



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	往復式内燃機関の主要諸元と性能の推移に関する一調査
Author(s)	宮本, 登; Miyamoto, Noburu; 小川, 英之 他
Citation	北海道大學工学部研究報告, 151, 1-9
Issue Date	1990-07-30
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/42241
Type	departmental bulletin paper
File Information	151_1-10.pdf



往復式内燃機関の主要諸元と性能の推移に関する一調査

宮本 登 小川 英之
山崎 賢治 千葉 茂男*

(平成 2 年 3 月 27 日現在)

Recent Trends in Specifications and Performance of Reciprocating Internal Combustion Engines

Noboru MIYAMOTO, Hideyuki OGAWA,
Kenji YAMAZAKI and Shigeo CHIBA
(Received March 27, 1990)

Abstract

There are numerous details in the specifications and performance of internal combustion engines produced recently in Japan, and there have been remarkable changes with the demand for higher power output, lower fuel consumption, and cleaner exhaust emissions.

This report investigated data for all types of internal combustion engines produced in 1988 and 1983 to analyze the changes in performance and design factors. The results indicated a number of advantageous features to assist in the design and research of internal combustion engines.

1. ま え が き

往復式内燃機関は、その動力特性が優れていることから、輸送用動力源を中心として長年に亘って広範に利用されて来ているが、近年の加工、あるいは新素材といった高度技術の急速な進展の中にあつて、高性能化、省エネルギー化、および高環境適合化などが更に進みつつある。著者らは、前報において 1983 年における国産内燃機関の主要な諸元および性能に関するデータをパーソナルコンピュータ (NEC 製 PC-9801) を用いて整理解析することによって、種々の諸元と性能の相互関係を明らかにした¹⁾。

本報告では、1988 年の資料を追加解析することにより、過去 5 年に亘る、国産内燃機関の各種性能および諸元の推移を明らかにするとともに、内燃機関の設計はもとより、その利用と評価を行うための基礎的な一資料を提供したいと考えている。

2. 調査の対象機関とその形式数および用途

本報告では、1983 年版²⁾と 1988 年版³⁾の内燃機関データブックに掲載されている国産往復式内

表1 分類・用途別機関形式数

(1988年)

		自動車用	船 用	工業用	農業用	農・工両用	鉄 道 用	船・工両用	汎 用	用途不明	計(占有率%)
小形4サイクル ディーゼル	直 噴	113	536	435	3	50	21	159	0	152	1469(21.6)
	予 室	0	43	51	0	10	35	18	0	26	183(2.7)
	渦 室	99	31	157	18	135	3	18	0	30	491(7.2)
	小 計	212	610	643	21	195	59	195	—	208	2143(31.5)
小形4サイクルガソリン		328	6	71	—	—	—	—	34	69	508(7.4)
中・大型4サイクルディーゼル		—	96	37	—	—	—	252	—	207	592(8.7)
大型2サイクルディーゼル		—	3192	—	—	—	—	—	—	144	3336(48.9)
小形2サイクルガソリン		36	68	61	—	—	—	—	40	36	241(3.5)
計 (占有率%)		576 (8.4)	3912 (58.2)	812 (11.9)	21 (0.3)	195 (2.9)	59 (0.9)	447 (6.5)	74 (1.1)	664 (9.7)	6820 (100)

(1983年)

		自動車用	船 用	工業用	農業用	農・工両用	鉄 道 用	船・工両用	汎 用	用途不明	計(占有率%)
小形4サイクル ディーゼル	直 噴	59	229	149	8	27	20	118	5	253	868(18.5)
	予 室	9	32	69	0	11	24	3	3	25	176(3.8)
	渦 室	49	40	31	38	101	0	6	12	46	323(6.9)
	小 計	117	301	249	46	139	44	127	20	324	1367(29.2)
小形4サイクルガソリン		237	2	34	—	—	—	—	36	64	373(8.0)
中・大型4サイクルディーゼル		—	90	21	—	—	—	176	—	227	514(11.0)
大型2サイクルディーゼル		—	1977	—	—	—	—	—	—	254	2231(47.7)
小形2サイクルガソリン		37	43	88	—	—	—	—	—	328	196(4.2)
計 (占有率%)		391 (8.4)	2413 (51.5)	392 (8.4)	46 (1.0)	139 (3.0)	44 (0.94)	303 (6.5)	56 (1.2)	897 (19.2)	4601 (100)

燃機関を調査対象とした。

表1に1983年度と1988年度とにおける、用途別機関形式数を示す。両表に見られるように、機関形式数は1983年に4,681種であったが、5年間で2,200種ほど増加し、1988年では6,820種となっている。機関の用途別に増加をみると、とくに大型2サイクルディーゼルの主体とする船用機関が1,500種、次いで小形ディーゼル機関を主体とした工業用機関が500種、自動車用機関が180種のそれぞれ増加となっている。自動車用機関180種増加の内訳は、小形4サイクルディーゼル機関とガソリン機関とがほぼ同数の増加である。一方、機関別にみると、5年間での増加は、大型2サイクルディーゼル機関の1,100種、小形4サイクルディーゼル機関の770種、そして小形4サイクルガソリン機関の120種が主たるものである。小形4サイクルディーゼル機関に注目すると、直接噴射式と渦室式が大幅に増加しているのに対して、予燃焼室式は微増に留まり、とくに自動車用機関では1983年に9種あったものが、1988年にはすべて姿を消している。また渦室式はディーゼル乗用車の普及にともない、自動車用機関において倍増しており、小形高速ディーゼル機関としての位置づけがより明確になっている。

なお、本報告ではボア301mm以上を中、大型機関、それ以下を小形機関として分類した。

3.1 各種主要諸元と機関回転速度との関係

まず最初に、各種諸元と機関回転速度との総括的な関連について述べる。なお、この場合の回転速度は、原則として最大出力時における値を採用することとし、これが不明な場合は定格出力時のものを、それも不明の場合は過負荷定格出力時のものを用いた。また、各図中のS Iはガソリン機関 (Spark Ignition Engines)、C Iはディーゼル機関 (Compression Ignition Engines)、

Largeは大形機関，Directは直接噴射式機関，Preは予燃焼室式機関，そしてSwirlは渦室式機関をそれぞれ表す。

図1に，全ての内燃機関を対象に，シリンダ径と回転速度との関係を示す。図において，この5年間にとくに2サイクルガソリン機関を主体とした12,000 rpmを越える高速機関が出現している一方，4,000 rpm以下の回転数域でシリンダ径が若干小さくなってきた高速ディーゼル機関も機種としては増加傾向が明らかにみられる。

一方図2に，小形4サイクル機関のシリンダ径と回転速度との関係を示す。ガソリン機関については，この5年間でシリンダ径の分布に大きな変化は認められないが，回転速度の範囲が一層拡大されてきているのがわかる。一方，直接噴射式ディーゼル機関では回転速度の高い場合ほど，5年前に比べてピストン径が減少して来ている傾向が認められる。これは，小形ディーゼル機関の開発が進んだ結果と考えられる。

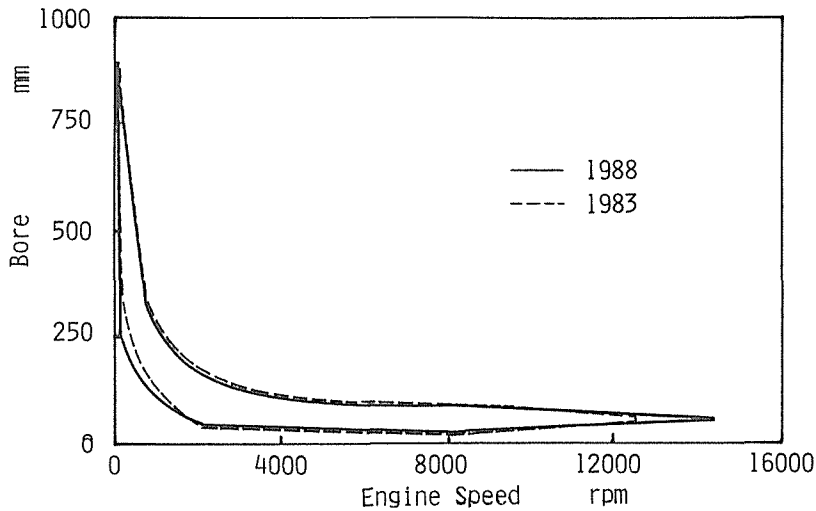


図1 全種の内燃機関のシリンダ径と回転速度

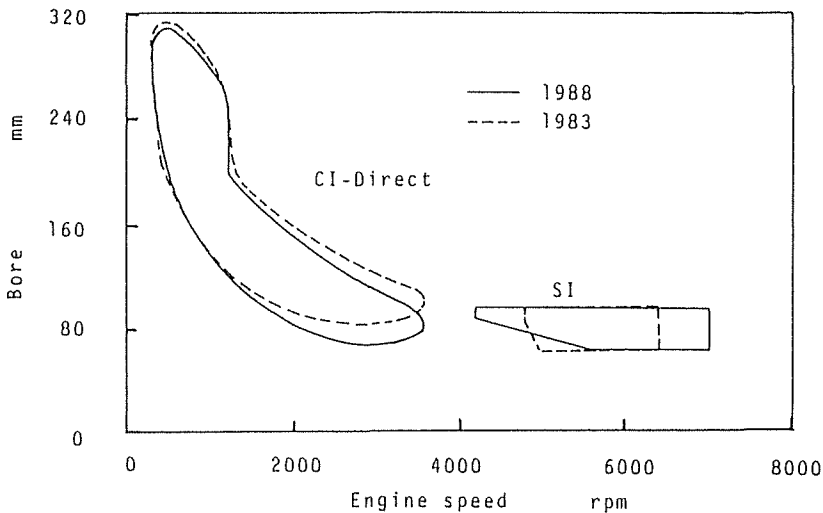


図2 小形4サイクル機関のシリンダ径と回転速度

図3に小形機関のボア/ストローク比と回転速度の関係を示す。ボア/ストローク比 (B/S比) は、機関形式にかかわらず、またガソリン機関およびディーゼル機関を一括してみた場合、回転速度が高くなるとともに増加する傾向が若干ながら認められるが、大部分が0.8~1.2の範囲に分布しており、年代による差は比較的小さい。ただし、ガソリン機関においては、ほぼ5,500 rpm以上の高速回転域で、B/S比の減少が明らかにみられる。

図4に、大形ディーゼル機関を含む直接噴射式ディーゼル機関とガソリン機関における平均ピストン速度と機関回転速度との関係を示す。この5年間において特に大形ディーゼル機関で、しかもピストン速度が15 m/s以上のロングストローク型機関が姿を消している。小形ディーゼル機関(直接噴射式機関)でも、1,000 rpm以上の回転速度域においてピストン速度の小さい機関が増加しているが、前述のようにこの種の機関では、5年前に比べてB/S比が余り変わっていない

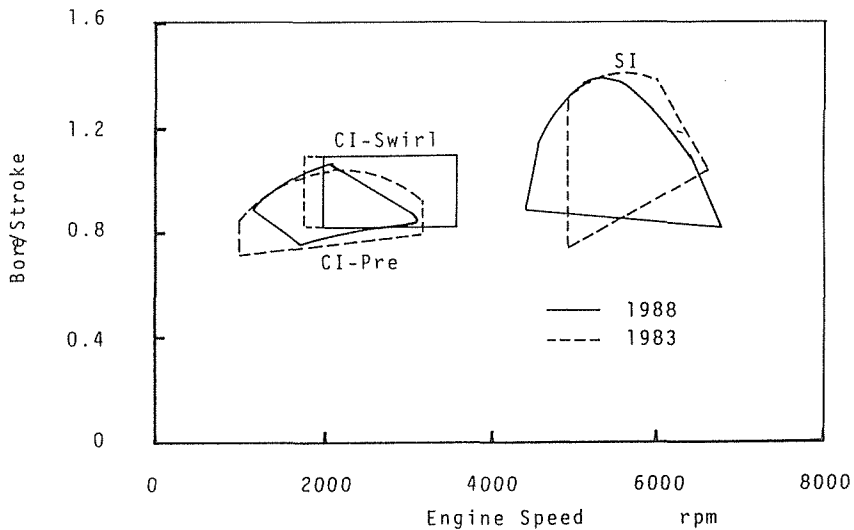


図3 小形4サイクル機関のボア/ストローク比と回転速度

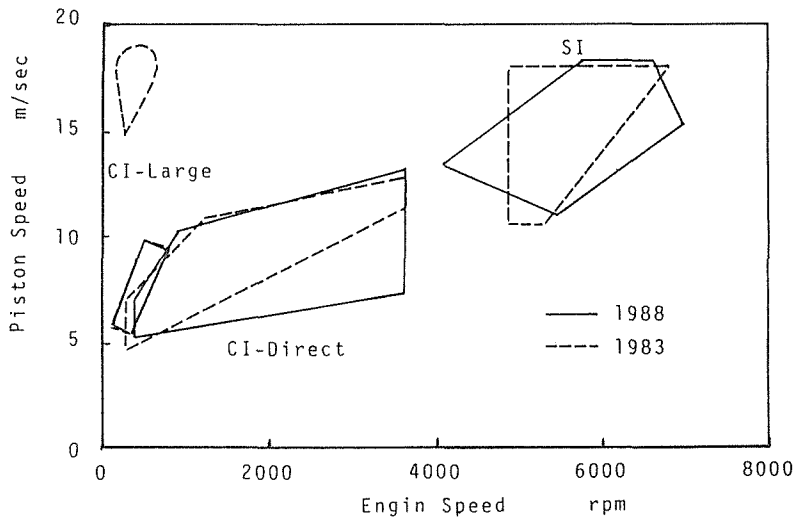


図4 平均ピストン速度と機関回転速度

ので、このようなピストン速度の減少は、より小形の機関が増加したと解釈すべきであろう。一方ガソリン機関では高速化する傾向が若干みられる他に、5,500 rpm 以上の高回転域で平均ピストン速度が小さめになっている機種が増加してはいるが、その程度は大きくはない。なお、平均ピストン速度は、ディーゼル機関の場合 5~12 m/s、またガソリン機関では 10~18 m/s の範囲である。

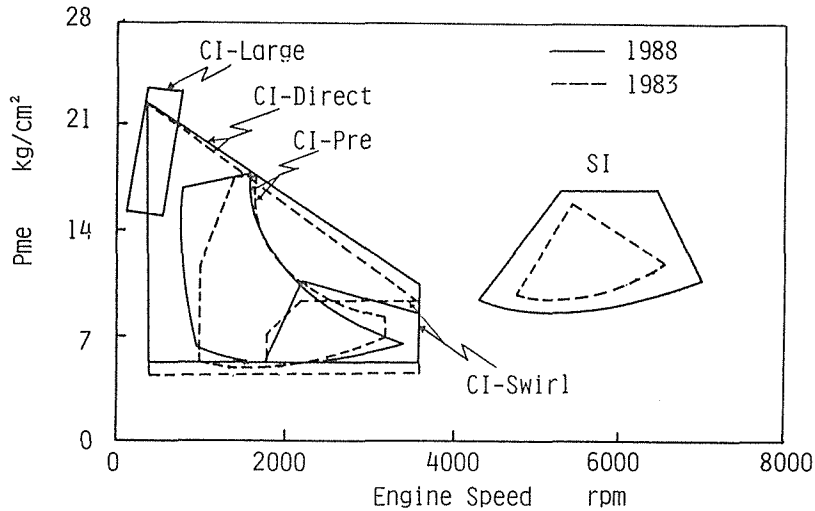


図5 正味平均有効圧と回転速度

図5に、正味平均有効圧と回転速度との関係を示す。この5年間で、とくに直接噴射式ディーゼル機関において、正味平均有効圧の向上が若干ながら認められるほか、予燃焼式ディーゼル機関でも、機関回転速度1,000 rpm程度のものが新たに現れ、その正味平均有効圧は17 kg/cm²にも達するものがある。一方、ガソリン機関では機関回転速度、および正味平均有効圧の範囲が共に拡大している。これは、近年ガソリン機関が自動車用および工業用として更に広く利用され、その性能に対する要求が増大したことによるものと思われる。なお、これらのデータは過給の有無で分けることなく、全ての場合を含んでいるが、現段階での正味平均有効圧は、ディーゼル機関において5~24 kg/cm²、ガソリン機関で8~16 kg/cm²の範囲となっている。正味平均有効圧が高い大部分の機関については、過給あるいは吸気冷却を施す装置を有しているが、詳細は3.2節で述べる。

図6は、正味燃料消費率と回転速度との関係を示している。図から、この5年間でガソリン機関では正味燃料消費率が増加している機種も増えていることがわかる。とくに自動車用機関では、高効率化への要求が強いことから考えて、これはむしろ工業用機関の増加にともなう現象とも考えられる。また、直接噴射式および渦室式のディーゼル機関における、とくに低および中回転速度の機関で正味燃料消費率が改善されている機種が増加してきたことも明らかである。

一方、小形ディーゼル機関に注目してみると、無過給よりは過給において、また通常の過給よりも吸気冷却を施した過給において、それぞれ正味燃料消費率が全般的に良くなっているが、この点に関する定量的関係については、この5年間で大きく変化していない。

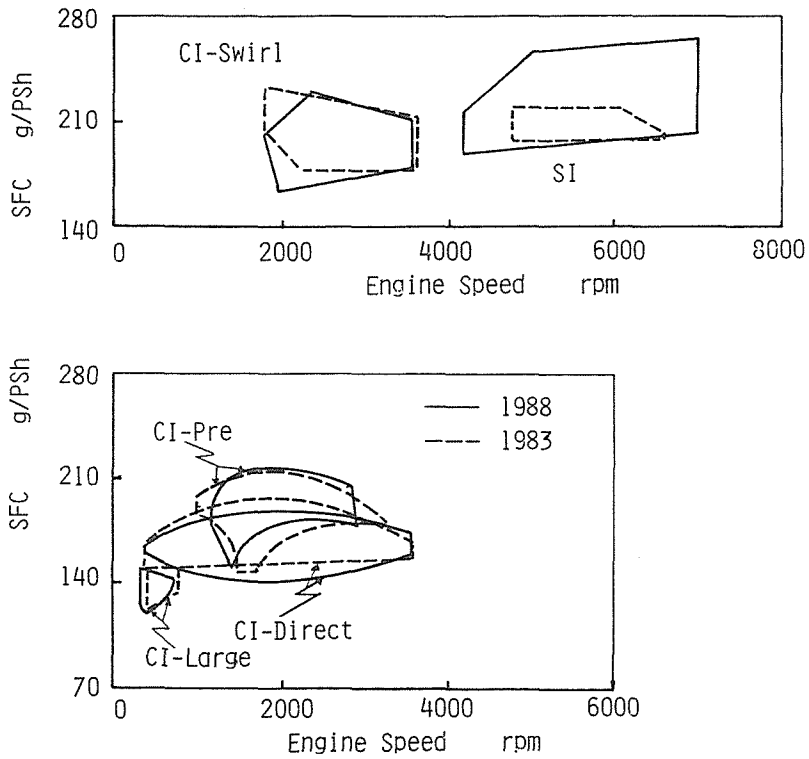


図6 正味燃料消費率と回転速度

3.2 各種主要諸元と圧縮比との関係

次に、各種機関諸元と圧縮比との関連について述べる。まずシリンダ径と圧縮比の関係を図7に示す。この5年間の著しい変化は、とくに直接噴射式ディーゼル機関においてみられる。つまり、圧縮比の増加にともなってシリンダ径が減少している点は変わらないものの、そのシリンダ

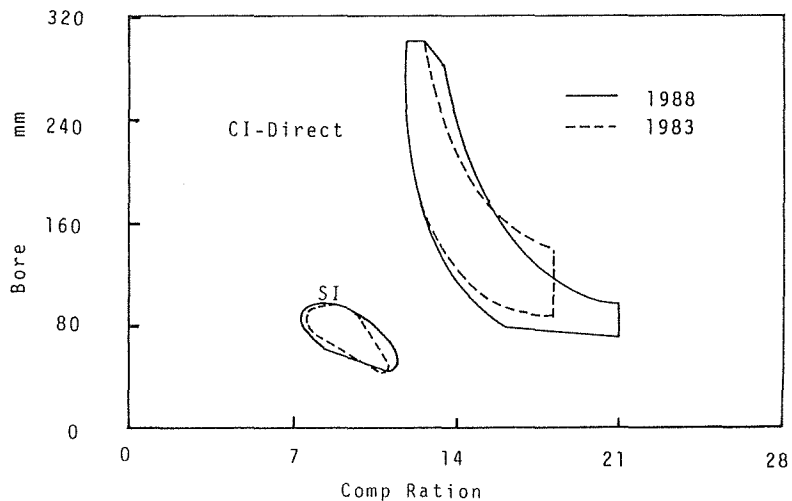


図7 小形4サイクル機関のシリンダ径と圧縮比の関係

径が比較的小さい機関において、圧縮比の高いものが著しく増加したことである。これは、小形ディーゼル機関の増加ならびに、圧縮比増加による正味燃料消費率および始動性の改善が図られたこととともなう現象と言えよう。一方、ガソリン機関では従来との大きな差異は認められない。すなわち、ガソリン機関においても、圧縮比の増加にともなってシリンダ径が減少する傾向がみられ、5年前そして現在も、シリンダ径は概ね40~90 mm、そして圧縮比は7~11程度の範囲にそれぞれ分布している。

図8は、小形ディーゼル機関について正味平均有効圧と圧縮比との関係を過給及び吸気冷却の有無によって分類したものである。図にみられるように、小形ディーゼル機関におけるこの5年間の変化は、とくに無過給の直接噴射式機関において高圧縮比化が進んだこと、ならびにその正味平均有効圧が若干高くなったことなどであり、他に余り大きな変化は認められない。なお、過給およびそれと吸気冷却を施すことなどにより、正味平均有効圧は圧縮比の低下にともなって増加しているが、その値は概ね表2の通りである。

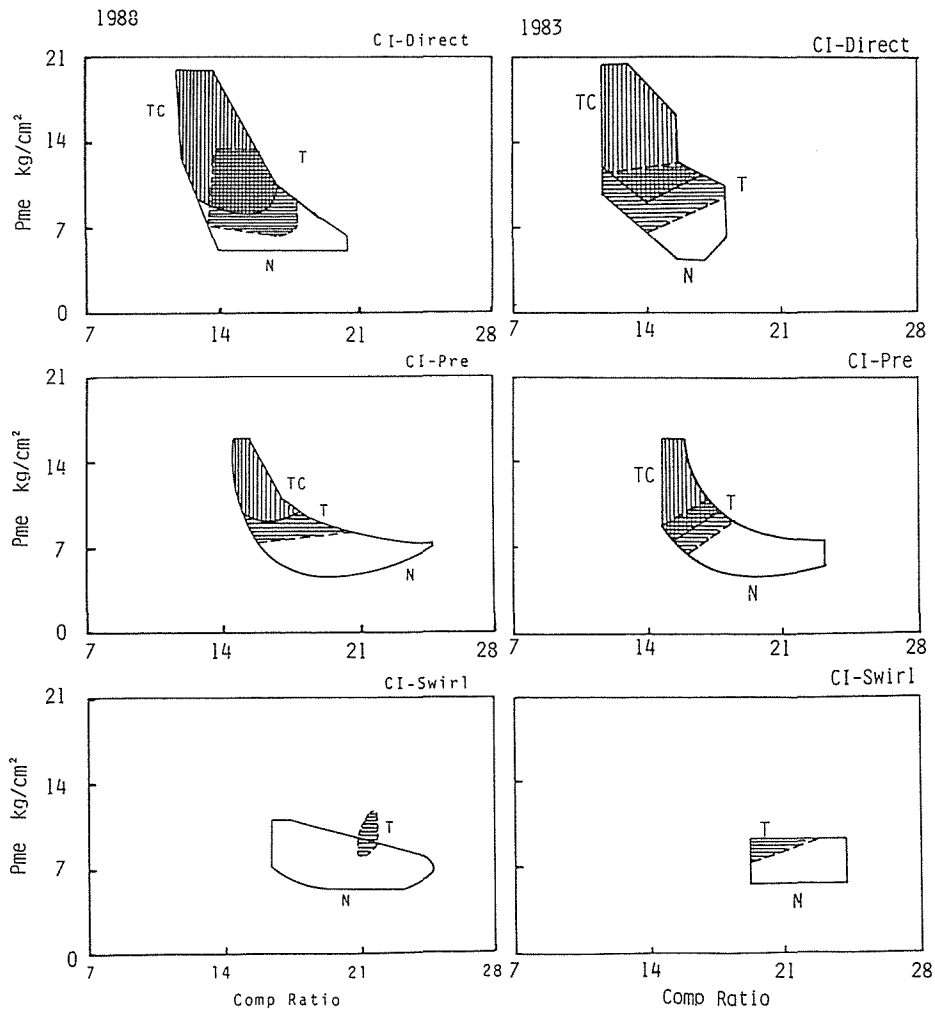


図8 小形ディーゼル機関の正味平均有効圧と圧縮比
(過給および給気冷却の有無による差)

一方図9に、正味燃料消費率と圧縮比との関係を示す。図から、ディーゼル機関ではその燃焼室形式の如何にかかわらず、熱効率が改善されてきているのに対し、ガソリン機関では5年前に比べてむしろ熱効率が悪化している機種もかなり多くなっている。なお、とくにディーゼル機関では、全般的に圧縮比が低いほど燃料消費率が良くなる傾向がみられるが、これは圧縮比の低下にともなって、渦室式から直接噴射式へ、また大形ディーゼルへと変わっていること、更に、高過給化が進むこと、などにそれぞれよるものと考えられる。

また図10に、燃料消費率と比出力との関係を示す。図においては、性能値が左方へ寄るほど高

表2 小形ディーゼル機関の燃焼室別圧縮比範囲

	無 過 給	過 給	過給+給気冷却
直接噴射式	5~9	7~14	8~20
予燃焼室式	5~8	8~9	9~16
渦室式	5~10	8~12	—

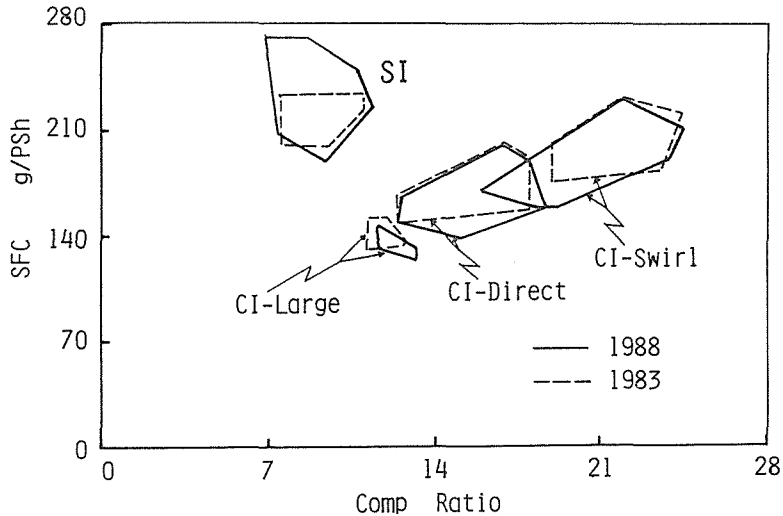


図9 正味燃料消費率と圧縮比

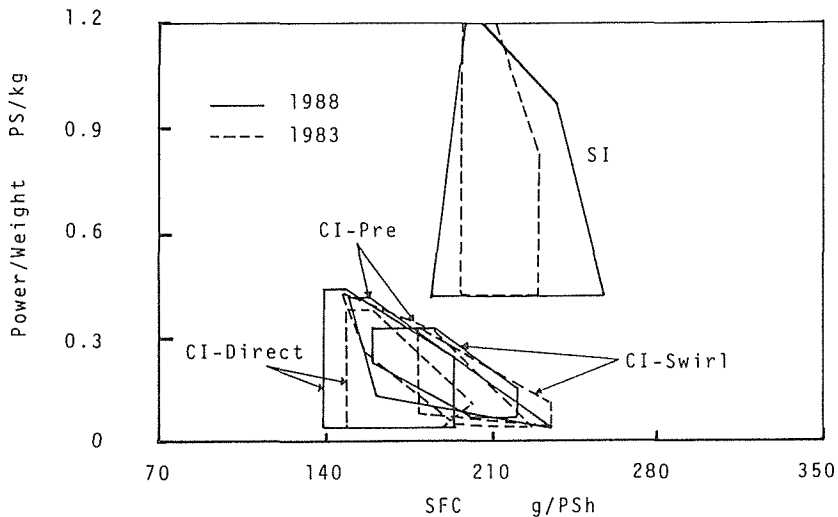


図10 燃料消費率と比出力との関係

効率に、また上方に寄るほど軽量高出力にそれぞれなるが、とくにディーゼル機関では全般的傾向として、この5年間にいずれの機種においても出力／重量比が若干ながら増加すると同時に高効率化が進んでいるおり、とりわけ直接噴射式機関においてはその高効率化の程度が著しい。一方ガソリン機関においても、この5年間に出力／重量比の最大値は若干増大しているが、燃料消費率は5年前に比べて改善されたものと悪化したものとが広範に存在するようになった。

4. あとがき

本報告では、1983年以降の5年間で主要な機関諸元と性能がどの様に推移しているかについて、総括的な調査を行ったものである。この間、省エネルギー化、高出力化、環境問題化等社会的要請に対応しつつ機関の改善がなされてきている。

この5年間の主な変化は次の通りである。

- (1) ガソリン機関及びディーゼル機関ともに低燃料消費率化が進んでいるが、その程度はディーゼル機関において著しい。
- (2) 一部のガソリン機関において14,000 rpm程度までの高速化が進み、また、ガソリン機関およびディーゼル機関ともに正味平均有効圧の最大値が若干増加した。いずれも、高出力化が進んだ結果である。
- (3) とくに、ディーゼル機関においては、最大ピストン速度を低下させる小形機関が出現した。

今回の調査では、理論適合性について調べておらず、今後の課題となった。またこの調査は、総括的な機関性能などの推移を調べるため、ある機関の性能推移を追跡した訳ではない。したがって、個々の性能因子などの推移がそれを基にした性能因子の推移を十分に説明しきれない場合も生じている。しかしながら、本報告で述べた総体的な性能値、また、それらの総括的な推移は今後の機関設計、利用、あるいは研究に対して一つの有効な一資料になり得るものと考えている。

参考文献

- 1) 宮本登ほか：北大工学部研究報告 No. 136 (1988).
- 2) 山海堂：国産エンジンデータブック (1983).
- 3) 山海堂：国産エンジンデータブック (1988).