

# 2サイクルエンジンにおけるポート形状とエンジン性能との関係

## The Relationship Between Port Shape and Engine Performance for Two-Stroke Engines

木下久寿 Hisatoshi Kinoshita

本山 雄 Yuh Motoyama

●研究開発センター 基盤技術研究室

### 要旨

2サイクルエンジンのシリンダー内のガス流速を3次元で測定できるanemometric-testerを用い、シリンダのポート形状を変更した場合のポート形状とガス流れ、およびエンジン性能との関係を調査した。ポート形状は、その形状を決定づける因子の中から、エンジン性能に関係すると思われる因子を選択した。

本研究では、最大出力を発生するエンジン回転数11750 r/minにおける出力と、エンジン出力に少し谷が発生するエンジン回転数10000 r/minにおける出力の2つの運転条件について関係を調べた。その結果、最大出力にはシリンダの流量係数が、10000 r/minでの出力にはシリンダ内の上昇流の量が関係が深いことが明らかとなった。また、最大出力は主掃気ポートの対向掃気側壁の傾き角と、主掃気ポートの内側通路半径との相関が高く、10000 r/minにおける出力は最大出力の場合と相反する形状が良いこともわかった。

### 1 はじめに

2サイクルエンジンは比較的コンパクトで高出力であるという特徴を持っている。この特徴は動力源にとって、極めて重要なポイントである。2サイクルエンジンの多くの設計要素の中で、ポート形状はエンジン性能に影響を与える最も重要な因子の1つである。過去において、Jante<sup>(1)</sup>、Blair<sup>(2)(3)(4)</sup>、など多くの研究者<sup>(5)(6)</sup>が掃気の研究をしてきたが、ポート形状とエンジン性能の関係は明らかではなく、ポート形状の設計は経験によるところが大きかった。

本研究では、シリンダ内のガス流れを3次元計測できるanemometric-testerを用い、出力と流れ場の物理量、およびポート形状との関係を、実験計画法を適用して調査した。

### 2 試験装置とテスト仕様

#### 2.1 試験装置

本実験で用いたanemometric-testerはJante法を基本としてJaros<sup>(7)(8)</sup>によって開発された定常流試験器である。図1に装置概略を示す。

3次元のピトー管の圧力プローブはシリンダヘッドに設けられた溝を通してシリンダ内に挿入され、シリンダ内の動圧と静圧を測定する。

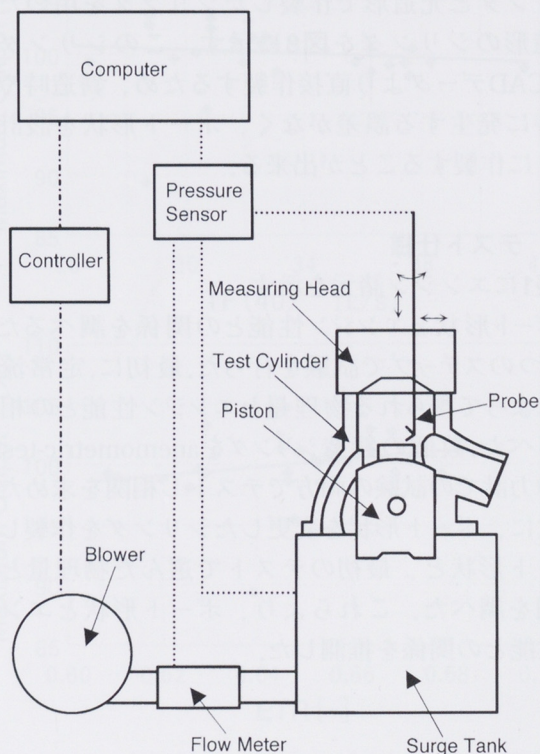


図1 anemometric-tester装置概略



シリンダヘッド上方の測定ヘッドにはモータが取り付けられており、プローブの垂直、水平、回転移動を可能にしている。従って、シリンダのほとんどのエリアで、3次元での流れベクトルの測定が可能である。ピストンは任意のポジションに設定することができる。本計測では、下死点相当の位置に設置し、試験を行った。

掃気プロセスはシリンダの下に位置するサージタンクに圧力をかけることにより行われ、全体の流量はベンチュリ型の流量計により測定される。図2はanemometric-testerの測定ヘッド部の写真である。

定常流試験により測定面上の速度分布（掃気図図4）と以下の物理量<sup>(8)</sup>が得られる。

- (1) 流量係数 (RFC)
- (2) トラップ効率 (ETR)
- (3) 充填効率 (PC)
- (4) 測定面上昇流の量 (TF)
- (5) 流速ベクトル

RFCは実際に流れた流量をシリンダ断面積と圧力差から計算される理論流量で除算した値であり、無次元化されている。以上の物理量の詳細を付録に記す。

定常流試験では実際にエンジンテストを行ったシリンダと光造形で作製したシリンダを用いた。光造形のシリンダを図3に示す。このシリンダは3D-CADデータより直接作製するため、鋳造時や加工時に発生する誤差がなく、ポート形状を設計値通りに作製することが出来る。

2.2 テスト仕様

表1にエンジン諸元を示す。

ポート形状とエンジン性能との関係を調べるために2つのステップで試験を行った。最初に、定常流試験によって得られる物理量とエンジン性能との相関を調べた。数個の鋳造シリンダをanemometric-testerと動力計での試験の両方でテストし相関を求めた。

次に、ポート形状を変更したシリンダを作製し、ポート形状と、最初のテストで選んだ物理量との相関を調べた。これらより、ポート形状とエンジン性能との関係を推測した。

表1 エンジン諸元

Type	Two-Stroke, Single Cylinder, Water Cooled	
Scavenge	Loop-Scavenge	
Bore	54.0	(mm)
Stroke	54.5	(mm)
Displacement	124.8	(cm³)
Exhaust Port Opening	83	(°A,BTDC)
Transfer Port Opening	115	(°A,BTDC)
Number of Transfer Port	5	

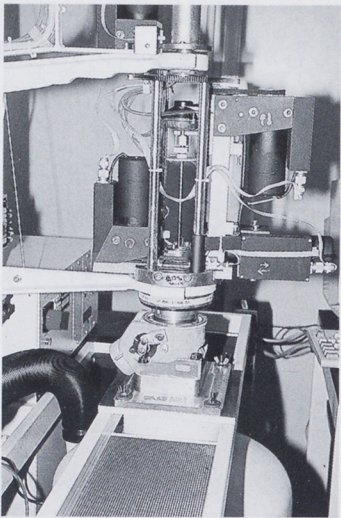


図2 anemometric-tester測定ヘッド

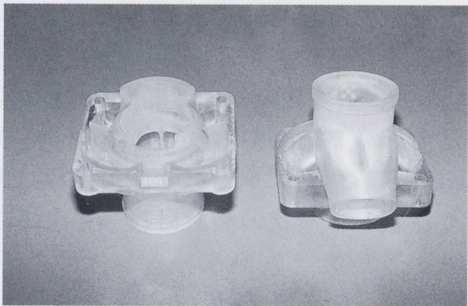


図3 光造形テストシリンダ

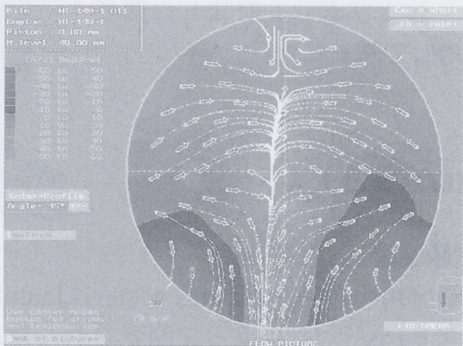


図4 掃気図



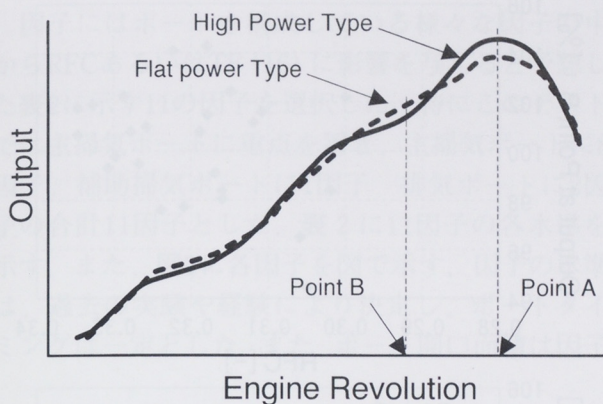


図5 2サイクルエンジンの出力特性

### 3 試験結果

#### 3.1 関連テスト

初めに、anemometric-testerの物理量とエンジン性能との関係を調査した。

2サイクルエンジンにおいて最大出力を得ようとした場合、図5に示すように最大出力発生回転数より少し低い回転域において出力の谷が発生する場合がある。この現象は車両の場合、ドライバビリティに影響を与えることになる。そこで、最大出力を発生するエンジン回転数11750 r/min (ポイントA)、出力の谷が発生するエンジン回転数10000 r/min (ポイントB)、の2つのエンジン回転数での出力と、anemometric-testerの物理量との関係を調べた。

##### 3.1.1 ポイントAにおける相関

anemometric-testerにおける物理量とポイントAにおける出力(最大出力)との相関を図6に示す。この図は、各測定シリンダにおける最大出力の平均値を100%とし、各シリンダでの出力と平均値との比と、各物理量との関係をプロットしたものである。実線は最小2乗法近似曲線である。

図から解るように、最大出力に対して、RFC、PCは相関が見られたが、TF (40)、ETRには相関が見られなかった。RFCとPCを比較すると、後者は分散が大きく、出力に対する傾きも小さい。従って、最大出力と最も相関のあるものとしてRFCを選んだ。なお、TF (40) はシリンダヘッド合い面から40mm下の水平面を通過し、ヘッドに向かうガス量である。この位置は掃気ポートタイミングから1.5mm上方にあり、TF (40) は全体の掃気量から直接排気ポートに吹き抜ける量を引いた上昇流の量を意味している。

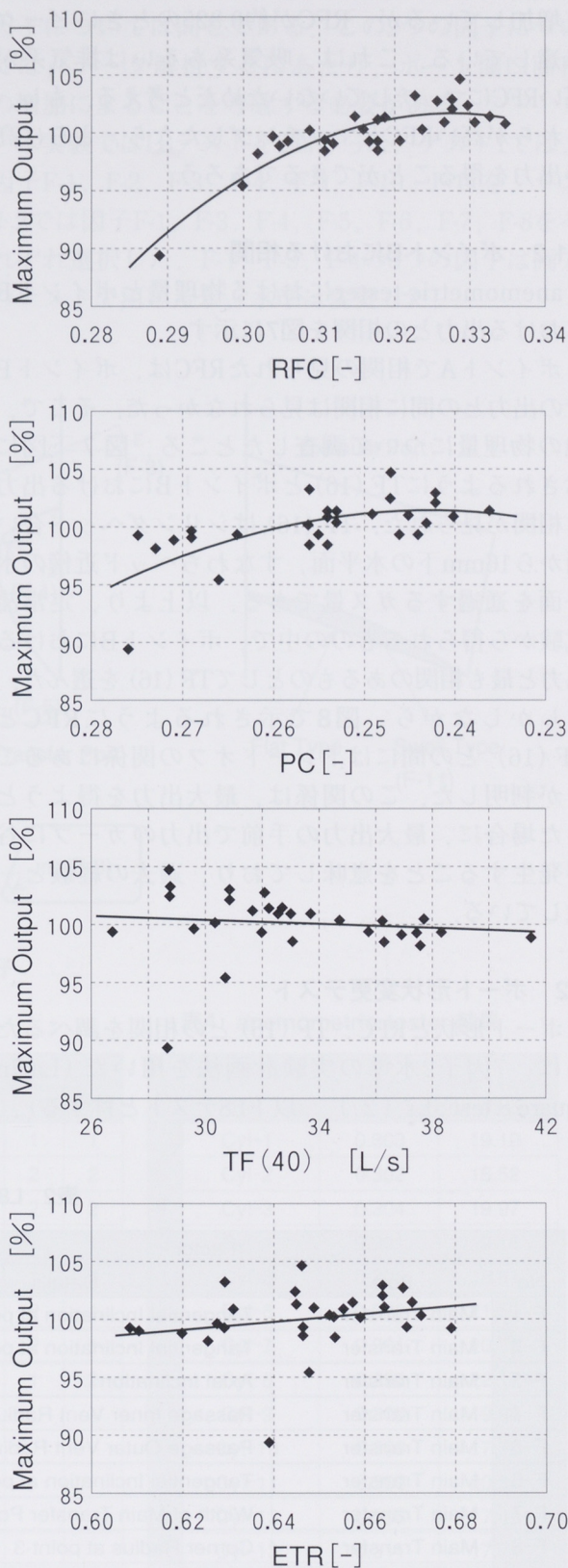


図6 ポイントAにおける相関



図6において、最大出力はRFCの増加にともなうて増加しているが、RFCが約0.325のときにピークに達している。これは、吸気系あるいは排気系が高いRFCにマッチしていないためだと考える。もし、これらが高いRFCとマッチングしたなら、さらに高い出力を得ることができるであろう。

3.1.2 ポイントBにおける相関

anemometric-testerにおける物理量とポイントBにおける出力との相関を図7に示す。

ポイントAで相関の見られたRFCは、ポイントBでの出力との間に相関は見られなかった。そこで、他の物理量について調査したところ、図7下図に示されるようにTF (16) とポイントBにおける出力に相関が見られた。TF (16) はシリンダヘッド合い面から16mm下の水平面、すなわちヘッド近傍の水平面を通過するガス量である。以上より、定常流試験から得られるものの中で、ポイントBにおける出力と最も相関のあるものとしてTF (16) を選んだ。

しかしながら、図8で示されるようにRFCとTF (16) との間にはトレードオフの関係にあることが判明した。この関係は、最大出力を得ようとした場合に、最大出力の手前で出力のカーブに谷が発生することを意味しており、過去の経験と一致している。

3.2 ポート形状変更テスト

ポート形状とRFC、TF (16) との相関を調べるために、7因子2水準の実験計画法を用いた (Latin square 8 test : L<sub>8</sub> (2<sup>7</sup>) 以下L8テストと称する)。

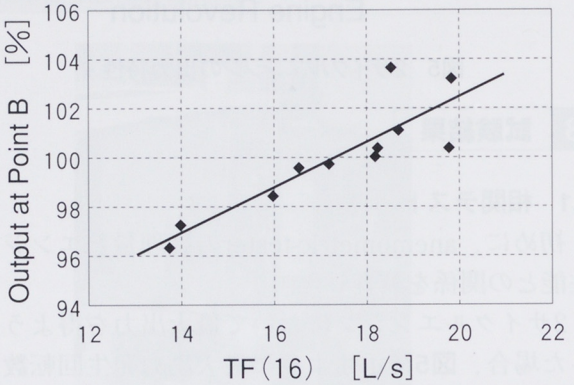
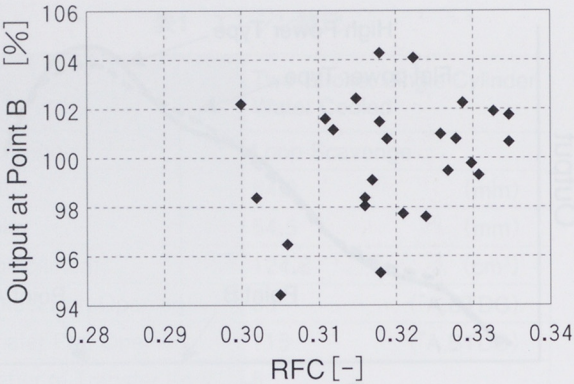


図7 ポイントBにおける相関

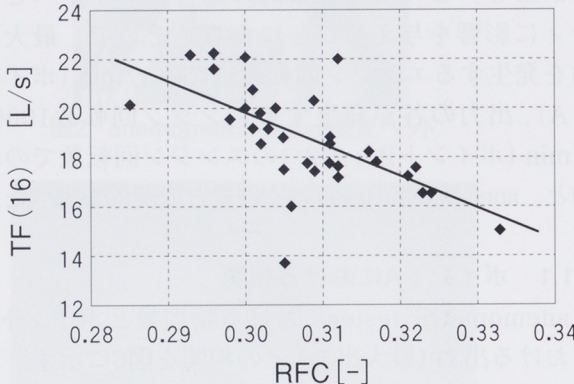


図8 RFCとTF (16) との関係

表2 L8テストの因子と水準

Factor			Test 1		Test 2	
No.	Port	Details	Level 1	Level 2	Level 1	Level 2
F-1	Main Transfer	Tangential Inclination at point-1 ( $\zeta_1$ )	66 deg.	61 deg.	63 deg.	69 deg.
F-2	Main Transfer	Tangential Inclination at point-2 ( $\zeta_2$ )	39.5 deg.	35 deg.		
F-3	Main Transfer	Axial Inclination ( $\epsilon$ )	25 deg.	29 deg.	23 deg.	27 deg.
F-4	Main Transfer	Passage Inner Vent Radius ( $r_1$ )	13.5 R	6 R	11 R	15 R
F-5	Main Transfer	Passage Outer Vent Radius ( $r_2$ )			53.1 R	55 R
F-6	Main Transfer	Tangential Inclination at point-3 ( $\zeta_3$ )			21.8 deg.	26.8 deg.
F-7	Main Transfer	Width of Main Transfer Port ( $\Delta W$ )			STD	+0.8 mm
F-8	Main Transfer	Corner Radius at point-3 ( $r_c$ )			4R	3R
F-9	Auxiliary	Auxiliary Transfer Type	Type 1	Type 2		
F-10	Exhaust	Maximum Width of Exhaust Duct ( $W_E$ )	56.5 mm	59.5 mm		
F-11	Exhaust	Shape of Lower Part	STD	Swell Type		



因子にはポートを構成している様々な因子の中からRFCあるいはTF (16) に影響を与えると予想した表2に示す11の因子を選択した。特にこのテストでは主掃気ポートに重点を置き、主掃気ポートに8因子、補助掃気ポートに1因子、排気ポートに2因子の合計11因子とした。表2に11因子の各水準を示す。また、図9に各因子を図で示す。因子の水準は、過去の実験や経験により決定し、ポートタイミングは一定とした。また、ポート開口面積は因子

F-7で1.3%、F-8で2.1%増加しているが、それ以外の因子については同じである。この2つの因子については、データ解析するにあたり、ポート開口面積の増加によることを考慮する必要がある。

本実験ではL8テストを2回行った。テスト1では、因子F-1、F-2、F-3、F-4、F-9、F-10、F-11を、テスト2では因子F-1、F-3、F-4、F-5、F-6、F-7、F-8をそれぞれ選択した。F-1、F-3、F-4の3つの因子は両方のテストで用いたが、水準は変更した。

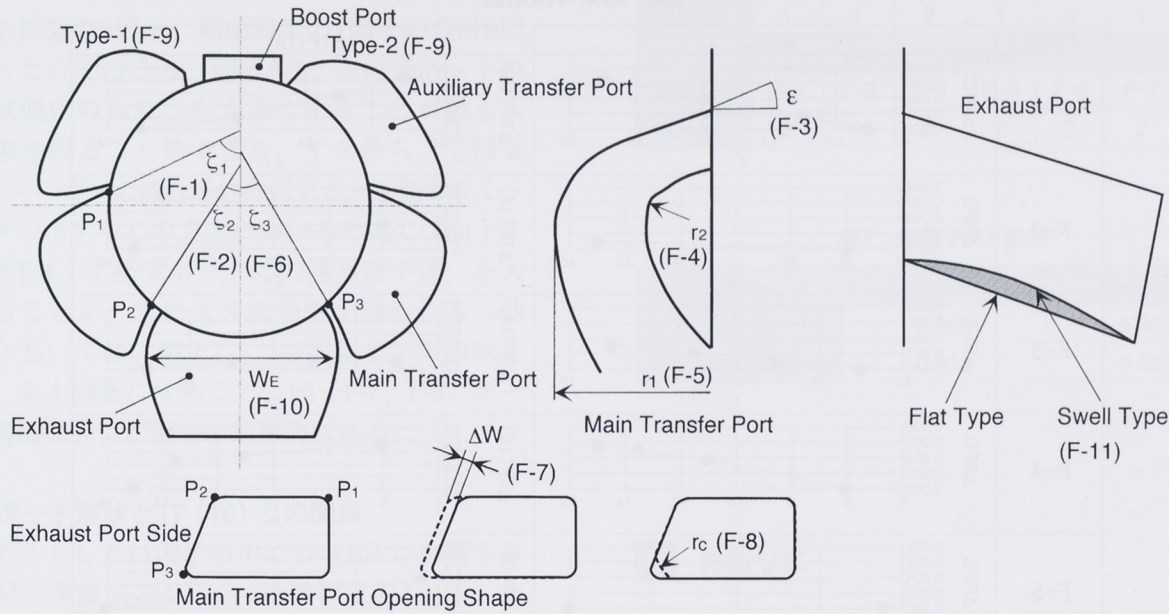


図9 テスト因子

表3 直行表

	Cylinder No.	Factor										
		F-1	F-2	F-3	F-4	F-5	F-6	F-7	F-8	F-9	F-10	F-11
TEST 1	Cyl-1	1	1	1	1					1	1	1
	Cyl-2	1	1	1	2					2	2	2
	Cyl-3	1	2	2	1					1	2	2
	Cyl-4	1	2	2	2					2	1	1
	Cyl-5	2	1	2	1					2	1	2
	Cyl-6	2	1	2	2					1	2	1
	Cyl-7	2	2	1	1					2	2	1
	Cyl-8	2	2	1	2					1	1	2
TEST 2	Cyl-9	1		1	1	1	1	1	1			
	Cyl-10	1		1	1	2	2	2	2			
	Cyl-11	1		2	2	1	1	2	2			
	Cyl-12	1		2	2	2	2	1	1			
	Cyl-13	2		1	2	1	2	1	2			
	Cyl-14	2		1	2	2	1	2	1			
	Cyl-15	2		2	1	1	2	2	1			
	Cyl-16	2		2	1	2	1	1	2			

表4 anemometric-tester 結果

	Cylinder No.	RFC	TF (16)
TEST 1	Cyl-1	0.303	19.12
	Cyl-2	0.302	18.52
	Cyl-3	0.304	19.97
	Cyl-4	0.301	19.16
	Cyl-5	0.305	18.81
	Cyl-6	0.296	21.59
	Cyl-7	0.301	20.75
	Cyl-8	0.293	22.17
TEST 2	Cyl-9	0.300	19.98
	Cyl-10	0.308	17.70
	Cyl-11	0.309	20.30
	Cyl-12	0.305	17.49
	Cyl-13	0.311	17.71
	Cyl-14	0.312	17.14
	Cyl-15	0.309	17.40
	Cyl-16	0.312	17.60

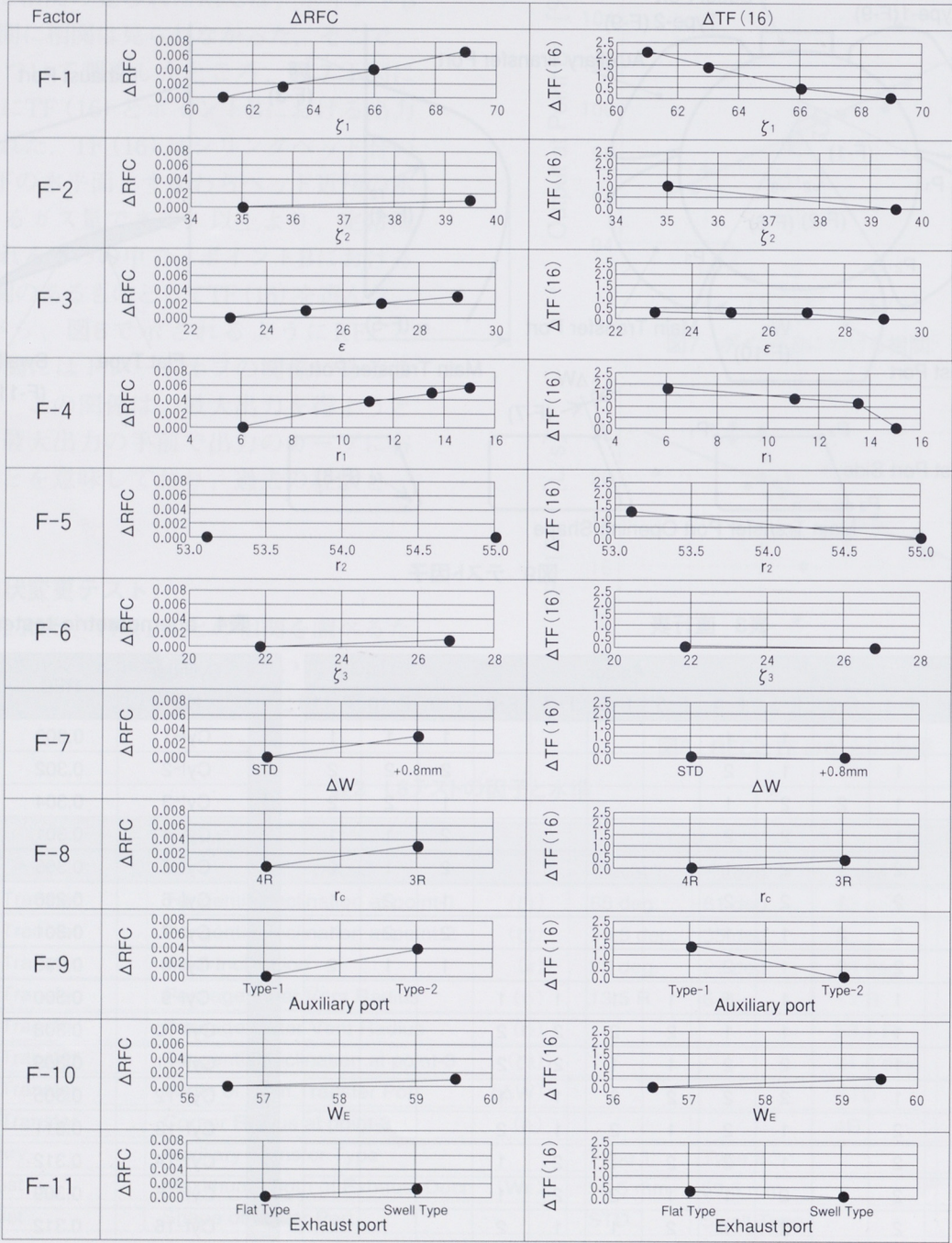


表3の直行表により因子と水準を決定し、各テストごとに8つのシリンダを設計し、光造形にて作製した。

16個のシリンダのanemometric-tester測定結果、RFCとTF (16) を表4に示す。16個のシリンダの中で、RFCの最大値はCyl-14とCyl-16での0.312であった。しかしながら、Cyl-14はTF (16) では最小値であった。各因子の効果の推定値は表4の結果より計算にて求まる。

表5は2つのテストで得られた結果を、効果の推定値でまとめたもので、ポート形状の性能に対する影響を推測することができる。例えば因子F-1において、主掃気ポートの補助掃気側壁の角度 $\zeta_1$ を61度から69度まで変更した場合、RFCは0.0065増加することが推定されるが、反対にTF (16) については2.1減少することが推定される。

表5 効果の推定値





この表からも明らかなようにRFCとTF (16) にはトレードオフの関係が強く、両方とも、あるいはどちらか一方だけ影響を与えるのはF-5、F-7、F-8、F-10の4つである。そのうちF-7、F-8はポート開口面積が増加していることによると考えられる。また、因子F-5、F-10の2つの因子については影響は小さい。

3.2.1 ポート形状とRFCとの関係

今回テストした11因子の中でRFCに影響を与えたのが、主掃気の5因子、補助掃気の1因子の合計6因子であった。そのうち、因子F-1：主掃気ポートの補助掃気側壁の角度、を大きくすることが最も大きな効果を得ることができる。すなわち、主掃気ポートからのガスの流れを対向掃気ポート側でなく、シリンダのボア中心の方向に向けるとRFCは向上する。因子F-4：主掃気ポートの内側通路半径、を大きくすることが、次に大きな効果を得られる。他の因子においては、因子F-3：主掃気ポートの吹き上げ角、を上向きにすること、因子F-7、F-8：ポート開口面積拡大、がRFCに効果的である。

3.2.2 ポート形状とTF (16) との関係

今回テストした11因子の中でTF (16) に影響を与えたのが、主掃気の4因子、補助掃気の1因子、合計5因子であった。そのうち、因子F-1：主掃気ポートの補助掃気側壁の角度、を小さくすることが最も大きな効果を得ることができる。また、因子F-4：主掃気ポートの内側通路半径、を小さくすることが次に大きな効果を得られる。また、因子F-2、F-5もTF (16) に効果的である。

ここで、3つの因子、F-1、F-4、F-9、がRFCとTF (16) の両方に大きな影響を与えることがわかったが、これらは互いに相反する形状を要求しており、注意する必要がある。

4 検証テスト

今回の実験計画法において各因子の独立性を調べるために、RFCが最も高くなる水準を各テストごとに選んでシリンダを作製しanemometric-testerにて測定した。表6に示すように、Cyl-Aはテスト1、Cyl-Bはテスト2でRFCが最大となると予測された

水準を選択した。  
RFCの測定結果を表7に示す。Cyl-A、Cyl-Bとも実験計画法から予測できる値に近い測定値が得られた。このことは、今回選択した因子が独立であることを示している。

表6 検証テスト選択水準

Cyl-A (Test-1)							
Factor	F-1	F-2	F-3	F-4	F-9	F-10	F-11
Level	1	1	2	1	2	1	2
Cyl-B (Test-2)							
Factor	F-1	F-3	F-4	F-5	F-6	F-7	F-8
Level	2	2	2	2	2	2	2

表7 検証テスト結果

Cylinder	Estimation	Measured
Cyl-A	0.309	0.309
Cyl-B	0.313	0.312

5 おわりに

3次元の anemometric-testerを用い、2サイクルエンジンのポート形状とシリンダ内のガス流れ、エンジン性能の関係を調べ、次の結論が得られた。

- (1) 定常流試験器でのシリンダの流量係数が高いシリンダは最大出力が高い。
- (2) 定常流での流量係数を上げるには、主掃気ポートの流れがシリンダのボア中心付近に向けること、主掃気ポートの内側通路半径を大きくすることが有効である。
- (3) 最大出力よりやや低い回転数において出力の谷が生じる場合、シリンダ内のヘッドに向かう上昇流を増やすことは出力の谷の改善に有効である。しかし、この上昇流の量とシリンダの流量係数との間にはトレードオフの関係がある。
- (4) 掃気ポートを形成する寸法因子は、流量係数に対して互いに独立しており、実験計画法で得られた効果の推定値を加算して総合的な効果を予測することができる。



## ■参考文献

- (1) A. Jante, "Scavenging Flow Ducts of 3-Cyl 2-Stroke Cycle Engines". SAE paper 680468
- (2) G. P. Blair, "Studying Scavenge Flow in a Two-Stroke Engine". SAE paper 750752
- (3) G. P. Blair and R. G. Kenny, "Further Developments in Scavenging Analysis for Two-Stroke Engines". SAE paper 800038
- (4) G. P. Blair and R. G. Kenny, "Further Developments in Scavenging Analysis for Two-Stroke Engines". SAE paper 800038
- (5) M. Nuti and L. Martorano, "Short-Circuit Ratio Evaluation in the Scavenging of Two-Stroke S.I. Engines". SAE paper 850177
- (6) D. Plohberger, L.A. Mikulic and K. Landfahrer, "Development of a Fuel Injected Two-Stroke Gasoline Engine". SAE paper 880170
- (7) K. Jaros, "Eine neue Methode zur Bemessung und Bewertung der Spulvorgänge bei Zweitaktmotoren". Kraftfahrzeugtechnik, Berlin 36 (1986) 6
- (8) K. Jaros, "Anemometric Tester Operation instruction".

## ■付録 anemometric-tester物理量詳細

## (1) RFC 流量係数 (—)

このテストで用いる流量係数は、式 (1) に示されるように、実際にシリンダを流れた流量を、シリンダ内径と差圧より求められる計算流量で除算したものである。

$$RFC = Q_{mer} / Q_{leo} \quad (1)$$

$$Q_{leo} = \frac{\pi D^2}{4} \times \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (2)$$

ここで、 $Q_{mer}$  - 実測流量 (m<sup>3</sup>/s)  
 $Q_{leo}$  - 計算流量 (m<sup>3</sup>/s)  
 $\rho$  - シリンダ内空気密度 (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\Delta p$  - シリンダ差圧 (Pa)  
 $D$  - シリンダ内径 (m)

## (2) ETR 計算上のトラップ効率 (%)

トラップ効率は、水平面で測定した軸方向の速度ベクトルを使って計算する。計算式を式 (3) に示す。

$$ETR = \left( \frac{\sum \Delta S v_a \omega}{\sum \Delta S v_a} \right) \times 100 \quad (3)$$

ここで、 $\omega$  - 変換係数値 (—)

$V_a$  - 軸方向速度 (m/s)

$\Delta S$  - 計算における微少面積 (m<sup>2</sup>)

変換係数  $\omega$  は、図10で示されるように与えられる。シリンダ壁に近いほど、 $\omega$  係数が大きくなる。また、排気ポート側ほど  $\omega$  係数が小さい。

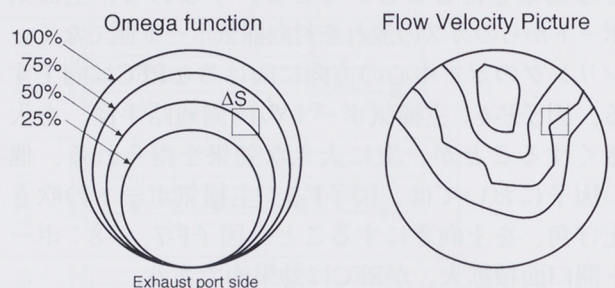


図10 トラップ効率計算概念

## (3) PC 充填効率 (—)

充填効率は、式 (4) で示すように流量係数 (RFC) とトラップ効率 (ETR) の積で求められる。

$$PC = ETR \times RFC \quad (4)$$

## (4) TF (x) 測定面上昇流の量 (L/s)

シリンダヘッド合面から x mm 下がった水平面で測定したときの測定面を通過する上昇流の量である。

## ● 著者



木下久寿



本山 雄