

予燃焼室式ディーゼル機関燃焼室各部の熱の流れ*

(第3報, シリンダヘッド, 吸・排気弁, 予燃焼室,
排気ポートにおける熱の流れ)針谷安男**, 吉田正一**, 佐藤 薫***
Yasuo HARIGAYA, Masaichi YOSHIDA, Kaoru SATO

1. ま え が き

これまでに予燃焼室式ディーゼル機関のピストン, シリンダヘッド表面(吸・排気弁を除く燃焼室面)へ流入する熱流束を測定し, 火炎伝ば, ガス流動などの影響で熱流束は場所的にも時間的にもかなり異なることが判明した^{(1)~(3)}.

これに引き続き, 同機関の吸・排気弁および予燃焼室の燃焼室へさらされている面の熱流束の場所的, 時間的变化を調べた. なお, 排気ポート壁における熱損失は排気エネルギー利用および触媒による未燃成分の再燃焼の点から重要と考えられるが, その報告^{(4)~(6)}はごく少ないので, これについての測定も行い, 先に行ったシリンダヘッドにおける熱流束(第2報)⁽³⁾と併せ, シリンダヘッドにおける冷却水への放熱量と比較検討を行った.

2. 実験装置および実験方法

2.1 供試機関および熱流束測定法 供試機関はシリンダ内径 95 mm, 行程 115 mm, 圧縮比 20 の単シリンダ無過給水冷予燃焼室式ディーゼル機関で, 予燃焼室は全燃焼室容積の 36.1%, 噴口面積はピストン面積の 0.59% ($\phi 5.0 \times 1$, $\phi 3.5 \times 2$, $\phi 2.0 \times 1$) である. 各部の熱流束測定には, 前報⁽¹⁾で用いた小形熱流束計および記録装置を用い, また表面温度の読みとりにはトランジェントレコーダを用いた.

2.2 吸気弁・排気弁の熱流束測定 吸・排気弁の熱流束測定位置を図1に示す. 弁中心位置および予燃焼室中心軸と弁中心を結ぶ直線上およびそれと弁中心で直交する直線上で弁中心から半径 10 mm の円周上の各点を, 排気弁では 80 番台, 吸気弁では 90 番台とし, 両弁に対して各々 0~4 の番号で示す. そのうち

3と4は1と2に比べ予燃焼室噴口からの噴流の影響を受ける位置である. また, 導線の取り出し方法は図2に示すように弁棒に設けた穴およびみぞに導線を固定し, 弁軸端付近より適当な遊びをもたせてロッカーアームに固定し, これの支点より取り出し記録計へ導いた. 実験には, 弁中心点と弁周方向測定用の2本の弁を準備し, これらの弁を吸・排気弁として共用した. また周方向測定用弁には弁棒にピンを, 弁案内にすきまを設け, 弁の回転を防止した.

2.3 予燃焼室の熱流束測定 予燃焼室壁の熱流束

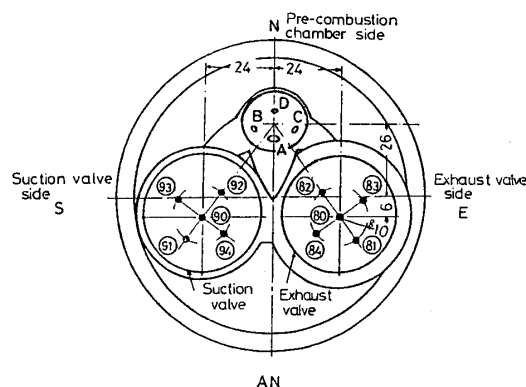


図1 吸・排気弁測定位置

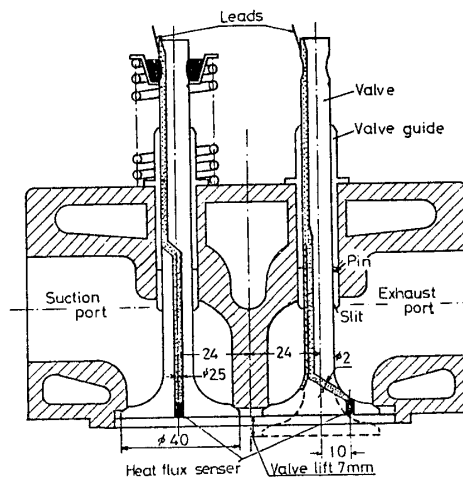


図2 吸・排気弁の熱流束測定装置

* 昭和54年8月2日 第17回シンポジウムにおいて講演, 原稿受付 昭和54年12月3日.

** 正員, 埼玉大学工学部 (〒338 浦和市下大久保 255).

*** いすゞ自動車会社 (〒210 川崎市川崎区殿町 3-25-1).

測定位置を図3に示す。この場合、熱流束計の取付けが困難なため、表面温度変化の測定⁽⁷⁾を行い、圧縮行程中ガス温度(状態方程式より算出)と表面温度が一致するクランク角で熱流束が零となると仮定し、熱流束変化を推定した。

2.4 排気ポートの熱流束 排気ポートにおける熱流束測定位置を図4に示す。導線の取り出し方法はシリンダヘッドの場合⁽³⁾と同様である。

2.5 実験方法 冷却水入口温度 60°C 一定に保ち、回転数 n 、当量比 ϕ を変化させて、各部の熱流束、シリンダヘッドから冷却水への放熱量、主燃焼室および排気管圧力(抵抗線ひずみゲージ式圧力計による)の測定を行った。なお吸入空気温度は室温である。

3. 実験結果と考察

3.1 吸気弁・排気弁における熱流束

3.1.1 当量比 ϕ の変化 排気弁の測定位置(以下 M.P. と表す) 81 における表面温度 T_0 および主燃焼室圧力 P_m の多重写真を図5に示す。膨張行程で温度のサイクル変動がみられる。熱流束の計算には約20サイクルの平均の値を用いた。

また、 ϕ を変化させた場合の M.P. 81 における熱

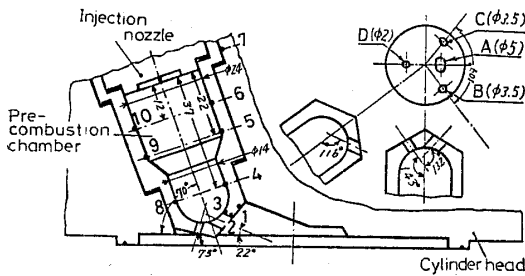


図3 予燃焼室測定位置

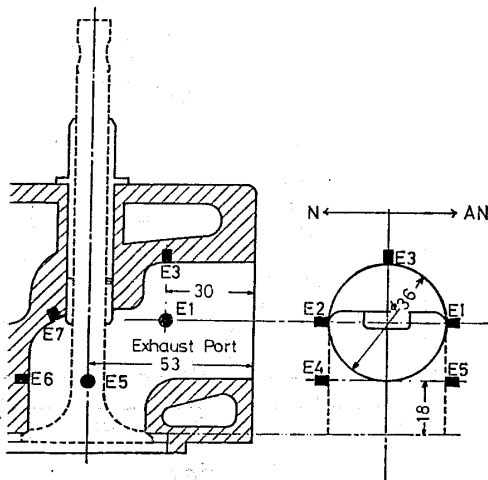


図4 排気ポート測定位置

流束 q_0 を図6に示す。 ϕ が増すととも最大熱流束 q_{0max} は減少している。これは、排気弁は爆発膨張行程においてのみ加熱されるのではなく、排気行程で排気ガスの排出に伴い弁座、弁かさ(傘)部の上側より加熱されるため、排気弁壁温が上昇し、ガス温度との差が減少するためと考えられる。

吸・排気弁における熱流束の比較を図7に示す。排気弁の熱流束は吸気弁と比べて、 q_{0max} 後急激に減少

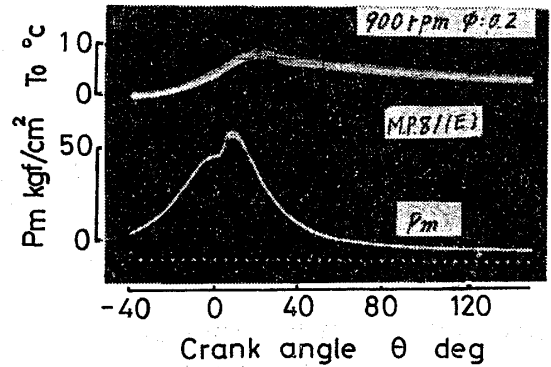


図5 排気弁の表面温度変化

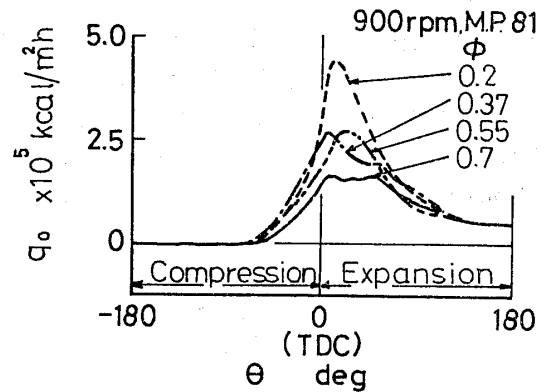


図6 排気弁の熱流束 (ϕ の変化)

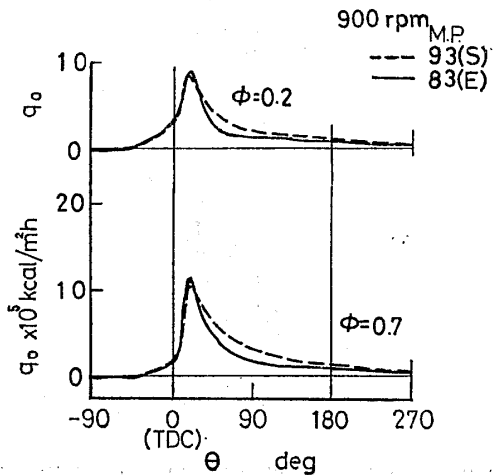


図7 吸気弁と排気弁の熱流束の比較

している。これは排気弁壁温が吸気弁に比べて高いので、燃焼ガス温度との温度差が小さいためであろう。

以上の結果をまとめ、 ϕ に対する平均熱流束 q_m 、平均表面温度 T_{0m} を図8に示す。 T_{0m} は ϕ の増加に伴い吸・排気弁とも上昇するが、吸気弁では排気弁に比べ低温で温度上昇割合は低い。これは先述したように排気弁では、排気行程で弁座、弁かさ上部からも加熱され、放熱部が少ないからであろう。

排気弁における q_m は噴流の影響を受ける M.P. 83, 84 において若干増加する傾向にあるが、噴流の影響を受けない他の位置では、ほぼ一定か減少している。

また、吸気弁と排気弁とを比較すると、 q_m は $\phi=0$ ではほぼ等しいが、 ϕ が増すと吸気弁の方が排気弁に比べて大きくなる。これは先述した理由で T_{0m} が吸気弁で低いため、ガスとの温度差が大きいためであろう。

3.1.2 回転数 n の変化 n を変化したときの q_m 、 T_{0m} を図9に示す。吸気弁での加熱は弁かさ部の下部からのみで、回転数の上昇により燃焼室内での乱れの影響で熱伝達率が増加すること、および燃焼が遅れることにより膨張行程中ガス圧力、温度が上昇するため、 q_m 、 T_{0m} ともに回転数とともに上昇する。

一方、排気弁では、 T_{0m} は吸気弁よりかなり高く、また急激に増加している。しかし、 q_m は M.P. 83, 84 で増加しているが、他の測定位置では減少傾向を

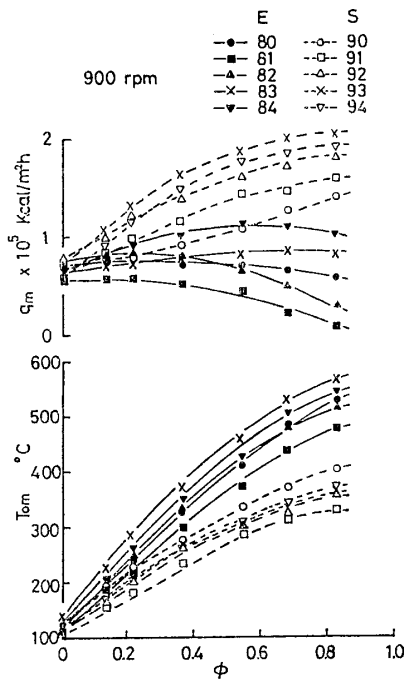


図8 平均熱流束・平均表面温度 (吸・排気弁・ ϕ の変化)

示している。これは先述したように排気行程中弁座および弁かさ上部からも加熱され放熱部が少ないため、排気弁の場合にはガス温度と壁温の差が吸気弁におけるほど増加しないためと考えられる。

3.2 予燃焼室における熱流束 $n=900$ rpm, $\phi=0.7$ における各測定位置の熱流束を図10に示す。M.P. 2, 4とも上死点付近から急激に上昇し、クランク角 $\theta=10$ deg で最大値をとり以後減少している。最大値は M.P. 2の方が大きい。これは、予燃焼室からの燃焼ガスの噴出のため噴口部において熱伝達率が

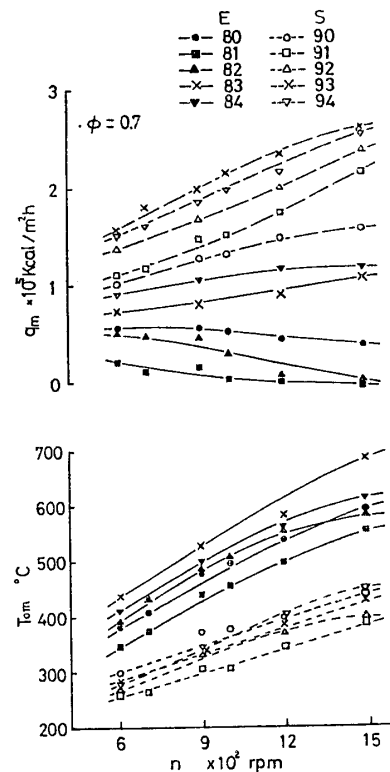


図9 平均熱流束と平均表面温度 (吸・排気弁・ n の変化)

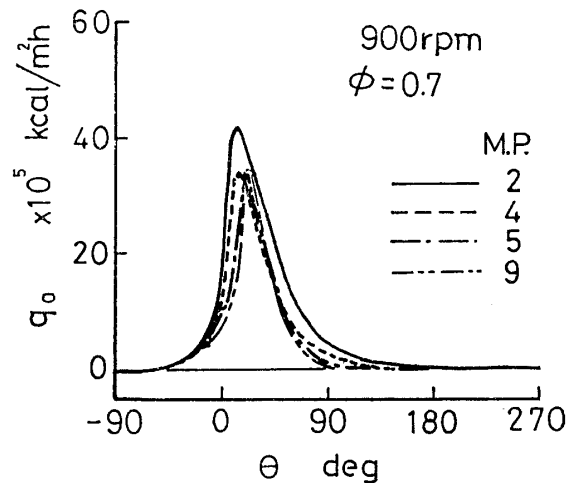


図10 予燃焼室の熱流束 (測定位置の変化)

増すためと考えられる。また、M.P. 5, 9は M.P. 2, 4より遅れて上昇し、その上昇割合も低い。最大値は M.P. 4 とほぼ同じ値であるが、その時期は M.P. 4より約 10 deg 遅れている。予燃焼室内の燃焼は噴口部付近で着火し、主燃焼室へ噴出すると同時に、噴射ノズルの方向へ広がると思われる。

$n=900$ rpm で ϕ を変化させた場合の q_m , T_{0m} を図 11 に示す。 ϕ の増加とともに q_m , T_{0m} は増し、 $\phi=0.7$ 以上ではほぼ一定となる。これは ϕ の増加に伴い燃焼期間が増加するためであるが、 $\phi=0.7$ 以上では、予燃焼室内では不完全燃焼となり、ガス温度が上昇しないためと考えられる。また、 q_m は噴口部で高く、予燃焼室前室、後室の順となっている。これは先述のように噴口部付近で着火するため、高温ガスに接する時間が長いことと燃焼ガスの主燃焼室への噴出のため熱伝達率が増すため、また後室では噴口部に比べ乱れが少ないためおよび高温ガスに接する時間が短いた

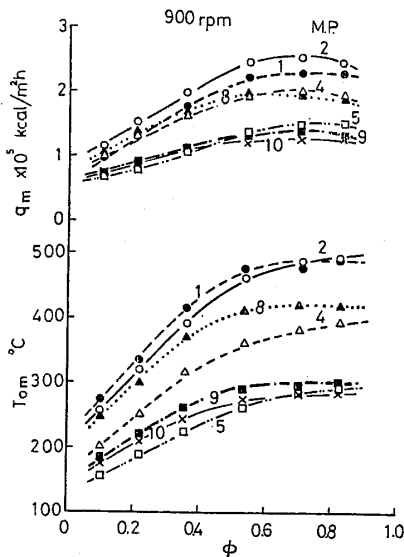


図 11 平均熱流束と平均表面温度 (予燃焼室 ϕ の変化)

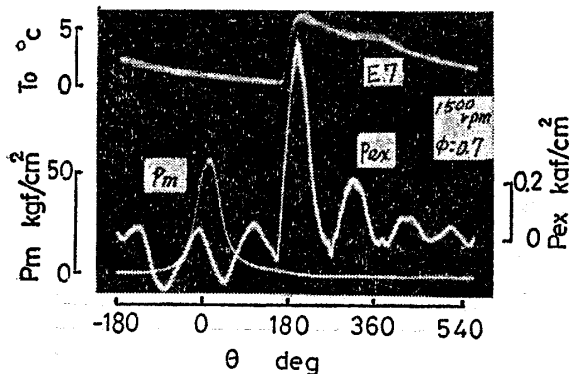


図 12 排気ポートの表面温度変化と主燃焼室および排気管内圧力

めと考えられる。

3.3 排気ポートにおける熱流束

3.3.1 表面温度変化と熱流束 排気ポート M.P. E7 (図 4 参照) の表面温度 T_0 と主燃焼室圧力 P_m および排気管内圧力 P_{ex} (測定位置は排気弁より 100 mm 下流) の多重写真を図 12 に示す。 T_0 と P_{ex} の急激な上昇時期および T_0 と P_{ex} の最大値をとる時期はほぼ一致している。これは、排気弁が開くことにより燃焼室より排気管内に排気ガスが排出される。そのときの排出時のエネルギーにより P_{ex} は急上昇し、同時に T_0 も排出ガスの影響を受け、排出ガスは高温で、流速が高いため急上昇していると考えられる。また、表面温度変化のサイクル変動はほとんどみられない。

排気ポートにおける熱流束の代表的波形を図 13 に示す。熱流束は排気弁が開く (E.V.O) とほぼ同時に立ち上がり、下死点 (BDC) 付近で第 1 の極大値 q_{0max1} をとり、排気行程の後半において第 2 の極大値 q_{0max2} をとる。 q_{0max1} は排気のプロードダウンによるもので、 q_{0max2} はピストンによる排気押し出しによるものである。 q_{0max1} は q_{0max2} より大きい。これは排気プロードダウン期間中は排気ポート内におけるガス温度が高く、またガスの噴き出し速度が音速または音速に近いいため、熱伝達率が高いのに反し、排気押し出し期間中はガス温度、熱伝達率ともに低いた

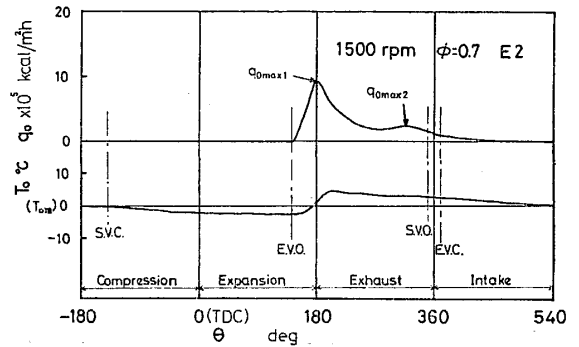


図 13 排気ポートにおける熱流束と表面温度

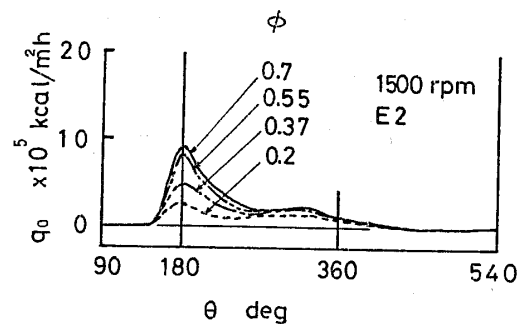


図 14 排気ポートの熱流束 (ϕ の変化)

めと考えられる。

また、熱流束は排気行程中に大部分が流入しており、そのうちブローダウン期間中に約80%が流入している(図13に示す $q_0-\theta$ 線図の面積は平均熱流束 q_m kcal/m²h に比例する*)。なお排気管の有無により熱流束はほとんど変化しないので、排気管をつけたときの脈動圧力の影響はほとんどない。

3.3.2 当量比 ϕ の変化 $n=1500$ rpm 一定に保ち ϕ を変化させた場合の M.P.E2 における熱流束を図14に示す。 q_{0max} は ϕ の増加とともに増している。またブローダウン期間中に全熱量の約60~80%が流入し、この割合は高負荷になるほど大きくなる(図15参照)。これは ϕ が増すと排気弁開時期のシリンダ内の圧力、ガス温度が上昇し、その結果、排気ガス温度、噴出速度および熱伝達率ともに増加するためである。

$n=1500$ rpm で ϕ を変えたときの q_m , T_{0m} を図16に示す。各測定位置とも ϕ とともに増加しているが、測定位置により絶対値は異なり、ポートブリッジ(吸・排気弁ではさまれたところ)付近の T_{0m} が高いところでは(例えば P.M.E6), q_m は低い値となっている。また、吸气ポート壁における M.P.S7 (排気ポート M.P.E7 に対応する位置)の T_{0m} も示しているが、排気ポートに比べ低い値である。なお q_m はほとんど零である。

3.3.3 回転数 n の変化 M.P.E1 において $\phi=$

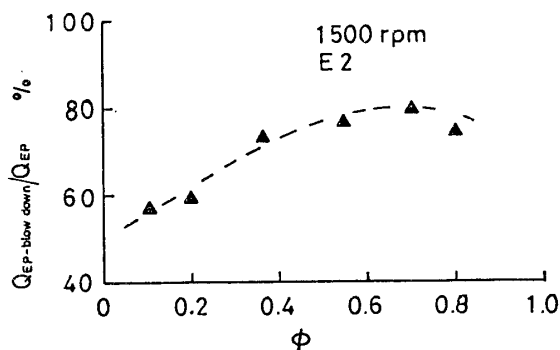


図15 排気ポートにおける全流入熱量に対するブローダウン期間の流入熱量の割合

$$*1 \quad q_m = \frac{n \times 60}{2} \int_0^T q_0 dt \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{d\theta}{dt} = 60 \times n \times 360 \quad \dots\dots\dots (2)$$

式(1), (2)より

$$q_m = \frac{1}{720} \int_0^{720^\circ} q_0 d\theta \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし、 θ : 7 クランク角 deg, t : 時間 h, n : 回転数 rpm, T : 2 回転の時間 h.

0.7 一定で n を変化させた場合の q_0 を図17に、また同条件における各部の q_m , T_{0m} を図18に示す。 $q_{0max1,2}$ とも n の増加とともに増している。また、排気ブローダウンの影響による期間が増す。これは n の増加に伴い燃焼が遅れるため、排気弁開時期における圧力(図19参照)、ガス温度とも高くなり、シリンダ内とポート間の圧力比は臨界圧を越え、ブローダウン期間が延びること、およびピストン速度の上昇により排気行程中のガス噴出速度が増し、熱伝達率、ガス温度とも高くなるためと考えられる。このため、各測定位置における q_m , T_{0m} とも n の増加に伴い増している。

3.4 熱流束分布と熱損失

3.4.1 シリンダヘッド、吸・排気弁の燃焼室面における平均熱流束分布 シリンダヘッド⁽³⁾および吸・排気弁の熱流束測定結果より求めた平均熱流束分布を

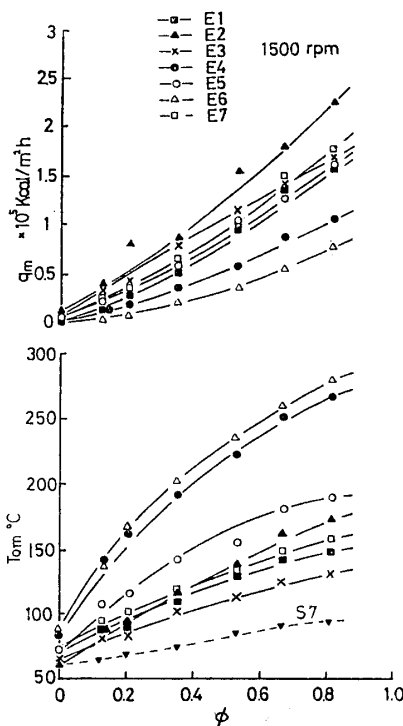


図16 平均熱流束と平均表面温度(排気ポート・ ϕ の変化)

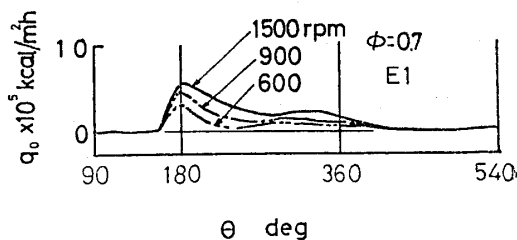


図17 排気ポートの熱流束(n の変化)

図 20 に示す。平均熱流束は予燃焼室噴口からの噴出方向に沿って高平均熱流束を示し、噴出方向から離れ、噴口から遠いところで低い値となっている。これらの平均熱流束分布の傾向から

(I) 噴流の影響を強く受け、熱伝達率が高く、平均熱流束が高い領域、すなわち、噴出方向で噴口に近いところ。例えば図 20(b) 中の E, F 領域。

(II) (I) の外側に位置し、(I) より低い平均熱流束を示す領域、副噴口方向のライナ壁付近も含む。例えば図 20(b) 中の D 領域。

(III) 噴口からの距離がさらに増し、噴流の影響は少ない領域、主噴口方向のライナ壁近くの部分も含む。例えば図 20(b) 中の C 領域。

(IV) 噴流の影響をほとんど受けず、平均熱流束の低い領域。例えば図 20(b) 中の A, B 領域。

にわけられる。もちろん、これらの領域は判然と求められるものでなく、運転条件によって平均熱流束は異なる。

また、弁部においては、噴口からの噴流の影響と弁座および弁かさ上部における放熱状態(吸気弁では冷却、排気弁では加熱)の差による壁温との関係により、平均熱流束は異なり、特に高負荷ではその影響が

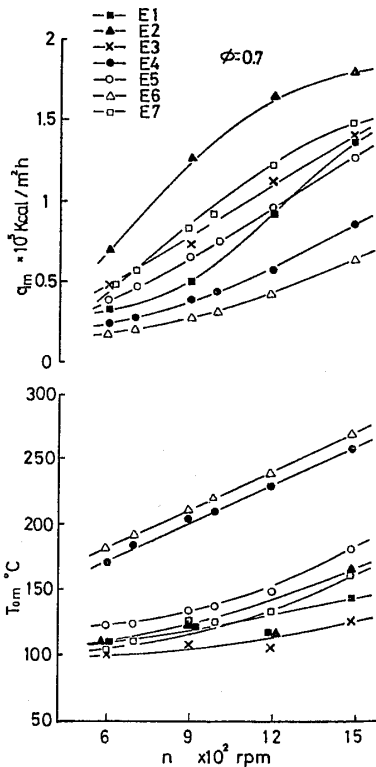


図 18 平均熱流束と平均表面温度 (排気ポート・ n の変化)

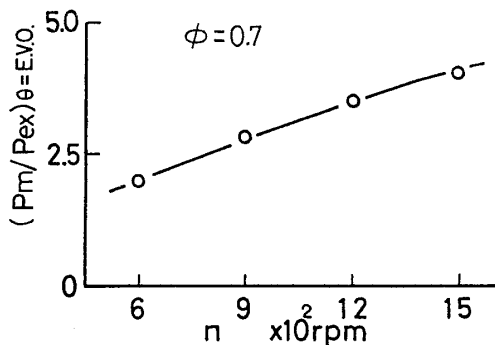
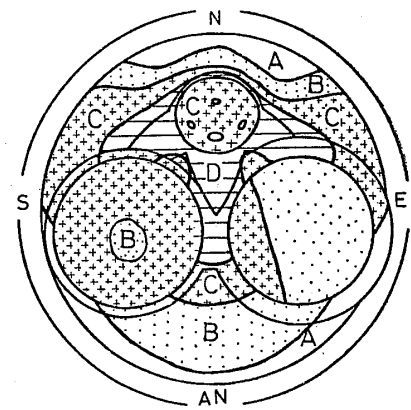
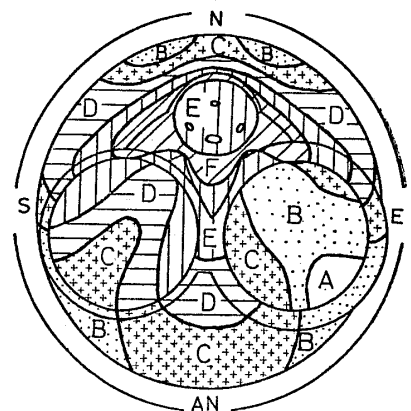


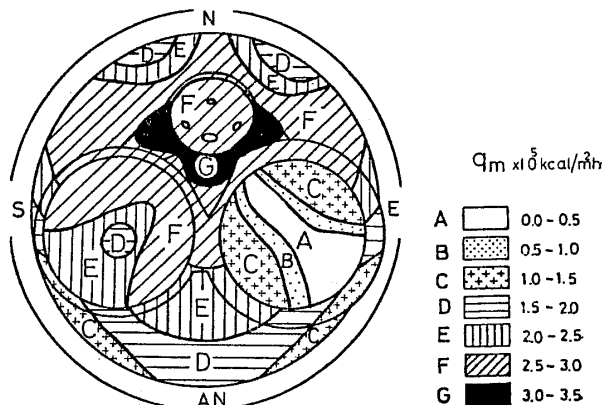
図 19 排気弁開時における主燃焼室と排気ポートの圧力比



(a) 900 rpm, $\phi=0.2$



(b) 900 rpm, $\phi=0.7$



(c) 1500 rpm, $\phi=0.7$

図 20 平均熱流束分布

著しい。吸気弁と排気弁の熱流束を比べると全体的に壁温が低い吸気弁の方が大きい値である。

3.4.2 熱損失 各部の熱流束測定値より平均熱流束分布を求め、損失熱量 [シリンダヘッド Q_H (吸・排気弁を除く燃焼室面), 吸気弁 Q_{SV} , 排気弁 Q_{EV} , 予燃焼室 Q_{PR} , 排気ポート Q_{EP}] を略算し、その結果を図 21, 22 に示す。 $Q_H, Q_{SV}, Q_{PR}, Q_{EP}$ は ϕ の増加に伴い一様に増しているが、 Q_H, Q_{PR} の増加割合は減少し、一定になる傾向がみられる。

また、 n の増加に対しては図 22 に示すように各部とも比例して増加している。しかし、 Q_{EV} は ϕ, n が増加してもほぼ一定である。

次にシリンダヘッドから冷却水へ放熱している冷却損失熱量 Q_{WH} と総損失熱量 ($Q_H + Q_{SV} + Q_{EV} + Q_{PR} + Q_{EP}$) との関係を図 23, 24 に示す。ここで、吸気ポートから吸入空気へ伝わる熱量、シリンダヘッドとライナ間およびシリンダヘッドと吸・排気管フランジ間における伝熱量は少ないものとし省略した。 Q_{SV} を

除いた損失熱量と Q_{WH} とは測定および各部への流入総熱量算出法の精度を考えるとだいたい一致しているものと考えられ、吸気弁に流入した熱量の大部分は、吸入行程中、弁座および弁かさ上部から吸入空気へ放熱されていると考えられる。

燃料による供給熱量 Q_0 に対する各部の損失熱量との割合 Q/Q_0 を図 25 に示す。シリンダヘッド H および予燃焼室 PR ではともに低負荷で約 13%、高負荷で約 4%、吸気弁 SV では 4~1%、排気弁 EV では約 4~0.5% と負荷の増加とともに減少するが、排気ポート EP では逆に約 3~5% と増加し、また Q_{EP}/Q_{WH} は低負荷で約 10%、高負荷で約 30% である。

シリンダヘッドの全燃焼室面からの放熱量 ($Q_H +$

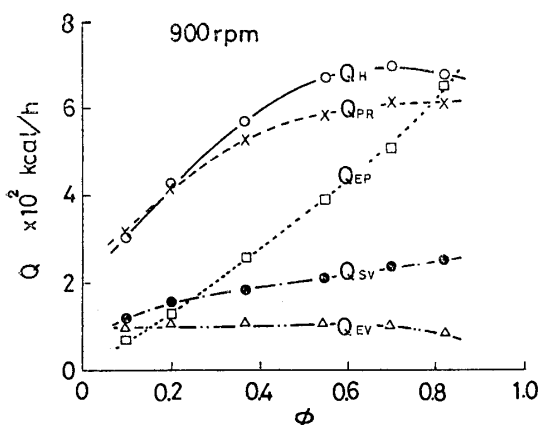


図 21 各部の損失熱量 (ϕ の変化)

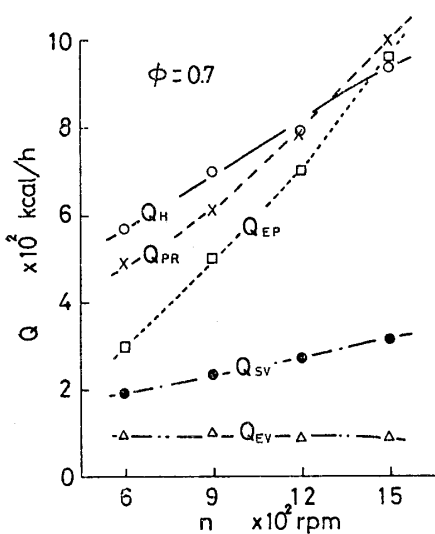


図 22 各部の損失熱量 (n の変化)

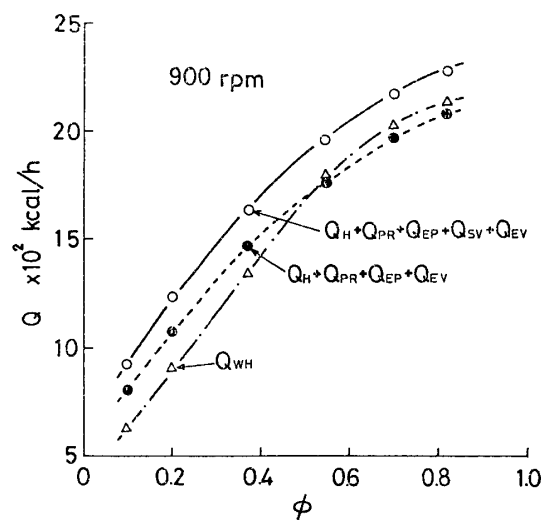


図 23 冷却損失熱量と総損失熱量 (ϕ の変化)

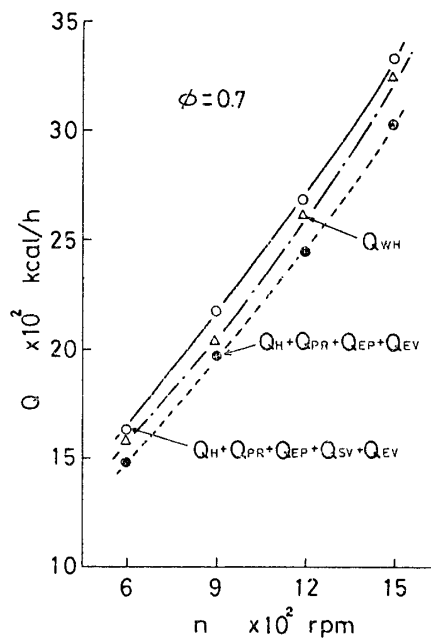


図 24 冷却損失熱量と総損失熱量 (n の変化)

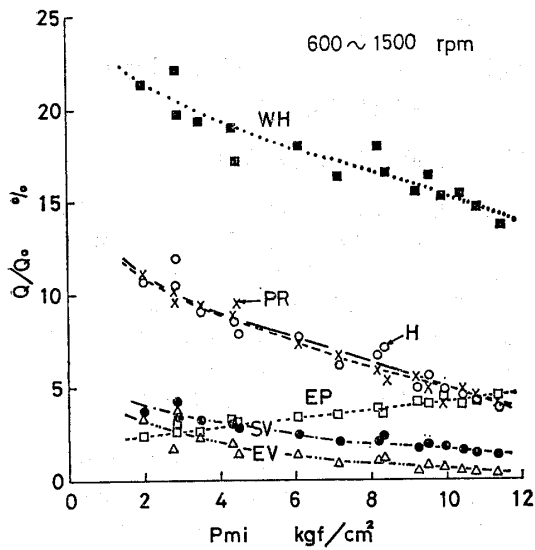


図 25 損失熱量割合

$Q_{SV} + Q_{EV} + Q_{PR}$ 中 Q_{PR} は約 37~43% である。シリンダヘッドの全燃焼室の全表面積中予燃焼室表面積は 30.7% をしめており、予燃焼室の熱負荷は主燃焼室に比べ平均して 1.2~1.4 倍高い。副室式が直噴式ディーゼル機関に比べて熱効率の低い主な原因はここにあると考えられる。

4. 結 論

予燃焼室式ディーゼル機関のシリンダヘッド、吸・排気弁、予燃焼室、排気ポート各部における熱流束を測定した結果、次のことが明らかになった。

(1) 弁における熱流束はピストン、シリンダヘッド表面と同様に燃焼期間から膨張行程前半に大部分の熱が流入し、その値は噴流の影響を受ける位置では大きく、また壁温が低い吸気弁の方が排気弁より大きい。吸気弁では当量比とともに増加する傾向にあるが、排気弁ではほぼ一定である。

(2) 予燃焼室における熱流束は噴口内壁では大きく、予燃焼室内壁では少ない。いずれも当量比とともに増加する。

(3) 排気ポート壁における熱流束は当量比の増加とともに増し、その流入期間は排気行程中のブローダウンおよびピストンによる押し出し期間に分けられ、ブローダウン期間中に全熱量の 60~80% が流入し、この比率は高負荷になるほど大きくなる。

(4) シリンダヘッドにおける損失熱量割合(燃料による供給熱量に対する放熱割合)は低負荷で約 23%、高負荷で約 15%、これを各場所別にみるとシリンダヘッド本体の燃焼室壁および予燃焼室壁ではともに低負荷において約 13%、高負荷において約 4% である。吸気弁においては約 4~1%、排気弁においては約 4~0.5%、排気ポート壁においては逆に約 3~5% である。

なお、本研究費の一部は昭和 52, 53 年度文部省科学研究費「特定研究・自動車の排気浄化に関する基礎研究」に負い、また研究を進めるに当たり、東海大学浅沼 強教授、京都大学 浜本嘉輔助教授にご助言をいただき、実験に際して、特に予燃焼室の熱流束測定では埼玉大学 吉橋照夫技官に、弁の熱流束測定では埼玉大学卒業生 福井秀治、渡辺太郎両君にご協力をいただいた。記して感謝の意を表します。

文 献

- (1) 吉田・ほか 2 名, 機論, 45-391, B (昭 54), 416.
- (2) 吉田・ほか 2 名, 自動車技術会論文集, 19 (昭 54), 3.
- (3) 吉田・ほか 2 名, 本論文集 1418 ページ.
- (4) Zapf, H., *MTZ*, 30-12 (1969), 461.
- (5) Rush, J. H., *SAE Paper*, No. 760766 (1976).
- (6) Hires, S. D. and Pochmara, G. L., *SAE Paper*, No. 760767 (1976).
- (7) 吉田・ほか 2 名, 機講論, No. 790-6 (昭 54-4), 114.