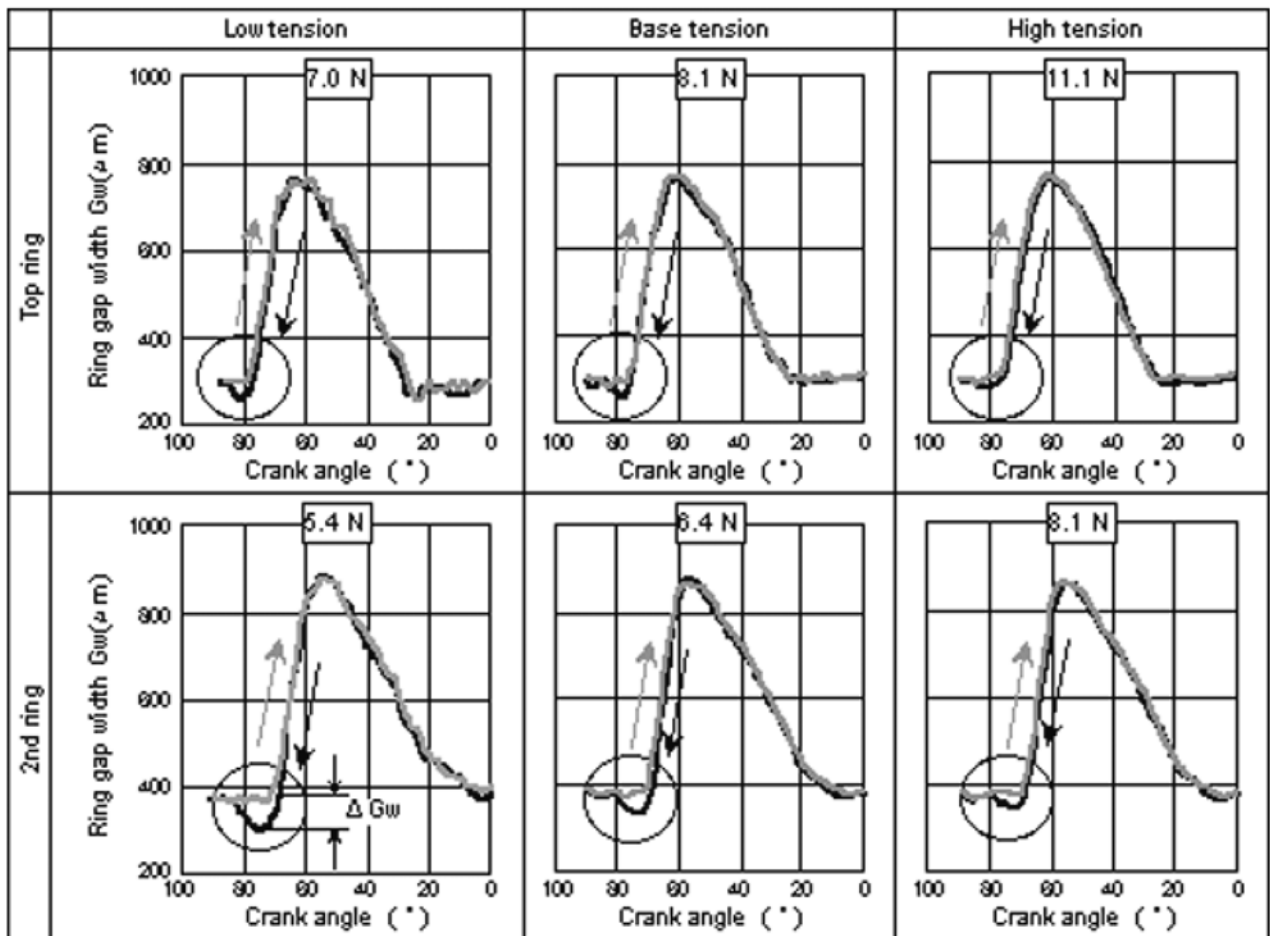


Fig. 14 Behavior of piston ring gap at high engine speed (6000r/min)

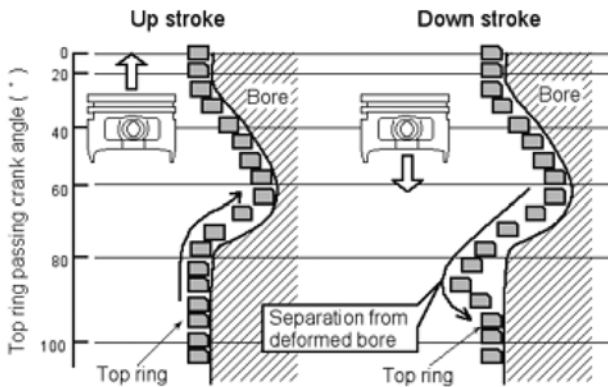


Fig. 15 Behavior of piston ring at high engine speed

次に2ndリングのボア離れ量Lについて、回転数の影響を調査した結果をFig. 16に示す。ベース張力では5250rpmからリング離れが発生している。リングの張力が低い場合にはリング離れが4500rpmから発生し、リングの張力が高い場合には5750rpmから発生している。リングの低張力化によりリングのボア離れ量の増加と、ボア離れ発生回転数の低下が生ずることが分かる。

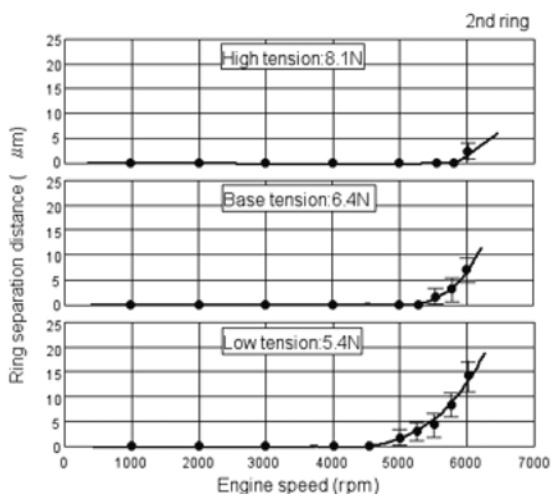


Fig. 16 Relations between engine speed and distance of ring separation from bore

Fig. 17は2ndリングの張力と6000rpmにおけるボア離れ量の関係を示した特性図である。ボア離れ量は、リングの低張力化に対し、2次曲線的に増加する傾向にある。

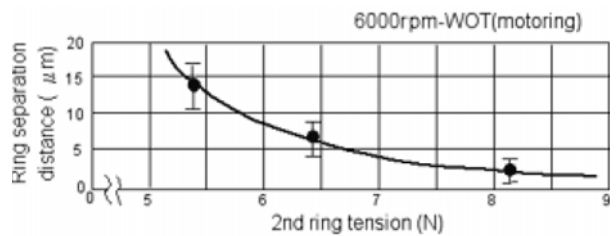


Fig. 17 Relations between 2nd ring tension and distance of ring separation from bore

4.2 ピストン表面のオイル挙動

ボア離れが発生した時のピストン表面オイル挙動を解析するため、樽形ガラスシリンダにて高回転域の油膜を蛍光紫外線法を用い観察した結果をFig. 18に示す。

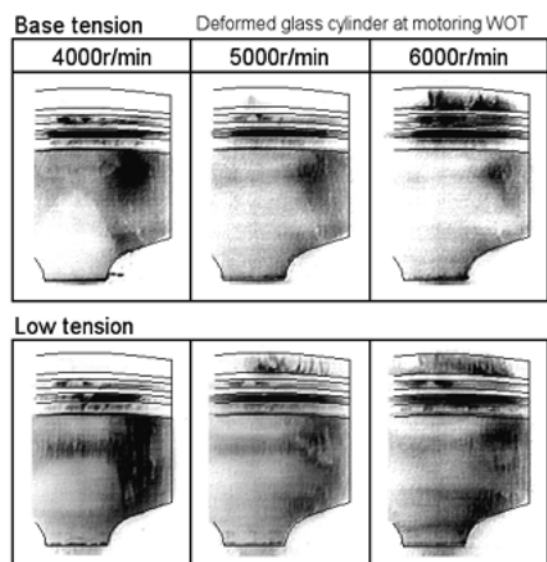


Fig. 18 Oil behavior on the piston surface

ベースリング、低張力ピストンリングとも4000rpmまでは、3rdランドに多量のオイルが存在するが、2ndリングのオイルかき作用により、2ndランドにはオイルが進入していないのが観察される。しかし、エンジン回転数が上昇するに従い、リングのボア離れが低回転側で開始する低張力ピストンでは、5000rpmでTopランドへのオイル上がり確認でき、ベース張力では6000rpmから燃焼室内へのオイルが発生している。この結果は、先に述べた、リングのボア離れが発生するエンジン回転数とほぼ一致している。

また、燃焼室へ運ばれるオイルの挙動は、ピストンリング合口から燃焼室へ運ばれるのではなく、ほぼリング全周から上がるのが確認され、ピストンリングのボア離れにより、オイル上がりが発生していることが

明らかとなった。

この結果から、高回転オイル消費増大の要因の一つとして次のことが上げられる。吸気行程中のピストン下降時に、リングがボア変形に追従できなくなりボアから離れる現象が発生し、これによりオイルのかき落としが不十分となっていることが明らかになった。

本論文では、吸気行程中のピストン下降時におけるボア離れを中心に解析結果を報告してきた。爆発行程(WOTモータリング)のピストン下降時の解析では、圧縮筒内圧がリング背面に加わるため、ボア離れ量が吸気行程より40%程度減少する傾向にあった。また、圧縮行程においても、リング背面に圧縮筒内圧が加わるため、リングはボアへ押しつけられてボア離れは発生せず、吸気行程でかき残されたオイルが燃焼室へ運ばれることになる。ファイアリング状態では爆発で筒内圧が高いためボア離れ量は更に小さくなっている。従って、ボア離れによるオイル消費増大は吸気行程中のリング挙動が支配的といえる。

5. 結論

ピストンリングのボアしゅう動面への追従性が、ピストンリング合口隙間の微小変化から評価できるという着想から、運転中のピストンリング合口隙間のミクロ変化が可視化解析できる手法と、高速回転域まで

運転可能な可視化エンジンを開発した。可視化エンジンは、量産エンジンをベースとした列型4気筒とし、6000rpmまで運転可能である。

本装置でピストンリングのシリンダボアへの追従性を評価した結果、高回転域では吸気行程中のピストン下降時に、ピストンリングが変形ボアしゅう動面から離れる異常挙動が発生し、これによりオイル上がりが増加、オイル消費増大となることが分かった。ピストンリングのボア離れ量及び発生回転数は、リング張力の影響を大きく受けていた。

6. 謝辞

多大なご協力を頂いたトヨタ自動車殿に厚く感謝の意を表します。

<参考文献>

- 1) 斎藤, 他3名:自動車技術会 学術講演会前刷集 911055 (1991), pp.223-226.
- 2) 古浜:潤滑, Vol.32, No.9, G627-632 (1987)
- 3) 井上, 他3名:自動車技術会 学術講演会前刷集 9436215 (1994), pp.85-88.
- 4) 後藤, 他3名:自動車技術会 学術講演会前刷集 891010 (1989), pp.47-50.

<著者>



馬崎 政俊
(ばさき まさとし)
(株)日本自動車部品総合研究所
第1研究室
パワートレーン分野の委託研究に従事



中島 樹志
(なかしま たつし)
(株)日本自動車部品総合研究所
第1研究室
パワートレーン分野の委託研究に従事



斎藤 公孝
(さいとう きみたか)
パワートレーン事業グループ
特定開発室
燃料噴射系システムの先行開発に従事



鈴木 孝男
(すずき たかお)
トヨタ自動車(株)
パワートレーン制御開発部
内燃機関の低フリクション技術開発に従事