

ホンダ NR 用楕円ピストンエンジンの開発

Development of Ellipse Piston Engine for "HONDA NR"

鈴木 正 剛*

Masatoshi Suzuki

神 野 洋 明*

Hiroaki Jinno

中 西 哲 也*

Tetsuya Nakanishi

川 俣 則 行*

Noriyuki Kawamata

深 町 昌 俊*

Masatoshi Fukamachi

堀 良 昭*

Yoshiaki Hori

要 旨

'92年3月に上市した“ホンダ NR”に搭載されたエンジンは、V型4気筒でありながら8気筒と同等以上の高回転、高出力を発揮する楕円（正規楕円包絡線）ピストン構造を持つ。ここでは、楕円形状の選択理由とピストン廻りの構造、従来の円形ピストンと比べたバルブ配列とそれに伴う定常流特性の違い、及び楕円ピストンによるピストンリングのシール性諸元について代表して述べる。

ABSTRACT

An innovative new engine featuring an ellipse-shape (regular ellipse envelope) piston was adopted in a production model 'Honda NR', launched in March 1992.

With the cylinder configuration of V-4, the engine generates power at speeds more than equal to the conventional 8-cylinder engines.

This paper presents the advantages and structure of its ellipse piston, valve layout and steady air-mixture flow as compared to the conventional piston. It also discusses the sealing characteristics and specification of the ellipse piston rings.

1. ま え が き

14年前、楕円ピストンエンジンは、HRCのレーサー“NR500”に初めて搭載され、2ストロークを凌ぐ4ストロークを目指してレース活動を開始した。その後多くの改良と工夫が行われ、又その都度市販化の噂が囁かれるなかで、このたび“ホンダ NR”としてついに市場に投入された。

排気量 747 cm^3 で 95.6 kW (DIN)の出力は1ℓクラスに匹敵し市販モデルの中では最高である。この高出力を生み出す楕円ピストンには、1気筒当り8本の吸排気弁が備えられ、その優れた吸排気効率を高回転域まで維持することができる。

一方、楕円ピストンは周方向の曲率が刻々と変化するので、円形ピストンに比べてリングのシール性能に大きな課題があった。

本稿では上記課題を解決するための設計的手法とNR用楕円ピストンエンジンの特性についてその開発の経過を解説する。

2. シリンダ・ピストン・ピストンリングの仕様

本エンジンに採用している非円形ボア形状にかかわるシリンダ・ピストン・ピストンリングの特徴及び製法を円形ボアと比較して説明する。

2.1. 正規楕円包絡線によるボア形状

① 長円からの転換

レーシングエンジンとして、これまでに開発されてき



Fig. 1.1 “HONDA NR”

* 朝霞研究所

た NR500・750 のシリンダ形状は長円である。長円は大口径バルブを一直線上に配置出来、同一ボア面積に対する周長の割合を小さくすることが可能で、高出力・低フリクションに適した優れた特徴があった。しかし、直線部分と円弧の部分との境目に於いて、曲率半径の変化が不連続となる (Fig. 2.1) 為に、高い加工精度が要求され、シリンダ・ピストン・ピストンリングの製作には多くの時間が費やされていた。

特に、ピストンリングは不連続点を境いに外周のたわみ性能が異なる為に、その境界点とシリンダの不連続点を極狭い範囲で一致させなければ、ピストンリングの外周シール機能が低下した。量産に当たっては寸法公差内の組合せは 100% 成立させなければならず、ピストンリングの曲率半径を連続形状にすることが不可欠であった。

② 連続形状の模索

連続形状とするには一般的には正規楕円であるが、長円と長径が同一の場合、全てのバルブを包括する為に、短径寸法を 34% も大きくしなくてはならない。これでは同一面積に収めることの出来るバルブ面積が 20% も

小さくなり、更にボア面積に対する周長の割合が長円に比べて 7% 大きくなる為に、高回転・低フリクションが得られなくなる。(Fig. 2.2 最下図)

このことから、より長円に近い連続形状が必要となり、正規楕円包絡線と呼ばれる形状を採用した。これは、正規楕円上に中心を持つ円を、この正規楕円上を移動させた時の外側を包絡する形状で、ベースとなる正規楕円の長径と短径の比によって、正規楕円と長円の中間に連続形状を自由を作ることが出来る。(Fig. 2.2 中央図)

この形状は、ベースの正規楕円の長径の $1/2$ を a 、短径の $1/2$ を b 、転がす円の半径を r とした時に次式に依って表される。

$$X = a \cos \theta + \frac{r \cdot b \cos \theta}{\sqrt{a^2 \sin^2 \theta + b^2 \cos^2 \theta}}$$

$$Y = b \sin \theta + \frac{r \cdot a \sin \theta}{\sqrt{a^2 \sin^2 \theta + b^2 \cos^2 \theta}}$$

$$\tan \theta' = \frac{b}{a} \tan \theta$$

ボア形状の選定に当たっては、吸入効率を上げる為に、如何に大口径バルブを配置させるかに主眼が置かれ、その中で出来るだけ曲率半径の変化が穏やかになる様に種々の検討を行った。その結果、 $a = 27.2 \cdot b = 1.9 \cdot r = 23.4$ という NR のボア形状が誕生した。(Fig. 2.3)

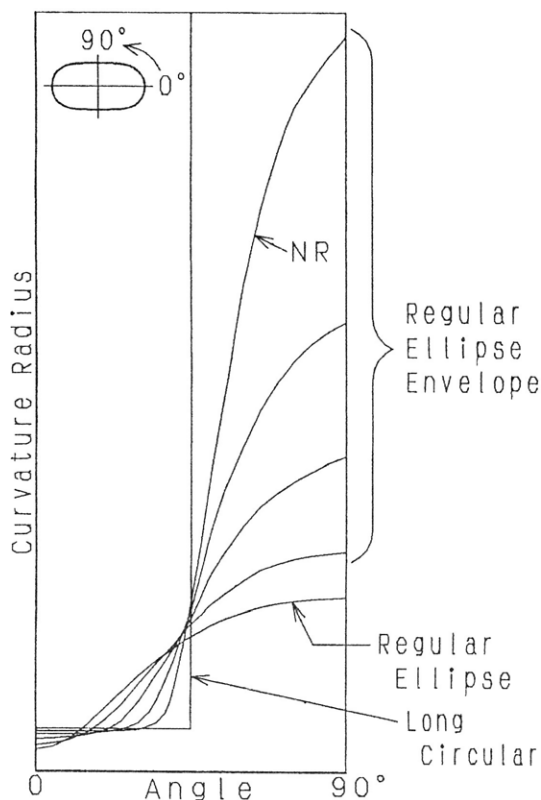


Fig. 2.1 Curvature Radius Variation

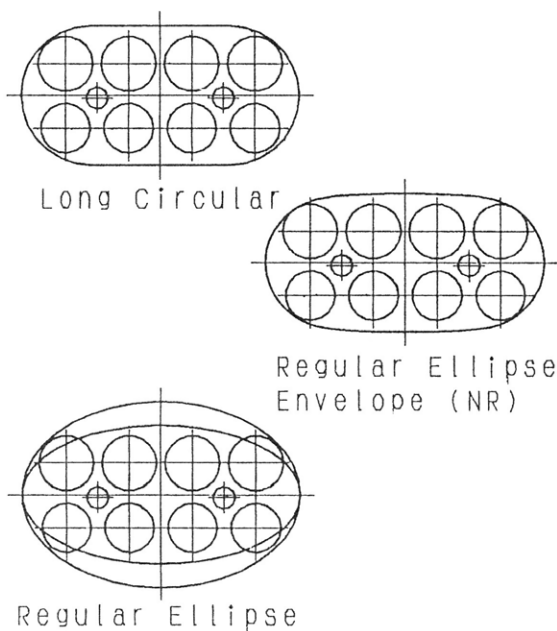


Fig. 2.2 Valve Layout

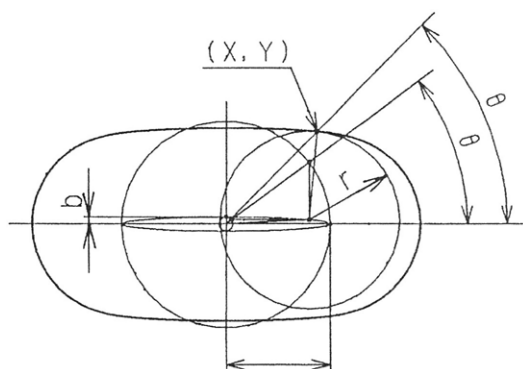


Fig. 2.3 Regular Ellipse envelope

③ 正規楕円包絡線ボアの特徴

NR で採用した正規楕円包絡線に依るボア形状での排気量は、1 気筒当たり 187cm^3 である。これを比較すると、同一ストロークの 4 バルブ円形ボア 2 気筒に対して次の様な特徴を有する。

- (1) シリンダ幅が 18% 短くなる。
 - (2) シリンダ周長の和が 30% 短くなる。
 - (3) 往復部重量が 4% 軽くできる。
 - (4) バルブの有効開口面積が 12% 大きくとれる。
- (1)～(3) に依って、元来ショートストローク円形ボアエンジンが有している性能に加え、更に軽量小型・低フリクション化を実現出来ることになる。

次に同一ストロークの 4 バルブ円形ボア 1 気筒と比較してみる。シリンダ幅を 26% 狭く出来るという点では円形ボアが有利であるが、次の点で NR の方が優り、高出力化と同時に、ワイドトルクバンドを実現することが出来た。

- (1) 往復部重量が 2.3% 軽く出来る。
- (2) バルブ系の重量が 60% 軽く出来る。
- (3) バルブバウンス回転限界が 30% 向上する。
- (4) バルブの有効開口面積が 29% 大きくとれる。

(Table 2.1)

2.2. シリンダ

① ウォータージャケット一体式の独立ボア

シリンダはウォータージャケットと一体で、4 つのシリンダはそれぞれ独立している。非円形の高速加工の高精度化の為に加工刃具軸を固定することが最も有効な手段であるが、ワーク側がシリンダブロッカー一体式の様には大型では、ワークの慣性力に依って回転精度の維持が困難となってしまう。これらを両立させる為にはワーク

Table 2.1 Comparison Between NR and Circular Bore

	NR 8バルブ 単気筒	円形ボア 4バルブ 2気筒	円形ボア 4バルブ 単気筒
ボア形状 バルブ配置			
クランク構造			
ボア×ストローク	101.2~50.6×42	Ø53.2×42×2	Ø75.3×42
バルブ径	IN Ø20×4	Ø20×2	Ø30×2
	EX Ø18×4	Ø18×2	Ø28×2
バルブ有効 開口面積 (cm^2)	4.73	4.22	3.67
バルブ等価重量	28.6	28.6	71.0
バルブバウンス限界の エンジン回転数	15896	15896	12263
往復部重量	320.7	332.1	328.2
シリンダー周長和	256.8	334.3	236.6
シリンダー幅	101.2	119.4	75.3

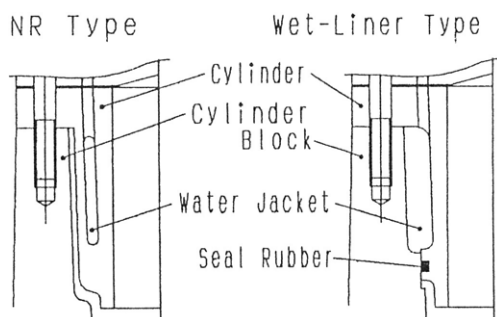


Fig. 2.4 Water Jacket Structure

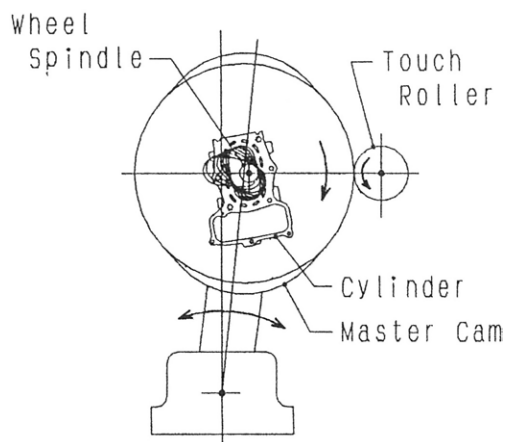


Fig. 2.5 Schematic of Cylinder Machining

の小型化が不可欠であり、その手段として4つのシリンダを独立式とした。(Fig. 2.4)

同様の形態としてウェットライナ方式があるが、クランクケースとの間の冷却水シールの信頼性を上げる為に、互いの部品に高い加工精度が要求される。又、シリンダヘッドの締付け力に依って発生するライナ部分の歪は薄肉である為NR方式より大きくなる。

一方、NR方式のシリンダは、重量の面ではウェットライナに一步譲るものの、断面剛性が高く、外力に依る影響を受けにくい為シリンダヘッド締付け時の歪形態も安定し、加熱された場合も他の部位からの影響を受けにくく、全周滑らかな歪形態となる。

② 表面コーティング

シリンダはアルミ製でライナ部分は軽量化と熱変形を考慮して、スリーブレスタイプとし、表面にはNSメッキを行っている。NSメッキとはメッキの前処理工程に於いて、Zn系の合金置換処理を行い、メッキ層のNi素地中にSiC粒子を微細に分散させた構成の電気Ni-SiC複合メッキのことで、耐摩耗性に優れ、レース用エンジンを始めNSR 250R・AX-1等の市販車にも広く採用されている。同一形式の鋳鉄ライナの鋳込みアルミシリンダと比較して、1ボア当たり400gの軽量化を実現出来た。

③ 加工方法

ボア内周の加工方法は、マスターカムに依る倣い加工を採用した。加工マシンの開発はホンダエンジニアリング㈱に依るもので、加工の原理をFig. 2.5に示す。

ワークはマスターカムと同軸上のテーブルに固定され、マスターカムは自転と揺動をしながらタッチローラ上をトレースする。この時のマスターカムの回転数(ワークの回転数)は、加工ポイントの周速がほぼ一定になる様に制御されている。この加工方法は一軸制御方式の為に、精度が高く安定している。また、メッキ前の下地加工とメッキ後の仕上げ加工を、同一加工機で行うことに依って、仕上げ取り代を均一に、しかも少なくすることが可能となり、メッキ処理時間も少なく、且つ仕上げ後のメッキ層の厚さを均一にすることが出来た。

2.3. ピストンリング

(1) 設計基本思想

包絡楕円形のピストンリングを設計するにあたり次の事項を考慮した。

Table 2.2 Piston Ring Specification

	トップ・リング	セカンド・リング	オイル・リング
B寸法	1.0	1.0	1.0
T寸法	3.4	3.4	2.7
合口隙間	0.10~0.17	0.25~0.35	0.15~0.25
断面形状	バレル・フェース (R=10) インナーカット	テーパ・フェース (テーパ角3°)	テーパ・フェース (テーパ角5°) アンダーカット
材質	鋳鉄	鋳鉄	鋳鉄
表面処理	Cr-Nイオン プレーティング	——	Cr-Nイオン プレーティング

曲率が一定では無い。(R=23.5~R=400)

- ・周方向の剛性が不均一となる。
- ・応力が偏る。
- ・上反角が偏る。
- ・面圧・シール性が不均一となる。

ボア内で回転出来ない。(合口部は定位置)

- ・ピストン溝との馴染み性が劣る。
- ・シリンダとの馴染み性が劣る。

真円より周長が長い(同面積で8.6%長い)

生産性に難がある。

- ・汎用機(旋盤等)では加工不可能。
- ・加工時にワークを回転出来ない。
- ・通常のラップ機が使えない。
- ・取り代の管理が困難である。

① トップリング

ブローバイ性能に影響の大きい合口隙間は0.10~0.17と狭くした。上反角は円形リングより高め、側面や合口の面取りは極限まで小さく設定した。摺動面にはCr-Nのイオンプレーティングを施した。イオンプレーティングはハードクロムメッキに比べ耐スカッフ面圧が高く、密着性に優れ、薄膜が均一につくことから、NRでの超高回転と耐摩耗性を両立させることができた。

② セカンドリング

一般的に言われている隙間バランスを考慮して合口隙間はトップリングより広めに設定した。最適のテーパ角・面圧等を選定することにより、ガスシール機能とオイルかき機能のバランスを達成した。

③ オイルリング

一般的に用いられている3ピースタイプのオイルリングは合口を突き合わせる事により周方向の張力を出すのが、本NRボア形状に於いては曲率の小さい短径部の面圧を

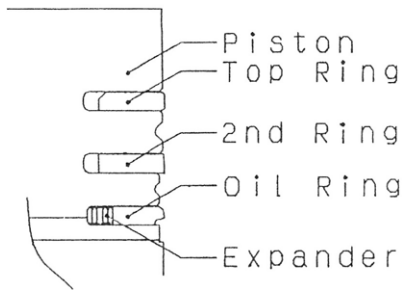


Fig. 2.6 Piston Ring Structure

出す為エキスパンダ付きの単片オイルリングとした。

④ エキスパンダ

オイルリングはガス圧も少なく、それ自身では十分な面圧を出せない為、ボア形状に合わせたエキスパンダを加えて、オイルリングの面圧を適性にし超高回転までオイルかき機能を維持させた。Fig. 2.6 にピストンリングの構成を示す。

(2) 生産技術

NR のトップリングの製造工程は 28 に及ぶが、生産に当たってのポイントとなる工程を以下に解説する。

① 加工方法

内外周の加工は NC 加工を基本とし、最適のプロフィールは FEM 解析にて求めた。ワイヤークット、微い加工等も検討したが生産性・加工精度の観点から内外周の加工は NC フライスにて実施している。NC 加工をする際の点列データの粗密がリングの外周シール性能に大きく影響する。すなわち点列が粗だとリングは多角形となり、外周当たりは不連続となってしまう。サブミクロンの不連続さ（隙間）を解消すべく、データ密度を 3 倍とし、加工速度を適性化・取り代ミニマム化等を実施した。本工程での精度を上げることでリングのシール性を上げた。

② ラップ仕上げ

リングの仕上げ工程では、NR ボアのラップスリーブを専用に作り、リングと共擦りさせることで精度のよい形状を作り出している。円形のリングと違い長短径の比率が 2:1 と大きい為、ワークはラップスリーブに対して 0.02 以下の取り代を設定し、更に径違いのラップスリーブを数種類用意し段階的に仕上げるようにした。多段階のラップ工程を実施することにより円形リングより合

口寸法のばらつきやすい本リングで通常以上の合口精度を実現できた。

トップリングパレル摺動面の R は㈱リケン製のラップ機に斜板を付けて揺動させながら形状を作り出している。パレル面の R 形状を作りつつ NR ボアに仕上げる本方式により、製品の精度・品質安定性は大幅に向上させることが出来た。

③ 上反角

通常 Fig. 2.7 に示ように上反角の分布は円形リングに比べて周方向でのばらつきが大きい。それは剛性が均一でない本リングにおいては避けられないと思われていたが、

- ・上下の面取りと T 寸ばらつきを通常の 1/2 とする。
 - ・研磨工程見直しを図る。
 - ・裏表の選別を行う。
- 等により克服出来た。

又、上反角がつき難い合口部での上反角を安定させたことは、高回転域でのブローバイ性能を向上させることに他ならなかった。

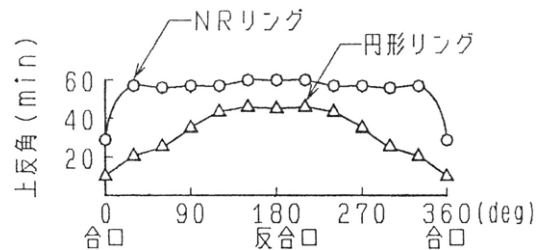


Fig. 2.7 Camber Angle Range

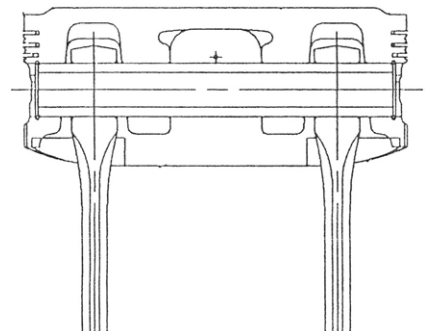


Fig. 2.8 Piston & Connecting Rod

④ イオンプレーティング

トップリングとオイルリングはCr-Nのイオンプレーティング処理を外周面に実施している。リングのように小さく剛性の無い物にイオンプレーティングする際、処理熱や膜縮み等により処理後大きく変形してしまうことがあったが、内周に隙間無くガイドを当てることにより変形を抑えることが出来た。

⑤ エキスパンダ

2サイクルエンジン等に用いられているエキスパンダに比べ、本エンジンのエキスパンダは数倍高い面圧が要求され且つ超高回転までばねとしての機能を果たさなければならない。長径部と短径部では曲率が異なる為、山形状とピッチは曲率に合わせて変化させ、組み込み状態で全周に適正な面圧を出さなければならない。また薄板線材を2枚重ねることによりバネの追従性と高面圧を両立させた。

2.4. ピストン

① 1ピン2コンロッドの形態

NRのピストンは、その幅方向に長い形状を効果的に支えることと軽量化の為に、1ボア当たり2本コンロッドが設けられている。これに依ってピストンピンの小径化とコンロッドの小端・ピストンピンボスの小型化が図れ、小端部分を軽量化することが出来た。(Fig. 2.8)

ピンボスは4軸受けとし、コンロッドへ爆発荷重の伝達がバランス良く行われる様に配慮すると共に、ピストンピンは1本を貫通させて、2本のコンロッドの小端重量差からくる不均一荷重が直接ピストンに加わらない様にしている。ピストンの冷却は、コンロッドサイドからのスプラッシュと専用のジェットに依って行っている。

② リング溝の強化

高回転・高出力化に伴い、ピストンリング溝に加えられる負担も増大した。特にトップリング溝には爆発力と慣性力が交互に直接加えられる為に溝の耐摩耗性が課題となっていた。耐摩耗性向上の為に処理後の面粗度が良く、析出の均一性に極めて優れた特性を持つ無電解ニッケルメッキ (Ni-P) を採用した。このメッキは亜鉛置換処理をした表面及び析出したメッキ面の触媒作用に依って析出するもので、リング溝の様に狭い部分であっても数ミクロンの均一なメッキ層を作ることが出来る。

③ 加工方法

ピストン外周のプロフィール加工は、高速サイクルに

依るNC加工である。このシステムは榊本田金属技術が開発を行ったもので、従来のNC加工とは異なり、一軸制御方式としたことに依って、加工時間の短縮と加工精度の向上という相反する二つの要件を成立させている。加工原理をFig. 2.9に示す。この中で、ピストンはターンテーブルに固定されて一定周期で回転している。加工刃具軸も固定で、ターンテーブルのスライド量のみが数値制御されている。

3. 出力性能

4ストロークエンジンに於いて、高出力を得る為には高速域まで高い体積効率を維持し、且つフリクションロスの低減を図らなければならない。ここでNRの特徴である吸排気効率の向上とフリクションロスの低減を狙った8バルブNRピストンと超ショートストローク化の効果を主に、同じ排気量であるV型4気筒のVFR750(以後VFRと記す)、V型2気筒のXR750(以後XRVと記す)と比較検討を行う。

NRは最高出力95.6kW/14,000rpm最大トルク70.6Nm/11,000rpm(フルパワ仕様)を発揮する。

VFR、XR750と比較してもそのポテンシャルの高さが分かる。(Fig. 3.1)NRの3,000rpmでの出力は17kWでVFRと略同等でありレーサタイプの様な高速域のみを重視した性能ではなく低速域から十分に使い易い特性

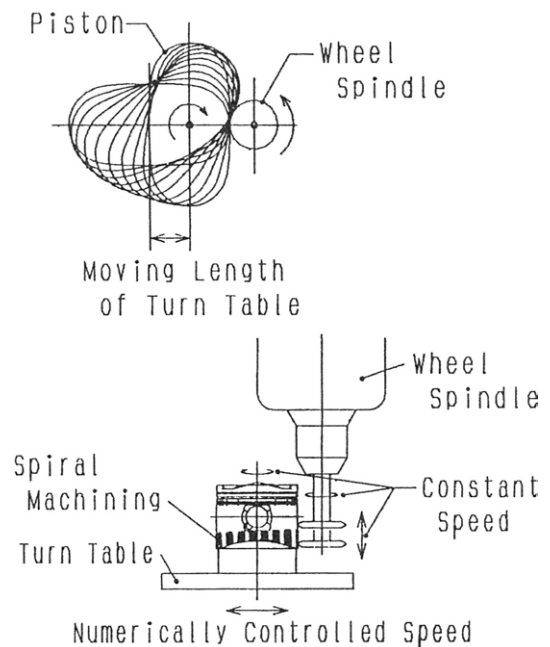


Fig. 2.9 Schematic of Piston Machining

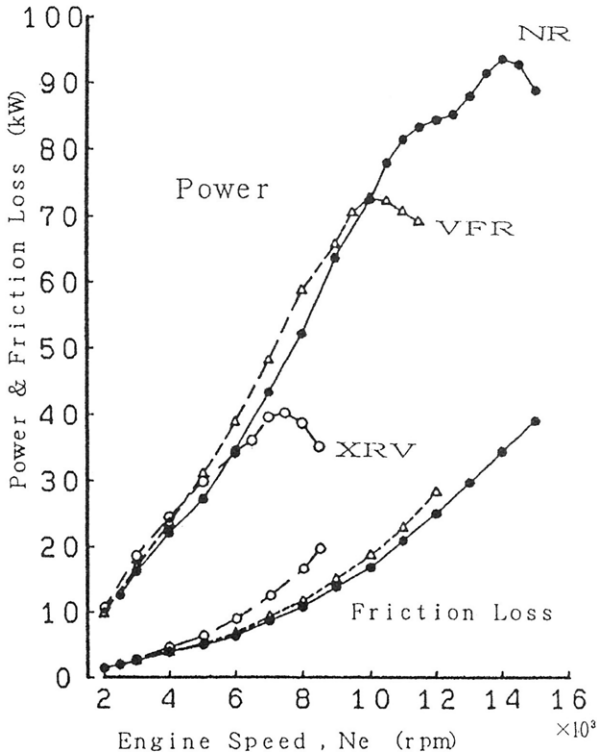


Fig. 3.1 Engine Performance Curve

になっている事が分かる。

3.1. 定常流特性

バルブの開口面積は、エンジンの出力を決定する重要な要因となる。Fig. 3.2 に吸気バルブの開口面積を NR と VFR 及び NR と同排気量、同ストロークの円形ピストン 8 気筒の 2 気筒分と比較してみる。NR と VFR との比較では NR の方が全域大きな開口面積が得られている。

これは NR の吸気バルブの全周長が VFR に比べて 45% も長い為である。従ってバルブの最大リフトが 1.4mm 低いにもかかわらず 29% 大きな開口面積が得られた。

一方 NR と、8 気筒の 2 気筒分 (同一バルブ径 4 個同士) とを比較すると開口面積は NR の方が 12% 大きくできた。これは、NR のシリンダに収められた 4 個の吸気バルブのうち特に中央の 2 個のバルブがシリンダによるマスキングの影響を受けにくい為と考えられる。

NR は低リフトで大きな開口面積が得られるので超ショートストロークとあいまって高速まで回すことが出来る。Fig. 3.3 に体積効率を示す。

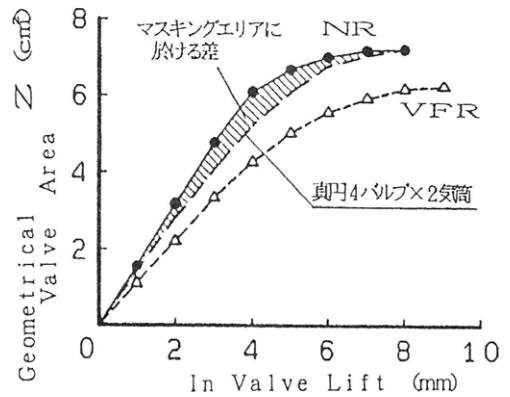


Fig. 3.2 Geometrical Valve Area

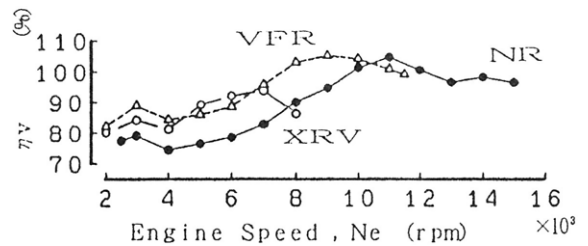


Fig. 3.3 Volumetric Efficiency

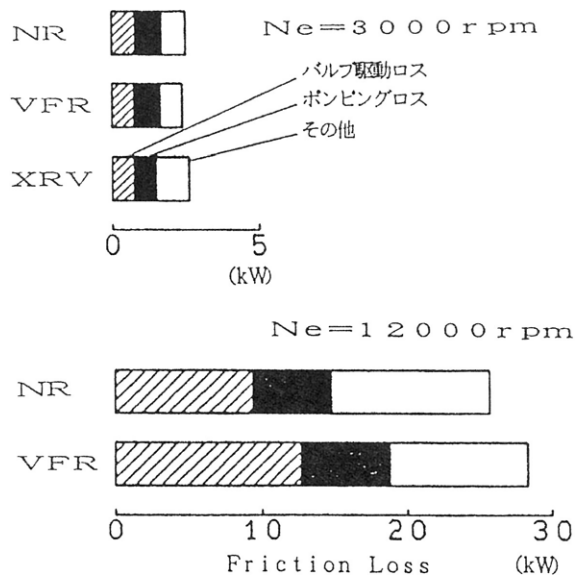


Fig. 3.4 Friction Analysis

3.2. フリクション特性

Fig. 3.1に各機種のフリクション特性を、またFig. 3.4に3,000rpmと12,000rpmのフリクション解析結果を示す。バルブの開口面積が大きく出来るため、無理にリフトや変曲点係数を稼ぐ必要がなく、結果として低速では駆動するバルブの本数が増えたにもかかわらずバルブ駆動ロスを増さずに済んだ。一方、高速ではポンピングロスを抑えつつ、軽量ピストンと超ショートストローク化によって往復運動部ロスを減らすことが出来た。

3.3. 燃焼系

Fig. 3.5に各機種の η_{comb} (①式で定義)を示す。

$$\eta_{comb} = P_{mi} / [\kappa(\epsilon) \cdot \eta_v(F)] \quad \cdots \cdots \textcircled{1}$$

$$\kappa(\epsilon) = 1 - (1/\epsilon)^{\kappa-1} / [1 - (1/\epsilon)]$$

NRの η_{comb} 最大値は14,000rpmで2.5MPaであり従来機種に比べ高速域まで良い値を示す。これはNRが超ショートストロークで高圧縮比にもかかわらず燃焼室形状がさほど偏平ではなく、更に気筒当り2本の点火プラグで火炎伝播距離を短縮した効果によるものと思われる。

Fig. 3.6に燃料消費率を示す。最小値は290g/kWhで従来機種と大差ないが、15,000rpmまで大きな立ち上がりはないのが良く分かる。

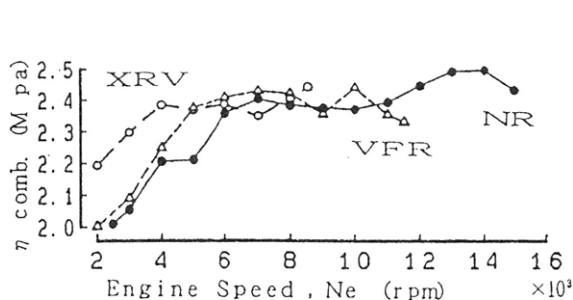


Fig. 3.5 η_{comb}

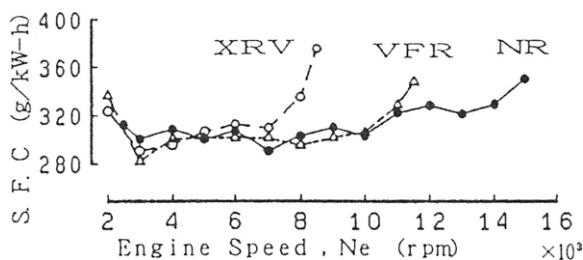


Fig. 3.6 Specific Fuel Consumption

4. ピストンリングのシール性能

開発に先立って、専用の単気筒エンジンを仕立てた。ブローバイ量、オイル消費低減解析は主にこのエンジンで行い、それぞれに効果が大きかった因子について述べる。

4.1. ブローバイ性能

一般的にブローバイは、Fig. 4.1に示すようにパーシャルの方が全開よりも多い。それは慣性力によるリングの浮き(フラッターリング)を抑えるガス圧がパーシャルの方が低いからである。NRは、トップリングに剛性を与えるためにリング重量が重く、しかも超高回転エンジンであるためFig. 4.2に示すようにスラッタリングには不利であるが、以下の対応により、ブローバイを克服することが出来た。

① リング上下面のシール性

ガス圧の低いパーシャル時にトップリング下面でシール性を上げる為には上反角をあまり大きく付け過ぎないこと、リング内側に程々にガス圧が回り込みリングを下へ押し付け易い様適度なB寸クリアランスを設けること、及び合口隙間を極力抑えることが大切である。又、リング上下面の面粗度は言うに及ばず、僅かに端面がダレていてもブローバイには悪影響を及ぼす。

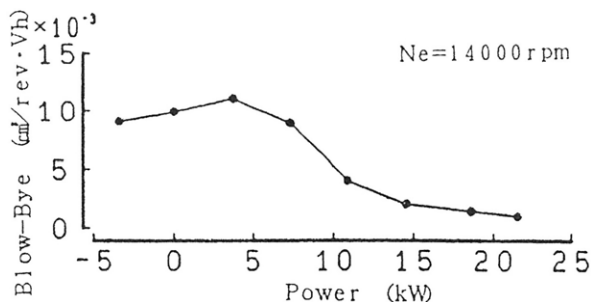


Fig. 4.1 Partial Blow-By

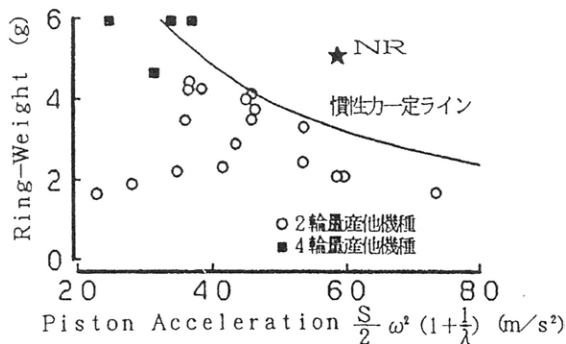


Fig. 4.2 Piston Acceleration ~ Ring Weight

更に、高温に曝される頻度が高いトップリング溝には
 摩耗対策として Ni-P メッキを施した。

② リング外周のシール性

一方、2.3.(2) 項の①加工方法で述べたデータ密度の増加
 と下地ラップでの擦り合わせによるリング外周のシール性向上は、
 リング上下面の形状精度及び合口隙間と同じようにアイドルを含めた低回
 転から高回転の全開ブローバイ量低減に効果大きい。Fig. 4.3 と Fig. 4.4 に
 リング形状精度及び上反角による全開、パーシャルのブロー
 バイ改善効果をそれぞれ示す。

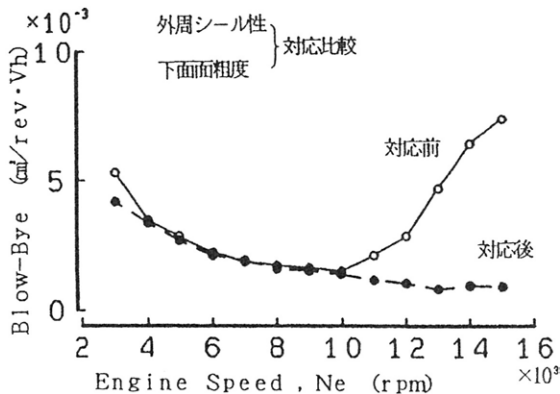


Fig. 4.3 Full Power Blow-Bey

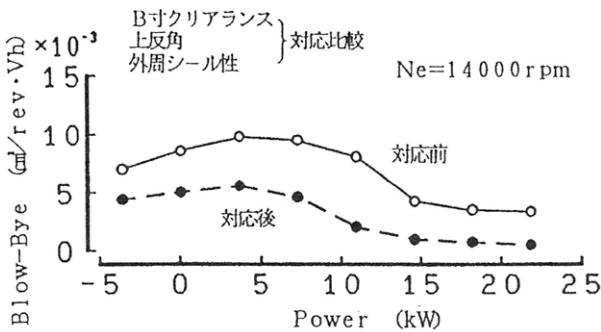


Fig. 4.4 Partial Blow-Bey

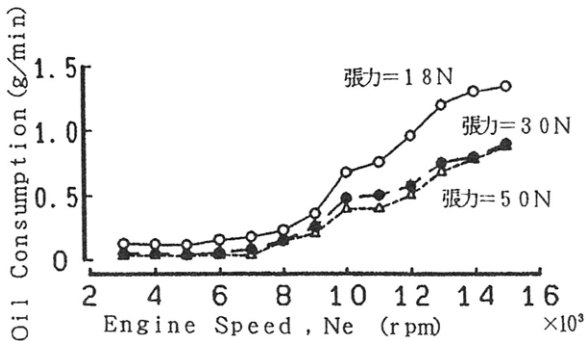


Fig. 4.5 Full Power Oil Consumption of Oil Ring Tension

4.2. オイル消費性能

ピストンとスリーブのクリアランスは小さくすると焼
 付に対しては厳しくなるが、リングの挙動が安定し、オ
 イル消費量は減少する。従って、上部高剛性部を含めテ
 パフォームの最適化を図りつつスカート部にフッ素樹
 脂コーティングを施し、最小クリアランスを数 μm に詰
 めることができた。この条件下でオイル消費に影響の大
 きかった項目を挙げてみる。

① オイルリングの張力

3 ピースタイプのオイルリングが使えない為オイルリ
 ング裏に張力を付加するためのエキスパンダーを設け、付
 加張力を選定した。Fig. 4.5 に示すように結局 3 ピース
 タイプのオイルリングと同等の 30N の張力が必要である
 ことが再確認できた。

② リング上下面のシール性

当初、NR のピストンには大きな熱負荷を受けたり、
 限界的な使われ方をすると短径部が僅かに下がるような
 変形を起こすことがあった。この場合、オイル消費が
 著しく悪化し、リング溝のうねりの影響を示唆していた。
 Fig. 4.6 にピストン冷却等によって溝の変形を改善した
 効果がオイル消費に現れた例を示す。

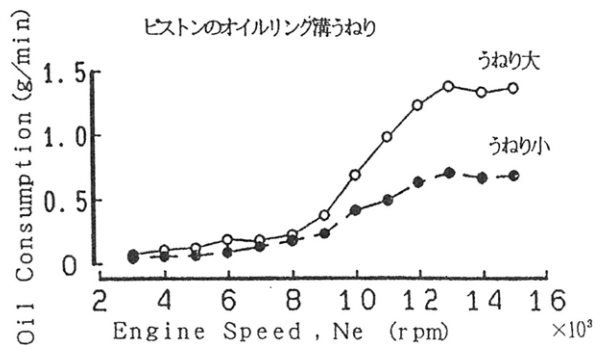


Fig. 4.6 Full Power Oil Consumption for Oil Ring Groove Structure

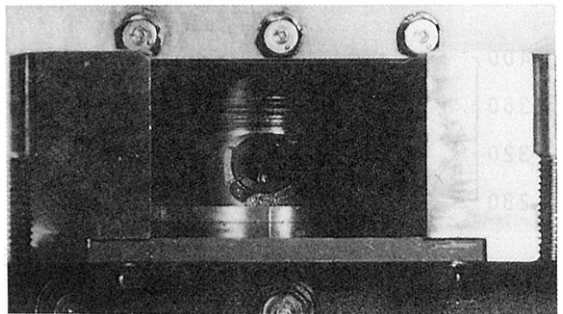


Fig. 4.7 Visualized Oil motion

③ オイル戻し穴の数、位置

可視化用のガラススリーブに静的に側圧を加えながらストロークさせるとピストン短径部にあるオイルはクリアランスの大きい長径部に流れながらオイルリングに達する。実機においてもピンボス下部にオイル戻し用のスリットを設けたり、ピストンピンの内径部分を盲にしたりとすると、オイル消費量は減少する。(Fig. 4.7) このことから、オイル戻し穴や溝は短径部よりも長径部に重点をおいて設定した。

④ スリーブの変形

フランジ締付式の別体スリーブは、ヘッドガスケットビードとフランジ締付部がオフセットしているため、締付時に撓みが出たが、フランジ厚さとウォータージャケット深さの最適化でスリーブ歪によるオイル消費への影響は最小に抑えられた。

5. 結 論

以上の結果をまとめると次のようになる。

〈出力性能〉

小径多バルブ化した楕円ピストンエンジンは、超ショートストロークとあいまって、意図した高回転、高出力のもとより低中速回転からの出力も同一排気量の円形ピストン V 型 2 気筒及び 4 気筒並であり、トルクの山谷が少なく、回転数に対して 1 次的に伸びる出力特性が特徴である。

〈ブローバイ性能〉

全負荷時及び部分負荷時のブローバイガス量を両立させるにはリング上反角、合口隙間及びリング溝とのクリヤランスを管理することと、外周シール性を確保する為に加工データ数を多くし下地ラップでの擦り合わせを充分行うこと、上下面シール性にはリング溝及びリング上下面の面粗度、ウネリを極力少なくすること、又耐久性に関してはトップリング溝の Ni-P メッキの効果が大きかった。

〈オイル消費〉

エキスパンダ付単片オイルリングの面圧を 3 ピースタイプのオイルリングと同等とし、オイル戻し穴は長径部に重点的に配置すること、オイルリング上下面のシール性としては単に面粗度のみならず溝の変形対策が重要であった。

〈シリンダスリーブ〉

締付歪及び永久歪でフランジ部、バレル部の剛性が重

要なポイントであった。

6. あとがき

量産機開発を振り返り、多くの問題で悩み、多くの事を学び、真に“レースで学べ”を実感している。その多くは楕円ピストン回りにまつわることは言うまでもないが、V 型 4 気筒 747 cm³ のエンジンを 15,000 rpm で回し、その機能、信頼性を得る為には補機の一つ一つに至るまで見直しを迫られた。

又、特異なエンジン形態であるため従来エンジンとの比較検討が出来ない事象に多々遭遇し、比較方法等から考えざるを得なかった。

最後にチーム員が“NR 用エンジンの開発”というレースを通して学んだことは、この様な難しいテーマをやり遂げて、大抵のことでは動じない自信と精神力が生まれた事と、物の見方、考え方に進化が見られた事である。今後の開発にこれらを充分に反映し又活用してゆきたい。

謝 辞

今回の“ホンダ NR”用エンジンの開発に当たっては社内外の多くの方々の御支援、御協力を頂き深く感謝いたします。

とりわけ株式会社リケン様、本田金属技術株式会社様にはここに紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

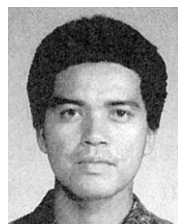
■ 著 者 ■



鈴木 正 剛



神 野 洋 明



中 西 哲 也



川 俣 則 行



深 町 昌 俊



堀 良 昭