

学 位 論 文

ピストンの2次運動を考慮したスカート部の
3次元接触面圧と変形に関する研究

2001年

影 山 博

**Study on the Three Dimensional Contact Pressure
and Deformation of Piston Skirt in Consideration of
Piston Secondary Movement**

2 0 0 1

Hiroshi Kageyama

<目次>

	ページ
Abstract	7
第1章 序論	9
1. 緒論	9
2. ピストンスラップメカニズムと歴史的背景	11
3. 2次元スラップ解析の限界と3次元スラップ解析への拡張	13
4. 本論文の構成	15
第2章 スカート当たりに関する基礎研究	19
1. 本章で用いた主な記号	19
2. スカート局部剛性測定法	20
3. スカート局部剛性とプロファイル	21
4. スカート当たりの簡易理論	23
5. 解析結果及び考察	29
5.1. スカート当たり解析結果	29
5.2. 接触時のピストンの傾き角の影響	29
5.3. プロファイルの経時変化の影響	32
6. スカート当たりの改良例	32
7. 本手法の限界と原因調査	35
第3章 スカート面圧, 変形量予測方法の一般原理	40
1. 本章で用いた主な記号	40
2. 歪みに関する予備調査	40
3. ピストンスカート物理量に関する一般概論	41
第4章 評価装置及び評価方法	44
1. 本章で用いた主な記号	44
1.1 スカート歪み, 面圧, 変形量の単体評価	44
1.2 単体及び実機での面圧, 変形量以外の歪み要因調査	44
1.3 ギャップセンサによるスカートクリアランス, 変形量測定方法	45
2. 供試機関及び供試ピストン	47

	ページ
3. スカート歪み, 面圧, 変形量の単体評価	4 8
4. 実機評価法	5 2
5. 単体及び実機での面圧, 変形量以外の歪み要因調査	5 4
5.1 単体評価での支持棒の変形	5 4
5.2 単体評価, 実機評価の面圧, 変形量の相関	5 5
5.2.1 弾性マトリクスの修正方法	5 5
5.2.2 変形量換算マトリクスの修正方法	5 6
5.3 ピストン構造体の剛性の影響	5 8
5.4 弾性マトリクス, 変形量換算マトリクスに及ぼす温度の影響	5 8
5.5 歪みゲージの温度ドリフトの影響	5 9
5.6 熱応力の影響	5 9
5.7 歪みの基本統計量の影響	6 1
6. スカート面圧, 変形量予測フロー	6 2
7. ギャップセンサによるスカートクリアランス, 変形量測定方法	6 3
7.1 測定原理	6 3
7.2 較正実験	6 3
7.2.1 傾き $a(T)$ の決定	6 4
7.2.2 最小電圧 $V_{\min}(T)$ の決定	6 5
7.3 実働時のクリアランス, 変形量の算出方法	6 5
7.3.1 静的クリアランスが正の時	6 6
7.3.2 静的クリアランスが負の時	6 6
7.4 ピン変位, ピストンの重心変位, 傾き角の計算方法	6 7
7.5 ピストンのFr-Rr方向の運動の計算方法	6 8
 第5章 3次元ピストンスラップの力学	 7 0
1. 本章で用いた主な記号	7 0
1.1 一般, シリンダ	7 0
1.2 ピストン	7 0
1.3 コンロッド	7 1
2. 理論式導出のための仮定	7 2
3. 座標系と符号	7 2
4. ピストン・クランク機構の幾何学	7 3

	ページ
5. ピストンに作用する力とモーメント -----	7 6
6. コンロッドに作用する力とモーメント -----	7 8
7. ピストン2次運動方程式の組立て -----	7 8
8. ピストンピンの取り扱い -----	8 0
8.1 記号 -----	8 0
8.2 ピストンピンに関する力学的関係式 -----	8 0
9. ピストンリングからの力及び力のモーメントの計算 -----	8 2
9.1 記号 -----	8 2
9.2 計算上の仮定 -----	8 2
9.3 ピストンリングによる力及び力のモーメントの計算 -----	8 3
10. スカート及びTopランドからの力及びモーメントの計算 -----	8 5
10.1 記号 -----	8 5
10.2 計算上の仮定 -----	8 7
10.3 スカートとシリンダとの接触モデル及び変形量, 速度の計算	8 8
10.4 スカート部接触面圧の計算 -----	9 0
10.5 スカート部のシリンダからの反力及び力のモーメントの計算	9 2
10.6 下死点付近でのシリンダからのスカートはみ出しの考慮	9 4
10.7 頂部印加によるスカート変形の考慮 -----	9 4
10.8 Topランドからの反力及び力のモーメントの計算 -----	9 5
11. 計算方法 -----	9 6
12. ピストン2次運動エネルギー及び損失エネルギーの評価方法 -----	9 6
12.1 記号 -----	9 6
12.2 損失エネルギー評価 -----	9 6
 第6章 スラップ解析入力データ及び剛性マトリクス解析方法 -----	 9 9
1. 本章で用いた主な記号 -----	9 9
2. 基本入力データ -----	9 9
3. スカート温度分布, 半径クリアランス分布 -----	1 0 1
4. シリンダ内圧力 -----	1 0 1
5. ピストンのピン穴オフセットと重心オフセットの関係 -----	1 0 1
6. スカート剛性マトリクス計算 -----	1 0 6
6.1 解析モデル -----	1 0 6

	ページ
3. Th-Ath方向ピストン挙動測定及び解析結果	1 2 9
4. スカート3次元予測変形量, 面圧解析結果	1 4 2
4.1 実機でのスカート当たり分布	1 4 2
4.2 面圧, 変形量分布の実験的及び理論的解析結果の検証	1 4 3
4.3 実働時のスカート部面圧, 変形量分布解析結果	1 4 7
5. 実機でのスカート当たり予測	1 5 7
5.1 ピストン挙動解析条件及び解析結果	1 5 7
5.2 当たり評価方法の検討	1 5 7
5.3 重回帰分析	1 5 7
6. ピストン挙動解析パラメータスタディ総論	1 6 3
6.1 ピストンの2次運動一般	1 6 3
6.2 スラップ時のピストンの損失エネルギー	1 6 7
7. 下死点付近でのスカート下部のはみ出し量の影響	1 7 0
8. 頂部加圧によるスカート変形の影響	1 7 2
9. 負荷の影響	1 7 5
10. クランク軸オフセットの影響	1 7 7
11. エンジン回転数の影響	1 8 1
12. ピン穴オフセットの影響	1 8 3
12.1 ピストン挙動の実験結果との比較	1 8 3
12.2 ピンオフセット変更のパラメータスタディ	1 8 4
13. ピストン3次元運動測定結果	1 9 4
14. 実験データによるスラップの強さ評価結果及び問題点	1 9 6
14.1 ピストンの2次運動エネルギー, 損失エネルギー評価結果	1 9 6
14.2 シリンダライナ振動測定結果	1 9 8
15. 第8章まとめ	1 9 9
15.1 スカート動歪み結果	1 9 9
15.2 Th-Ath方向ピストン挙動及び解析結果	1 9 9
15.3 スカート3次元予測変形量, 面圧解析結果	2 0 0
15.4 実機でのスカート当たり予測	2 0 0
15.5 ピストン挙動に及ぼす種々の要因調査結果	2 0 0
15.6 ピストン3次元挙動測定関連	2 0 1
15.7 実験データによるスラップの強さ評価結果及び問題点関連	2 0 2

	ページ
第9章 今後の課題と解決案 -----	203
1. 変形量換算マトリクス(Δ_{ij}), 弾性マトリクス(E_{ij})について(第3章) -----	203
2. ギャップセンサの出力について(第4章) -----	204
3. スラップシミュレーションのスカート上部の最大変形量及び 最大クリアランスの合わせ込みの方法について(第5章) -----	204
4. エンジン負荷の小さいNo Load等での挙動計算結果の 合わせ込みについて(第5章) -----	204
5. スカート当たり予測及び焼き付き限界の検討について(第8章)	205
6. スラップに及ぼす種々の要因の精度向上について(第8章)	205
7. 最後に -----	205
参考文献 -----	206
謝辞 -----	217

Abstract

Due to the configuration of piston-crank linkage system, pistons in an internal combustion engine are acted on by forces not only parallel to but normal to the cylinder axis. This perpendicular force, which is called thrust force, rises to a piston slap and causes the erroneous operation of the knock control system installed on an internal combustion engine. And this same force can occasionally lead to a critical failure such as the piston skirts seizure induced by the thrust force and the skirt deformation owing to the difference of thermal expansion between piston and cylinder in engine running condition. According to the recent demand of a reduction of the engine development, establishment of the prediction method of the three dimensional piston skirt contact pressure and deformation taking so-called piston secondary movement into consideration, has been strongly required at the stage of desk work. Unfortunately, however, there have been few precedent examples of the theoretical calculation or the method for determining the aforementioned contact pressure and deformation.

The ultimate goal of this study is to improve the engineering competency applied to the design of the piston skirt through the prediction of the skirt contact pressure and deformation in operation prior to the evaluation in the form of an actual engine unit. In this study, it is described the grasping methods of the three dimensional skirt contact pressure and deformation in engine running by the experimental and theoretical ways.

In the experimental procedure, the new technique was introduced, which is relating on-the-skirt physical quantities such as contact pressures, deformations, and strains using the matrices method under the condition that this quantities are small enough. Thus, first of all, in the piston static tests, relationship between the contact pressures on the skirt surface and the skirt inner side strains, the deformations and the skirt inner side strains, and the contact pressures and the deformations were studied. Then the skirt dynamic contact pressures and the deformations were calculated based on the above-mentioned relationships together with the dynamic strains by strain gauges and dynamic deformations by using gap sensors in operation.

In the theoretical practice, the simulation program was newly developed, which program can evaluate the skirt contact pressure and deformation all around the skirt area in consideration of piston secondary motion. For the precise calculation of actual skirt contact pressure, the stiffness matrix which is used for the computation of the contact pressure from the deformation was analyzed by the finite element method. The calculated piston behaviors at the thrust and anti-thrust side direction was highly coincide with the experimental results. Several factors which would influence on the piston motion were estimated by the mechanical relationships, then these factors were validated by this simulation program. These obtained results qualitatively accorded with the above mechanical prediction, therefore, the factors acting on piston slap were clarified.

The dynamic skirt deformation distributions calculated by the theoretical computation and the dynamic strains obtained experimentally were verified by the direct measurement using gap sensors. Thus, it was confirmed that these deformation distributions could be calculated precisely by any of the methods above.

For validation of the dynamic contact pressure distributions, the piston skirt wear conditions after engine durability test were used. From this method, it was verified that the theoretically calculated contact pressure distribution better agree with the above the skirt wear condition than any other experimental methods, so the effectiveness of this simulation program could be confirmed. But the skirt contact pressure distribution could not be calculated by the experimental way such as dynamic strains or gap measurement method. The reason was the precision of stiffness matrix, and it was clarified that the estimation of the dynamic contact pressure all around the skirt region was insufficient by using the static test device for the calculation of the related matrices developed in this study.

The factors would act on the skirt streak wear distribution after engine durability test were analyzed by using multi-regression analysis. Then it was estimated that the contact pressure at the maximum thrust force could change the lubricating condition from fluid to boundary, and this contact pressure could affect the skirt streak abrasion much greater than the product of contact pressure and sliding velocity, which is generally used in wear and scuffing indices at bearings and piston rings.

It was considered that the method of predicting skirt local deformation by using the multi-regression analysis and the skirt local stiffness are obtained by finite element analysis. Factors largely affecting skirt deformation were selected, however, the estimation of skirt deformation distribution could not be successful. There are some plans to improve the deformation estimating equation more precisely.

Two ways that would evaluate the intensity of piston slap were performed experimentally. The first method was the calculation of piston secondary movement energy from the dynamic gap data, and the second was the installation of acceleration pickup on the cylinder liner directly. The results were that, the former method could not be available because of the electrical noise, and the latter could not detect the slap vibration sufficiently. From now on, for the apprehension of the magnitude of the slap, it would be necessary to settle the acceleration sensors on the inner-side skirt directly.

Last, the three dimensional piston movements, that is the combination of thrust-antithrust and front-rear directional motions were verified, but for the understanding of these phenomena, more further analysis would be necessary in consideration of the stiffness and the precision of the engine total assembly.

第1章 序論

1. 緒論

現在、我々の身の回りでは様々な機械が使われている。地上では膨大な数の乗用車やトラックが移動や物流のために走り回っており、空を見上げて大型のジェット機が多くの人間や貨物を積んで飛んでいる。さらに、海上においても大型の貨物船やタンカーが物資を運び、漁船が我々の食べる魚を捕っている。このように、陸・海・空問わず我々の身近な所で様々な機械が働いているのである。これらの機械が役割を果たすには、それぞれを動かす力、つまり動力が必要なことは言うまでもない。そして現在、その動力の大部分を供給しているのが“エンジン”と呼ばれる機械である。

“エンジン”という言葉は、すでに日本語化してしまっているが、簡単に言えば“燃料を燃やし、その時に発生する熱エネルギーで物を動かすことができる力に変える機械”と表現することができる。特に自動車エンジンはOttoによるガソリンエンジンの発明、Dieselによるディーゼルエンジンの発明以来、その上日本においては第2次世界大戦以降のモータリゼーション及び高速道路等のインフラ整備に伴い、目覚ましい発展を遂げてきた。そして、現代社会において自動車用エンジンは、人と物の移動に大きく貢献し、国民の生活、社会活動および経済活動への重要な手段となり、必要不可欠な存在になっている。自動車が社会に与える影響が大きいこのような状況において、その不都合あるいは問題などが生じた場合、直ちに社会問題になる恐れがある。

自動車エンジンには、ピストンの往復運動を回転運動に変えクランク機構を使って動力を得る往復動エンジンと、クランクを使わず燃焼ガスの膨張力を直接回転力に変えるロータリーエンジンとがある、しかし、主流は往復動エンジンであり、このエンジンを構成する要素の中で最も重要なものは、その心臓部であるピストンである、このピストン役割は以下の3点に集約できる。

- (1) シリンダヘッド、シリンダと共に燃焼室を形成する。
- (2) 燃焼圧力をピストンピン、コンロッドを介してクランクシャフトに伝達する。
- (3) シリンダとのガイドの役割をする。

このため、ピストンは一般的に温度、ガス力、慣性力の高い負荷を受け非常に厳しい条件で使用されているのが現状である。さらに近年、地球環境を視野に入れた省エネルギー、低公害化の流れを受けて、ピストンに対する要求が高くなっている。

Table 1.1 Functions and Request Items of Piston⁽¹⁵⁾

Portion	Functions	Request Items
Head	<ul style="list-style-type: none"> • Hot and High Pressure Gas Change • Rapid Heat Change • Mixing with Air and Fuel 	<ul style="list-style-type: none"> • High Hot Fatigue Strength • High Thermal Shock Resistance • High Corrosion Resistance • Low Thermal Expansion
Ring-Land	<ul style="list-style-type: none"> • Keeping of Ring Function • Thermal Conductivity to Ring 	<ul style="list-style-type: none"> • High Wear Resistance • High Thermal Conductivity • High Hardness at High Temperature
Pin-Boss	<ul style="list-style-type: none"> • Bearing Guide of Pin and Con-Rod • Thermal Flow Passage from Head 	<ul style="list-style-type: none"> • Low Friction Coefficient • High Fatigue Strength • High Performance of Bearing Guide • High Thermal Conductivity
Skirt	<ul style="list-style-type: none"> • Keeping of Piston Motion • Oil Film Development • Thermal Flow Passage from Head to Cylinder 	<ul style="list-style-type: none"> • Low Friction Coefficient • Low Thermal Expansion • High Thermal Conductivity • Low Deformation • High Seizure Resistance

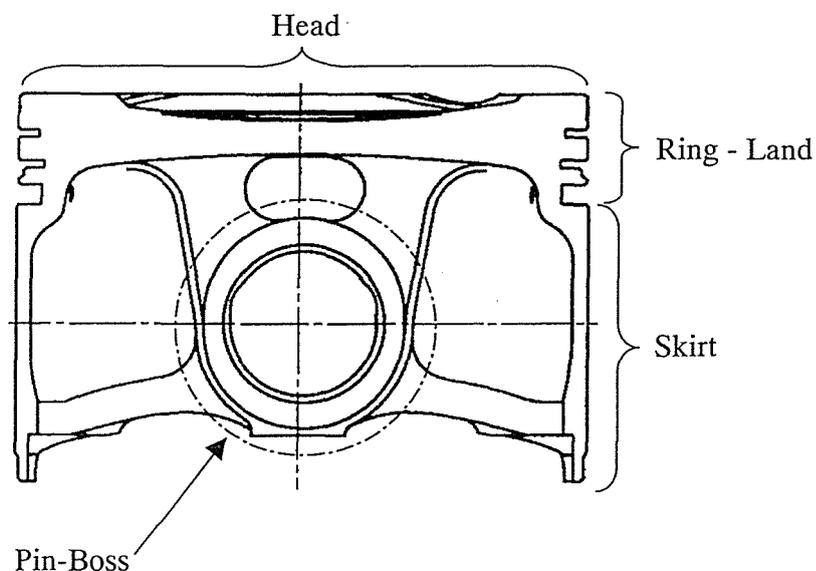


Fig.1.1 Piston Portions

注：Table 1.1の題目の一番最後の肩番号(15)は巻末の文献番号を示す。以下、同様。

排気ガス及び騒音に対する規制に加え，エンジンの高出力化，低燃費化，軽量化等の要求が強まり，この互いに相反する制約条件の中で，解決しなければならない問題が数多くある．さらに，近年の開発期間短縮の要求に伴い，ピストンメーカーとしては完成度の高い製品を開発の初期段階より供給する必要があり，このためには，ピストン及びピストン周りの不具合を予測する技術の確立が急務となってきた．

Table 1.1, Fig.1.1 にピストン各部の機能とそれぞれの部位の要求項目を示す．本研究で問題にしているスカート部は，機械的・熱的負荷の増大による潤滑対策，騒音対策が重要な課題となっている．

2. ピストンスラップのメカニズムと歴史的背景

Fig.1.2にピストンクランク機構及びピストンに作用する力を示す．ピストンは頂部よりガス力(Gas Force : F_{gas})，運動によって生ずる慣性力(Inertia Force : F_{iner})を受け，このピストンクランク機構上，シリンダ軸と直角方向である，スラスト (Thrust Side, 以下“Th”と標記)，反スラスト(Anti-thrust Side, 以下“Ath”と標記) 方向にも力を受ける，この力はスラスト力 (Thrust Force : F_T) と呼ばれる．そしてクランク軸回転に伴

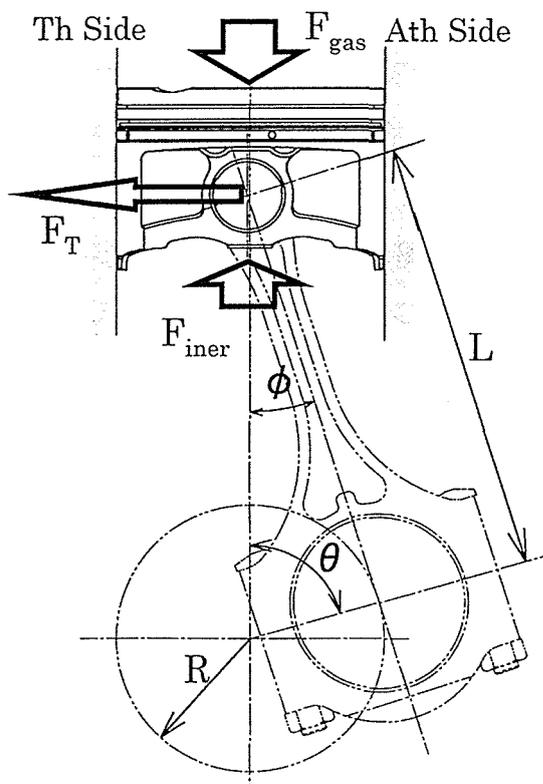


Table 1.2 Nomenclatures

F_{gas}	Gas Force
F_{iner}	Inertia Force
F_T	Thrust Force
θ	Crank Angle
ϕ	Con-Rod Tilt Angle
R	Crank Radius
L	Con-Rod Length

Fig.1.2 Piston Crank Mechanical System and Forces Acting on Piston

い、スラスト力の方向はTh側，Ath側と相互に入れ替わる．このため，ピストンは“2次運動(Piston Secondary Motion)”又は一般に“ピストン挙動”と呼ばれるスカート部とシリンダ間のクリアランスを横切る運動が発生し，ピストンはシリンダ壁に衝突する．この時ピストンの持つエネルギーの一部がシリンダライナの振動エネルギーに変換される．このピストンによるシリンダ壁への衝突の現象をピストンスラップ (Piston Slap, 以下“スラップ”と標記) と呼び，このスラップにより，エンジン騒音を引き起こすだけでなく，エンジンのノックコントロールシステム(Knock Control System, 以下“KCS”と標記)の誤作動に影響を与える．また特に燃焼圧が大きいディーゼルエンジンにおいては，大きなスラップ力によって生ずるシリンダブロック振動により，シリンダライナのウォータジャケット側のキャビテーションを引き起こし，エンジンの寿命に大きく影響を与え得ることがPflaumら⁽⁴⁶⁾，Loebell⁽⁴⁷⁾，米沢ら⁽⁴⁸⁾，Zürnerら⁽⁴⁹⁾により報告されている．さらにエンジン全体の摩擦損失に及ぼすピストン及びピストンリング系の摩擦損失は非常に大きく，最大40%以上に達することが報告⁽⁶⁵⁾⁻⁽⁶⁷⁾されており，スラップ増大によりさらに本摩擦力が増大し，エンジンの燃費，出力に対して悪影響を与える．従って，このようなエンジンにとってはなほだ有害なスラップを机上段階で予測し，設計段階でスラップ低減させることは，極めて重要な課題となっている．

2次元問題としてのスラップの研究，すなわち，ピストンのTh-Ath方向を含むコンロッド揺動平面内でのスラップの議論に関する研究は従来から数多くなされてきた．以下，代表的なものを紹介する．

スラップの理論的な考察としては，最初にUngar と Rossの研究⁽²⁵⁾が挙げられる．彼らはピストンを1つの質点とみなし，ピストンとシリンダ間のクリアランスを横切る並進運動のみを考慮してピストンの2次運動を単純明快に表現している．その後，Hempelの研究⁽²⁶⁾では，ピストンピン位置とピストンの重心位置が異なるために，ピストンは並進運動だけでなく，回転運動も発生し得るということを指摘している．この考えは現在でも十分有効で，Hempelの理論を応用したその後の数多くの理論研究^{(29),(31),(37),(38),(45),(50),(52),(53),(61),(62)}等が行われ，これらの研究の中で，ピストンは各位相モードに応じて運動方程式が立てられ，Runge-Kutta (-Gill) 法^{(1),(10)}又はMilneの方法⁽¹⁾等によって数値積分をすることによって，ピストンの挙動を把握している．

1970年代後半～1980年代中盤にかけて，スラップに及ぼすピストンのテーパプロ

ファイルの影響が考慮されるようになった。Tschökeによる一連の研究⁽⁴⁰⁾⁻⁽⁴³⁾はテーパプロファイルを円弧で近似しており、さらに鈴木、藤本、落合、影山、藤村⁽⁹⁸⁾⁻⁽¹⁰⁰⁾によって、スカート部を多点近似することによってより詳細なテーパプロファイルの形状を考慮できるシミュレーションプログラムが開発され、これよりスカートテーパプロファイルはピストンの2次運動に非常に大きく影響を及ぼすことが分かった。さらに、Chucholowskiら⁽⁴⁴⁾、鈴木ら⁽⁹⁹⁾、中田ら⁽⁶¹⁾⁻⁽⁶²⁾により、スカート剛性を考慮したスラップ解析方法が開発され、これにより、スラップ後のTh-Ath方向のスカート変形、ピストン挙動について実機測定結果を再現できるようになった。以上より、現在では、コンロッド揺動平面内でのピストンの2次運動は良い精度で机上評価できるようになっている。

実験的な研究では、最初にエンジン振動に及ぼすスラップの大きさを議論した研究がGriffithら⁽²⁷⁾、Priede⁽²⁸⁾によって実施され、彼らの研究ではディーゼルエンジン振動、騒音の中でスラップが大きく寄与することを予測している。さらに、Hayersらの研究⁽³⁶⁾により、スラップにより生じた振動周波数とエンジンから放射される機械的騒音の周波数は高い相関があることを指摘している。その後、山本ら^{(19),(97)}によって、ピストン、シリンダ間のクリアランスを測定するインダクタンス型ギャップセンサ及びエンジン高速回転時で信号を取り出すことができるリンク装置が開発されことにより、スラップ同期したブロック振動が発生することがMunroら^{(29),(30)}、Steidleら^{(32),(37)}、Röhrleら^{(33),(34)}、古浜ら⁽³⁹⁾、Whitacreら⁽⁵¹⁾、Ryanら⁽⁵⁴⁾により報告されている。また、瀧口らの研究^{(68)-(70),(74)}により、スラップに及ぼすスカート形状の影響は大きいことが報告されており、上記理論解析を検証している。

3. 2次元スラップ解析の限界と3次元スラップ解析への拡張

2次元スラップ解析は、スラップによる振動、騒音の予測には非常に有効な手段であるが、スカート部の摩擦、変形、潤滑、焼き付き等のより高度なスカートに関する問題を扱うには十分ではない。というのは、スカート部がシリンダとの接触状態はTh-Ath上の一部の“線”では無く、Th-Ath軸を含む“スカート面”であることによる。これによりスカート部は、摩擦、変形が生じ、厳しい場合はスカート部に焼き付きが発生するが、大抵の場合、スカート部焼き付きはTh-Ath軸上ではなく、Th-Ath軸からフロント（以下、“Fr”と標記）、リヤ（以下、“Rr”と標記）に少しずれたスカート部位が問題となる。さらに、スカート摺動面積低減等によるのスカート部摩擦低減は限界にきており、

今後さらなる実働時の摩擦低減のためには、実働時の局部面圧低減を考慮した予測技術の確立が必要である。

1970年代後半より3次元問題の対策に対しては、スカート摩擦の実験及び理論研究、スカート変形研究の両面から研究が行われてきた。

まず実働時のスカート部の油膜観察については、最初にJakobs⁽⁵⁵⁾によるガラスシリンダと蛍光塗料混入のオイルを用いた油膜観察実験が挙げられる。これより、ピストンスラップ時はスカート部の油膜は非常に薄くなることを確認している。上記の方法を応用し、レーザ誘導蛍光法(Laser Induced Fluorescence, 以下“LIF”と標記)を用いた種々の研究が実施されているが大抵の研究はTh-Ath方向のみの計測で、スカート部全面で計測した例は鈴木らの研究例⁽⁵⁸⁾しかない。この研究では応答波長の異なる2種類の蛍光塗料をオイルに混入させ、油膜温度、油膜厚さを同時に計測し、ギャップセンサを用いた測定との併用により、ピストンの2次運動との関連を定性的に明らかにしている。しかしながら、LIF利用によるスカート面計測の欠点として、蛍光を励起させるためにTh-Ath方向のみの測定より遙かに大きなレーザ強度が必要であり、このため実験装置が大掛かりになることと、スカートとシリンダ間のクリアランスが小さい場合(30 μ m以下)は非常に測定精度が落ちることである。従って、実際のエンジンの測定にLIFを適用する場合は今後更なる改良が必要である。

実働時のスカート油膜の3次元挙動を理論的に解析した例として、鈴木、生原らの研究^{(56),(57),(101)}が挙げられる。ここでは、ピストンのシリンダ軸方向運動と2次運動を考慮してスカートとシリンダ間の油膜についてReynolds方程式を境界要素法にて解法している。これより油膜の挙動は往復動圧縮機のピストンスカート部に発達する油膜について定性的に一致することが確認されている。しかしながら本理論はスカート部のオーバリティプロファイルを無視したものであり、実際のエンジンにおいて十分検証されたものではないため、本理論をエンジン設計の実務において活用するためには、更なる改良が必要である。

スカート摩擦に関する理論的な研究に対しては、最初にLiらの研究⁽⁷⁸⁾があり、この研究の中で、スカート摩擦に及ぼす潤滑の影響について述べている。また、Zhu, 荒井, Wong, Blair, 関谷らの一連の研究^{(79)-(83),(87)}では、スカート部の流体境界潤滑モデルと有限要素解析(Finite Element Analysis, 以下“FEM解析”と標記)の両方により、

実働時のスカート接触面圧を予測している。また、Keribar, Dursunkayaら^{(85),(86)}はスカート部とシリンダ部の接触について独自の弾性流体潤滑モデルを作成し、FEM解析により、実働時のスカート面圧、摩擦力を予測している。しかしながら、これらの上記解析結果は実験データとの突き合わせは殆ど実施されていない。

スカート摩擦の実験的な研究に対しては、末ら⁽⁷³⁾によって、実機運転中のエンジン温間時においては、スカート部とシリンダボアの熱膨張量の差により、スカートの一部は常にシリンダボアに拘束されており、この拘束力と実働時のスラスト力により、スカート焼き付きに至る力が働いていることを予測し、さらに渡辺らの研究⁽⁷⁷⁾によって、スカートとシリンダボア間に発生する摩擦力を予測している。また、村上、許斐ら^{(75),(84)}により、スカート摩擦に及ぼす種々のスカート形状の影響が報告されている。しかしながら、これらの研究はいずれも、スカートのTh-Ath方向のスラップ運動及びこれに伴う面圧発生をメインにして研究されたものであるため、Th-Ath方向からずれたスカート部位での面圧、変形量については十分な解析は実施されていない。また、瀧口らの研究⁽⁷⁰⁾では、スカート上部のサイドウォール部とスカート接続部の強いスカート肩当たりについて言及しているが、基になっている考えはTh-Ath方向のみのスカート剛性とコンロッド等のエンジン部品の変形に伴うピストンのFr-Rr方向の挙動であり、理論的に十分検証できるものではない。

スカート変形に関する実験的な研究に対しては、藤本らの研究^{(63),(64)}がある。この研究では、スカート内側に数カ所歪みゲージを貼付し、単体にてスカート各部の面圧を付加して較正取りを実施し、実機でのスカート歪みより、スラップ時の接触部位を求めているが、結果については、スカート各部の点間の相関の影響を無視したものであり、スカート面圧、変形に対して十分な解析は実施されていない。

以上より、スカート部の3次元面圧、変形量分布の解析技術は非常に貧弱なものであり、今後スカート面圧、変形量を予測するためには、実験評価結果の裏付けのある机上評価技術の確立が重要な課題となってきた。

4. 本論文の構成

以上の状況を鑑み、本研究のテーマとして、実働時のスカート当たりを解明することにした。以下本論文の構成を示す。

第2章で、スカーとシリンダ間の接触に関する簡易モデルによる解析手法とその結果及びこの手法の限界について述べている。最初に、スカーのテーパ、オーバーリテプロファイルを考慮したスカー逃げ量とスカーの剛性は大きく関係していることに着目し、スカーとシリンダボアの接触モデルを検討した。このモデルは、スカー上を数個の力の作用点に分割し、各々の力の作用点は独立であるという仮定のもとで、スラスト力と釣り合うようにスカー各部の面圧を計算した。結果は、オイルリング溝底がスリットタイプのピストンや、スカー下部の剛性が大きいオイルホールタイプのピストンにおいては実機結果（スカー条痕摩耗量）と良い相関が得られたが、現在の主流である、オイルリング溝部がオイルホールタイプで軽量化ピストンにおいては不十分であり、この原因を明確にし、今後のピストン設計思想について言及している。

第3章では、第2章で生じた問題を解決するために、ピストンスカー部の物理量の換算方法の一般的な概論について述べている。すなわち、スカー上の各物理量（歪み、面圧、変形量）は単独で作用するのではなく、考慮した全ての点と関係がある。例えば、スカー動歪みより、面圧または変形量を計算する場合は、全ての点でのスカー歪みを必要とする。本章では、それぞれの物理量は小さいと仮定し、物理量変換式を最終的にマトリクスの形で与えており、これについては全く新しい試みである。

第4章では、単体及び実機評価方法について示す。

歪み関連については、まず単体評価にて、スカー内側周方向歪み、面圧、変形量を、実機動歪み測定においては実機測定条件を示す。また、単体と実機での測定結果を合わすため、歪みに及ぼす種々の因子を考慮し、面圧、変形量以外の因子の取り除き方についても説明している。

ギャップ測定関連については、ギャップセンサの仕様、較正実験の仕方、スカー変形量、ピストンピン及びピストン重心位置の移動量、ピストンの傾き角の計算の仕方について説明している。本章の最後に、ピストンのFr-Rr方向の挙動の計算方についても説明しており、これについては今までの文献に無かった試みである。

第5章では、3次元ピストンスラップの力学について示す。ピストンの運動はコン

ロッド揺動平面内に限定し、スカートとシリンダとの接触のみの3次元接触を考慮してピストンの2次運動方程式を求めている。さらに本計算の中で、ピストンピンの保持方法（フルフロートタイプ又はセミフロートタイプ）、ピストンリングからの力及び力のモーメントの計算方法、ピストン、シリンダの熱膨張の影響等の考慮の仕方について説明している。

第6章では、第5章で求めた運動方程式を実際に計算するための方法及び入力データについて説明する。特に本理論計算においては、スカートの変形量分布から面圧分布を計算する時の剛性マトリクス及び頂部加圧によるスカート変形量のFEM解析による計算方法及び計算結果について説明している。

第7章では、単体スカート局部印加によるスカート各部変形量計算方法について説明する。これにより、第2章にて説明したスカート局部剛性値を用いて、スカート局部印加によるスカート各部変形量を大まかに予測できる。重回帰分析法により、スカート変形に及ぼす各要因を抽出した。

第8章では、測定及び解析結果、考察について示す。

第1にスカート内側各部歪みについて考察しており、歪みはスラップ発生時期と同期していることが分かる。更にこの動歪みの符号により、スラップ時のスカート各部変形モードを予測している。

第2にTh-Ath方向のピストン挙動について実測結果と解析結果の対比を実施しており、本研究にて開発したピストンの2次運動の理論解析は十分精度の良いものであることを示している。これより、エンジン低回転全負荷時はピストンに作用するスラスト力が極めて小さいため、爆発上死点前後のスラップが顕著であるのに対し、高回転になるにつれて、慣性力の影響が大きくなり、爆発上死点以外の部位においてもスラップ力が大きくなることが示されている。しかしながら、No Loadでの解析結果はFull Loadでの解析結果程良くない。この理由についても考察している。さらに2次元スラップ問題において、スカート上部での最大変形量とクリアランスの絶対値が相違している理由、ピン変位に及ぼす回転数、負荷の影響、スラップ強さに及ぼす負荷の影響についても考察している。

第3に理論解析で得られた3次元接触面圧、変形量の結果の妥当性について説明し

ている。接触面圧については、実機耐久でのスカート当たり結果との対比を行い、本研究で開発したシミュレーションプログラムで精度良くスカート当たり分布を再現していることが分かる。併せて実験による動歪みから解析した面圧、変形量分布、ギャップから解析した面圧、変形量分布の妥当性についても説明している。この節の最後に机上解析による3次元面圧、変形量分布をエンジン1サイクルに渡って示す。ピストンの2次運動に応じて面圧、変形量分布が発生していることが確認できている。

第4に実機でのスカート当たり及びばす要因を重回帰分析により抽出した。これより、スカート部の条痕摩耗は流体潤滑下での摩耗特性であるスカート部に作用する面圧とスカート部とシリンダとの滑り速度の積に応じて発生する影響よりも、面圧急増によるスカートとシリンダ間の潤滑状態の変化によって発生する影響の方が大きいことが示されている。

第5にスラップに及ぶ種々の因子の力学的考察を行い、実際のシミュレーションにより検証した結果を示す。調査した要因は、(1)下死点付近でのスカート下部のはみ出しの影響、(2)頂部加圧によるスカート変形の影響、(3)負荷の影響、(4)クランク軸オフセットの影響、(5)エンジン回転数の影響、(6)ピンオフセットの影響である。(3)~(5)の要因の影響は簡単な力学的関係式より定性的に説明できることがしめされている。

第6に実験的手法による実働時のピストンの“Th-Ath”と“Fr-Rr”方向挙動を含む3次元挙動の測定結果とスラップ評価法の問題点について考察している。ピストンの3次元挙動については、瀧口ら⁽⁹⁰⁾、Künzelら^{(91),(92)}が実験的測定結果より予言しているが、本論文では上記両者が実施した方法とは別の方法で3次元挙動を確認した。また、スラップ評価法の実験的問題点については、電気ノイズの影響で、今後実験的に上記評価を実施する場合にはノイズの除去が重要な課題であることが示されている。

第9章では、第8章までの問題点及び解決案について説明している。

第2章 スカート当たりに関する基礎研究

本章では、実際のピストン単体での測定によって得られたスカート部の剛性、設計プロファイル及びピストンの熱膨張により、実機でのスカート当たりを簡易的に予測する方法について述べる。

1. 本章で用いた主な記号

- ψ : Th-Ath方向からの角度
- G_ψ : Th-Ath方向から角度 ψ でのスカート局部剛性値(Fig.2.1参照)
- G_N : R形状治具によるスカート剛性値(Fig.2.18参照)
- F_1, F_2 : スカート剛性を測定時にスカート部に印加する力(Fig.2.1, Fig.2.18参照)
- ζ_1, ζ_2 : 上記 F_1, F_2 を印加した時のスカート変形量(Fig.2.1, Fig.2.18参照)
- ζ_ψ : Th-Ath方向から角度 ψ でのスカートとシリンダとの干渉量(Fig.2.4参照),
又はピストン最外径からの逃げ量(Fig.2.3参照)
- P_ψ : 角度 ψ でのスカート面圧
- N_Z : スカート高さ方向分割数
- N_ψ : スカート周方向分割数
- H : スカート高さ
- r_{cyl} : シリンダ半径
- R_C : シリンダ楕円断面の半径(Fig.2.4, 式(2.5)参照)
- r_p : ピストンのプロファイル, 熱膨張を考慮したピストン半径
- β : ピストンの傾き角
- e_p : ピストン中心のシリンダ中心からのずれ量(傾き角考慮無, Fig.2.4参照)
- x_p : ピストン中心のシリンダ中心からのずれ量(傾き角考慮, Fig.2.4参照)
- k_G : スカート当たり修正係数
- S : スカート表面積
- T : スカート任意温度
- α_p : スカート線膨張係数
- α_c : シリンダボア線膨張係数
- V : クリアランス0の時のスカート部とシリンダの拘束力
- F_T : スラスト力

2. スカート局部剛性測定法

従来、コンロッド揺動平面内の2次元スラップ解析においてはTh-Ath方向の剛性値のみで十分であるが、スカート全面に渡る面圧解析においては、スカート周方向を含めたスカート局部剛性値の把握が必要である。

Fig. 2.1にスカート局部剛性測定法及び剛性計算方法を示す。すなわち、スカートの反対面をシリンダボアの半径相当の治具で保持した状態で、もう一方のスカート面よりポイントで力を印加する。この時の変形量及び印加力を測定し、式(2.1)により、Th-Ath方向から角度(ψ)でのスカート局部剛性値(G_ψ)を計算した。以上の測定をスカート全面に渡って実施することにより、剛性分布を求めることができる。

$$G_\psi = \frac{F_2 - F_1}{\zeta_2 - \zeta_1} \quad \text{-----(2.1)}$$

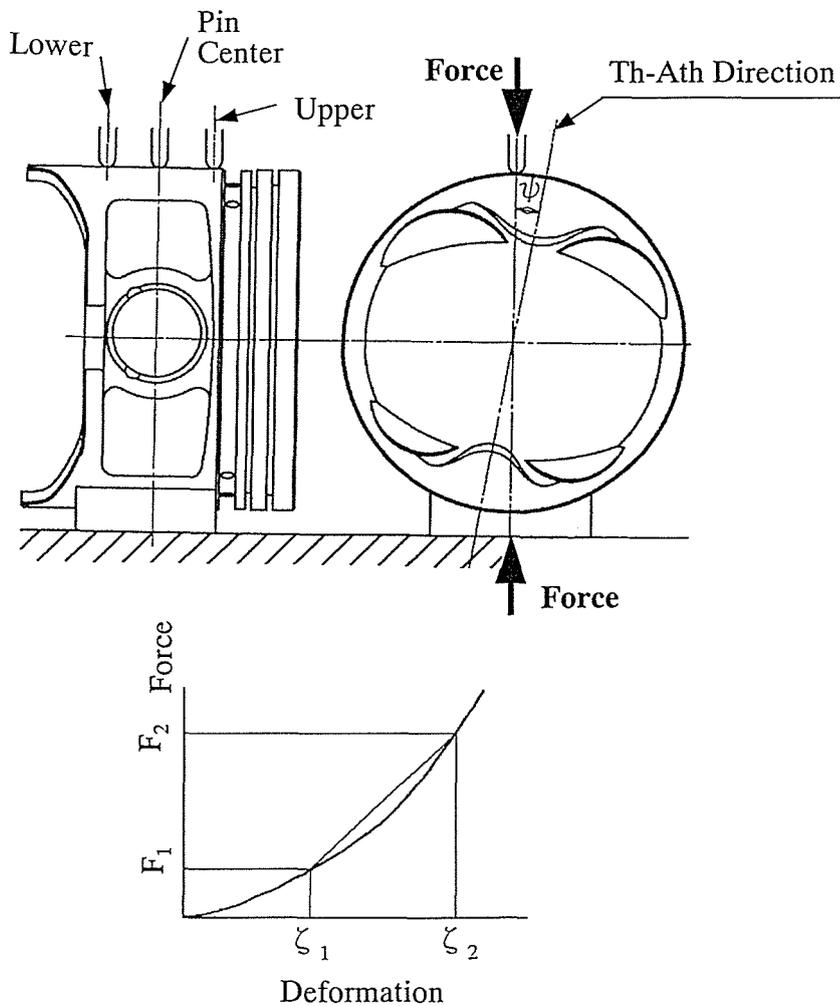


Fig.2.1 Measurement and Calculation of Skirt Local Stiffness

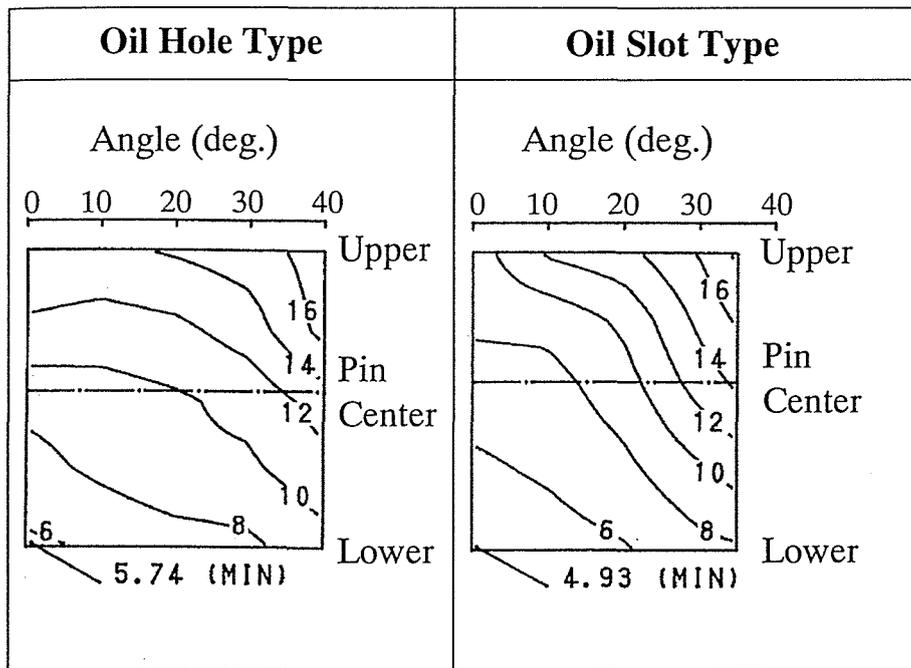


Fig.2.2 Examples of Skirt Local Stiffness Distribution(unit :MN/m)

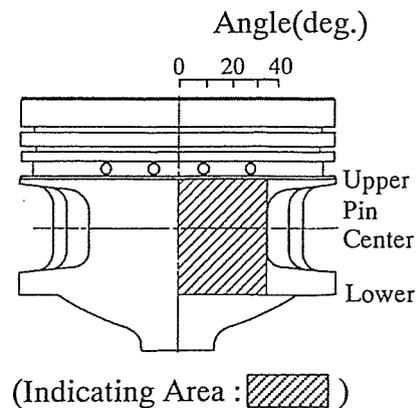


Fig.2.2に本章で検討した2種類のピストンの局部剛性分布を示す。オイルリング溝にオイル戻し穴を開けたオイルホールタイプピストンはランド部とスカート部が接続した構造をしているので、局部剛性分布は高さ方向の影響が大きいものに対し、オイルリング溝にスリットを設けたスリットタイプのピストンではランド部とスカート部が離れているため、周方向の影響が大きいことが分かる。なお、スリットタイプピストンとホールタイプピストンの相違をTable2.3に示す。

3. スカート局部剛性とプロフィール

本章の予備調査として、Fig.2.3にスカート上部でのスカート局部剛性値(G_{ψ})、ボア径($2r_{cyl}$)、スカートプロフィールすなわち、ピストン最外径からの逃げ量(ξ_{ψ})の関係を示す。

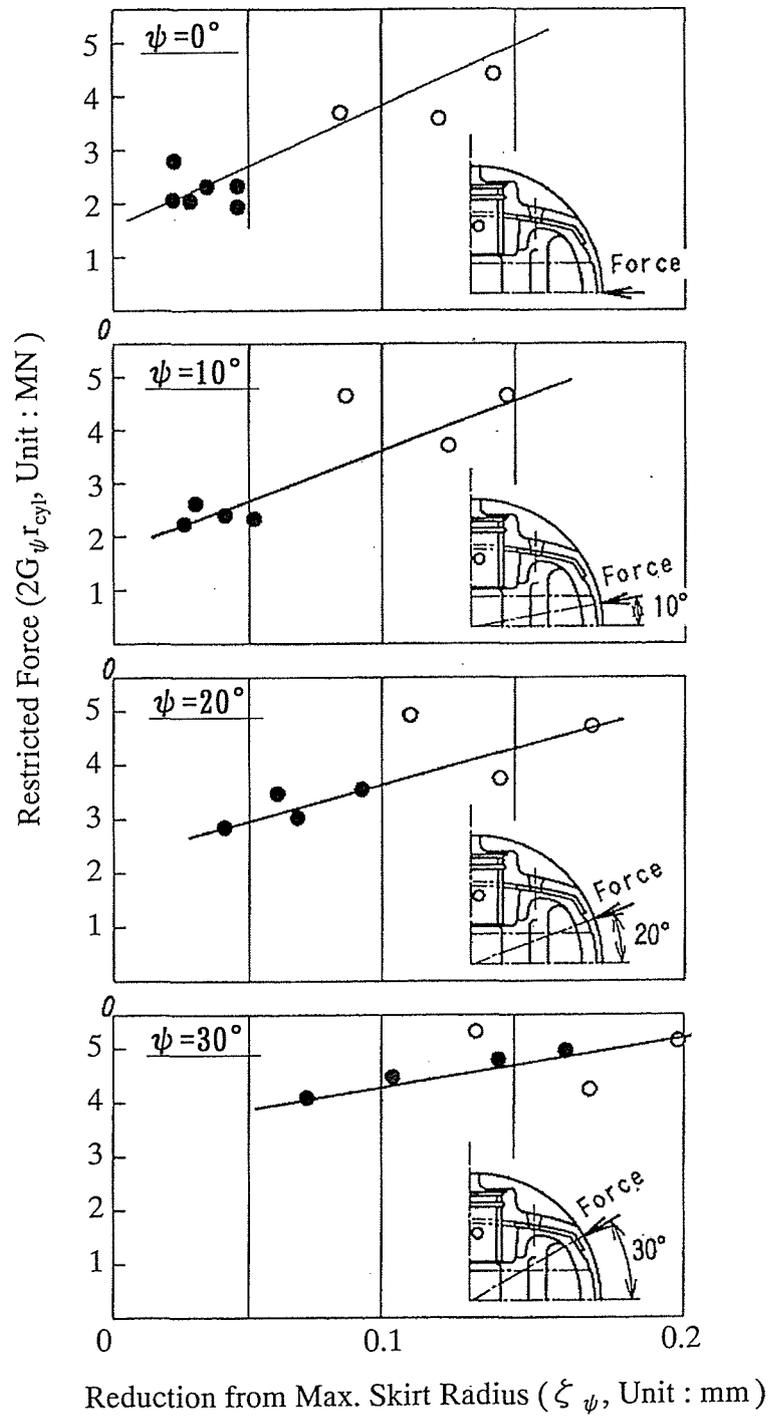


Fig.2.3 Relationship between Max. Skirt Radius(ξ_{ψ}) and Restricted Force($2G_{\psi}r_{cyl}$) by Thermal Expansion

(○ : Oil Hole Type)
 (● : Oil Slit Type)

一般に、実機運転状態においては、スカートの一部とシリンダボアは干渉していることが知られているから、スカートとシリンダ間のクリアランスを“0”，スカートとシリンダの線膨張係数が全て同一，更にスカート各部とシリンダ間の温度分布が全て同一であると仮定すれば，ピストンがシリンダボアから受ける拘束力Vは以下(2.2)式によって計算できる。

$$V = G_{\psi}(2r_{cyl})(\alpha_p - \alpha_c)(T - 20) \propto G_{\psi}(2r_{cyl}) \text{-----}(2.2)$$

上記の拘束力によるスカート焼き付きを避けるために，スカート部にはプロファイルが施されている。Fig.2.3にスカート任意の高さにおけるスカート最外径からの逃げ量(ξ_{ψ})とスカート拘束力のファクタ($2G_{\psi}r_{cyl}$)の関係を示す。これより，オイルスリットタイプ，オイルホールタイプ如何に関わらず，スカート最外径からの逃げ量(ξ_{ψ})と拘束力のファクタ($2G_{\psi}r_{cyl}$)は非常に良い相関があることが分かる。

以上の予備調査より，スカート局部剛性，スカートプロファイルは実働時のスカート当たり大きく影響を及ぼしており，上記両者より，実働時のスカートプロファイルを予測することができる。

4. スカート当たりの簡易理論

Fig.2.4に解析モデルを示す。本理論では以下の2点について仮定している。

- (1)スカート部がボアと接触した時，スカート部の接触位置によって，ピストンに力のモーメントが作用し，ピストンは回転するが，本解析ではピストンは回転せず一定のピストンの傾き角でボアと接触する。
- (2)スカート部の力の作用点は互いに独立で，各々の力の作用点は互いに影響を及ぼさない。

Fig.2.4より，スカートの任意の点Aにおけるボアとの干渉量 ξ_{ψ} は，

$$\xi_{\psi} = r_p + x_p \cos \psi - \sqrt{R_c^2 - x_p^2 \sin^2 \psi} \text{-----}(2.3)$$

ここで，

$$x_p = e_p \cos \beta + H \tan \beta \text{-----}(2.4)$$

$$R_c = r_{cyl} \sqrt{\frac{\cos^2 \psi}{\cos^2 \beta} + \sin^2 \psi} \text{-----}(2.5)$$

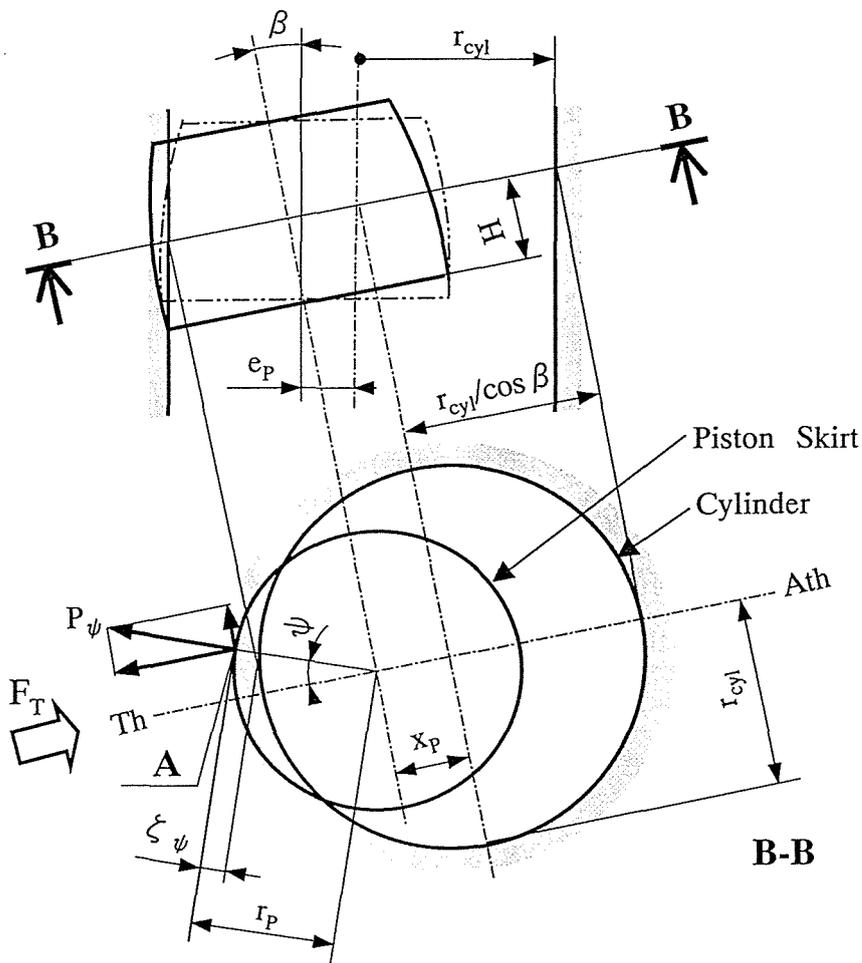


Fig.2.4 Analytical Model

スカート上のA点における面圧 P_ψ は、剛性値 G_ψ を用いて、

$$P_\psi = \begin{cases} k_G \cdot G_\psi \cdot \xi_\psi & (\xi_\psi \geq 0) \\ 0 & (\xi_\psi < 0) \end{cases} \quad \text{----- (2.6)}$$

(2.4)より、スカート部に作用するスラスト力 F_T は、スカート表面積 S で面積分することにより、式(2.5)にて求めることができる。

$$F_T = \int_S P_\psi \cos\psi dS = k_G \int_S G_\psi \xi_\psi \cos\psi dS \quad \text{----- (2.7)}$$

(2.5)より、ピストンに作用するスラスト力 F_T 及び実機評価結果のスカート当たり状況から、スカート当たり修正係数 k_G を合わせ込んで計算した。

Fig. 2.5にスカート部計算範囲を示す. スカート上部~下部迄 $N_\psi \cdot N_z$ の小片にスカート部を等分割し, この小片の中心に力の作用点(●印)を設定した.

Fig. 2.6に熱膨張測定によって得られた供試ピストンの熱膨張を, Table 2.1に供試ピストン仕様, Fig. 2.7, Fig. 2.8にそれぞれオイルスリットタイプ, ホールタイプの設計半径クリアランス分布, 熱膨張分布, 熱膨張後のクリアランス分布を示す. スカート上部と下部間の熱膨張分布はスカート高さ方向で直線的に内挿した. オイルスリット品の熱膨張はスリットの開口形状, スカート剛性, スチールストラットの剛性の影響を大きく受けるのに対し, オイルホール品の熱膨張は, スカートの周方向温度分布がほとんど均一であるため, 熱膨張量はスカート高さ方向のみで決定される結果に基づき. また, 実機運転条件ではスカート最外径部位(Th-Athピン穴とスカート下部の間)はピストンとボアの熱膨張差により, スカートはシリンダボアに拘束されていることが分かる.

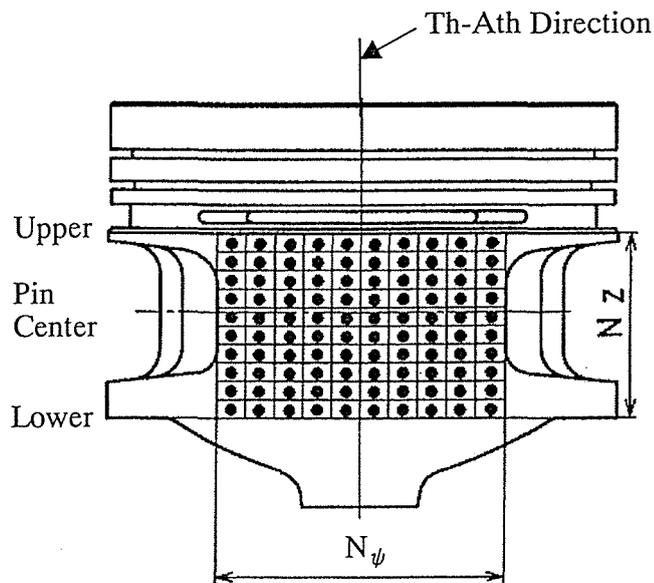


Fig.2.5 Imaginary Force Points on the Skirt

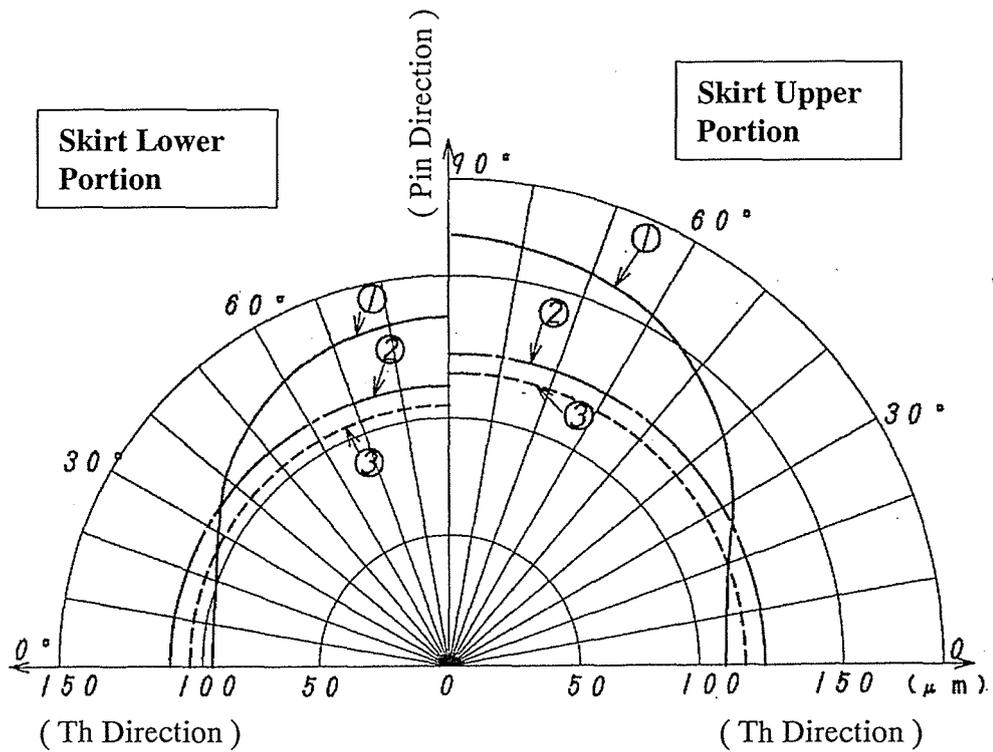


Fig.2.6 Piston Thermal Expansions used in this Analysis

Table 2.1 Piston Specifications and Skirt Temperature

No.	Piston Diameter	Piston Type	Skirt Temp(Upper)	Skirt Temp(Lower)
①	ϕ 95 mm	Slot	140°C	120°C
②	ϕ 86 mm	Hole	160°C	140°C
③	ϕ 82.5 mm	Hole	160°C	140°C

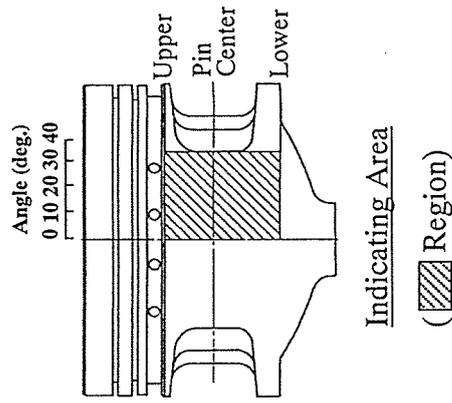
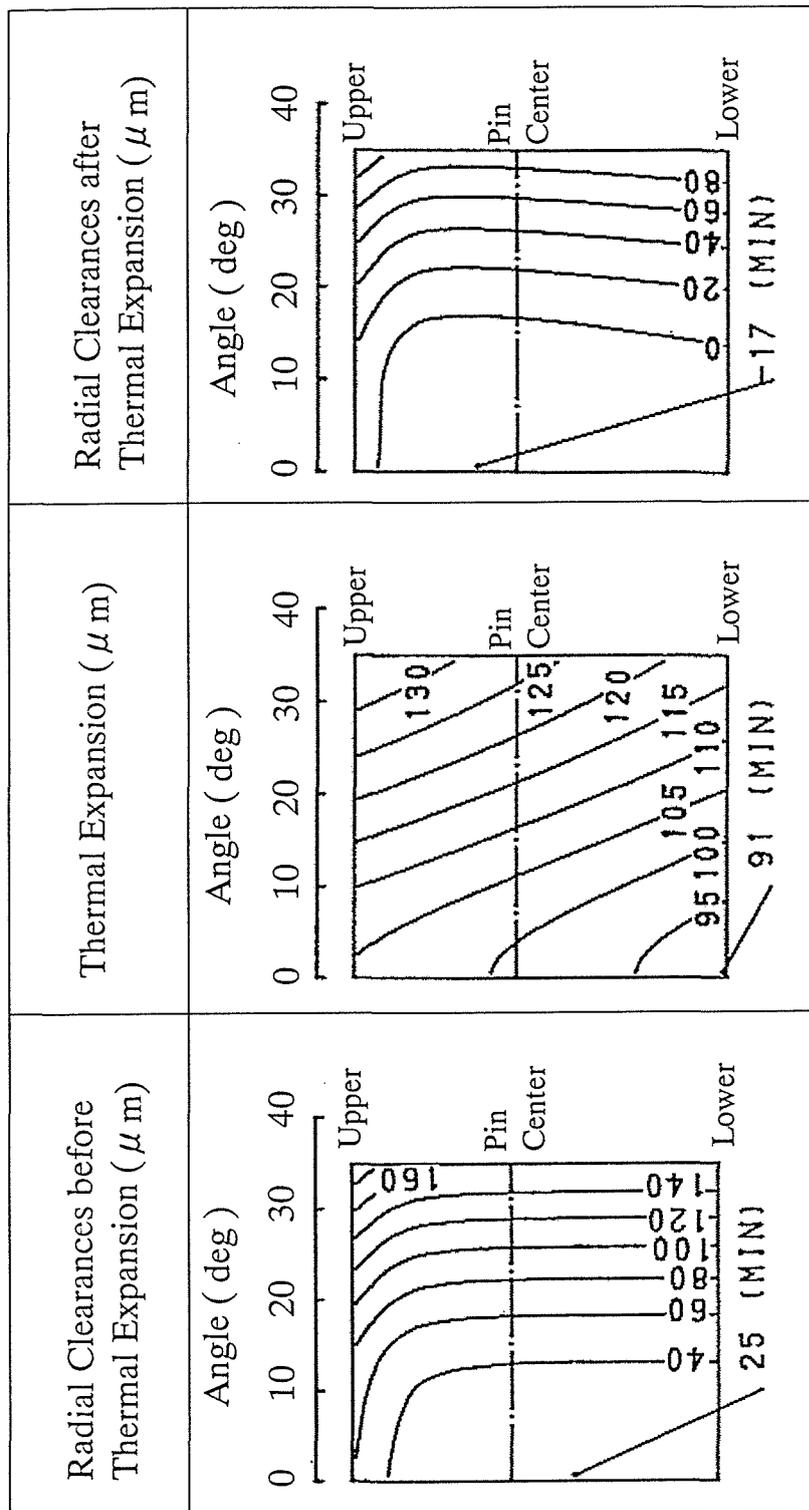


Fig.2.7 Designed Skirt Clearance, Thermal Expansion, and Fired Condition Clearance Distribution
(① $\phi 95$, Oil Slit Type)

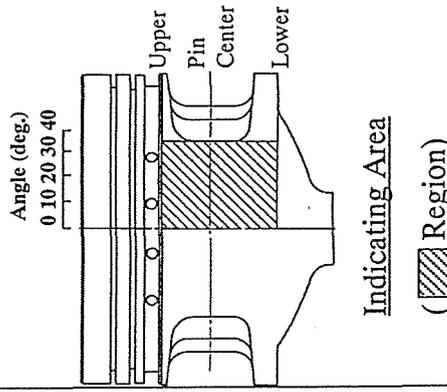
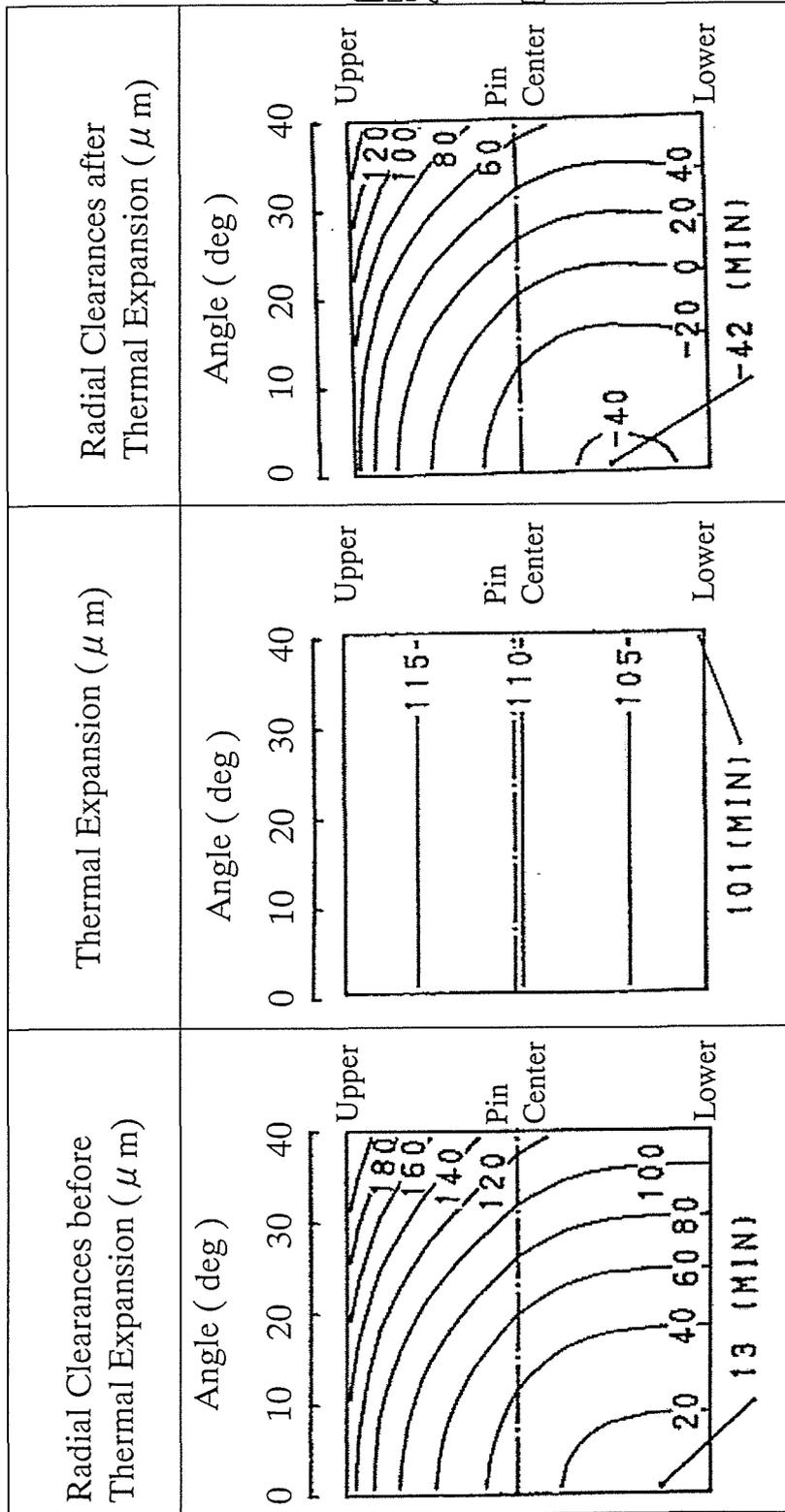


Fig.2.8 Designed Skirt Clearance, Thermal Expansion, and Fired Condition Clearance Distribution
 (③ ϕ 82.5, Oil Hole Type)

5. 解析結果及び考察

5. 1. スカート当たり解析結果

Table 2.1に示すスリットタイプ①及びホールタイプ③のピストンの実機でのスカート当たり（条痕摩耗割合）と解析解析結果をそれぞれFig.2.9, Fig.2.10に示す。解析はいずれもピストンの傾き角（反時計回りを正, Fig.2.11参照）： $\beta=0^\circ$ にて実施している。Th側においては、タイプ①③共、実機結果と解析結果は良い相関が得られ、特にタイプ①のピストンのスカート上部～ピン穴中心、Th方向からの角度 10° 方向に実機評価で条痕摩耗割合の大きい部分に解析結果で大きな面圧が発生していることが確認できる。しかしながらAth側、特にタイプ①のピン穴下～スカート下部間のAth方向からの角度 $10^\circ \sim 20^\circ$ における強い当りは再現できていない。これはタイプ③のスカート部よりも、タイプ①の方が実機評価中にスカート変形が大きく、スカートとシリンダとの接触が変化するためと推測される。

Fig.2.11にFig.2.9, Fig.2.10で得られたTh側における実機評価でのスカート条痕摩耗割合と、当たり予測面圧の相関を示す。これより、両者の間には十分相関があり、本手法が適用できることが分かる。特に予測面圧が7MPaを越す部分は条痕が急激に摩耗してしまい、スカート焼き付きに至る可能性があるため、プロフィール及びスカート部の剛性を改良する必要があると考えられる。

5. 2. 接触時のピストンの傾き角の影響

Fig. 2.12にTable 2.1のタイプ①, Fig.2.13にTable 2.1のタイプ③のピストンのスカート接触面圧に及ぼすピストンの傾き角の影響を示す。傾き角が反時計回り回転した状態でボアと接触すると、スカート上部が接触し、時計回りに回転した状態でボアと接触すると、スカート下部が接触してくる。Fig2.14に、ピストン最大接触面圧に及ぼすピストン傾き角の影響を示す。ホールタイプのピストンでは傾き角の影響を殆ど受けないのに対し、スリットタイプピストンではスカート上部が接触するにつれて、最大面圧が急激に上昇していることが確認できる。この理由は、Fig.2.7, Fig.2.8に示すように、スリットタイプのピストンのテーパプロフィールのスカート上部の逃がし量はホールタイプピストンの逃がし量に比較して小さく、このためピストンが反時計回りに少し傾いた状態で接触してもスカート剛性の高いスカート上部が接触するためと考える。

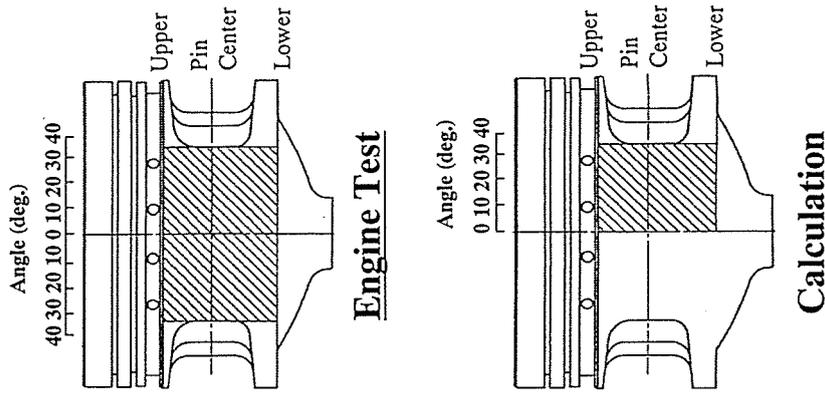


Fig. Indicating Area
 ((Region)

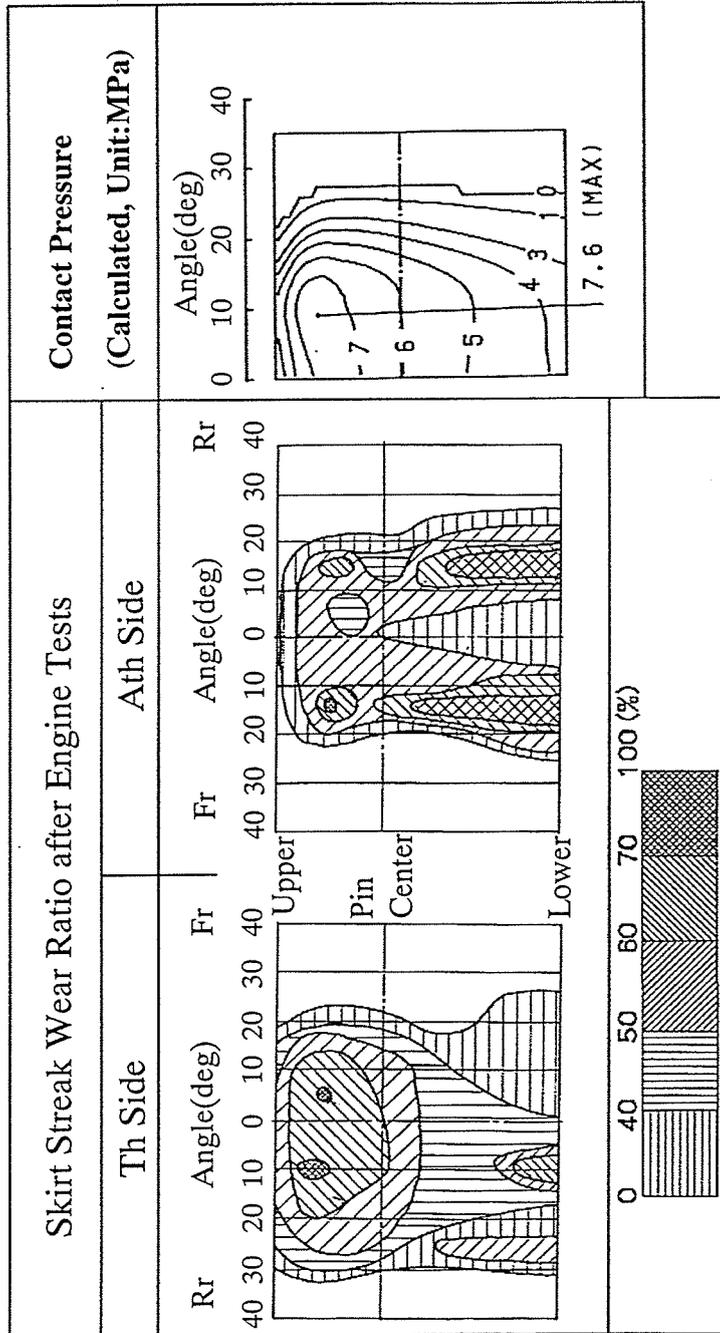


Fig.2.9 Comparison between the Streak Wear Ratio on the Skirt after
 Engine Tests and Calculated Skirt Contact Pressures
 (① φ 95, Oil Slit Type)

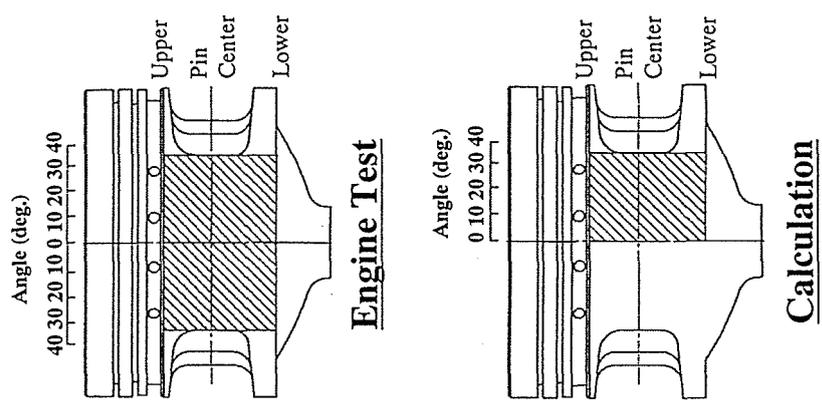
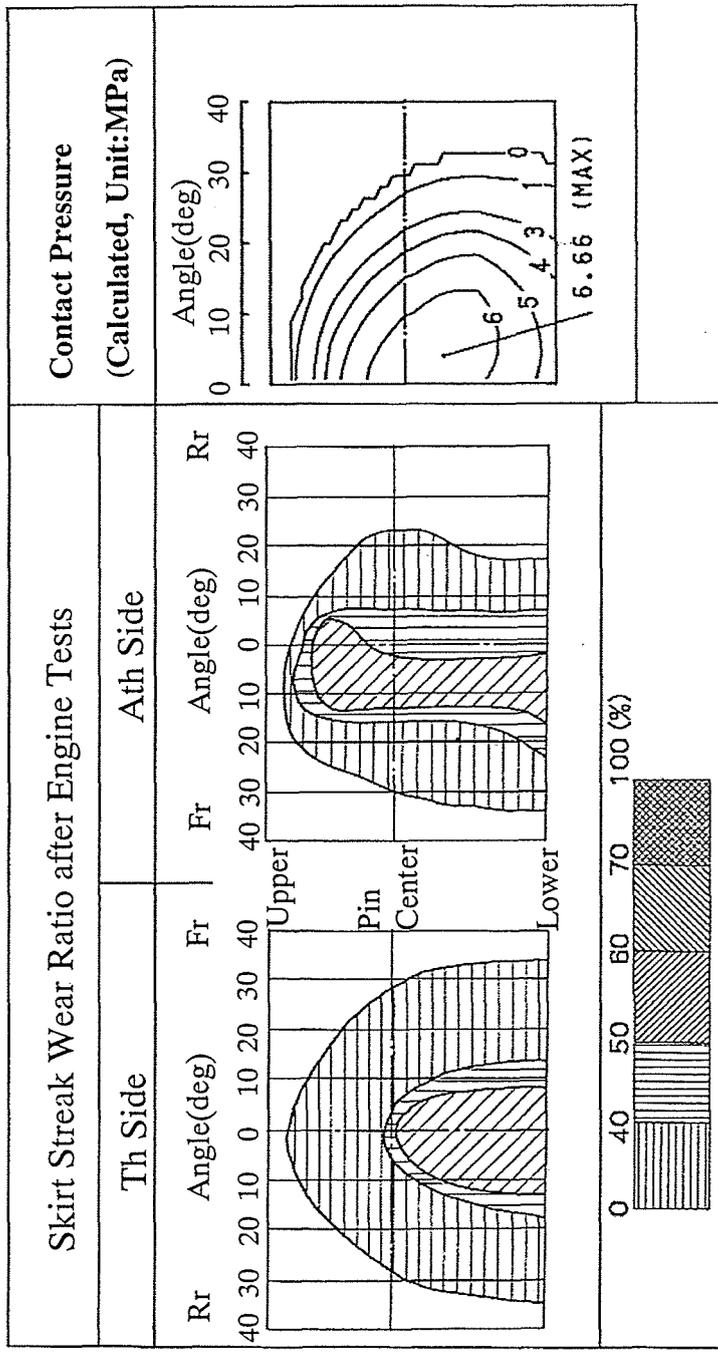


Fig. Indicating Area
( Region)

Fig.2.10 Comparison between the Streak Wear Ratio on the Skirt after Engine Tests and Calculated Skirt Contact Pressures (③ φ 82.5, Oil Hole Type)

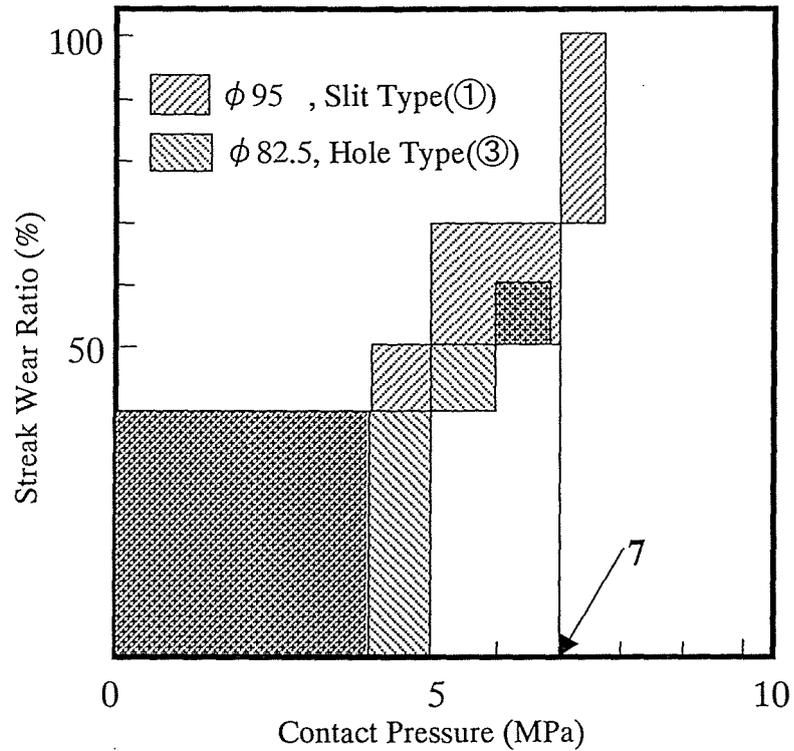


Fig.2.11 Relationship between Streak Wear Ratio and Calculated Contact Pressure

5. 3. プロファイルの経時変化の影響

ピストンに作用するスラスト力の影響等により、実機評価中にスカートプロファイルは変化し、スカートのボアとの接触状態も変化する。上記5. 1で述べた当たりの悪い①のピストンについて、Fig.2.15に実機評価前後の冷間時のスカートとシリンダ間の半径クリアランス分布、当たり予測結果を示す。これにより、特に反スラスト側ピン穴～スカート下部間のTh-Ath方向からの角度 10° ～ 20° 方向の強い当りりは実機評価後のプロファイルを考慮することによって、さらに良く再現できることが分かる。しかしながら、本手法を活用するためには、事前に耐久後の当たりを予測する必要があり、本基礎研究だけでは当たり予測は不十分である。

6. スカート当たりの改良例

Table 2.1の②のピストンにおいて、本手法を用いた応用例をFig.2.16に示す。改良前後品はプロファイルのみ相違する。改良前品においては、Th-Ath方向ピン穴中心上の条痕摩耗割合が大きく、解析結果においても大きい面圧が生じているが、改良後品は面圧も低下し、均一にスカートが当たっていることが確認できる。

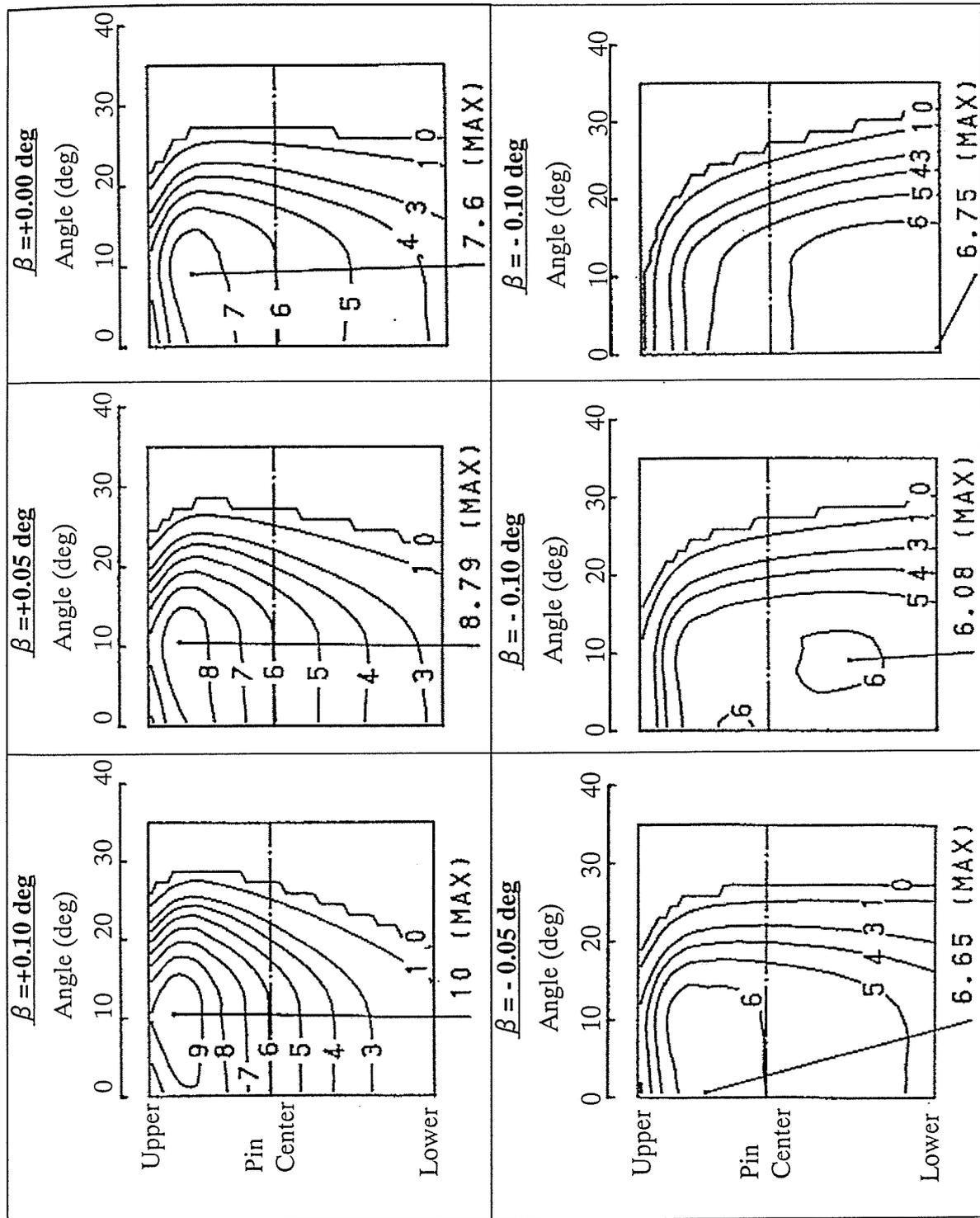


Fig.2.12 Effect of Piston Tilt Angle on Skirt Contact Pressure (① ϕ 95 Slit Type Piston)

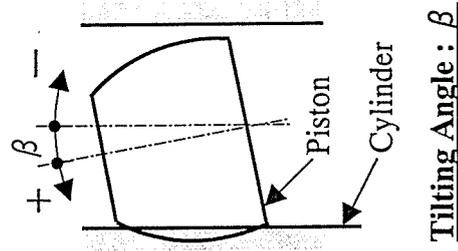
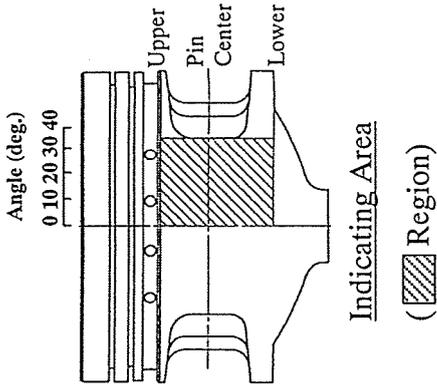
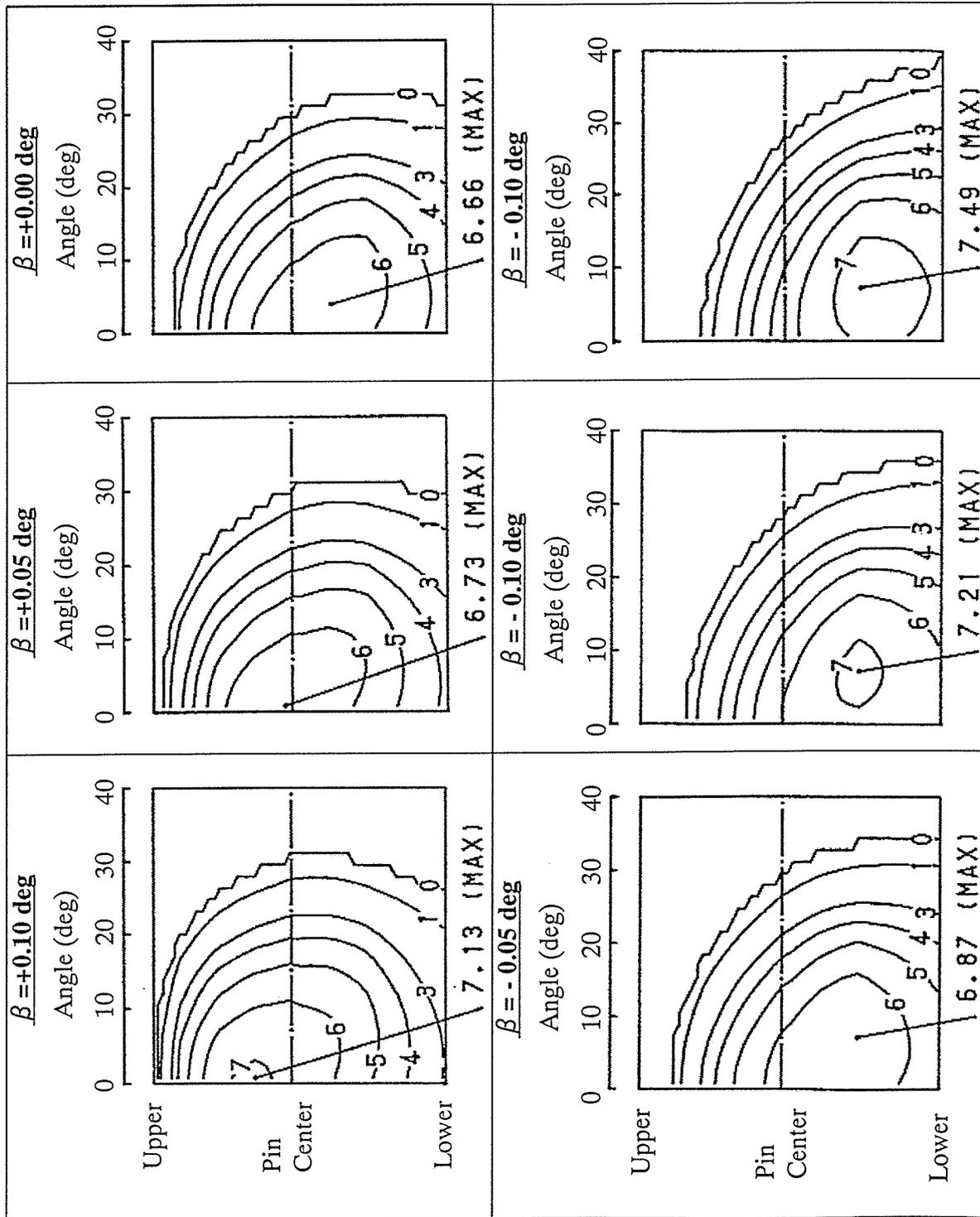


Fig.2.13 Effect of Piston Tilt Angle on Skirt Contact Pressure (3) ϕ 82.5 Hole Type Piston

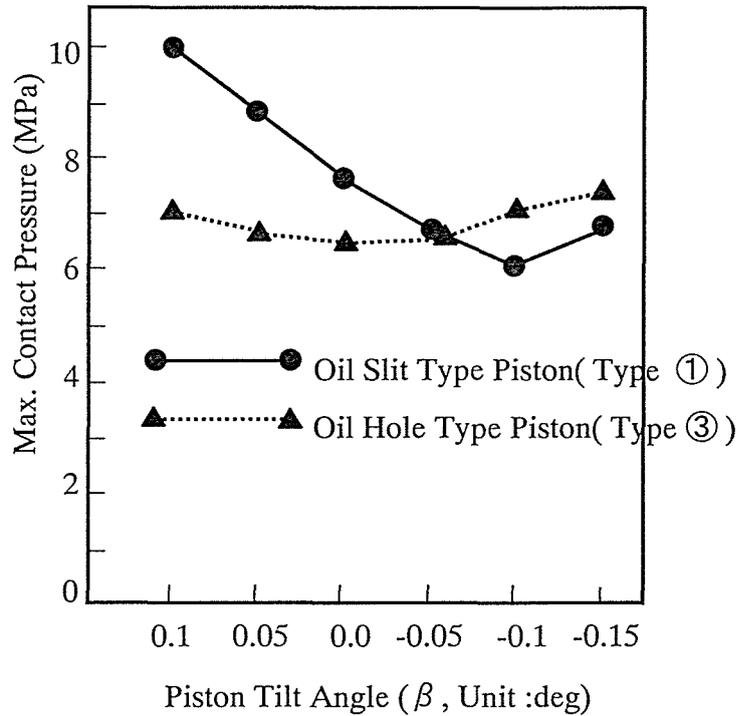


Fig.2.14 Effect of Piston Tilt Angle on Max. Contact Pressure

7. 本手法の限界と原因調査

以上述べた予測手法は、1991年以降の解析では次第に実機結果と解析結果が合わなくなってきた。つまり、オイルホールタイプピストンにおいて、式(2.4), 式(2.5)で計算される面圧分布はFig.2.17に示すように、常にTh-Ath方向の面圧が最大になるのに対し、実機耐久でのスカート最大当たり又は焼き付き箇所はTh-Ath方向からFr-Rr方向にずれた位置に発生するからである。

Fig.2.18にシリンダRタイプの治具にて測定(測定法: Fig.2.18)したスカート剛性(G_N)とモデルイヤーの関係を示し、両者の結果が乖離してきた原因をTable 2.2に示す。これより、軽量化の要求により、ピストン設計思想の大幅な変化によるものであることが分かった。今後、1991年以前の旧型のピストン設計思想に戻ることはまず考えられないため、上記手法に代わる新しいスカート当たり予測手法の開発が急務となってきた。このため本研究においては、スカート剛性、ピストンの2次運動を含むスカート当たりについて全面的に見直しを本論文第3章以降で検討した。

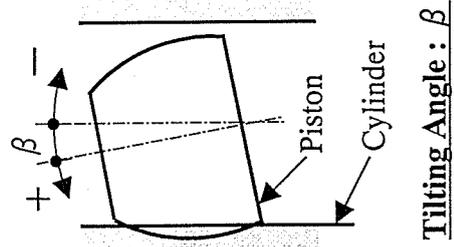
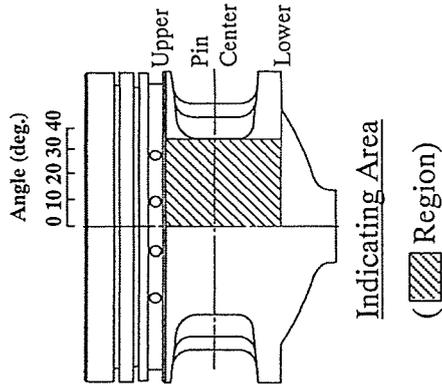
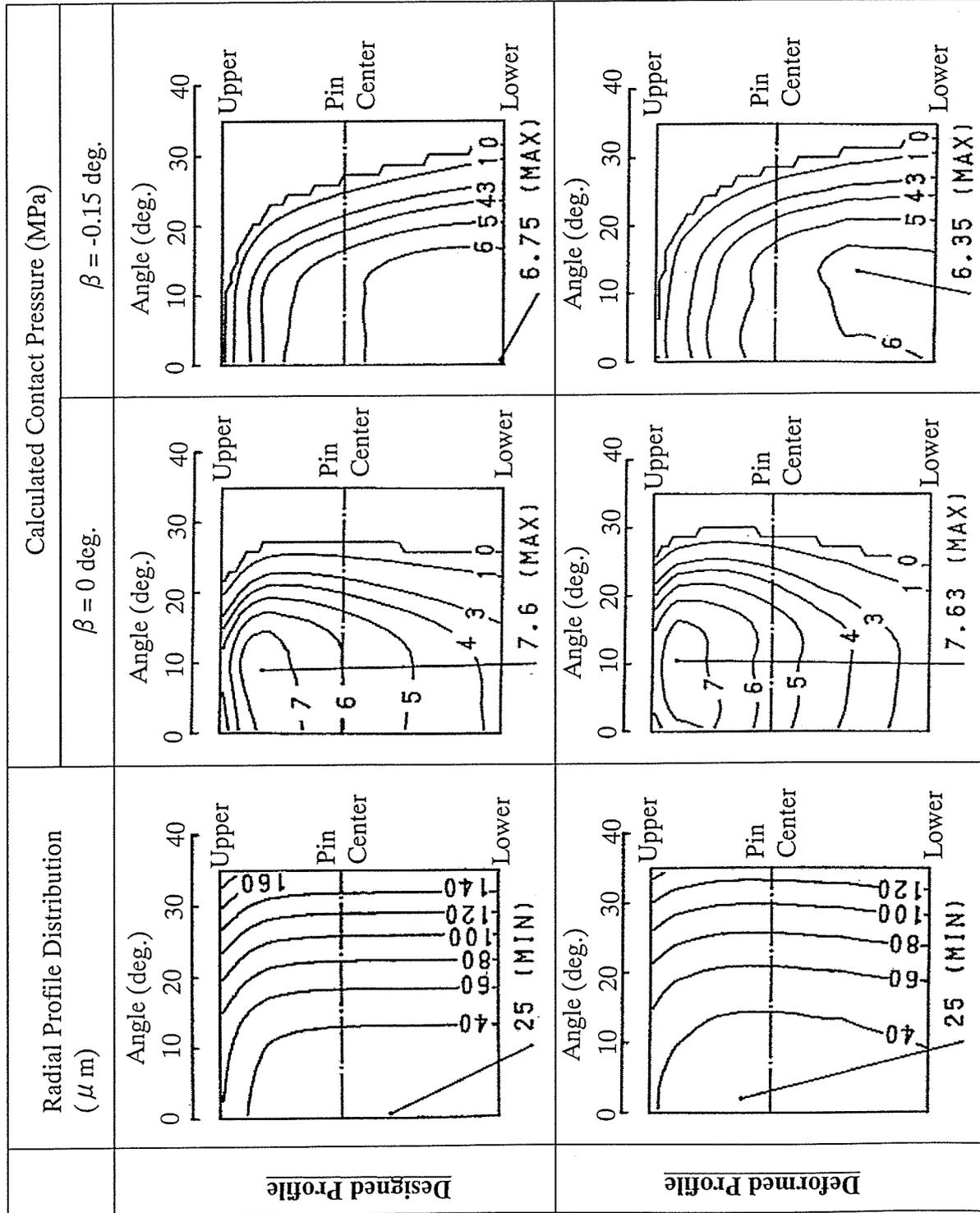
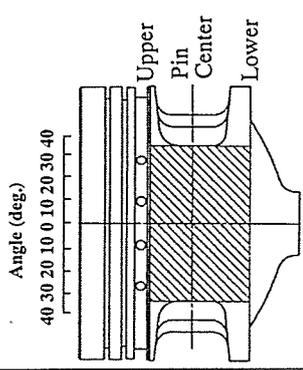
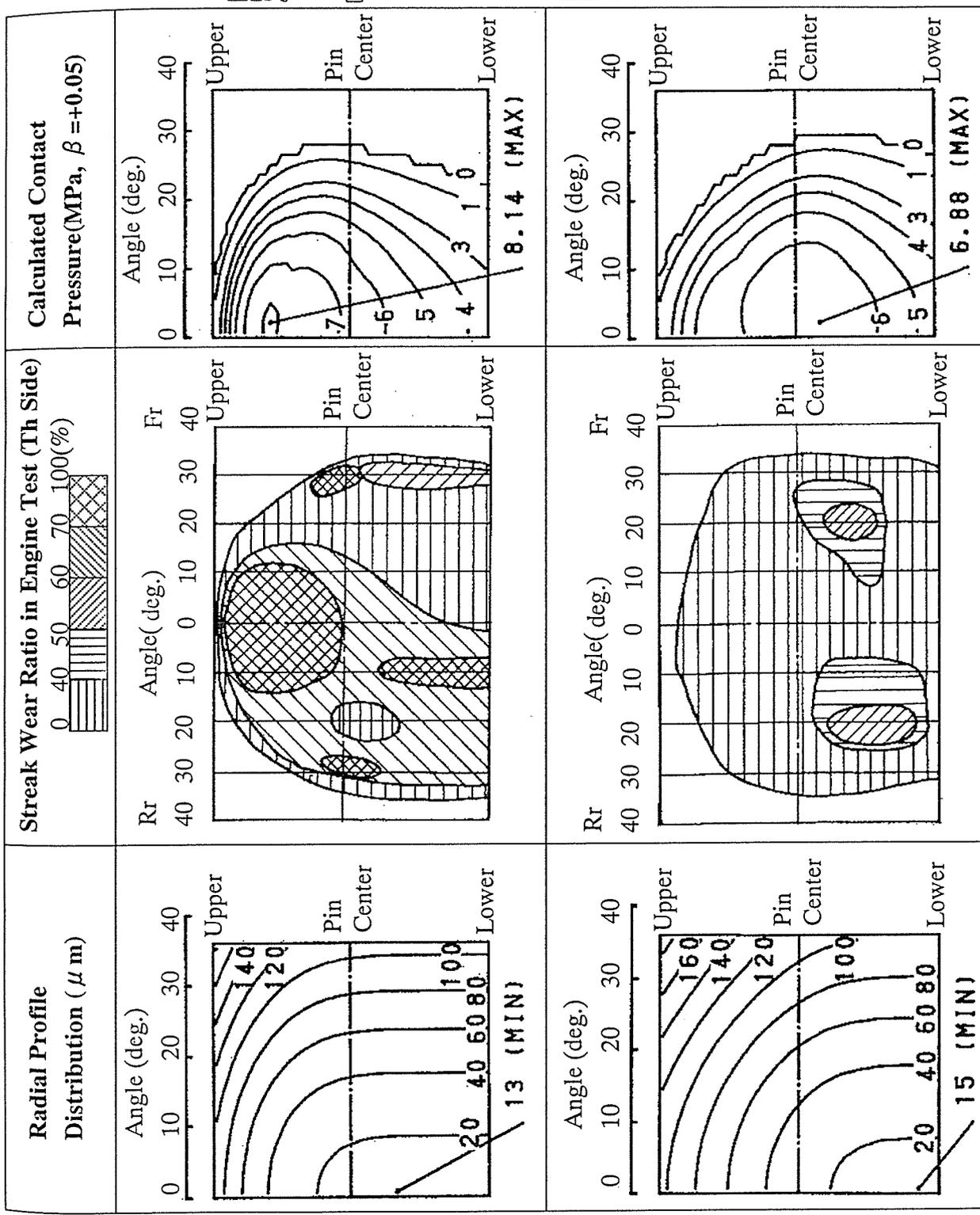
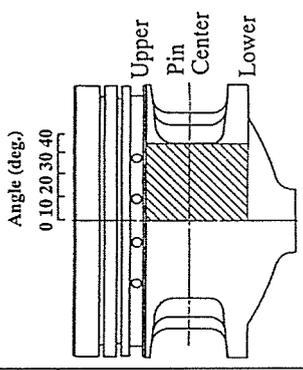


Fig.2.15 Calculated Contact Pressure distribution in Designed and Deformed Skirt Profile ($\phi 95$ Hole Type Piston ; Unit : MPa)



Engine Test



Calculation

Fig. Indicating Area

(Region)

Fig.2.16 Effect of Skirt profiles on the Skirt Streak Wear Ratio and Estimated Contact Pressure

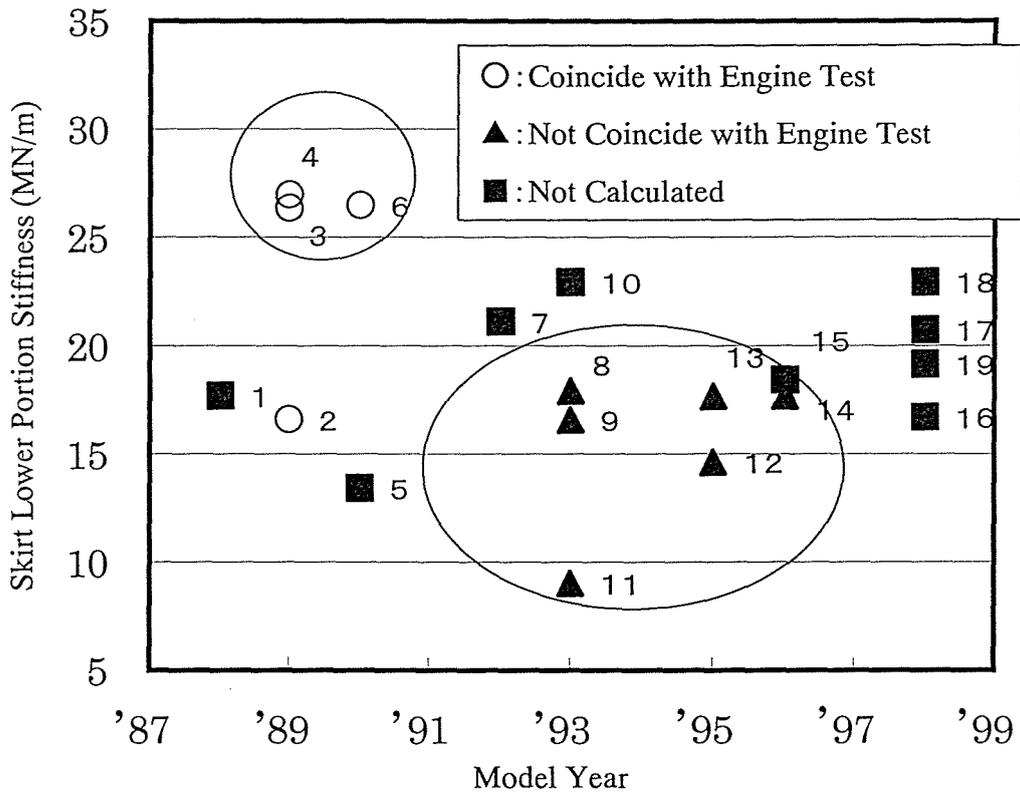


Fig.2.17 Skirt Lower Portion Stiffness (G_N) vs. Model Year

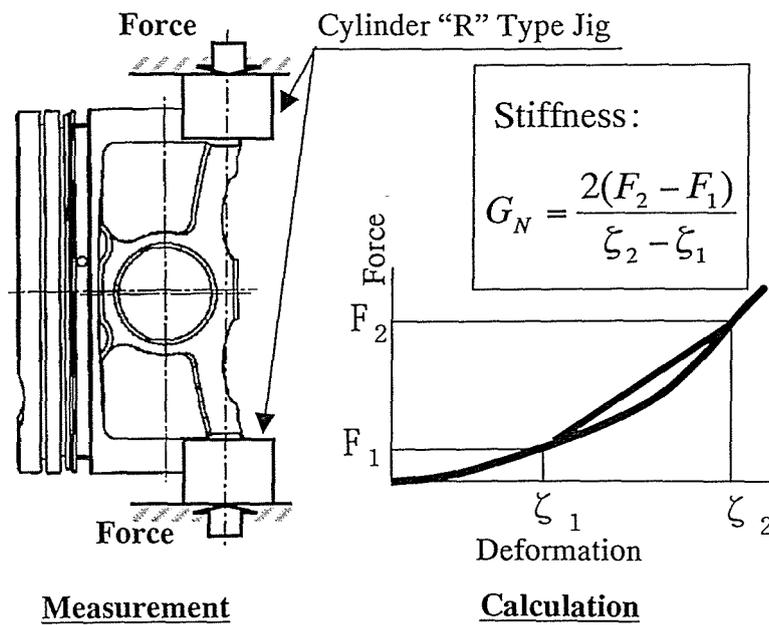
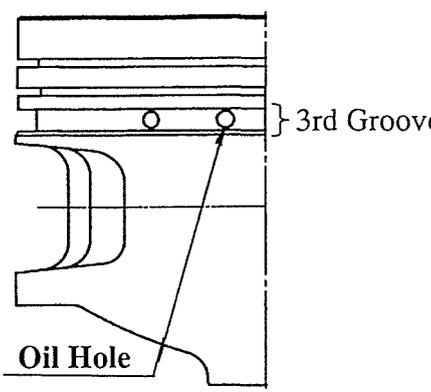
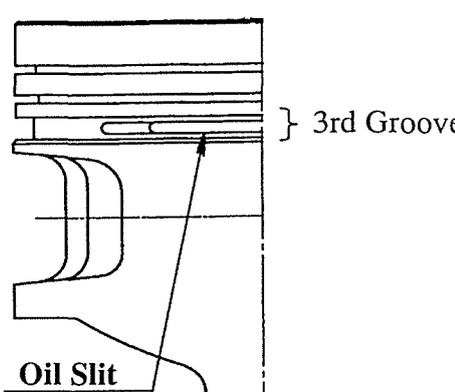


Fig.2.18 Measurement of Lower Portion Skirt Stiffness

Table 2.2 Comparison between Predictable and Not Predictable Piston

	Piston Type	Piston Design
Skirt Contact Predictable Piston	<ul style="list-style-type: none"> • Oil Slit Type (Table 1.4) • Lower Portion Skirt Stiffness: Min. 25 MN/m 	<p><u>Low Noise Generation</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Oil Slit Type → Reduction of Skirt and Cylinder Clearance • Oil Hole Type → Reduction of Piston Tilt Angle
Skirt Contact Not Predictable Piston	<ul style="list-style-type: none"> • Oil Hole Type (Table 1.4) and • Lower Portion Skirt Stiffness: Max. 20 MN/m 	<p><u>Light Weight</u></p> <p>Method of Piston behavior stabilization: Pin Hole Offset etc.</p>

Table 2.3 Difference between Piston with Oil Slit Type and Oil Hole Type

	Oil Hole Type	Oil Slit Type
Configuration	 <p>Oil Hole</p>	 <p>Oil Slit</p>
Purpose	<ul style="list-style-type: none"> • <u>High Strength</u> • High Thermal Conductivity to Skirt 	<ul style="list-style-type: none"> • <u>Noise Reduction</u> <p>(Reduction of Clearance between Skirt Upper Portion and Cylinder)</p>

第3章 スカート面圧、変形量予測方法の一般原理

1. 本章で用いた主な記号

- $\varepsilon_T, \varepsilon_{iT}$: スカート内側周方向歪み (添字 “i” 付きは i 点での歪み)
- $\varepsilon_L, \varepsilon_{iL}$: スカート内側縦方向歪み (添字 “i” 付きは i 点での歪み)
- γ_{TL} : スカート内側剪断歪み
- ξ_i, η_i : スカートの物理量 (添字 “i” は場所)
- Φ_{ij} : 係数マトリクスの (i, j) 要素
- D_{ij} : 弾性マトリクスの (i, j) 要素
- Δ_{ij} : 変形量換算マトリクスの (i, j) 要素
- G_{ij} : 剛性マトリクスの (i, j) 要素
- C_{ij} : コンプライアンスマトリクスの (i, j) 要素
- (Φ_{ij}) : 係数マトリクス
- η_{ij}^{-1} : スカート物理量 η_{ij} マトリクスの逆マトリクスの (i, j) 要素

2. 歪みに関する予備調査

ピストンスカート部がシリンダボアに接触すると、その接触部位に面圧、変形が生じ、スカート内側表面に歪みが生ずる。生ずる歪みは、周方向歪み ε_T 、高さ方向歪み ε_L 、剪断歪み γ_{TL} であり、この歪みを用いて、スカートの物理量 (変形量、面圧) は以下のように記述することができる。

$$\xi_i = \xi_i(\varepsilon_{iT}, \dots, \varepsilon_{nT}, \varepsilon_{iL}, \dots, \varepsilon_{nL}, \gamma_{iTL}, \dots, \gamma_{nTL}) \quad \text{-----}(3.1)$$

ここで、実働時のガス力及び慣性力により、シリンダ軸方向にも歪みは生ずるが、スカート下部は解放されているため、この影響は極めて小さく、無視している。しかしながら、本研究の主題であるスカート変形量、面圧の予測のためにはスカート各部において上記3点の歪みを全て計算する必要があり、実験工数が増大する。従って、上式(3.1)を単純化する必要がある。

Fig.3.1に本実験で用いたピストンのスカート内側の周方向歪み(ε_T)、縦方向歪み(ε_L)、45°方向歪み(ε_{45})の測定位置を、Table2.1に後述する単体評価装置によって求めた変形量に及ぼす周方向歪み(ε_T)、横方向歪み(ε_L)、45°方向歪みの重回帰分析

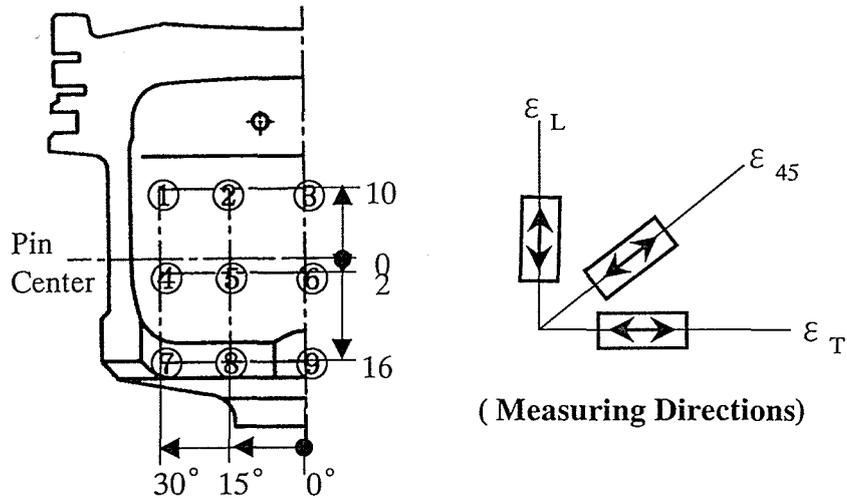


Fig. 3.1 Skirt Inner Circumferential, Height-, and 45° -Direction Strains Measuring Points

Table 3.1 Effect of Strains on Skirt Deformation
Regression Coefficient (R)=0.57

	Correlation Coefficient	F Values
ϵ_T	-0.51	11.06**
ϵ_L	0.13	0.52
ϵ_{45}	0.25	0.42

(Note ** : 1% Significant)

結果を示す。これより、変形量に最も影響を及ぼす歪みは周方向歪みであることが分かる。同様に、面圧と歪みの関係においても、周方向の歪み(ϵ_T)の影響が最も大きく、よって式(3.1)より、任意の物理量 ξ_i に対し、周方向歪み(ϵ_T 's)のみで表現できる。

3. ピストンスカート物理量に関する一般概論

スカート上の考慮すべき点を n とし、任意の点 i における物理量を ξ_i 、 η_i とすれば、両者は式(3.2)の関係にて表現できる。

$$\xi_i = \xi_i(\eta_1, \dots, \eta_n) \quad \text{----- (3.2)}$$

($i = 1 \sim n$)

式(3.2)をTaylor展開すると、以下式(3.3)を得る。

$$\xi_i = \xi_i(0, \dots, 0) + \left[\frac{\partial \xi_i}{\partial \eta_1} \right]_{\eta_1 = \dots = \eta_n = 0} \cdot \eta_1 + \dots + \left[\frac{\partial \xi_i}{\partial \eta_n} \right]_{\eta_1 = \dots = \eta_n = 0} \cdot \eta_n + O(\eta^2) \quad \text{--- (3.3)}$$

式(3.3)にて、一方の物理量 η 's が全て 0 の時は、もう一方の物理量 ξ 's は 0 であり、且つ、物理量 η 's は微小量であると仮定すると、 η 's の 2 次以上の項は無視できるため、以下式(3.4)を得る。

$$\xi_i = \sum_{j=1}^n \left[\frac{\partial \xi_i}{\partial \eta_j} \right]_{\eta_1 = \dots = \eta_n = 0} \cdot \eta_j = \sum_{j=1}^n \Phi_{ij} \eta_j \quad \text{----- (3.4)}$$

ここで、

$$\Phi_{ij} = \left[\frac{\partial \xi_i}{\partial \eta_j} \right]_{\eta_1 = \dots = \eta_n = 0} \quad \text{----- (3.5)}$$

式(3.4)式より、一方の物理量 ξ 's は係数係数マトリクス Φ_{ij} ともう一方の物理量 η 's の線形結合で表すことができる。一般に物理量 ξ 's, η 's はスカート面圧(P's), スカート変形量(δ 's), スカート内側周方向歪み(ε_T 's)を表す。

Fig. 3.2にそれぞれの物理量と係数マトリクス Φ_{ij} の関係を示す。

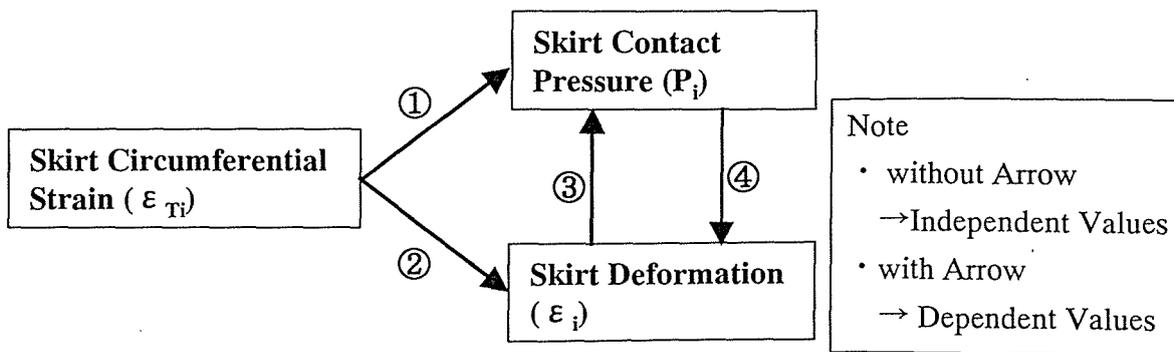


Fig. 3.2 Physical Values and Coefficient Matrices

- Coefficient Matrices
- ①: Elastic Matrix (D_{ij})
 - ②: Deformation Reduction Matrix (Δ_{ij})
 - ③: Stiffness Matrix (G_{ij})
 - ④: Compliance Matrix (C_{ij})

次に、係数マトリクス Φ_{ij} を求める方法について述べる。(3.4)式において、スカート上の任意の点 a に対してのみ面圧を作用させると以下式(3.6)を得る。

$$\xi_{ia} = \sum_{j=1}^n \Phi_{ij} \eta_{jp} \quad \text{----- (3.6)}$$

よって、スカート上の全ての点に単独で面圧を作用させると、以下式(3.7)を得る。

$$\xi_{ij} = \sum_{k=1}^n \Phi_{ik} \eta_{kj} \quad \text{----- (3.7)}$$

$(i=1 \text{ to } n, j=1 \text{ to } n)$

以上より、係数マトリクス Φ_{ij} はマトリクス η_{ij} の逆マトリクス η_{ij}^{-1} を計算することによって、以下式(3.8)にて求めることができる。

$$\Phi_{ij} = \sum_{k=1}^n \xi_{ik} \eta_{kj}^{-1} \quad \text{----- (3.8)}$$

第4章 評価装置及び評価方法

1. 本章で用いた主な記号

1. 1 スカート歪み, 面圧, 変形量の単体評価

- r_{cyl} : ボア半径
 P_{cyl} : 頂部印加圧
 d_s : 支持棒の直径(Fig.4.2, Fig.4.5参照)
 H_s : 支持棒設置高さ (ピン穴中心からの距離, Fig.4.2参照)
 e_p : ピンオフセット
 F_{gas} : 頂部ガス力
 F_i : スカート上 i 点に作用する力
 ψ_i : Th-Ath方向からスカート上 i 点までの角度
 F_T : スラスト力
 P_i : スカート上 i 点での面圧
 A_i : スカート上 i 点での面積
 ε_{ij} : スカート上 i 点に力を作用させた時の j 点でのスカート内側周方向歪み
 δ_{ij} : スカート上 i 点に力を作用させた時の j 点での変形量

1. 2 単体及び実機での面圧, 変形量以外の歪み要因調査

- $F_T, d_s, P_i, A_i, \psi_i$: 上記 1. 1 参照
 δ_s : 支持棒変形量
 L_s : 支持棒有効長さ
 E_s : 支持棒のヤング率
 D_{ij} : 弾性マトリクス
 D'_{ij} : 修正弾性マトリクス
 k_D : 弾性マトリクスの修正係数
 F_{Tmax} : 爆発上死点前の最大スラスト力
 F'_T : 弾性マトリクス D_{ij} より計算したスラスト力
 Δ_{ij} : 変形量換算マトリクス
 Δ'_{ij} : 修正変形量換算マトリクス
 k_Δ : 変形量換算マトリクスの修正係数

C_a	: Th-Ath方向スカート中央部のコンプライアンス
E_A	: ピストン材のヤング率
T	: 温度の総称
T_C	: 常温
T_F	: Fr-Rr方向スカート部の温度
T_T	: Th-Ath方向スカート部の温度
δ_F	: Fr-Rr方向スカート熱膨張量
δ_T	: Th-Ath方向スカート熱膨張量
α_P	: ピストン材の線膨張係数
t	: スカート肉厚(Fig.4.20参照)
w	: スカート部の単位厚さ
B	: サイドウォールピッチ(Fig.4.20参照)
F_{thr}	: スカート部の温度差によって発生する力(Fig.4.20参照)
M_b	: スカート部の温度差によって生ずるスカート部曲げモーメント (Fig.4.20参照)
ψ_0	: Th-Ath方向からスカートとサイドウォール境界までの角度(Fig.4.20参照)
ε_T	: スカート内側周方向歪みの総称
ε_{iT}	: スカート上 i 点におけるスカート内側周方向歪み
ε_t	: スカート接線方向歪み(Fig.4.20参照)
ε_b	: スカート法線方向歪み(Fig.4.20参照)
ξ_i	: スカート上 i 点での物理量(面圧, 変形量)の総称
δ_i	: スカート上 i 点での実働時変形量
Φ_{ij}	: 係数マトリクス

1. 3 ギャップセンサによるスカートクリアランス, 変形量測定方法

r_{cyl}, F_T	: 上記 1. 1 参照
T, T_C	: 上記 1. 2 参照
ζ	: クリアランス($\zeta > 0$)又は変形量($\zeta < 0$)の総称
ζ_c	: スラスト力 F_T が作用していない時の静的直径クリアランス
ζ_M	: Th-Ath方向でのスカート中部のクリアランス, 変形量
ζ_L	: Th-Ath方向でのスカート下部のクリアランス, 変形量

- ζ_T : Th-Ath方向でのスカートクリアランス, 変形量の総称(Fig.4.34参照)
 ζ_F : Fr-Rr方向でのスカートクリアランス, 変形量の総称(Fig.4.34参照)
 ζ_ψ : Fr-Rr方向から角度 ψ 方向でのスカートクリアランス, 変形量の総称
(Fig.4.34参照)
 $\zeta_1 \sim \zeta_6$: スカート変形を考慮したスカート各部のクリアランス
 $a, a(T)$: クリアランスと出力電圧の較正曲線の傾き
 a_{80} : 温度80°Cの時の上記較正曲線の傾き
 a_c : 常温の時の上記較正曲線の傾き
 a_V : 最小電圧 $V_{\min}(t)$ の温度 T に対する上記較正曲線の傾き
 V : ギャップセンサの出力電圧
 V_{\min} : クリアランス“0”の時のギャップセンサの出力電圧
 V_0 : 常温における最小電圧
 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$: 定数
 C_a : スカート中央部のコンプライアンス
 H_M : ピン穴中心からスカート中部ギャップセンサが取り付けられた高さ
 H_L : ピン穴中心からスカート下部ギャップセンサが取り付けられた高さ
 H_G : ピン穴中心からピストン重心までの高さ
 x_p : Th-Ath方向でのピストンピン穴中心の変位
 x_G : Th-Ath方向でのピストンの重心変位
 β : ピストンのコンロッド揺動平面内の傾き角
 v_G : ピストン重心のTh-Ath方向速度
 δ_T : Th-Ath方向スカート熱膨張量
 x_{PF} : Fr-Rr方向のピン穴中心高さでのピストン変位
 $x_{P\psi}$: Th-Ath方向から角度 ψ でのピン穴中心高さでのピストン変位
 β_F : Fr-Rr方向のピストンの傾き角
 β_ψ : Th-Ath方向から角度 ψ でのピストンの傾き角

2. 供試機関及び供試ピストン

本研究において使用した供試機関は、自動車用4気筒4サイクルガソリン機関であり、諸元をTable 4.1に示す。また、本研究で使用したピストンの主要諸元をTable 4.2及びFig.4.1に示す。ピストンはオイルリング溝底部がホールタイプのもを用い、ピストン材質はアルミ鋳物合金(AC8A材相当)、シリンダライナ材質はねずみ鋳鉄(FC200材相当)である。

Table 4.1 Tested Engine Specifications

Engine Maker	Toyota Motor Corporation
Engine Type	3S-FE
Total Displacement	1998 (cm ³)
Cylinder Arrangement	Line 4
Bore and Stroke	86.0 (mm) and 86.0 (mm)
Compression Ratio	9.5

Table.4.2 Tested Piston Specifications

Compression Height	35.0 (mm)
Skirt Height	20.0 (mm)
Pin Hole Diameter	22.0 (mm)
Pin Hole Offset	0.8 (mm) to Th Side
Mass	333 (g)

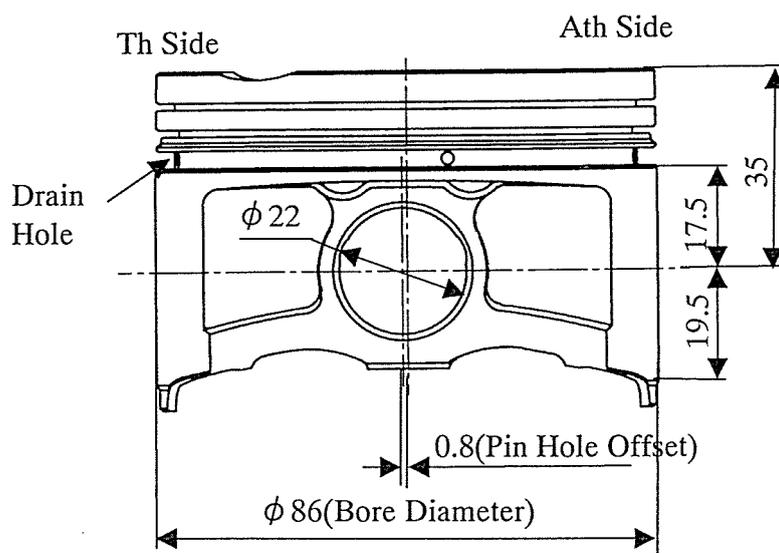


Fig.4.1 Tested Piston Specifications

3. スカート歪み, 面圧, 変形量の単体評価

Fig.4.2にスカート内側周方向歪み, 変形量, 面圧を測定する単体評価装置の垂直断面図, Fig.4.3に水平断面図を示す.

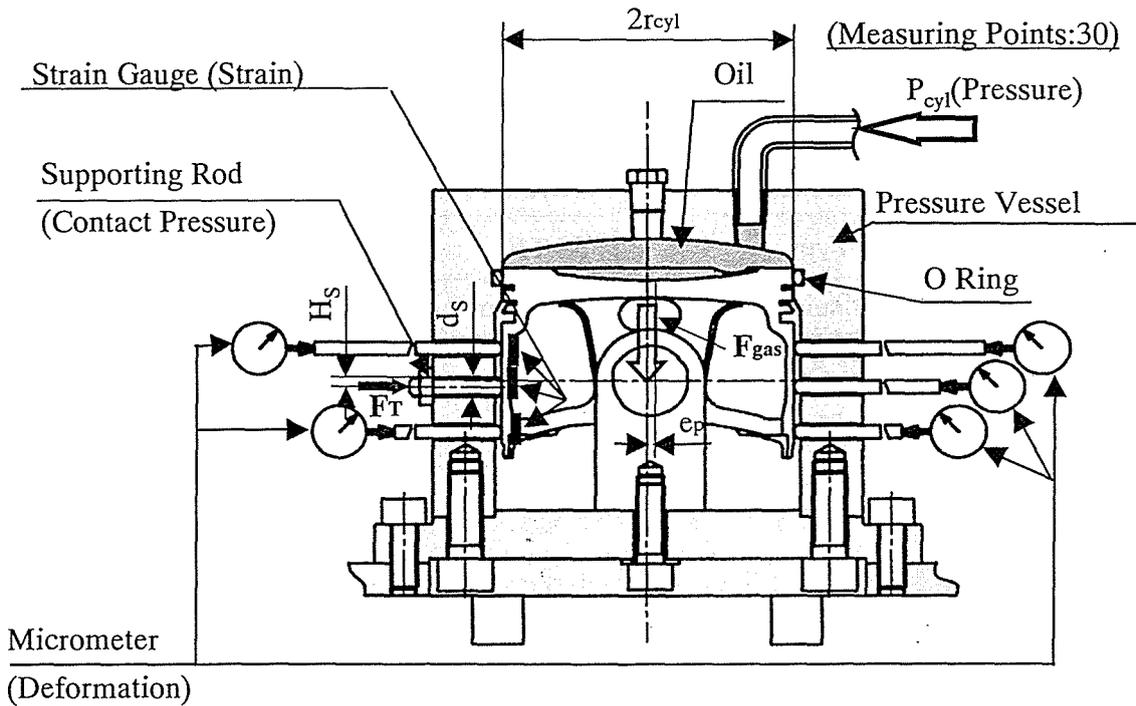


Fig.4.2 Static Test Device and Block Diagram of Measuring System(Front View)

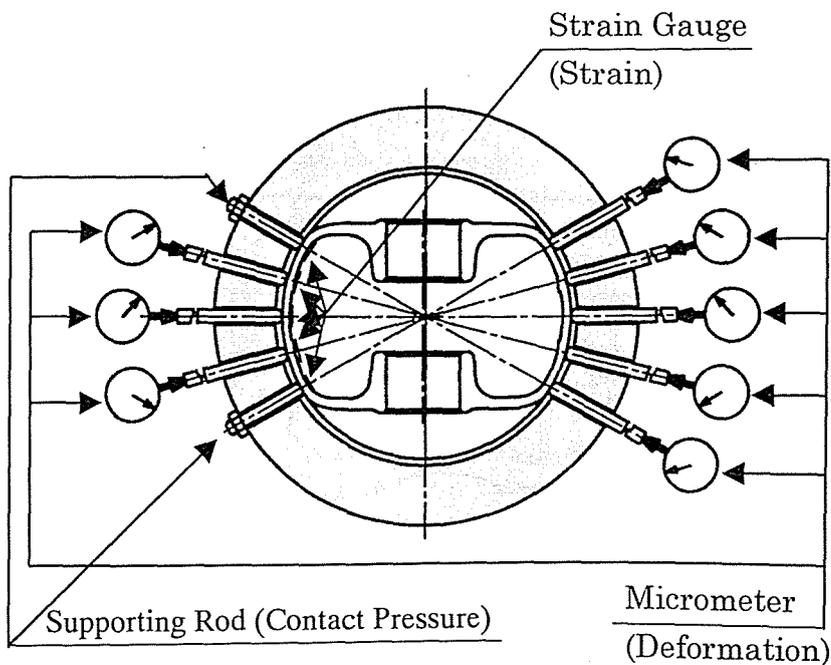


Fig.4.3 Static Test Device and Block Diagram of Measuring System(Sectional View)

測定方法は、ピストンを圧力容器内に入れた状態でスカートの一部を保持棒にて保持する。この状態で、ピストン頂面より油圧を作用させると、ピストンピン穴中心はピストン中心に対してオフセットされているため、ピン周りの力のモーメントが発生し、発生するスラスト力(F_T)は以下式(4.1)にて計算できる。

$$F_T = \frac{e_p F_{gas}}{H_s} = \frac{\pi e_p r_{cyl}^2 P_{cyl}}{H_s} \quad \text{-----(4.1)}$$

本研究で用いたピストンはTh,Ath軸に対して対称であるため、Fig.4.3より、支持部分の数は、Th-Ath方向では1個、Th-Ath方向以外では2個となり、スカート面に作用する垂直方向力(F_i)はFig.4.4より、以下式(4.2)にて計算できる。

$$\left. \begin{aligned} F_i &= F_T \cos \psi_i / 2 \quad (\text{Th,Ath方向以外}) \\ F_i &= F_T \quad (\text{Th,Ath方向}) \end{aligned} \right\} \quad \text{-----(4.2)}$$

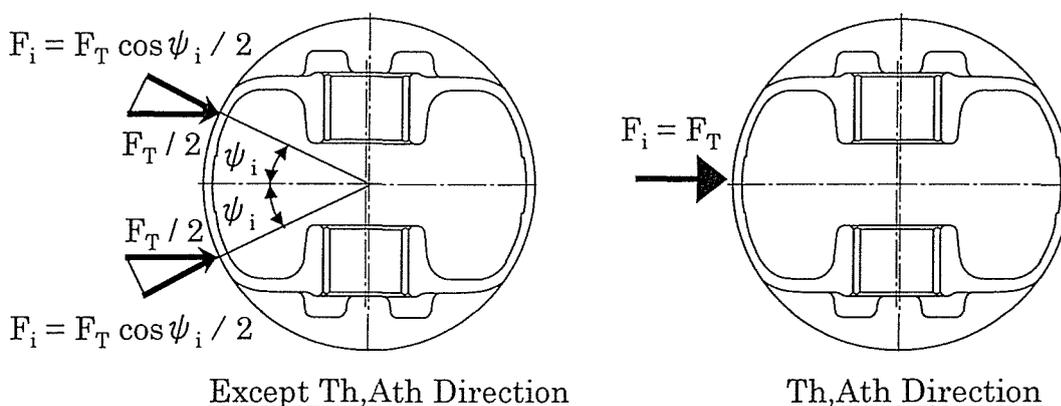


Fig.4.4 Forces acting on Piston Skirt

さらに、式(4.2)で計算した垂直方向力(F_i)を支持棒の断面積で割ることにより、面圧を計算することができる。しかしながら、実際には支持部の先端形状はFig.4.5に示すように、SR形状となっているため、支持部の断面積の代用値として、面圧が作用している部分の面積(A_i)を用いた。なお後述の横方向力(F_T')の計算(式(4.8)参照)においては、その面積(A_i)の部分では面圧は一定であると仮定した。すなわち、支持部に作用する面圧(P_i)は式(4.3)にて計算した。

$$P_i = F_i / A_i \quad \text{-----(4.3)}$$

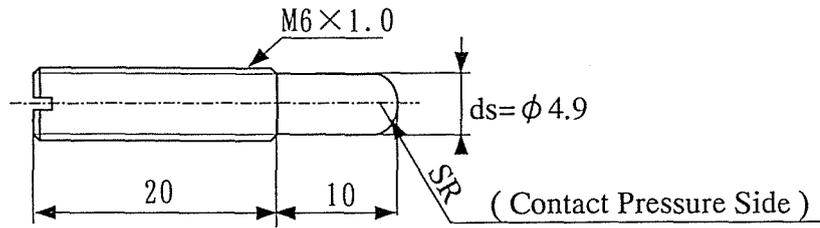


Fig.4.5 Supporting Rod Shape

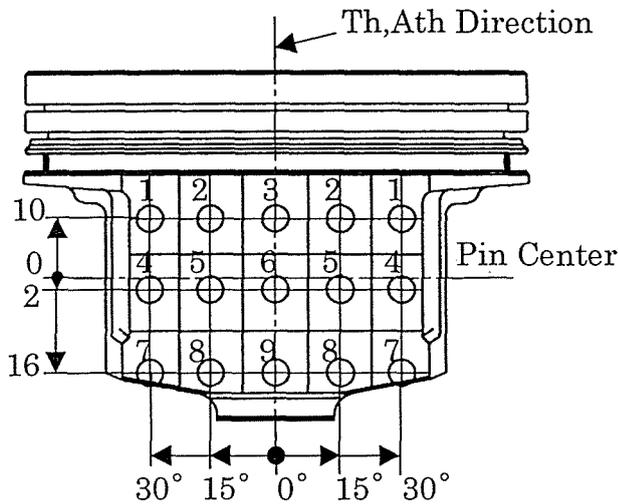


Fig 4.6 Supporting Points (Portions ○) and Divided Area A_i (Portions □)

Table 4.3 Skirt Divided Area A_i

No	Area A_i (m ²)
1	1.38×10^{-4}
2	1.52×10^{-4}
3	1.52×10^{-4}
4	1.27×10^{-4}
5	1.46×10^{-4}
6	1.46×10^{-4}
7	9.44×10^{-5}
8	1.44×10^{-4}
9	1.18×10^{-4}

Fig.4.6に測定を実施したスカート上の支持部の位置，及びTable 4.3に面圧 P_i 一定と仮定した部分の面積を示す。

上記スカート面圧によって生ずるスカート歪み (ε_{ij}) は，スカート内側周方向に貼付した歪みゲージにて測定した。歪み値 (ε_{ij}) は Fig.4.7 に示すように，Th-Ath 軸に対して対応する部分を平均化することにより式(4.4)にて算出した。

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{ij} &= \frac{1}{2} \sum_{k=1}^2 \varepsilon_{ijk} && \text{(Th, Ath 方向以外)} \\ \varepsilon_{ij} &= \varepsilon_{ij1} && \text{(Th, Ath 方向)} \end{aligned} \right\} \text{-----(4.4)}$$

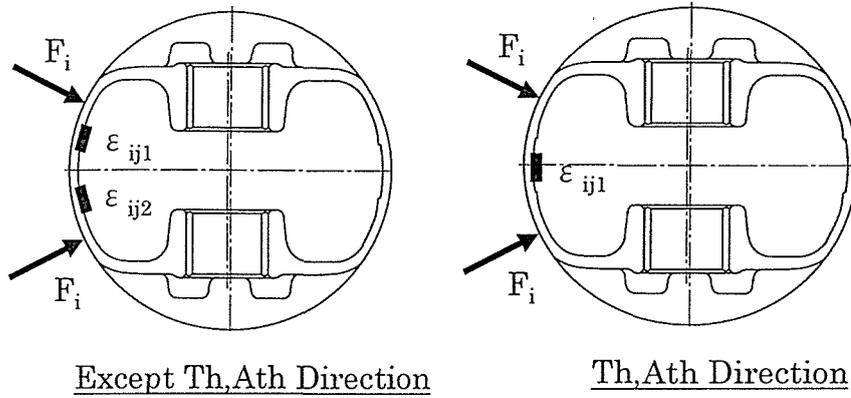


Fig.4.7 Calculation of skirt strains (ϵ_{ijk} : Strain)

同時にスカート変形量(δ_{ij})はマイクロメータにて測定した。測定中、ピストンが圧力容器の中で移動するため、Fig.4.8に示すように、測定は対応する対角線の変形量を加え、さらにTh-Ath軸に対称な2個のデータを平均化することによって式(4.5)にて計算した。

$$\left. \begin{aligned} \delta_{ij} &= \frac{1}{2} \sum_{k=1}^4 \delta_{ijk} && \text{(Th,Ath方向以外)} \\ \delta_{ij} &= \sum_{k=1}^2 \delta_{ijk} && \text{(Th,Ath方向)} \end{aligned} \right\} \text{-----(4.5)}$$

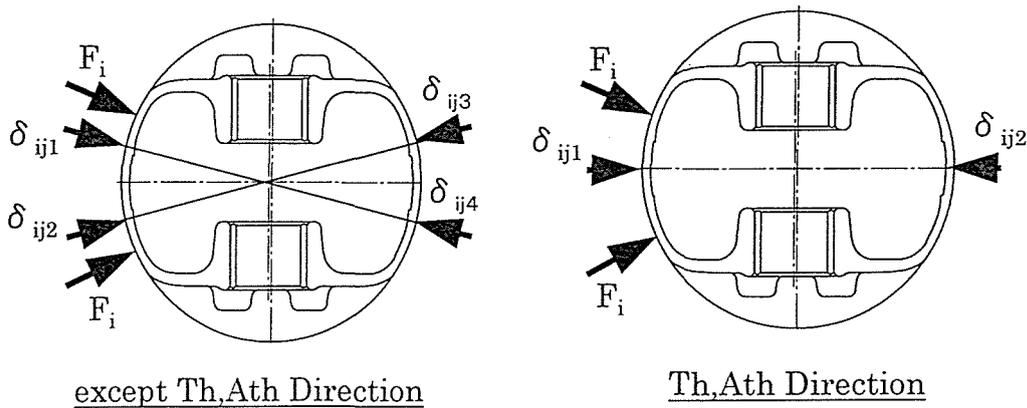


Fig.4.8 Calculation of skirt deformation (δ_{ijk} : Deformation)

以上の測定を，スカート支持部の位置を変更することによって，Fig.4.8に示す考慮した全てのポイントで実施することにより，Fig.3.2で示される弾性マトリクス(D_{ij})，変形量換算マトリクス(Δ_{ij})，剛性マトリクス(G_{ij})を計算するための歪み(ε_{ij})，変形量(δ_{ij})の測定を実施した。

4. 実機評価法

Fig.4.9に実験装置のブロック線図を，Table 4.4に測定に用いた各種センサを示す。すなわち，動歪みを測定用する時は歪みゲージと熱電対，クリアランスを測定する時はギャップセンサと熱電対をTh側3個，Ath側3個，計6個ずつ，ピストンの所定の位置に取り付け，スカート全面に渡っては，Th,Ath計30点を5回に分割して測定した。得られた信号は $\phi 0.5\text{mm}$ の同軸ケーブルを用い，コンロッド大端部に取り付けられたリンク装置を介して，エンジン外部に取り出した。また，シリンダ内圧力測定用にシリンダヘッドに圧力ピックアップを，シリンダライナ振動測定用に振動ピックアップを，クランク角検出用にクランクシャフトにロータリーエンコーダを直結した。これらのデータは全てA/Dボードを介して，PC内に取り込み，データ処理を実施した。なお，測定気筒はリンク装置の取り付けの都合上，全てNo.3気筒にて実施した。

A/Dボードでの測定は，8ch同時サンプリングで，サンプリング時間が $100\mu\text{s}$ ，サンプリング数を4000個に設定してデジタル変換を実施した。この設定により，吸気，圧縮，爆発，排気行程（機関2回転分）を1サイクルとする数サイクルのデータを測定し，最終的なデータは測定した数サイクル分のデータを1サイクルに平均化して求めた。なお，測定は1000～3500rpmまでの500rpm毎の機関回転数で，無負荷と負荷有りを実施した。以下測定条件をTable 4.5に示す。

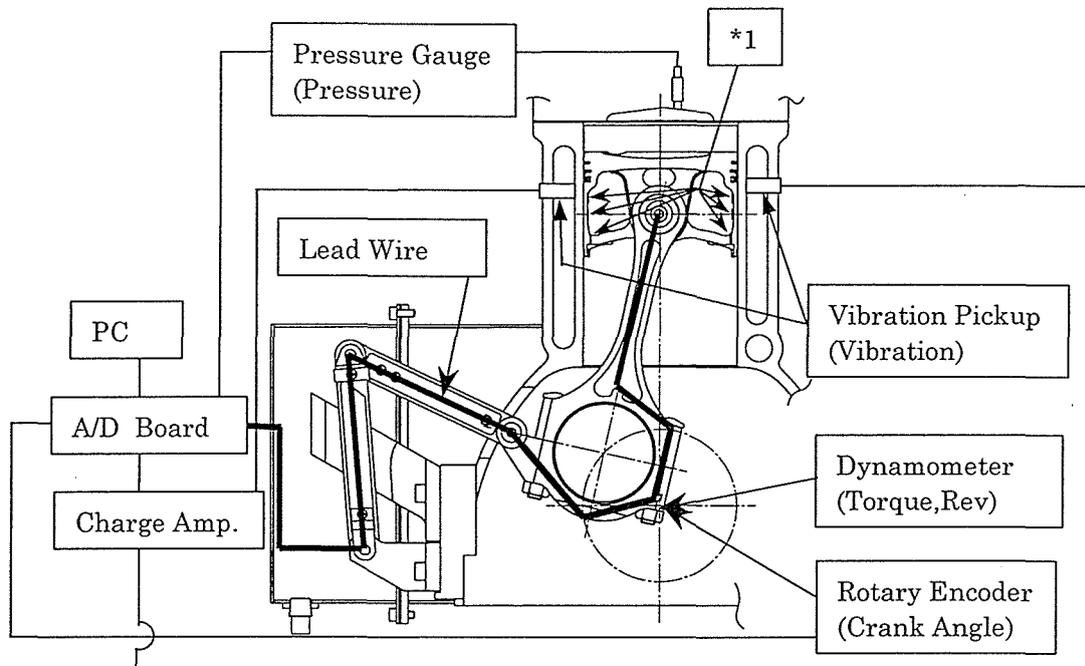


Fig.4.9 Measuring System Block Diagram of Engine Test

Table4.4 (*1) Portion at Fig.4.9

Measurement	*1
Strains	Strain Gauges Thermocouples
Clearances	Gap Sensors Thermocouples

Table.4.5 Engine Test Condition

Engine Revolution (rpm)	1000		1500		2000		2500		3000		3500	
Torque (N·m)	0	77	0	63	0	49	0	35	0	14	0	14

5. 単体及び実機での面圧, 変形量以外の歪み要因調査

前述の単体評価, 実機評価で測定した結果にて実機での面圧, 変形量を予測するためには, 面圧, 変形量に寄与しない歪みについて要因を明らかにする必要がある。

Fig.4.10にFT図を示し, 以下各要因について検討した。

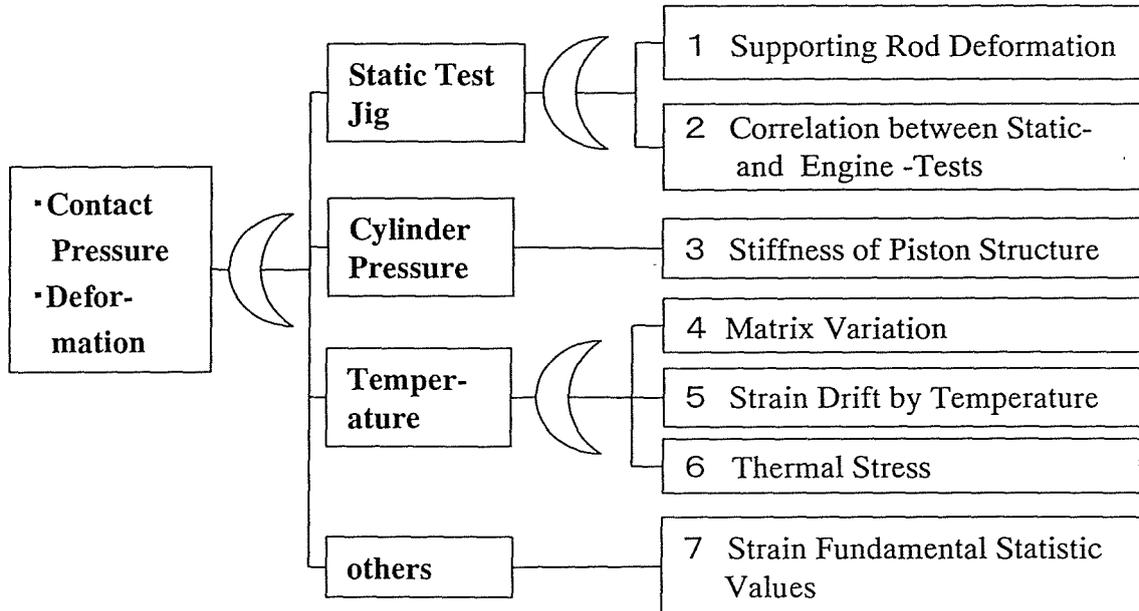


Fig.4.10 Effects on Analyzed Skirt Contact Pressure and Deformation in Experimental Study

5. 1 単体評価での支持棒の変形

Fig.4.4の単体評価装置でスカート部に面圧を作用させることによって, 支持棒も変形する. 支持棒の変形量(δ_s)は下記の式(4.6)にて計算でき, 頂部印加圧4MPaの時の支持棒の最大変形量は支持棒の有効長さ $L_s = 15\text{mm}$ とした時, ピン穴中心付近Th-Ath方向で約 $36\mu\text{m}$ に達する. 本研究においては, 変形量マトリクスを求める時, 式(4.6)で計算される個々の支持棒の変形量を考慮した。

$$\delta_s = \frac{4L_s F_i}{\pi E_s d_s^2} \text{-----}(4.6)$$

5. 2 単体評価, 実機評価の面圧, 変形量の相関

単体評価でのスカート部への面圧負荷はポイントで作用させるのに対し, 実機評価での面圧負荷は面で作用する. このため, 前述の式(3.4)式で実働時の周方向歪み(ε_T 's)より計算した接触面圧 P 'sと変形量 δ 'sは実際の数値とオーダが大きく異なる. よって本研究では, 弾性マトリクス(Elastic Matrix: D_{ij})と変形量換算マトリクス(Deformation Reduction Matrix: Δ_{ij})は以下のようにして補正した.

5. 2. 1 弾性マトリクスの修正方法

修正弾性マトリクス(D'_{ij})は以下式(4.7)にて得られる.

$$D'_{ij} = k_D D_{ij} \quad \text{-----(4.7)}$$

式(4.7)中の修正係数(k_D)は, 式(4.8)により計算した接触面圧からのスラスト力(Fig. 4.11参照)とピストン挙動が比較的安定している1000rpm, Full Loadでの爆発上死点前の最大スラスト力 F_{Tmax} (Fig. 4.12参照)と釣り合うように式(4.9)を用いて決定した.

$$F'_T = \sum_{i=1}^n P_i A_i \cos \psi_i \quad \text{-----(4.8)}$$

$$F_{Tmax} = k_D F'_{Tmax} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n (k_D D_{ij}) \varepsilon_j A_i \cos \psi_i \quad \text{-----(4.9)}$$

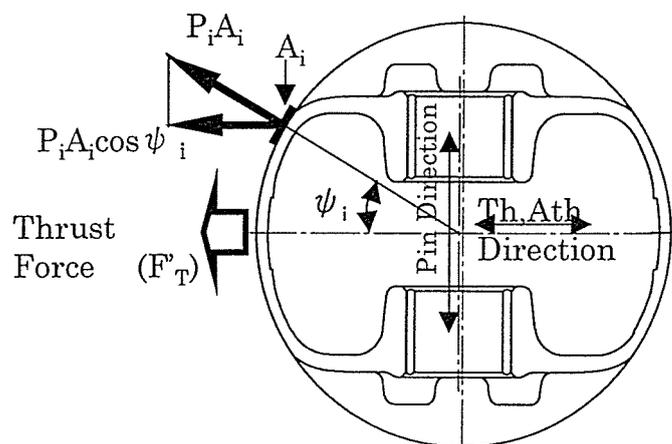


Fig.4.11 Contact Pressure(P_i) and Thrust Force(F'_T)

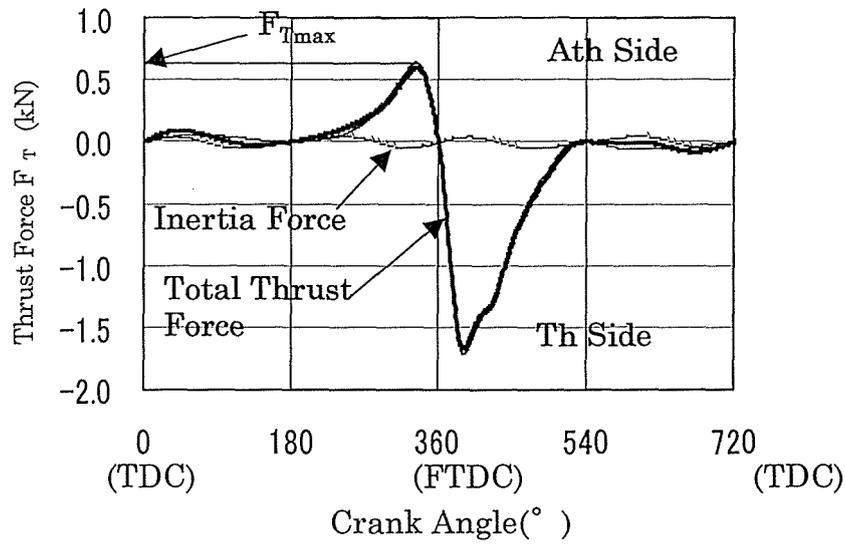


Fig.4.12 Thrust Force F_T (1000rpm \times Full Load)

5. 2. 2 変形量換算マトリクスの修正方法

修正変形量換算マトリクス Δ'_{ij} は式 (4.10) にて得られる.

$$\Delta'_{ij} = k_{\Delta} \Delta_{ij} \text{-----(4.10)}$$

ここで、修正係数 (k_{Δ}) は式 (4.10) で計算した Th, Ath 方向の変形量と Fig. 4.12 で示したスラスト力 (F_{Tmax}) より計算した変形量が等しくなるように式 (4.11) を用いて決定した. 式中の添字“a”はスカート中央部 Th, Ath 方向を示し, C_a はスカート中央部のコンプライアンスを示す.

$$F_{Tmax} C_a = k_{\Delta} \sum_{j=1}^n \Delta_{aj} \varepsilon_j \text{-----(4.11)}$$

Fig.4.13 にスカートコンプライアンス測定方法を示す. スカート Th, Ath を中心として、シリンダ R 形状の治具を押し当てることにより、その時の変形量と荷重を読み取り、コンプライアンスを算出した.

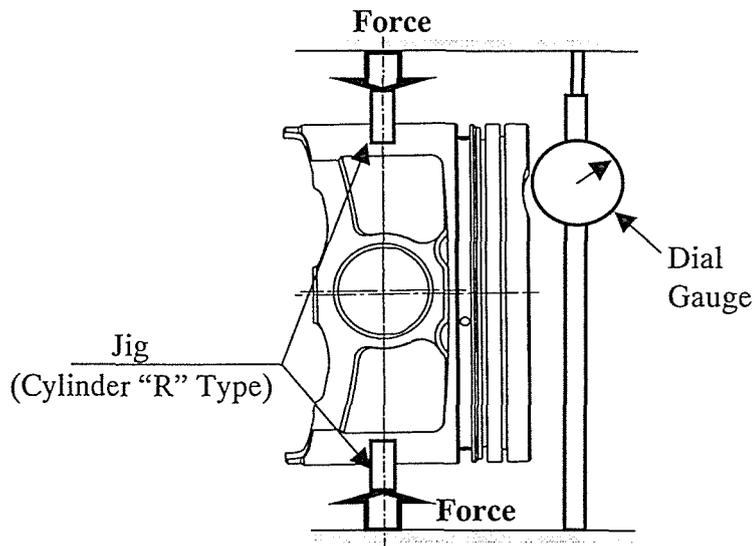


Fig.4.13 Measurement of Skirt Stiffness and Compliance

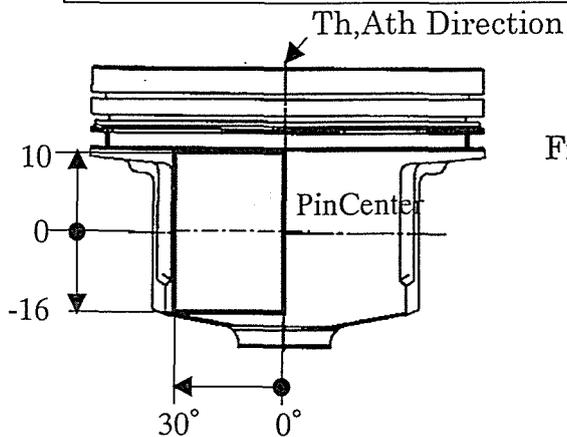
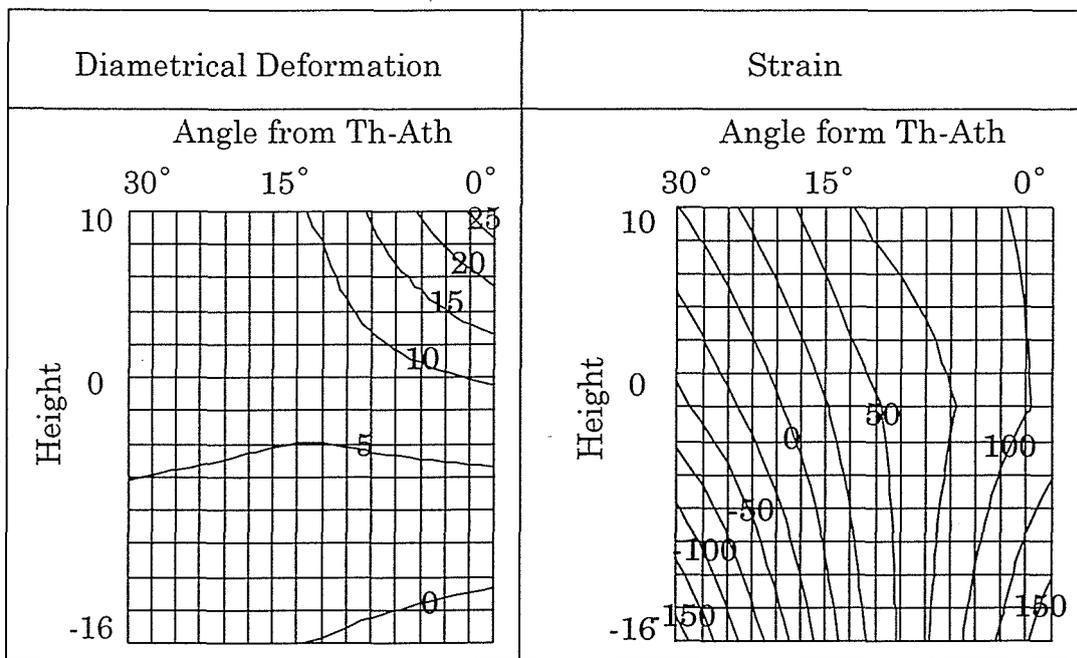


Fig 4.14 Skirt Diametrical Deformation- and Circumferential Strain-Distribution
(:Indicating Area)

5. 3 ピストン構造体の剛性の影響

ピストン頂部を加圧することによって、ピストン構造上の剛性のためにピストン頂部、ピンボス等が変形し、それに起因するスカート部の変形、歪みを含む。Fig.4.14にピストン頂部をスカート支持棒無し状態で4MPa加圧した時のスカートの歪み及び直径変形量分布を示す。これより、スカート上部、Th-Ath(0°)方向にてスカート部は膨張し、スカート下部Th-Athから30°方向においては圧縮歪みが最大となっていることが確認できる。本研究において歪み及び変形量マトリクスを計算する際、本変形量、歪みも考慮した。

5. 4 弾性マトリクス、変形量換算マトリクスに及ぼす温度の影響

ピストン単体評価実施温度は約20℃に対し、実機での測定温度は約80~100℃である、弾性マトリクス (D_{ij})、変形量換算マトリクス (Δ_{ij}) へ及ぼす温度の影響は、ピストン材のヤング率(E_A)、伸びが変化することによる。

Fig.4.15に本供試ピストン材の温度に対するヤング率の変化、Fig.4.16に伸びの変化を示す。これより、ヤング率は温度に対して線形に変化し、伸びは約200℃以上で急激に上昇変化していることが分かる。しかしながら、実機運転時での温度でのヤング率、伸びの常温に対する変化は極めて小さく、本影響については考慮していない。

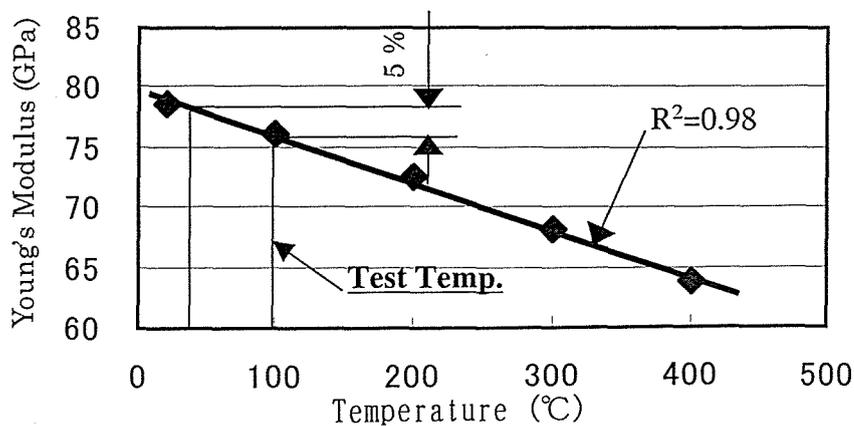


Fig.4.15 Temperature - Young's Modulus (Piston Material)

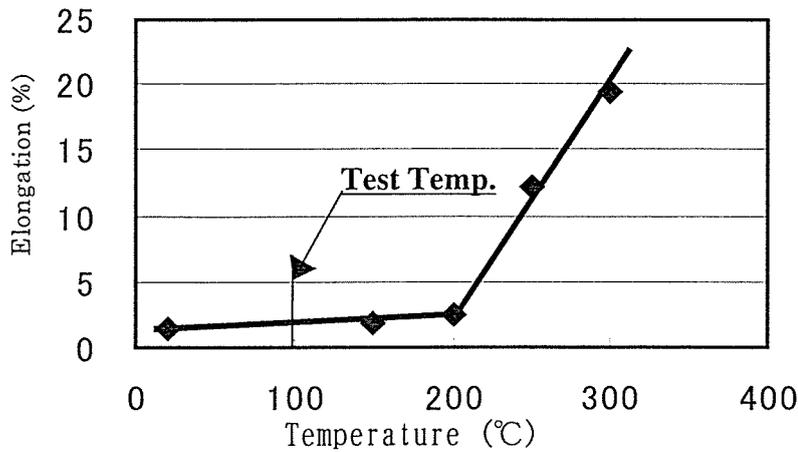


Fig.4.16 Temperature - Elongation (Piston Material)

5. 5 歪みゲージの温度ドリフトの影響

温度によって歪みゲージの特性は変化する. Fig.4.17にピストンを均一に加熱した時のスカート内周方向の静的歪み (ϵ_T)の測定例を示す. これより, 温度 1°C の変化に対し, 約 $3.5\mu\epsilon$ の圧縮歪みが生じていることが確認できる.

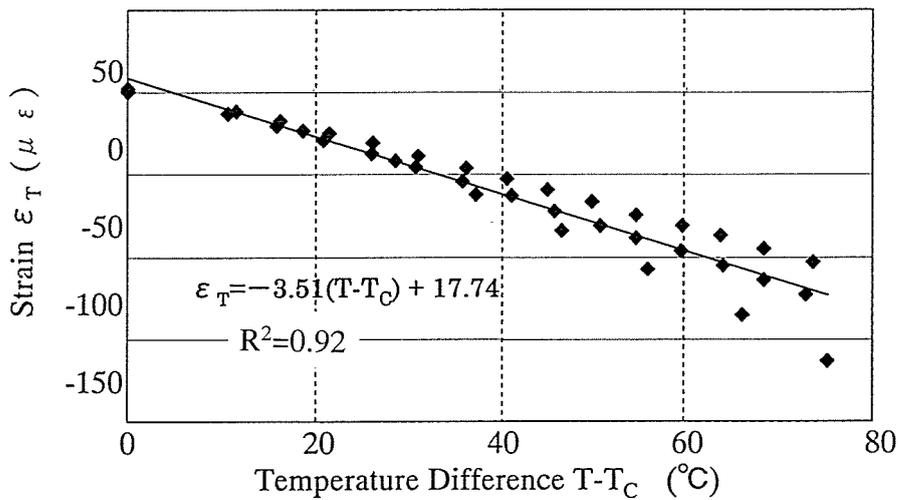


Fig.4.17 Effect of Temperature on Static Strain

5. 6 熱応力の影響

Th-Ath方向(スカート部)は実機運転中, スカートがシリンダボアに接触しているため熱流れが良いのに対し, Fr-Rr方向(ピンボス部)は逆に熱流れが悪い. このためFig.4.18に示すように, Fr-Rr方向よりTh-Ath方向の方が実機運転中温度が低い.

これにより、Fr-Rr方向とTh-Ath方向の膨張差により、スカート部にはFr-Rr方向に引張り力が作用する。ここでは簡単にTh,Athスカート内側に生ずる周方向歪みの概算値を予測し、歪みゲージの出力補正について考察した。

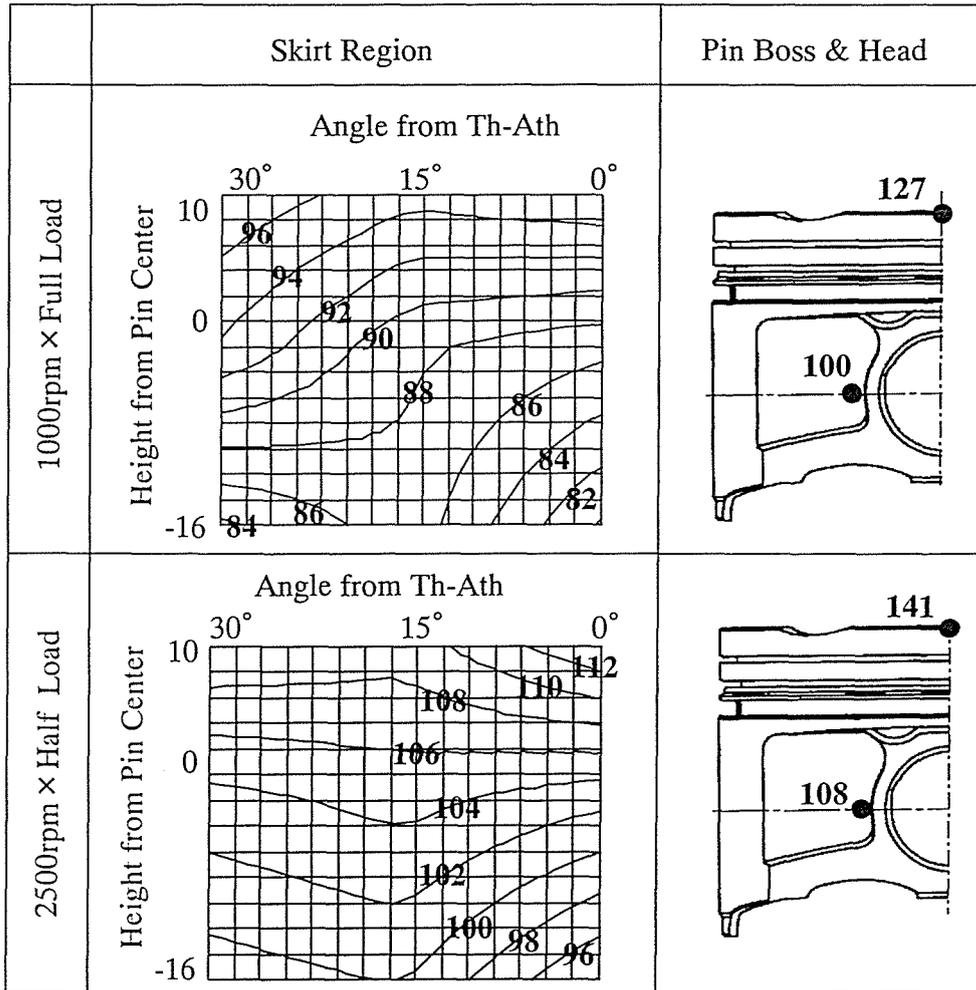


Fig.4.18 Measured Piston Temperature

(Unit:°C)

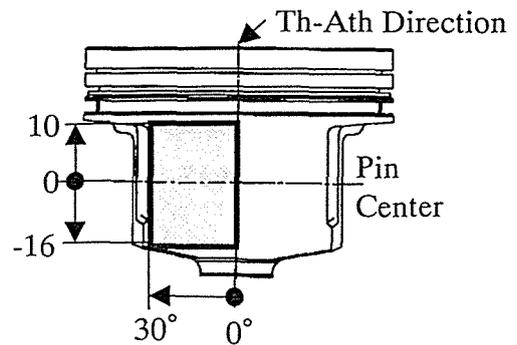


Fig.4.19 Skirt Temp. Indicating Area

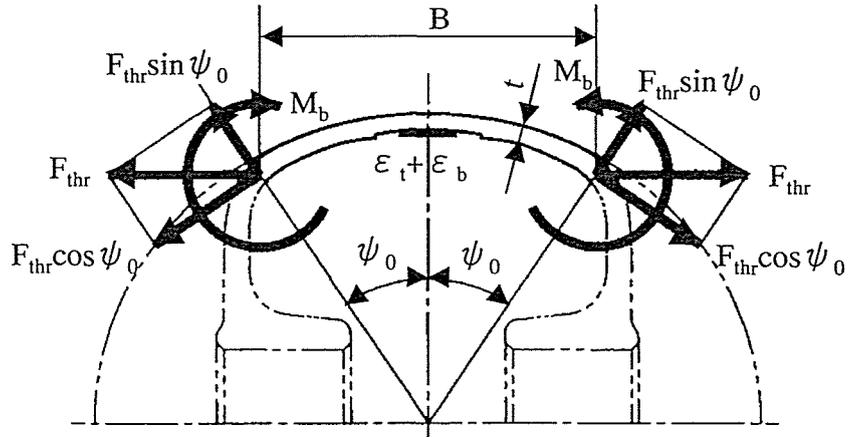


Fig.4.20 Free Body Diagram of Skirt by Thermal Stresses

Fig. 4. 20に温度差によるスカート部に発生する力とモーメントの自由物体線図を示す。Fr-Rr方向とTh-Ath方向の熱膨張量の差によるスカート周方向引張りによる歪み(ϵ_i)とスカート曲げによる歪み(ϵ_b)の合計歪み($\epsilon_i + \epsilon_b$)を概算すると以下式(4.12)となる。

$$\begin{aligned} \epsilon_i + \epsilon_b &= \frac{F_{thr}}{E_A} \left(\frac{\cos \psi_0}{tw} + \frac{3B \sin \psi_0}{t^2} \right) = \alpha_p w (T_F - T_T) \left(\frac{\cos \psi_0}{w} + \frac{3B \sin \psi_0}{t} \right) \\ &= 2 \times 10^{-5} \times 1 \times 10 \times \left(\frac{\cos 35^\circ}{1} + \frac{3 \times 55 \sin 35^\circ}{2} \right) = 826 \times 10^{-6} = 826 (\mu\epsilon) \quad \text{--- (4.12)} \end{aligned}$$

以上の計算より、スカート部の温度分布の差による歪みドリフトは非常に大きいことが分かる。しかしながら、本研究での実験的手法では、温度分布差によるドリフト量は予測することができないため、スカート面圧(P_i)、変形量(δ_i)を予測する時は、歪みゲージの温度ドリフト(5.5節)、熱応力の影響(本5.6節)を合わせて、ギャップセンサによる挙動測定結果より、スカートが確実にシリンダ壁に当たっていない時期の動歪み値を0にシフトした。

5. 7 歪みの基本統計量の影響

前章式(3.8)により係数マトリクス(Φ_{ij})を計算するには、周方向歪み逆マトリクス(ϵ_T^{-1}) $_{ij}$ の計算が必要である。逆マトリクスを精度良く算出するためには、それぞれの測定部位での歪み(ϵ_T 's)の多重共線性(multi-co-linearity)が無いことが必要である。Table 4.6に、周方向歪みの相関行列と共分散行列の計算結果を示す。これより、測定点①と④、②と⑤、③と⑥の間の相関係数が大きく、それぞれの変数間

に多重共線性が確認できる。このため、マトリクス(Φ_{ij})の解析は9元から6元に縮約し、それぞれの部位での物理量(ξ 's)の計算は式(3.4)を変形し、式(4.13)を用いて計算した。

$$\left. \begin{aligned} \xi_i &= \sum_{j=1}^3 \Phi_{ij} \varepsilon_{jT} + \sum_{j=7}^9 \Phi_{ij} \varepsilon_{jT} & (i=1 \text{ to } 3, 7 \text{ to } 9) \\ \xi_i &= \sum_{j=4}^6 \Phi_{i-3, j-3} \varepsilon_{jT} + \sum_{j=7}^9 \Phi_{ij} \varepsilon_{jT} & (i=4 \text{ to } 6) \end{aligned} \right\} \text{-----(4.13)}$$

Table 4.6 Skirt Strain Correlation Matrix(Upper) and Covariance Matrix(Lower)

Measuring Point	Measuring Point									
	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	
Skirt Upper	①	2320.6	-0.361	-0.482	0.927	-0.562	-0.615	0.471	-0.047	-0.448
	②	-432.8	621.0	0.078	-0.664	0.815	-0.008	-0.366	0.445	0.372
	③	-976.5	82.1	1766.1	-0.402	0.455	0.802	-0.546	0.283	0.387
Skirt Middle	④	5913.5	-2190.5	-2237.8	17519.3	-0.770	-0.512	0.586	-0.276	-0.545
	⑤	-1110.6	833.7	785.2	-4184.7	1684.7	0.268	-0.686	0.566	0.318
	⑥	-2848.8	-19.3	3244.0	-6524.6	1059.7	9256.6	-0.679	0.127	0.759
Skirt Lower	⑦	3721.6	-1493.2	-3759.7	12723.2	-4612.5	-10711.1	26864.6	-0.514	-0.683
	⑧	-129.0	625.5	671.4	-2059.4	1310.7	691.3	-4755.1	3183.8	0.248
	⑨	-4553.3	1955.3	3433.7	-15224.1	2755.5	15399.6	-23600.1	2957.1	44483.6

Note 1. Correlation High Portions

2. Point No.①-⑨ is as same as Fig.4.6

6. スカート面圧，変形量予測フロー

Fig.4.21にスカート動歪みより，スカート面圧，変形量を計算する手順を示す。最初に単体評価にて，スカート面圧とスカート内側の周方向歪み，スカート変形量とスカート内側の周方向歪みの関係付けを行い，実機評価での動歪みにより，実動時の面圧，変形量を計算した。

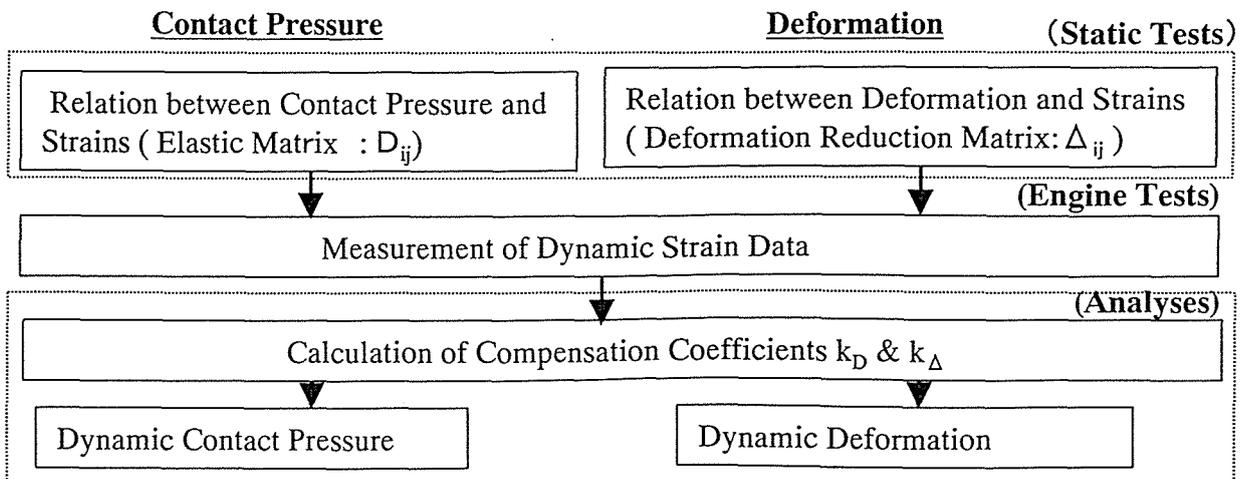


Fig.4.21 Flow Chart Diagram of this Study

7. ギャップセンサによるスカートクリアランス，変形量測定方法

7. 1 測定原理

ギャップセンサの基本原理は，インダクタンス型コイル(センサ)が磁界内に電導体又は磁性体（本実験ではシリンダに相当）が近づいた時，電導体内に発生する渦電流又は磁性体による導磁率変化により，センサコイルのL値及びQ値の変化が発生することを利用してクリアランスを測定するものである．本実験で使用したギャップセンサのピストンスカート部への埋め込み形状をFig.4.22に，センサ仕様をTable 4.7に示す．なお，前述の周方向歪みを測定した同一位置(Fig.4.8参照)にて本実験においてギャップセンサを取り付け，測定を行った．

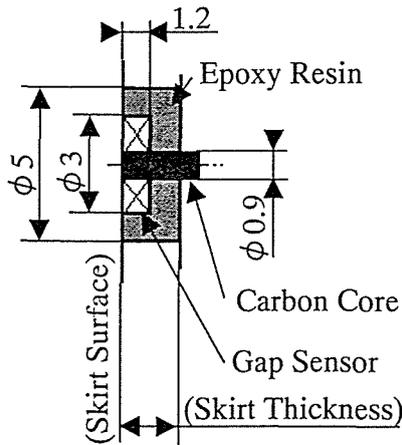


Table 4.7 Gap Sensor Specifications

Coil Material	Copper String ϕ 0.06 with Polyamide Resin
Carbon Core	ϕ 0.9
No. of Roll	110
Q Value	0.03
L Value	0.016

Fig.4.22 Installed Gap Sensor on the Skirt

7. 2 較正実験

実機測定によって得られたギャップセンサからの電圧出力を実際のクリアランスに換算するためには，実機測定の前にセンサの出力特性の較正が必要である．

Fig.4.23に本研究で用いた較正装置を示す．較正方法はシリンダボアから切り出したシリンダ片（10mm角）を可能な限りギャップセンサを埋め込んだピストンに近づけ，その位置シリンダ片を後退させ，出力電圧と距離の関係を最小二乗法にて求めた．較正結果例をFig.4.23に示す．この結果より，近似曲線は，クリアランス0～300 μ mの範囲ではクリアランス(ξ)と出力電圧(V)の関係は式(4.14)のように1次近似にて表すことができる．

$$\xi = a(V - V_{\min}) \quad \text{-----(4.14)}$$

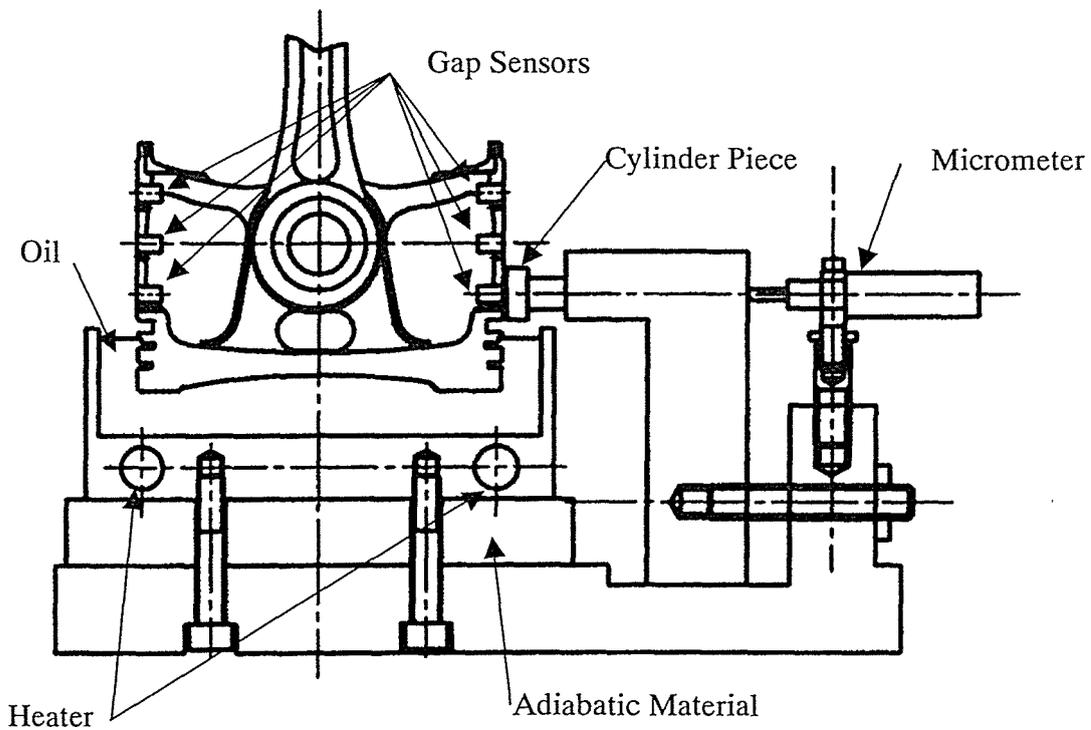


Fig.4.23 Gap Sensor Calibration Apparatus

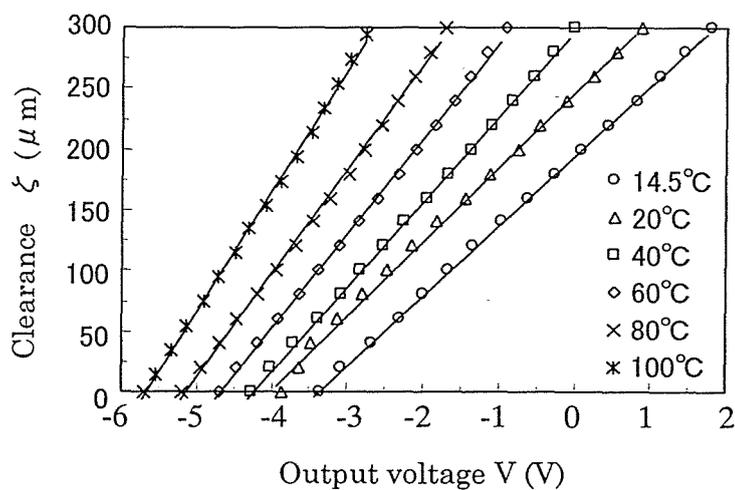
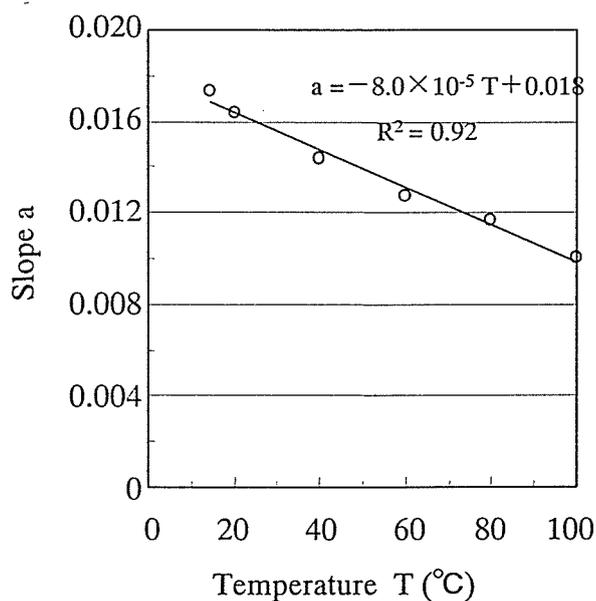


Fig.4.24 Calibrated Results

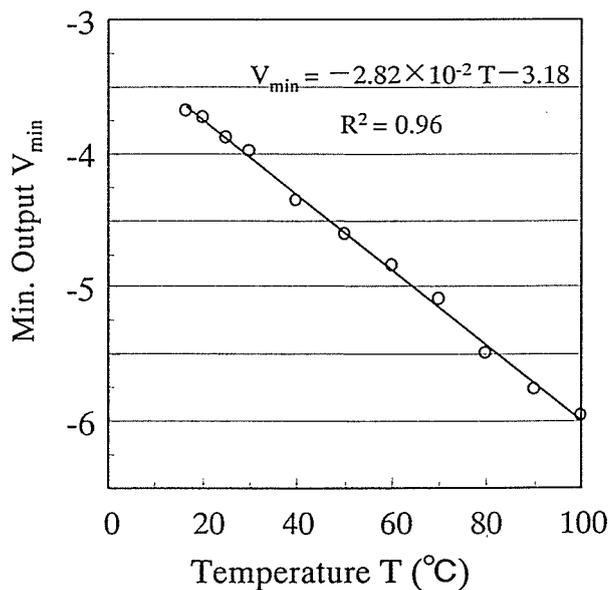
Fig.4.25より，較正式(4.15)の傾き(a)及び定数(aV_{\min})は温度の1次関数で表すこととができる。以下各係数の求め方について述べる。

7. 2. 1 傾きa(T)の決定

式(4.14)の傾きa(T)は，代表として常温(T_0)と80°Cの時の出力電圧の較正式求めて，式(4.15)にて決定した。



Slope vs. Temp.



Min. Output vs. Temp.

Fig.4.25 Slope and Minimum Voltage of Calibration Curve

$$a(T) = \alpha T + \beta = \frac{a_{80} - a_c}{80 - T_c} (T - T_c) + a_c \quad \text{-----(4.15)}$$

7. 2. 2 最小電圧 $V_{\min}(T)$ の決定

最小電圧 $V_{\min}(T)$ は所定の温度にてシリンダ片をギャップセンサ取り付け部に強く押し当る(クリアランスを“0”にする)ことにより求めることができる。しかしながら安全性の見地から、以下の方法にて算出した。

Fig. 4. 26にシリンダ片をギャップセンサ取り付け部に置いた状態で、温度と出力電圧の測定結果をFig. 4. 27に示す。これより、傾き(a_v)はクリアランス“0”の時の結果と同一であるため、最小電圧 $V_{\min}(T)$ は式(4. 16)で決定した。

$$V_{\min}(T) = a_v(T - T_c) + V_0 \quad \text{-----(4.16)}$$

7. 3 実動時のクリアランス、変形量の算出方法

実機測定前、クランクを手回しすることにより、各クランク角度におけるスカート部(ギャップセンサ取り付け部)とシリンダ間のクリアランスをギャップセンサにより測定した。そして、対応する部位(“Th上部”と“Ath上部”, “Th中央部”と“Ath中央部”, “Th下部”と“Ath下部”)のクリアランスを加え合わせることで、

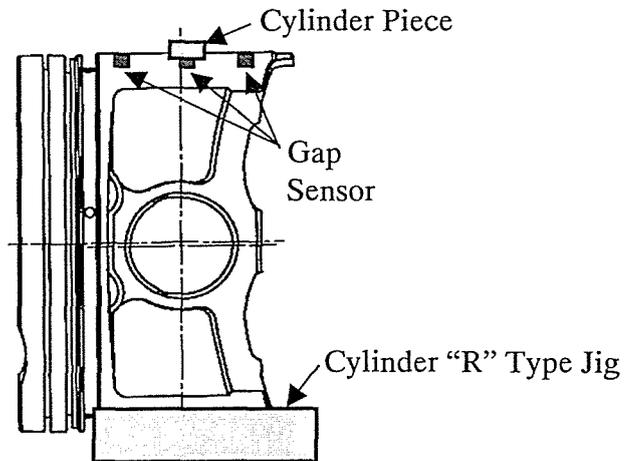


Fig.4.26 Measurement of Slope of Min.Voltage

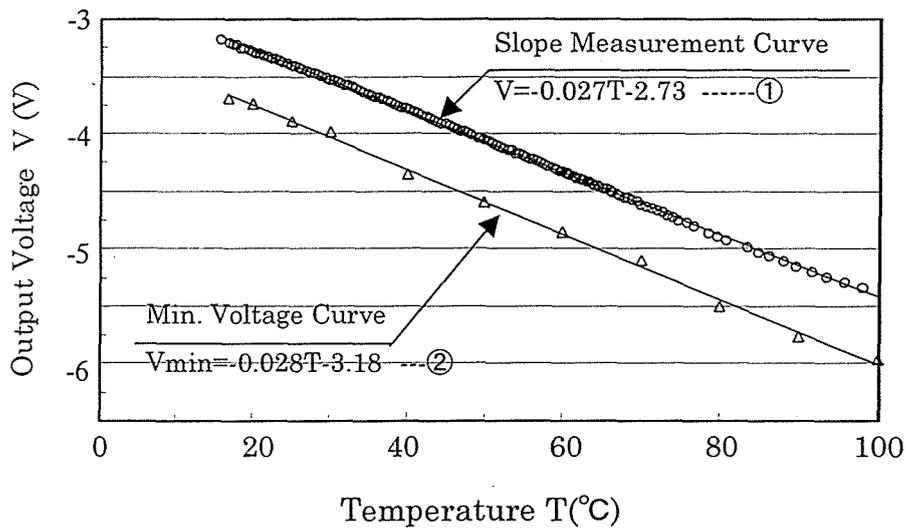


Fig.4.27 Measurement of Min. Voltage and Min. Voltage Slope

(① & ②) : same slope (a_v)

静的直径クリアランスを算出した。各部の変形量(ζ_r)は、以下の方法にて計算した。

7. 3. 1 静的クリアランスが正の時

Fig. 4. 28に示すように、スカート各部の変形量は、静的直径クリアランスから対応する部分のクリアランスを差し引くことによって計算した。

7. 3. 2 静的クリアランスが負の時

Th-Ath方向スカート中央部では、実働温度では常にスカート部とシリンダは干渉

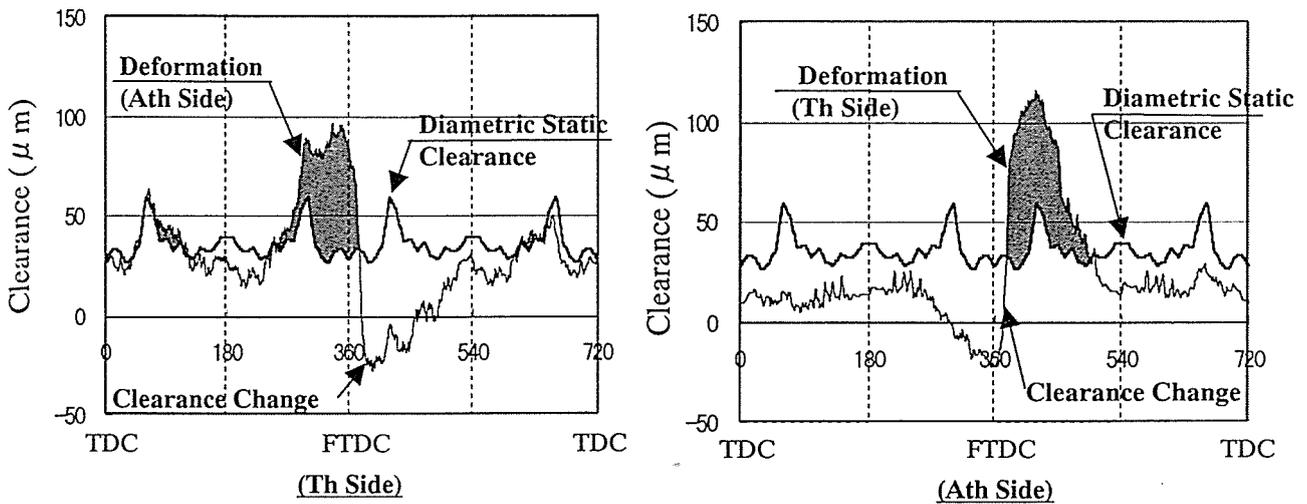


Fig.4.28 Calculation of Skirt Deformation from Gap Sensor Data
(ex. Th,Ath Upper)

しているため、ギャップセンサにてクリアランスを測定することができない。このため、部とスカート部は干渉し、静的クリアランスは“負”となっているため、クリアランス、変形量(ξ_T)は静的クリアランス(ξ_C)に対し、スラスト力(F_T)とスカート中央部のコンプライアンス(C_a)を掛けることによって式(4.17)にて計算した。

$$\left. \begin{array}{l} \text{Th側} : \xi_T = \xi_C + C_a F_T \\ \text{Ath側} : \xi_T = \xi_C - C_a F_T \end{array} \right\} \text{-----(4.17)}$$

7. 4 ピン変位, ピストンの重心変位, 傾き角の計算方法

Fig. 4. 29にピストンピン位置, ピストン重心位置の幾何学的位置を示す。ピストンピンの横方向変位(x_P), ピストン重心の横方向変位(x_G), ピストンの傾き角(β)はTh-Ath側スカート上部, 中部の変形を考慮したクリアランスより, 以下式(4.18)~(4.22)にて計算した。

$$x_P = \frac{H_L}{H_L - H_M} (\xi_M - \xi_L) \text{-----(4.18)}$$

$$x_G = \frac{H_L + H_G}{H_L - H_M} (\xi_M - \xi_L) \text{-----(4.19)}$$

$$\beta = -\tan^{-1} \frac{\xi_M - \xi_L}{H_L - H_M} \text{-----(4.20)}$$

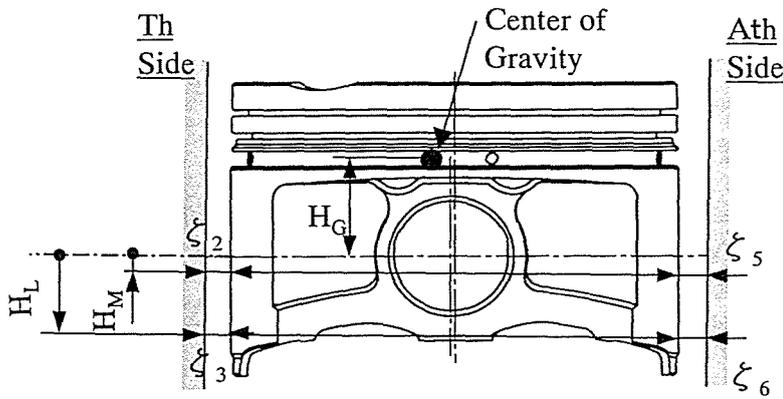


Fig.4.29 Skirt Clearance and Center of Gravity

但し,

$$\xi_M = (\xi_2 - \xi_5)/2 \quad \text{-----}(4.21)$$

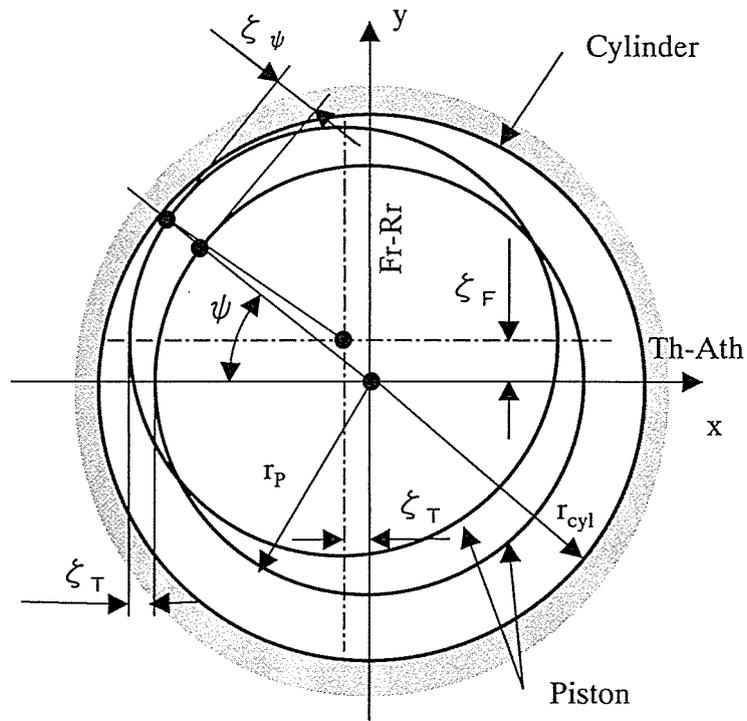
$$\xi_L = (\xi_3 - \xi_6)/2 \quad \text{-----}(4.22)$$

7. 5 ピストンのFr-Rr方向の運動の計算方法

ギャップ測定は、Th-Ath方向だけでなく、Th-Ath方向から15, 30° 方向も測定することにより、Fr-Rr方向のピストン挙動を計算することができる。Fig. 4. 34にピストンとシリンダ間の3次元的な幾何学的形状を示す。Fr-Rr方向のピン穴中心高さでのピストン変位(x_F)及びFr-Rr方向のピストンの傾き角(β_F)は式(4. 23), (4. 24)にて計算できる。

$$x_{PF} = \frac{x_{P\psi} - x_P \cos \psi}{\sin \psi} \quad \text{-----}(4.23)$$

$$\beta_F = \frac{\beta_\psi - \beta \cos \psi}{\sin \psi} \quad \text{-----}(4.24)$$



**Fig.4.34 Three Dimensional Geometrical Configuration
between Piston and Cylinder**

第5章 3次元ピストンスラップの力学

1. 本章で用いた主な記号

考慮すべき変数が多いため、ここで説明する変数名は本章4節～7節で説明する2個の常微分方程式導出までとする。なお、ここで示す変数は特に断らない限り、本章の中で使用する。なお、新しく出てくる変数については、その都度説明する。

1. 1 一般, シリンダ

- A_{cyl} : シリンダ断面積
 r_{cyl} : ピストン半径
 P_{cyl} : シリンダ内圧力
 R : クランク半径
 θ : クランク角
 ϕ : コンロッドの傾き角
 ϕ_0 : ピストン, シリンダ間のクリアランスが無い時のコンロッドの傾き角
 $\tilde{\phi}$: コンロッドの傾き角 ϕ の ϕ_0 からの補正量
 g : 重力加速度
 $\dot{\chi}, \ddot{\chi}$: 時間の1次及び2次微分 (χ は任意の変数)
 $\sum(K_{\alpha}_x)$: x軸方向に作用する反力の総称
 $\sum(K_{\alpha}_y)$: y軸方向に作用する反力の総称
 $\sum(T_{\alpha})$: 反力によるモーメントの総称

1. 2 ピストン

- M_p : ピストン完備質量
 J_p : ピストン重心回りの慣性モーメント
 G_p : ピストン重心位置
 P_p : ピストンピン位置
 δ_p : ピストン重心位置とピストンピン中心間距離
 σ_p : ピストン重心位置とピストンピン中心を結ぶ線がx軸となす角
 e_g : 重心オフセット(Ath側: 正)

- e_p : ピン穴オフセット (Ath側 : 正)
- e_c : クランク軸オフセット (Ath側 : 正)
- H_g : ピン穴中心から重心までの高さ
- K_x, K_y : ピストンピン穴部に作用する力の x 成分, y 成分
- $K_{\alpha x}, K_{\alpha y}$: ガス力, ピン穴部からピストンに作用する力以外の力の x 成分, y 成分
- x_p, y_p : ピストンピン中心の座標
- x_{p0}, y_{p0} : ピストンとシリンダ間のクリアランスが無い時のピストンピン中心の座標
- x_g, y_g : 重心座標
- β : ピストンの傾き角
- ξ : (微分方程式解法に使用)
- η : (微分方程式解法に使用)
- $a_{11} \sim a_{22}$: 連立微分方程式の係数
- b_1, b_2 : 連立微分方程式の係数

1. 3 コンロッド

- L : コンロッド中心間距離
- L_B : コンロッド大端中心から重心位置までの距離
- M_c : コンロッド完備質量
- M_{cr} : コンロッド往復運動部分質量
- J_c : コンロッド重心回りの慣性モーメント
- r_{rc} : コンロッド慣性半径
- λ : 連桿比 (R/L)
- r_p : 小端部半径 (ピストンピン半径)
- r_c : 大端部半径 (クランクピン半径)
- μ_p : ピストンピンとピン穴間の摩擦係数
- μ_c : クランクピンとコンロッド大端部の摩擦係数
- T_p : ピストンピン部に作用する摩擦モーメント
- T_c : クランクピン部に作用する摩擦モーメント
- Z_x, Z_y : クランクピンに作用する力の x , y 成分
- G_c : コンロッド重心位置
- x_c, y_c : コンロッド重心位置の座標

2. 理論式導出のための仮定

理論式導出のため、以下の仮定を行った。なお、リング及びスカート、ランド部からの反力の計算上の仮定については後述し、ここでは含まない。

- (1) クランク軸の角速度は一定。
- (2) ピストンはTh-Ath方向を含むコンロッド揺動平面内のみで運動する。
- (3) ピン～ピン穴、コンロッド大端部～クランクピン間のクリアランスは無視し、作用する摩擦力はCoulomb摩擦(摩擦係数一定)とする。
- (5) 筒内圧はピストン中心軸上に作用する。
- (6) シリンダは真円で剛体とする。但し、下死点付近でのスカート下部のシリンダからはみ出しについては考慮する。

3. 座標系と符号

Fig. 5.1にピストンクランク機構の座標系と符号を示す。変位、力等の極性ベクトルはAth側を正、Th側を負とする。また力のモーメント、角速度等の軸性ベクトル及び角度については、クランク角を除き、反時計回りを正、時計回りを負と定義する。

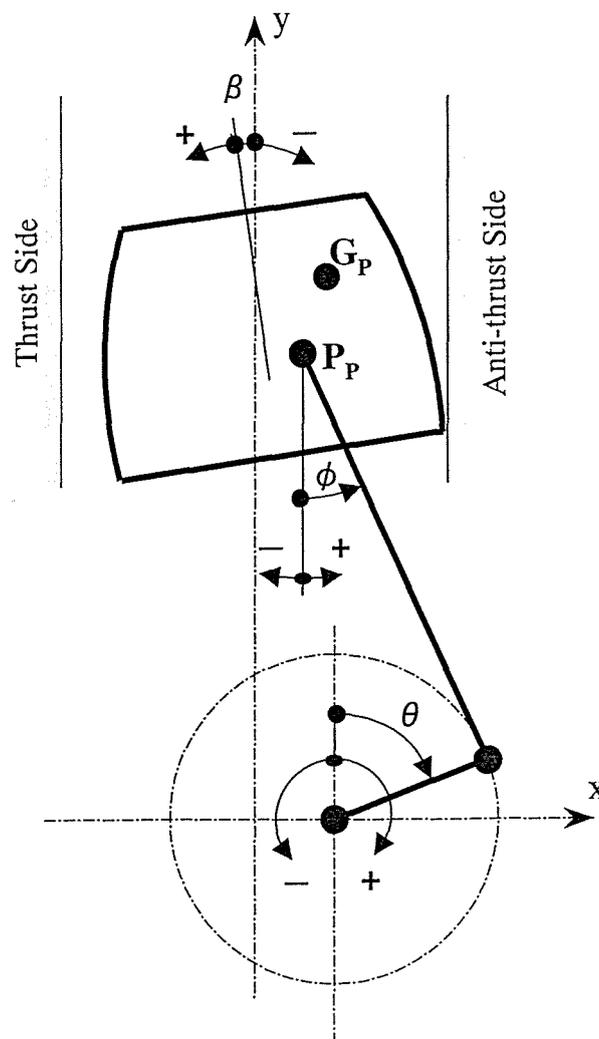


Fig. 5.1 Coordinates

4. ピストン・クランク機構の幾何学

Fig. 5.2にピストン・クランク機構を示す. 幾何学的な関係から, ピストンピンの
 x 軸方向変位 x_p 及び y 軸方向変位 y_p は以下の式にて計算できる.

$$x_p = L(\sin \phi_0 - \sin \phi) \quad \text{----- (5.1)}$$

$$y_p = R \cos \theta + L \cos \phi \quad \text{----- (5.2)}$$

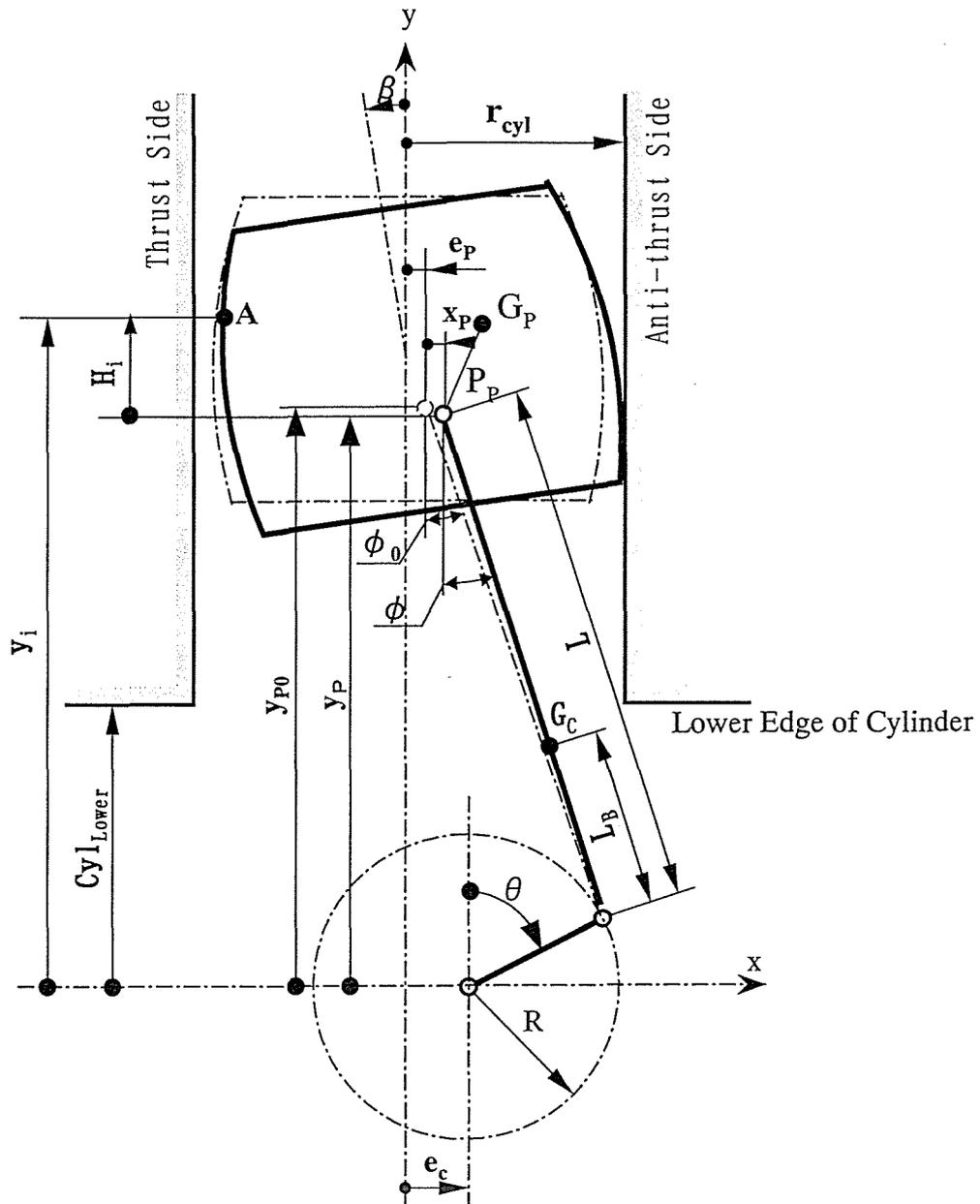


Fig. 5.2 Piston Crank Mechanical System

また、ピストンとシリンダ間のクリアランスを無視した時の x 軸方向, y 軸方向の幾何学的な関係より,

$$R \sin \theta + e_c = L \sin \phi_0 + e_p \quad \text{----- (5.3)}$$

$$y_{p0} = R \cos \theta + L \cos \phi_0 \quad \text{----- (5.4)}$$

コンロッドの重心位置 G_c での x 軸方向変位 x_c , y 軸方向変位 y_c は,

$$x_c = R \sin \theta - L_B \sin \phi + e_c \quad \text{----- (5.5)}$$

$$y_c = R \cos \theta + L_B \cos \phi \quad \text{----- (5.6)}$$

ピン穴位置の x 軸方向の速度, 加速度は (5.1) 式を時間に関して微分することにより, 求めることができる. すなわち,

$$\dot{x}_p = L(\dot{\phi}_0 \cos \phi_0 - \dot{\phi} \cos \phi) \quad \text{----- (5.7)}$$

$$\ddot{x}_p = L(\ddot{\phi}_0 \cos \phi_0 - \dot{\phi}_0^2 \sin \phi_0 - \ddot{\phi} \cos \phi + \dot{\phi}^2 \sin \phi) \quad \text{----- (5.8)}$$

ところで,

$$\phi = \phi_0 + \tilde{\phi} \quad \text{----- (5.9)}$$

とし, (5.9) を (5.1) に代入し, $\tilde{\phi}$ が小であるから以下 (5.10) を得る.

$$x_p = -L\tilde{\phi} \cos \phi_0 \quad \text{----- (5.10)}$$

以上より,

$$\phi = \phi_0 + \tilde{\phi} = \phi_0 - \frac{x_p}{L \cos \phi_0} \quad \text{----- (5.11)}$$

(5.3), (5.11) より,

$$\begin{aligned} \phi &= \phi_0 - \frac{x_p}{L \sqrt{1 - (R \sin \theta + e_c - e_p)^2 / L^2}} \\ &= \phi_0 - \frac{x_p}{L \left\{ 1 + O\left((R/L)^2, (e_c/L)^2, (e_p/L)^2 \right) \right\}} \end{aligned} \quad \text{----- (5.12)}$$

(5.12) で x_p の大きさはピストンとシリンダ間のクリアランスであり, コンロッド長さ L に比較して十分小さいことから,

$$\phi = \phi_0 \quad \text{-----} (5.13)$$

さらに, (5.7), (5.13)より,

$$\dot{\phi} = \dot{\phi}_0 - \frac{\dot{x}_p}{L \cos \phi_0} \quad \text{-----} (5.14)$$

(5.8), (5.13), (5.14)より $\ddot{\phi}$ を計算すると(5.15)となる.

$$\ddot{\phi} = \ddot{\phi}_0 - 2 \frac{\tan \phi_0}{L \cos \phi_0} \dot{\phi}_0 \dot{x}_p + \frac{\tan \phi_0}{L^2 \cos \phi_0} \dot{x}_p^2 - \frac{\ddot{x}_p}{L \cos \phi_0} \quad \text{-----} (5.15)$$

以上より, (5.2), (5.4), (5.13), (5.14), (5.15)より, ピストンピンの y 方向の速度 \dot{y}_p , 加速度 \ddot{y}_p を計算すると, 以下(5.16), (5.17)となる.

$$\dot{y}_p = \dot{y}_{p0} + \dot{x}_p \tan \phi_0 \quad \text{-----} (5.16)$$

$$\ddot{y}_p = \ddot{y}_{p0} + 2 \frac{\dot{\phi}_0 \dot{x}_p}{\cos^2 \theta} - \frac{\dot{x}_p^2}{L \cos^3 \theta} + \ddot{x}_p \tan \phi_0 \quad \text{-----} (5.17)$$

以下, 同様にして, コンロッド重心位置の速度 (\dot{x}_c, \dot{y}_c), 加速度 (\ddot{x}_c, \ddot{y}_c) を計算すると, 以下式(5.18)~(5.21)となる.

$$\dot{x}_c = R \dot{\theta} \cos \theta - L_B \dot{\phi}_0 \cos \phi_0 + \frac{L_B}{L} \dot{x}_p \quad \text{-----} (5.18)$$

$$\dot{y}_c = -R \dot{\theta} \sin \theta - L_B \dot{\phi}_0 \sin \phi_0 + \frac{L_B}{L} \dot{x}_p \tan \phi_0 \quad \text{-----} (5.19)$$

$$\ddot{x}_c = -R \dot{\theta}^2 \sin \theta + L_B \dot{\phi}_0^2 \sin \phi_0 - L_B \ddot{\phi}_0 \cos \phi_0 + \frac{L_B}{L} \ddot{x}_p \quad \text{-----} (5.20)$$

$$\ddot{y}_c = -R \dot{\theta}^2 \cos \theta - L_B (\ddot{\phi}_0 \sin \phi_0 + \dot{\phi}_0^2 \cos \phi_0) + \frac{L_B}{L} \left(\ddot{x}_p \tan \phi_0 + 2 \frac{\dot{\phi}_0 \dot{x}_p}{\cos^2 \phi_0} - \frac{\dot{x}_p^2}{L \cos^3 \phi_0} \right) \quad \text{-----} (5.21)$$

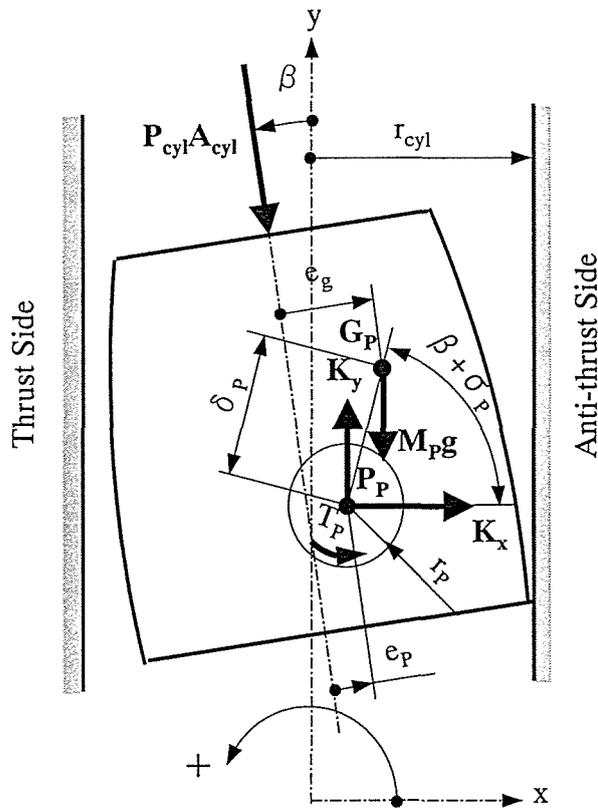


Fig.5.3 Free Body Diagram of Piston

5. ピストンに作用する力とモーメント

Fig. 5. 3にピストンに作用する力を示した自由物体線図を示す。
力及び力のモーメントの釣り合いより、以下(5. 22), (5. 23), (5. 24)を得る。

$$M_P \ddot{x}_G = K_x + P_{cyl} A_{cyl} \sin \beta + \sum (K_\alpha)_x \quad \text{----- (5. 22)}$$

$$M_P \ddot{y}_G = K_y - P_{cyl} A_{cyl} \cos \beta - M_P g + \sum (K_\alpha)_y \quad \text{----- (5. 23)}$$

$$J_P \ddot{\beta} = \delta_P K_x \sin(\sigma_P + \beta) - \delta_P K_y \cos(\sigma_P + \beta) + P_{cyl} A_{cyl} e_g + T_P + \sum (T_\alpha) \quad \text{----- (5. 24)}$$

重心位置とピン中心の幾何学的な関係より、以下式(5. 25), (5. 26)を得る。

$$x_G = x_p + \delta_P \cos(\sigma_P + \beta) \quad \text{----- (5. 25)}$$

$$y_G = y_p + \delta_P \sin(\sigma_P + \beta) \quad \text{----- (5. 26)}$$

(5. 25), (5. 26)を(5. 22), (5. 23)に代入すると、以下式(5. 27), (2. 28)を得る。

$$M_P \ddot{x}_p - M_P \delta_P \ddot{\beta} \sin(\sigma_P + \beta) = M_P \delta_P \dot{\beta}^2 \cos(\sigma_P + \beta) + K_x + P_{cyl} A_{cyl} \sin \beta + \sum (K_\alpha)_x$$

----- (5.27)

$$M_P \left\{ \ddot{y}_p + \delta_P \ddot{\beta} \cos(\sigma_P + \beta) - \delta_P \dot{\beta}^2 \sin(\sigma_P + \beta) \right\} = K_y - P_{cyl} A_{cyl} \cos \beta - M_P g + \sum (K_\alpha)_y$$

----- (5.28)

(5.28)に(5.17)を代入し、 K_y について解くと以下式(5.29)を得る。

$$K_y = K_{y0} + M_P \ddot{x}_p \tan \phi_0 + M_P \delta_P \ddot{\beta} \cos(\sigma_P + \beta) + M_P \left\{ \frac{2\dot{\phi}_0 \dot{x}_p}{\cos^2 \phi_0} - \frac{\dot{x}_p^2}{L \cos^3 \phi_0} - \delta_P \dot{\beta}^2 \sin(\sigma_P + \beta) \right\}$$

----- (5.29)

ここで、 K_{y0} はピストンとシリンダ間のクリアランスが無い時に y 軸方向に作用する力で、式(5.30)にて与えられる。

$$K_{y0} = M_P \ddot{y}_{p0} + P_{cyl} A_{cyl} \cos \beta + M_P g - \sum (K_\alpha)_y$$

----- (5.30)

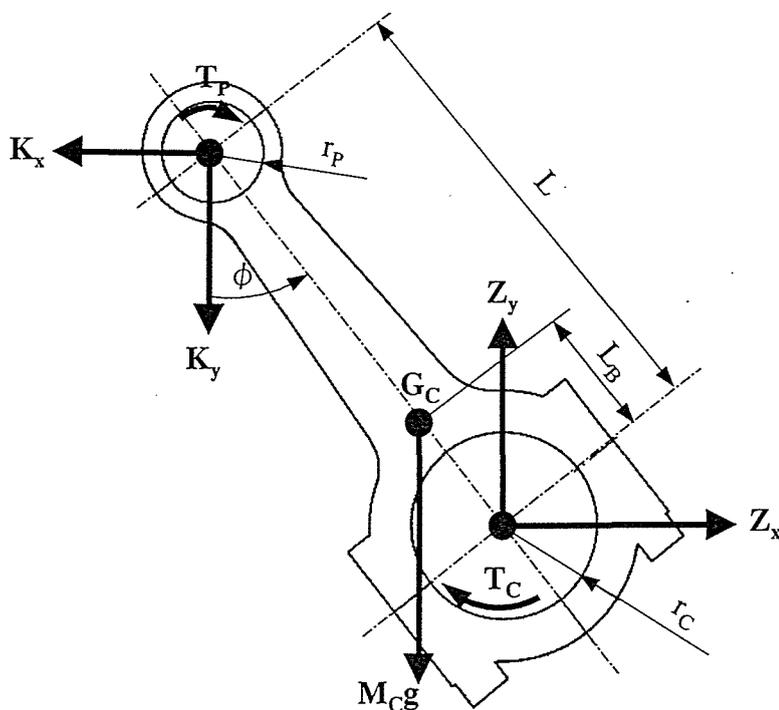


Fig. 5.4 Free Body Diagram of Con-rod

6. コンロッドに作用する力とモーメント

Fig. 5. 4にコンロッドの自由物体線図を示す。力及び力のモーメントの釣り合いにより、以下式(5. 31)～(5. 33)を得る。

$$M_c \ddot{x}_c = -K_x + Z_x \quad \text{----- (5. 31)}$$

$$M_c \ddot{y}_c = -K_y + Z_y - M_c g \quad \text{----- (5. 32)}$$

$$M_c r_{rc}^2 \ddot{\phi} = K_x(L - L_B) \cos \phi + K_y(L - L_B) \sin \phi + Z_x L_B \cos \phi + Z_y L_B \sin \phi - T_p - T_s \quad \text{----- (5. 33)}$$

ここで、 r_{rc} はコンロッドの慣性半径で、以下式(5. 34)で与えられる。

$$r_{rc} = \sqrt{J_c / M_c} \quad \text{----- (5. 34)}$$

式(5. 31)～(5. 33)中の T_p, T_s はそれぞれ、ピストンピン、クランクピンに作用する摩擦モーメントで、以下式(5. 35), (5. 36)で与えられる。

$$T_p = \mu_p r_p \sqrt{K_x^2 + K_y^2} \text{sign}(\dot{\phi} - \dot{\beta}) \quad \text{----- (5. 35)}$$

$$T_s = \mu_c r_c \sqrt{Z_x^2 + Z_y^2} \text{sign}(\dot{\phi} + \dot{\theta}) \quad \text{----- (5. 36)}$$

(5. 35), (5. 36)中の $\text{sign}()$ は符号関数で、以下の値を取る。

$$\text{sign}(x) = \begin{cases} -1 & (x < 0) \\ 0 & (x = 0) \\ 1 & (x > 0) \end{cases} \quad \text{----- (5. 37)}$$

7. ピストン2次運動方程式の組み立て

(5. 31), (5. 32)を(5. 33)に代入して Z_x, Z_y を消去し、さらに、(5. 13), (5. 15), (5. 20), (5. 21), (5. 29)を(5. 33)に代入してそれぞれ $\phi, \ddot{\phi}, \ddot{x}_c, \ddot{y}_c, K_y$ を消去し、 K_x を求めると以下式(5. 38)を得る。

$$\begin{aligned} K_x = & -K_{y_0} \tan \phi_0 + M_c \frac{r_{rc}^2 + L_B^2}{L \cos \phi_0} \ddot{\phi}_0 - M_c \frac{L_B}{L} g \tan \phi_0 - M_p \delta_p \cos(\sigma_p + \beta) \tan \phi_0 \ddot{\beta} \\ & + M_p \delta_p \sin(\sigma_p + \beta) \tan \phi_0 \dot{\beta}^2 + \frac{\tan \phi_0}{\cos^2 \phi_0} \left(M_p + \frac{r_{rc}^2 + L_B^2}{L^2} M_c \right) \dot{x}_p \left(\frac{\dot{x}_p}{L \cos \phi_0} - 2\dot{\phi}_0 \right) \\ & - \left(M_p \tan^2 \phi_0 + \frac{r_{rc}^2 + L_B^2}{L^2 \cos \phi_0} M_c \right) \ddot{x}_p + M_c \frac{L_B}{L} \frac{\sin(\theta + \phi_0)}{\cos \phi_0} R \dot{\theta}^2 + \frac{T_p + T_s}{L \cos \phi_0} \quad \text{---- (5. 38)} \end{aligned}$$

よって最終的に、(5.38), (5.29)をそれぞれ、(5.27), (5.24)に代入し、 K_x, K_y を消去すると、ピストンピン穴中心のx方向変位(X_p)及びピストンの傾き角(β)に関する2個の連立微分方程式(5.39), (5.40)を得る.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\cos^2 \phi_0} \left(M_p + \frac{r_{rc}^2 + L_B^2}{L^2} M_c \right) \ddot{x}_p - M_p \delta_P \frac{\sin(\sigma_P + \beta - \phi_0)}{\cos \phi_0} \ddot{\beta} = -K_{y0} \tan \phi_0 \\ & + M_c \frac{r_{rc}^2 + L_B^2}{L \cos \phi_0} \ddot{\phi}_0 - M_c \frac{L_B}{L} g \tan \phi_0 + \frac{\tan \phi_0}{\cos^2 \phi_0} \left(M_p + \frac{r_{rc}^2 + L_B^2}{L^2} M_c \right) \dot{x}_p \left(\frac{\dot{x}_p}{L \cos \phi_0} - 2\dot{\phi}_0 \right) \\ & + M_p \delta_P \frac{\cos(\sigma_P + \beta - \phi_0)}{\cos \phi_0} \dot{\beta}^2 + M_c \frac{L_B}{L} \frac{\sin(\theta + \phi_0)}{\cos \phi_0} R \dot{\theta}^2 + \frac{T_p + T_s}{L \cos \phi_0} \\ & + P_{cyl} A_{cyl} \sin \beta + \sum (K_\alpha)_x \end{aligned} \quad \text{----- (5.39)}$$

$$\begin{aligned} & \frac{\delta_P}{\cos^2 \phi_0} \left\{ \sin \phi_0 \cos(\sigma_P + \beta - \phi_0) \cdot M_p + \sin(\sigma_P + \beta) \cdot \frac{r_{rc}^2 + L_B^2}{L^2} M_c \right\} \ddot{x}_p \\ & + \left\{ J_p + M_p \delta_P^2 \frac{\cos(\sigma_P + \beta) \cos(\sigma_P + \beta - \phi_0)}{\cos \phi_0} \right\} \ddot{\beta} \\ & = -\delta_P \frac{\cos(\sigma_P + \beta - \phi_0)}{\cos \phi_0} K_{y0} + M_c \delta_P \frac{r_{rc}^2 + L_B^2}{L} \frac{\sin(\sigma_P + \beta)}{\cos \phi_0} \ddot{\phi}_0 \\ & - M_c g \delta_P \frac{L_B}{L} \sin(\sigma_P + \beta) \tan \phi_0 + M_p \delta_P^2 \frac{\sin(\sigma_P + \beta) \cos(\sigma_P + \beta - \phi_0)}{\cos \phi_0} \dot{\beta}^2 \\ & + \frac{\delta_P}{\cos^3 \phi_0} \left\{ \cos(\sigma_P + \beta - \phi_0) M_p + \sin \phi_0 \sin(\sigma_P + \beta) \frac{r_{rc}^2 + L_B^2}{L^2} M_c \right\} \dot{x}_p \left(\frac{\dot{x}_p}{L \cos \phi_0} - 2\dot{\phi}_0 \right) \\ & + M_c \delta_P \frac{L_B}{L} \frac{\sin(\theta + \phi_0) \sin(\sigma_P + \beta)}{\cos \phi_0} R \dot{\theta}^2 + \frac{\delta_P \sin(\sigma_P + \beta)}{L \cos \phi_0} (T_p + T_s) + T_p + P_{cyl} A_{cyl} e_g + \sum (T_\alpha) \end{aligned} \quad \text{----- (5.40)}$$

(5.39), (5.40)を簡略化して表現すると、以下(5.41)となる.

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_p \\ \ddot{\beta} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \end{pmatrix} \quad \text{----- (5.41)}$$

(5.41)の連立方程式を解くと、(5.42)となる.

$$\ddot{x}_p = \frac{b_1 a_{22} - b_2 a_{12}}{a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}}, \quad \ddot{\beta} = \frac{a_{11} b_2 - a_{21} b_1}{a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}} \quad \text{----- (5.42)}$$

(5.41), (5.42)中のa's, b'sは \ddot{x}_p , $\dot{\beta}$ を含まない変数で, 1ステップ前の値又は独立で計算できる. さらに, 変数 ξ, η を導入して, 以下(5.43)のように定義すると, 最終的に(5.44)に示すように, 4元の連立1階常微分方程式を得る.

$$\xi = \dot{x}_p, \quad \eta = \dot{\beta} \quad \text{----- (5.43)}$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{\xi} &= \frac{b_1 a_{22} - b_2 a_{12}}{a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}} \\ \dot{x}_p &= \xi \\ \dot{\eta} &= \frac{a_{11} b_2 - a_{21} b_1}{a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}} \\ \dot{\beta} &= \eta \end{aligned} \right\} \text{----- (5.44)}$$

8. ピストンピンの取り扱い

8. 1 記号

添字“_P” : ピストンピンを除く意味

$M_p, J_p, h_g, e_g, M_C, J_C, L_B$: 本章第1節参照

M_{p_P} : ピストン質量(リング質量含む)

h_{g_P} : ピストンピン穴中心からピストン重心までの高さ(リング含む)

e_{g_P} : ピストン重心オフセット(リング含む)

J_{p_P} : ピストン重心周りの慣性モーメント(リング含む)

M_{pin} : ピストンピン質量

J_{pin} : ピストンピン慣性モーメント

M_{C_P} : コンロッド質量

J_{C_P} : コンロッド重心周りの慣性モーメント

L_{B_P} : コンロッド大端中心から重心までの距離

8. 2 ピストンピンに関する力学的関係式

ピストンピンがフルフロートかセミフロートにより, 入力するピストン及びコンロッドの物理量(質量, 重心位置, 慣性モーメント)が異なる. すなわち,

- ・フルフロートの場合 --- ピストンピンの物理量はピストンの中を含める。
- ・セミフロートの場合 --- ピストンピンの物理量はコンロッドの中を含める。

それぞれの場合のピストン、コンロッドの完備物理量（質量、重心位置、慣性モーメント）は以下Table 5.1の力学的な式にて表現できる。

Table 5.1 Modified Physical Quantities using Equation(4.39) and (4.40)

Items	Full Float Type	Semi Float Type
M_p (Piston Total Mass)	$M_p = M_{p-p} + M_{pin}$	$M_p = M_{p-p}$
h_g (Piston GC. Height)	$h_g = h_{g-p} / M_p$	$h_g = h_{g-p}$
e_g (Piston GC. Offset)	$e_g = (e_{g-p}M_{p-p} + e_p M_{pin}) / M_p$	$e_g = e_{g-p}$
J_p (Piston I. Moment)	$J_p = J_{p-p} + J_{pin}$ $+ \left\{ (h_g - h_{g-p})^2 + (e_g - e_{g-p})^2 \right\} M_{p-p}$ $+ \left\{ h_g^2 + (e_p - e_g)^2 \right\} M_{pin}$	$J_p = J_{p-p}$
M_c (Con-rod Total Mass)	$M_c = M_{c-p}$	$M_c = M_{c-p} + M_{pin}$
L_B (Con-rod GC. Length)	$L_B = L_{B-p}$	$L_B = (L_{B-p}M_{c-p} + LM_{pin}) / M_c$
J_c (Con-rod I. Moment)	$J_c = J_{c-p}$	$J_c = J_{c-p} + J_{pin}$ $+ (L - L_B)^2 M_{pin}$ $+ (L_B - L_{B-p})^2 M_{c-p}$

9. ピストンリングからの力及び力のモーメントの計算

式(5.39), (5.40)で示されたその他の力($\sum(K_a)_x, \sum(K_a)_y$), 力のモーメント($\sum(T_a)$)は, ピストンリング, シリンダからによるものである. ここでは, ピストンリングがピストンの挙動に及ぼす力及び力のモーメントを計算する.

9. 1 記号

$P, \theta, r_{cyl}, \beta, x_p$: 本章第1節参照
$\dot{\chi}, \ddot{\chi}$: 時間の1次及び2次微分 (χ は任意の変数)
μ_1	: リングとシリンダ間の摩擦係数
μ_2	: リングとリング溝間の摩擦係数
μ_{max}	: リングとシリンダ間の最大摩擦係数
n	: エンジン回転数
n_{ref}	: 基準回転数
M_b	: リングの曲げモーメント
T	: リング張力
b	: ピストンリング厚さ(B 寸)
t	: ピストンリング幅(T 寸)
P_r	: リングとシリンダ間の面圧
F_{rad}	: リングがシリンダに及ぼす力の絶対値の総和
F_{ver}	: リングがリング溝に及ぼす力の総和
F_{ringl}	: リングとシリンダ間の摩擦力
H_{ring}	: ピン穴中心からリングまでの高さ
γ	: リングの周方向角度

9. 2 計算上の仮定

(1)実際の自動車エンジン用ピストンリングは高回転時のフラッターリング防止のため, 合い口方向に長円, それと直角方向に短円となるオーバリティプロファイルが施されている. このためシリンダに組み込んだ時, 合い口方向に面圧が大きくなり, いわゆる“洋梨型”の面圧分布⁽⁹³⁾⁻⁽⁹⁵⁾となるが, このオーバリティプロファイルの影響は無視した.

(2) リングは1本に集約し, Topリングで代表した. またリングはリング溝上下面どちらかに必ず密着しているものと仮定した.

(3) リング外周面とシリンダ面の摩擦係数(μ_1)は古浜の理論⁽¹⁴⁾を用いた. すなわち,

$$\mu_1 = n \frac{\mu_{\max}}{n_{\text{ref}}} |\sin \theta| \quad \text{----- (5.45)}$$

(4) リングとリング溝間の摩擦係数(μ_2)はCoulomb摩擦とした. すなわち,

$$\mu_2 = \text{const} \quad \text{----- (5.46)}$$

9. 3 ピストンリングによる力及び力のモーメントの計算

Fig. 5.5に, 合い口部に張力Tが作用したときのピストンリングの自由物体線図(上面視)を示す. 任意の角度 γ におけるピストンリングの曲げモーメント M_b は, ガス力が無い時式(5.47)で表すことができる.

$$M_b = r_{\text{cyl}}^2 b P_r (1 - \cos \gamma) \quad \text{----- (5.47)}$$

$\xi = \pi$ の時, $M_b = 2T r_{\text{cyl}}$ より,

$$P_r = \frac{T}{r_{\text{cyl}} b} \quad \text{----- (5.48)}$$

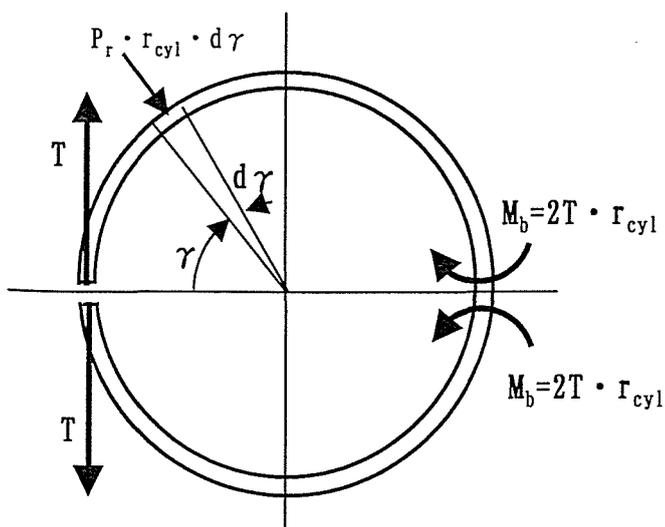


Fig. 5.5 Free Body Diagram of Ring (Upper View)

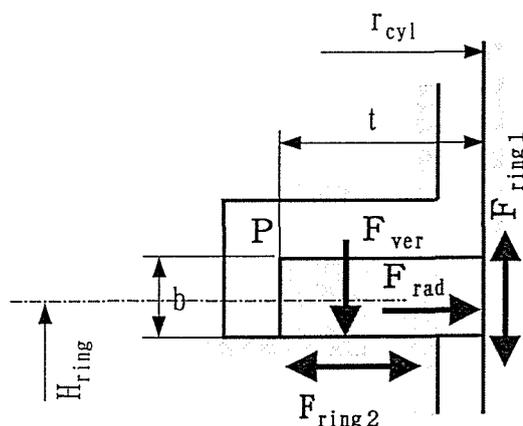


Fig. 5.6 Free Body Diagram of Ring (Sectional View)

Fig. 5.6に、ピストンリング断面での自由物体線図を示す。リングがシリンダに及ぼす面圧 P_r は式(5.48)の他に、シリンダ内圧によってリング背面からシリンダ内圧 P で押されるから、実働時の面圧 P_r は以下式(5.49)にて計算できる。

$$P_r = \frac{T}{r_{cyl}b} + P \quad \text{----- (5.49)}$$

これより、ピストンリングがシリンダに及ぼす力の総和 F_{rad} は、以下式(5.50)にて計算できる。

$$F_{rad} = 2 \int_0^\pi (bP_r)_{cyl} d\gamma = 2\pi(T + br_{cyl}P) \quad \text{----- (5.50)}$$

よって、リングとシリンダ間の摩擦力 F_{ring1} は式(5.45)、(5.50)より、

$$F_{ring1} = -2\pi(T + br_{cyl}P) \mu_{ref} \sin \theta \quad \text{----- (5.51)}$$

次に、ピストンリングがリング溝に作用する力を計算する。Fig. 5.6より、

$$F_{ver} = \pi P \{ r_{cyl}^2 - (r_{cyl} - t)^2 \} \approx 2\pi Pr_{cyl}t \quad \text{----- (5.52)}$$

よって、リングとリング溝間の摩擦力 F_{ring2} は、(5.46)、(5.52)より、式(5.53)にて計算できる。

$$F_{ring2} = -2\pi P \mu_2 r_{cyl} t \cdot \text{sign}(\dot{\beta}H_{ring} - \dot{x}_P) \quad \text{----- (5.53)}$$

ここで、 $\text{sign}(x)$ ：符号関数(式(5.37)参照)

以上より、リングがピストンに及ぼす x 軸方向力 $\sum(K_\alpha)_x$ 及び y 軸方向力 $\sum(K_\alpha)_y$ を以下に示す。

$$\sum(K_\alpha)_x = F_{ring2} = -2\pi P \mu_2 r_{cyl} t \cdot \text{sign}(\dot{\beta}H_{ring} - \dot{x}_P) \quad \text{----- (5.54)}$$

$$\sum(K_\alpha)_y = F_{ring1} + F_{ver} = -2\pi(T + br_{cyl}P) \mu_{ref} \sin \theta + 2\pi Pr_{cyl}t \quad \text{----- (5.55)}$$

次に、ピストンに及ぼすリングによる力のモーメントを計算する。リング溝への圧力及びリングがリング溝に及ぼす力は均一と仮定しているから、結局力のモーメントに及ぼす力は式(5.53)のみで、以下式(5.56)にて計算できる。

$$\sum(T_\alpha) = H_{ring} \cdot F_{ring2} = -2\pi H_{ring} P \mu_2 r_{cyl} t \cdot \text{sign}(\dot{\beta}H_{ring} - \dot{x}_P) \quad \text{----- (5.56)}$$

10. スカート及びTopランドからの力及びモーメントの計算

10. 1 記号

$R, L, \theta, \phi, \beta, \sigma_p, \delta_p, e_p, x_p, x_G, H_G, M_p$: 本章第1節参照
x	: Th-Ath方向座標 (Fig. 5.1と同一)
y	: シリンダ軸方向座標 (Fig. 5.1と同一)
z	: ピストンFr-Rr方向座標 (Fig. 5.7参照)
$\dot{\chi}, \ddot{\chi}$: 時間の1次及び2次微分 (χ は任意の変数)
δ/dt	: 回転座標系を固定座標系と見なした時の時間による微分演算子
添字 “i”	: スカート高さ方向の番号
添字 “j”	: スカート周方向の番号
添字 “L”	: Topランドの意味
添字 “0”	: 常温時を意味
r_{cyl}	: シリンダ半径 (実働時)
r_{ij}	: (i, j)点におけるスカート半径 (実働時)
r_L	: ランド半径 (実働時)
r_{cyl0}	: シリンダ半径 (常温時)
r_{ij0}	: (i, j)点におけるスカート半径 (常温時)
r_{L0}	: ランド半径 (常温時)
T_C	: シリンダ温度 (エンジン出口水温で代表)
T_{pij}	: (i, j)点におけるスカート温度
T_L	: Topランド温度
α_p	: ピストンの線膨張係数
α_c	: シリンダの線膨張係数
R_C	: シリンダ楕円断面の半径 (Fig. 5.7参照)
e	: ピストン中心のシリンダ中心からの変位量 (Fig. 5.7参照)
P_p	: ピン穴中心 (Fig. 5.7参照)
G_p	: ピストン重心位置 (Fig. 5.7参照)
C_p	: ピン穴中心高さでのピストン中心 (Fig. 5.7参照)
S_p	: ピン穴中心から高さ H_i でのピストン中心 (Fig. 5.7参照)
$\vec{R}, \vec{R}_0, \vec{R}_1, \vec{R}_2, \vec{R}_3, \vec{R}_4$: 各座標点までの位置ベクトル (極性ベクトル量)

- $\bar{\omega}, \bar{\omega}_0, \bar{\omega}_1, \bar{\omega}_2, \bar{\omega}_3, \bar{\omega}_4$: ピストン各点の角速度(軸性ベクトル量)
 ζ_{ij} : スカート(i, j)点でのクリアランス ($\zeta_{ij} > 0$), 変形量($\zeta_{ij} < 0$)
 又は, 剛性マトリクス考慮点でのクリアランス, 変形量
 v_{ij} : スカート(i, j)点でのx方向速度
 A_{ij} : スカート(i, j)点でのスカート面積
 $C_{ij}, C_{ij}(1), C_{ij}(2)$: スカート(i, j)点での減衰係数
 γ_{ij} : スカート(i, j)点での符号.
 ($\zeta_{ij} > 0$ の時 $\gamma_{ij} = 0$, $\zeta_{ij} < 0$ の時 $\gamma_{ij} = 1$)
 H_i : スカート(i, j)点でのピン穴中心からの高さ
 ψ_j : スカート(i, j)点でのTh-Ath方向からの角度
 N_H^m : 剛性マトリクス考慮点のスカート高さ方向の分割数
 N_ψ^m : 剛性マトリクス考慮点のスカート周方向のTh-Ath方向からの分割数
 N : スカート剛性マトリクスを考慮した総点数 ($N = N_H^m \times N_\psi^m$)
 N_H : スカート変形量, 面圧高さ方向考慮点数
 N_ψ : スカート変形量, 面圧のTh-Ath方向からの周方向考慮点数
 $G_{\xi \eta}$: スカート剛性マトリクス($\xi = 1 \sim N, \eta = 1 \sim N, N$: 上記説明)
 k_G : スカート剛性マトリクス修正係数
 P_{ij} : スカート(i, j)点での面圧
 $P_{\xi \eta}^m$: スカート剛性マトリクス考慮座標(ξ, η)での面圧
 $H_{a1}, H_{a2}, \psi_{a1}, \psi_{a2}$: $P_{\xi \eta}^m$ から P_{ij} を補間するときの内外挿係数 (Fig. 5.9参照)
 F_{XF} : ピストンのx軸方向に作用する力の総和
 F_{XR} : シリンダからピストンに作用する反力の総和
 F_{Xij} : スカート(i, j)点でのx軸方向反力
 μ_s : スカートとシリンダ間の摩擦係数
 μ_{smax} : スカートとシリンダ間の最大摩擦係数
 $()_{Th}$: Th側
 $()_{Ath}$: Ath側
 y_i : エンジン中心からスカート(i, j)点までの高さ
 Cyl_{Lower} : エンジン中心からシリンダ下部迄の高さ
 δ_{ij} : スカート(i, j)点での頂部加圧による変形量
 ζ_L : ランドのクリアランス($\zeta_L > 0$), 変形量($\zeta_L < 0$)

- v_L : ランドのx軸方向速度
 - C_L : ランドの減衰係数
 - γ_L : ランドの符号($\zeta_L > 0$ の時 $\gamma_L = 0$, $\zeta_L < 0$ の時 $\gamma_L = 1$)
 - H_L : ピン穴中心からのランドまでの高さ
 - G_L : ランドの剛性値
 - μ_L : ランドとシリンダ間の摩擦係数
 - μ_{Lmax} : ランドとシリンダの最大摩擦係数
 - P, P_1, P_2 : シリンダ内圧力
 - b_1, b_2 : 任意のシリンダ内圧よりスカート変形量を計算する時の係数
- (Fig. 5.10)

10.2 計算上の仮定

- (1) シリンダは真円筒で剛体とする.
- (2) ピストンがシリンダと接触した時のスカート, ランド部の変形量はピストンの基準寸法に比較して小さく, Topランド各部の位置, 速度計算については剛体の計算式が適用できるものとする.
- (3) スカートとシリンダとの接触については, 3次元接触で計算する. 各部の変形量, 面圧の計算については, スカート各点間の変形量については独立(互いに影響を及ぼさない)ものとし, 得られた変形量と剛性マトリクスを用いて面圧を算出する.
- (4) Topランドとシリンダとの接触については, 2次元接触で計算する.
- (5) スカート部とシリンダ間の摩擦係数(μ_s), ランド部とシリンダ間の摩擦係数(μ_L)は, 流体潤滑を仮定した. すなわち, 式(5.57), 式(5.58)に示すように, 摩擦係数は滑り速度に比例するよう正弦波にて近似した.

$$\mu_s = \mu_{smax} |\sin \theta| \quad \text{----- (5.57)}$$

$$\mu_L = \mu_{Lmax} |\sin \theta| \quad \text{----- (5.58)}$$

- (6) 実働時のスカート, Topランド, シリンダの熱膨張量については考慮する.
但し, 今回計算したピストンは, オイルリング溝底がホールタイプのピストンであり, 本ピストンは温度によりスカート部が均一に膨脹するから, 熱膨張後の各寸法は式(5.59)~(5.61)により計算する.

$$\text{Topランド : } r_L = r_{L0} \{1 + \alpha_P (T_L - 20)\} \quad \text{----- (5.59)}$$

$$\text{スカート : } r_{ij} = r_{ij0} \{1 + \alpha_P (T_{Pij0} - 20)\} \quad \text{----- (5.60)}$$

$$\text{シリンダ : } r_{cyl} = r_{cyl0} \{1 + \alpha_C (T_C - 20)\} \quad \text{----- (5.61)}$$

10.3 スカートとシリンダとの接触モデル及び変形量, 速度の計算

Fig. 2.4を発展させて, ピストン動的状態を考慮した時のスカート部とシリンダとの接触モデルをFig. 5.7に示す. これより, ピン穴中心から高さ H_i , Th-Ath方向から角度 ψ_j の位置Aでのスカートとシリンダ間のクリアランス, 変形量 ξ_{ij} は式(5.62)にて計算することができる.

$$\xi_{ij} = -r_{ij} - e \cos \psi_j + \sqrt{R_c^2 - e^2 (1 - \cos^2 \psi_j)} \quad \text{----- (5.62)}$$

ここで,

$$R_c = r_{cyl} \sqrt{\frac{\cos^2 \psi_j}{\cos^2 \beta} + \sin^2 \psi_j} \quad \text{----- (5.63)}$$

$$e = x_p \cos \beta - e_p - H_i \tan \beta \quad \text{----- (5.64)}$$

次に, スカート各点でのx方向の速度を計算する. このために, スカート上の任意の点A迄の位置ベクトル \bar{R} をピストンの各基準点を用いて表すと式(5.65)のようになる.

$$\bar{R} = \bar{R}_0 + \bar{R}_1 + \bar{R}_2 + \bar{R}_3 + \bar{R}_4 \quad \text{----- (5.65)}$$

ここで,

$$\text{重心}G_p\text{のベクトル : } \bar{R}_0 = (x_G, y_G, 0) \quad \text{----- (5.66)}$$

$$G_p \rightarrow P_p \text{ベクトル : } \bar{R}_1 = (-\delta_p \cos(\sigma_p + \beta), -\delta_p \sin(\sigma_p + \beta), 0) \quad \text{----- (5.67)}$$

$$P_p \rightarrow C_p \text{ベクトル : } \bar{R}_2 = (-e_p \cos \beta, -e_p \sin \beta, 0) \quad \text{----- (5.68)}$$

$$C_p \rightarrow S_p \text{ベクトル : } \bar{R}_3 = (-H_i \cos \beta, H_i \sin \beta, 0) \quad \text{----- (5.69)}$$

$$S_p \rightarrow A \text{ベクトル : } \bar{R}_4 = \begin{cases} (-r_{ij} \cos \beta \cos \psi_j, -r_{ij} \sin \beta \cos \psi_j, r_{ij} \sin \psi_j) & (\text{Th側}) \\ (r_{ij} \cos \beta \cos \psi_j, r_{ij} \sin \beta \cos \psi_j, r_{ij} \sin \psi_j) & (\text{Ath側}) \end{cases} \quad \text{----- (5.70)}$$

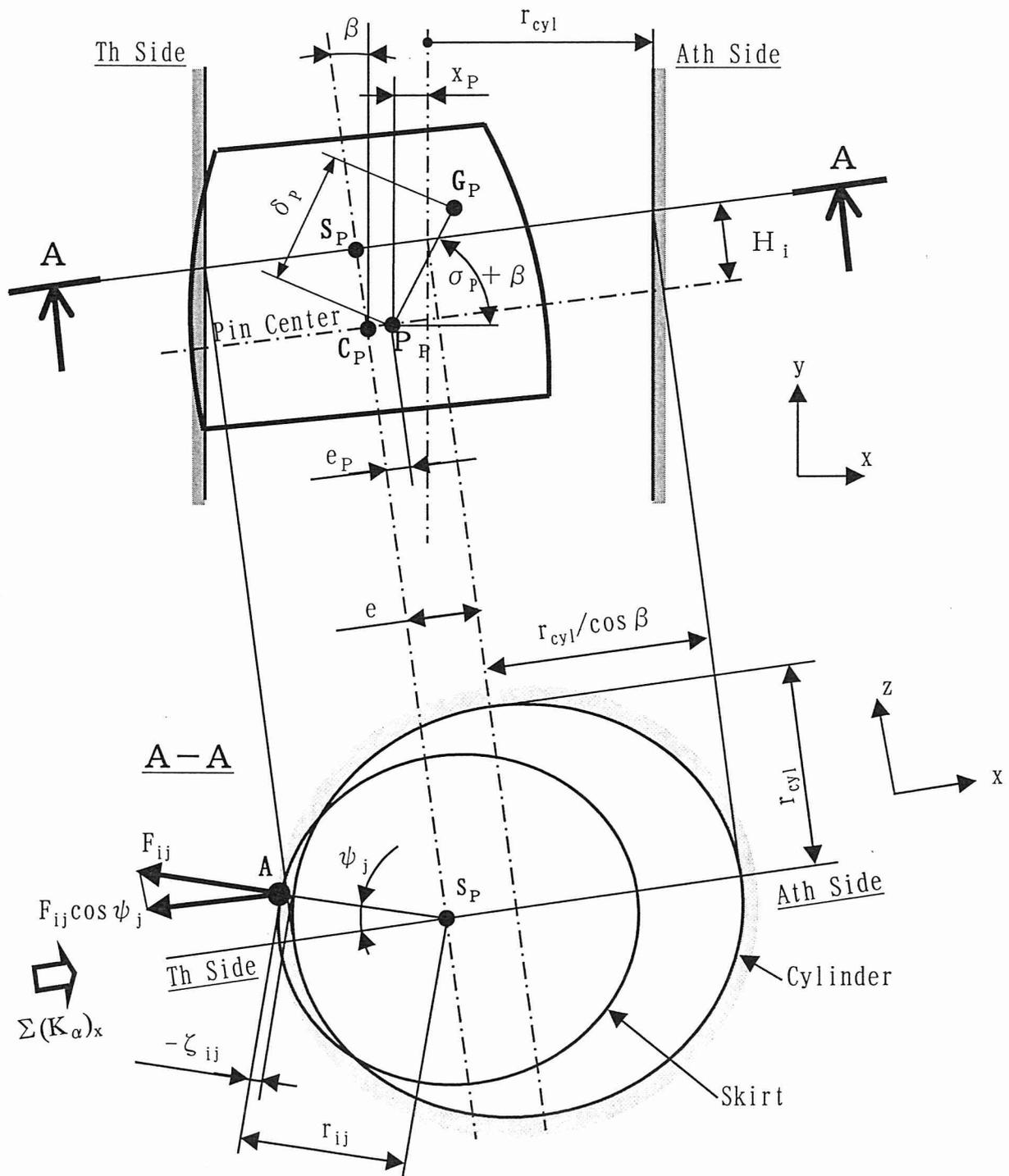


Fig.5.7 Contact Model and Coordinates of Skirt and Cylinder

式(2.65)を時間 t で微分すると式(5.71)のようになる。

$$\frac{d\bar{R}}{dt} = \frac{\delta\bar{R}_0}{dt} + \bar{\omega}_0 \times \bar{R}_0 + \frac{\delta\bar{R}_1}{dt} + \bar{\omega}_1 \times \bar{R}_1 + \frac{\delta\bar{R}_2}{dt} + \bar{\omega}_2 \times \bar{R}_2 + \frac{\delta\bar{R}_3}{dt} + \bar{\omega}_3 \times \bar{R}_3 + \frac{\delta\bar{R}_4}{dt} + \bar{\omega}_4 \times \bar{R}_4 \quad (5.71)$$

この解析において、ピストンの傾き β はピストン重心位置で考慮しており、且つ仮定に示すように、位置、速度の計算においては剛体の計算式が適用できるから、

$$\bar{\omega}_0 = \bar{0} \quad (5.72)$$

$$\bar{\omega}_0 = \frac{\delta\bar{R}_1}{dt} = \frac{\delta\bar{R}_2}{dt} = \frac{\delta\bar{R}_3}{dt} = \frac{\delta\bar{R}_4}{dt} = \bar{0} \quad (5.73)$$

$$\bar{\omega}_1 = \bar{\omega}_2 = \bar{\omega}_3 = \bar{\omega}_4 = \bar{\omega} = (0, 0, \dot{\beta}) \quad (5.74)$$

よって、式(5.71)を書き直すと式(5.75)となり、スカート上の個々の点の x 軸方向速度 v_{ij} を計算すると、式(5.76)を得る。

$$\frac{d\bar{R}}{dt} = \frac{\delta\bar{R}_0}{dt} + \bar{\omega} \times (\bar{R}_1 + \bar{R}_2 + \bar{R}_3 + \bar{R}_4) \quad (5.75)$$

$$v_{ij} = \left[\frac{d\bar{R}}{dt} \right]_x = \dot{x}_G + \dot{\beta} [\delta_p \sin(\sigma_p + \beta) + e_p \sin \beta - H_i \cos \beta \pm r_{ij} \sin \beta \cos \psi_j] \quad (5.76)$$

(複号は “+” : Th側 ; “-” : Ath側)

さらに、ピストンピン位置と重心位置の関係式(5.25)より、

$$\dot{x}_p = \dot{x}_G + \delta_p \dot{\beta} \sin(\sigma_p + \beta) \quad (5.77)$$

以上より、 v_{ij} をピストンピンの速度を用いて表すと、式(5.78)となる。

$$v_{ij} = \dot{x}_p + \dot{\beta} (e_p \sin \beta - H_i \cos \beta \pm r_{ij} \sin \beta \cos \psi_j) \quad (5.78)$$

10.4 スカート部接触面圧の計算

スカート部が変形するとその部分に接触面圧が生ずる。剛性マトリクス考慮点でのスカート各部の接触面圧 $P_{\xi\eta}^m$ は以下式(5.79)で計算することができる。

$$P_{\xi\eta}^m = k_G \sum_{i=1}^{N_H^m} \sum_{j=1}^{N_\psi^m} G_{(\xi-1)N_H^m + \eta, (i-1)N_\psi^m + j} \xi_{ij} \quad (5.79)$$

ここで、 ξ_{ij} は剛性マトリクス考慮点でのスカート変形量又はクリアランスであり、

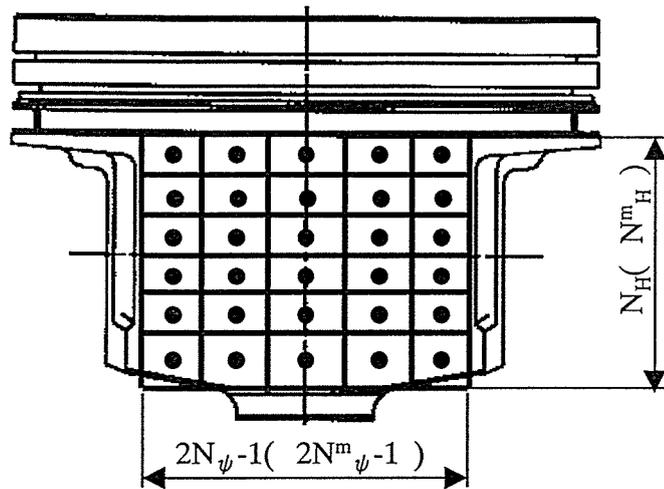


Fig. 5.8 Contact Pressure and Deformation Points on the Skirt

Note 1 ● :Contact Pressre & Deformation Points

2 □ :Contact Pressure equal within the Region

3 $(N_H, N_ψ)$:Contact Pressure & Deformation Calculating Points

4 $(N_H^m, N_ψ^m)$:Stiffness Matrix Calculating Points

剛性修正係数(k_c)は実機の接触条件と単体又はFEM解析での接触条件が異なるために導入した変数で、修正係数が大きいとスカート接触時の変形量小となる。実際の計算においては、モデルケースにて実機との合わせ込みにて決定した。

しかしながら、測定上、変形量、面圧を考慮したスカート上の全ての点にて剛性マトリクスを計算することができないため、接触時の面圧の計算は以下のように実施した。

- ① 剛性マトリクスを計算している点での変形量を式(5.62)にて計算。
- ② ①で計算した変形量と式(5.79)より剛性マトリクス測定点での面圧を計算。
- ③ Fig. 5.9より、変形量を計算している点での面圧を内外挿で式(5.80)にて計算。

$$P_{ij} = \frac{1}{(H_{a1} + H_{a2})(\psi_{a1} + \psi_{a2})} (H_{a2}\psi_{a2}P_{\xi,\eta}^m + H_{a1}\psi_{a2}P_{\xi+1,\eta}^m + H_{a2}\psi_{a1}P_{\xi,\eta+1}^m + H_{a1}\psi_{a1}P_{\xi+1,\eta+1}^m)$$

----- (5.80)

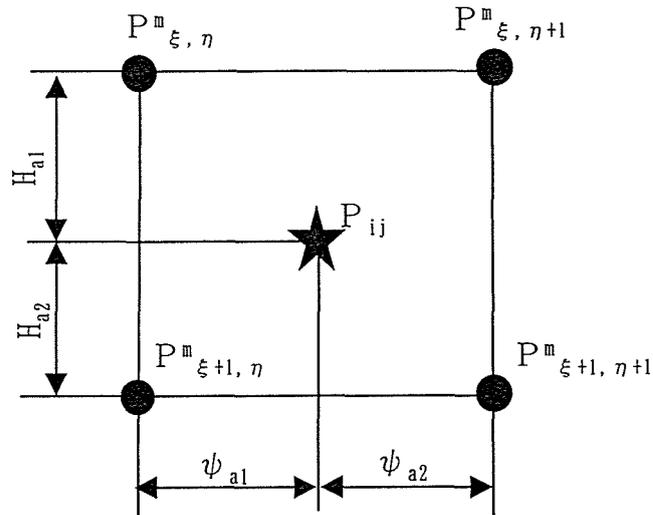


Fig.5.9 Contact Pressure Calculating Method from Stiffness Matrix Points

10.5 スカートのシリンダからの反力及び力のモーメントの計算

式(5.79), (5.80)でスカート各部の面圧のTh-Ath方向の余弦成分をスカート全面に関して積分しても反力とはならない. なぜならば, ピストン運動中ガス力, 慣性力等により, ピストンのx軸方向に作用する力(F_{XF})とシリンダからの反力すなわち式(5.80)のTh-Ath方向余弦成分の総和(F_{XR})は作用, 反作用の法則により,

$$|F_{XF}| - |F_{XR}| = 0 \quad \text{----- (5.81)}$$

となり, 結局ピストンのx軸方向に作用する力は“0”となる. これは慣性の法則より, “ピストンがシリンダに衝突しても, 運動は止まらない.”ことを意味する.

以上より, シリンダボアに衝突した時, ピストンの動きを確実に止めるために, 減衰係数を導入する. 一般に運動方程式内では減衰力は速度に比例するから, 微小部分(i, j)でのシリンダボアからの反力の絶対値 F_{Xij} は, 以下式(5.82)となる.

$$F_{Xij} = (\gamma_{ij} C_{ij} v_{ij} M_p + A_{ij} P_{ij}) \cos \psi_j \quad \text{----- (5.82)}$$

本研究では, スカート周方向では一定とし, 高さ方向ではFig.5.10に示すように, 油膜による減衰も考慮して, スカート上部での減衰係数の高さ方向微分が0で, スカート下部になるにつれて, 2次曲線的に増加するようにした. Fig.5.11に, 同一ピストンで, Th側スカートピン穴上10mm(Upper), 下16mm(Lower)におけるクリアランス, 変形量を減衰係数のみ変えて計算した結果を示す. 減衰係数は最大変形量, スラップの

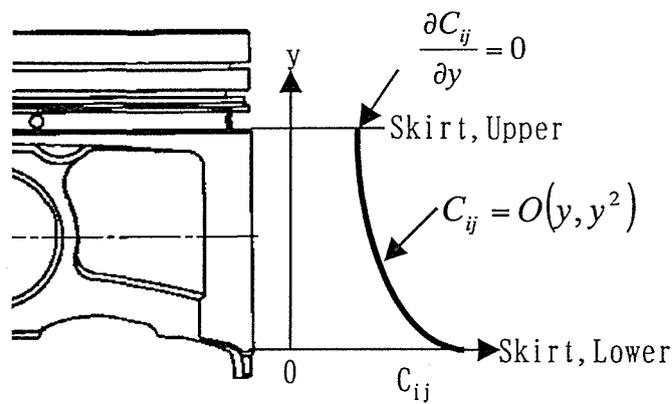


Fig. 5.10 Skirt Damping Coefficient (C_{ij}) Distribution

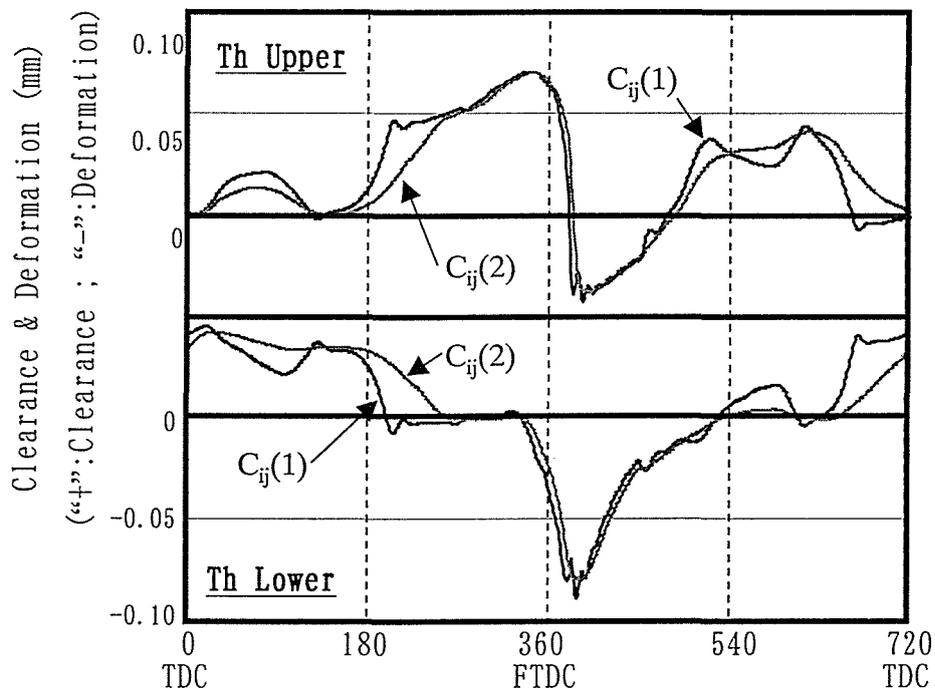


Fig. 5.11 Effect of Damping Coefficient (C_{ij} , $C_{ij}(1) < C_{ij}(2)$)

時期には影響を及ぼさないが、減衰係数を大きくすることによって、波形の高次の周波数成分が無くなり、“なめらか”な曲線となる。本研究では、実測結果に合うよう減衰係数を決定した。

以上より、シリンダからの反力の x 方向成分 $\sum (K_\alpha)_x$, y 方向成分 $\sum (K_\alpha)_y$, 反力による力のモーメント $\sum (T_\alpha)$ は以下式 (5.83), (5.84), (5.85) で決定できる。

$$\sum (K_\alpha)_x = \left(\sum_{i=1}^{N_H} \sum_{j=1}^{2N_\psi-1} (\gamma_{ij} C_{ij} v_{ij} M_P + A_{ij} P_{ij}) \cos \psi_j \right)_{Th} + \left(\sum_{i=1}^{N_H} \sum_{j=1}^{2N_\psi-1} (\gamma_{ij} C_{ij} v_{ij} M_P + A_{ij} P_{ij}) \cos \psi_j \right)_{Ath} \quad \text{--- (5.83)}$$

$$\sum (K_\alpha)_y = \mu_{S \max} \left[\left(\sum_{i=1}^{N_H} \sum_{j=1}^{2N_\psi-1} (\gamma_{ij} C_{ij} v_{ij} M_P + A_{ij} P_{ij}) \right)_{Th} + \left(\sum_{i=1}^{N_H} \sum_{j=1}^{2N_\psi-1} (\gamma_{ij} C_{ij} v_{ij} M_P + A_{ij} P_{ij}) \right)_{Ath} \right] \sin \theta \quad \text{--- (5.84)}$$

$$\begin{aligned} \sum (T_\alpha) = & \left(\sum_{i=1}^{N_H} \sum_{j=1}^{2N_\psi-1} (H_G - H_i) (\gamma_{ij} C_{ij} v_{ij} M_P + A_{ij} P_{ij}) \cos \psi_j \right)_{Th} \\ & - \left(\sum_{i=1}^{N_H} \sum_{j=1}^{2N_\psi-1} (H_G - H_i) (\gamma_{ij} C_{ij} v_{ij} M_P + A_{ij} P_{ij}) \cos \psi_j \right)_{Ath} \\ & - \mu_{S \max} \sin \theta \cdot \left(\sum_{i=1}^{N_H} \sum_{j=1}^{2N_\psi-1} \left\{ (r_{ij} \cos \psi_j + e_p) \cos \beta + \delta_p \cos(\sigma_p + \beta) \right\} (\gamma_{ij} C_{ij} v_{ij} M_P + A_{ij} P_{ij}) \cos \psi_j \right)_{Th} \\ & + \mu_{S \max} \sin \theta \cdot \left(\sum_{i=1}^{N_H} \sum_{j=1}^{2N_\psi-1} \left\{ (r_{ij} \cos \psi_j - e_p) \cos \beta - \delta_p \cos(\sigma_p + \beta) \right\} (\gamma_{ij} C_{ij} v_{ij} M_P + A_{ij} P_{ij}) \cos \psi_j \right)_{Ath} \end{aligned} \quad \text{--- (5.85)}$$

10.6 下死点付近でのシリンダからのスカートはみ出しの考慮方法

Fig. 5.2のピストン・クランク機構において、スカート任意の点Aにおけるエンジン中心からの高さ y_i は式(5.2)より、

$$y_i = R \cos \theta + L \cos \phi + H_i \quad \text{--- (5.86)}$$

この y_i が $\text{Cyl}_{\text{Lower}}$ (エンジン中心からシリンダ下端迄の高さ) 以下の場合、“はみ出し”と判断し、この部分での面圧、変形量の計算はしないことにした。

10.7 頂部印加によるスカート変形の考慮

第4章5.3節に示したように、ピストン頂部加圧ことにより、スカート部は変形する。本研究においては、本変形の影響を考慮するために、以下のようにした。

頂部加圧によるスカート変形の非線形性を考慮し、Fig. 5.8に示すスカート上計算

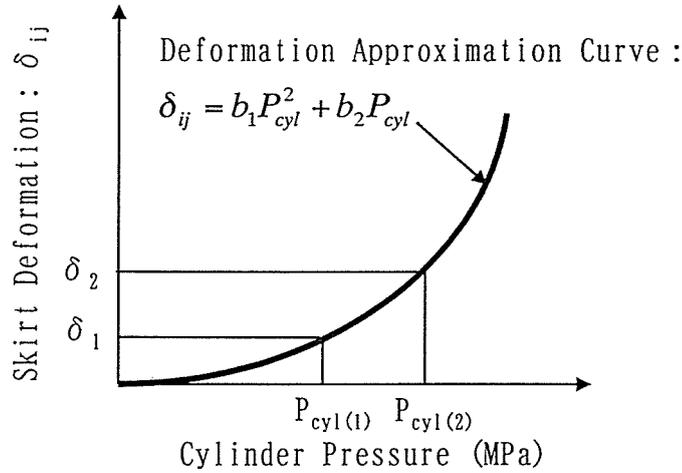


Fig. 5.12 Calculation of Skirt Deformation by Head Pressure

点 $N_H \cdot N_\psi$ の全てにおいて、頂部圧 $P_{cyl(1)}$ 、 $P_{cyl(2)}$ (FEM解析では $P_{cyl(1)}=3\text{MPa}$ 、 $P_{cyl(2)}=5\text{MPa}$ で計算)におけるスカート変形量をFig. 5.12に示す2次曲線にて近似した。

10.8 Topランドからの反力及び力のモーメントの計算

仮定より、Topランド部は2次元接触のみ考慮しているから、Topランド部のクリアランス、変形量は式(5.62)より、 $\psi_j=0$ とし、添字“ij”を“L”に変更することにより、式(5.87)にて計算できる。

$$\xi_L = -r_L - x_p \cos \beta + e_p + H_L \tan \beta + \frac{r_{cyl}}{\cos \beta} \quad \text{----- (5.87)}$$

同様にランド部のx軸方向速度 v_L は、式(5.78)を変形して、

$$v_L = \dot{x}_p + \dot{\beta}(e_p \sin \beta - H_L \cos \beta \pm r_L \sin \beta) \quad \text{----- (5.88)}$$

ここで、複号は“+”：Th側；“-”：Ath側を示す。

よって、ランド部とシリンダの接触により、ピストンに及ぼすx軸方向、y軸方向の力 $\sum(K_\alpha)_x$ 、 $\sum(K_\alpha)_y$ 、及び力のモーメント $\sum(T_\alpha)$ は式(5.83)～(5.85)にて $N_H=N_\psi=1$ 、 $\psi_j=0$ 、添字“ij”を“L”に変更することによって、以下式(5.89)～(5.91)にて計算できる。

$$\sum(K_\alpha)_x = (y_L C_L v_L M_P + G_L \xi_L)_{Th} + (y_L C_L v_L M_P + G_L \xi_L)_{Ath} \quad \text{----- (5.89)}$$

$$\sum(K_\alpha)_y = \mu_{Lmax} \sin \theta \cdot \sum(K_\alpha)_x \quad \text{----- (5.90)}$$

$$\begin{aligned} \sum(T_{\alpha}) = & (H_G - H_L) \{ (\gamma_L C_L v_L M_P + G_L \xi_L)_{Th} - (\gamma_L C_L v_L M_P + G_L \xi_L)_{Ath} \} \\ & - \mu_{Lmax} \sin \theta \cdot [\{ (r_L + e_P) \cos \beta + \delta_P \cos(\sigma_P + \beta) \} (\gamma_L C_L v_L M_P + G_L \xi_L)]_{Th} \\ & + \mu_{Lmax} \sin \theta \cdot [\{ (r_L - e_P) \cos \beta - \delta_P \cos(\sigma_P + \beta) \} (\gamma_L C_L v_L M_P + G_L \xi_L)]_{Ath} \end{aligned} \quad \text{----- (5.91)}$$

1 1. 計算方法

以上、ピストンリング、スカート、Topランドからの反力（式(5.54), (5.55), (5.83), (5.84), (5.89), (5.90)), 及び反力による力のモーメント（式(5.56), (5.85), (2.91)）をピストンの並進(x軸方向)及び回転運動方程式（式(5.39), (5.40)）に組み入れ、最終的に式(5.44)に示す4個の変数を持つ連立1次微分方程式をRunge-Kutta-Gill法にて数値積分することにより計算した。Fig. 5.13に計算のフローチャートを示す。図中の計算ステップ Δt は、クランク角 0.01° に相当する時間により逐次数値積分し、総計算回数 N_{cal} はエンジン2周期分（クランク角 1440° 分）計算し、計算が収束する2周期目の計算結果を出力とした。なお、クランク角3周期以上計算しても、2周期目の結果と相違していないことは確認済みである。

1 2. ピストンの2次運動エネルギー及び損失エネルギー評価方法

1 2. 1 記号

添字 “i”	: クランク角の意味
M_p, x_G, J_p, β	: 本章第1節参照
E	: ピストンの2次運動エネルギー
ΔE	: 損失エネルギー

1 2. 2 損失エネルギー評価

スラップの大きさを判断するために、ピストンがシリンダと衝突した時のエネルギーの吸収量（損失エネルギー）にて評価した。ピストンの2次運動エネルギー(E)は以下式(5.92)にて計算できる。

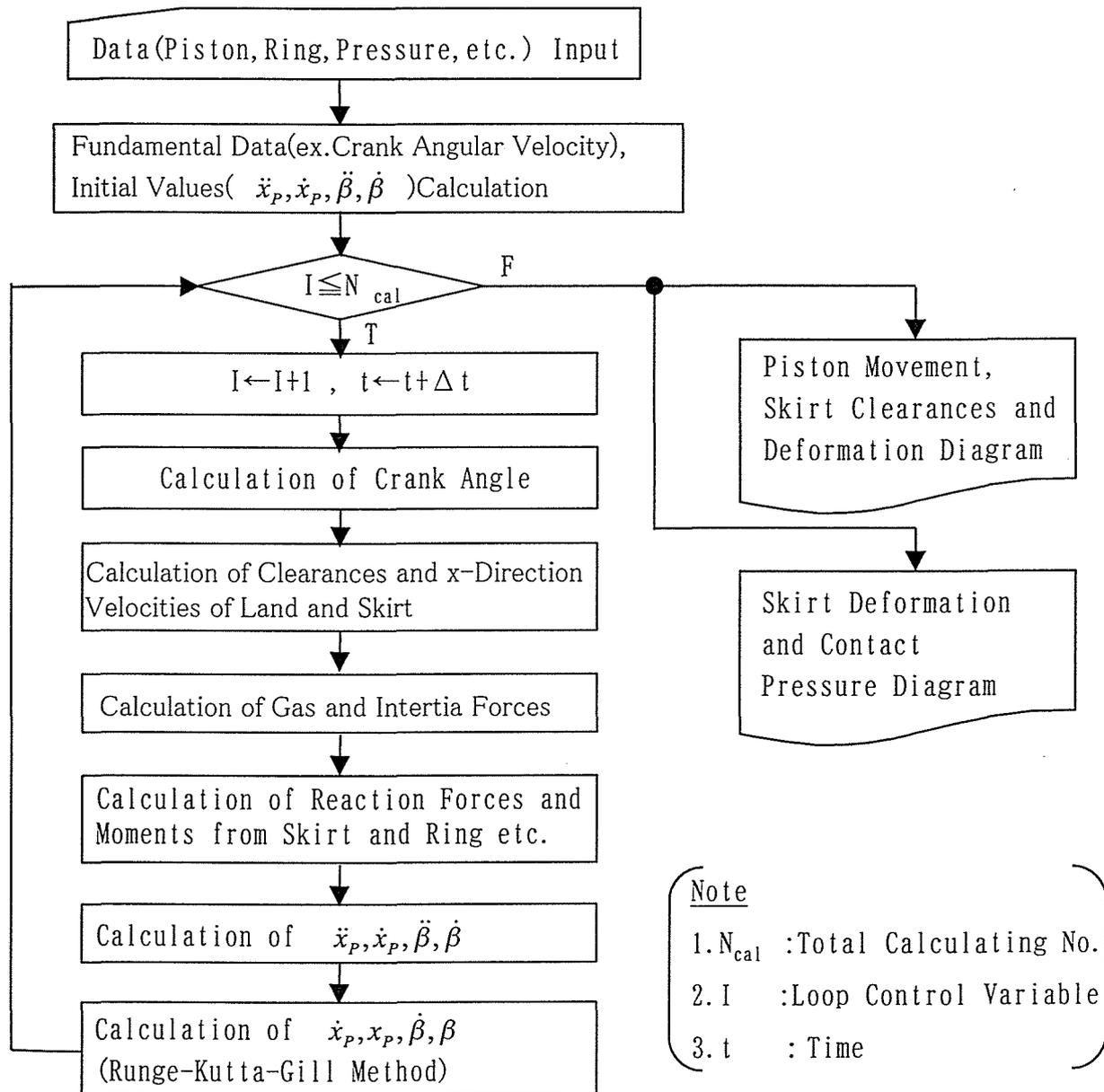


Fig. 5.13 Calculation Flow Chart

$$E = \frac{1}{2}M_P \dot{x}_G^2 + \frac{1}{2}J_P \dot{\beta}^2 \quad \text{----- (5.92)}$$

式(5.92)の右辺第1項は並進運動エネルギー, 第2項は回転運動エネルギーを示す. よって損失エネルギー(ΔE)は式(5.93)にて計算することができる.

$$\Delta E_i = E_i - E_{i-1} \quad \text{----- (5.93)}$$

本損失エネルギーの計算のクランク角のステップは1 degとした.

第6章 スラップ解析入力データ及び剛性マトリクス解析方法

1. 本章で用いた主な記号

- P_{cyl} : シリンダ内圧力
 P_{max} : 1000rpm×Full Loadでの最大シリンダ内圧力 (Fig.6.5 , Fig.6.6参照)
 V : シリンダ内容積
 θ : クランク角
 θ_{pmax} : 最大シリンダ内圧力時のクランク角 (Fig.6.6参照)
 k_p : 圧力修正係数(Fig.6.5参照)
 e_p : ピンオフセット
 e_G : 重心オフセット
 H : ピン穴中心からの高さ
 ψ : Th-Ath方向からの角度
 N_H^m : 剛性マトリクス考慮点のスカート高さ方向分割数
 N_ψ^m : 剛性マトリクス考慮点のスカート周方向のTh-Ath方向からの分割数
 A_{ij} : 高さ方向 N_H^m , 周方向 $(2N_\psi^m-1)$ 分割されたスカート小部分の面積
 P_{ij} : 高さ方向 N_H^m , 周方向 $(2N_\psi^m-1)$ 分割されたスカート小部分の面圧
 G_{ij} : スカート剛性マトリクス
 δ_{ij} : スカート変形量マトリクス
 G_i : 印加点“i”での局部剛性分布
 ζ_i : 印加点“i”での局部変形量分布 (膨張を“+”)
 E_A, E_S : ピストン及びピストンピンのヤング率
 ν_A, ν_S : ピストン及びピストンピンのポアソン比
 F_i : FEM解析により剛性マトリクス G_{ij} を計算する時にスカート上のモデル“i”点に印加する力

2. 基本入力データ

本解析で使用したエンジン、ピストンは、第4章で示す実験評価と同一のものを
用い、主要諸元をTable 4.1～4.2, Fig. 4.1に示す。またTable 6.1に解析に用いたピスト
ン、ピストンピン、コンロッド、リング、シリンダボアの主要寸法を示す。

Table 6.1 Fundamental Input Data

No.	Variable Names	Symbols	Values	Units
1	Crank Radius	R	43	mm
2	Cylinder Bore Temperature (Constant)	T_C	94	$^{\circ}C$
3	Top Land Temperature	T_L	125	$^{\circ}C$
4	Cylinder Thermal Expansion Coefficient	α_C	1.2×10^{-5}	—
5	Piston Thermal Expansion Coefficient	α_P	2.0×10^{-5}	—
6	Pin Hole Offset (Ath Side : Positive)	e_p	-0.8	mm
7	Piston C.G. Offset (Ath Side : Positive)	e_g	-0.09	mm
8	Piston C.G. Height from Pin Hole Center	H_g	16.58	mm
9	Piston Mass	—	0.333	kg
10	Piston Moment of Inertia around G. Center	J_P	243.31	$kgmm^2$
11	Ring Height from Pin Hole Center	H_{ring}	28.9	mm
12	Top Land Lower Diameter at Th-Ath Direction	$2r_L$	85.425	mm
13	Top Land Lower Height from Pin Hole Center	H_L	29.5	mm
14	Top Land Stiffness	G_L	9.68×10^4	N/mm
15	Skirt Upper End Height from Pin Hole Center	—	17.5	mm
16	Skirt Lower End Height from Pin Hole Center	—	-19.5	mm
17	Angle between Th Direction and Skirt Boundary	—	35	deg
18	Skirt Height Dividing No. at Stiffness Matrix	N_H^m	8	—
19	Skirt Angle Dividing No. at Stiffness Matrix	N_{ϕ}^m	8	—
20	Skirt Height Dividing No. at Calculation	N_H	20	—
21	Skirt Angle Dividing No. at Calculation	N_{ϕ}	20	—
22	Piston Pin Mass	M_{pin}	0.1048	kg
23	Piston Pin Outer Diameter	$2r_p$	22	mm
24	Piston Pin Supporting Method	—	Semi Float Type	
25	Con-rod Mass	M_C	0.566	kg
26	Con-rod Moment of Inertia around G. Center	J_C	2158	$kgmm^2$
27	Con-rod Length	L	138	mm
28	Con-rod G. Center from Big End Center	L_B	52.1	mm
29	Crank Pin Diameter	$2r_c$	52	mm
30	Top Ring Mass	M_{ring}	6.88×10^{-3}	kg
31	Top Ring Tensile	T	50	N
32	Top Ring Thickness (B Value)	b	1.2	mm
33	Top Ring Width (T Value)	t	3.5	mm
34	Skirt Damping Coefficient	C_{ij}	(Constant all around)	
35	Max. Friction Coeff. between Skirt and Cylinder	μ_{Smax}	0	—
36	Max. Friction Coeff. between Ring and Cylinder	μ_{max}	0.05	—
37	Reference RPM at μ_{max}	n_{ref}	3000	—
38	Friction Coeff. between Ring and Ring Groove	μ_2	0.1	—
39	Friction Coeff. between Pin and Pin Hole	μ_P	0.02	—
40	Friction Coeff. between Crank Pin and Con-rod	μ_C	0.02	—
41	Skirt Stiffness Matrix Dimension	$N_H^m N_{\phi}^m \times N_H^m N_{\phi}^m$	64×64	—
42	Modifying Coeff. of Stiffness Matrix	k_G	14.56	—

3. スカート温度分布, 半径クリアランス分布

Fig. 6.1~Fig. 6.2に温度20℃での半径クリアランス分布及び今回解析に用いた典型的な3種類のスカート温度分布, 半径クリアランス分布を示す.

No.1の分布はFull Load状態(測定は1000rpm×Full Load), No.2の分布はNo Load状態(測定は1000rpm×No Load), No.3の分布は5000rpm×Full Load耐久試験でのFEM解析推定値を示す. No.2のNo Loadでは温度が低いため, スカートとシリンダ間はクリアランスが存在するが, No.1, No.3のFull Load での分布は温度が高いため, Th-Ath方向ピン穴中心下5mmの位置を中心にスカートとシリンダ間の一部が常に干渉していることが分かる.

4. シリンダ内圧力

Fig. 4.9に示す実機測定装置では, 動力計の性能上, 2000rpm×Full Load以上の実機負荷では測定できないため, 解析に用いるシリンダ内圧力は2種類準備した.

最初のシリンダ内圧力は, ピストン挙動解析結果と実測結果の比較を行うためのもので, 全て実測データであり, Fig. 6.3に圧力-クランク角線図を, Fig. 6.4に圧力-容積線図を示す. 予混合ガソリンエンジンの特徴として, No Loadでは最大圧力が小さく, 仕事量(圧力-容積線図で囲まれた部分の面積)最大圧力1000rpm×Full Loadの時の最大圧力が最も大きく, 仕事量も最大となっていることが確認できる.

2番目のシリンダ内圧力は, Fig. 6.3の1000rpm×Full Loadでの圧力-クランク角線図及び最大出力時の P_{max} より暫定的に決定したものである. 決定方法をFig. 6.5, Fig. 6.6に示す. すなわち, 1000rpm~4000rpmにかけての最大シリンダ内圧力は1000rpm×Full Loadでの最大シリンダ内圧力(P_{max})に対して, 最大 k_p 倍(本研究では $k_p=2.1$)直線的に増加するものとし, またクランク角(θ)軸では $\theta=300^\circ \sim P_{max}$ でのクランク角(以下“ $\theta_{P_{max}}$ ”と標記), $\theta = \theta_{P_{max}} \sim 500^\circ$ にかけて圧力が徐々に変化するようにした. 以上より決定したシリンダ内圧力の圧力-容積線図をFig. 6.7に示す.

5. ピストンのピン穴オフセットと重心オフセットの関係

ピン穴オフセット(e_p)と重心オフセット(e_g)は一緒に変化するものとした. Table 3.2より, 両者の関係を以下式(6.1)のように仮定した.

$$e_p = 8.89e_g \quad \text{----- (6.1)}$$

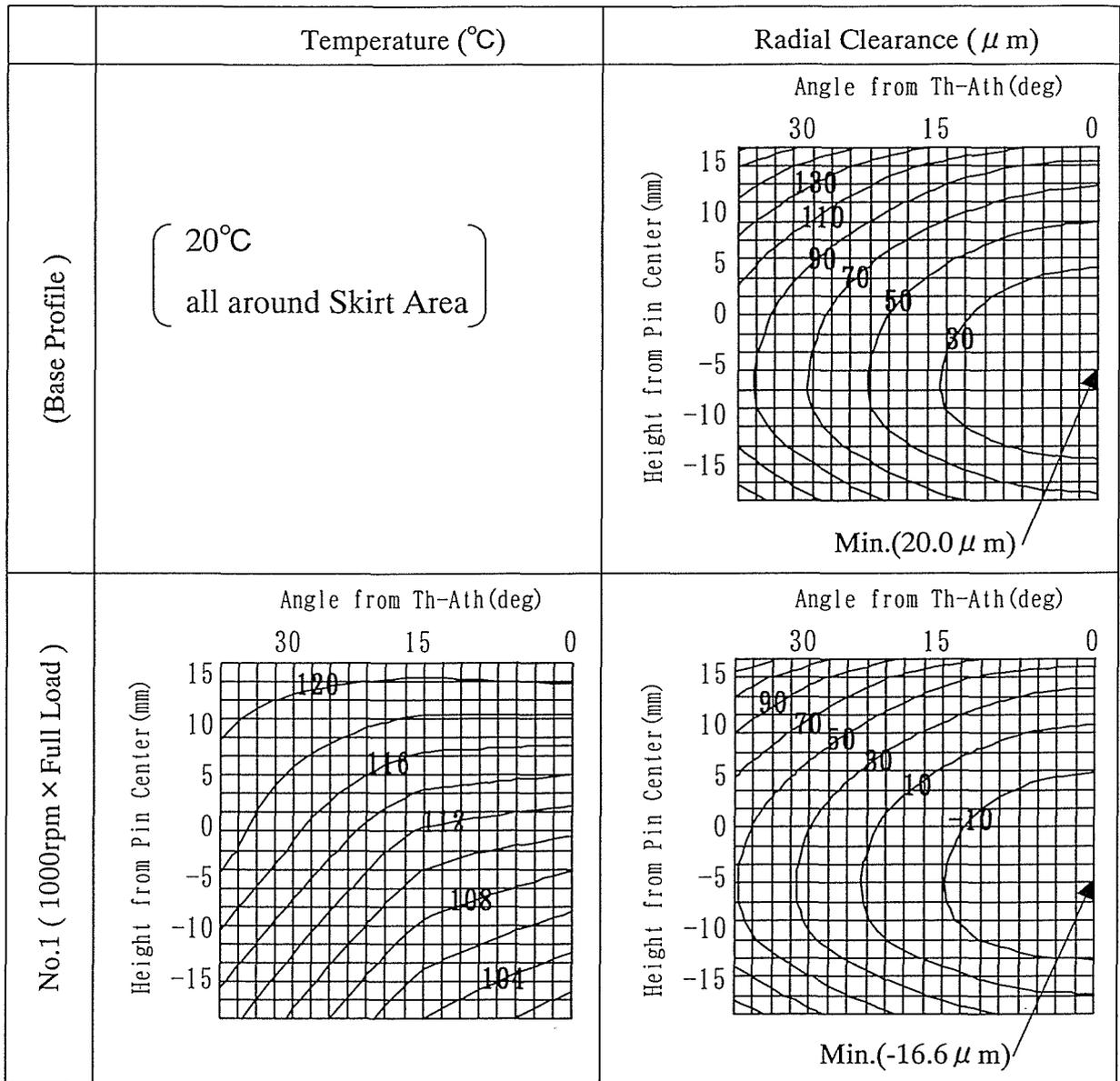
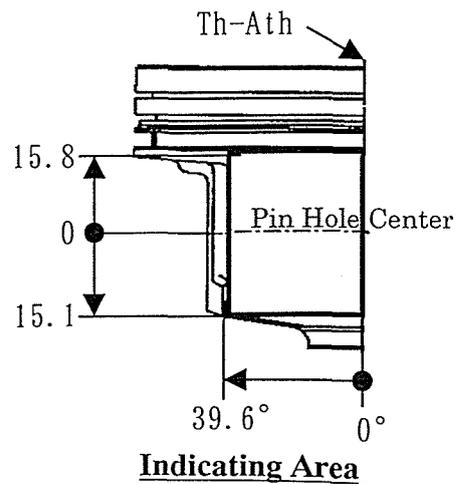


Fig 6.1 Skirt Temperature and Radial Clearance Distribution(1)



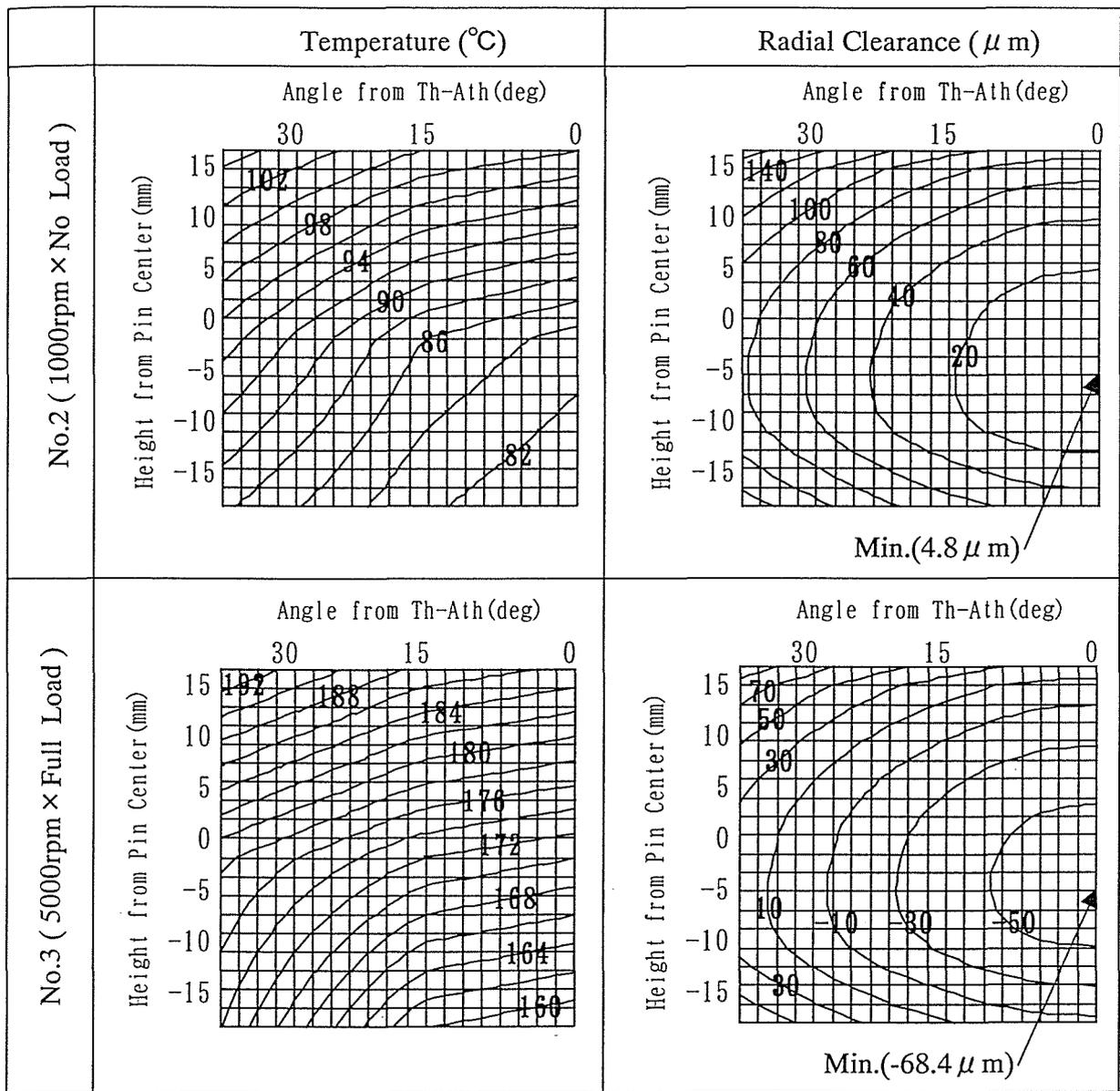
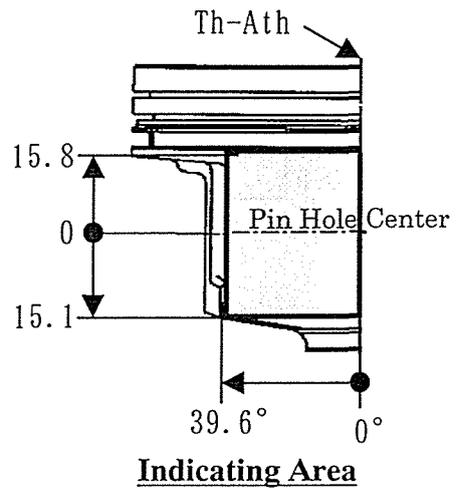


Fig. 6.2 Skirt Temperature and Radial Clearance Distribution(2)



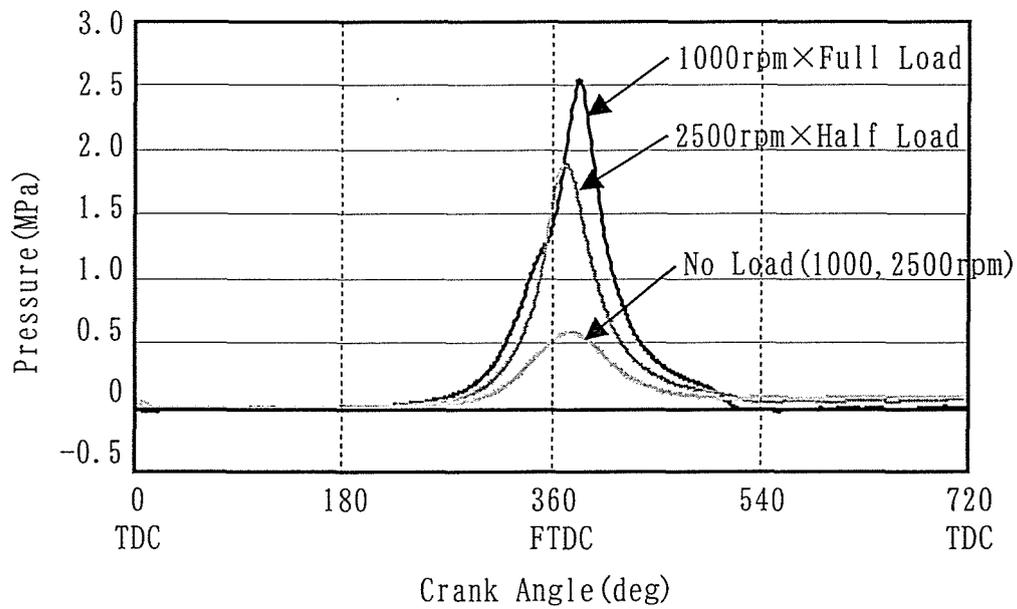


Fig. 6.3 Cylinder Pressure (1, Pressure-Crank Angle Diagram)

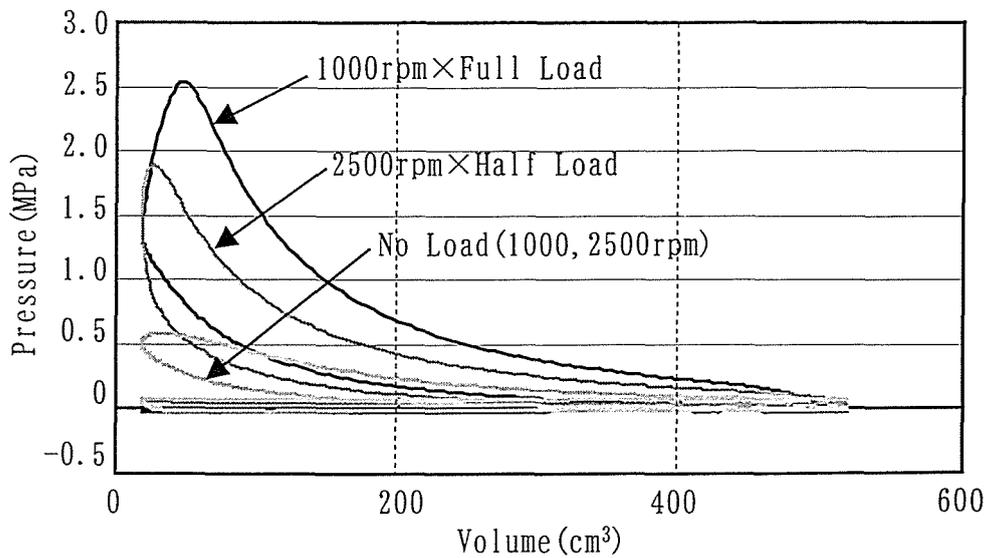


Fig. 6.4 Cylinder Pressure (Pressure-Volume Diagram)

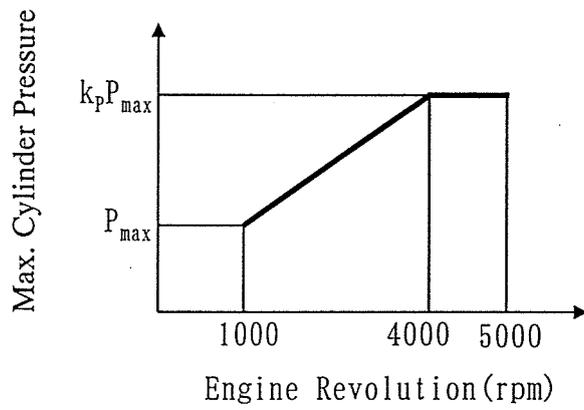


Fig. 6.5 Decision of Max. Cylinder Pressure

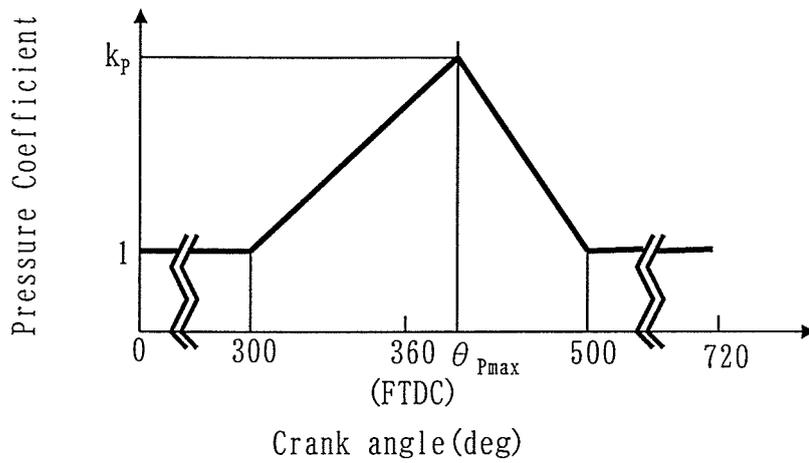


Fig. 6.6 Decision of Cylinder Pressure

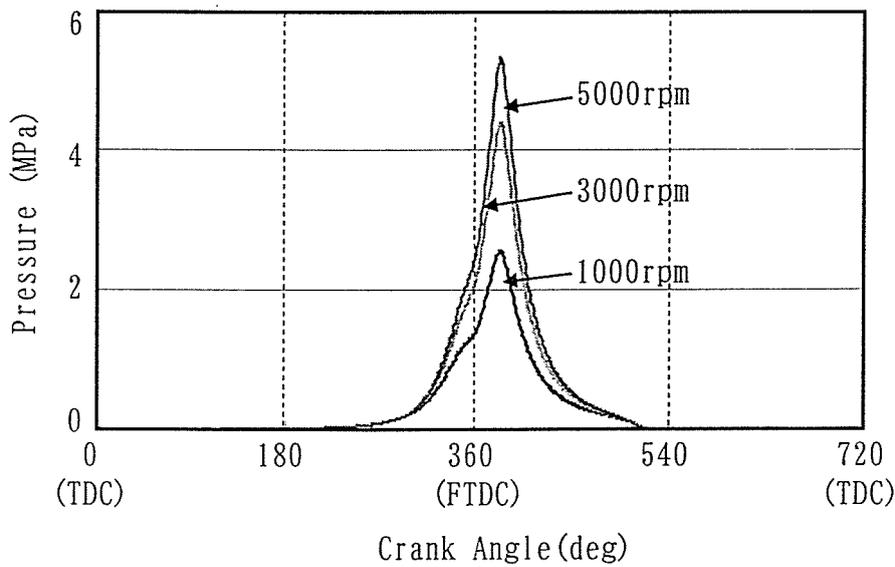


Fig. 6.7 Cylinder Pressure at Full Load Conditions (Pressure-Crank Angle Diagram)

6. スカート剛性マトリクス計算

本研究においては、計算精度を向上させるため、第3章、第4章で示した単体評価結果からではなく、FEM解析により求めたスカート印加力と変形量より剛性マトリクスを計算した。

6. 1 解析モデル

Fig. 6. 8に解析モデルを示す。本ピストンはTh-Ath軸に対してスカート形状は対称であるため1/2モデルで実施し、メッシュ分割は6面体形状とした。モデルの総要素数は10,628、接点数は13,932に及ぶ。Fig. 6. 9に面圧印加及び変形量計算点を、Table 6. 2にその座標を示す。Fig. 5. 8に示すように、本研究で剛性マトリクスを考慮したスカート上の総点数 $N_H^m \cdot (2N_\psi^m - 1) = 8 \times 19 = 152$ であり、剛性マトリクス (G_{ij}) の次元は以下式(6. 2)となる。

$$N_H^m \cdot N_\psi^m \times N_H^m \cdot N_\psi^m = 64 \times 64 \quad \text{----- (6. 2)}$$

Fig. 6. 10にスカート変形量解析方法、解析条件を示す。すなわち、スカート部は荷重に対して線形変形を仮定し、Th-Ath軸に対して対称に一定集中荷重 (F_i) を作用させた時の各部の変形量を計算し、これを印加位置を変更して計64回の計算を実施した。なお、FEM解析でのピストンの物性値及び印加力を以下(6. 3)に示す。

$$\left. \begin{array}{l} \text{ピストンヤング率 : } E_A = 68.8 \text{ GPa} \\ \text{ポアソン比 : } \nu_A = 0.33 \\ \text{印加力 : } F_i = 500 \text{ N (全ての点で同一)} \end{array} \right\} \text{----- (6. 3)}$$

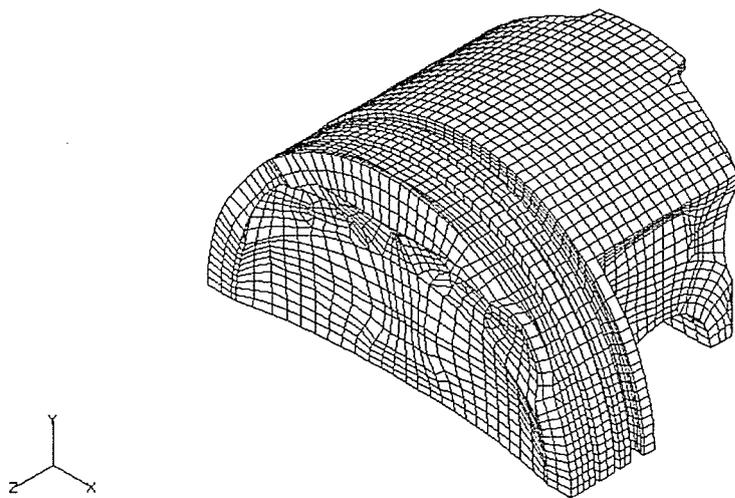


Fig. 6.8 FE Analytical Model

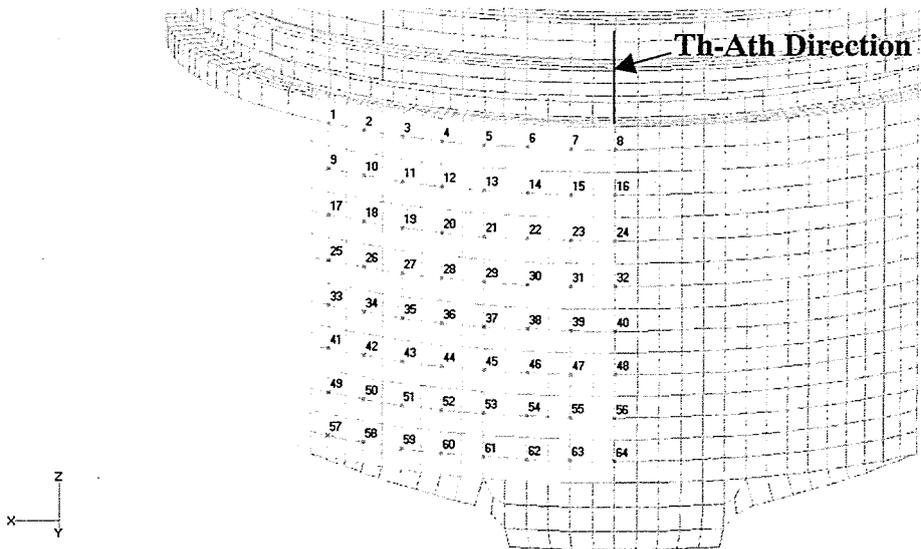


Fig. 6.9 Force Loading and Deformation Calculating Points(1 to 64)

Table 6.2 Coordinates Points 1-64 on Fig. 6.9

		Angle from Th-Ath (deg)							
		39.6	33.9	28.3	22.6	17.0	11.3	5.7	0.0
Height from Pin Center (mm)	15.8	1	2	3	4	5	6	7	8
	11.3	9	10	11	12	13	14	15	16
	6.8	17	18	19	20	21	22	23	24
	2.3	25	26	27	28	29	30	31	32
	-2.2	33	34	35	36	37	38	39	40
	-6.5	41	42	43	44	45	46	47	48
	-10.8	49	50	51	52	53	54	55	56
	-15.1	57	58	59	60	61	62	63	64

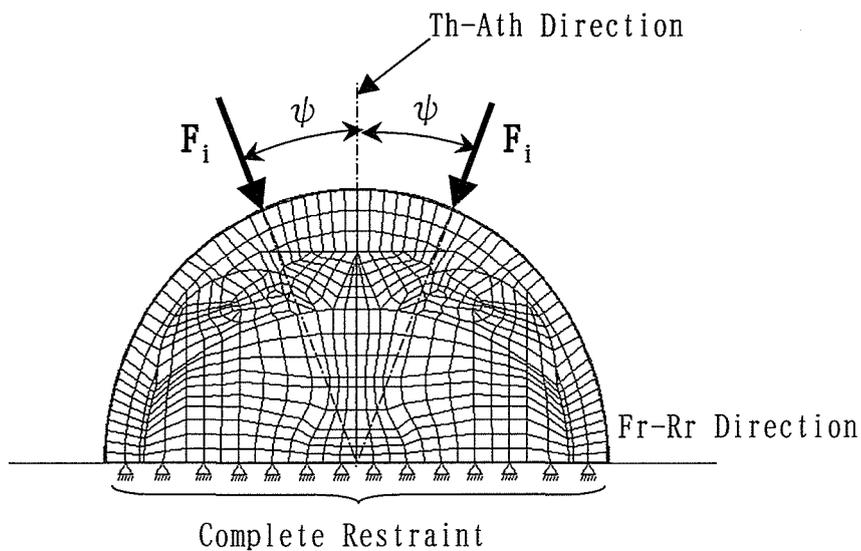


Fig. 6.10 Analytical Condition

6. 2 スカート各部印加によるスカート剛性分布

スカート部の局部剛性 (G_i) 分布の計算結果 (FEM解析) を実測との比較で Fig. 6.11 に示す. 計算結果は Fig. 6.9, 式(6.4)より, 実測結果は Fig. 2.1, 式(2.1)より計算したものである.

$$G_i = \frac{F_i}{(-\xi_i)} \quad \text{----- (6.4)}$$

両者の結果は, 評価方法が FEA と実測の場合と異なるため両者の比較は定量的にはできないが, 本ピストンはオイルホールタイプピストン (Fig. 4.1 参照) であるため, 両者共, 剛性の変化割合は Th-Ath 方向では高さ方向の影響が顕著である. しかしながら, FEM 解析では Th-Ath 方向からの角度が増すにつれて, スカート周方向の影響が大きくなる. これは, サイドウォールによる影響で, 特に剛性の小さいスカート下部において, スカート周方向の影響が大きく出ていることが分かる. なお, 実測でサイドウォール付近の剛性値の影響が少ないのは測定点数が少なく, 且つ Fig. 2.1 に示す測定法でピストンを保持するシリンダ治具によるスカート変形の影響によるものと推定する.

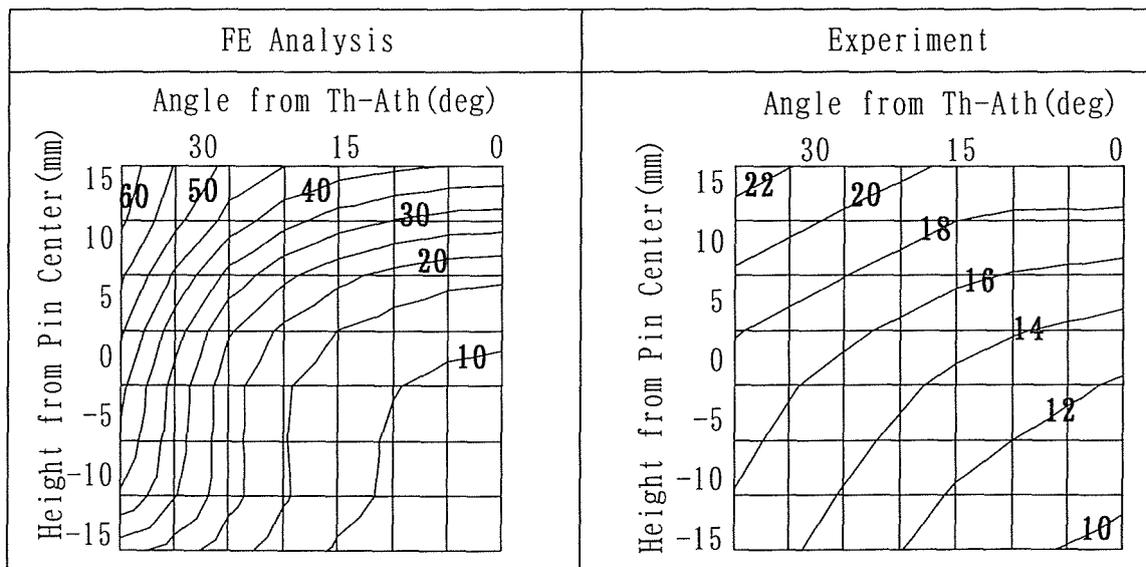
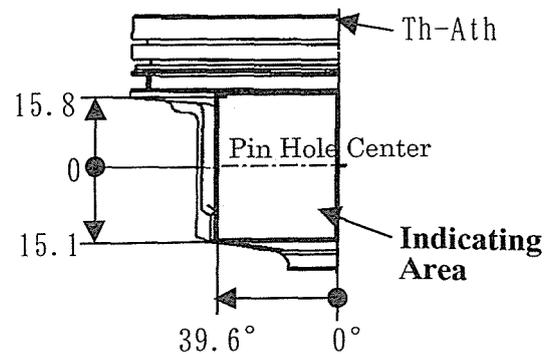


Fig. 6.11 Skirt Local Stiffness Distribution (Unit: MN/m)



6. 3 各荷重点（代表点）印加によるスカート変形量分布

Fig. 6.12に変形量分布の表示範囲を、Fig. 6.9の代表印加点でのスカート変形量分布をFig. 6.13～Fig. 6.15に示す。

スカート上部（ピン穴上：11.3mm）に荷重を印加した時は、Fig. 6.11のスカート局所剛性分布に示すように、剛性が高いため変形量が小さく、このため印加点の周囲に及ぼしている変形量も小さい。逆にスカート中部及びスカート下部に同一荷重を印加した時は、剛性が小さいため、印加点の変形量も大きく、また周囲に及ぼしている変形量も大きいことが分かる。

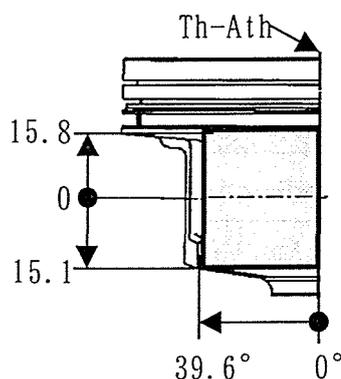


Fig.6.12 Indicating Area

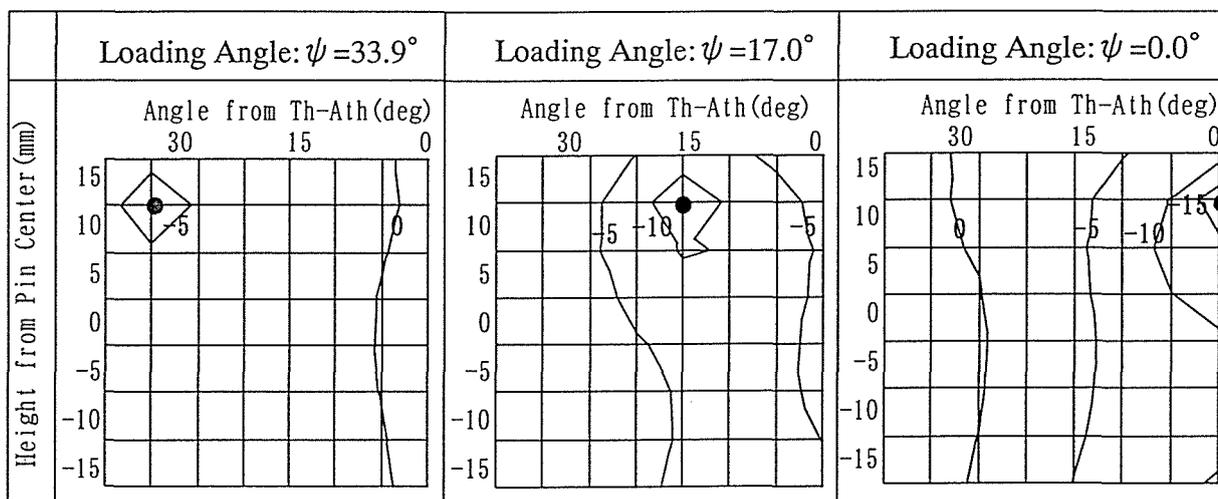


Fig. 6.13 Deformation Distribution by Skirt Upper Local Loading

(●:Loading Point, Loading Height : H=11.3)

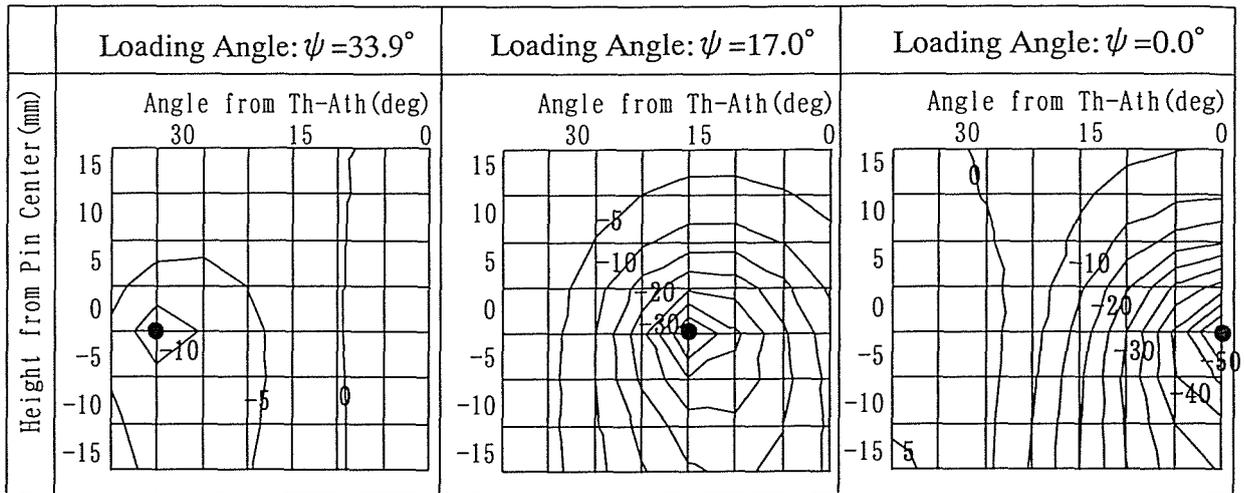


Fig. 6.14 Deformation Distribution by Skirt Middle Local Loading

(●:Loading Point, Loading Height : H= -2.2)

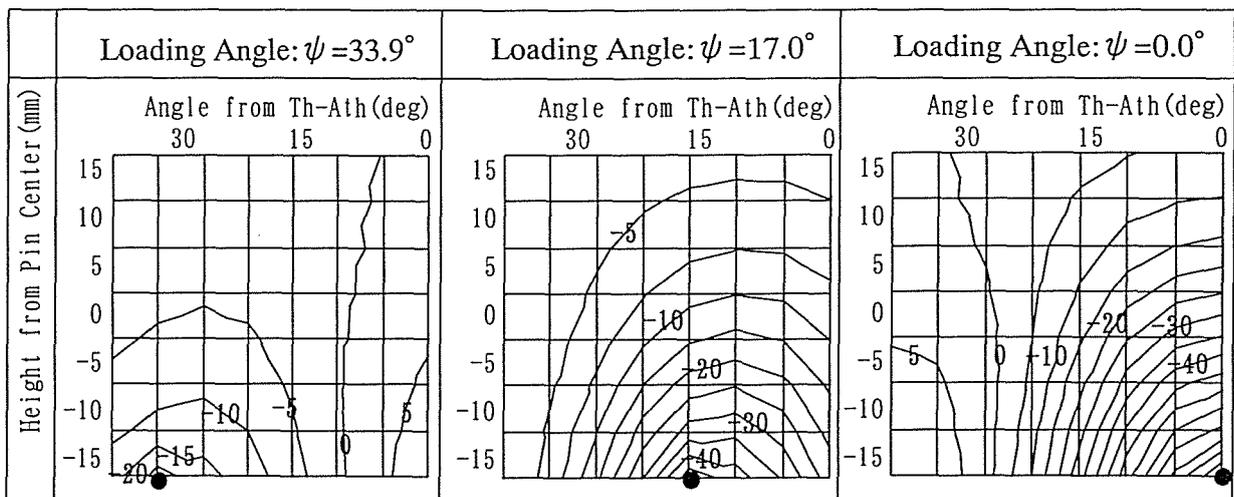


Fig. 6.15 Deformation Distribution by Skirt Lower Local Loading

(●:Loading Point, Loading Height : H= -15.1)

6. 4 剛性マトリクス解析方法

本章5.1節で示した印加力(F_{ij})は各部の面積(A_{ij})で割ることにより面圧(P_{ij})を計算することができる。本研究での解析においては、

$$A_{ij} = \text{Constant} \quad \text{----- (6.5)}$$

として計算した。

剛性マトリクス(G_{ij})は式(3.8)にて

$$\Phi_{ij} = G_{ij}, \quad \varepsilon_{ij} = P_{ij} \text{ (面圧マトリクス)}, \quad \eta_{ij} = \delta_{ij} \text{ (変形量マトリクス)} \quad \text{-- (6.6)}$$

として計算することができる。ここで面圧マトリクス(P_{ij})はFig. 6.10に示す測定定

義より、対角線マトリクスとなるから、結局式(3.8)より式(6.7)を得る。

$$(G_{ij}) = (P_{ij})(\delta_{ij}^{-1}) = \begin{bmatrix} P_1 & & 0 \\ & & \\ 0 & & P_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_{11} & & & \delta_{1n} \\ & & & \\ & & & \\ \delta_{n1} & & & \delta_{nn} \end{bmatrix}^{-1} \quad \text{----- (6.7)}$$

ここで、 $n = N_H^m \times N_\psi^m = 8 \times 8 = 64$ である。

6. 5 変形量マトリクス、剛性マトリクスの構造

式(6.5)での変形量マトリクス(δ_{ij})及び剛性マトリクス(G_{ij})は下記構造となる。

- ・ $i=j$: 印加点での変形量又は単位変形量当たりの面圧であり、主効果を示す。
- ・ $i \neq j$: 印加点以外の部分の変形量または単位変形量当たりの面圧であり、相互作用を示し、定義より*i*点が*j*点に及ぼす効果と*j*点が*i*点に及ぼす効果は同一であるから、

$$\delta_{ij} = \delta_{ji} \text{ 又は } G_{ij} = G_{ji} \quad \text{----- (6.8)}$$

すなわち、両マトリクス共に対称マトリクスとなる。

7. 頂部加圧によるスカート変形解析

7. 1 解析モデル

Fig. 6.8のFEM解析モデルに対し、ピストンピンを追加することによって解析した。

Fig. 6.16にモデル形状を示す。これによりトータル要素数11,348、接点数14,789とした。スカート上の変形量計算位置はFig. 6.9, Table 6.2と同一とし、ピストンピンの物性値はヤング率： $E_s = 206\text{GPa}$ 、ポアソン比： $\nu_s = 0.3$ を用いた。

Fig. 6.17, Fig. 6.18に解析のための境界条件を示す。すなわち、ピストンFr-Rr軸、ピストンピンのコンロッドとの圧入部分は完全拘束し、変形しないものとした。またピストンピンとピン穴間は接触条件すなわち、ピン穴とピストンピンの対応する部分の変形量が同一になるように計算した。

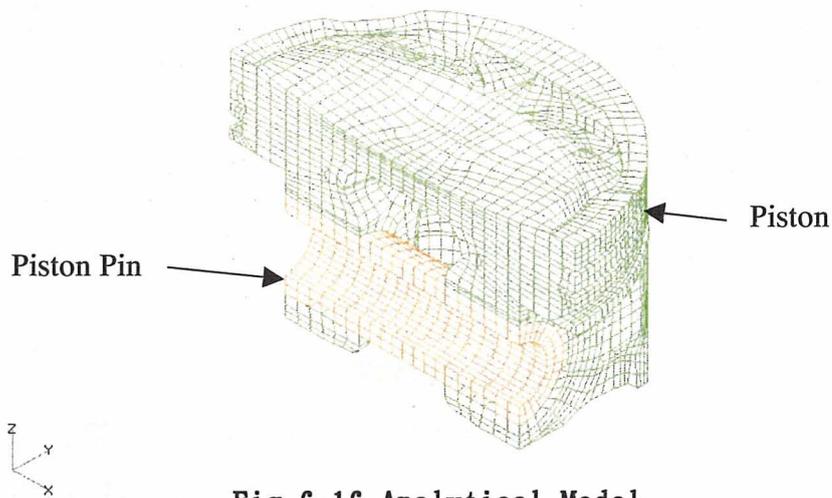


Fig. 6.16 Analytical Model

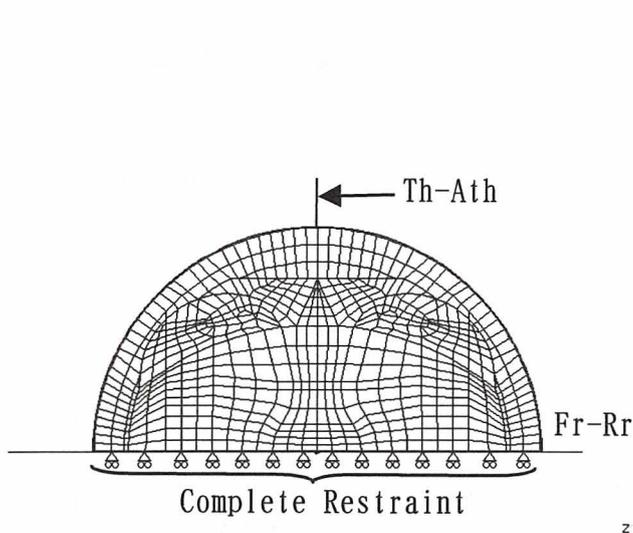


Fig. 6.17 Boundary Condition (Piston)

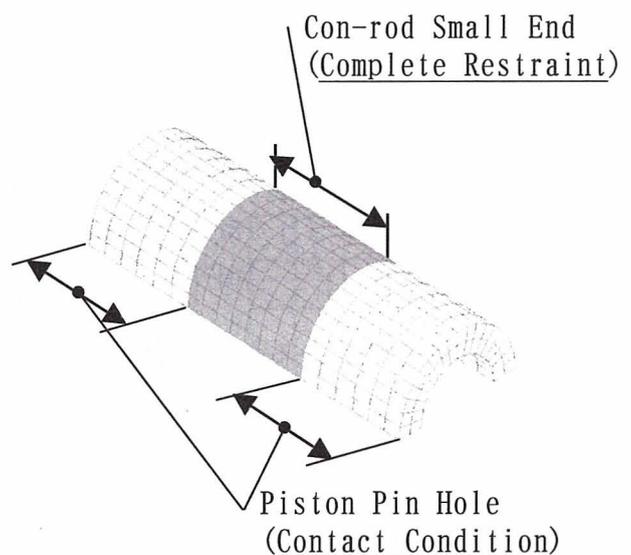
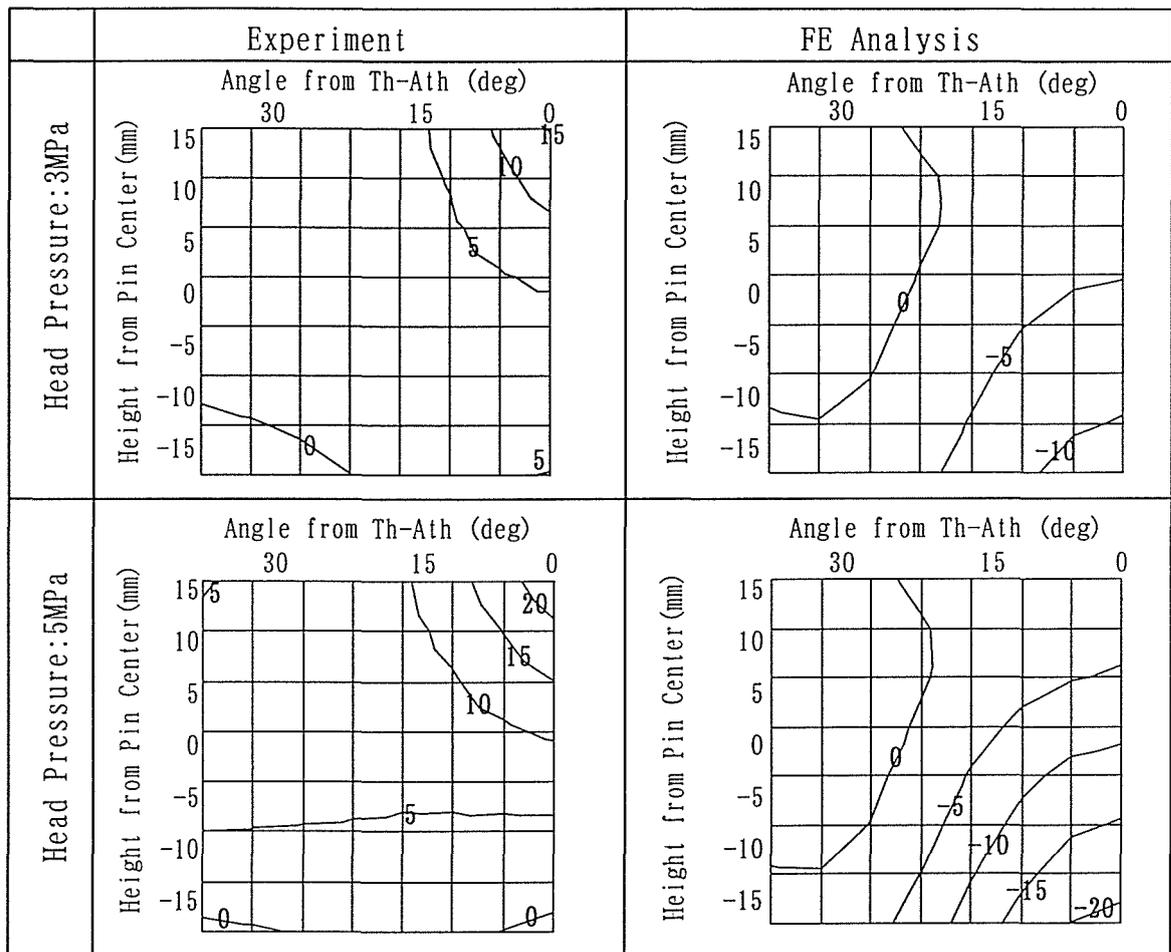


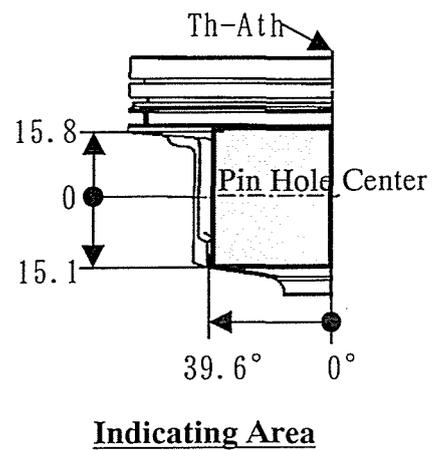
Fig. 6.18 Boundary Condition (Piston Pin)

7. 2 変形解析結果

Fig. 6.19にFig. 4.2~Fig. 4.3の単体試験及び本章7.1節に示すFEM解析によって求めた頂部加圧によるスカート変形量分布を示す。実測結果はスカート下部が殆ど変形せずスカート上部が膨張しているのに対し、FEM解析ではスカート上部が殆ど変形せずにスカート下部の径が減少している。両者の相違はFEM解析でのピン穴部とピン間との境界条件によるものと考えられる。本研究ではFig. 6.19に基づくFEM解析結果より、ピストンの挙動に及ぼす頂部加圧によるスカート変形の影響を調査した。



**Fig. 6.19 Skirt Deformation by Head Pressure
(Comparison with Experimental Results)**



8 第6章まとめ

8.1 スカート局所剛性分布及び剛性マトリクス解析について

- (1) スカート局所剛性分布は，解析に用いたピストンがオイルホールタイプ(Fig. 4.1 参照)であるため，Th-Ath方向及びその近傍においてはスカート周方向よりも高さ方向の影響が大きい．しかしながら，サイドウォール付近になるにつれて，周方向の影響が大きくなり，特にスカート下部の方がその影響が大きくなる．
- (2) スカートの一部を印加した時の各部の変形量は，スカート局部剛性の大きいスカート上部及びサイドウォール付近を印加した時は周囲の変形量に与える影響は小さいが，局部剛性が小さいスカート下部，Th-Ath方向を印加した時はその影響が大きい．第7章にてスカート局部印加によるスカート変形量に及ぼす要因を調査する．
- (3) 変形量マトリクス，及び剛性マトリクスは対角線が主効果，対角線以外の部分が交互作用による効果を示し，両者とも対称マトリクスである．

8.2 頂部加圧によるスカート変形について

ピストン頂部剛性，ピンボス，ピンボスリブ等の剛性により，頂部を加圧することにより，スカート部は変形する．変形量はTh-Ath方向にて，スカート上部よりもスカート下部のピストン径が小さくなる．なお，実験結果と解析結果の変形量分布の絶対値が相違しているのは解析でのピンとピンボスの接触条件によるものと考える．第8章にて，ピストン挙動に及ぼす頂部加圧によるスカート変形の影響を調査する．

第7章 スカート局部印加によるスカート変形量の予測

1. 本章の目的

Fig. 6.11に示すスカート剛性値等のピストン諸元により，スカート集中印加によるスカート変形量分布を予測することは，変形量分布計算するためのFEM解析工数，費用低減だけでなく，スカート局所剛性値等の物理的解釈すなわち，ピストンを設計する上でスカート局所剛性値等の重要性を確認することができる．ここでは，重回帰分析法にてFEM解析によって求めた集中印加によるスカート変形量分布の予測することにした．

2. 本章で用いた主な記号

添字*i* : 変形量測定点

添字*j* : 荷重印加点

G_i : スカート局部剛性値

r_{cyl} : シリンダ半径

H_i : *i*点でのスカート高さ

ψ_i : *i*点でのTh-Ath方向からの角度

Π_{ij} : (変形量測定点と荷重印加点の相対高さの絶対値)/(シリンダ半径)

Ψ_{ij} : 変形量測定点と荷重印加点の相対角度の絶対値

ζ_i : *i*点での変形量

Y_{ij} : (変形量測定点での変形量)/(荷重印加点での変形量)

$a_1 \sim a_{11}$: 変形量予測式の係数

3. 変形量予測の目標

予測式を立案する上で，下記項目を目標とした．

- ・できるだけ簡単な式で表現でき，スカート全ての部位で共通で使用できること．
- ・今後の発展のため，変数は無次元の形をしていること．従って，ボア径，スカート長等影響は削除した．

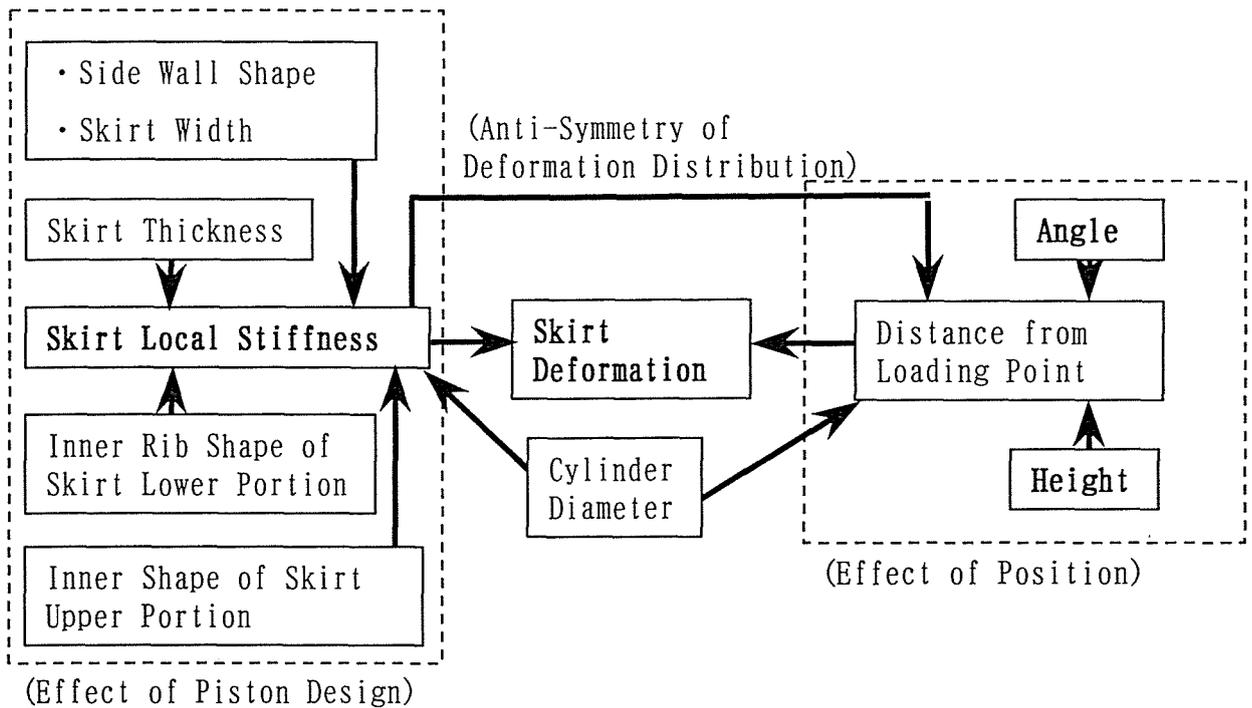


Fig. 7.1 Correlation Diagram of Skirt Deformation

(With Arrow:results ; Without Arrow:factors)

4. 予測式の立案

Fig. 7.1に、ピストン変形に及ぼす因子の親和図を示す。これより、スカート各部の変形は大きく分けて、ピストン設計上の要因と測定位置の要因に分類できることが分けるけことができ、設計的要因についてはスカート局所剛性値で、測定位置の要因については、印加点からの距離に集約することができる。

以下、各要因について考察する。

4. 1 スカート局所剛性

剛性値と変形量は反比例するから、 $1/G_i$ 、 $1/G_j$ を独立変数として解析に用いた。

4. 2 測定位置

4. 2. 1 印加点からの距離

印加点 j と変形量予測点 i の距離は、周方向距離 $r_{cyl}|\psi_i - \psi_j|$ と高さ方向距離 $|H_i - H_j|$ にて表すことができる。ここで R はシリンダ半径である。ボア径の影響を取り除くため、下記変数 Ψ_{ij} 、 Π_{ij} を導入した。

$$\Psi_{ij} = |\theta_i - \theta_j| \quad \text{----- (7.1)}$$

$$\Pi_{ij} = |H_i - H_j| / r_{cyl} \quad \text{----- (7.2)}$$

更に, Fig. 6.13~Fig. 6.21に示すように, 印加点から距離が離れると変形量が減るから, 結局考慮する独立変数として, $\Psi_{ij}=0$, $\Pi_{ij}=0$ の時の影響も考慮するため, 変数 $1/(1+\Psi_{ij})$, $1/(1+\Pi_{ij})$ を解析に用いた.

4. 2. 2 分布形状の非対称性

印加点からの距離に及ぼす局部剛性の影響は, 変形の非対称性による. Fig. 6.13~Fig. 6.15に示すように, 印加点を基準にして, サイドウォール側よりもTh-Ath側, 上側よりも下側のように, 常に剛性の小さい方向の変形量が多い. この要因を考慮する変数として, $\text{sign}(G_i - G_j)$ を検討した. ここで, $\text{sign}()$ は符号関数で, 式(5.37)に示す.

4. 3 目的変数

一般性を記すため, 目的変数 Y_{ij} は以下式(7.3)とした.

$$Y_{ij} = \zeta_i / \zeta_j \quad \text{----- (7.3)}$$

4. 4 変形量予測式

以上, 予測式に用いる独立変数(主要因のみ)をまとめると以下Table 7.1となる.

Table 7.1 Independent Variables of Estimated Equation
(exclusive for Principle Factors)

No.	Symbol	Explanation of Factors
1	$1/G_i$	Local Stiffness at Estimated Point
2	$1/G_j$	Local Stiffness at Loading Point
3	$\text{sign}(G_i - G_j)$	Anti-symmetry of Deformation Distribution
4	$1/(1+\Pi_{ij})$	Relative Height between Loading and Estimated Point
5	$1/(1+\Psi_{ij})$	Relative Angle between Loading Point and Estimated Point

交互作用項として, No. 1, 2, 3とNo. 4, 5の組み合わせを考慮した. 従って, 変形量予測式 Y_{ij} を記述すると式(7.4)となる.

$$\begin{aligned}
Y_{ij} = \frac{\xi_i}{\xi_j} = & \frac{a_1}{G_i} + \frac{a_2}{G_j} + a_3 \text{sign}(G_i - G_j) + \frac{a_4}{1 + \Psi_{ij}} + \frac{a_5}{1 + \Pi_{ij}} \\
& + \frac{a_6}{G_i(1 + \Psi_{ij})} + \frac{a_7}{G_i(1 + \Pi_{ij})} + \frac{a_8}{G_j(1 + \Psi_{ij})} + \frac{a_9}{G_j(1 + \Pi_{ij})} \\
& + \frac{a_{10} \text{sign}(G_i - G_j)}{1 + \Psi_{ij}} + \frac{a_{11} \text{sign}(G_i - G_j)}{1 + \Pi_{ij}} + a_{12} \quad \text{----- (7.4)}
\end{aligned}$$

5. 解析データ

本研究で用いた重回帰分析ソフトは、200組より大きいデータケースでは計算できないため、FEM解析にて求めた64×64=計4096セットのデータより代表点のみを解析データとして用いた。Table 7.2に代表点の座標12点を示す。よって、今回解析したデータセットとしては、12×12 = 144 (点) とした。

Table 7.2 Skirt Stiffness at Fig.6.9 (by FE Analysis)

■ : used for multiple regression analysis

		Angle from Th-Ath (deg)							
		39.6	33.9	28.3	22.6	17.0	11.3	5.7	0.0
Height (mm)	15.8	63.3	54.7	48.6	45.0	42.7	41.0	39.8	39.4
	11.3	60.9	■ 51.4	43.0	■ 36.8	32.6	■ 29.8	28.0	■ 27.4
	6.8	55.9	44.0	33.5	26.1	21.4	18.4	16.4	15.7
	2.3	50.9	37.2	25.5	18.7	14.9	12.6	11.2	10.7
	-2.2	46.5	■ 33.3	21.8	■ 15.6	12.2	■ 10.2	9.1	■ 8.7
	-6.5	44.1	32.2	21.7	15.3	11.6	9.5	8.3	7.9
	-10.8	39.5	30.5	21.7	15.6	11.6	9.2	8.0	7.6
	-15.1	27.1	■ 22.7	17.1	■ 12.5	9.4	■ 7.5	6.5	■ 6.2

6. 解析

6. 1 多重共線性のチェック

Table 7.3に分散，共分散行列を示す。これより，以下の変数間の相関が大きい(0.9以上)部分があり，多重共線性が確認できるため，下記の変数のみを解析として用いた。

(解析に用いる独立変数)

- ② $1/G_i$, ③ $1/G_j$, ⑤ $1/(1 + \Psi_{ij})$, ⑥ $1/(1 + \Pi_{ij})$, ⑪ $\text{sign}(G_i - G_j)/(1 + \Psi_{ij})$

Table 7.3 Correlation(Upper) and Covariance(Lower) Matrix

(: Correlation high Portions)

No.	Variables	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫
①	Y_{ij}	0.09	0.24	0.02	-0.17	0.71	0.38	0.42	0.31	0.18	0.13	-0.19	-0.16
②	$1/G_i$	0.00	0.00	0.00	-0.58	0.01	0.02	0.96	0.95	0.05	0.08	-0.56	-0.55
③	$1/G_j$	0.00	0.00	0.00	0.58	0.01	0.02	0.05	0.08	0.96	0.95	0.56	0.55
④	$\text{sign}(G_i - G_j)$	-0.05	-0.03	0.03	0.92	0.00	0.00	-0.54	-0.52	0.54	0.52	0.99	0.98
⑤	$1/(1+\Psi_{ij})$	0.03	0.00	0.00	0.00	0.02	0.00	0.24	0.01	0.24	0.01	0.00	0.00
⑥	$1/(1+\Pi_{ij})$	0.02	0.00	0.00	0.00	0.00	0.02	0.02	0.28	0.02	0.28	0.00	0.00
⑦	$1/G_i(1+\Psi_{ij})$	0.01	0.00	0.00	-0.02	0.00	0.00	0.00	0.91	0.15	0.13	-0.53	-0.51
⑧	$1/G_i(1+\Pi_{ij})$	0.00	0.00	0.00	-0.02	0.00	0.00	0.00	0.00	0.13	0.21	-0.50	-0.51
⑨	$1/G_j(1+\Psi_{ij})$	0.00	0.00	0.00	0.02	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.91	0.53	0.51
⑩	$1/G_j(1+\Pi_{ij})$	0.00	0.00	0.00	0.02	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.50	0.51
⑪	$\text{sign}(G_i - G_j)/(1+\Psi_{ij})$	-0.05	-0.02	0.02	0.74	0.00	0.00	-0.02	-0.02	0.02	0.02	0.61	0.97
⑫	$\text{sign}(G_i - G_j)/(1+\Pi_{ij})$	-0.04	-0.02	0.02	0.73	0.00	0.00	-0.02	-0.02	0.02	0.02	0.59	0.60

6. 2 重回帰分析結果

荷重印加点での変形量は式(6.4)で予測できるため、最終的にこの部分のデータ12組については取り外して解析した。解析結果の分散分析表をTable 7.4に、目的変数 Y_{ij} の入力値と予測値の関係をFig. 7.2, 目的変数 Y_{ij} の予測値と残差の関係をFig. 7.3に示す。

Table 7.4より、寄与率(Coefficient of Determination)は $R^2=0.76$ と比較的良く、且つ各偏回帰係数(Partial Regression Coefficient)の符号、多重共線性の指標であるVIF(Variance Inflation Factor)は10以下で独立変数間の多重共線性については問

Table 7.4 Variance Analysis of Multi-Regression Coefficient

(**:1% Significant ; *:5% Significant) Correlation high Portion)

Coefficient of Determination(R^2): 0.76

No.	Variables	Partial Reg. Coeff.	STD Partial Reg. Coeff.	F Value	VIF
②	$1/G_i$	1.707	0.397	44.37 **	1.81
③	$1/G_j$	0.507	0.122	4.19 *	1.80
④	$1/(1+\Psi_{ij})$	1.047	0.638	197.98 **	1.05
⑤	$1/(1+\Pi_{ij})$	0.427	0.317	49.17 **	1.04
⑥	$\text{sign}(G_i - G_j)/(1+\Psi_{ij})$	-0.048	-0.208	8.17 **	2.69
	Constant	-1.138			

(Note VIF : Variance Inflation Factor)

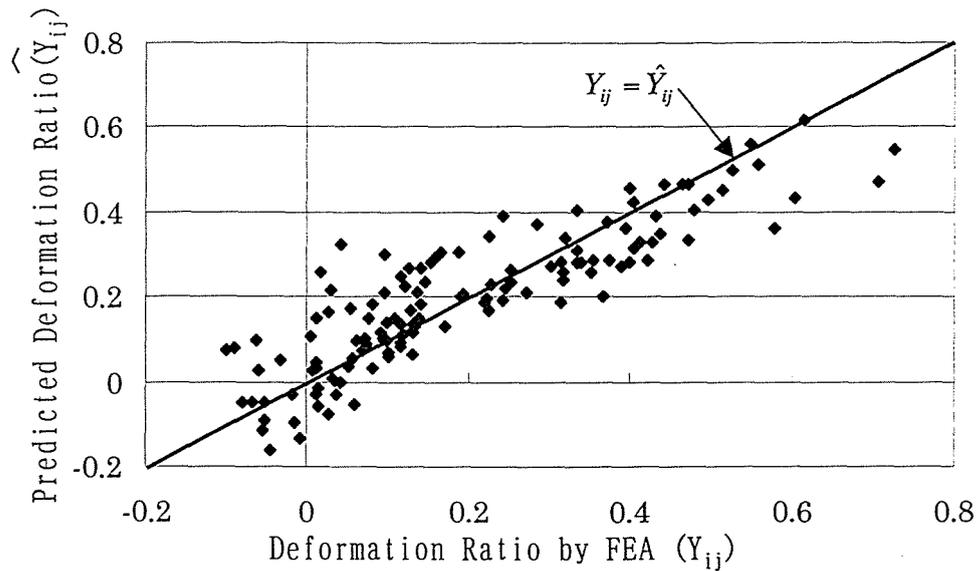


Fig. 7.2 Deformation Ratio (Y_{ij}) by FEA vs. by Prediction

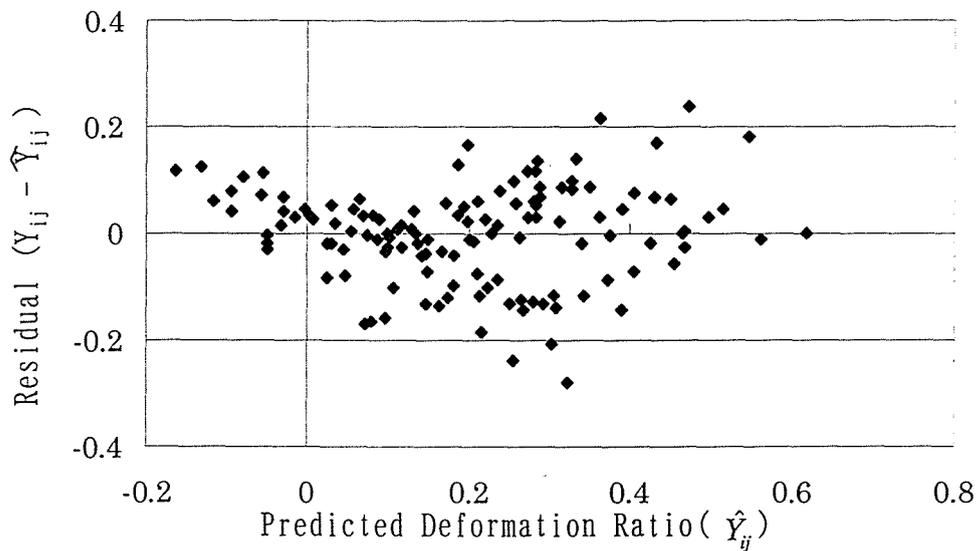


Fig. 7.3 Predicted Deformation Ratio vs. Residual

題無い。またFig. 7.2, Fig. 7.3より、外れ値が無く、残差(Residual)は均等にばらついていることからこの解析は問題無いことが分かる。以上より、スカート局部印加による変形量は以下式(7.5)にて予測することができる。

$$Y_{ij} = \frac{\xi_i}{\xi_j} = \frac{1.707}{G_i} + \frac{0.507}{G_j} + \frac{0.427r_{cyl}}{r_{cyl} + |H_i - H_j|} + \frac{1}{1 + |\psi_i - \psi_j|} [1.047 - 0.048\text{sign}(G_i - G_j)] - 1.138 \quad (7.5)$$

Table 7.4及び式(7.5)より、スカート集中印加による変形量分布は印加点の局部剛性、変形量解析点の局部剛性の両方の影響を強く受け、両者共に大きいほど、変形量は小さくなる。また、荷重印加点と変形量解析点の相対的な位置の影響も大きく両者の点が離れる程、変形量解析点での変形量は小さくなる。さらに、変形量分布の非対称性と相対的なTh-Ath方向からの角度との間にも強い交互作用が確認され、印加点と解析点の角度が大きくなる程解析点での変形量の非対称性が小さくなることが確認できる。なお、2点間の相対的な高さを変形量分布の非対称性の交互作用項は、本章6.1節で解析したように、2点間の相対的な角度と変形量分布の強い交互作用項との間の強い多重共線性のため、本章での解析では効果は確認できていない。

7. 回帰式による変形量分布の予測結果

Fig. 7.4に、予測式(7.5)によるTh-Ath方向での変形量分布をFig. 6.13～Fig. 6.15で求めたFEM解析による変形量分布と対比して示す。これより、最も変形している部位の位置及び絶対値については合っているが、分布形状は特にピン穴中心付近での高さでの分布がFEM解析分布と大きく異なり十分合っているとは言い難い。スカート局部加圧による変形量分布の予測については本研究の主題では無いため、更なる変形量予測精度向上についての検討はここでは実施しない。なお予測式の更なる精度向上までは、第6章第6節に示すFEM解析によってスカート剛性マトリクスを算出していく。

8. 第7章まとめ

- (1) スカート局部印加によるスカート変形量は、印加点及び変形量解析点のスカート局部剛性、印加点と変形量解析点間の相対的な位置の影響が大きい。
- (2) 本章での重回帰分析によりスカート局部印加によるスカート変形量分布予測迄には至っていない。今後スカート変形に及ぼす要因を更に解析し、予測精度向上を図る必要がある。

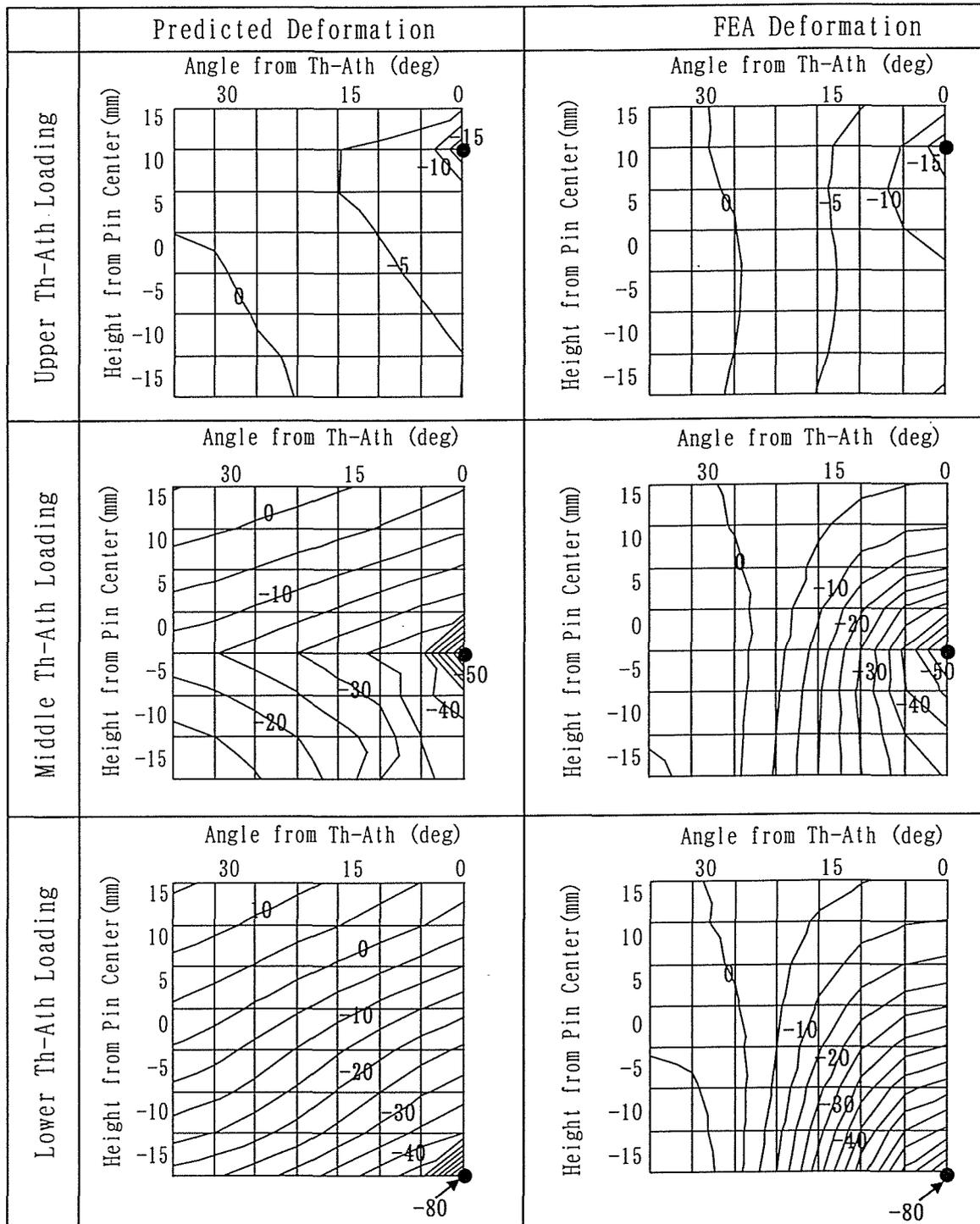
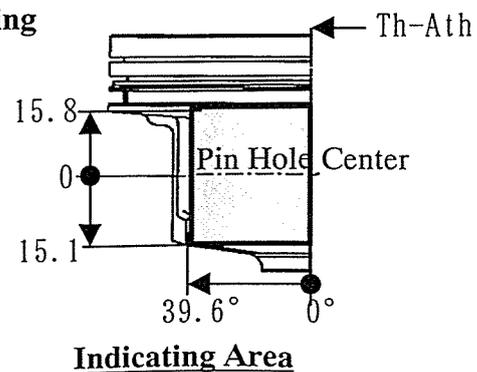


Fig. 7.4 Deformation Distribution by Skirt Local Loading

(Predicted Deformation vs. FEA Deformation)
 ● : Loading Point



第8章 ピストンの2次運動及びスカーツ面圧, 変形量解析結果

1. 本章で用いた主な記号

P_p	: ピストンピン穴中心
G_p	: ピストンの重心位置
F_T	: スラスト力(Ath側: 正)
F_{Tmax}	: 最大スラスト力
F_y	: シリンダ軸方向力
F_{gas}	: ガス力
F_{iner}	: 慣性力
M_t	: ピストン重心周りに作用する力のモーメント(反時計周り: 正)
θ	: クランク角
ϕ	: コンロツド傾き角
R	: クランク半径
L	: コンロツド中心間距離
L_B	: コンロツド重心位置と大端中心間距離
M_p	: ピストン完備質量
M_{cr}	: コンロツド往復運動部分質量(*)
J_p	: ピストン重心周りの慣性モーメント
M_c	: コンロツド質量
J_c	: コンロツド重心周りの慣性モーメント
r_{rc}	: コンロツドの慣性半径
x_p	: ピストンピン中心のTh-Ath方向変位(Ath側: 正)
x_G	: ピストン重心位置のTh-Ath方向変位(Ath側: 正)
v_G	: ピストン重心位置のTh-Ath方向速度(Ath側: 正)
$\beta (\beta_T)$: ピストンのコンロツド揺動平面内の傾き角(反時計周り: 正)
β_F	: ピストンのFr-Rr平面内の傾き角(Th方向から見て反時計周り: 正)
E_i	: クランク角 <i>i</i> におけるピストンの2次運動エネルギー
E_{Ti}	: ピストン2次運動エネルギー <i>E_i</i> の内のピストンの並進運動エネルギー
E_{Ri}	: ピストン2次運動エネルギー <i>E_i</i> の内のピストンの回転運動エネルギー
ΔE_i	: クランク角(<i>i-1</i>) と <i>i</i> 間でのピストン2次運動の損失エネルギー

- ΔE : 損失エネルギーの総称
 $\Delta \theta$: 損失エネルギー ΔE が発生する微小クランク角
 $\Delta E_T, \Delta E_{Ti}$: 並進運動による損失エネルギー(添字“i”はクランク角を意味)
 $\Delta E_R, \Delta E_{Ri}$: 回転運動による損失エネルギー(添字“i”はクランク角を意味)
 t : 時間
 H_G : ピン穴中心からピストン重心迄の高さ
 e_p : ピンオフセット(Ath側: 正)
 e_g : ピストンの重心オフセット(Ath側: 正)
 λ : 連桿比(=R/L)
 λ_c : e_c/L
 λ_p : e_p/L
 k : ピンオフセット(e_p)と重心オフセット(e_g)の比(= e_g / e_p)
 e_{pg1}, e_{pg2} : 寸法 (式(8.20), 式(8.21))
 ζ : スカートとシリンダ間のクリアランス及び変形量の総称
 C_{-2T} : スカートTh-Ath方向ピン穴下2mmでのコンプライアンス
 ζ_{-2T} : スカートTh-Ath方向ピン穴下2mmでの変形量
 Δt : 計算ステップ又は損失エネルギー ΔE が発生する時間
 E_{ij} : 弾性マトリクス
 Δ_{ij} : 変形量換算マトリクス
 G_{ij} : 剛性マトリクス
 C_{ij} : コンプライアンスマトリクス (剛性マトリクスの逆マトリクス)
 k_D : 弾性マトリクス修正係数
 k_G : 剛性マトリクス修正係数
 P : スカート接触面圧の総称
 V : スカートとシリンダ間の滑り速度の総称
 L_S : 下死点でのスカート下部のシリンダからのはみ出し寸法 (Fig.8.35参照)
 $\dot{\chi}, \ddot{\chi}$: 時間による1次, 2次微分(χ は任意変数)

(注, *部) コンロッド往復運動部分質量 M_{cr} は式(5.39), 式(5.40)にて, ピストンの2次運動に及ぼすコンロッドの質量で, 式(8.1)にて与えられる.

$$M_{cr} = \frac{r_{rc}^2 + L_B^2}{L^2} M_c = \frac{J_c + L_B^2 M_c}{L^2} \text{-----}(8.1)$$

2. スカート動歪み測定結果

Fig.8.1, Fig.8.2にそれぞれ1000rpm×Full Load, 2500rpm×Half Loadにおける実働時にスカート内側に発生する歪み及びピストンに作用するスラスト力を示す。これより、以下のことが分かる。

- (1)Th側の歪みはエンジン回転数が小さい1000rpm時は吸入行程下死点前の歪みよりも、爆発上死点（以下“FTDC”と標記）後に発生する歪みの方が大きい。しかしながら回転数が上昇(2500rpm)するにつれて、両者の最大歪みの差は小さくなっている。これは、スラスト力に及ぼす慣性力の影響で、1000rpm時、吸入行程下死点前ではスラスト力は殆ど発生していないのに対し、2500rpm時ではTh方向へのスラスト力が発生していることが確認できる。なお、FTDC後にTh側スカート部に発生する歪みが1000rpm×Full Loadの方が2500rpm×Half Loadの時より大きいのは、Fig.6.3, Fig.6.4に示すように、シリンダ内圧が1000rpm×Full Loadの時の方が大きいためである。
- (2)Fig.8.1, Fig.8.2共に、FTDC前ではAth側スカート部に歪みが大きく発生し、Th側スカート部には殆ど歪みが発生していないのに対し、FTDC後ではその逆となっている。これはピストンに作用するスラスト力の方向が入れ替わりるため、ピストンがAth側シリンダとの接触状態からTh側シリンダへの接触状態へと移動していることが確認できる。
- (3)1つのスカート面内での歪みの大きさは、スカート上部が最も小さく、スカート下部が最も大きい。これはFig.6.11に示すスカート上下方向の局所剛性分布の差によるもので、剛性の大きいスカート上部は変形量が小さいため発生する歪みも小さく、逆に剛性の小さいスカート下部は変形量が大きいため発生する歪みが大きくなっているためである。
- (4)FTDC前後に発生する歪みはAth側よりもTh側の方が大きい。これは、Ath側よりもTh側に作用するスラスト力の方が大きいことより説明できる。
- (5)FTDC後Th側に発生する歪みは、スカート上部、ピン穴中心付近においては発生時期のずれが殆ど無いのに対し、スカート下部においてTh方向から30°方向歪みよりもTh方向歪みの方が早くピークを迎える。この理由はスカート下部では局部剛性が小ため変形量が大きく、歪みの伝播に時間差が生じたものと推測する。これについては、本研究の範囲を超えているためこれ以上の原因追及は実施しな

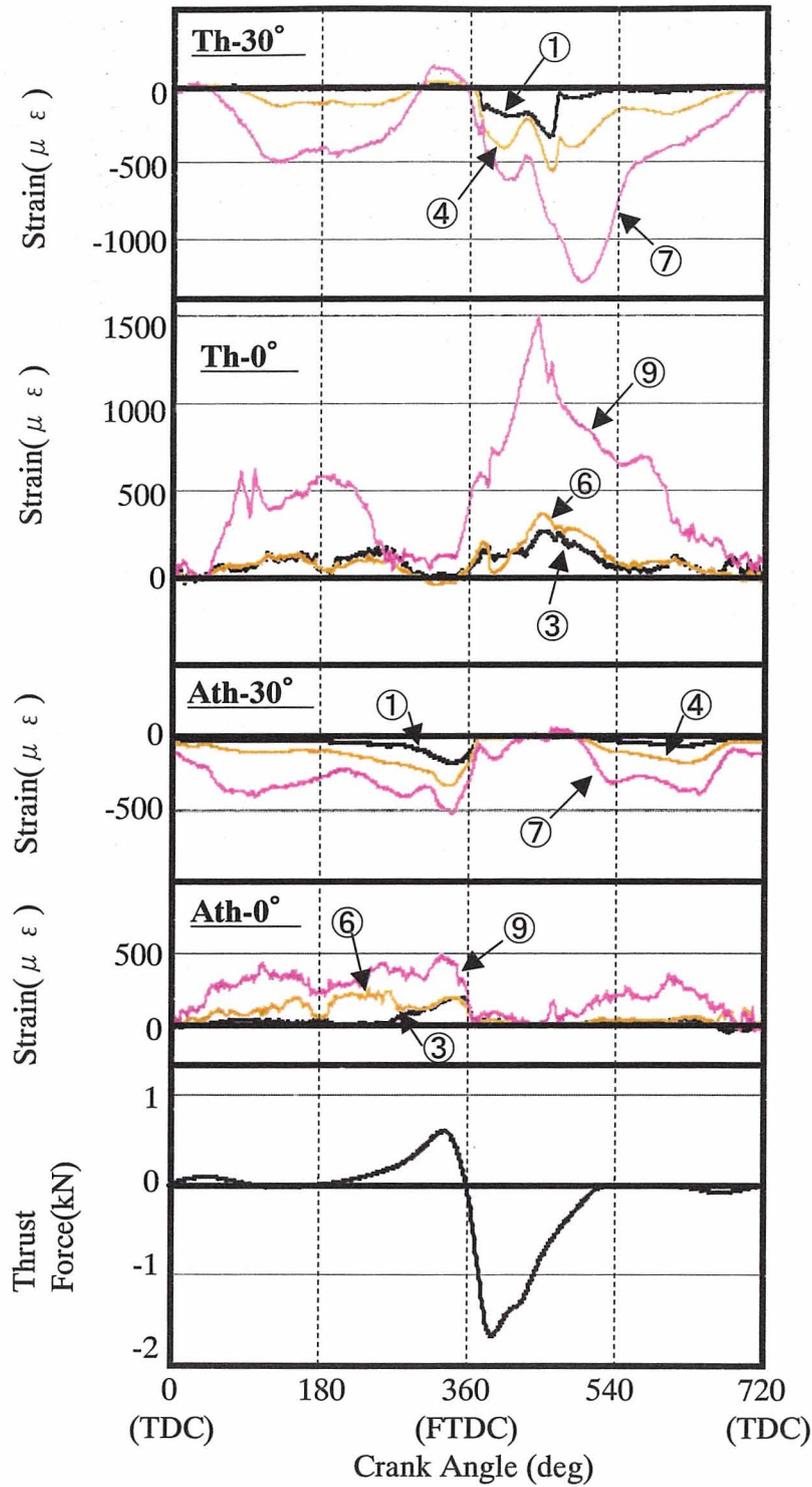
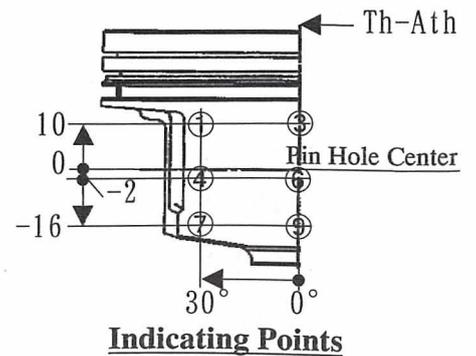


Fig.8.1 Dynamic Strain (1000rpm Full Load)



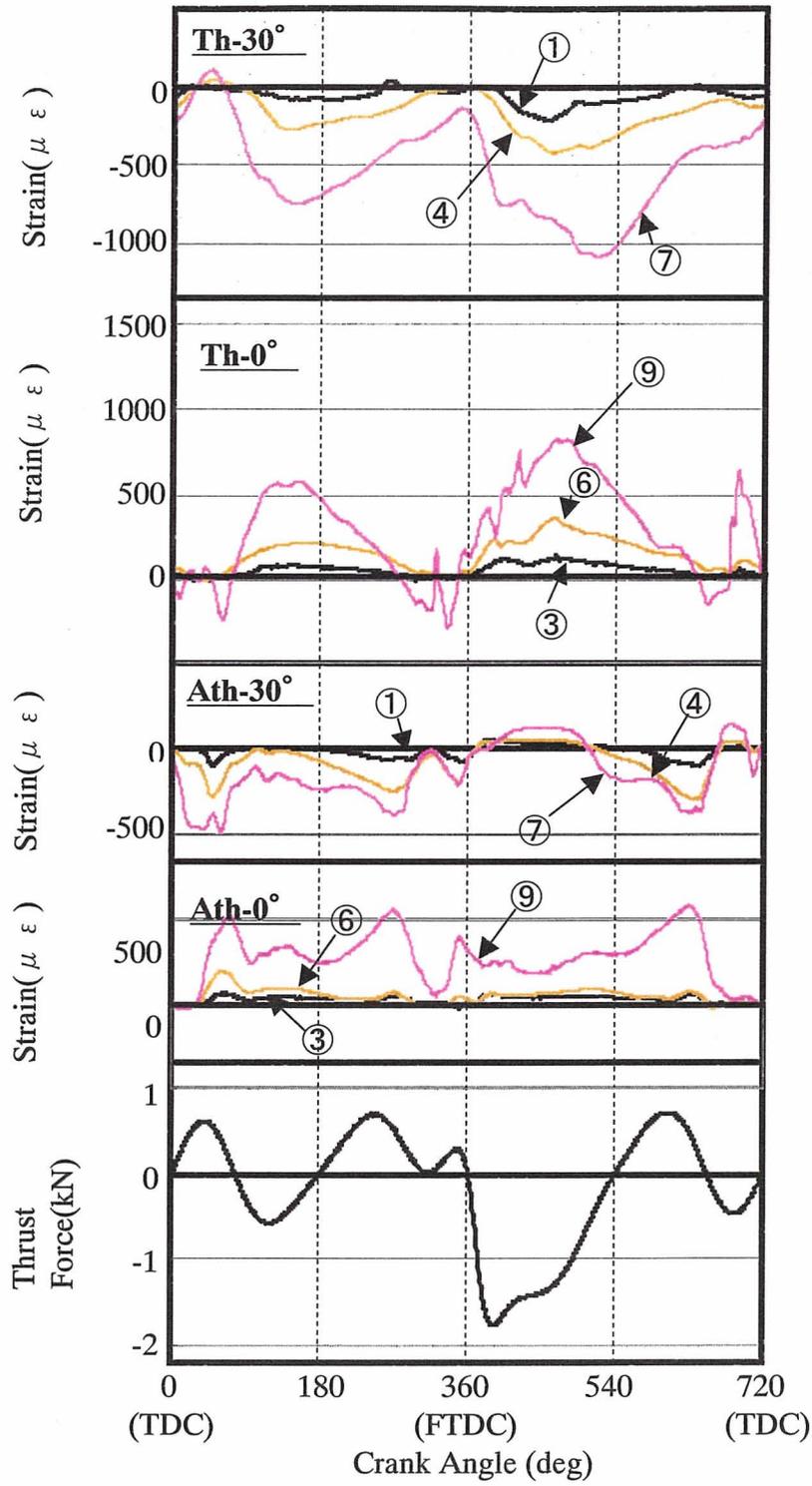
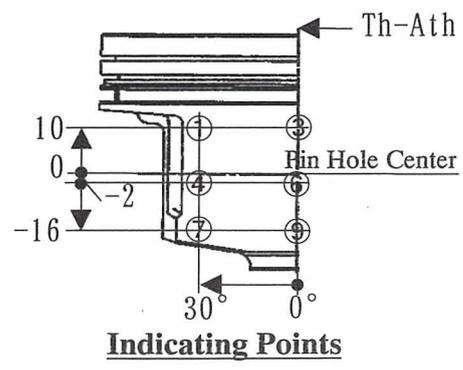


Fig.8.2 Dynamic Strain (2500rpm Half Load)



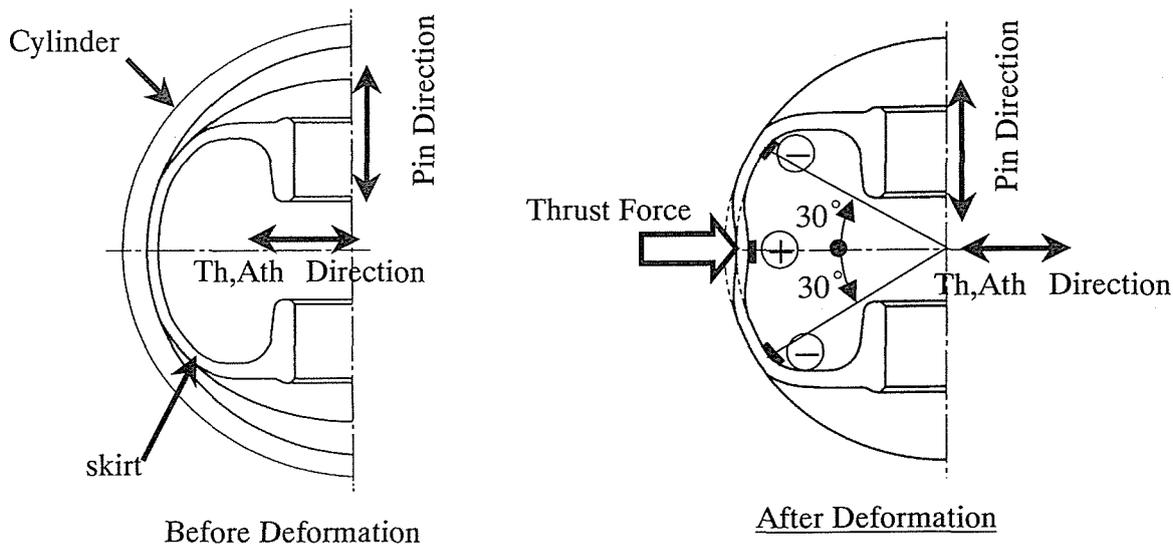


Fig.8.3 Skirt Inside Circumferential Strains by the Thrust Force

しないが、より詳細な解析をするためには、スカート部の変形伝播速度も考慮し動的変形解析が必要となるものとする。

(6)FTDC後のTh側スカート部における最大歪み発生時期は、スカート上部が最も早くスカート下部が最も遅い。この理由は、ピストンに作用する時計回りの力のモーメントにより、スカートの一部がTh側シリンダ壁に衝突した後もピストンが回転し、より強くスカート下部が変形するものと推測できる。

(7)Th側,Ath側共、発生する歪みの符号は、Th-Ath方向から 30° 方向では常に“引張り”，Th-Ath方向では常に“圧縮”となっている。これはFig.8.3に示すように、スカート部とサイドウォール部の接続部分は剛性が高いため、水平断面形状ではスカート部は丁度両端固定でスカート中央部にスラスト力が作用するはり構造となっており、簡単な材料力学上の関係式のより説明できる。

3. Th-Ath方向ピストン挙動測定及び解析結果

Fig.8.3～Fig.8.9にて1000rpm×Full Load, 1000rpm×No LoadでのTh-Ath方向のピストン挙動測定及び解析結果, ピストンに作用するスラスト力をエンジン1サイクルに渡って示す. Table 8.1にそれぞれのFig.の内容を説明する. なお, 図中の符号は全てFig.5.1の約束に従う. また, Fig.8.3, Fig.8.6のTh-Ath方向下部の実験によるスカートクリアランスと変形量及び, Fig.8.4, Fig.8.7のピストンピンの変位, ピストンの傾きの図において, 下死点(クランク角 180° , 540°)付近の実験値の値が大きく外れているのは, Fig.4.22に示すようにギャップセンサの大きさが有限の大きさ($\phi 3\text{mm}$)を有するため, 下死点付近でギャップセンサの一部がシリンダからはみ出すことによる.

Table 8.1 Experimental and Analytical Results of Piston Movement

Fig. No.	Engine Condition	Figure Content
Fig. 8. 3	1000rpm×Full Load	Clearance and Deformation at Th-Ath Direction
Fig. 8. 4	↑	Top Land Clearance Pin Displacement Piston Tilt Angle Piston Secondary Movement Energy and Energy Loss
Fig. 8. 5	↑	Schematic View of Piston Motion
Fig. 8. 6	1000rpm×No Load	Clearance and Deformation at Th-Ath Direction
Fig. 8. 7	↑	Top Land Clearance Pin Displacement Piston Tilt Angle Piston Secondary Movement Energy and Energy Loss
Fig. 8. 8	↑	Schematic View of Piston Motion
Fig. 8. 9	1000rpm, Full & No Load	Thrust Force Acting on Piston

最初に、1000rpm×Full Loadにおける挙動解析結果について考察する。

Th-Ath方向スカート上部(ピン穴上10mm)での最大クリアランス、最大変形量の絶対値を除き、クリアランス及び変形量、ピン変位、ピストンの傾き角の絶対値、姿勢変換時期を含めて良く合っていることが分かる。Fig. 8. 9に示すように、本実機条件においてはピストンに作用するスラスト力はエンジン1サイクルで6回入れ替わり、この度にピストンの姿勢変換すなわちスラップが発生しているが、この解析ではFig. 6. 1に示すように、スカートの一部がシリンダボアと拘束された状態での測定及び解析のためFTDC前後以外のスラップによるスカートクリアランス及び変形量の変化は小さく無視して良い。しかしながら、FTDC前後のスラップでは、Th側スカート中央部の変形量は約90 μm に達していることが分かる。この量はFig. 4. 13の方法で測定したスカートコンプライアンス(C_{-2T})とFTDC後の最大スラスト力($F_{T\max}$)より求めた変形量(ζ_{-2T})は、

$$\zeta_{-2T} = C_{-2T} \cdot F_{T\max} = 41(\mu\text{m}/\text{kN}) \times 2.15(\text{kN}) = 88.5(\mu\text{m}) \quad \text{-----} (8. 2)$$

と良く一致していることが分かる。

Topランド部のクリアランスは特にピン穴上10mmのスカート上部のクリアランス及び変形量に応じて特にFTDC前後で激しく移動しているが、シリンダと衝突していない。これより、比較的温度の低い状態においては、Topランドとシリンダとの接触については無視して良いことが分かる。

FTDC後、ピストンがTh側に移動するため、ピン穴中心もTh側へと移動する。しかしながら姿勢変換時のピストンの傾きは殆ど変化することなく時計回りに傾いた状態であるため、この時のスラップはスカート下部よりシリンダへと衝突する。その後クランク角が進むにつれて、時計回りのピストンの傾きは小さくなり、スカート中央部がシリンダと接触していることが分かる。なお、FTDC前後のピストンの姿勢については、パラメータスタディ総論及びパラメータスタディで考察する。

式(5.92)に示すサイクル中に生ずる2次運動エネルギー(E_j)により、どの時期に最もピストンが“よく動いたか”を表わすことができる。これより、FTDC前後のピストンの挙動が最も激しいことが分かる。本ピストンでの2次運動エネルギーの内訳は並進運動エネルギー(E_{Ti})の方が回転運動エネルギー(E_{Ri})よりも大きい。更に式(5.93)に示す2次運動の損失エネルギー(ΔE_j)より、FTDC後のスラップがサイクル中最も激しいことより、この損失エネルギー(ΔE_j)によって、スラップの強さを判断することができる

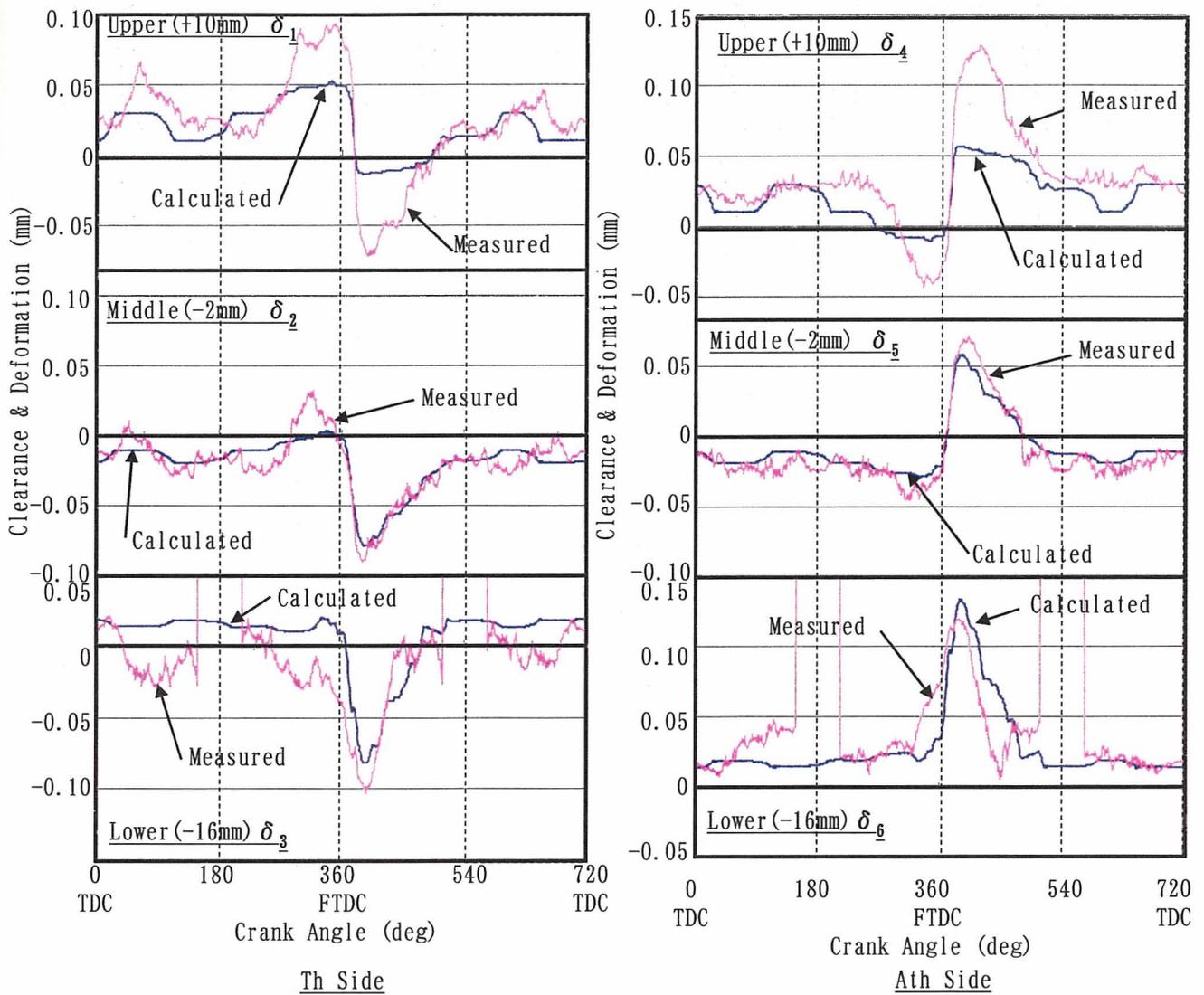
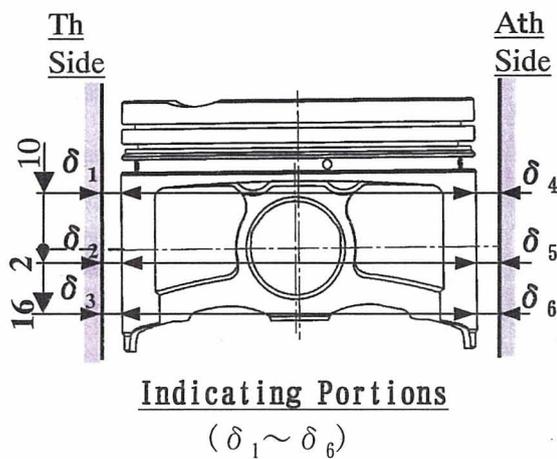


Fig. 8.3 Skirt Clearance and Deformation Change (1000rpm, Full Load)



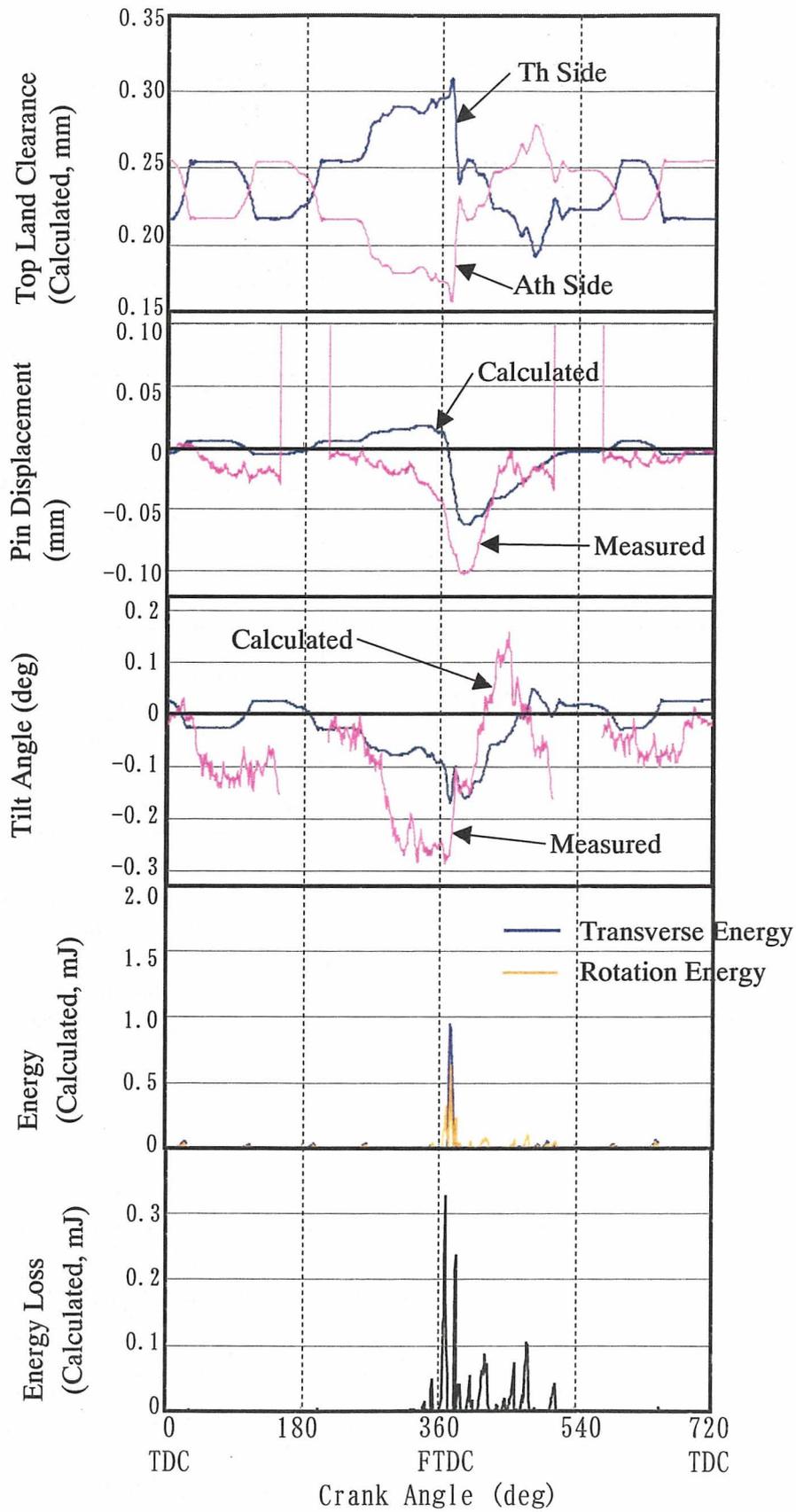


Fig. 8.4 Top Land Clearance, Piston Pin Displacement, Tilt Angle, Secondary Movement Energy, and Energy Loss (1000rpm, Full Load)

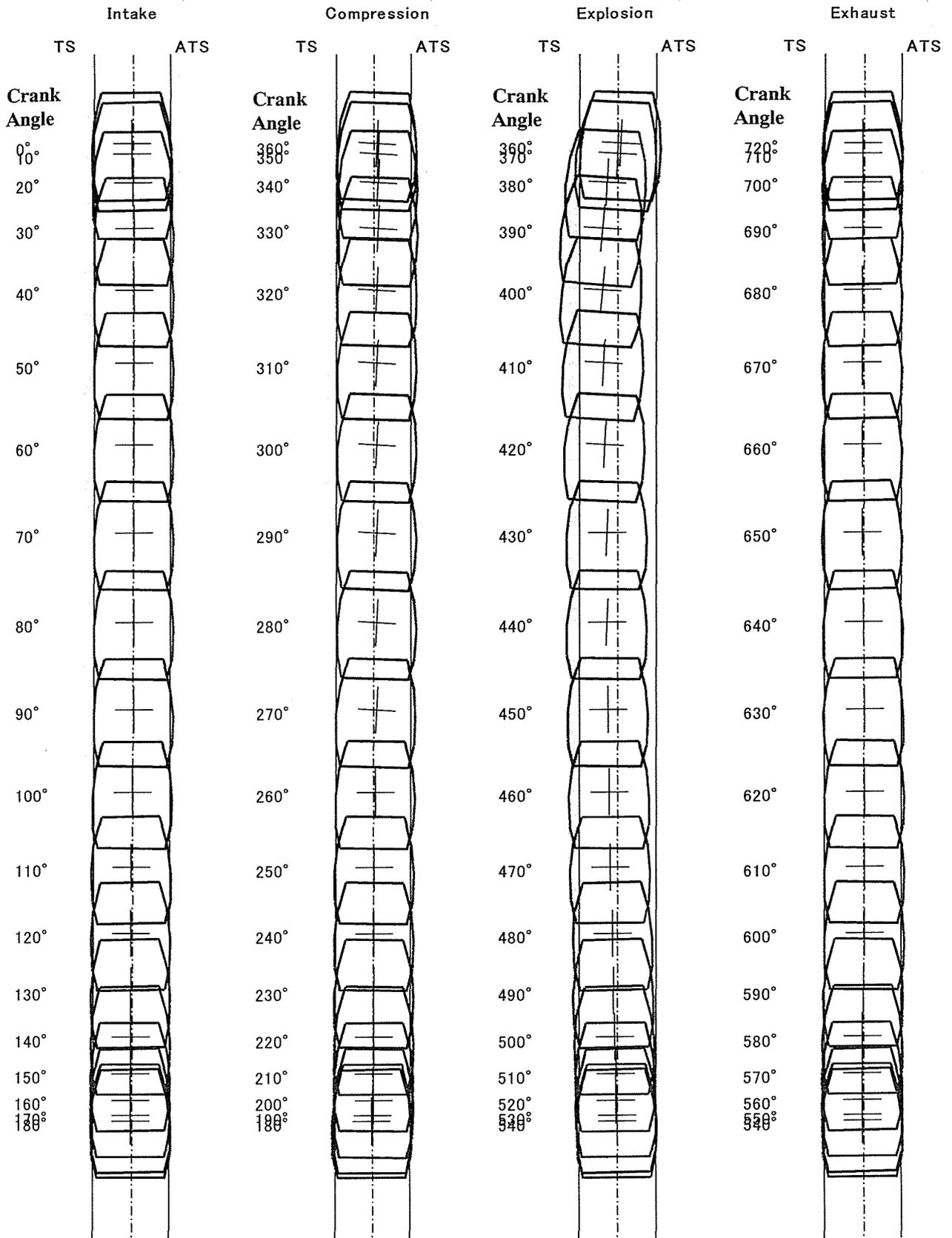


Fig. 8.5 Piston Movement (Calculated; 1000rpm, Full Load)

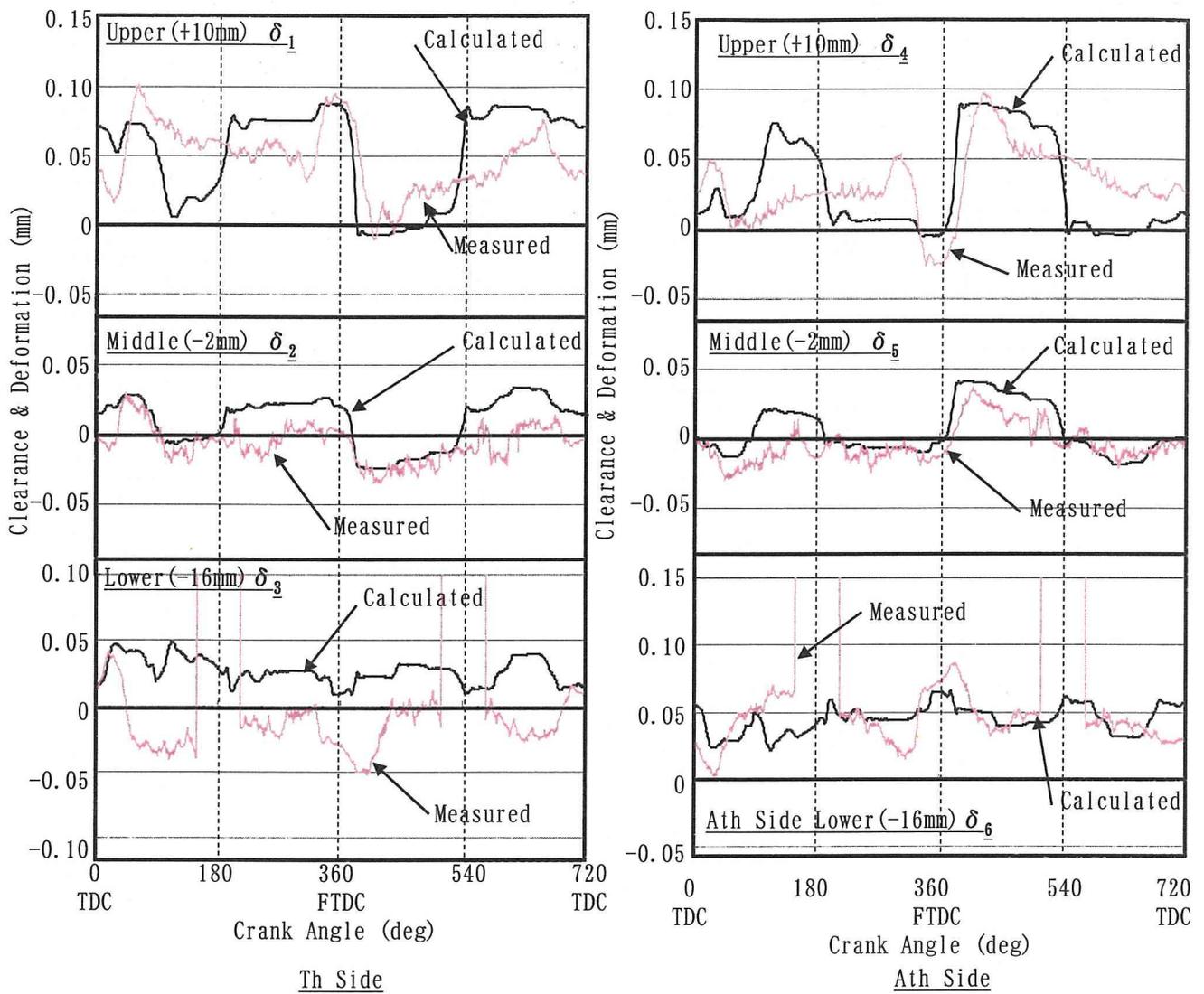
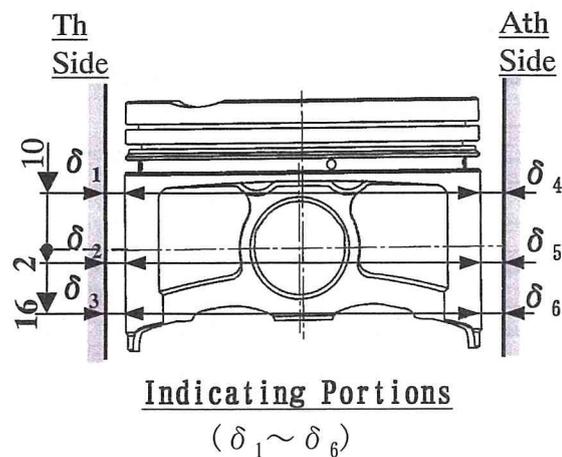


Fig. 8.6 Skirt Clearance and Deformation Change
(1000rpm, No Load)



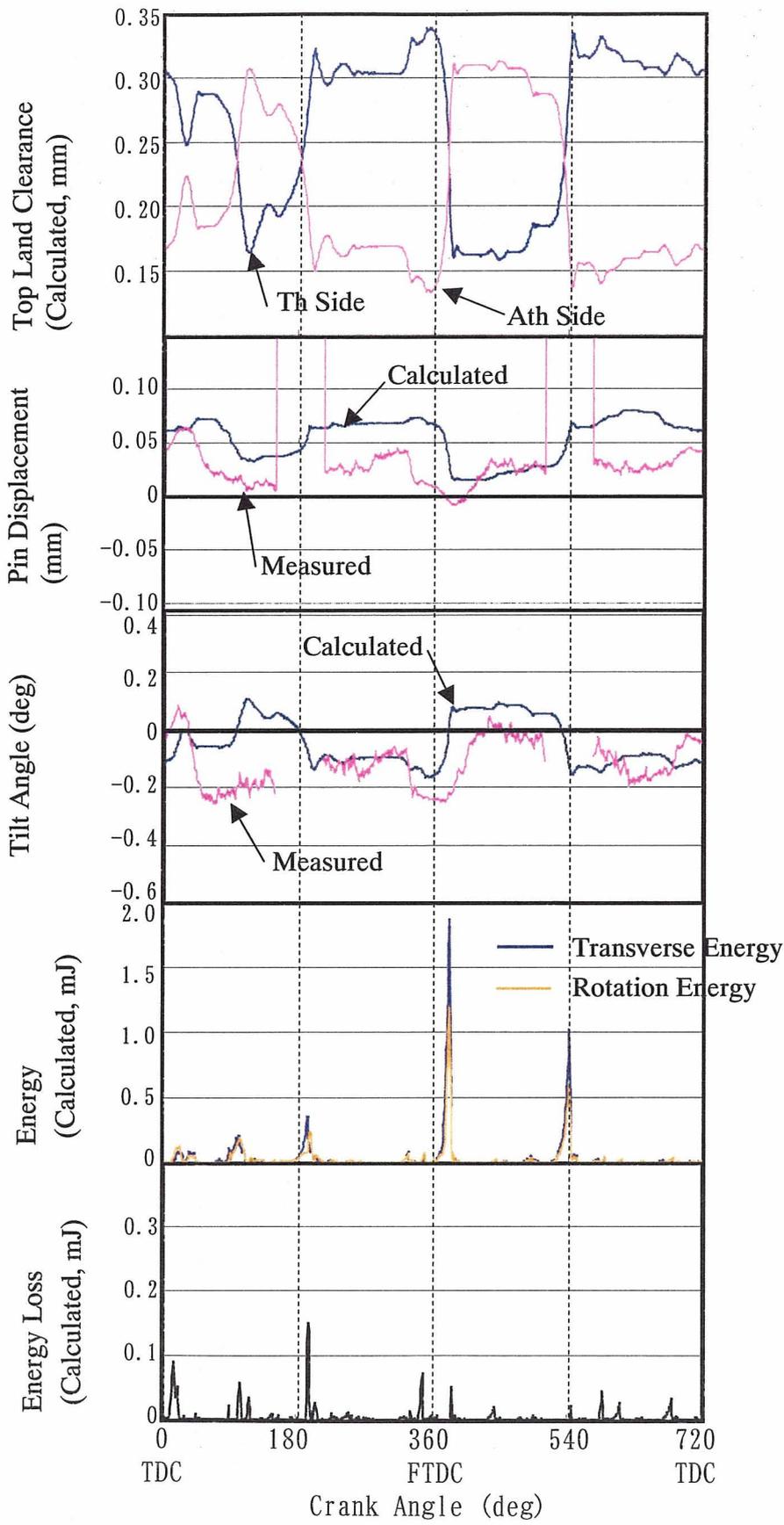


Fig. 8.7 Top Land Clearance, Piston Pin Displacement, Tilt Angle, Secondary Movement Energy, and Energy Loss (1000rpm, No Load)

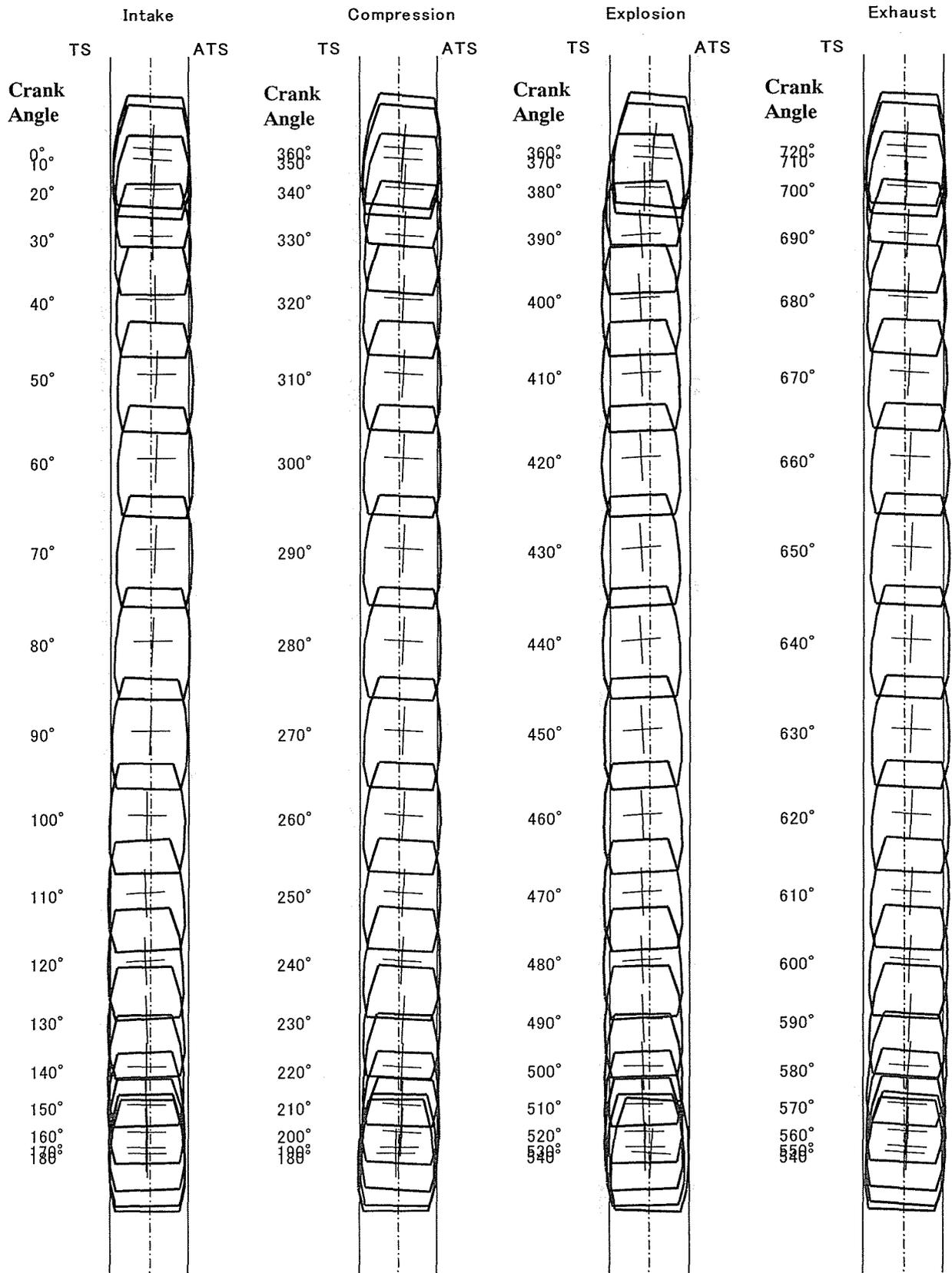


Fig. 8.8 Piston Movement (Calculated; 1000rpm, No Load)

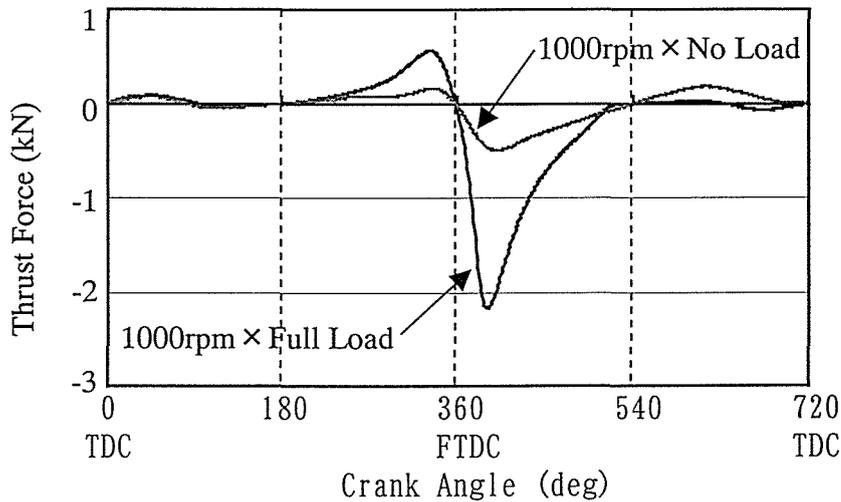


Fig. 8.9 Thrust Force (1000rpm×Full Load, 1000rpm×No Load)

ことが分かる。

FTDC前後のピストンの姿勢変換時、クランク角(θ)に対するスカートとシリンダ間のクリアランス変化割合($dc/d\theta$)、ピストンピンの変位割合($dx_p/d\theta$)、ピストンの傾き角の変化割合($d\beta/d\theta$)共に実験結果と解析結果は良く一致している。本解析プログラムはスカートとシリンダ間の油膜の影響については考慮しておらず、これよりこの時の姿勢変換においては大きなスラスト力により、スカートとシリンダ間は境界潤滑状態となり、油膜の効果は殆ど無くなっていることが推測できる。

以上の挙動実測及び解析結果は、Fig.8.1のスカート動歪み発生時期と良く一致している。すなわちFTDC前後のピストン姿勢変換前においては、Ath側スカート部がシリンダと接触しているため、Ath側スカート部での歪み発生が大きく、Th側スカート部での歪み発生量は小さい。逆に姿勢変換後においては、Th側スカート部がシリンダと強く当たり、Ath側スカート部はシリンダと完全に離れているため、Th側スカート部歪みが大きく、Ath側スカート部歪みが殆ど無いことが分かる。

ピン穴上10mmスカート上部の最大クリアランス又は最大変形量の絶対値が合わなかった原因調査として、Th側スカート上部のクリアランスの計算結果と実測結果の散布図をFig.8.10に示す。これより、大きく分けて3本の直線で表すことができる。本研究における接触面圧の計算は式(5.79)に示すように、剛性マトリクス G_{ij} を用いてスカート変形量との間で線形計算を実施しているが、実測結果と計算結果が1本の

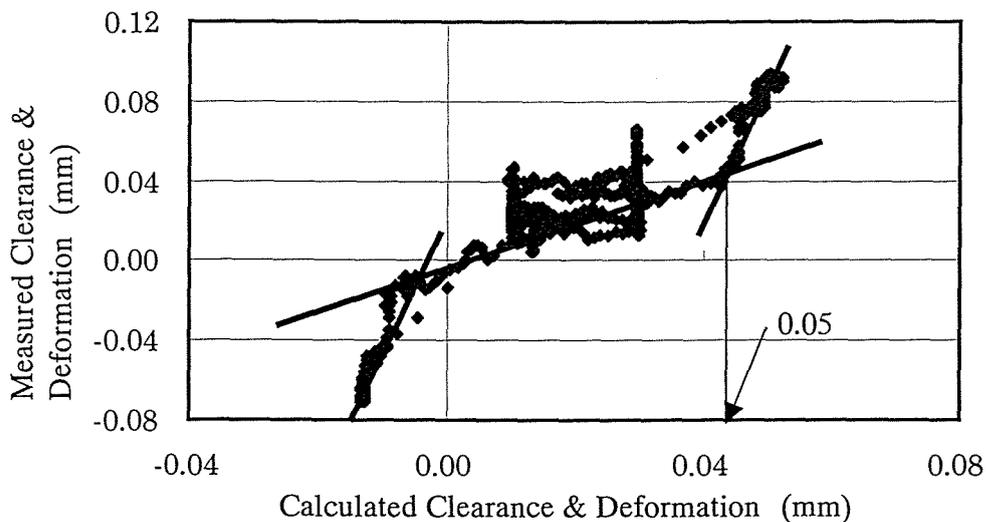


Fig.8.10 Relationship between Calculated and Measured Clearance and Deformation

直線で表すことができないのは、ピストンの変形の非線形性によるものと考えられる。なおこの原因については、後述の3次元スカート当たり分布(本章第4節)においても考察する。しかしながら、この点を除き、本プログラムでスラップ時期、スラップの強さ等予測できるので、後述の各種パラメータスタディにて考察する。

次に1000rpm×No Loadでの挙動解析結果について考察する。Fig.8.9に示すように、本条件ではピストンに作用するスラスト力が非常に小さいため、FTDC前後のピストンの挙動は1000rpm×Full Loadの場合より激しくない。また特にFTDC前後における姿勢変換時のクランク角(θ)に対するクリアランス変化割合($dc/d\theta$)、ピン変位変化割合($dx_p/d\theta$)、ピストンの傾き変化割合($d\beta/d\theta$)は解析結果に比較して実測結果の方が小さく、これにより姿勢変換完了時期も実測結果の方が遅れている。これは、スカート部とシリンダ間の油膜による楔効果と推測され、スラスト力が小さい時のスラップ解析においては油膜の効果を十分考慮する必要があるものと考えられる。

2次運動エネルギーの最大値はFull Loadの場合と同様、FTDC前後の姿勢変換時に最大となるが、スラップの大きさの指標である損失エネルギーはこの時期が最大となるとは限らない。これはクランク角(θ)に対する姿勢変換の割合($dx_p/d\theta$, $d\beta/d\theta$)がFull Loadの場合に比較して小さく、2次運動エネルギーが徐々に吸収されたものと考えられる。

サイクル中の損失エネルギーは吸入下死点(クランク角: 180°)付近で最大となる。

これより、スラップの大きさに及ぼす下死点付近のスカート下部のシリンダからののはみ出しの影響について十分注意する必要があることが分かる。下死点付近のスカート下部のシリンダからののはみ出しの影響については、後述にて考察する。

Fig.8.4, Fig.8.7より、No LoadではFull Loadの場合に比較してピストン挙動に及ぼすスラスト力の影響が小さいのにも関わらず、サイクル中の最大2次運動エネルギーはNo Loadの場合の方が大きい。これはFig.6.1, Fig.6.2に示すようにNo Loadでのクリアランス分布はFull Loadでのクリアランス分布より大きく、これにより2次運動エネルギーに及ぼすピストン重心速度(\dot{x}_G)、ピストンの傾き角速度($\dot{\beta}$)が大きくなったものとする。これを検証するため、Fig.8.11, Fig.8.12に1000rpm×No Loadと1000rpm×Full Loadでスカートとシリンダ間のクリアランス分布を1000rpm×Full Loadの条件で計算した場合の2次運動エネルギー(E_2)及び損失エネルギー(ΔE_2)の比較を示す。これより、Full Loadの時よりもNo Loadの時の方が2次運動エネルギー及び損失エネルギーが遙かに小さい。以上より、スラップの強さに及ぼすスカートとシリンダ間のクリアランスの影響についての上記仮説は証明された。

本節最後にピストンピンの変位とスラスト力の関係をFig.8.13, Fig.8.14に示す。これより、ピン変位とスラスト力の間には非常に良い相関があり、ピン変位はスラスト力によって殆ど決定されることが分かる。この理由については、以降のパラメータスタディ総論にて考察する。

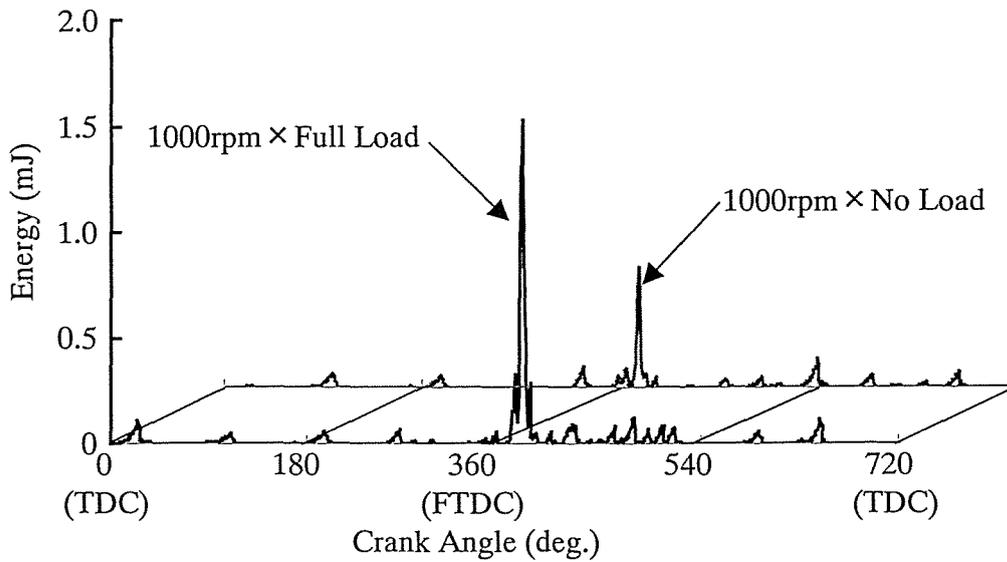


Fig 8.11 Piston Secondary Movement Energy under the same Piston and Cylinder Clearance Distribution

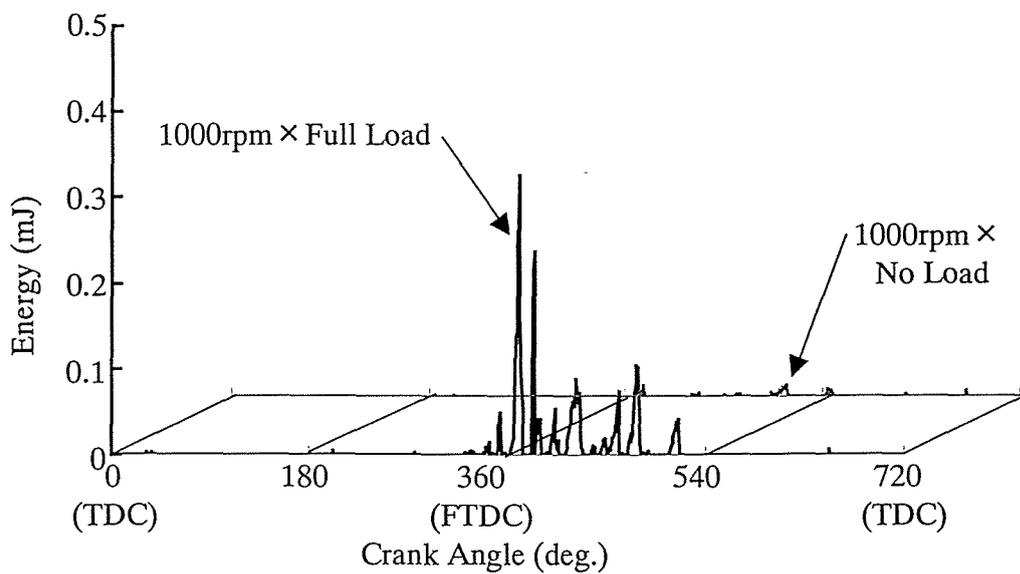


Fig 8.12 Piston Secondary Movement Energy Loss under the same Piston and Cylinder Clearance Distribution

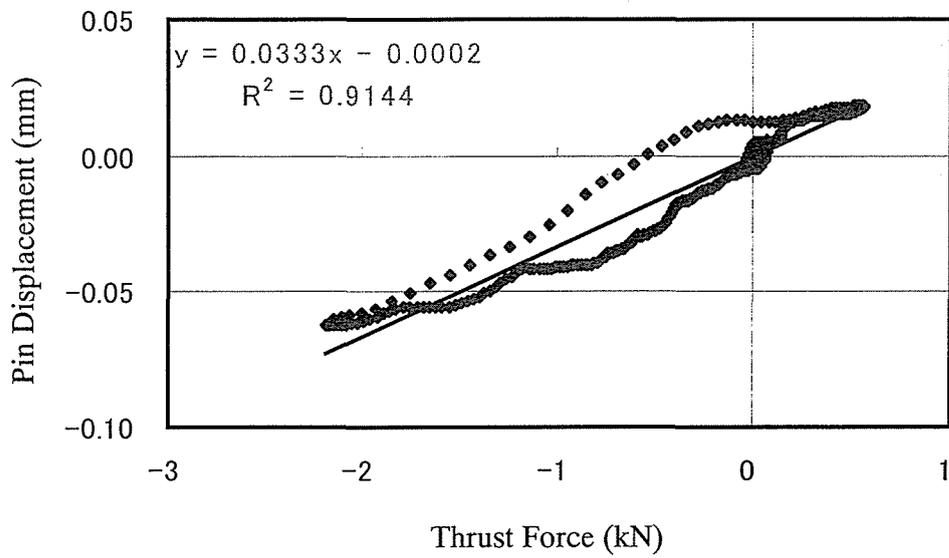


Fig 8.13 Relationship between Thrust Force and Pin Displacement (1000rpm × Full Load)

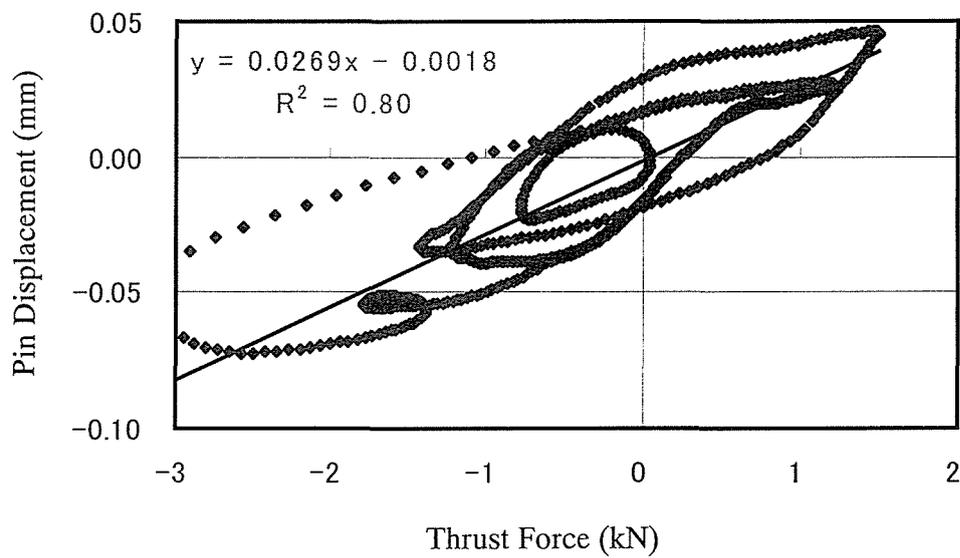


Fig 8.14 Relationship between Thrust Force and Pin Displacement (5000rpm × Full Load)

4. スカート3次元予測変形量, 面圧解析結果

4. 1 実機でのスカート当たり分布

第4章の実験的方法及び第5章の理論的方法によって求めたスカート面圧分布を検証するため, 実機でのスカート当たり分布と比較する. Fig.8.15, Fig.8.16に実機耐久後のスカート部の当たり状況を示す. これより強く当たっている部分はスカート肩部,

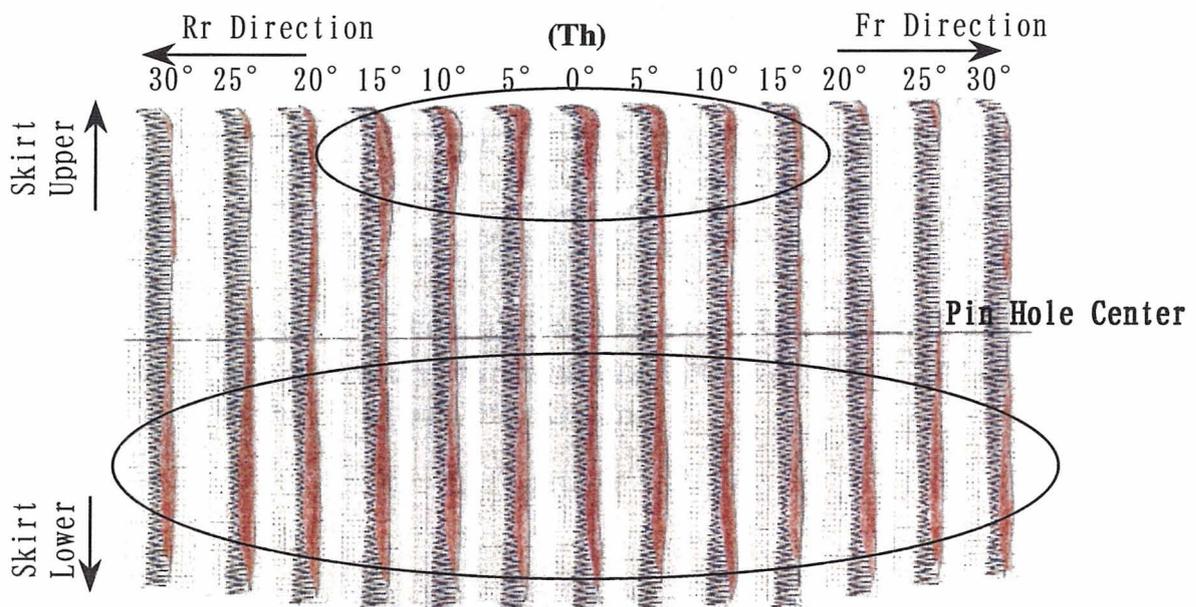


Fig. 8.15 Skirt Streak Wear after Engine Test (Th Side)

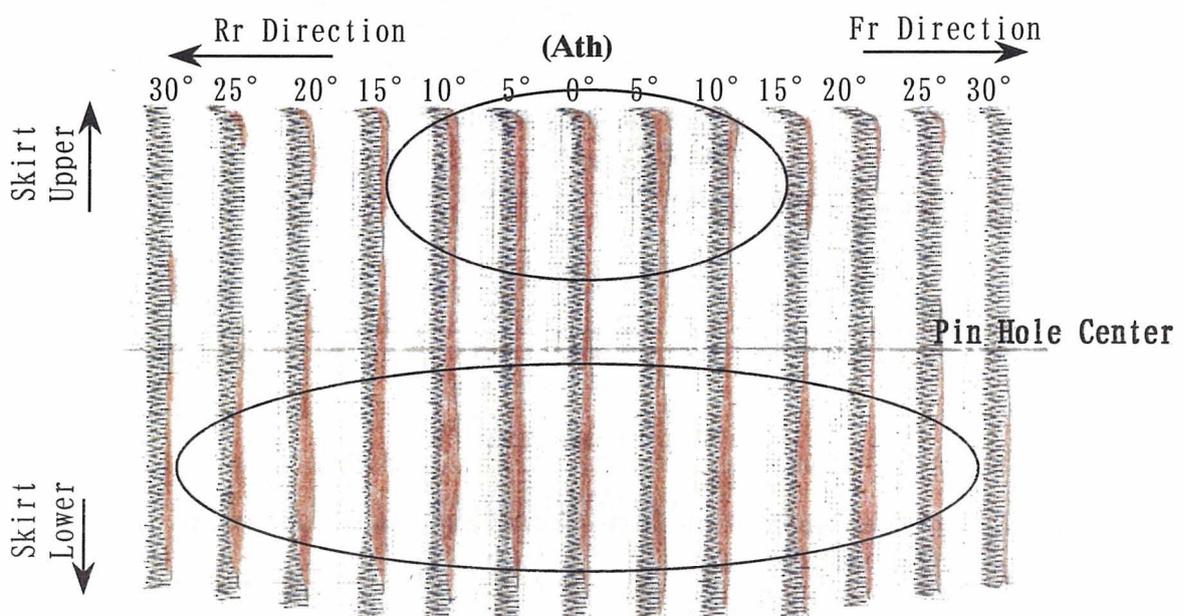


Fig. 8.16 Skirt Streak Wear after Engine Test (Ath Side)

スカート下部で、ピン穴高さ付近は条痕摩耗量が小さく、当たり抜けしていることが分かる。またスカート肩部での強い当りはTh-Ath方向から $\pm 15^\circ$ 付近に集中しているのに対し、スカート下部での強い当りは $\pm 30^\circ$ にわたっていることが確認できる。また、スカート当たり範囲はAth側よりもTh側の方が角度が広い。このことは、ピストンの2次運動によってTh側とAth側のスカート当たりに差が出たものと考えられる。

4. 2 面圧, 変形量分布の実験的及び理論的解析結果の検証

Fig. 8.18, Fig. 8.19に1000rpm×Full LoadにおけるそれぞれAth, Th方向最大スラスト力発生時(クランク角 340° , 390°)における面圧分布, 変形量分布の実験解析結果, シミュレーションによる理論解析結果を, Fig. 8.17にその面圧, 変形量分布の表示範囲を示す。実験解析結果はFig. 3.2, 式(4.14)により, 動歪みからの解析結果とギャップ測定からの解析結果の2つの方法による結果を示す。

最初に変形量分布について考察する。上記2種類の実験的解析によって得られた分布形状はクランク角 340° , 390° の場合両方とも良く一致していることが分かる。またスラップ解析により計算した最大変形量はTable 8.2に示すように, ギャップ直接測定による最大変形量との差は $10\mu\text{m}$ 程度であり, 良く合っていることが分かる。し

Table 8.2 Max. Skirt Deformation

Crank Angle	Strain Method	Gap Method	Slap Analysis
340°	$-39.2\mu\text{m}$	$-37.4\mu\text{m}$	$-29.3\mu\text{m}$
390°	$-63.0\mu\text{m}$	$-98.8\mu\text{m}$	$-94.0\mu\text{m}$

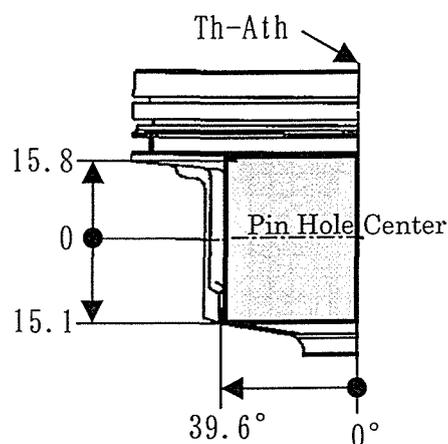


Fig.8.17 Indicating Area

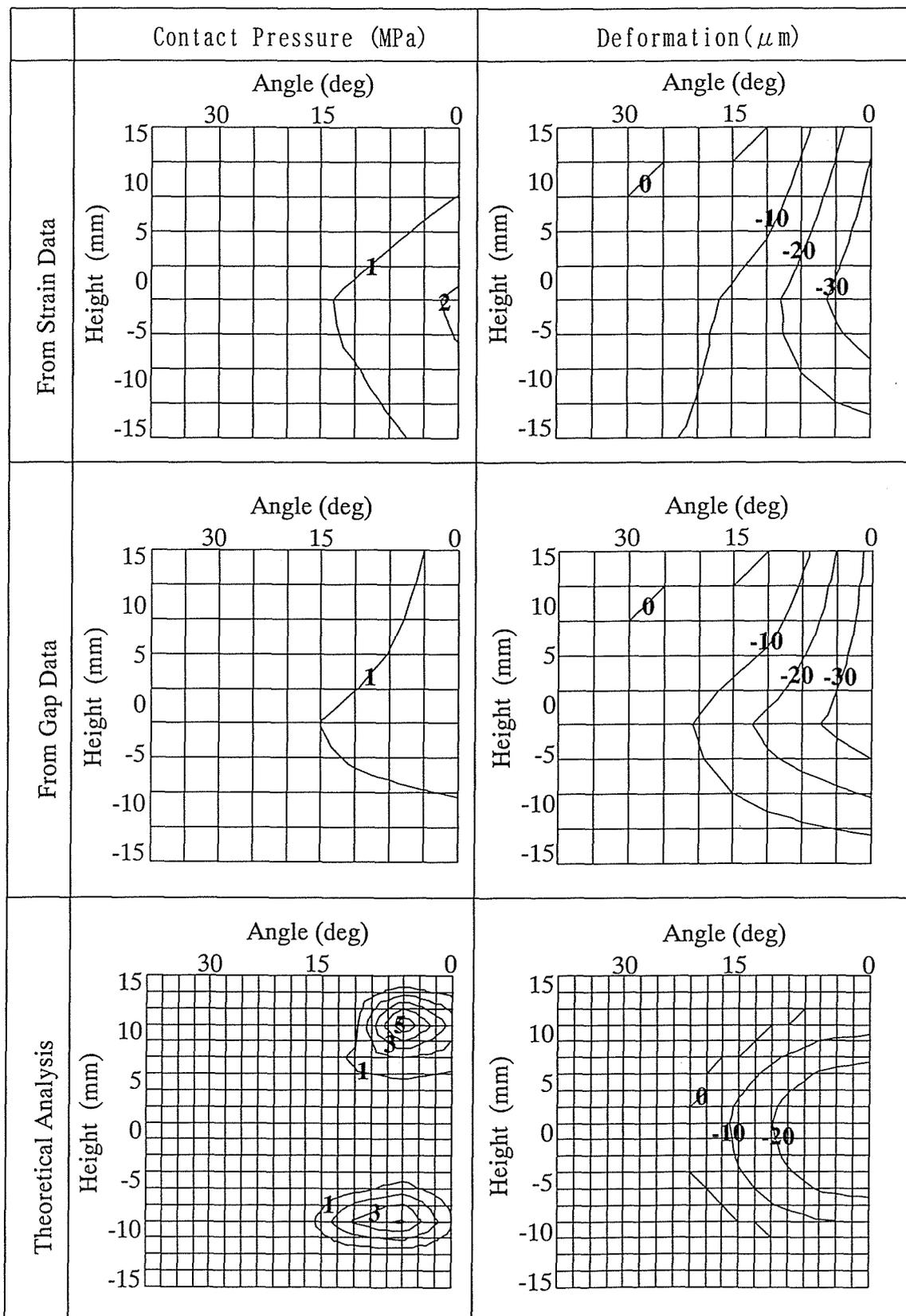


Fig. 8.18 Contact Pressure and Deformation Distribution
 (1000rpm×Full Load ; Crank Angle:340° ; Ath Side)

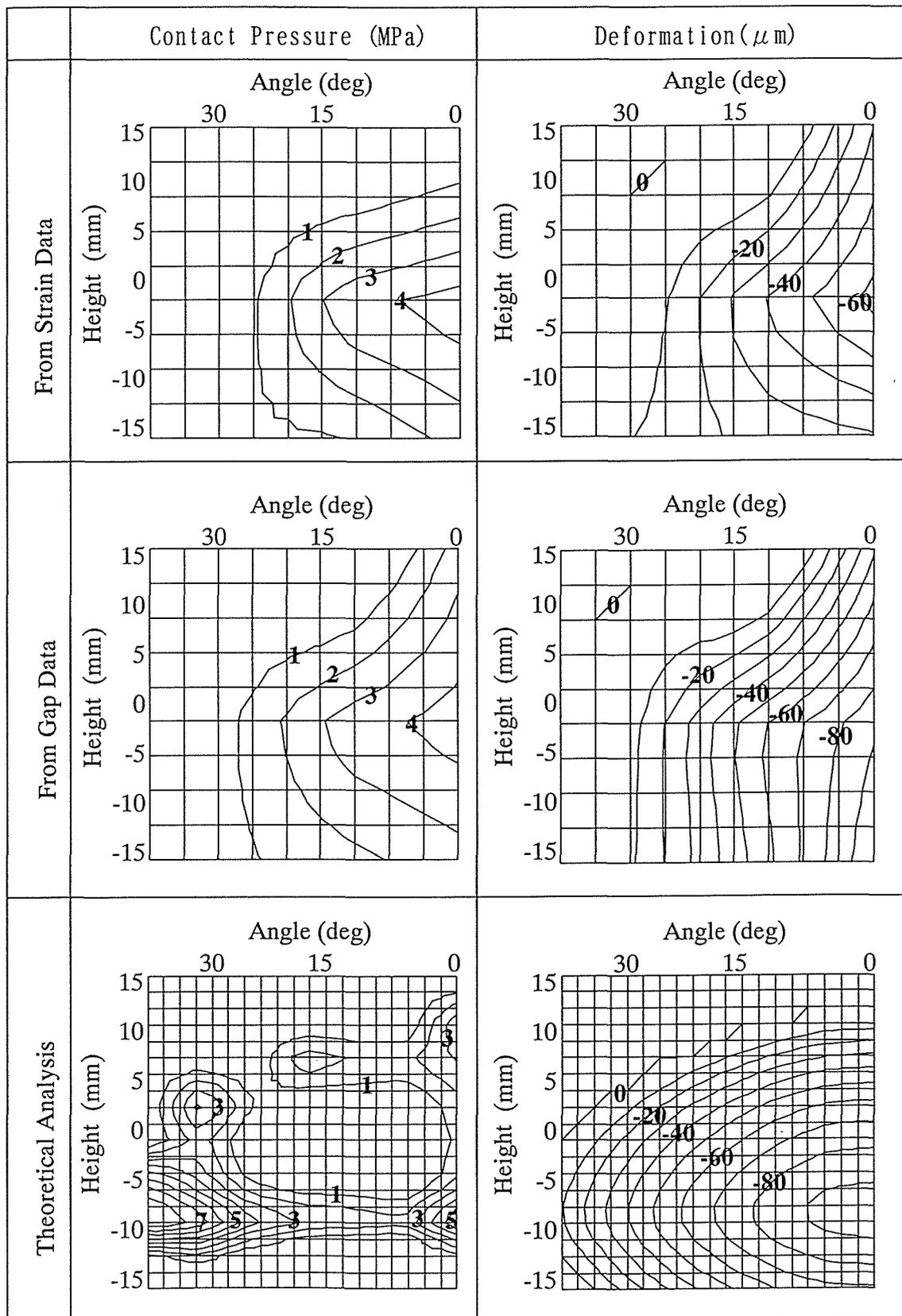


Fig.8.19 Contact Pressure and Deformation Distribution
 (1000rpm×Full Load ; Crank Angle:390° ; Th Side)

かしながら、歪みゲージ法はクランク角 340° での最大変形量はギャップ解析結果と良く合っているが、 390° の変形量が多い時はギャップ解析結果との差が大きくなっている。この理由はスカート変形とスカート内側発生歪みの非線形性によるものと考えられる。しかしながら本研究での実験解析は歪みが小さいと仮定して式(4.13)により変形量を線形解析したものである。したがって、歪み、変形量が大きくなるにつれて、両者間の非線形性について考慮していく必要があると考える。

次に理論解析より得られた変形量の分布形状について考察する。本章第1節で述べたように、本理論解析によるピストン挙動は実験結果と極めて良く一致することより、対応する3次元変形量分布についても理論解析結果と実験結果の間には良い一致が見られるはずである。しかしながら、Fig. 8.18, Fig. 8.19に示すように、最大変形量位置(クランク角 340° 時の最大変形量位置はAth軸上ピン穴下2mm付近、クランク角 390° 時の最大変形量位置はTh軸上ピン穴下10mm~16mm)は両者間に比較的良く一致しているが、理論解析では変形が無いTh及びAth軸上ピン穴上12~15mmの位置においても実験結果では変形が確認できる。この原因は一般にスカート一部分に印加した力はスカートの全ての部位に変形を及ぼすのに対し、本研究の理論解析ではFig. 5.7に示すように、スカートの変形はスカートとシリンダ間の幾何学的な形状の接触で決定し、それぞれの点はお互いに影響しないと仮定しているためである。

以上の考察より、本章第3節のFig. 8.3, Fig. 8.10で示したスカート上部ピン穴上10mmの位置での最大クリアランス、最大変形量の実験結果と解析結果が相違している原因についても説明することができる。すなわち、ギャップ測定点ピン穴上10mmの位置でのクリアランス及び変形量は下記の2種類の影響による変形を含む。

- ①測定位置でのシリンダとの接触による直接変形。
- ②他の部位、特にピン穴した10mmの位置がシリンダとの接触することによって生ずる測定位置でのシリンダとの接触によらない間接的な変形。

なお、Fig. 8.3に示すピン穴下16mmのスカート下部においては“反力印加点の中心(ピン穴下約10mm)との距離が近いこと”と“スカート剛性小によるシリンダとの接触変形大”のため、実験結果と解析結果の明確な差が出なかったものとする。

以上の理論解析上の問題点を解決するためには、Fig. 5.13におけるフローチャートにおいて、スカート各点がシリンダから受ける面圧とスカートコンプライアンスマトリクス(C_{ij} , スカート剛性マトリクスの逆マトリクス)によりスカート変形量を計算し、スカート形状を動的に修正しながら面圧を計算する必要があると考える。

次に面圧分布について考察する。Fig. 8.16, Fig. 8.17で示す実機での条痕摩耗量は面圧分布に比例するものと考えられる。すなわち、スカート上部 $\pm 15^\circ$ 範囲、スカート下部 $\pm 30^\circ$ 範囲における大きな条痕摩耗及びピン穴中心付近の当たり抜けの状況を最も良く再現しているのは、Fig. 8.18, Fig. 8.19において理論解析で求めた面圧分布である。この理由は、Fig. 4.6, Fig. 6.9に示すように、FEM解析による剛性マトリクス(G_{ij})の計算点が実験的手法での弾性マトリクス(E_{ij})、剛性マトリクス(G_{ij})の計算点より遙かに多く、より実働時に近い面圧を再現できたものとする。実験的手法による面圧予測向上のためには、測定点を増やせば良いが、Fig. 4.3, Fig. 4.4に示すように本単体評価装置ではこれ以上点を増やすことはできない。以上より、実働時の面圧解析はFEM解析による剛性マトリクス計算と本研究で開発した理論解析の組み合わせが最も良いものとする。

なお、理論解析よりも実験的手法による最大面圧が小さいのは、ピストンに作用するスラスト力(F_T)が両者の場合共一定になるように、実験的手法では式(4.10)の k_p 、理論解析では式(5.79)の k_0 により修正しており、且つ面圧についてはスカート分割微小部分内では一定として平均化しているため、これにより評価点の荒い実験的手法の場合は最大発生面圧が小さくなる。

以上、各種面圧、変形量解析手法の長所、短所をまとめるとTable 8.3となる。今後更に実機での変形量、面圧の予測精度向上を図るため、変形量分布形状の改善に取り組んでいく。

Table 8.3 Skirt Contact Pressure & Deformation Estimating Methods

Items	Strain Gauge Method	Gap Sensor Method	This Slap Analysis
Max. Deformation	○	◎	◎
Deformation Distribution	◎	◎	○
Pressure Distribution	△	△	◎

Note ◎ : High Coincidence with Actual Engine

○ : Coincidence with Actual Engine

△ : Low Coincidence with Actual Engine

4. 3 実働時スカート部の面圧、変形量分布解析結果

Fig. 8.20~Fig. 8.27に1000rpm×Full Loadでのエンジン1サイクルに渡ってピスト

ストン挙動とその時に生ずる面圧，変形量分布をクランク角 30° 毎に示す．面圧，変形量分布の表示範囲はいずれもFig. 8.17と同一である．本章第2節で示したように， $1000\text{rpm}\times\text{Full Load}$ の条件においては，慣性力の影響が極めて小さいため，ピストンの2次運動が大きく変化するのはFTDC前後のみで，それ以外の時期においては面圧，変形量分布は殆ど変化せず，変形量はピン穴 10mm ，Th-Ath方向を中心に半径値で $10\sim 15\mu\text{m}$ 変形する．また，面圧はピン穴下 10mm ，Th-Ath方向から約 10° の位置において最大となっており，最大変形量発生位置と最大面圧発生位置が異なっていることが確認できる．これは，スカート部の剛性マトリクスの影響によるもので，スカート下部Th-Ath方向で約 $15\mu\text{m}$ 程度の変形量が生じた時，Th-Ath方向では荷重を保持できず，Th-Ath方向から約 10° の位置にて荷重を保持していることを表している．

クランク角 270° から 360° (FTDC)にかけて，Fig. 8.9に示すようにAth方向のスラスト力により，ピストンは時計回りに傾いた状態，すなわち，Ath側スカート上部～中部がシリンダ壁と接触しながら，FTDCへと上昇する．この時，Ath側ピン穴付近が最大変形量部位となるが，この部位では荷重を支えることができず，Athから 10° 方向のスカート上部と下部の面圧が大きくなり，この部位で荷重を保持していることが確認できる．なお，この時はAth側に作用するスラスト力が小さいため，ピストンはTh側シリンダ壁から完全に離脱せず，Th側ピン穴下 10mm (最大ピストン半径位置)を中心に變形し，これに伴いピン穴下 10mm ，Th方向から約 $7\sim 10^\circ$ の位置にて最大面圧が生じているのが確認できる．

FTDC (クランク角 360°)後においてはピストンはTh方向のスラスト力を大きく受けるため，Ath側シリンダから完全に離脱する．クランク角 390° においては変形量はTh方向ピン穴下約 10mm の位置にて $90\mu\text{m}$ 以上に達する．またこの時の面圧分布は変形量分布に比例して発生するのでは無く，特にピン穴上 10mm ，ピン穴下 10mm ，Th方向からの角度 30° ， 0° 方向にて大きな面圧(6MPa 以上)が発生していることが確認できる．逆に，ピン穴中心からの高さ $5\sim -5$ ，Th方向からの角度 $5^\circ\sim 25^\circ$ の範囲では面圧は非常に小さく，当たり抜けしていることが分かる．今後スカート剛性分布を変更して面圧を均一にすることによってピストン軽量化及びスカートフリクションの低減を図ることができるものと考えられる．

FTDC後の最大変形量発生後，ピストンが下死点(クランク角 540°)に向かうにつれて，ピストンに作用する側圧力及び回転モーメントは殆ど無くなり，排気行程は吸入行程と同様の変形量，面圧分布となる．

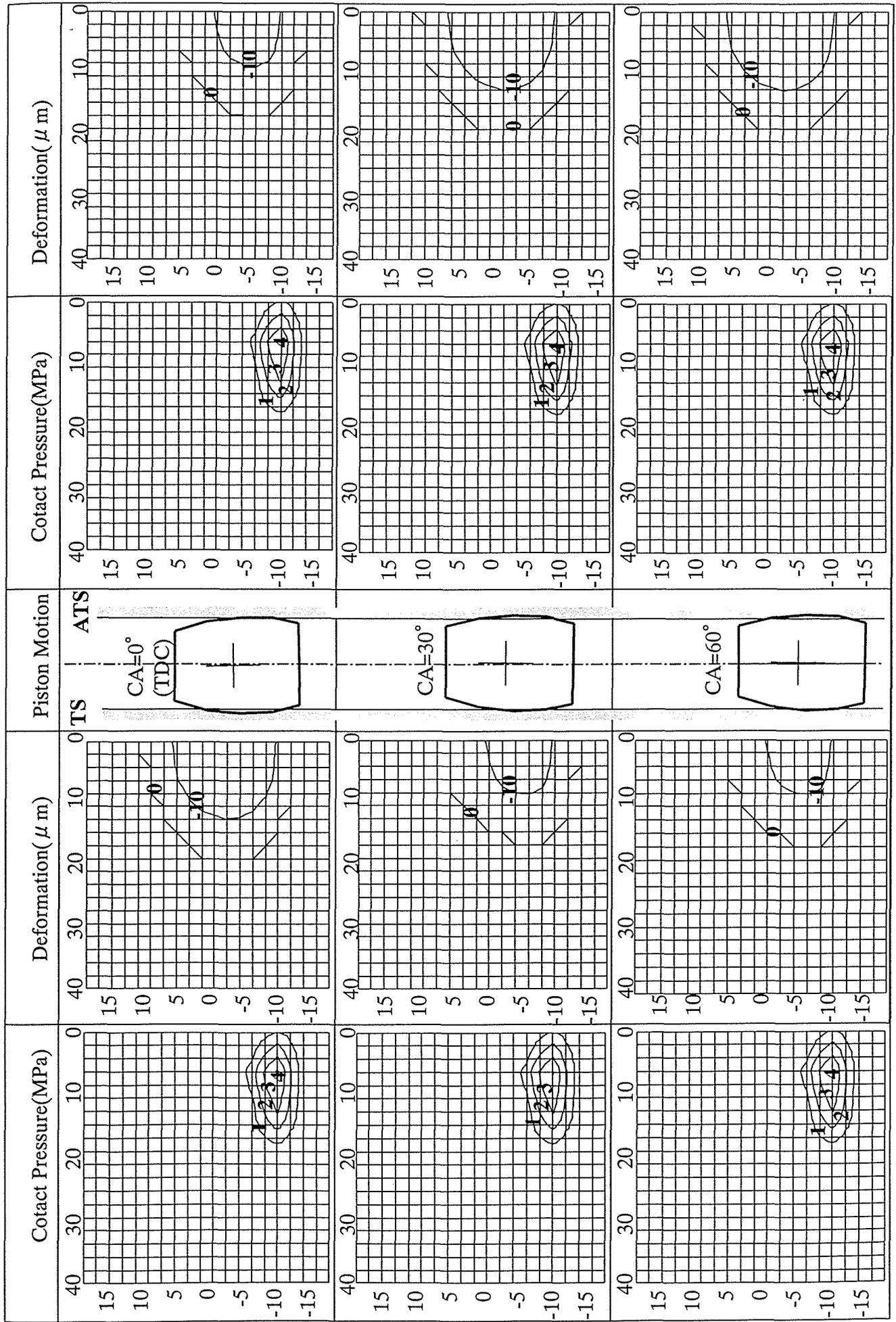


Fig. 8.20 Piston Movement, Skirt Contact Pressure, Deformation($0^\circ - 60^\circ$, 1000rpm \times Full Load)

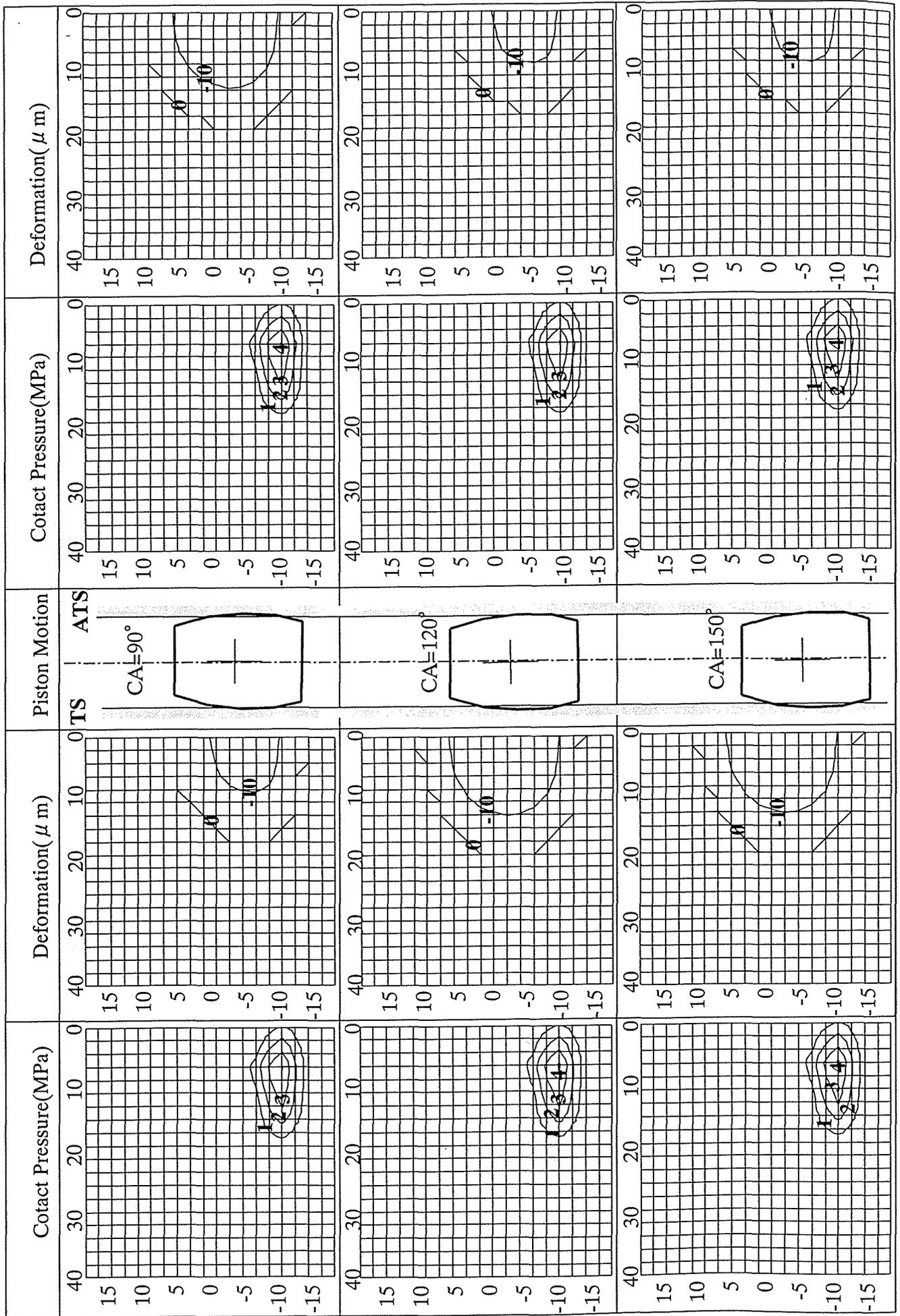


Fig. 8.21 Piston Movement, Skirt Contact Pressure, Deformation($90^\circ - 150^\circ$, 1000rpm \times Full Load)

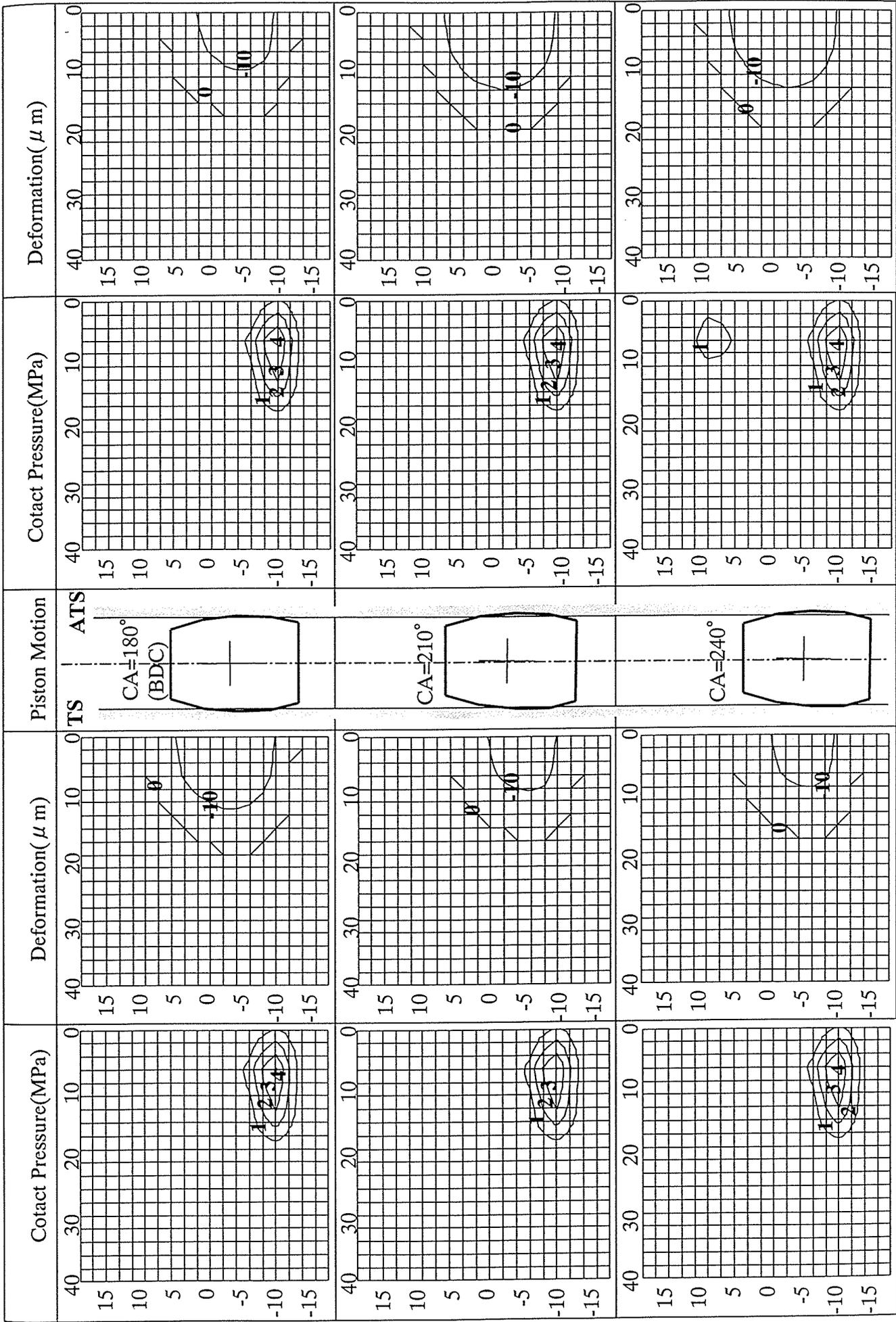


Fig. 8.22 Piston Movement, Skirt Contact Pressure, Deformation (180° - 240°, 1000rpm × Full Load)

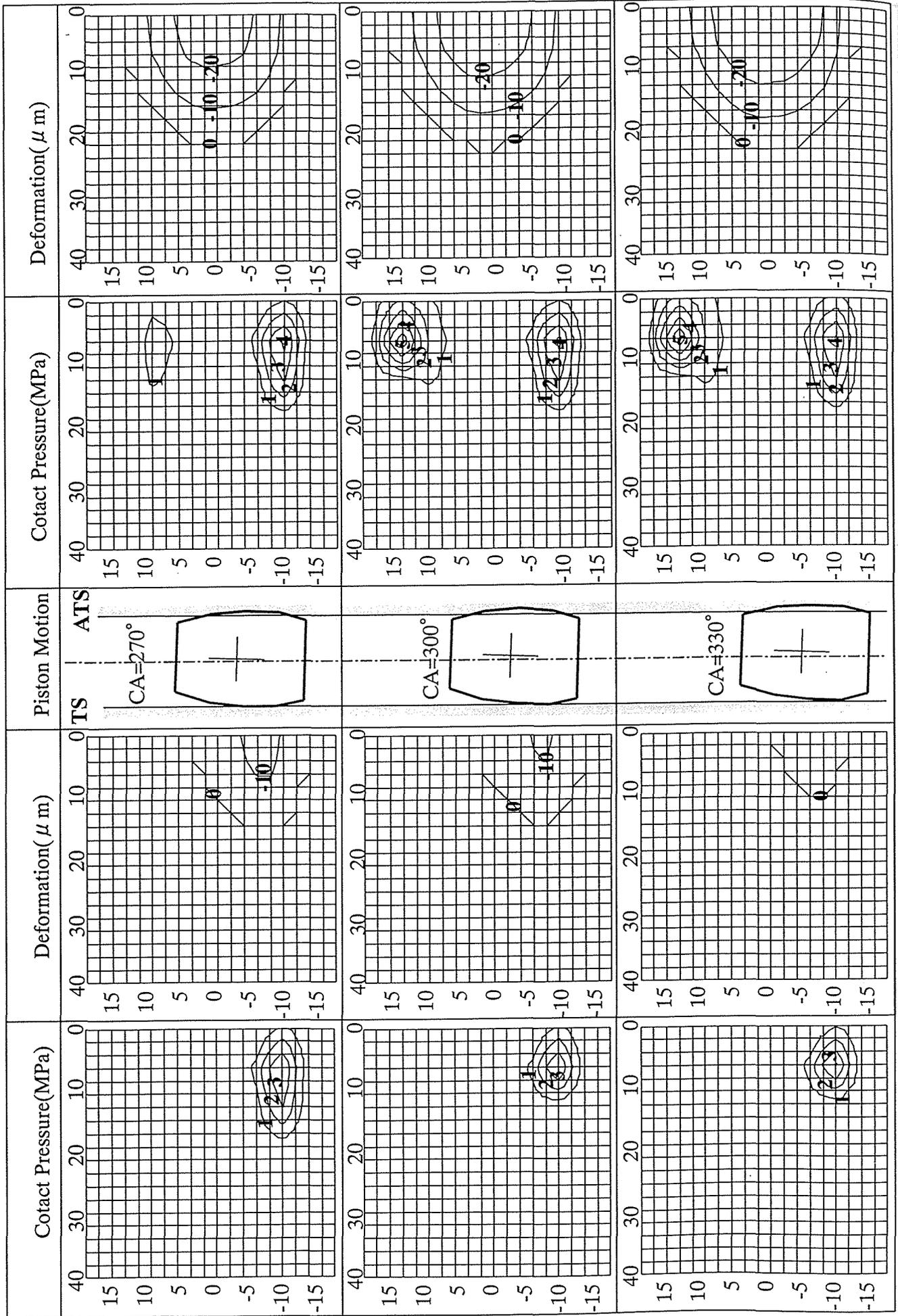


Fig. 8.23 Piston Movement, Skirt Contact Pressure, Deformation($270^{\circ} - 330^{\circ}$, 1000rpm \times Full Load)

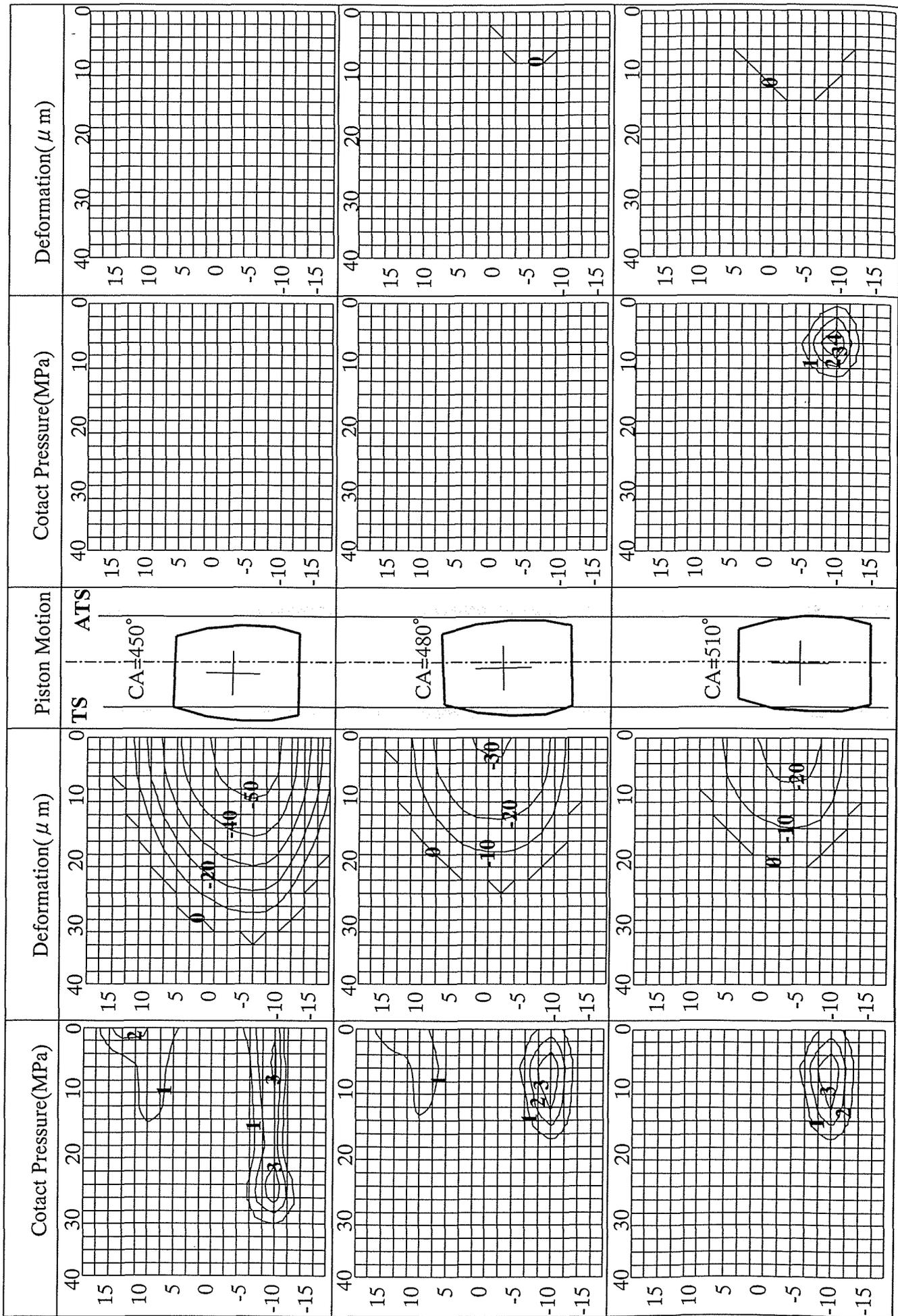


Fig. 8.25 Piston Movement, Skirt Contact Pressure, Deformation (450° - 510° , 1000rpm X Full Load)

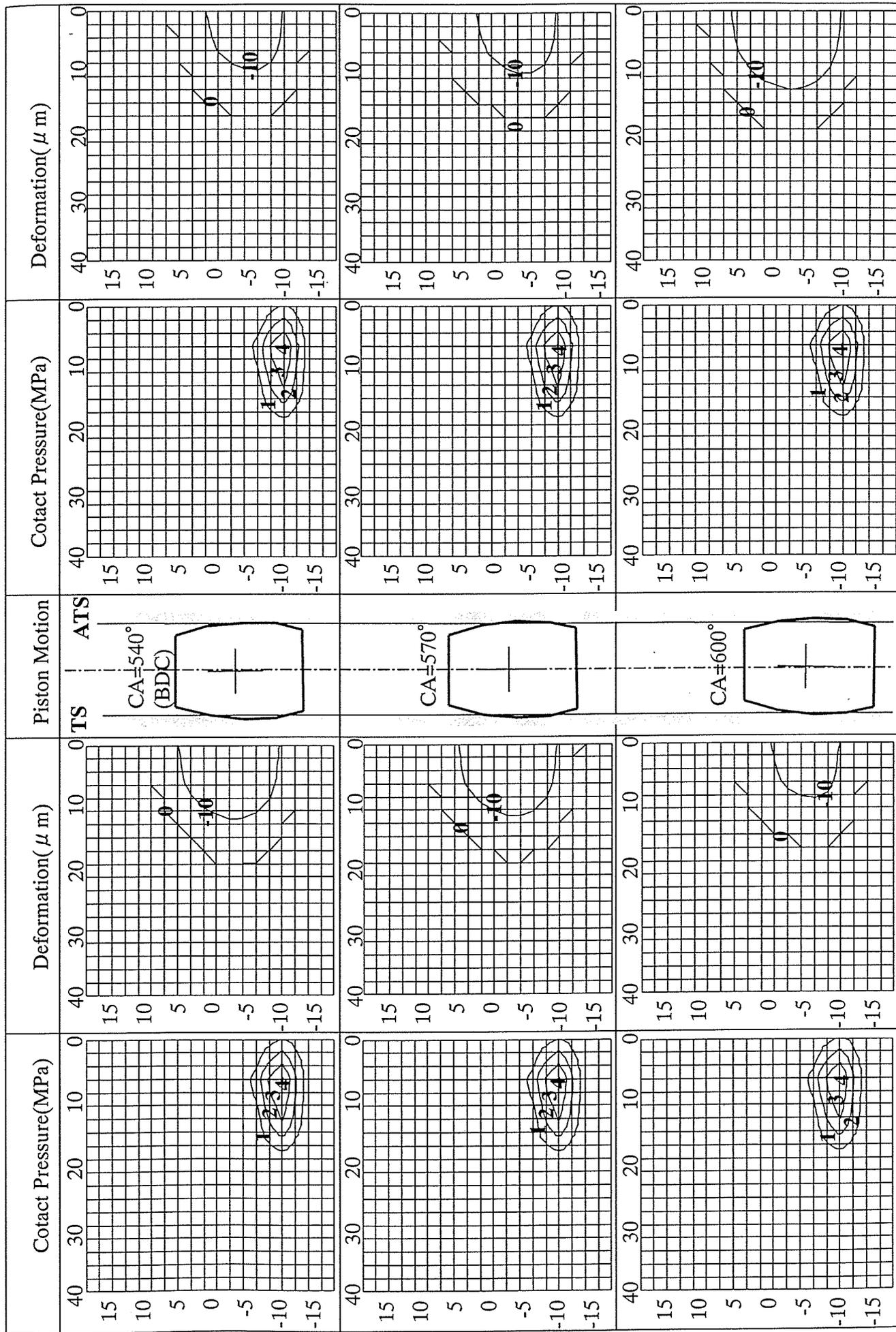


Fig. 8.26 Piston Movement, Skirt Contact Pressure, Deformation(540° - 600° , 1000rpm X Full Load)

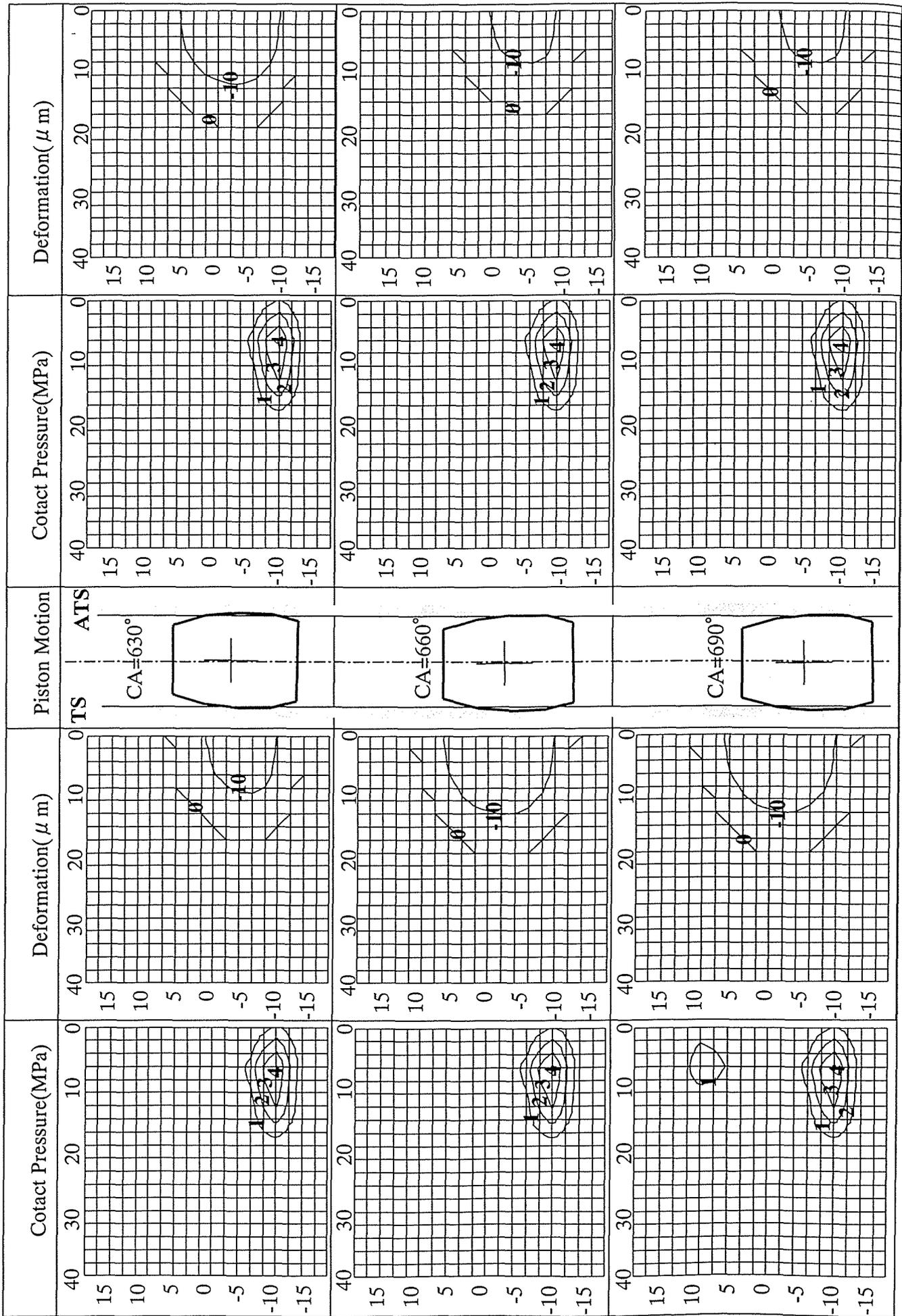


Fig. 8.27 Piston Movement, Skirt Contact Pressure, Deformation(630° - 690° , 1000rpm×Full Load)

5. 実機でのスカート当たり予測

本節ではFig. 8. 15, Fig. 8. 16の実機でのスカート当たり(条痕摩耗量)に及ぼす要因についてさらに詳細に調査し、実機でのスカート当たり予測を定量的に実施する。

5. 1 ピストン挙動解析条件及び解析結果

ピストン挙動解析条件は実機試験条件に近い5000rpm×Full Loadとした。この時の解析に用いたスカート温度分布、シリンダボア温度とピストン温度より概算した半径クリアランス分布をFig. 6. 2, シリンダ内圧力はFig. 6. 7に示す。スカート温度は上部で185℃以上、下部で約160℃となり、これにより半径クリアランス分布はTh-Ath方向、ピン穴下5mmの位置で60 μ m以上シリンダと干渉している状態で解析した。

Fig. 8. 28に、Th-Ath方向ピストン挙動解析結果を示す。スカート温度が高いため、ピン穴上10mmでのスカート上部、ピン穴下2mmでのスカート中部においては、常にピストンとシリンダ間は拘束されているため、特にスカート上部では殆ど拘束量の変化が無い。逆にピン穴下16mmでのスカート下部においては、スカート剛性が上部、中部に比較して小さいため、吸入行程、FTDC後の膨張行程でクリアランスと変形量の波形が大きく変動していることが確認できる。

5000rpmと高回転であるため、スラスト力に及ぼす慣性力の影響が大きく、スラスト力が最も大きくなるのはFTDC前後とは限らない。スラスト力が最も大きくなる時期は、Th方向ではクランク角405°、Ath方向ではクランク角60°であった。

5. 2 当たり評価方法の検討

実機での当たり評価を重回帰分析により検討した。それぞれの変数をTable 8. 4に示す。Fig. 8. 29にそれぞれTh, Ath側の条痕摩耗割合、軸受及びピストンリング等での摩耗、スカッフの指標として用いられているPV値(P：面圧；V：滑り速度)の1サイクルの総和(Σ PV)、最大スラスト力発生時期の面圧を示す。なお、重回帰分析は解析ソフトの都合上、Fig. 8. 29の周方向8分割、高さ方向12分割でそれぞれTh側、Ath側で計192点で解析を実施した。

5. 3 重回帰分析

Table 8. 5に、重回帰分析による分散分析結果、Fig. 8. 29に目的変数である条痕摩

耗割合の実測値と予測値の関係、Fig. 8. 30に目的変数の予測値と条痕摩耗割合の実測値から予測値を引いた残差の関係を示す。なお、 X_1 (ΣPV)と X_2 (P :最大スラスト力発生時のスカート面圧)は、尖り度の修正のため、対数を用いて変数変換している。これより、以下のことが分かる。

- (1)分散分析表で多重共線性の尺度であるVIF値が1付近と小さく、各独立変数間には多重共線性は無い。また、Fig. 8. 29, Fig. 8. 30にて特に外れ値が無く、本解析は有効であると考えられる。
- (2)条痕摩耗割合の指標として ΣPV と接触面圧(いずれもTable 8. 4参照)の両方検討したが、Table 8. 5に示すように接触面圧(P)のF値(分散比)の方が大きく、摩耗に及ぼす影響が大きいことが分かる。これより、スカート部とシリンダ間には常に流体潤滑状態では無く、スカート面圧が特に大きい時、潤滑状態が境界潤滑へと遷移し、スカート部とシリンダ間の摩擦係数が大きくなって条痕が急激に摩耗するものと推定する。
- (3)条痕摩耗割合に及ぼすピン穴中心からの高さ(X_3 , Height), Th-Ath方向からの角度(X_4 , Angle)の影響は大きい。両者共に偏回帰係数は負の符号である。Fig. 6. 2に示すように、 X_3 , X_4 が大きくなるにつれてスカートとシリンダ間のクリアランスが増加しており、このクリアランスが大きくなることによって、潤滑状態が改善され、摩耗量が減少するものと推定する。
- (4)取り込まれなかった変数は X_5 (Th, Ath)である。すなわち、本ピストンの実機耐久試験ではスカート条痕摩耗に及ぼすTh, Ath方向の影響は無いことを示す。
- (5)本研究での重回帰結果は寄与率 $R^2=0.44$ で、実機試験でのスカート全面に渡って条痕摩耗状態を予測するにはまだ不十分である。しかしながら、本章第4節で議論したように、最大スラスト力発生時の面圧分布(P)よりスカート条痕摩耗割合の大きい部位の予測は可能と考える。

なお、本研究で得られた条痕摩耗割合(Y)を予測する式は以下式(8. 3)となる。

$$Y=0.103\log_{10}(X_1+1)+0.234\log_{10}(X_2+1)-0.0043X_3-0.053X_4+0.188 \quad \text{--- (8. 3)}$$

ここで、それぞれの変数($X_1\sim X_4$)及び単位はTable 8. 4に示す。

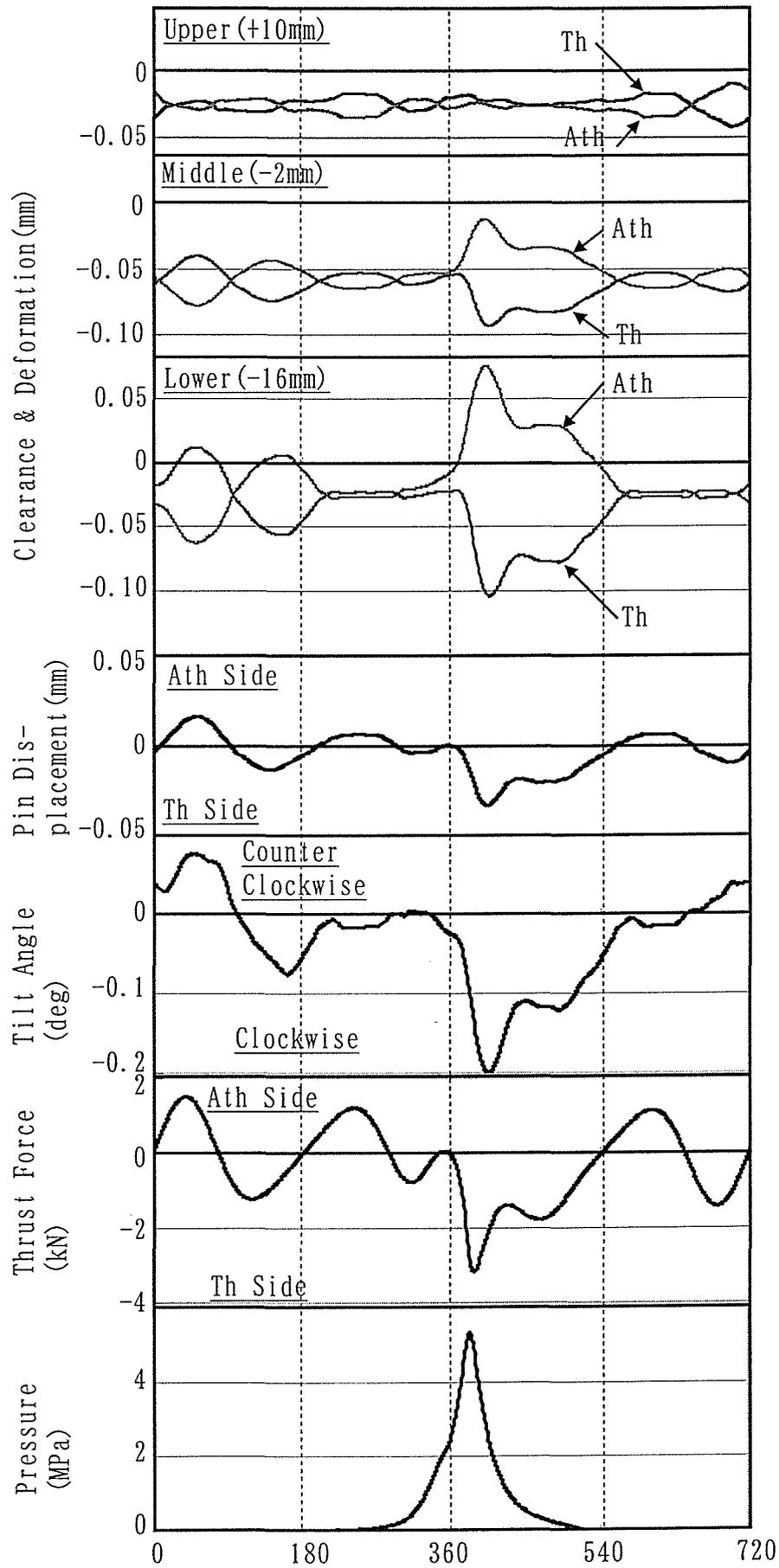


Fig.8.28 Piston Movement at 5000rpm×Full Load

Table 8.4 Variables used in the Multi-Regression Analysis

Index	Kinds of Variables	Variable Name
Y	Objective	Streak Wear Ratio (Fig. 8.13, Fig. 8.14) (Average of Two Data on the Th-Ath Line)
X ₁	Independent	ΣPV (*1) (Unit : kgm^2/s^3) where, P:Contact Pressure V:Sliding Velocity Σ :Summation of Engine 1 Cycle
X ₂	Independent	Contact Pressure at the Max. Thrust Force (Unit : MPa) (• Th Side : at Crank Angle 405°) (• Ath Side : at Crank Angle 60°)
X ₃	Independent	Height from Pin Center (*2) (Unit : mm)
X ₄	Independent	Angle from Th-Ath (*2) (Unit : deg)
X ₅	Independent	Th, Ath Direction (*3)

Note *1 : "PV" is used in wear and scuffing indices at bearings and piston rings⁽⁴⁴⁾

*2 : The Variables of the Effect of Skirt Position

*3 : Distinguishing Th and Ath Direction (Th:1 ; Ath:0)

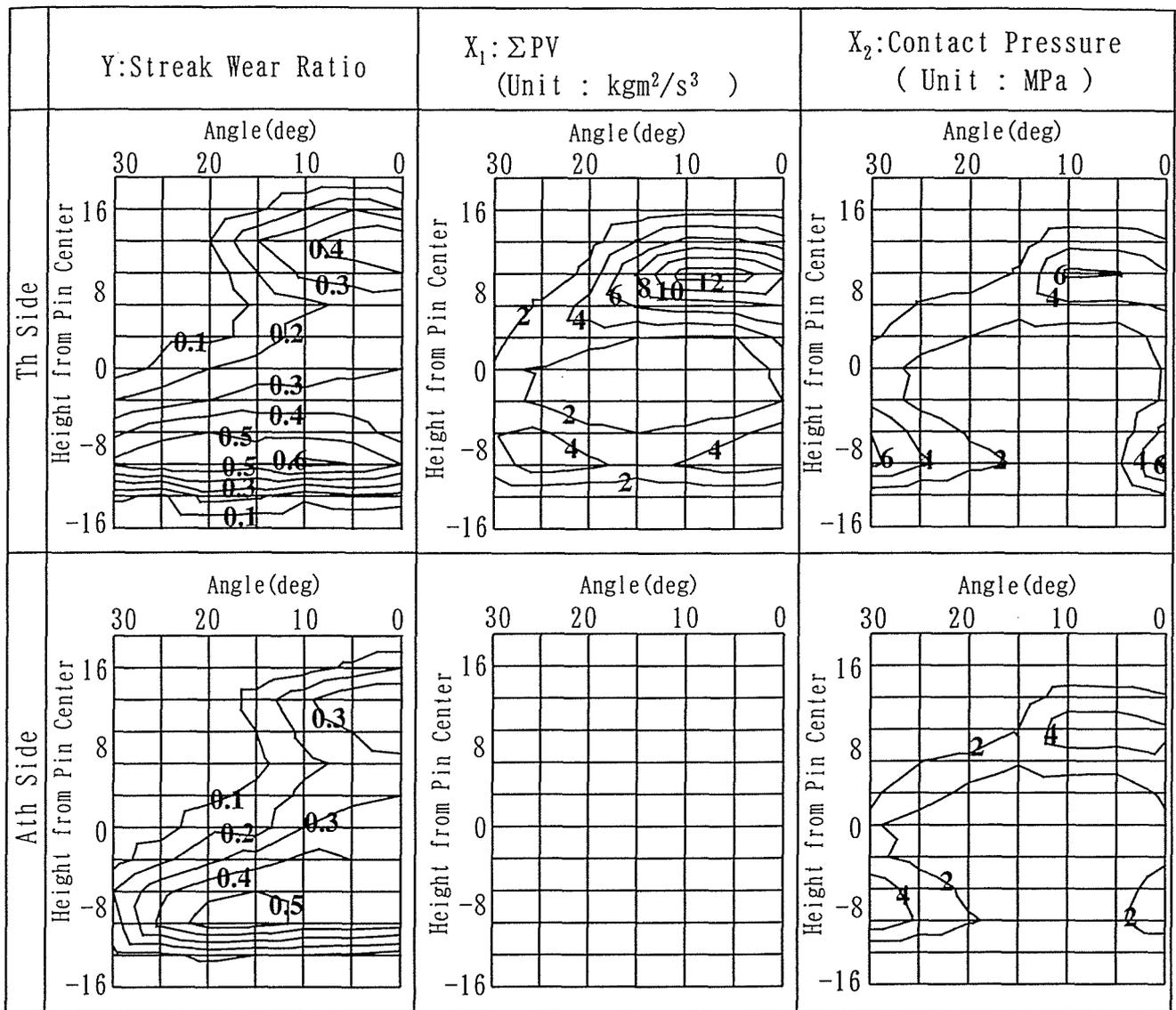


Fig. 8.28 Skirt Streak Wear Ratio and several Streak Wear Index (5000rpm×Full Load)

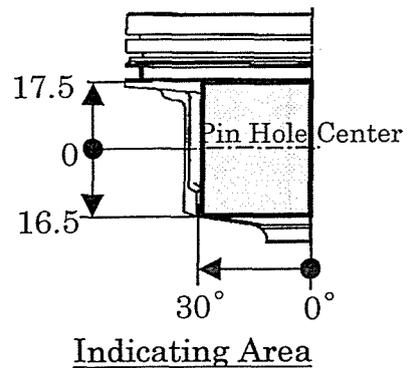


Table 8.5 Variance Analysis

Muti Regression Coefficient: $R=0.67$ ($R^2=0.44$)

Variables	Variable Name	Regression Coeff.	F Values		VIF
X ₁	$\log_{10}(\sum PV+1)$	0.1027	5.031	*	1.786
X ₂	$\log_{10}(P+1)$	0.2337	22.371	**	1.716
X ₃	Height	-0.0043	24.062	**	1.026
X ₄	Angle	-0.0053	23.887	**	1.044
Constant		0.18786			

Note P : Contact Pressure
V : Sliding Velocity

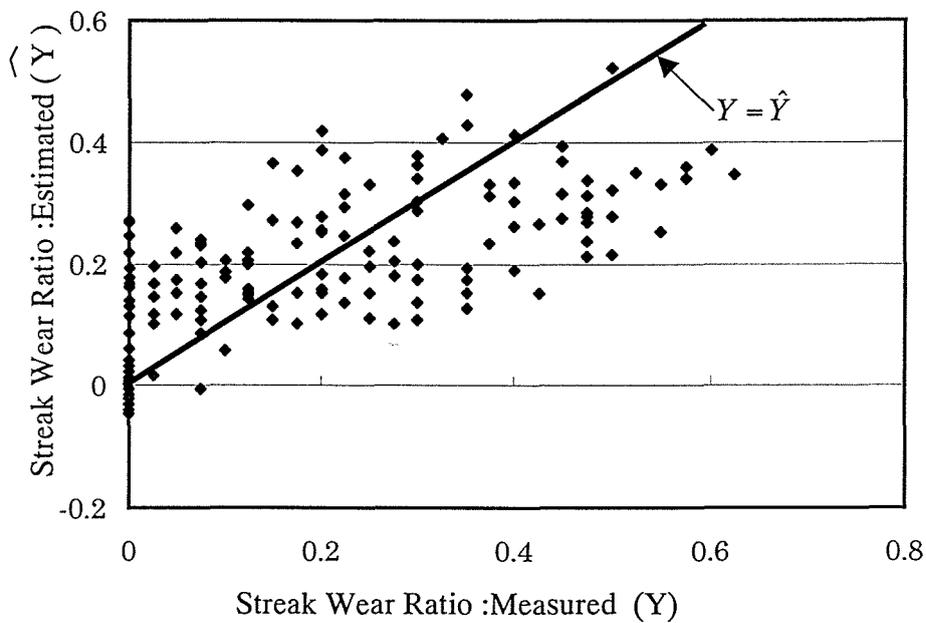


Fig.8.30 Streak Wear Ratio: Measured vs. Estimated Values

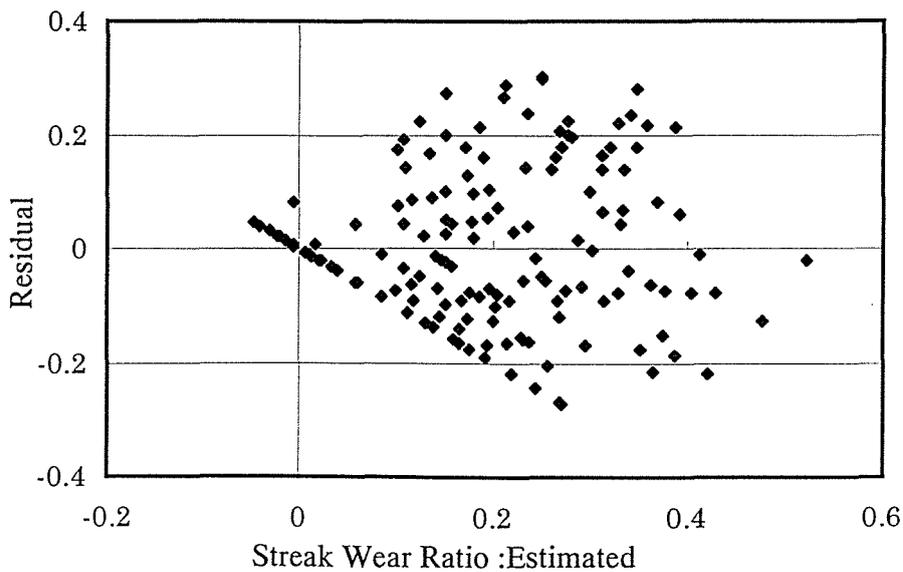


Fig.8.31 Estimated Streak Wear Ratio vs. Residual

6. ピストン挙動解析パラメータスタディ総論

6. 1 ピストンの2次運動一般

簡単な幾何学的及び力学的な関係式を用いてピストン挙動に及ぼすパラメータの影響を定性的に予測することは、解析工数の低減だけでなく、解析の見落とし防止にも役立つ。ここでは第5章に示す方法とは異なった方法にてピストン挙動に及ぼす各種パラメータの影響を確認する。

Fig. 8.32にピストンに作用する力とモーメントの簡略図を示す。ピン穴中心でのピストンに作用するスラスト力(F_T)、回転モーメント(M_t)は式(8.4)、(8.5)で表すことができる。

$$F_T = -(F_{gas} - F_{iner}) \tan \phi \quad \text{-----(8.4)}$$

$$M_t = F_{gas} e_g + (F_{iner} - F_{gas}) (e_p - e_g + H_G \tan \phi) \quad \text{-----(8.5)}$$

また、式(5.3)より、

$$\sin \phi = \lambda \sin \theta + \lambda_c - \lambda_p \quad \text{-----(8.6)}$$

ここで、 $\lambda (=R/L)$ 、 $\lambda_c (=e_c/L)$ 、 $\lambda_p (=e_p/L)$ は微小量で、 λ 、 λ_c 、 λ_p の2次以上の項を無視すると、以下式(8.7)を得る。

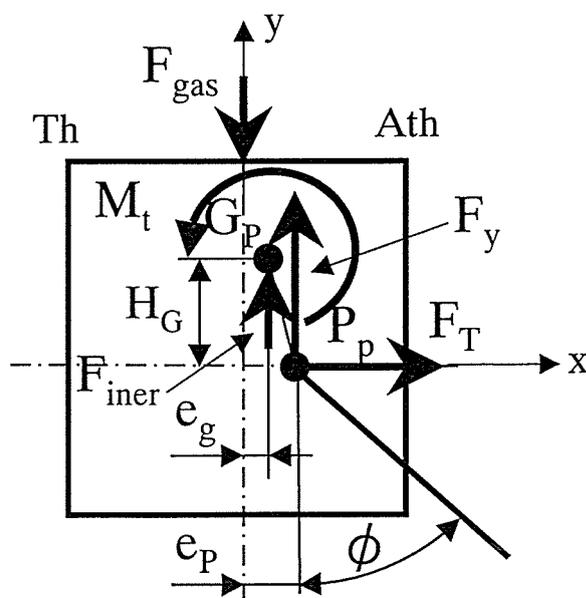


Fig. 8.32 Forces and Moments Acting on Piston

$$\tan \phi = \sin \phi \sqrt{1 + \sin^2 \phi + \sin^4 \phi + \dots} \approx \sin \phi \approx \lambda \sin \theta + \lambda_c - \lambda_p \quad \text{-----(8.7)}$$

また式(6.1)より重心オフセット(e_g)とピンオフセット(e_p)の関係を一般的に表すと式(8.8)となる.

$$e_g = k e_p \quad \text{-----(8.8)}$$

式(8.7), 式(8.8)を式(8.4), 式(8.5)に代入すると式(8.9), 式(8.10)を得る.

$$F_T = -(F_{gas} - F_{iner}) (\lambda \sin \theta + \lambda_c - \lambda_p) \quad \text{-----(8.9)}$$

$$M_t = k F_{gas} e_p + (F_{gas} - F_{iner}) \{e_p (1 - k) + H_G (\lambda \sin \theta + \lambda_c - \lambda_p)\} \quad \text{-----(8.10)}$$

ここで,

$$F_{iner} = (M_P + M_{CR}) R \dot{\theta}^2 \{ \cos \theta + \lambda \cos 2\theta - (\lambda_c - \lambda_p) \sin \theta \} \quad \text{-----(8.11)}$$

式(8.9)より, $\lambda_p (= e_p/L \doteq 1/138 \doteq 7.2 \times 10^{-3})$ で極めて小さく, スラスト力(F_T)に及ぼすピンオフセット(e_p)の影響は非常に小さい. さらに, スラスト力(F_T)はピン穴中心に対して作用するため, ピンオフセット(e_p)により, ピン穴中心の動きは殆ど変化しないことが予測できる.

FTDC後においては, $\sin \theta > 0$ であるから, クランク軸をTh側にオフセットすること($\lambda_c < 0$)によって, FTDC後のスラスト力(F_T), 回転モーメント(M_t)低減が期待できる.

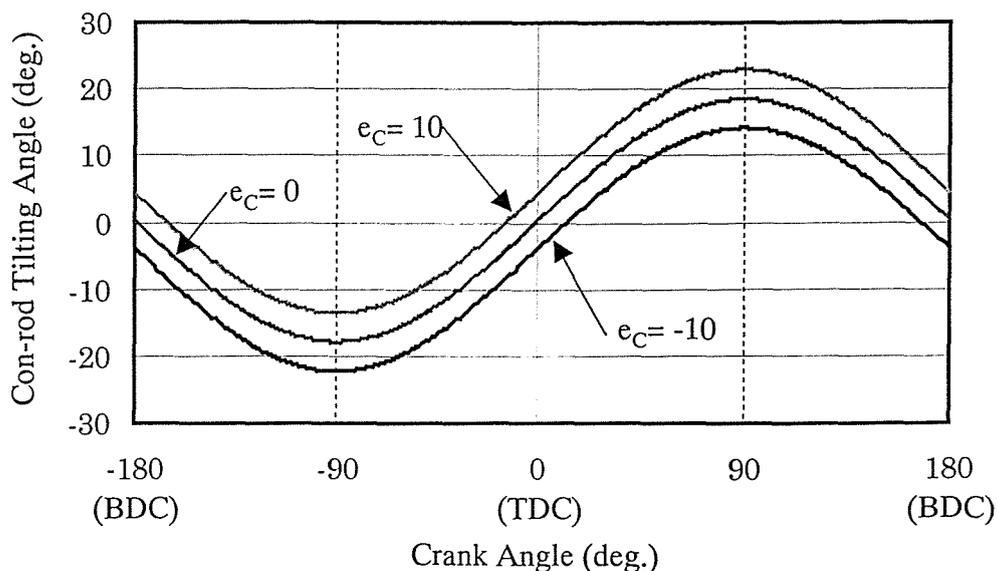


Fig. 8.33 Effect of Crank Center Offset(e_c) on Con-rod Tilting Angle(ϕ)

FTDC後のスラスト力(F_T)を最も小さくできるクランク軸オフセット(e_C)は式(8.9), 式(8.10)より式(8.12)で予測できる.

$$e_C = -R \sin \theta + e_P \quad \text{-----(8.12)}$$

Fig. 8.33にクランク軸オフセット(e_C)を変化させた時のコンロッド傾き角(ϕ)とクランク軸の関係を示す. クランク軸をTh側にオフセットすることによって, 上死点後($\theta > 0$)のコンロッド傾き(ϕ)を小さくすることができ, 上死点後のスラスト力(F_T)の低減が期待できる. しかしながら, クランク角 -180° (下死点)から 0° (上死点)の区間においては, コンロッド傾き角(ϕ)の絶対値は大きくなり, 特に慣性力(F_{iner})の影響が大きくなる高回転域では注意が必要である. なお, スラップに及ぼすクランク軸オフセット(e_C)の影響については後述のパラメータスタディにて更に考察する.

式(8.10)にて $M_t=0$ の時,

$$\sin \theta = -\frac{e_P L}{H_G R} \left(1 - k + k \frac{F_{gas}}{F_{gas} - F_{iner}} \right) - \frac{e_C}{R} + \frac{e_P}{R} \quad \text{-----(8.13)}$$

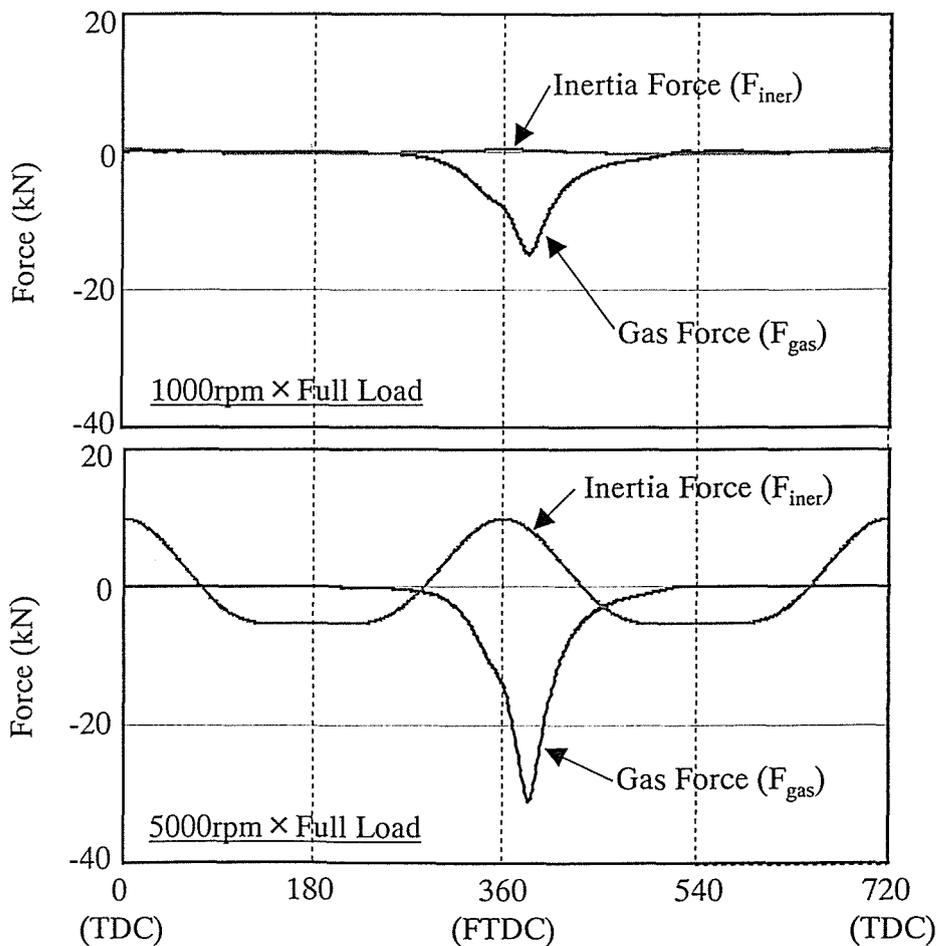


Fig. 8.34 Gas Force (F_{gas}) and Inertia Force (F_{iner})

Fig. 8. 34に回転数1000rpm×Full Load, 5000rpm×Full Loadにおけるガス力(F_{gas})と慣性力(F_{iner})の関係を示す. FTDC前後(クランク角: $290^\circ \sim 440^\circ$)においては, ガス力と慣性力の符号は反対であり, 且つ式(6.1)より $k=0.11$ であるから, 式(8.13)において括弧()の中はFTDC前後では必ず正となる. 本供試エンジンの場合, $\delta_{py}>0$, $e_c=0$ であるから,

$$\left. \begin{array}{l} e_p > 0 \text{ の時, } \sin \theta < 0 \\ e_p < 0 \text{ の時, } \sin \theta > 0 \end{array} \right\} \text{-----}(8.14)$$

すなわち, クランク軸オフセット(e_c)が0の時, Ath側にピン穴オフセットされるにつれて, FTDC前後のピストンの姿勢変換はFTDC前, Th側にピン穴オフセットされるにつれて, FTDC後に発生することが推測できる.

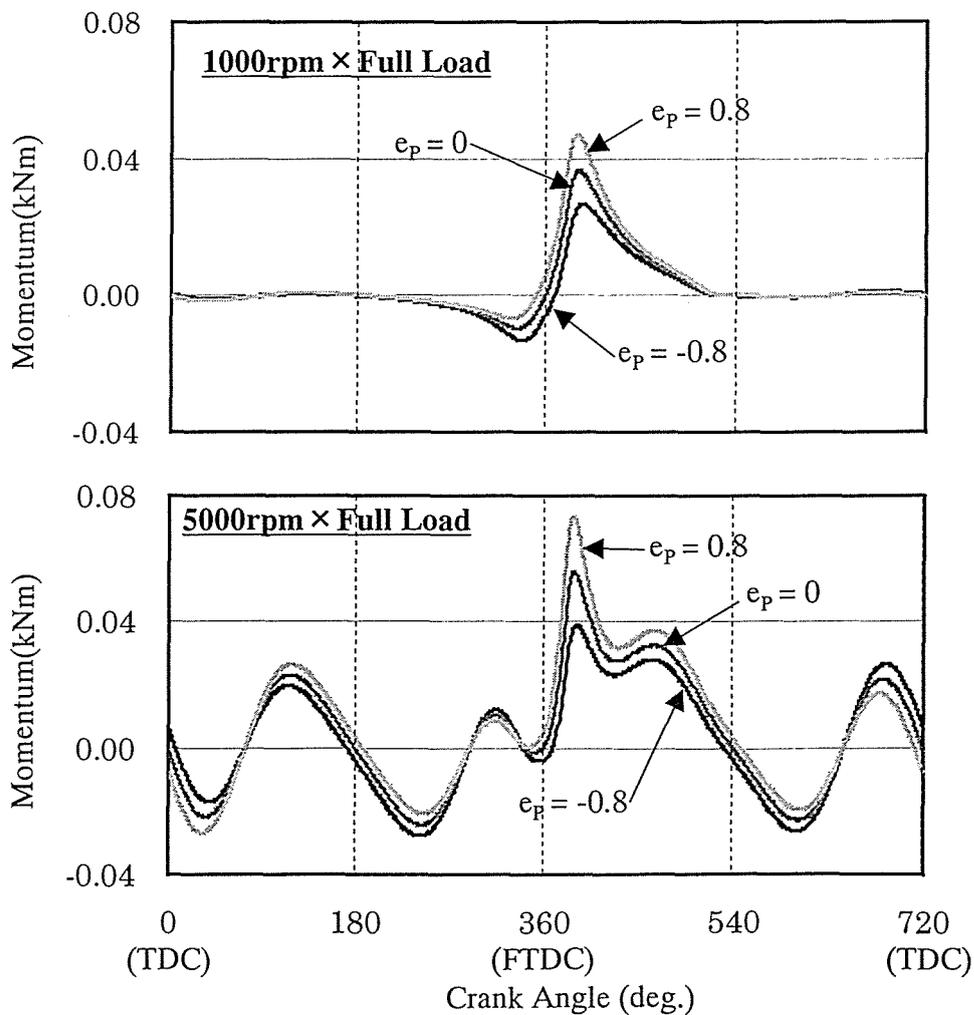


Fig. 8.35 Momentum Acting on Piston

Fig. 8. 35に本供試エンジンにおける1000rpm×Full Load, 5000rpm×Full Loadでのピストンに作用する力のモーメント(M_i)を示す。回転数が大きくなるにつれて、慣性力(F_i)の影響により、モーメント(M_i)はエンジン1サイクル中に大きく変動するようになるが、最大変動はFTDC前後に発生していることが確認できる。また、上記で予測したように、ピン穴中心がAth側にオフセットされるにつれて、FTDC前後のモーメント(M_i)の符号の変化時期は早くなり、FTDC前に発生するようになる。またFTDC後のモーメント(M_i)の最大値もピン穴中心がAth側のオフセットされるにつれて大きくなる。

6. 2 スラップ時のピストンの損失エネルギー

スラップの強さの指標である微小クランク角 $\Delta\theta$ 当たりのピストンの損失エネルギーは本研究での評価法、

$$\Delta\theta = 1\text{deg.} = \text{const.} \quad \text{-----} (8.15)$$

に注意すると以下式(8.16)にて表すことができる。

$$\Delta E = E(\theta + \Delta\theta) - E(\theta) = \Delta\theta \frac{dE}{d\theta} + O(\Delta\theta^2) \propto \frac{dE}{dt} \frac{dt}{d\theta} = \frac{1}{\theta} \frac{dE}{dt} \quad \text{-----} (8.16)$$

ここでEはピストンの2次運動エネルギーで式(5.92)で与えられる。

式(8.10), (8.11), (8.12)より、ピストンの並進運動及び回転運動の方程式は式(8.17), (8.18)にて与えられる。

$$\begin{aligned} & (M_p + M_{cr}) \ddot{y}_G \\ &= (M_p + M_{cr}) R \dot{\theta}^2 \{ \cos\theta + \lambda \cos 2\theta - (\lambda_c - \lambda_p) \sin\theta \} (\lambda \sin\theta + \lambda_c - \lambda_p) \\ & - F_{gas} (\lambda \sin\theta + \lambda_c - \lambda_p) \quad \text{----} (8.17) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & J_p \ddot{\beta} \\ &= F_{gas} (2e_g - e_p + H_G \tan\phi) \\ & + (M_p + M_{cr}) R \dot{\theta}^2 \{ \cos\theta + \lambda \cos 2\theta - (\lambda_c - \lambda_p) \sin\theta \} (e_p - e_g + H_G \tan\phi) \quad \text{----} (8.18) \end{aligned}$$

式(5.91), (8.17), (8.18)を式(8.16)に代入すると以下式(8.19)を得る。

$$\begin{aligned}
\Delta E &= \Delta E_T + \Delta E_R \\
&= \frac{1}{\dot{\theta}} \left(M_P \dot{v}_G v_G + J_P \ddot{\beta} \dot{\beta} \right) \\
&= \frac{1}{\dot{\theta}} \left(M_P \dot{v}_G \int_t^{t+\Delta t} \dot{v}_G dt + J_P \ddot{\beta} \int_t^{t+\Delta t} \dot{\beta} dt \right) \\
&\leq \frac{1}{\dot{\theta}^2} \left(M_P \dot{v}_G^2 + J_P \ddot{\beta}^2 \right) \Delta \theta \\
&= M_P \dot{\theta}^2 F_{gas}^2 \left[\frac{R}{F_{gas}} \left\{ \cos \theta + \lambda \cos 2\theta - (\lambda_C - \lambda_P) \sin \theta \right\} (\lambda \sin \theta + \lambda_C - \lambda_P) - \frac{1}{\dot{\theta}^2} (\lambda \sin \theta + \lambda_C - \lambda_P) \right]^2 \Delta \theta \\
&+ J_P \dot{\theta}^2 F_{gas}^2 \left[\frac{M_P + M_{cr}}{J_P} \frac{R}{F_{gas}} \left\{ \cos \theta + \lambda \cos 2\theta - (\lambda_C - \lambda_P) \sin \theta \right\} e_{pg1} + \frac{e_{pg2}}{\dot{\theta}^2} \right]^2 \Delta \theta
\end{aligned}$$

--- (8.19)

ここで,

$$e_{pg1} = 2e_g - e_P + H_G \tan \phi = (2k - 1)e_P + H_G \tan \phi \quad \text{----- (8.20)}$$

$$e_{pg2} = e_g - e_P + H_G \tan \phi = (k - 1)e_P + H_G \tan \phi \quad \text{----- (8.21)}$$

式(8.19)のそれぞれ2つ大括弧[]の中の最初の項は慣性力の影響, 2番目の項はガス力の影響を示す. 式(8.19)より, 損失エネルギー(ΔE)は正であり, エンジン運転中必ず損失エネルギーが生ずる. スラップによる損失エネルギー(ΔE)はクランク角速度($\dot{\theta}$)及びガス力(F_{gas})の2乗, すなわちエンジン回転数及びシリンダ内圧力の2乗に比例することが予測できる.

式(8.19)より, 更に以下のことが予測できる.

エンジン低回転の時は, クランク角速度($\dot{\theta}$)が小さいため, スラップの大きさはガス力が大きくなるFTDC前後のスラップにおいてのみ議論すれば良い. 従って, シリンダ内圧力が小さい No Load 及び Half Load時のスラップは小さく, ピストン設計上考慮する必要は無い.

エンジンの回転数が大きくなるにつれてクランク角速度($\dot{\theta}$)が大きくなるため, 慣性力の影響が無視できなくなる. 特にFTDC前後以外でスラスト力が入替わる吸入行程, 排気行程のスラップにおいてはガス力は殆ど作用しないため, 式(8.19)より下記式(8.22)を得る.

$$\Delta E \propto M_p (R\dot{\theta})^2 \{ \cos \theta + \lambda \cos 2\theta - (\lambda_c - \lambda_p) \sin \theta \}^2 (\lambda \sin \theta + \lambda_c - \lambda_p)^2 \Delta \theta + \frac{(M_p + M_{cr})}{J_p} (R\dot{\theta})^2 \{ \cos \theta + \lambda \cos 2\theta - (\lambda_c - \lambda_p) \sin \theta \}^2 e_{pg1}^2 \Delta \theta \quad \text{----- (8.22)}$$

ここで、ピンオフセットの影響は式(8.20)中の第2項中の e_{pg1} の値による。

$$\text{ピン穴中心から重心までの高さ} : H_G > 0 \quad \text{----- (8.23)}$$

$$2k-1 = 2 \times 0.11 - 1 = -0.88 < 0 \quad \text{----- (8.24)}$$

であるから、

$$e_p > 0 \text{ の時, } |e_{pg1}|_{\text{吸入行程}} < |e_{pg1}|_{\text{排気行程}} \quad \text{----- (8.25)}$$

$$e_p < 0 \text{ の時, } |e_{pg1}|_{\text{吸入行程}} > |e_{pg1}|_{\text{排気行程}} \quad \text{----- (8.26)}$$

すなわち、ピン穴中心をAth側にオフセットすることによって、吸入行程よりも排気行程のスラップが大きくなり、Th側にオフセットすることによって、排気行程よりも吸入行程のスラップの方が大きくなる事が分かる。

最後にスラップによる損失エネルギーが最も小さくなる最適ピンオフセットに関する指針を示す。同様に、式(8.16)における損失エネルギー(ΔE)の内、並進運動による項(ΔE_T)中の λ_p は微小量であるから、ピンオフセットの影響を受けない。従って、スラップ時の損失エネルギーが最小となる最適ピン穴オフセット e_p は $\partial \Delta E_R / \partial e_p = 0$ より、

$$e_p = \frac{F_{gas} J_p - (M_p + M_{cr}) R \dot{\theta}^2 \{ \cos \theta + \lambda \cos 2\theta - (\lambda_c - \lambda_p) \sin \theta \}}{(2k-1)(M_p + M_{cr}) R \dot{\theta}^2 \{ \cos \theta + \lambda \cos 2\theta - (\lambda_c - \lambda_p) \sin \theta \} - (k-1) F_{gas} J_p} H_G \tan \phi = \frac{1}{1-k} \left[1 + O\left(\frac{1}{R\dot{\theta}^2}\right) + O\left(\frac{1}{F_{gas}}\right) \right] H_G \tan \phi \quad \text{----- (8.27)}$$

以上の計算より、スラップ時の損失エネルギーが最低になる最適ピン穴オフセットはピストンの重心高さ(H_G)、コンロッドの揺動角(ϕ)すなわちシリンダ内圧力最大となる時期の影響を強く受け、エンジン回転数($\dot{\theta}$)、ガス力(F_{gas})すなわちシリンダ内圧力の影響は小さいことが推測できる。

7. 下死点付近でのスカート下部のはみ出し量の影響

エンジン全高短縮のため、一般にピストン下死点付近ではスカートの一部がシリンダボアよりはみ出す。ここでは、スラップに及ぼすはみ出し量の影響を調査する。

本供試エンジンにおいてはピストンが下死点の時、ピン穴下17mmより下の部分がシリンダ壁よりはみ出す。Fig. 8.35にスカート下部のはみ出し量を本供試エンジンより

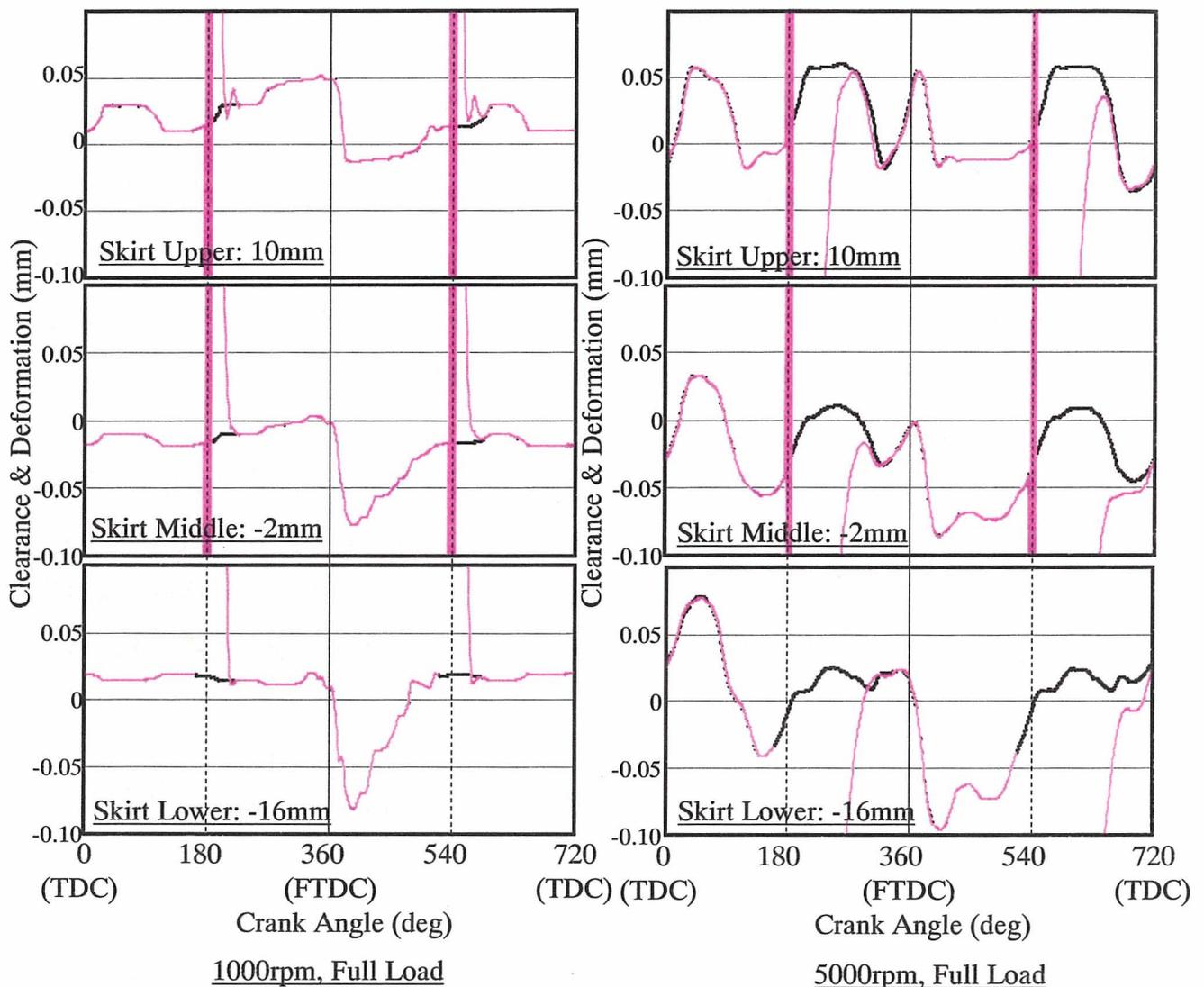
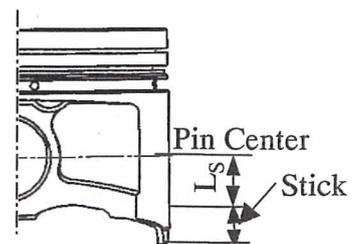


Fig.8.35 Effect of Lower Portion Skirt Stick from Cylinder Bore around BDC

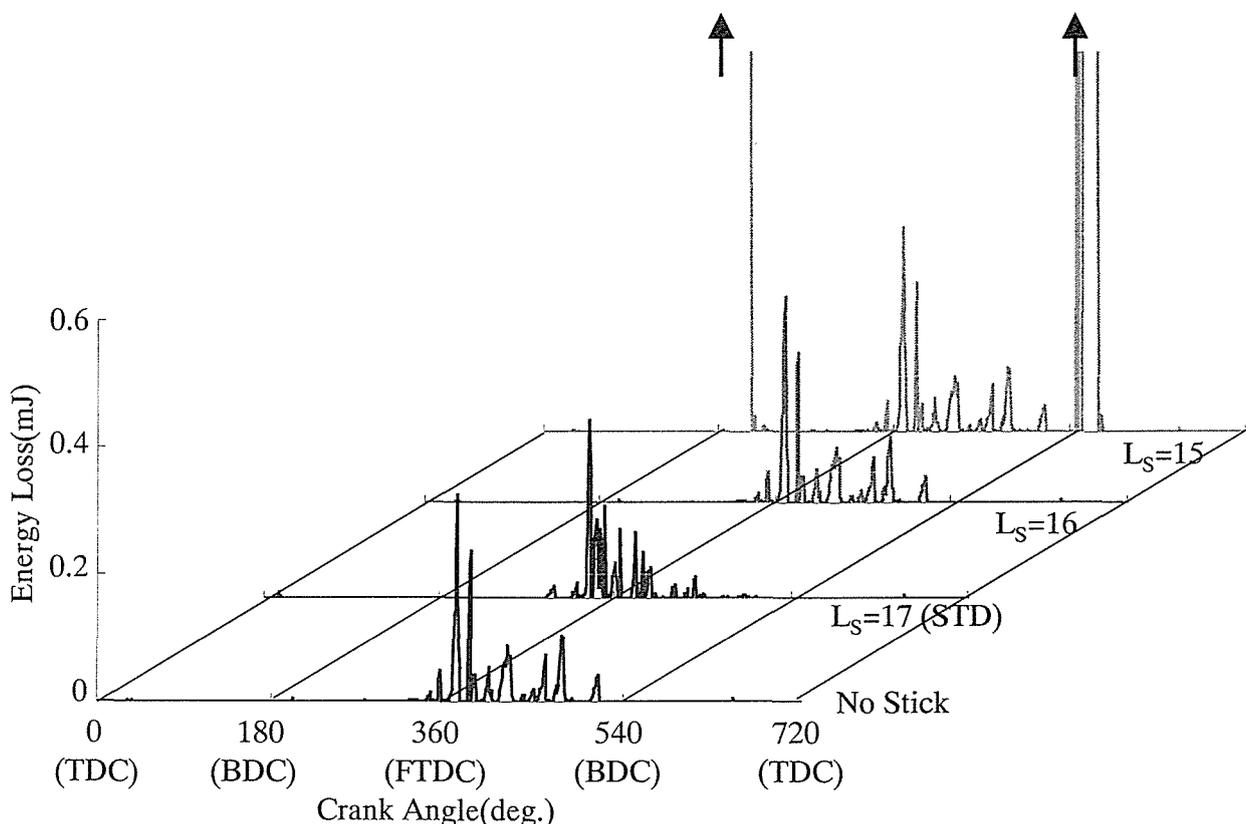
(— : $L_S=17$ (Standard)
 (- - - : $L_S=15$ (Short Bore))



Skirt Stick at BDC

2mm増やした時のスカート上部(ピン穴中心上10mm), スカート中部(ピン穴中心下2mm), スカート下部(ピン穴中心下16mm)での1000rpm×Full Load, 5000rpm×Full Loadでのスカート部のクリアランス及び変形量変化を示す. これより, 本供試エンジンの仕様より更に2mmはみ出し量を増加させることによって, 下死点付近でのピストン挙動が大きく乱れており, はみ出し量が大きくなると, ピストンの焼き付き等に明らかに悪影響が見られる.

Fig. 8.36に, 1000rpm×Full Loadにおけるピストンの2次運動による損失エネルギーに及ぼすスカートはみ出し量の影響を示す. これより, 下死点でののはみ出し量(L_s)が16mm迄は損失エネルギーの変化は殆ど無いが, $L_s=15$ mmとなると, 急激に下死点付近での損失エネルギーが大きくなり, スラップに大変悪影響を及ぼしていることが分かる. 以上より, エンジン設計時, はみ出し量の管理については本スラップ解析により十分注意する必要があることが分かる.



**Fig.8.36 Effect of Lower Portion Skirt Stick (L) at BDC on Energy Loss
(1000rpm, Full Load)
(Skirt Stick: Refer to Fig.8.35)**

8. 頂部加圧によるスカート変形の影響

本研究での解析では第6章7節に示すように、FEM解析に基づく頂部加圧によるスカート変形を考慮している。ここでは、ピストン挙動に及ぼす頂部加圧によるスカート変形（以下本節では“スカート変形”と標記）の有無の影響を調査した。

Fig. 8. 37にそれぞれFull Loadでの1000rpm, 5000rpmでのTh側スカート上部, 中央部, 下部における実働時のクリアランス又は変形量を, Fig. 8. 38, Fig. 8. 39にそれぞれ1000rpm×Full Load, 5000rpm×Full Loadでのエンジン1サイクルでの損失エ

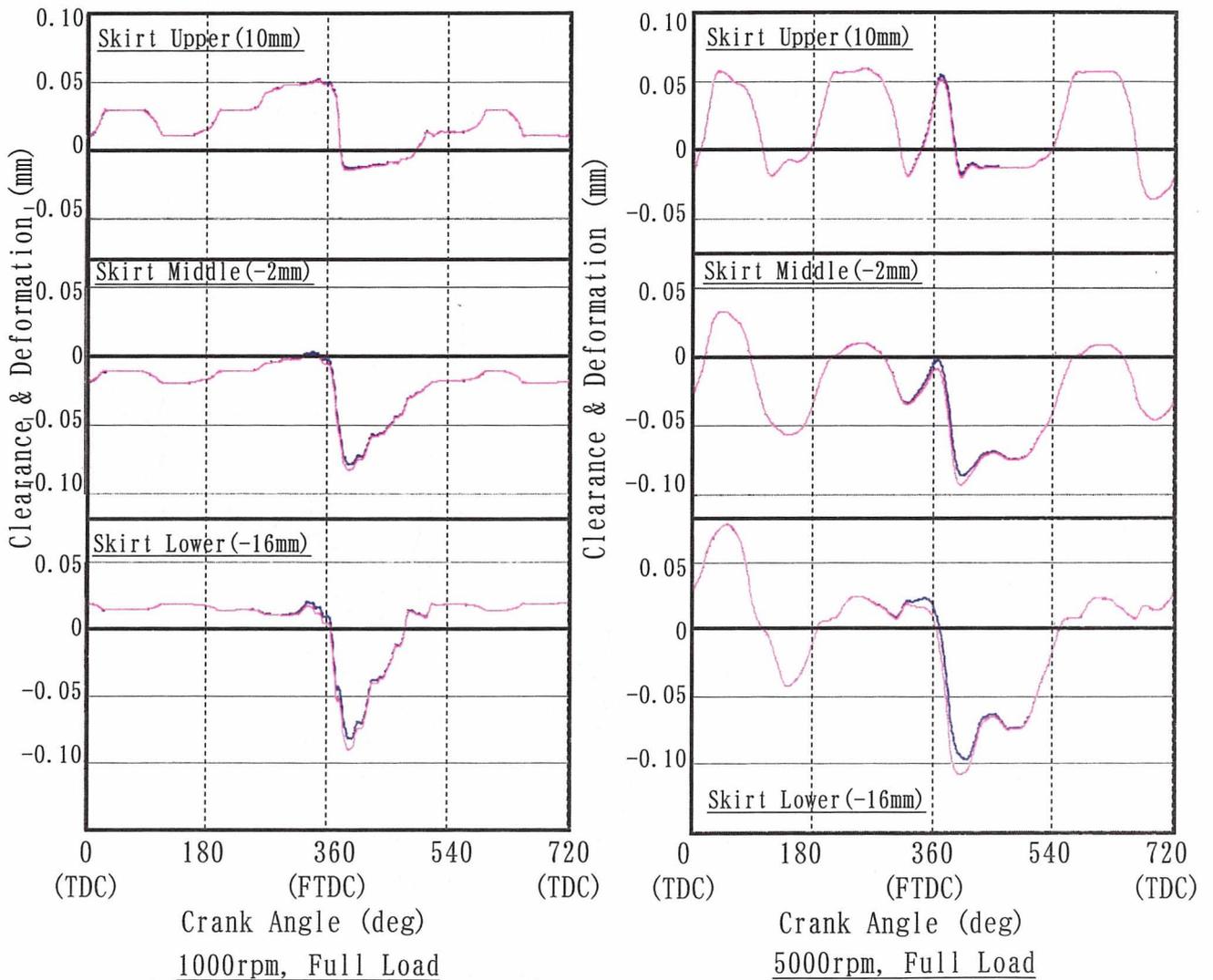


Fig. 8.37 Effect of Skirt Deformation by Head Pressure

— : Consideration of Skirt Deformation
 — : No Consideration of Skirt Deformation

エネルギーを、 Fig. 8.40にFTDC後の最大スラスト発生時のTh側面圧分布を示す。

Fig. 8.37より、ピストンクリアランス又は変形量の変化に及ぼすスカート変形の影響はシリンダ内圧が大きくなるFTDC前後に限られる。またFig. 6.25に示すように、FEM解析でのスカート変形量はスカート下部に影響が大きいことから、ピストン挙動に及ぼす頂部スカート変形の影響はスカート下部のみ影響していることが分かる。しかしながら、スカート変形量の考慮の有無によってピストンの2次運動によるエネルギー損失、面圧分布は殆ど変化しない。この理由はTable 8.6に示すように、実働時の

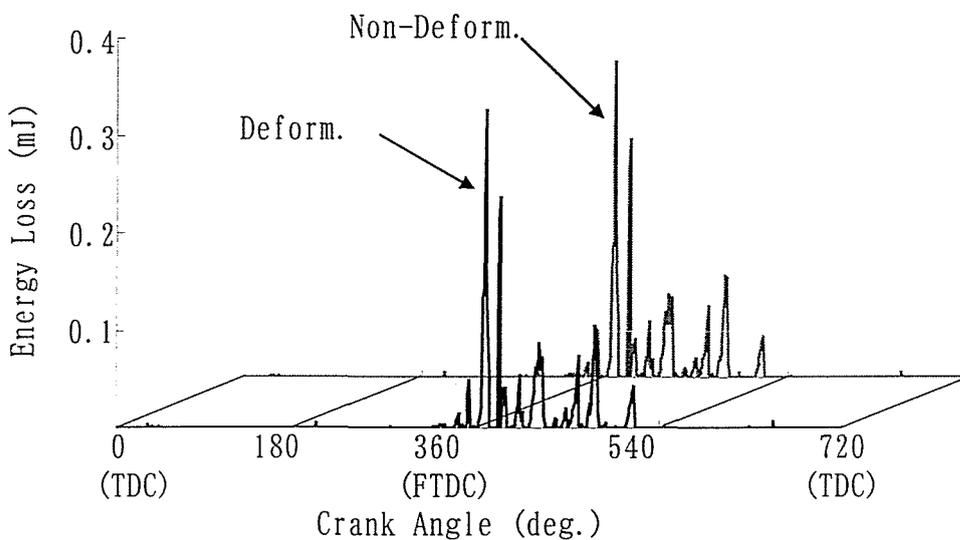


Fig. 8.38 Effect of Skirt Deformation by Head Pressure on Energy Loss (1000rpm×Full Load)

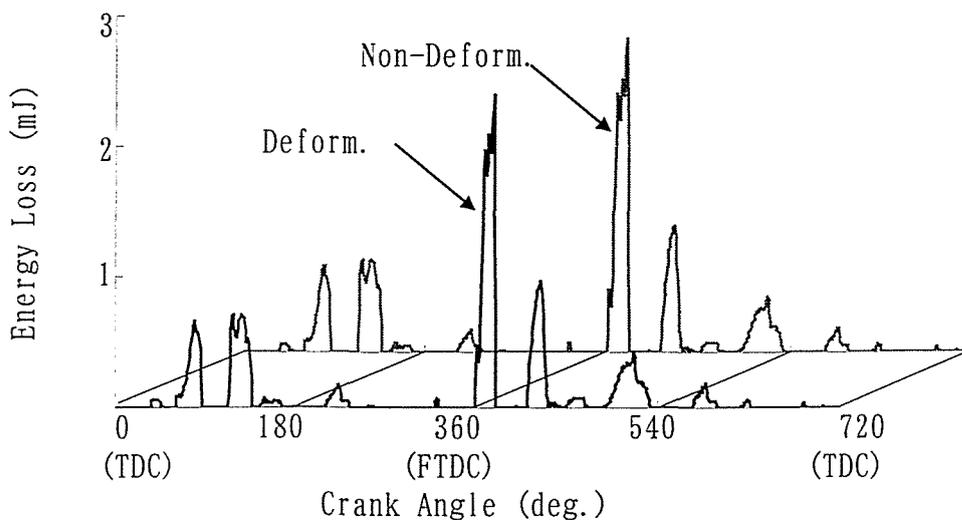


Fig. 8.39 Effect of Skirt Deformation by Head Pressure on Energy Loss (5000rpm×Full Load)

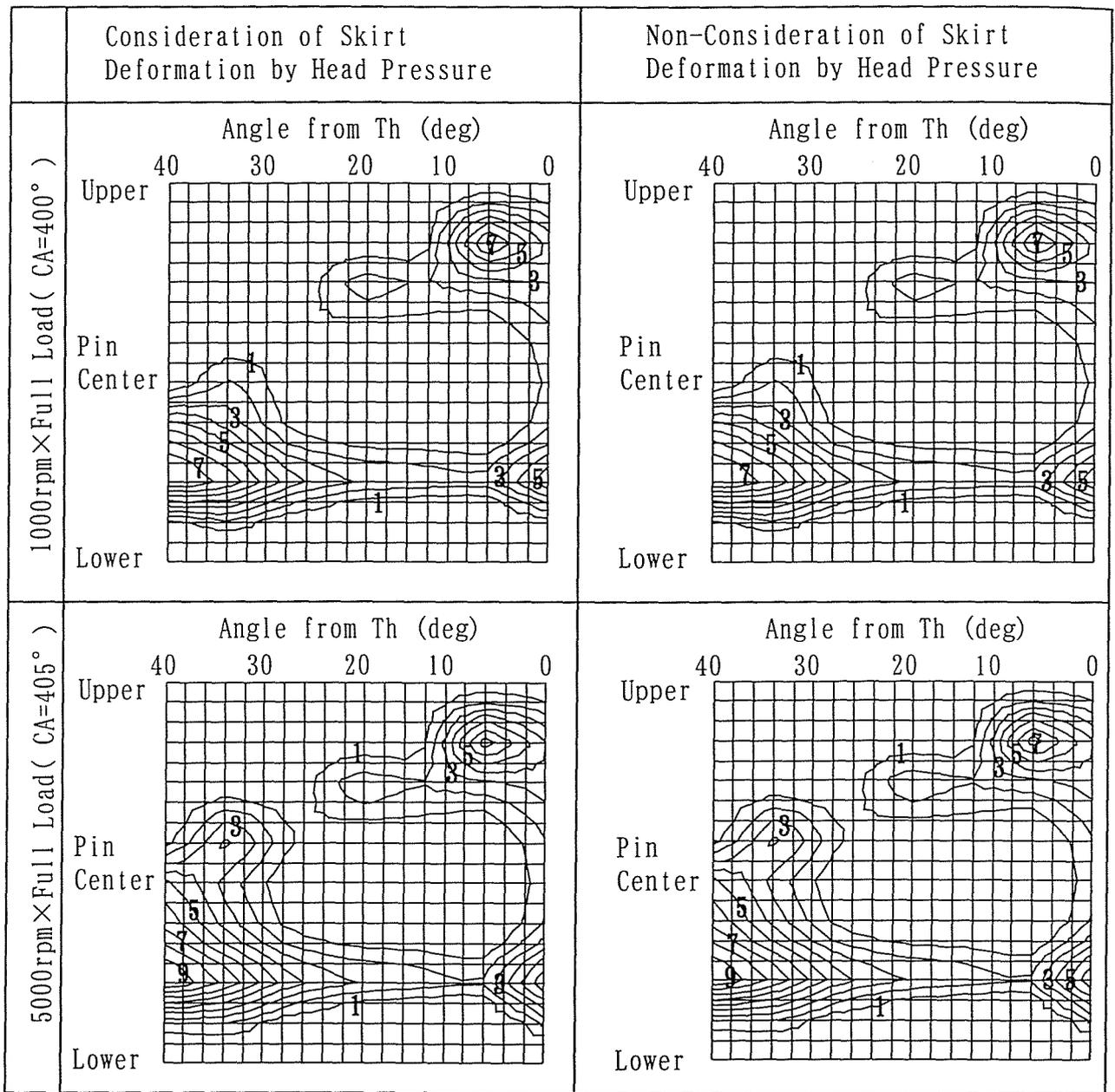
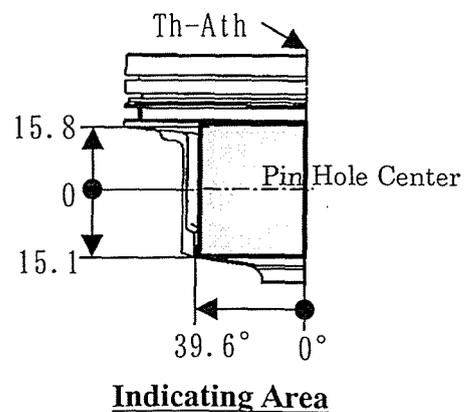


Fig. 8. 40 Effect of Skirt Deformation by Head Pressure on Skirt Contact Pressure (Unit:MPa)



**Table 8.6 Radial Skirt Deformation by Head Pressure & Thermal Expansion
(Skirt Lower Portion)**

Factor	1000rpm×Full Load	5000rpm×Full Load
by Head Pressure	-10.7 μm	-23.2 μm
by Thermal Expansion(*)	+77.4 μm	+77.4 μm

Note(*) Thermal Expansion is approximately Calculated by Thermal Coefficient and Skirt Radius

スカート熱膨張を考慮したスカートプロファイルに対してスカート変形量は小さく無視できるためと考える。以上より、ピストン挙動解析において、スカート変形量の影響は無視できることが分かる。

9. 負荷の影響

本章6節で示すように、FTDC前後のシリンダ内圧力が小さいNo LoadでのスラップはFull Loadでのスラップに対して無視できると予測した。本節ではスラップに及ぼす負荷の影響の計算結果について示す。

計算条件は、3000rpm×Full Load, 3000rpm×No Loadで、スカート部の計算クリアランス分布はFig. 6.1, Fig. 6.2に示すように、それぞれ1000rpm×Full Load, 1000rpm×No Loadでのクリアランスで代用した。Fig. 8.41に計算に用いたシリンダ内圧力を示す。

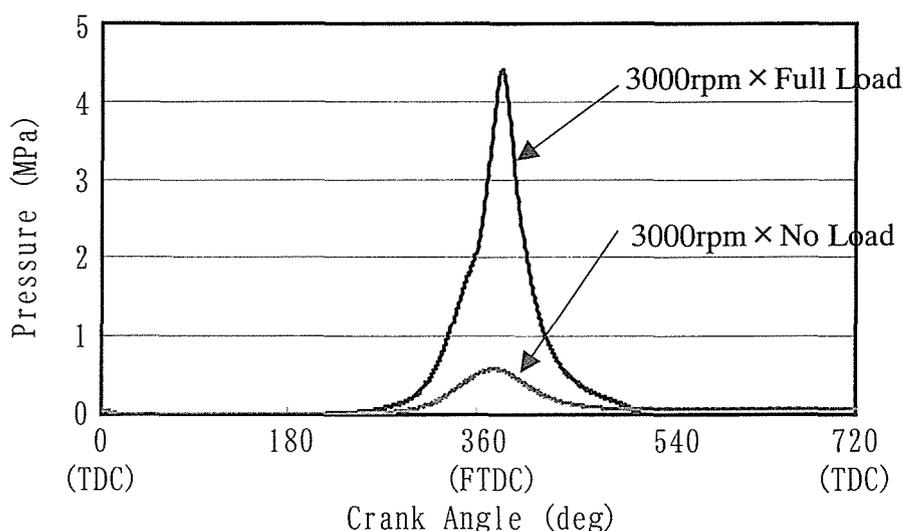


Fig. 8.41 Cylinder Pressure

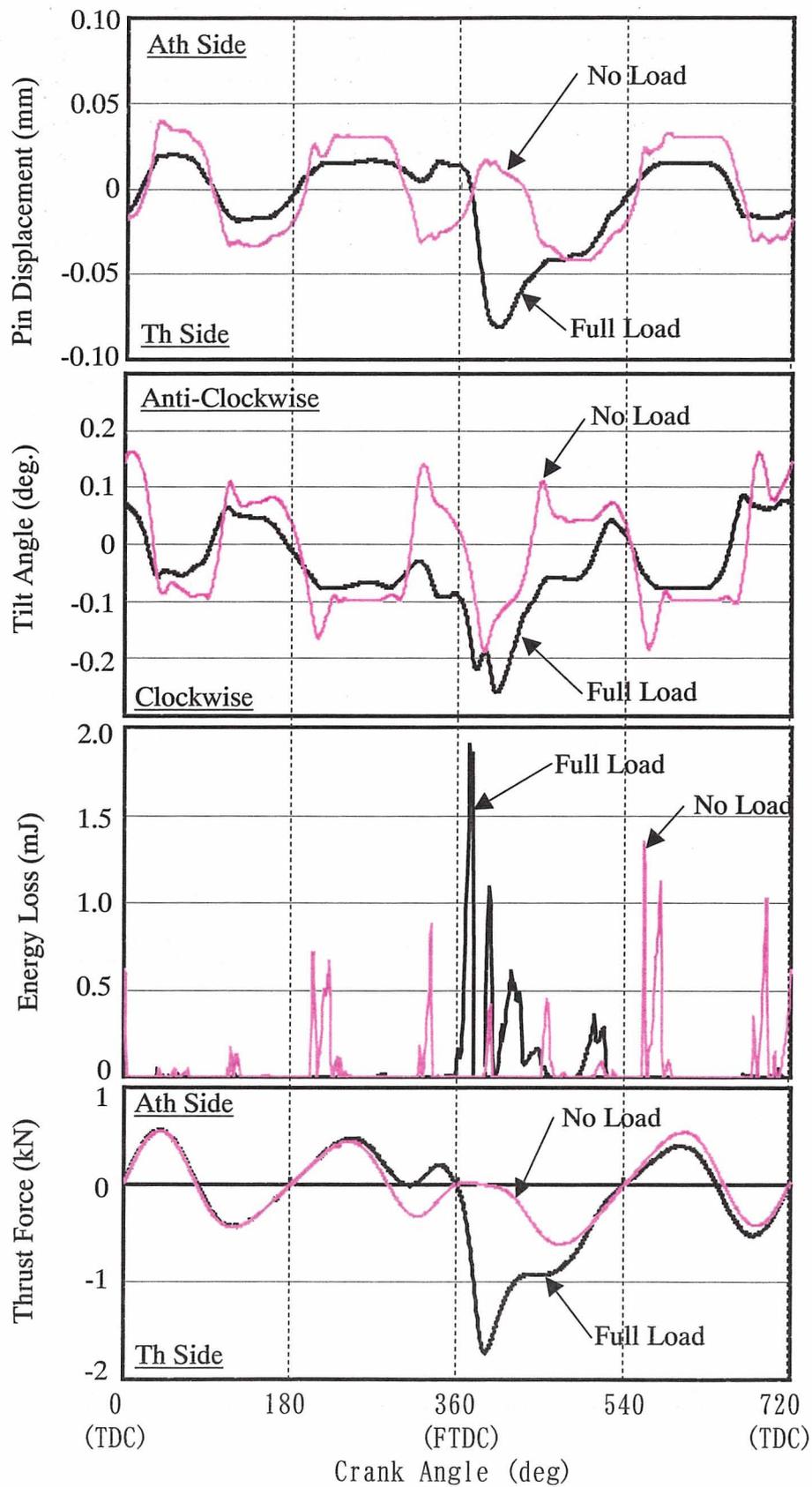


Fig.8.42 Effect of Engine Load on Piston Secondary Movement
(Engine Revolution: 3000rpm)

Fig. 8. 42にピン穴中心のx軸方向変位, ピストンの傾き角, 損失エネルギー, スラスト力をエンジン1サイクルに渡って示す. Full Load, No Loadの条件共, スラスト力の変化によってピストンのピン穴中心変位, 傾き角は変化し, スラップが発生していることが確認できる. さらにNo Loadではシリンダ内圧力の影響が小さいため, 吸入, 排気行程でスラップが大きくなるが, Full Loadにおいては, FTDC前後のスラップが最も大きい.

No Loadでのサイクル中の最大スラップの大きさ(最大損失エネルギー)は排気行程で発生しており, Full LoadでのFTDC前後のスラップの大きさの70%以上に達しており, 決して無視できる大きさでは無い. 原因としてNo Loadではスラップ時, 特にピストンの傾き角の波形においてオーバーシュート部が見られ, 更に本章第3節で考察したように, スカートとシリンダ間のクリアランスが広いためにスラップが大きくなったものと考えられる. 従って, クリアランスの大きさもスラップに及ぼす重要な要因であるため, 特に冷間時のスラップについて注意しなければならない.

10. クランク軸オフセットの影響

クランク軸中心をTh側にオフセットすることによって, 圧縮, 排気行程時のコンロッドの揺動角 ϕ が大きくなるが, 吸入, 爆発行程の揺動角 ϕ の値を低減することができるため, FTDC後のスラスト力(F_p)を低減することができることを本章6節にて予測した. ここでは, クランク軸に及ぼすスラップの強さの影響について考察する.

Fig. 8. 43, Fig. 8. 44にそれぞれ3000rpm×Full Load, 5000rpm×Full Loadにおけるピストンピンの変位, ピストンの傾き角, 損失エネルギーについてクランク軸オフセットの影響を示す. 爆発行程でのTh側へのピストンピンの最大変位はクランク軸の中心がTh側からAth側へとオフセットされるにつれて増加しており, Fig. 8. 13, Fig. 8. 14に示すように, Ath側にクランク軸をオフセットすることによって, スラスト力(F_p)が増加したことによる.

しかしながら, 問題となるFTDC前後の最大損失エネルギーはスラスト力(F_p)が最も小さいTh側へ10mmオフセットしたものが最小にならず, 3000rpm, 5000rpmの両方の場合共にクランク軸オフセット“0”が最も小さい. この原因は, ピストンがシリンダから受ける回転モーメント(M_t)がクランク軸オフセットによって変化するためで, 式(8.10)による回転モーメント(M_t)計算結果をFig. 8. 45に示す. これより, FTDC前後の

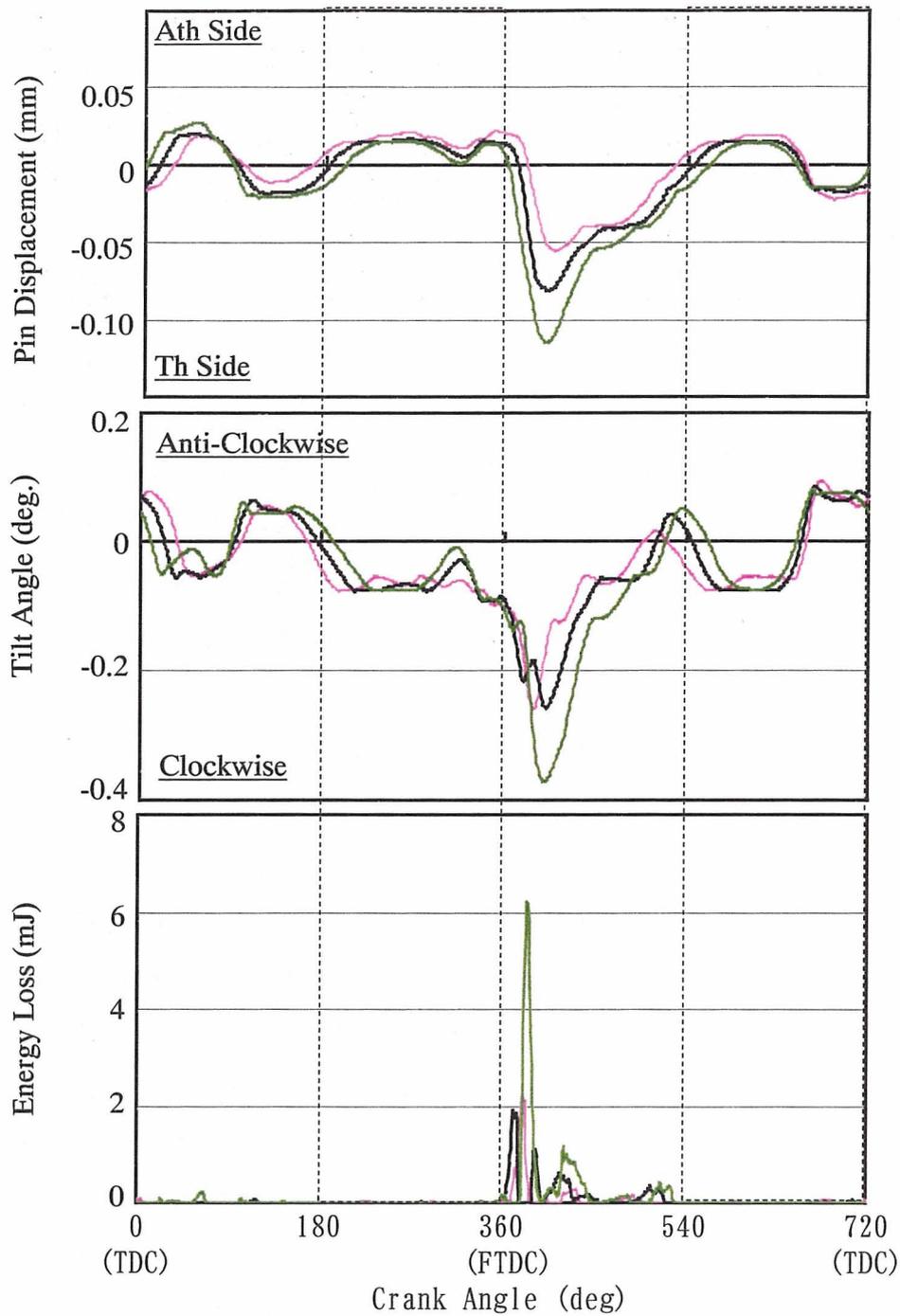


Fig. 8.43 Effect of Crank Center Offset on Piston Secondary Movement

Engine Condition: 3000rpm×Full Load

Pin Offset=-0.8mm(STD)

— : Crank Center Offset=0 (STD)

— : Crank Center Offset=-10mm (to Th Side)

— : Crank Center Offset= 10mm (to Ath Side)

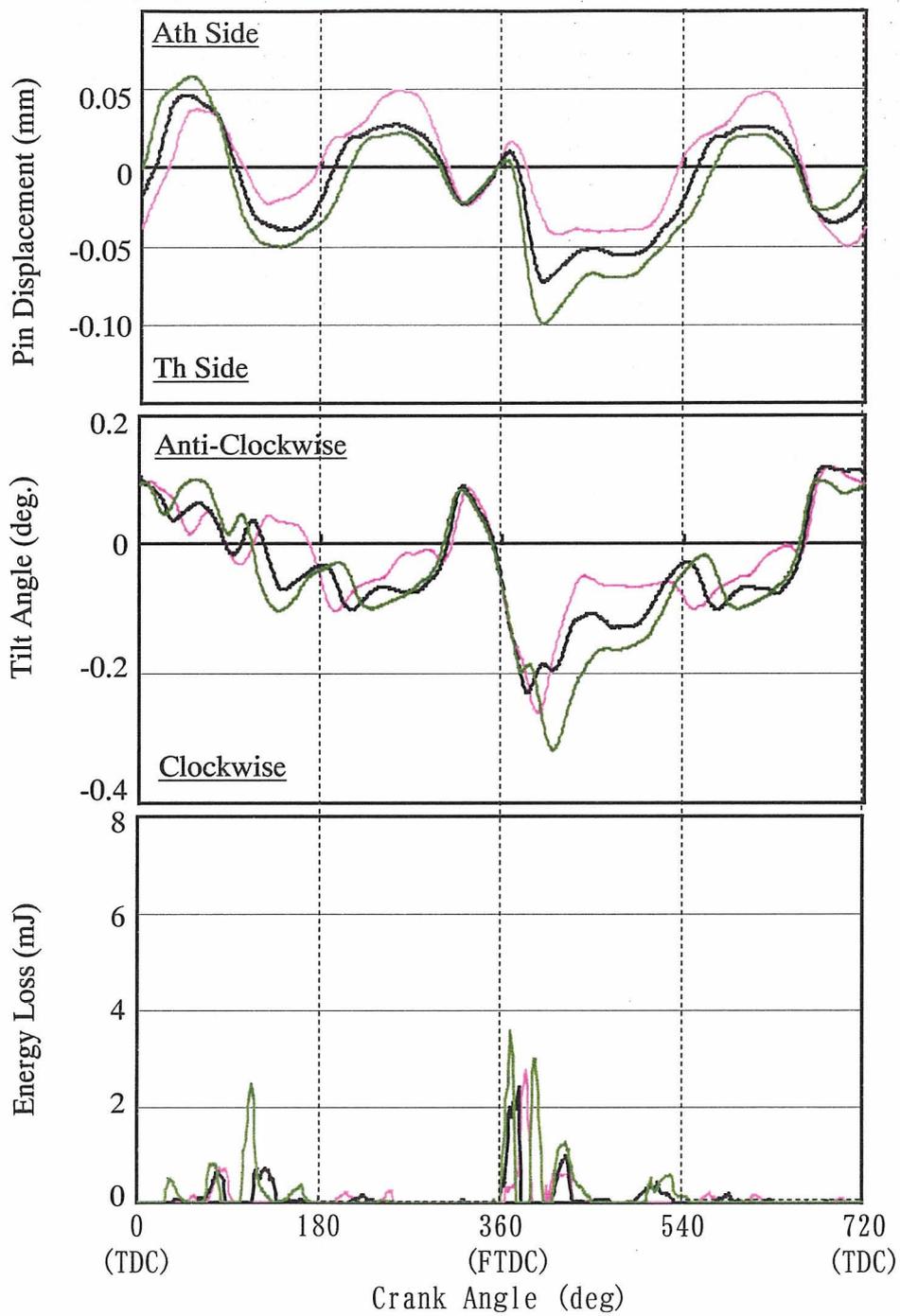


Fig. 8.44 Effect of Crank Center Offset on Piston Secondary Movement

Engine Condition: 5000rpm×Full Load

Pin Offset=-0.8mm(STD)

— : Crank Center Offset=0 (STD)

— : Crank Center Offset=-10mm (to Th Side)

— : Crank Center Offset= 10mm (to Ath Side)

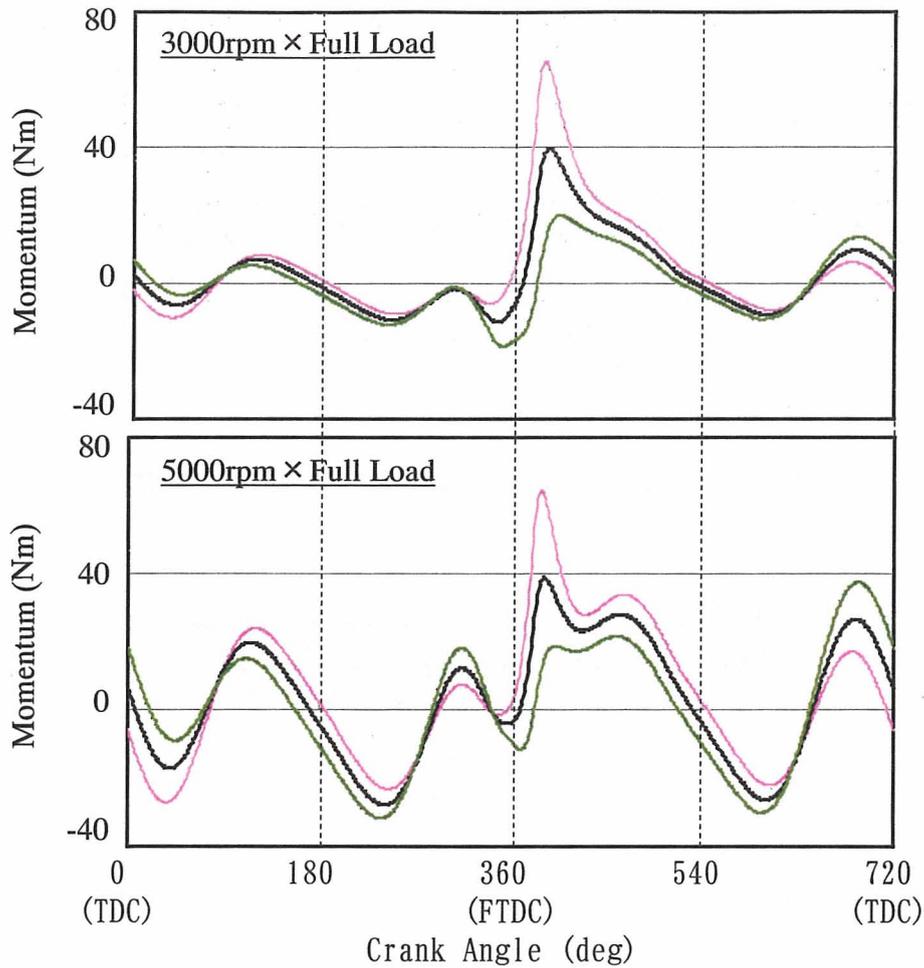


Fig. 8.45 Effect of Crank Center Offset on Momentum around Piston G-Center

- : Crank Center Offset=0 (STD)
- : Crank Center Offset=-10mm (to Th Side)
- : Crank Center Offset= 10mm (to Ath Side)

回転モーメント (M_t) はTh側にクランク軸をオフセットするにつれて大きくなること
 が分かる。

以上より、最適クランク軸オフセットはピストンに作用するスラスト力 (F_T) だけ
 でなく、回転モーメント (M_t) の影響も考慮して計算しなければならないことが分か
 る。本供試エンジンの最適クランク軸オフセットは“0”である。

11. エンジン回転数の影響

本節においては、特にスラップの大きさに及ぼすエンジン回転数の影響、すなわち本章第6節のピストン2次運動の損失エネルギーの予測の検証を行う。

Fig. 8.46にピストン挙動をエンジン1サイクルに渡って示す。スラスト力(F_T)の大きさより、ピストンの挙動が最も激しいのはFTDC前後であるが、回転数の増加と共に慣性力(F_{iner})の影響によりスラスト力(F_T)は大きくなり、スラスト力(F_T)の方向が変化する毎にピストンは激しく動く。

Fig. 8.47に損失エネルギーに及ぼす回転数の影響を示す。これより、損失エネルギーの大きさは回転数が大きくなるにつれて増加していることが分かる。これは“損失エネルギーは回転数の2乗と比例関係がある”ことに定性的に合っており、本章6節6.2の予測は正しかったことが分かる。なお、3000rpmと5000rpm間の最大損失エネルギーの変化割合が1000rpmと3000rpm間のエネルギー変化割合より小さいのは、式(8.19)における右辺第1項の[]の中の符号はFTDC後においては常に、

$$\left. \begin{aligned} \frac{R}{F_{gas}} \left\{ \cos\theta + \lambda \cos 2\theta - (\lambda_c - \lambda_p) \sin\theta \right\} (\lambda \sin\theta + \lambda_c - \lambda_p) > 0 \\ \frac{\lambda \sin\theta + \lambda_c - \lambda_p}{\theta^2} > 0 \end{aligned} \right\} \text{-----}(8.28)$$

であり、Fig. 6.5に示すように2000rpmから4000rpmにかけてシリンダ内圧力は直線的に変化することを仮定しているため、結局式(8.19)の右辺第1項の[]の中の2つの項がそれぞれの符号により相殺されてしまうことによるものである。

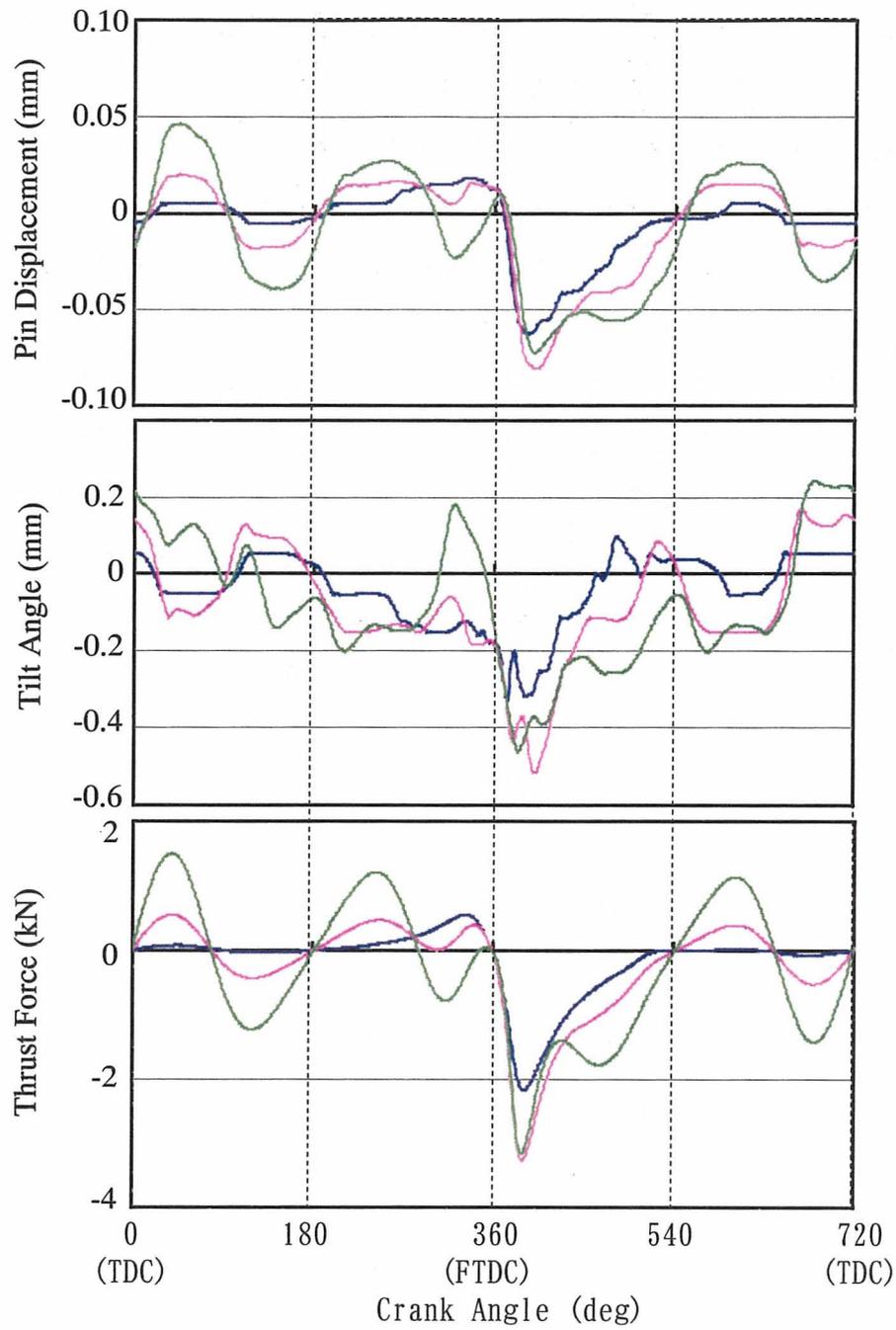


Fig. 8.46 Effect of Engine Revolution on Piston Slap Motion

- : 1000rpm × Full Load
- : 3000rpm × Full Load
- : 5000rpm × Full Load

(Same Clearance Distribution between Skirt and Cylinder)

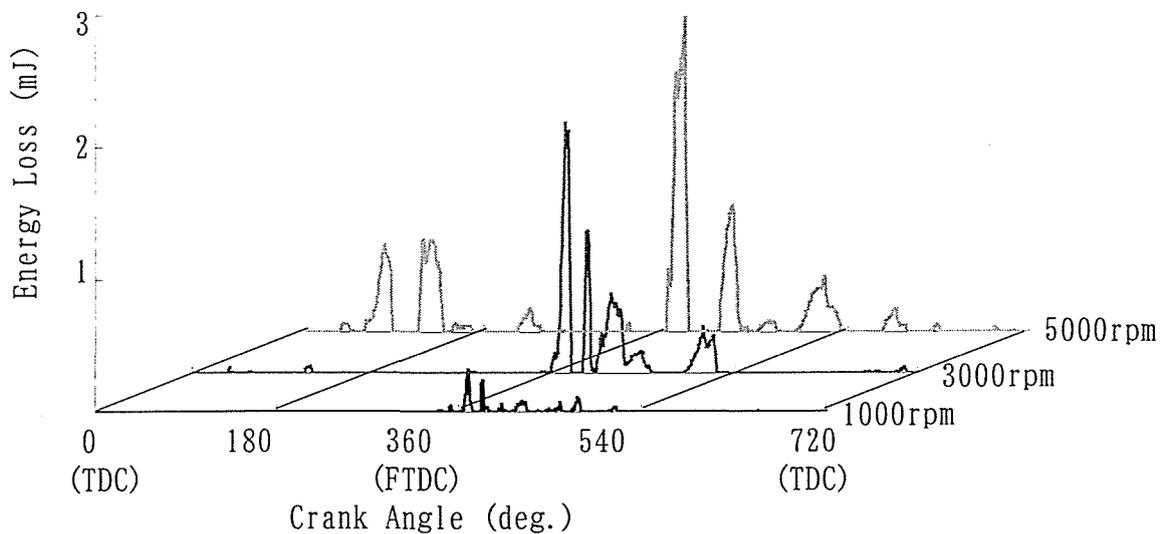


Fig.8.47 Effect of Engine Revolution on Energy Loss
(Engine Condition : Full Load)

1 2. ピン穴オフセットの影響

本節ではピストン挙動に及ぼすピン穴オフセットの影響について示す。特に、

- (1) FTDC前後のスラップ時期：式(8.14)
- (2) FTDC前後以外のスラップの強さ：式(8.25)，式(8.26)
- (3) 最適ピン穴オフセットに及ぼすエンジン回転数と筒内圧の関係：式(8.27)

の検証を行う。

1 2. 1 ピストン挙動の実験結果との比較

Fig.8.48, Fig.8.49にAth側に0.8mmオフセットしたピストンのそれぞれ1000rpm×Full Load, 2500rpm×Half LoadでのTh-Ath方向のスカーとシリンダ間のスカー上部(ピン穴中心上10mm), スカー中部(ピン穴中心下2mm), スカー下部(ピン穴中心下16mm)でのクリアランス解析及び実験結果を示す。1000rpm×Full Loadにおいては、FTDC前後のスラップ時期及びスラップによるスカー変形量の大きさの解析結果は実験結果と類似しており、本研究で開発した3次元スラップ解析プログラムはFull Load条件においてはピン穴オフセットを変更した条件でも成立している

るとが確認できる。しかしながら、2500rpm×Half Loadでの解析結果は実験結果と定性的に合っているが、スカート変形量等十分には一致していない。理由は本章第3節で考察したように、FTDC前後のシリンダ内圧力が小さいため、実験結果では油膜の楔効果が強くでたものと推測する。

12.2 ピン穴オフセット変更のパラメータスタディ

最初にピストンの挙動について考察する。Fig. 8.50, Fig. 8.51にそれぞれ1000rpm×Full Load, 5000rpm×Full LoadにおけるTh側スカート部クリアランス変化, ピン穴中心のx方向変位, ピストンの傾きを示す。ピン穴中心の変位はピンオフセットにより殆ど影響を受けない。すなわち, Fig. 8.13, Fig. 8.14及び式(8.9)で予測したように, ピン穴中心の変位はスラスト力(F_p)のみにより決定される。そしてFig. 8.35, 式(8.10)で予測したように, ピン穴オフセットを変更することによって, ピストン重心回りの回転モーメント(M_r)が変化してピストン挙動が変化することが分かる。

FTDC前後のピストンの挙動はTh側にピン穴オフセットされた場合, ピストンが時計回りに傾いた状態でスカート下部がTh側シリンダ壁と衝突するが, Ath側にオフセットされるにつれて, スカート上部がTh側シリンダ壁と衝突するようになる。また, FTDC前後のスラップ発生時期はスカート上部のクリアランスより, Th側にピン穴オフセットされたピストンではFTDC後より変化しているのに対し, Ath側にピン穴オフセットされるにつれて, 変化時期が早くなり, Ath側オフセット品はFTDC前よりクリアランスが変化していることが確認できる。Fig. 8.52にFTDC前後のピストンの挙動を示す。Th側シリンダ壁に衝突する時のピストンの傾き角がピン穴オフセットの相違により大きく異なることが分かる。

次にスラップの大きさに及ぼすピン穴オフセットの影響について示す。Fig. 8.53, Fig. 8.54に1000rpm×Full Load, 5000rpm×Full Load損失エネルギー(ΔE)のオーバーオールをエンジン1サイクルに渡って示す。Fig. 8.34に示すように, 1000rpmでは慣性力(F_i)よりもガス力(F_g)の方が遙かに大きいため, 損失エネルギー(ΔE)はFTDC前後に集中している。一方5000rpmでは慣性力(F_i)の影響が大きくなるため, 吸入行程, 排気行程におけるスラップも大きくなり, その大きさは,

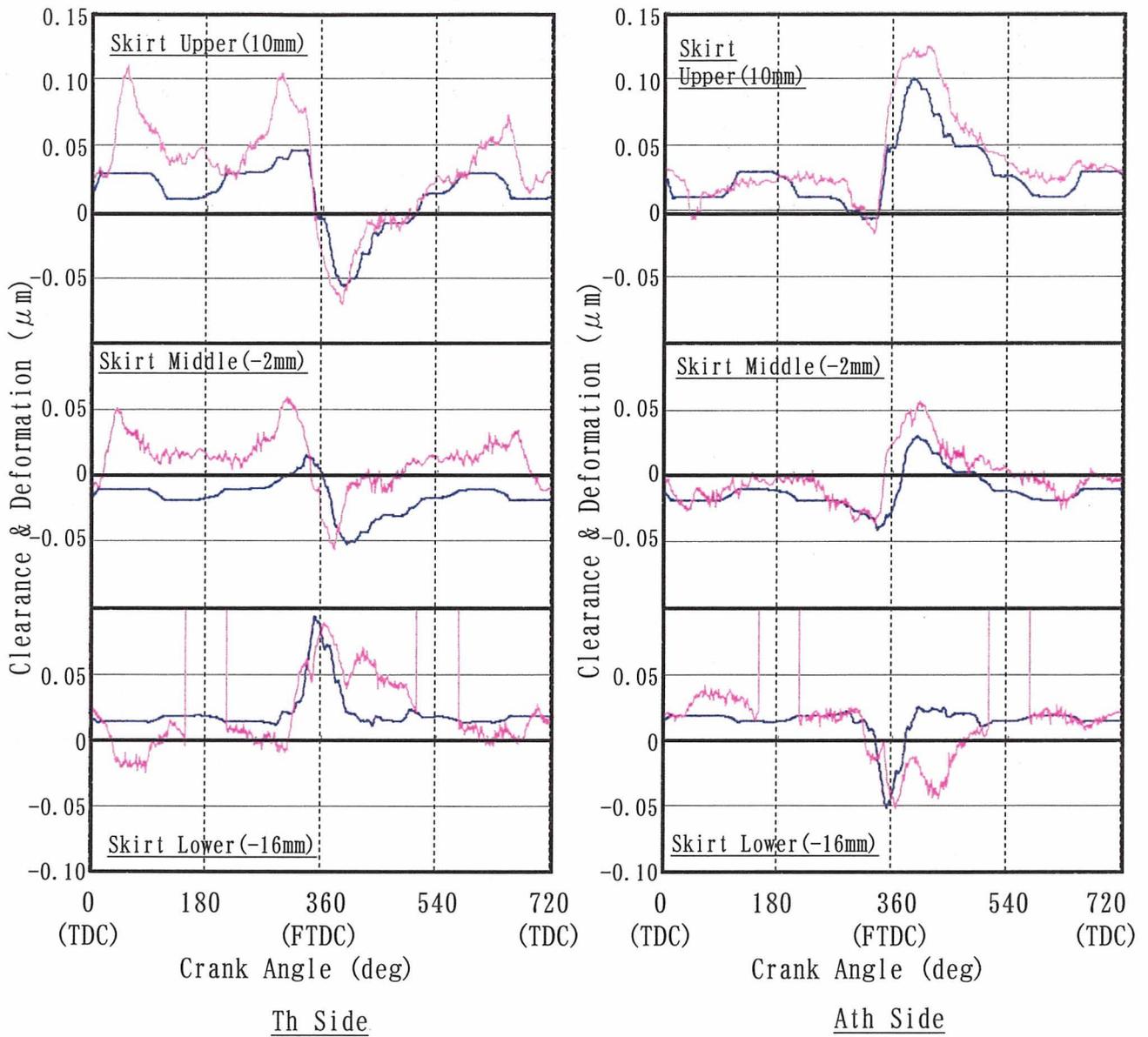


Fig. 8.48 Comparison of Calculated and Measured Skirt Clearance & Deformation (1000rpm×Full Load)

(— : Calculated)
 (— : Measured)

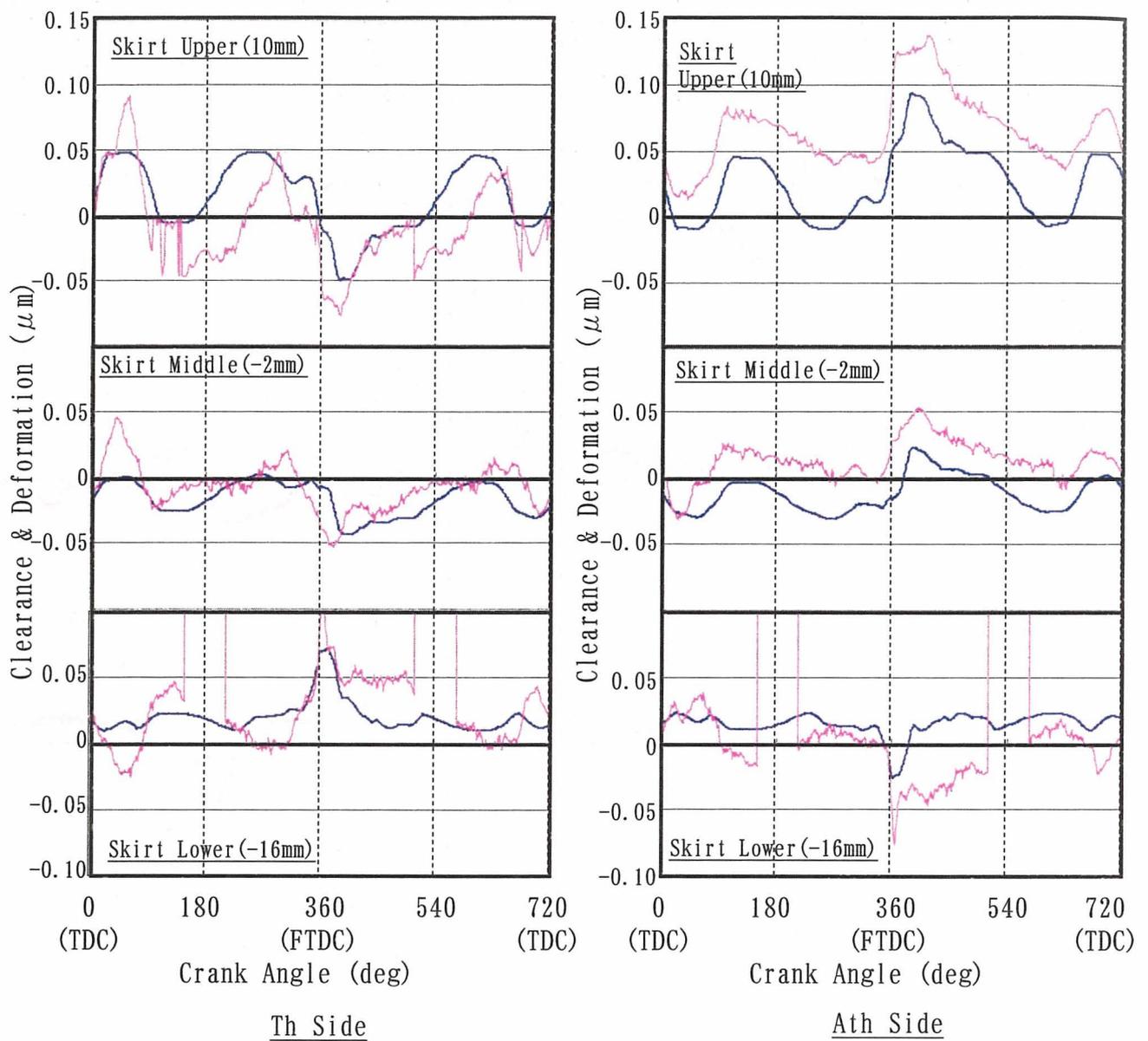


Fig. 8.49 Comparison of Calculated and Measured Skirt Clearance & Deformation (2500rpm×Half Load)

(— : Calculated)
 (— : Measured)

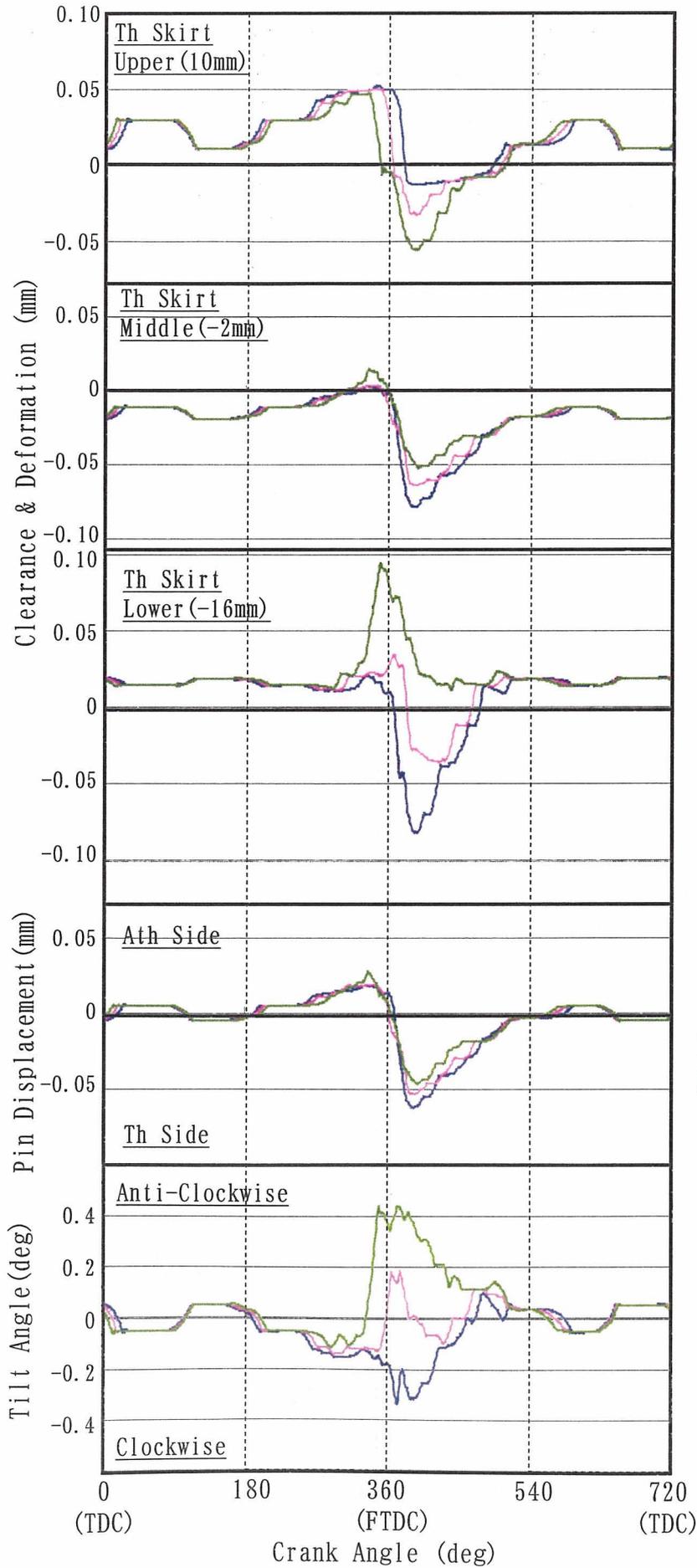


Fig. 8.50
Effect of Pin Hole Offset
 (1000rpm×Full Load)

- : $e_p = -0.8$ (Ath 0.8 mm)
- : $e_p = 0$ (Offset 0 mm)
- : $e_p = 0.8$ (Ath 0.8 mm)

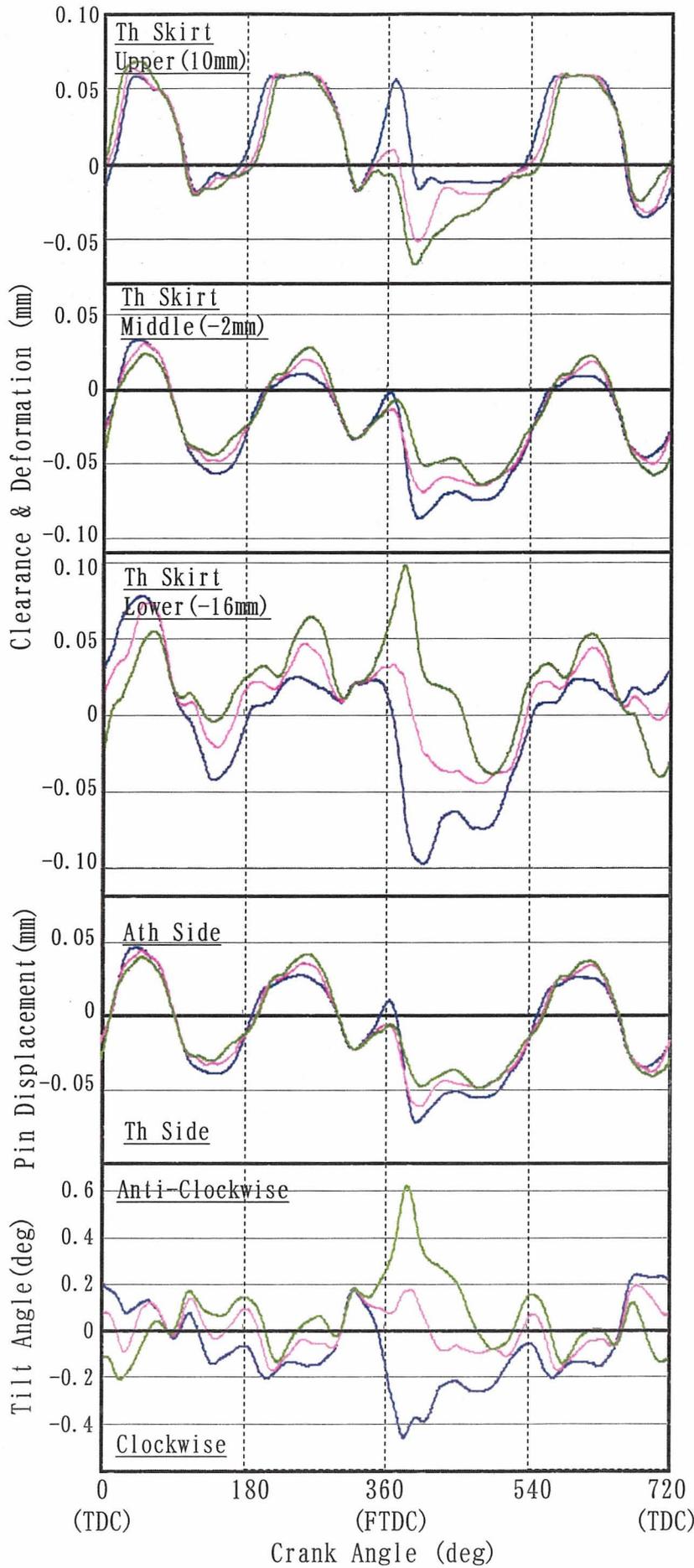


Fig. 8.51
Effect of Pin Hole Offset
 (5000rpm × Full Load)

- : $e_p = -0.8$ (Th 0.8 mm)
- : $e_p = 0$ (Offset 0 mm)
- : $e_p = 0.8$ (Ath 0.8 mm)

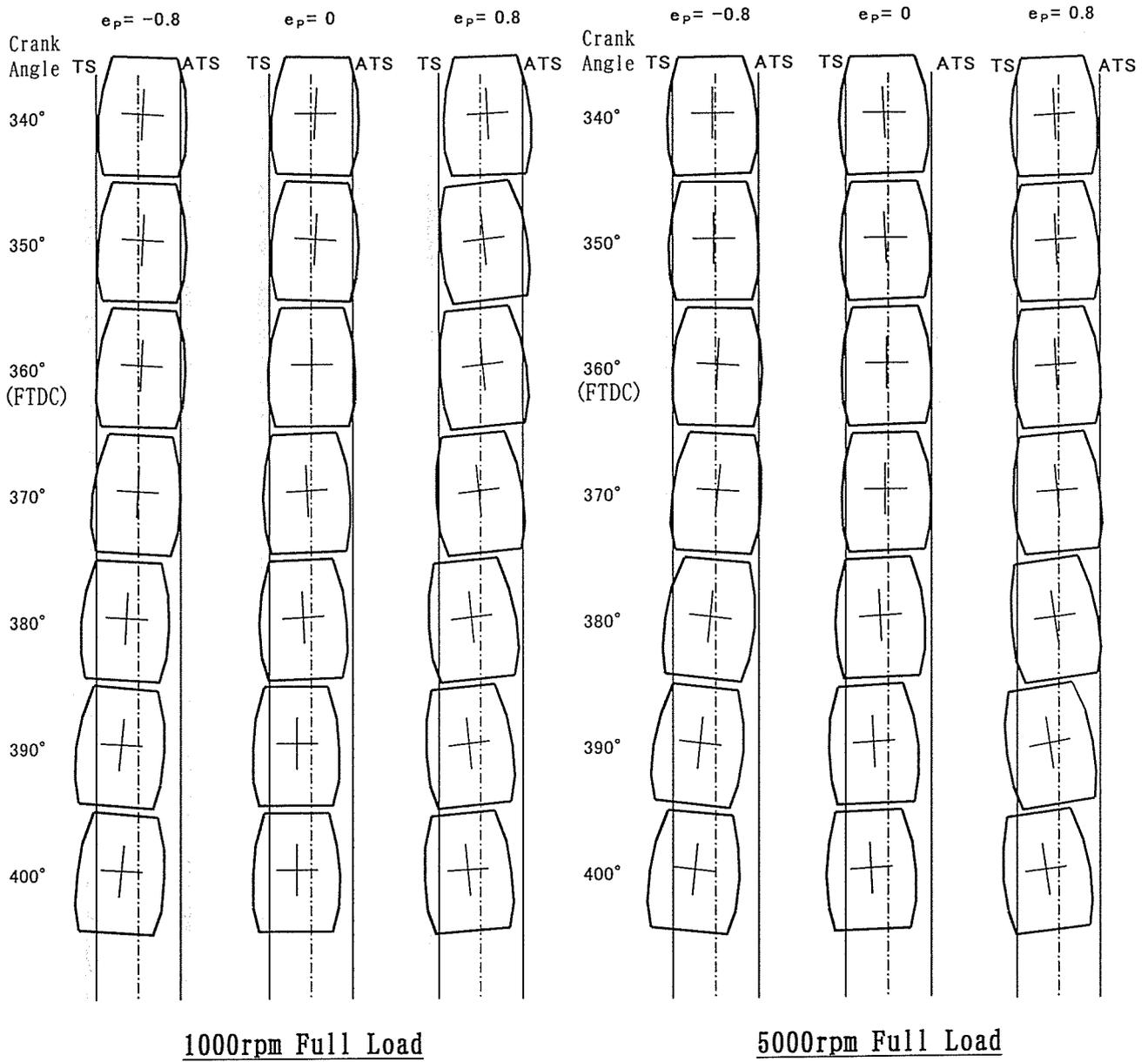


Fig. 8.52 Piston Motion before and after Firing TDC
 (e_p :Pin Hole Offset, Ath Side: Positive)

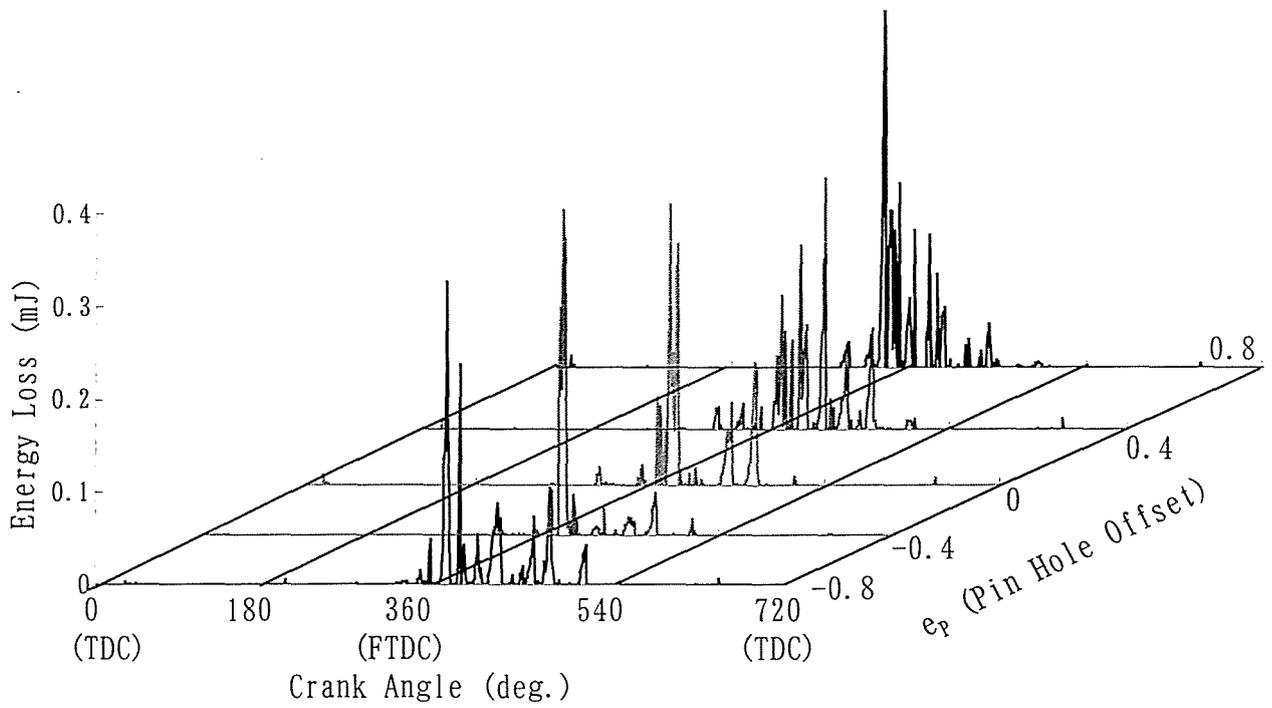


Fig.8.53 Effect of Pin Hole Offset on Energy Loss (1000rpm×Full Load)

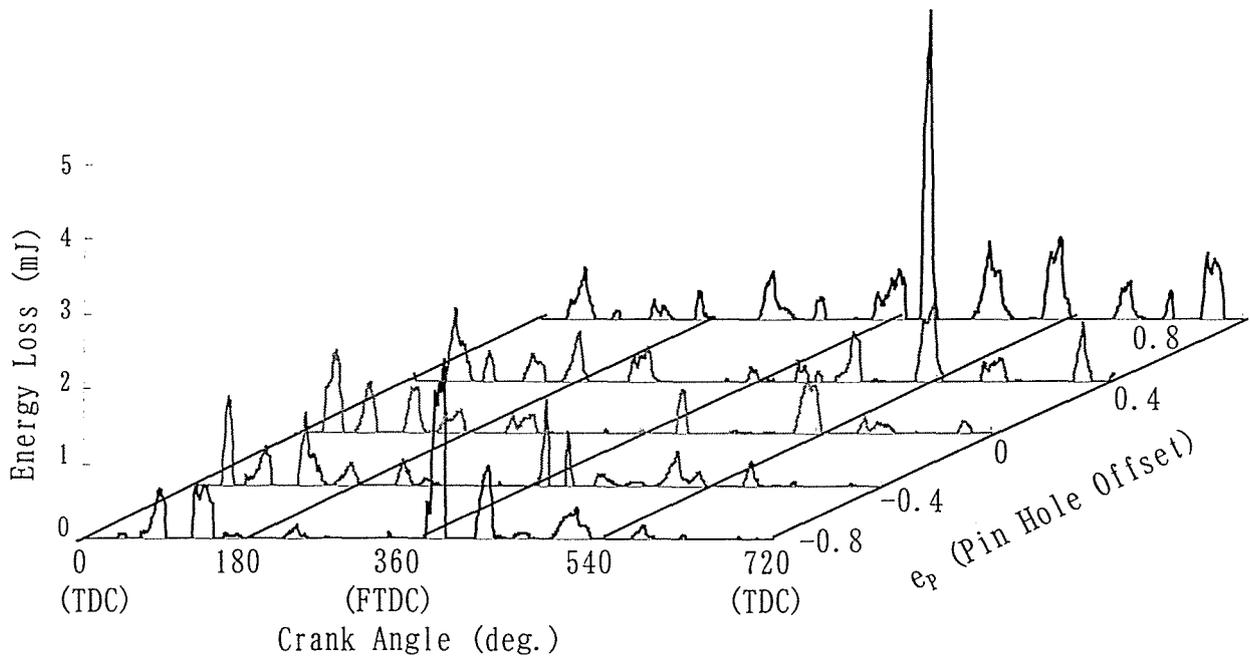


Fig.8.54 Effect of Pin Hole Offset on Energy Loss (5000rpm×Full Load)

$$\left. \begin{array}{l} \text{Th側ピン穴オフセット時}(e_p < 0) : (\Delta E)_{\text{吸入行程}} > (\Delta E)_{\text{排気行程}} \\ \text{Ath側ピン穴オフセット時}(e_p > 0) : (\Delta E)_{\text{吸入行程}} < (\Delta E)_{\text{排気行程}} \end{array} \right\} \text{----(8.29)}$$

となり、この結果は式(8.25)、式(8.26)の結果と一致する。

Fig. 8.55にエンジン温間時でFull Load, Fig. 8.56にエンジンのノックコントロールシステムの誤作動が問題となる冷間時 Half Loadにおけるサイクル中の最大損失エネルギー(ΔE)に及ぼすピンオフセット(e_p)の影響を示す。これより、最大損失エネルギー(ΔE)の最低値すなわち、発生するスラップが最低となる最適ピン穴オフセット(e_p)は回転数に関わらず、ピン穴オフセット $e_p=0\sim 0.4$ 付近で最低になっており、式(8.27)で予測した最適ピン穴オフセット(e_p)はシリンダ内圧力、エンジン回転数の影響は小さいことが証明された。

最後にスカート面圧分布に及ぼすピン穴オフセットの影響を示す。Fig. 8.57にFTDC前後の最大スカート変形時におけるスカート面圧に及ぼすピン穴オフセットの影響を示す。Fig. 8.50, Fig. 8.51に示すように、FTDC前後でのスラップは、Th側ピン穴オフセット時はスカート下部より、Ath側ピン穴オフセット時はスカート上部よりシリンダに衝突するため、衝突位置に応じて面圧が大きくなっていることが確認できる。本章第5節で考察したように、スカートの当たり(条痕摩耗量)は行程中の最大面圧の影響を最も受けるため、Th側へオフセットされたピストンでは、スカート上部Thから 5° の位置とスカート下部Thから 30° の位置において耐焼き付き性が厳しくなり、Ath側にオフセットされるにつれて、スカート上部Thから $0\sim 15^\circ$ において耐焼き付き性が厳しくなるものと予測できる。なお、今回計算した範囲(ピンオフセット： $e_p=-0.8\sim 0.8$)においてはTh側に $0.8\text{mm}(e_p=-0.8)$ されたものが最も耐焼き付き性が厳しいものと推定する。

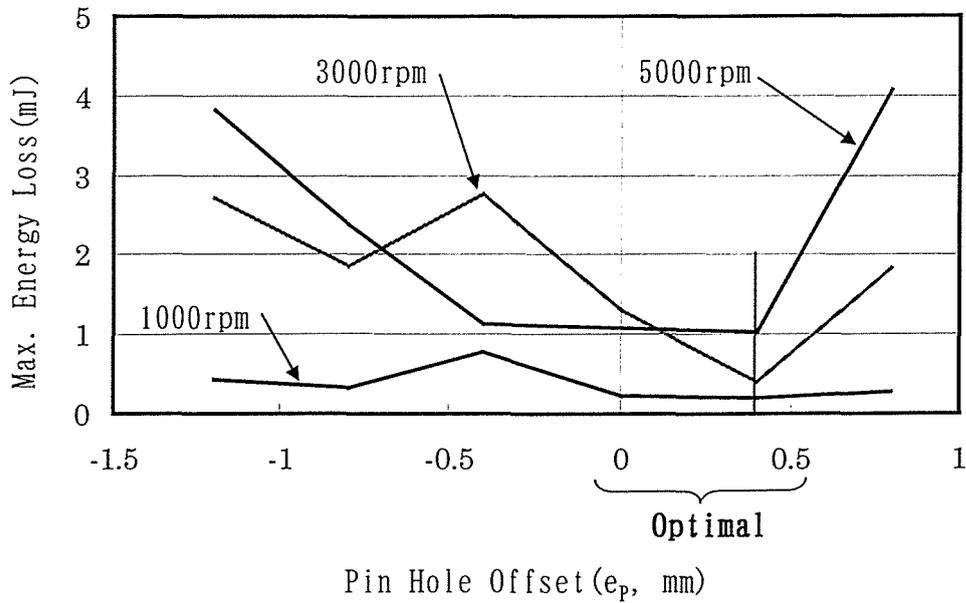


Fig. 8.55 Effect of Pin Hole Offset on Max. Energy Loss (Full Load)

- Clearances between Skirt and Cylinder : 1000rpm×Full Load(Fig. 6.1)
- Cylinder Pressure : Fig. 6.7

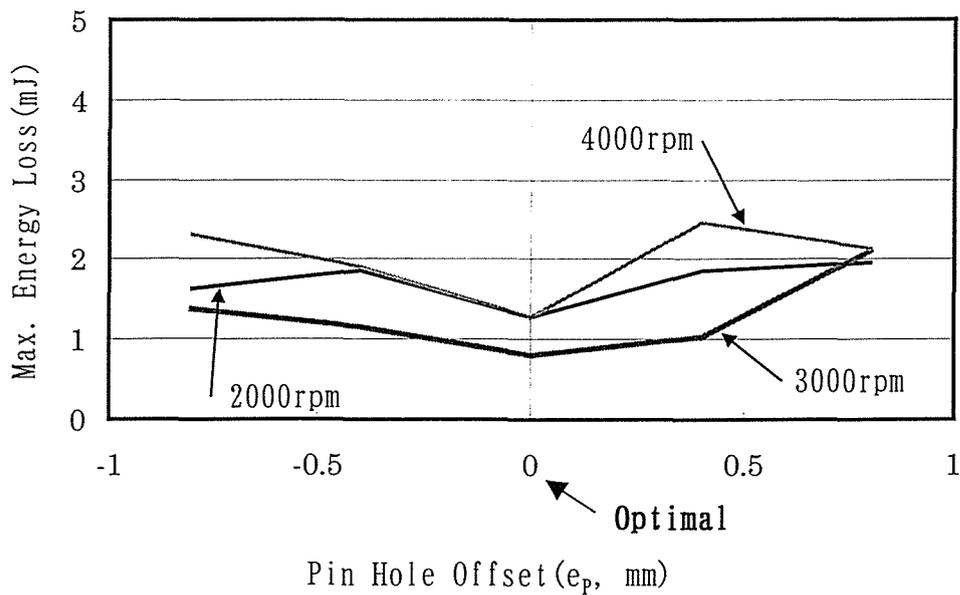


Fig. 8.56 Effect of Pin Hole Offset on Max. Energy Loss (Half Load)

- Clearances between Skirt and Cylinder : 1000rpm×No Load(Fig. 6.2)
- Cylinder Pressure : 1000rpm×Full Load(Fig. 6.1, all the same)

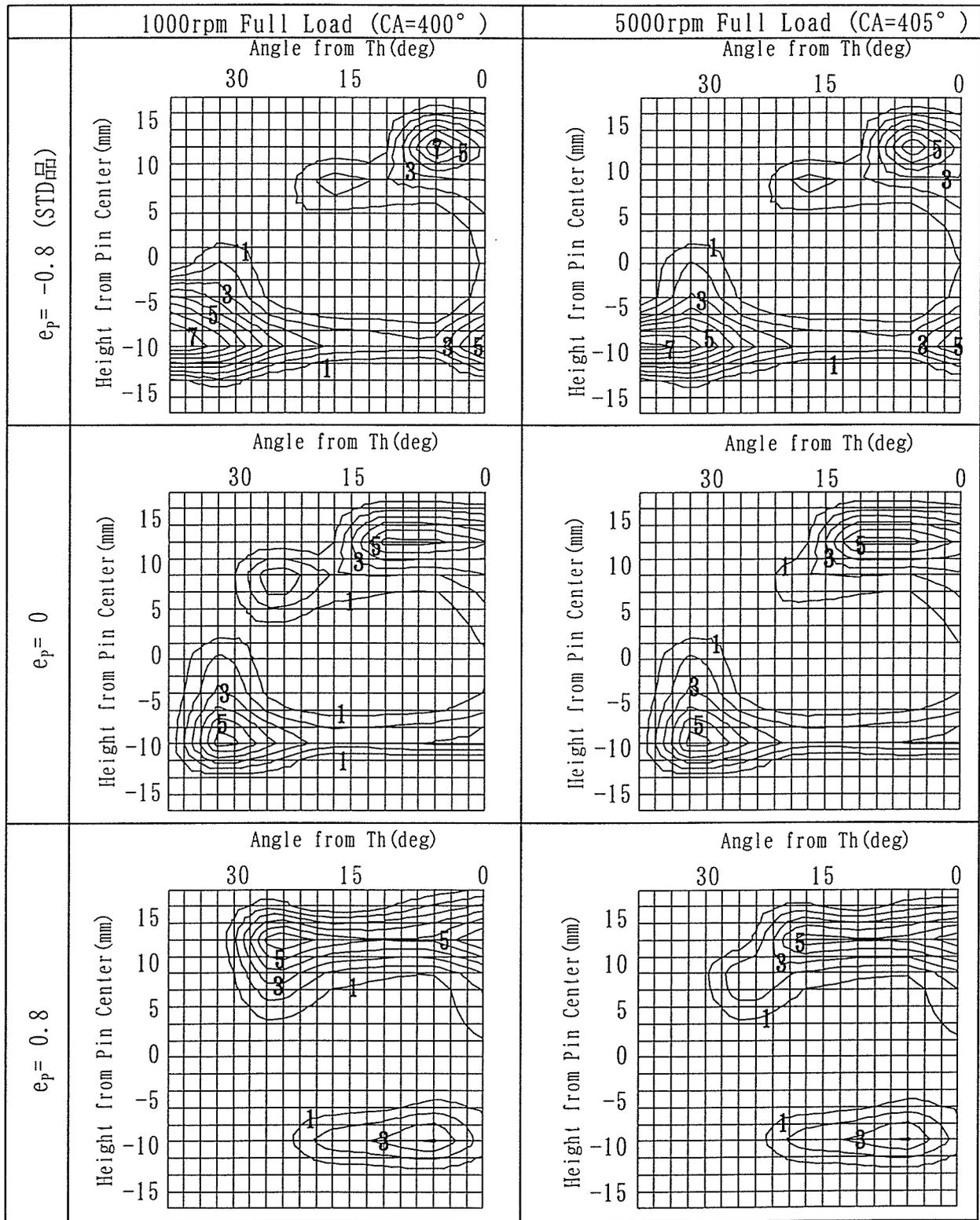
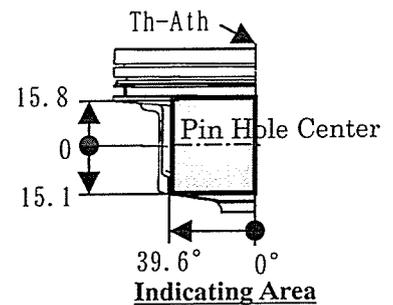


Fig. 8.57 Effect of Pin Hole Offset (e_p) on Max. Contact Pressure Distribution



1 3. ピストンの3次元運動測定結果

Fig.8.58～Fig.8.61に1000rpm×No Load, 1000rpm×Full Load, 2500rpm×No Load, 2500rpm×Half Loadの各運転条件におけるピストンピン及びピストンの傾き角の3次元的奇跡を示す。図中の数字はクランク角を表し、360°がFTDCを示す。

1000rpmではNo LoadとFull Loadではピストンの傾き角の傾向は変化無いが、ピストンピン中心高さでのピストン変位はFull Load状態では、Fr-Rr方向の移動量は少なくなる傾向にある。2500rpmではNo Load及びHalf Load共にFr-Rr方向の運動の規則性は見られない。Fr-Rr方向のピストンの運動の原因としては、シリンダブロック、クランクシャフト、コンロッド等の変形の影響と考えられるが、メカニズム解明については、エンジン構造体の剛性をも考慮した解析が必要であると考えられる。

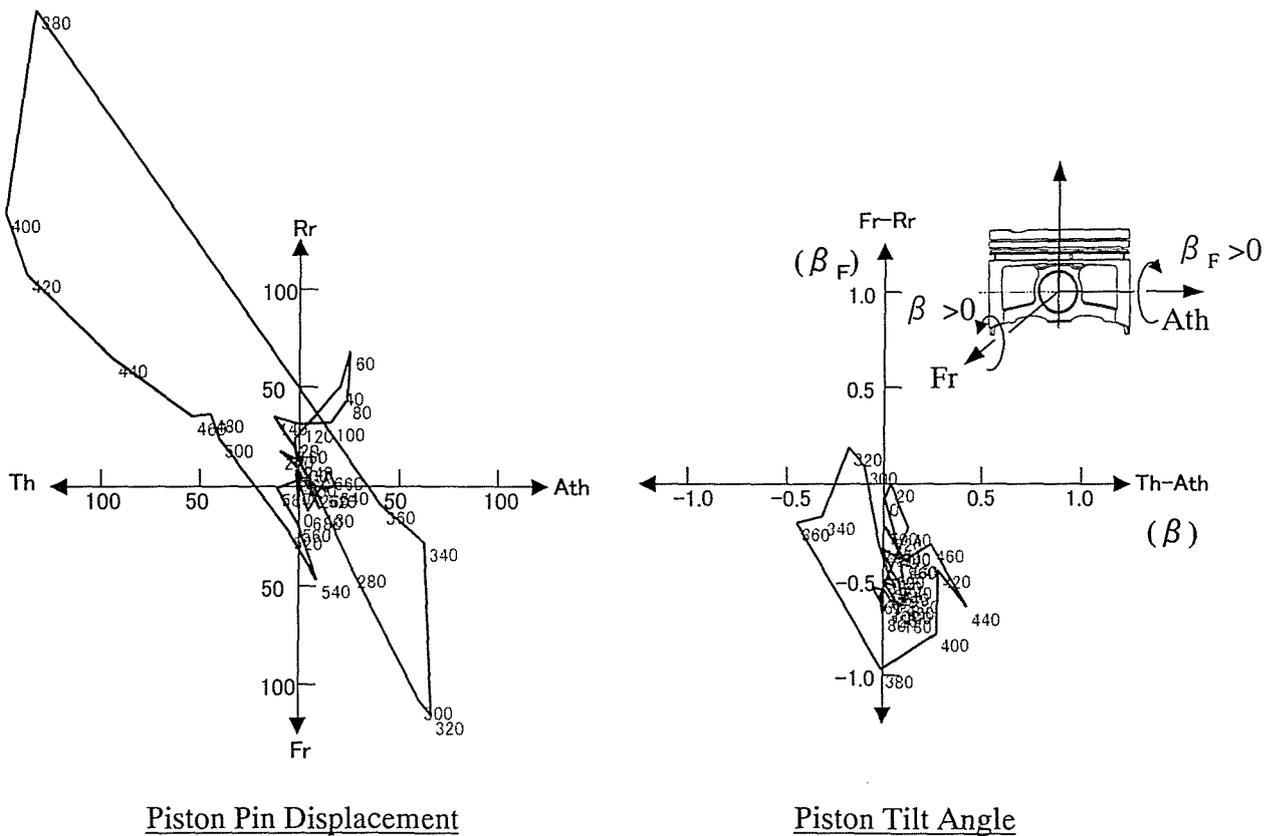
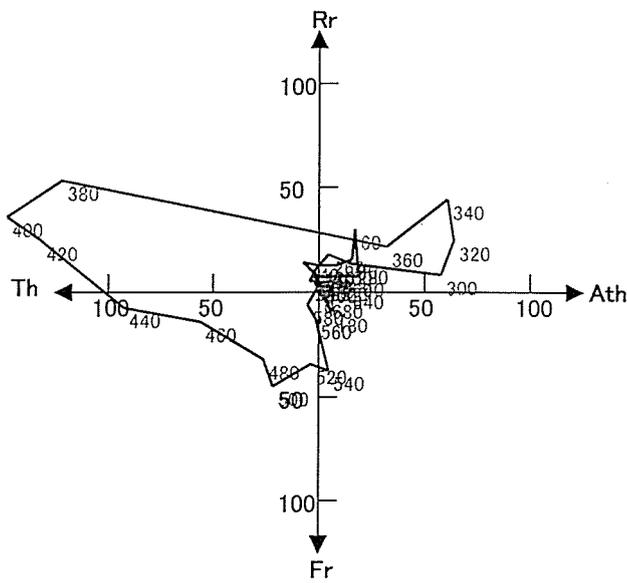
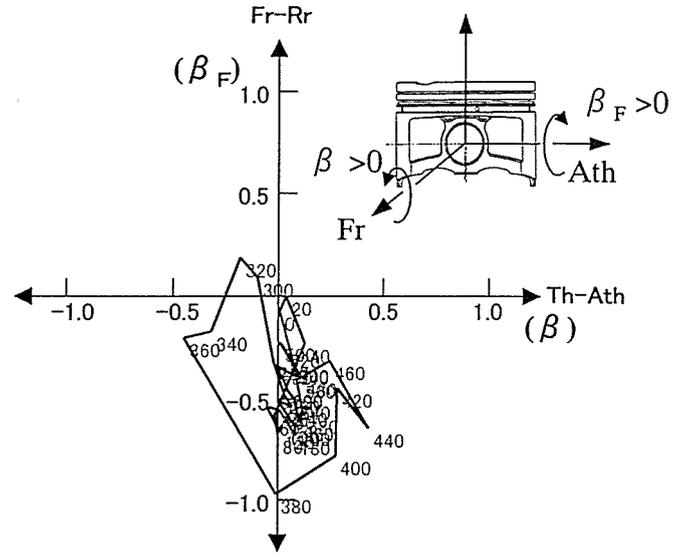


Fig.8.58 Three Dimensional Piston Pin Displacement and Piston Tilt Angle (1000rpm×No Load)

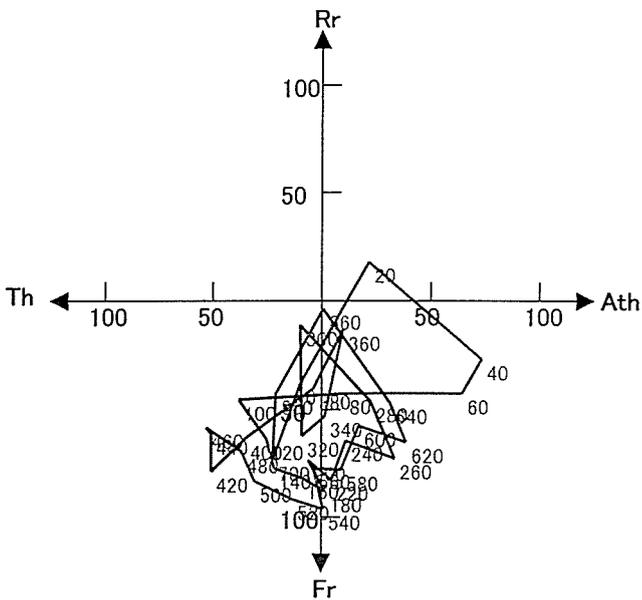


Piston Pin Displacement

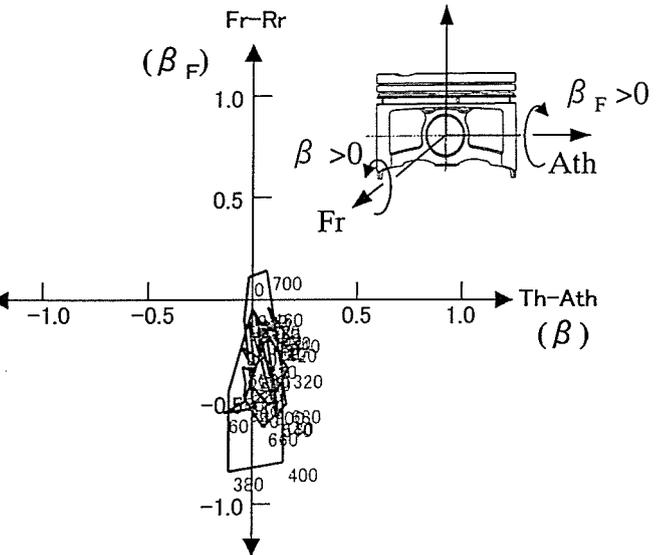


Piston Tilt Angle

Fig.8.59 Three Dimensional Piston Pin Displacement and Piston Tilt Angle (1000rpm x Full Load)



Piston Pin Displacement



Piston Tilt Angle

Fig.8.60 Three Dimensional Piston Pin Displacement and Piston Tilt Angle (2500rpm x No Load)

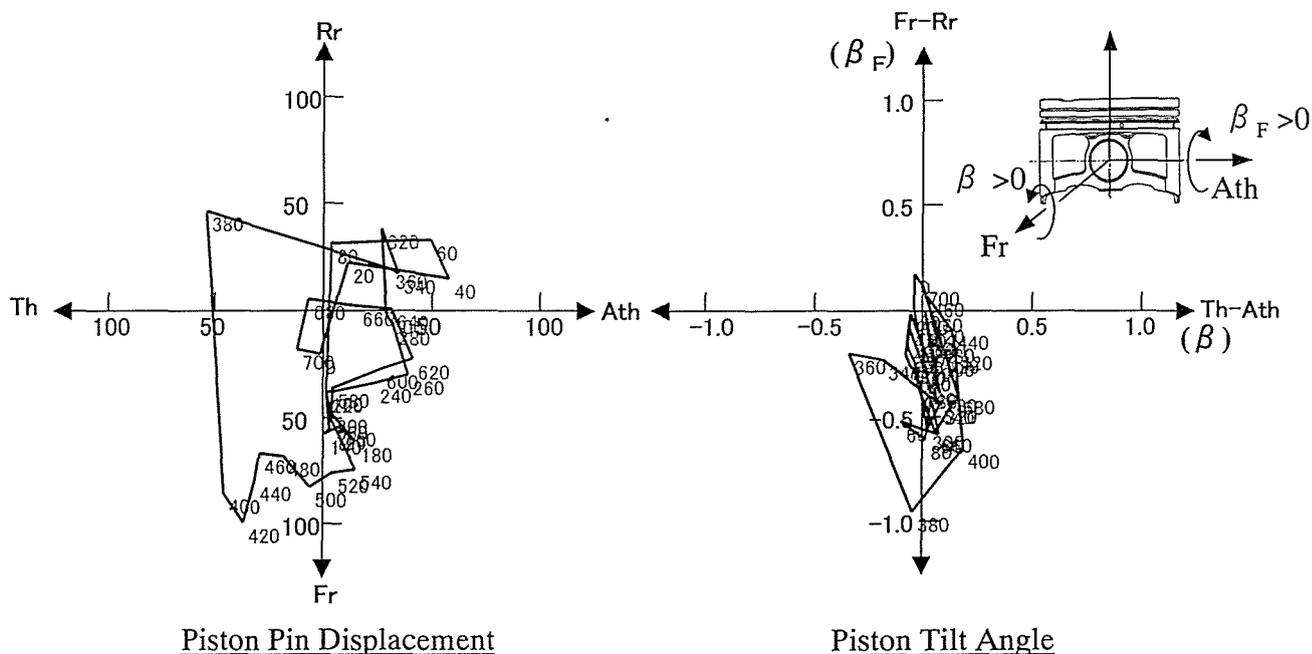


Fig.8.61 Three Dimensional Piston Pin Displacement and Piston Tilt Angle (2500rpm × Half Load)

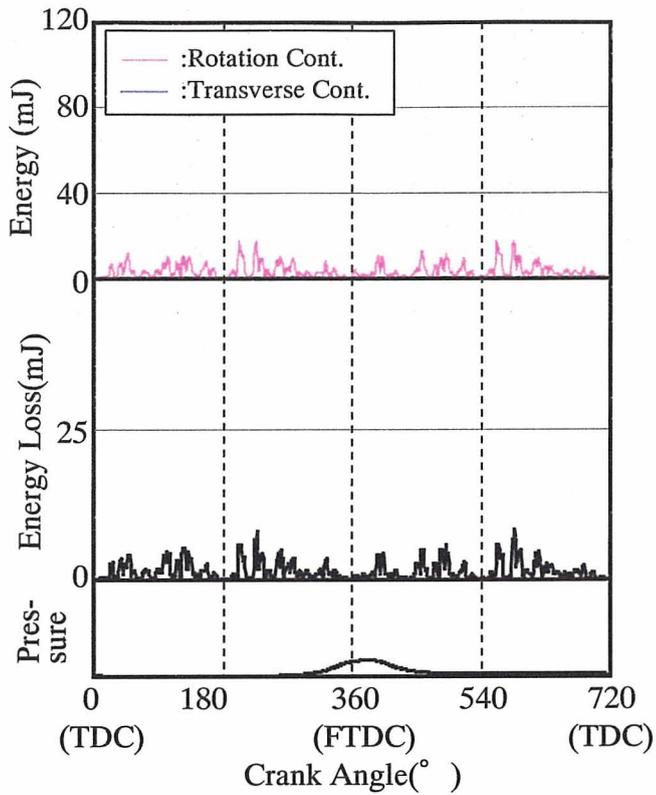
1 4. 実験データによるスラップの強さ評価結果及び問題点

1 4. 1 ピストンの2次運動エネルギー, 損失エネルギー評価結果

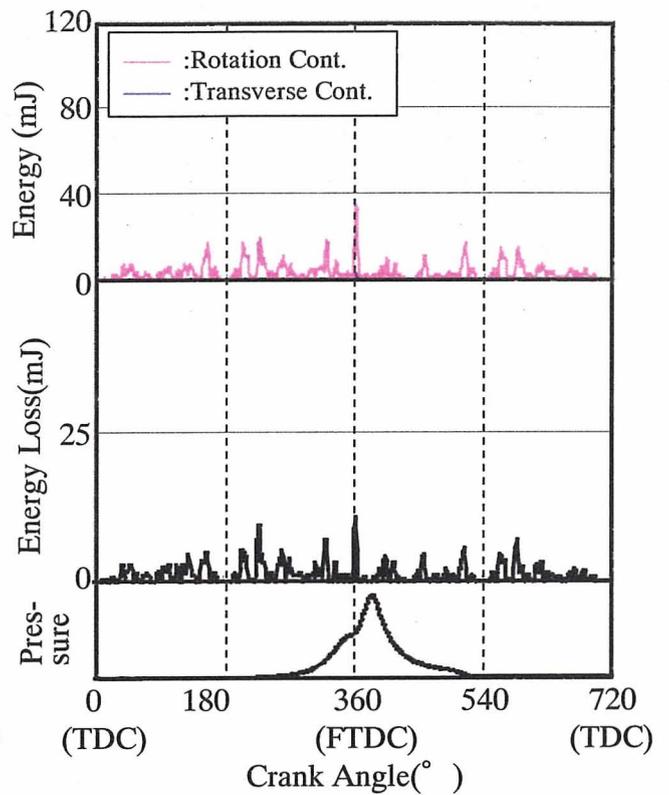
Fig.8.62～Fig.8.65に1000rpm×No Load, 1000rpm×Full Load, 2500rpm×No Load, 2500rpm×Half Loadの各運転条件におけるピストン挙動測定結果から算出したピストン2次運動エネルギー及び損失エネルギーを示す. サイクル中最大スラップが発生するFTDC前後の損失エネルギーは1000rpm×Full Loadにおいて確認できるが, 本来大きなスラップが発生するはずがない圧縮行程においてもFTDC前後の損失エネルギーと同程度の損失エネルギーが発生している. また, 2500rpm×Half LoadではFTDC前後のスラップは全く確認できない.

以上の不具合が発生した原因は, 挙動測定データが電気ノイズを含むため, 式(5.90)にて2次運動エネルギー計算する時に必要なピストン重心のx方向変位(x_G), ピストンの傾き角(β)の時間(t)による1次微分($\dot{x}_G, \dot{\beta}$)が大きく変動してしまうことによる.

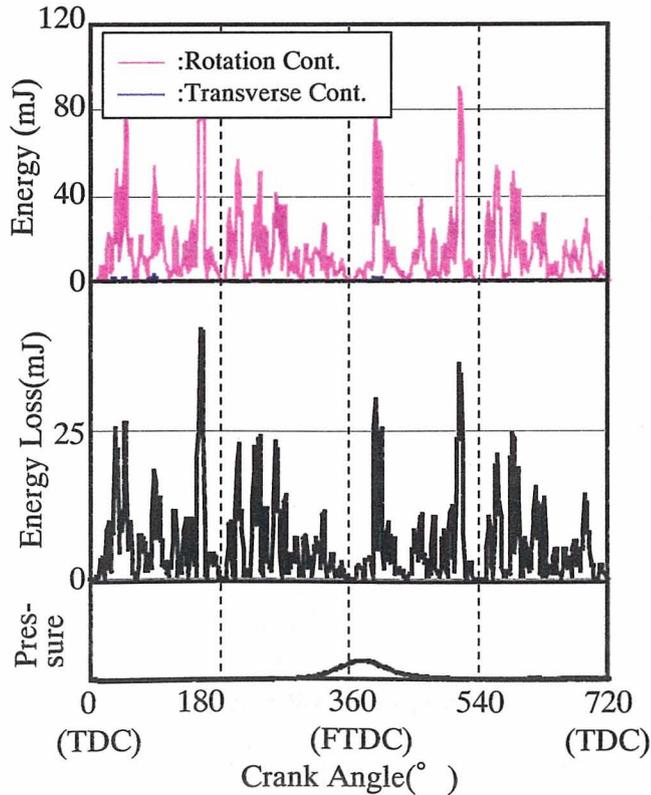
以上より, 挙動測定データよりスラップの強さを判断することは困難であり, 今後本測定法を確立するためには, 電気ノイズを極力排除出来る測定法が必要である.



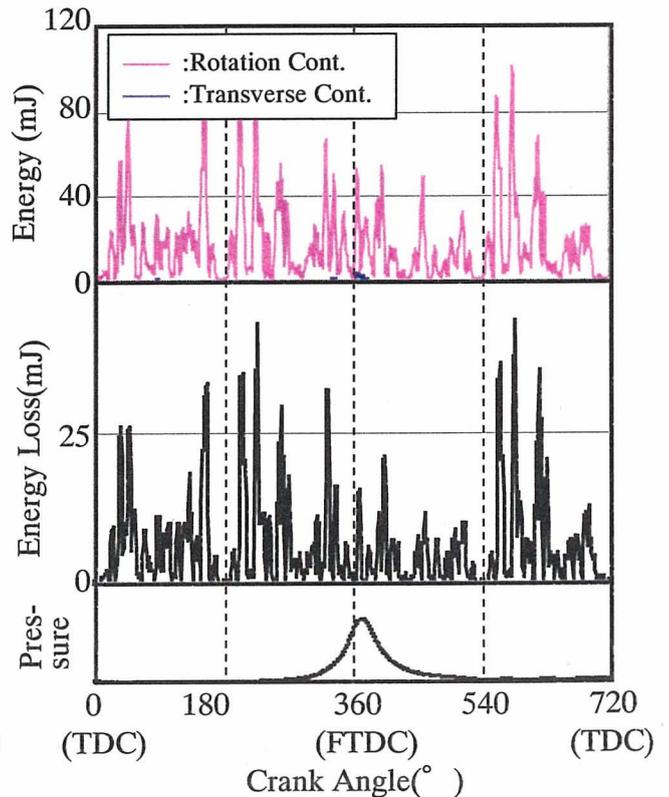
**Fig.8.62 Energy and Energy Loss
(1000rpm × No Load)**



**Fig.8.63 Energy and Energy Loss
(1000rpm × Full Load)**



**Fig.8.64 Energy and Energy Loss
(2500rpm × No Load)**



**Fig.8.65 Energy and Energy Loss
(2500rpm × Half Load)**

14.2 シリンダライナ振動測定結果

Fig.8.66に1000rpm×Full Loadでのライナ振動測定結果のオーバーオール値を示す。今回の測定では最大ピストンスラップ発生時の爆発上死点(クランク角:360°)後においても強い振動波形は観察されなかった。すなわち、本供試エンジンではスラップによるエンジン外部への振動、騒音放射に対しては無視できるものと考えるが、今後より測定精度を向上させるためには、ピストンに直接加速度ピックアップを直接取り付け測定する必要があると考える。

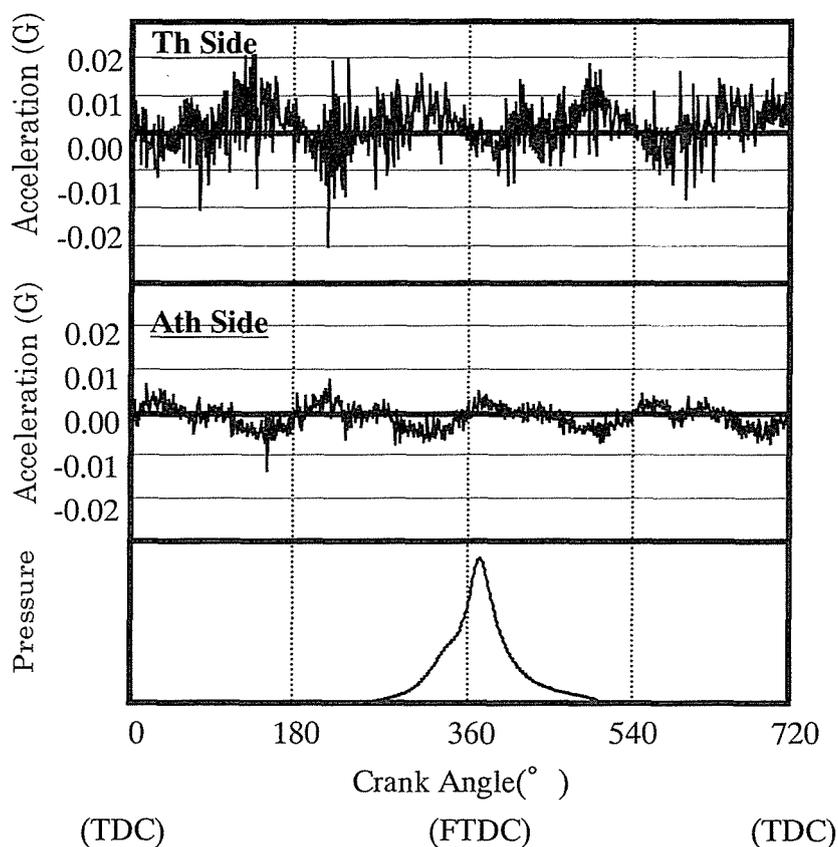


Fig.8.66 Cylinder Liner Vibration (1000rpm × Full Load)

15. 第8章まとめ

本章では実験的及び解析的アプローチにより、ピストンの2次運動及びこれに伴うスカート部の面圧、変形量を予測してきた。本章での成果は以下の項目である。

15.1 スカート動歪み結果

- (1) スカート部の動歪みはスラップによってスカート部がシリンダ壁に押さえつけられるために発生する。歪みの絶対値の大きさはピストンに作用するスラスト力の大きさによって決定される。
- (2) 動歪みの符号は歪みを測定する場所で決定され、これは梁の曲げの原理にて説明できる。すなわち、Th-Ath方向では常に引張り、Th-Ath方向から 30° の位置では常に圧縮歪みが発生する。

15.2 Th-Ath方向ピストン挙動及び解析結果

- (1) 本研究で開発したスカート面圧、変形量分布の把握できる3次元スラップシミュレーションプログラムを用いて、スカート上部の最大クリアランス、最大変形量の絶対値を除き、Th-Ath方向のクリアランス及び変形量、ピン変位、ピストンの傾き角の絶対値、ピストンの姿勢変換時期を含めて精度良く予測できる。これより、本シミュレーションプログラムにより十分ピストンの挙動、スラップによる振動、騒音等の不具合を予測することができるツールを確立することができた。
- (2) スラップの強さは損失エネルギーによって説明できる。
- (3) Full LoadにおいてはFTDC前後の姿勢変換状態は実測結果と殆ど一致する。本計算プログラムではスカートとシリンダ間の油膜は考慮していないことより、FTDC後のスラップによってスカートとシリンダ間は境界潤滑となり、殆ど油膜は存在しないものと推定できる。
- (4) No Loadにおいては、FTDC前後のスラスト力が小さいため、実機での姿勢変換は計算の場合より“緩やか”に発生する。これは油膜の楔効果によるものと推定される。
- (5) スラップに及ぼすスカートとシリンダ間のクリアランスの影響は大きい。スラップに及ぼすクリアランス以外の要因の影響を確認する場合には、クリアランスを同一にして評価する必要がある。

(6)ピストンピン穴中心のx方向変位はスラスト力のみによって殆ど決定できる。

1 5. 3 スカート3次元予測変形量, 面圧解析結果

- (1)実験的手法で算出した面圧分布よりも, 本理論解析で求めた面圧分布の方が実機でのスカート当たり状況を良く表している。
- (2)実験的手法によるスカート3次元変形量分布は歪みゲージ法, ギャップセンサ法の両方で可能である。しかしながら, 面圧分布は本研究で実施したものよりも詳細な弾性マトリクス (E_{ij}), 剛性マトリクス (G_{ij}) を算出する必要があるため, 本研究で開発した評価装置では事実上不可能であり, 評価装置を新しく検討する必要がある。しかしながら評価工数及び費用を考慮すればFEM解析による係数マトリクス算出の方が良い。
- (3)3次元変形量分布, 面圧分布はピストンの2次運動によって大きく変化する。特に面圧分布スカートの剛性分布によりスカートの一部のみでスラスト力を保持していることが確認できた。
- (4)スカート上部の最大クリアランス及び変形量が実測と不一致の理由は, ピストンのスカート剛性値の非線形性, 及び他のスカート部位が変形することによる間接的な変形を含むためである。より詳細な解析においては非線形性の考慮及びコンプライアンスマトリクスと面圧よりスカート変形を再計算しスカート変形量を補正する必要があるものと考える。

1 5. 4 実機でのスカート当たり予測

- (1)実機でのスカート当りは解析面圧分布及び面圧発生部のスカート上の位置により概略予測できる。条痕摩耗割合はサイクル中の摩耗割合の指標の総和よりも, 最大スラスト力発生時期の面圧分布の影響の方が大きい。これより, 最大スラスト力発生時はスカートとシリンダ間は流体潤滑から境界潤滑へと遷移し, 条痕摩耗が促進されたものと推定できる。

1 5. 5 ピストン挙動に及ぼす種々の要因調査結果

- (1)下死点付近のスカートはみ出し量を過度に増やすと下死点付近でのピストンの2次運動に大変悪影響を与える。必ず, 本シミュレーションによりスカートはみ出し量に問題無いか確認する必要がある。

- (2) スラップに及ぼす頂部加圧によるスカート変形量の影響は小さく、無視して良い。この理由は、本変形量はスカートの熱膨張変形量よりも小さいことによる。
- (3) スラップに及ぼすエンジン負荷の影響はシリンダ内圧力だけでなく、温度分布の差によるスカートとシリンダ間のクリアランス分布の両方に注意する必要がある。
- (4) θ_h 又は θ_a 方向にクランク軸をオフセットすることによって、ピストンの作用するスラスト力、回転モーメントのどちらか一方が減少し、もう一方が増加する。ピストンの2次運動エネルギーはピストンの並進運動エネルギーと回転運動エネルギーの和で表すことができるため、クランク軸のオフセットは必ずしもスラップ低減に良い結果を与えるとは限らない。本シミュレーションプログラムにより、損失エネルギーを確認する必要がある。
- (5) スラップの大きさはエンジン回転数及びシリンダ内圧力の2乗に比例する。これは損失エネルギーの力学的関係式により説明できる。
- (6) ピン穴オフセット変更によるピストン挙動の相違は、ピストンに作用する回転モーメントが変化することによる。FTDC前後のスラップは θ_h 側にピン穴オフセットする程遅れ、スカート下部から θ_h 側シリンダ壁に衝突するようになる。逆に、 θ_a 側にピン穴オフセットする程スラップ時期は早くなり、スカート上部より θ_h 側シリンダ壁に衝突するようになる。以上の現象は力学的関係式より説明できる。
- (7) FTDC以外のスラップは回転数の増加とともに大きくなる。 θ_h 側にピン穴オフセットされた場合は吸入行程で、 θ_a 側にピン穴オフセットされた場合は排気行程でスラップが大きくなる。この現象についても力学的関係式により説明できる。
- (8) 損失エネルギーが最も小さくなる最適ピン穴オフセットはエンジン回転数、筒内圧(エンジン負荷)の影響を殆ど受けない。この現象についても力学的関係式により説明できる。
- (9) ピン穴オフセットによってFTDC前後のスラップ時に発生する面圧分布が大きく異なる。すなわち、 θ_h 側へオフセットすることによって、スカート下部 θ_h - θ_a 方向から約 30° の位置、 θ_a 側へオフセットすることによって、スカート上部 θ_h - θ_a 方向から 0° ～約 10° の位置が焼き付きに対して厳しくなる。

15.6 ピストン3次元挙動測定関連

ピストンの3次元挙動は確認できたが、メカニズムについては不明である。こ

の原因究明するために、ピストン以外の加工精度、剛性等を考慮する必要があると考える。

15.7 実験データによるスラップの強さ評価結果及び問題点関連

実験的にスラップの強さを評価するのに適した方法は、振動測定である。但し本供試エンジンのように、スラップ力が小さい場合はピストンに直接取り付けて測定する方が良いものとする。挙動測定測定結果から2次運動エネルギーを算出する方法は挙動波形から電氣的ノイズの除去を行わない限り困難である。

第9章 今後の課題と解決案

本研究では実験的及び理論的手法により、ピストンの2次運動のメカニズムを明確にし、実働時のスカート変形量、面圧分布を解明してきた。最後に各項目に対する問題点と課題解決のための実施予定の一部について述べる。

1. 変形量換算マトリクス(Δ_{ij})，弾性マトリクス算出方法(E_{ij})について(第3章)

本研究での解析においては、スカート部を薄肉円筒殻と仮定し、且つピストン高さ方向の歪みは周方向の歪みに対して小さいと仮定した条件で、スカート周方向歪みからスカート変形量及び面圧を求める変形量換算マトリクス(Δ_{ij})，弾性マトリクス(E_{ij})を算出した。しかしながら、実際にはスカート変形量や面圧は大きくなると歪みに対して非線形性も無視できなくなり、非線形性を考慮した係数マトリクス算出方法が必要である。

1案として、スカート各点*i*における変形量又は面圧を f_i ，スカートの考慮総点数を*n*とすれば歪み ε 'sの2次迄の項で表現すると以下のようなになる。

$$\begin{aligned} f_i &= f_i(\varepsilon_1, \dots, \varepsilon_n) \\ &= \sum_{j=1}^n \frac{\partial f_i}{\partial \varepsilon_j} \varepsilon_j + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n \frac{\partial^2 f_i}{\partial \varepsilon_j \partial \varepsilon_k} \varepsilon_j \varepsilon_k = \sum_{j=1}^n a_{ij} \varepsilon_j + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n b_{ijk} \varepsilon_j \varepsilon_k \end{aligned} \quad \text{-----}(9.1)$$

ここで、

$$a_{ij} = \frac{\partial f_i}{\partial \varepsilon_j}, \quad b_{ijk} = \frac{\partial^2 f_i}{\partial \varepsilon_j \partial \varepsilon_k} \quad \text{-----}(9.2)$$

よって、それぞれの点に対し、重回帰分析により係数 a_{ij} ， b_{ijk} を決定すれば良いものと考えられる。しかしながら、式(9.1)の未知数の数は、 $n^2(n+1)$ であり、重回帰分析にて係数 a_{ij} ， b_{ijk} を決定するためには、最低でも $2n^2(n+1)+1$ のデータが必要である。

ここで、必要実験回数を概算する。今回の実験結果ではスカート上の考慮点、すなわちスカート片面で15点($n=9$)，では少なすぎて面圧を予測するのは不十分であることを第8章第4節で指摘しているが、仮に非線形性を考慮してスカート変形量のみを予測するとした時の最低必要測定回数は以下式(9.2)となる。

$$2n^2(n+1)+1 = 2 \cdot 9^2 \cdot (9+1)+1 = 1621 \text{ (回)} \quad \text{-----}(9.3)$$

となり、非常に多くの実験回数を要する。さらに、実際には面圧予測するための必要測定点数は $n \geq 64$ であり、実験的手法による非線形解析は現実的では無い。

以上より、各種マトリクス計算のためのスカート歪み及び変形量については、線形、非線形解析両方とも費用及び工数上、FEM等による机上解析法で算出すべきと考える。

2. ギャップセンサの出力について(第4章)

ギャップセンサからの出力(クリアランス又は変形量)はFig. 4. 22で示す本研究で実施した方法では電氣的ノイズを拾うため、その微分係数である速度及び加速度を算出することができない。このため、ギャップセンサへのノイズを極力防止するために、センサの周りにセラミック円筒で覆う等の措置が必要である。

3. スラップシミュレーションのスカート上部の最大変形量及び最大クリアランスの合わせ込みの方法について(第5章)

本研究での解析シミュレーションは、スカート変形量については完全にシリンダとの干渉部分と仮定して計算しているが、実際のスカート変形量は、

- ・スカート部がシリンダと直接干渉することによる変形。
- ・シリンダとの干渉に関係の無い間接的な変形、すなわちスカートの一部が変形することにより、他の部位も変形する現象。

の2種類を含む。この問題を解決するための1案として、連立常微分方程式をRunge-Kutta-Gill法で解法する同じ計算ステップの中で、剛性マトリクス(G_{ij})、コンプライアンスマトリクス(C_{ij})を用いて、面圧、変形量の計算を繰返し、繰返しによる変形量の差が十分小さくなった時点で次の計算ステップに進む等の計算方法の検討が必要であると考えられる。

4. エンジン負荷の小さいNo Load等での挙動計算結果の合わせ込みについて(第5章)

実際のスカートとシリンダ間にはある程度の油膜が存在するため、エンジン低負荷時迄の挙動計算結果を合わせ込むためには、Reynolds方程式をサイクル中に解法する必要がある。しかしながら、スラップ現象で問題となるのは中負荷から高負荷にかけてであり、この状態では特に爆発上死点前後のTh側へのスラップ時、境界潤滑状態に

なるものと推定され、本研究で開発したシミュレーションプログラムで精度良く実機での運動を再現できる。さらに、現段階ではピストン周辺部分の解析において、境界潤滑領域迄考慮できる潤滑の力学的方程式はまだしっかりと確立されたものは無い。このため、実用上スカート油膜について考慮することは現段階では特に必要無いと考える。

5. スカート当たり予測及び焼き付き限界の検討について(第8章)

本研究にてスカート当たり乃至概略の要因について特定することができた。しかし実用的にスカート部を設計し、スカートの焼き付き限界を明確にする上では更なる精度向上が必要である。このために、本供試エンジンのピストンだけでなく、更に機種を変更してスカート当たりを評価を実施検討する必要があると考える。

6. スラップに及ぼす種々の要因の精度向上について(第8章)

本研究で、力学的予測と要因のパラメータスタディにより、定性的に力学的予測が成立することが確認できた。しかし、全てのピストンに当てはめていくためには、機種を変更した計算による検証の蓄積が必要である。また、必要とあらば、理論の再構築により更なる精度向上を図る必要がある。

7. 最後に

ピストン設計の将来像として最も重要なことは、設計諸元のみより不具合が予測出来る技術を有し、速く問題解決を図ることである。このため、本章で示した解決策を含め、スカート部に関しては、本研究で得られた実験的及び理論的手法は今後の問題解決に対して非常に有効なものであると確信している。

第1章の冒頭でも述べたが、種々の研究機関でピストンスラップに関する研究が始まってから既に40年以上経過するが、未だエンジンのノックコントロールシステムの誤作動等のピストンスラップ現象に関わる問題が散発しているのは、本問題が十分に解決されていないことを意味する。また、高出力化、軽量化の要求により、スカート部だけの不具合だけではなく、ピストン各部亀裂等の不具合も散発している。今後エンジンの開発期間短縮に貢献していくため、スカート以外の技術的問題に対しても微力ではあるが全力を傾けて行きたいと考えている。

<参考文献>

1. C. R. ワイリー “工業数学” P.76-140, P.429-558, ブレイン図書出版
2. E.Kreyszig “Advanced Engineering Mathematics 6th Edition”
P.349-456, John Wiley & Sons, Inc.
3. R.ツルミユール “マトリクスの理論と応用” ブレイン図書出版
4. B.И.スミルノフ “高等数学教程 第5巻” 共立出版
5. 伏見, 赤井 “直交関数系” P.163-176, 共立出版
6. 中川 “工科のための一般力学” 森北出版
7. クランダル, ダール “固体の力学入門” P.302-385 コロナ社
8. チモシェンコ, ヴァノフスキー, クリーガー
“板とシェル理論” P.404-438, ブレイン図書出版
9. ディム, シャームズ “材料力学と変分法” P.465-488, ブレイン図書出版
10. 山内, 森口, 一松 “電子計算機のための数値計算法 I” P.123-137, 培風館
11. 森口 “新編 統計的方法” 日本規格協会
12. 田中, 脇本 “多変量統計解析法” 現代数学社
13. 田中, 垂水 “Windows版 統計解析ハンドブック 多変量解析” 共立出版
14. 古浜 “自動車エンジンのトライボロジ” P.75-99, ナツメ社
15. 奥村, 市川, 戸島, 中村
“最近のピストン損傷と原因及びその対策方法” 内燃機関, Vol.30 No.375, 1991,1
16. 桂木, 黒田 “ピストン及び連接棒の信頼性設計” 内燃機関, Vol.31, No.387,1992,1

17. 星 “自動車エンジンの信頼性技術入門(8)” 内燃機関, Vol.27, No.345,1988,7
18. 後藤 “エンジン開発におけるトライボロジ分野でのコンピュータ利用”
機械の研究, Vol.44, No.7,1992
19. 山本, 杉本, 中田 “エンジントライボ解析に必要な運動部分の計測技術”
トライボロジスト, Vol.38, No.6, 1992
20. 長谷部, 上西園, 新井, 下松谷, 安藤, 藤掛, 高橋
“エンジン要素の熱計測・解析 第1報 ピストンの測温とFEM解析”
自技会論文集 No.27, P.55-61, 1983
21. Röhrle, M.
“Kolbentemperaturen in Ottomotoren - einige Einflußfaktoren” MTZ 37(1976)4, P.133-138
22. 福原, 前田, 細川, 中田, 川端
“ピストン熱膨張抑制用ストラットの作用と効果” 自技会前刷集911,1991-5,No.911054
23. Chin-Hsiu Li
“Piston Thermal Deformation and Friction Considerations” SAE No.820086
24. Chin-Hsiu Li ; Warren, MI
“Thermoelastic Behavior of an Aluminium Diesel Engine Piston” SAE No.860163
25. Ungar, E.E. ; Ross, D.
“Vibration and Noise due to Piston-Slap in Reciprocating Machinery”
J.Sound Vib.(1965),2(2),P.132-146
26. Hempel, W.
“Ein Beitrag zur Kenntnis der Seitenbewegung des Kolbens” MTZ, 27/1(1966).p.5-10
27. Griffiths, W.J. ; Skorecki, J.
“Some Aspects of Vibration of a Single Cylinder Diesel Engine”
J.Sound Vib.(1964),1(4),P.345-364
28. Priede, T.
”Some Studies into Origins of Automotive Diesel engine noise and its control”
12 FISITA(1966), P.1-43

29. Munro, R. ; Parker, A.
“Transverse Movement Analysis and its Influence on Diesel Engine Design” SAE No.750800
30. Munro, R. ; Parker, D.A. ; Turner, B.
“Piston Movement in the Diesel Engine” 10th International Congress on Combustion Engines,
April 1973, No.33, P.809-833
31. 河村, 太田
“高速ディーゼルエンジンのピストンスラップについて”
自技会論文集 No.12,1976, P.49-56
32. Steidle, W. ; Wacker, E. “Kolbengeräusche” ATZ,77/10 (1975) P.293-299
33. Röhrle, M.D
“Beeinflussung der Geräuschbildung bei Dieselmotoren durch den Kolben”
MTZ, Teil 1. 37(1976)7/8,P.277-282, Teil 2. 37(1976)10,P.409-412
34. Röhrle, M.D. “Affecting Diesel Piston Noise by Piston” SAE No.750799
35. Fujimoto, Y.; Suzuki, T.; Ochiai, Y.
“On Piston Slap in Reciprocating Machinery” IMechE P.245-253, 1976
36. Hayers, P.A. ; Seybert, A.F. ; Hamilton, J.F.
“A Coherence Model for Piston Impact Generated Noise” SAE No.790274
37. Sander, W. ; Steidle, W. ; Wacker, E.
“Piston Movement and Influence on Noise of Automotive Engines” SAE No.790272
38. Haddad, S.D. ; Howard, D.A.
“Analysis on Piston Slap-Induced Noise and Vibration Assessment of Some Methods of
Control in Diesel Engine” SAE No.800517
39. Furuhashi, S. ; Hirukawa, K.
“Piston Slap Motion and Engine Noise under Low Temperature Idling Operation of Diesel
Engines” SAE No.830066

40. Tschöke, H.
“Berechnung der Kolbenbewegung in schnellaufenden Hubkolbenmotoren unter besonderer Berücksichtigung der Kurbeltriebsschnrängung und Kolbenschaftgeometrie”
Automobil-Industrie, Teil 1,1/78,P.59-69 ; Teil 2,4/70,P.25-36
41. Tschöke, H. ; Essers, U.
“Minderung der Mechanischen Geräusche durch Beeinflussung der Sekundärbewegung des Kolbens” 18 FISITA 1980 Hamburg,VDI-Berechte No.370(1980),P.295-304
42. Tschöke, H. ; Essers, U.
“Einfluß des Zylinderdruckverlaufs auf die Sekundärbewegung des Kolbens”
MTZ 43(1982) 4, P.295-304
43. Tschöke, H. ; Essers, U.
“Einfluß der Reibung an Kolben und Pleuel auf die Sekundärbewegung des Kolbens”
MTZ 44(1983)3, P.89-93
44. Chucholowski, C. ; Woschni, G. ; Zeilinger, K.
“Simulationsrechnung der Kolbensekundärbewegung” MTZ,48(1987)4, P.133-137
45. 太田, 入江, 山本, 中村
“ピストンスラップによるエンジン振動・騒音に関する研究 (第1報)”
機械学会論文集、Vol.53 No.493(昭62-9),P.1935-1941
46. Pflaum, W. ; Tandara, V.
“Zur Kavitation an Zylinderlaufbüchsen von Dieselmotoren” MTZ 30(1969)3, P.82-91
47. Loebell, R.
“Messung der Kolbenquerbewegung mit kapazitiven Gebern in einem Dieselmotor”
MTZ 30(1969)3, P.92-99
48. Yonezawa, T. ; Kanda, H.
“Analysis of Cavitation Errosion on Cylinder Liner and Cylinder Block” SAE No.850401
49. Zürner, H.J. ; Schibalsky, W. ; Müller, H.
“Kavitation und Korrosion an Zylindern von Dieselmotoren” MTZ 49(1988)9, P.369-374

50. Wachtmeister, G. ; Woschni, G. ; Zeillinger, K.
“Einfluß hoher Druckanstiegsgeschwindigkeiten auf des Bewegungsverhalten von Kolben und Kolbenringen” MTZ 50(1989)7/8, P.337-342
51. Whitacre, J.P.
“Automotive Gasoline Piston Noise, Sources and Solutions” SAE No.901491
52. Haddad, S.D.
“Theoretical Treatment of Piston Motion in I.C. Piston Engine for the Prediction of Piston Slap Excitation” Mech. Mach. Theory Vol.30, No.2, P.253-269, 1995
53. Haddad, S.D ; Tjan, K-T.
“An Analytical Study of Offset Piston and Crankshaft Designs and the Effect of Oil Film on Piston Slap Excitation in a Diesel Engine”
Mech. Mach. Theory Vol.30, No.2, P.271-284, 1995
54. Ryan, J.P. ; Wong, V.W. ; Lyon, R.H. ; Hoult, D.P. et al.
“Engine Experiments on the Effects of Design and Operational Parameters on Piston Secondary Motion and Piston Slap” SAE. No.940695
55. Jakobs, R.
“Untersuchung der Kolbenschaftschmierung an einem Glaszylinder-Modelmotor”
MTZ. 40(1979) 6, P.277-285
56. 鈴木, 藤本, 落合
“ディーゼル機関におけるピストンスカート部の潤滑油膜形成
(境界要素法を用いたシミュレーション)”
第5回内燃機関シンポジウム講演論文集 No.110, ‘85.6
57. 鈴木, 藤本, 落合, 生原
“ピストンスカート部の潤滑油膜分布の数値シミュレーション
(スカート形状の影響)” 機械学会論文集, 55-511C(1999), P.768-773
58. Suzuki, T. ; Ochiai, Y. ; Oda, T. ; Kageyama, H. ; Yata, H.
” LIF Visualization of Lubricant Oil within Piston-Cylinder Clearance”
Proceedings of PSVIP-3 March 18-21, 2001, Maui, Hawaii, USA

59. Daikhin, L ; Urbakh, M
“Roughness effect on the frictional force in boudary lubrication”
The American Physical Society, Vol.49, No.2, P.1424-1429,1994
60. Dursunkaya, Z. ; Keribar, R.
“Simulation of Secondary Dynamics of Articulated and Conventional Piston Assemblies”
SAE No.920484
- 61.中田, 山本, 阿部
“数値シミュレーションを用いたピストンスラップ運動の研究(第1報)”
機械学会論文集 64-919B(1998),P.939-946
- 62.中田
“数値シミュレーションを用いたピストンスラップ運動の研究(第2報)”
機械学会論文集 64-628B(1998),P.4292-4297
63. 藤本, 鈴木, 落合, 大野
“ピストンのスラップ運動によるピストンスカートの歪みと変形
(第1報, ピストンスカートの歪み) ”
第7回内燃機関合同シンポジウム講演論文集, 1988, p.197-201
64. 藤本, 鈴木, 落合, 谷口
“ピストンのスラップ運動によるピストンスカートの歪みと変形
(第2報, ピストンスカートの変形) “ 自技会前刷集891,1989-5,No.891057
65. Krause, H.H.
“Ein Beitrag zur Optimierung von Reibung, Verschleiß und Ölhauschaft an Kolben-Ring-
Zylinder-Systemen” MTZ 47(1986)4, P.161-165
66. Betz, G. ; Zelbeck, H.
“Untersuchungen zur Reibleistung der Kolbengruppe” MTZ. 47(1986)10, P.433-437
67. Oetting, H. ; Pundt, D. ; Ebbinghaus, W.
“Friction in the Piston Group and New Ideas for Piston Design”
C450/84, Imech/SAE 1984,P.197-202 (SAE No.841299)

68. Takiguchi, M. ; Kikuchi, H. ; Furuhashi, S.
“Influence of Clearance between Piston and Cylinder on Piston Friction” SAE No.881621
69. 瀧口, 町田, 古浜
“小形・高速ガソリン機関のピストン摩擦力に関する研究”
自技会論文集 No.38, P.100-106, 1988
70. Takiguchi, M. ; Kikuchi, H. ; Furuhashi, S.
“Influence of Clearance between Piston and Cylinder on Piston Friction” SAE No.881621
71. Hoshi, M. ; Baba, Y.
“A Study of Piston Friction Force in an Internal Combustion Engine”
No.1 ASLE Transactions, No.1:Vol.30(4)1986,p.444-451
No.2 Tribology Transactions, Vol.32(4)1989,p.453-460
72. 甲斐, 舛田, 後藤, 浜井
“エンジンのフリクション予測手法の開発” 自技会論文集 No.44, P.38-43, 1990
73. 末, 川田, 平田, 白根
“ピストンスカート部とシリンダボアの接触状態解析”
自技会前刷集901,1990-5,No.901023
74. 瀧口, 木所, 古浜
“ピストンスラップ振動に与えるピストンスカート部の影響”
機械学会68期講演論文集,No.910-17,1991,p.364-366
75. 村上, 許斐, 野平, 前田, 中田
“エンジン実働時のピストン摩擦力解析” 自技会論文集 Vol.22. No.4. 1991,P.70-73
76. 青山, 土田
“モータリング摩擦解析におけるピストン潤滑条件の設定法について”
日産技報 P.40-49, 1992
77. 渡辺, 白根, 濱田, 松屋, 高島
“ピストン摩擦力計算と発生メカニズムの検討” 自技会前刷集921,1992-5,No.921042
78. Li, D.F. ; Rohde, S.M. ; Ezzat, H.A.
“An Automotive Piston Lubrication Model” ASLE Reprint No.82-AM-2E-3

79. Zhu, D. ; Cheng, H.S. ; Arai, T. ; Hamai, K.
“A Numerical Analysis for Piston Skirts in Mixed Lubrication -
Part 1: Basic Modeling” Journal of Tribology, Vol.114,1992 ,P.553-562
80. 荒井, 関谷, 後藤, 青山
“ピストンスカート諸元が摩擦損失に及ぼす影響の解析”
機械学会70期講演論文集, No.930-9, 1993, P.728-730
81. 荒井, 青山, 小林
“表面粗さ, 境界潤滑, 弾性変形を考慮したピストンスカート部潤滑解析”
機械学会論文集60-571B(1994-3), P.339-344
82. Wong, V.W. ; Tian, T. ; Lang, H. ; Ryan, J.P.
“A Numerical Model of Piston Secondary Motion and Piston Slap in Partially Flooded
Elastohydrodynamic Skirt Lubrication” SAE No.940696
83. 関谷, 伯耆田, 藤田, 竹内, 秋山
“ピストンスカート部の潤滑解析 - スカートの油膜圧力と摩耗量の関係”
自技会論文集, Vol.27, No.3, 1996, p.78-82
84. Konomi, T. ; Nohira, H. ; Murakami, M.
“Effects of Piston Skirt Profile on Friction Loss and Oil Film Behavior”
C465/01/93, IMechE 1993, P.147-154
85. Keribar, R. ; Dursunkaya, Z.
“A Comprehensive Model of Piston Skirt Lubrication” SAE No.920483
86. Dursunkaya, Z. ; Keribar, R. ; Ganapathy, V.
“A Model of Piston Secondary Motion and Elastohydrodynamic Skirt
Lubrication” Journal of Tribology, Vol.116, 1994, P.777-785
87. Blair, W.L. ; Hoult, D.P. ; Wong, V.W.
“A Role of Piston Distortion on Lubrication in a Reciprocating Engine” ASME, 90-ICE-21
88. Zottin, W. ; Lo'pez, L.M.V. ; Clemente, M.
“Numerical Analysis of an Articulated Piston Skirt Failure” Proceedings of the First Ricardo
Software International User Conference Detroit, March 1, 1996

89. Perchanok, M. ; Yamamoto, A.; Tanaka, O.
“Comparison of Measured and Predicted Skirt Liner Clearances in a Gasoline Engine”
Proceedings of the Second Ricardo Software International User Conference Detroit,
February 28, 1997
90. 瀧口, 小栗, 染谷
“ガソリン機関におけるピストンピン回転運動に関する研究”
自技会前刷集, 933,(1993-5),P.141-144
91. Künzel, R. ; Essers, U.
“Neues Verhalten zur Ermittlung der Kolbenbewegung in Motorquer- und Motorlängsrichtung”
MTZ 55(1994)11, P.636-643
92. Künzel, R.
“Kolbenbewegung in Motorquer- und Motorlängsrichtung (Teil 2 : Einfluß der Kolbenbolzen-
deachsierung und Kolbenform)” MTZ 56(1995)9, P.534-541
93. Baumgarten, D.
“Radialverleitung von Kolbenringen” MTZ 28(1967)3, P.112-115
94. Mierbach, A.
”Radialdruckverleitung und Spannbandform eines Kolbenringes” MTZ 55(1994)2, P.116-119
95. Basshuysen, R. ; Schäfer, F.
Shell Lexikon, Ein Supplement von ATZ und MTZ - Folge 24
96. 野田 卓 学位論文
“内燃機関の摺動要素の動特性に関する研究” 名古屋工業大学
97. 山本 匡吾 学位論文
“ラジオアイソトープを用いた自動車用エンジンのオイル消費及び摩耗に関する研究”
東京農工大学

98. 藤本, 鈴木, 落合, 影山
“ディーゼル機関のピストンスラップに関する実験的研究”
機械学会論文集、51-470B,1985, P.3272-3280
99. 鈴木, 藤本, 落合, 藤村
“ディーゼル機関のピストンスラップに関する数値研究”
機械学会論文集、53-492B,1987,P.2610-2618
100. 影山 博 修士論文
“ディーゼルエンジンのピストンスラップに関する研究” 1984, 鳥取大学
101. 生原 忠男 修士論文
“往復動機関のピストンスカート部における潤滑油膜に関する研究” 1886, 鳥取大学
102. 秦 幸司 卒業論文
“ガソリンエンジンのピストンの剛性と動的変形に関する実験的研究” 1998, 鳥取大学
103. 阿黒 雅樹 卒業論文
“内燃機関のピストンの2次運動と動的変形の測定法に関する研究” 1999, 鳥取大学
104. 衣笠 智基 修士論文
“内燃機関のピストンの面圧及び変形の動的変化の実験的研究” 1999, 鳥取大学
105. 秦 幸司 修士論文
“ガソリンエンジンのピストンとそれに伴うピストン変形, 面圧に関する実験的研究”
2000, 鳥取大学
106. 影山, 山岡, 川端
“ピストンスカート当たり予測手法の開発” 自技会前刷集, 933,(1993-5),P.145-148
107. Kageyama, H.; Hara, S. ; Kawabata, Y.
“Study of the Simulation of Piston Skirt Contact” JSAE Review Vol.15.No.1 P.15-19
108. 影山, 鈴木, 落合, 小田, 衣笠
“ガソリン機関のピストンスカート部の動的変形について” 機械学会年次大会, 1999

109. 影山, 町田, 島貫, 鈴木, 落合, 衣笠
“ピストンスカート部の動的変形と面圧について”
自技会前刷集, No.110-99, 1999, P.13-16
110. 影山, 町田, 島貫, 鈴木, 落合
“ガソリン機関のピストンスカート部の動的変形について”
全豊田研究会講演前刷集, 2000.4.21. P.1-2
111. Kageyama, H. ; Machida, S. ; Shimanuki, S. ; Suzuki, T. ; Ochiai, Y. ; Oda, T.
“Study of the Contact Pressures and Deformations of Piston Skirt in Gasoline Engine”
CEC/SAE International Spring Fuels and Lubricants Meeting, 2000 (SAE No.2000-01-1784)
112. 衣笠, 鈴木, 落合, 小田, 秦, 影山
“ガソリン機関のピストンスカート部の動的変形について”
機械学会, 西日本エンジンシンポ, 1999夏季シンポジウム, 1999
113. 影山, 町田, 島貫, 鈴木, 落合, 衣笠
“ピストンスカート部の動的変形と面圧について” 自会前刷集, No.110-99, 1999, P.13-16
114. 影山, 鈴木, 落合
“ピストンスカート部の3次元接触面圧と変形量に関する数値研究
(第1報ピストンスカート3次元当たり予測手法の開発)”
機械学会論文集, B編
115. 影山, 鈴木, 落合
“ピストンスカート部の3次元接触面圧と変形に関する数値研究
自技会前刷集 No.20015460, 2001

<謝辞>

本研究を遂行するに当たり、直接指導して頂いた鳥取大学工学部機械工学科、主指導教官の鈴木豊彦教授、副指導教官の吉野章男教授、宮近幸逸教授には深く感謝致します。そして、機械工学科動力工学研究室の落合義孝助手、小田哲也講師には実験準備等で貴重な助言を頂きました。ここに深くお礼申し上げます。

アイシン精機株式会社内では、本研究を許可して頂き全面にサポートしていただいたことに感謝の意を申し上げます。特に、児玉久機関係技術部長、二村和正機関係副技術部長には全面的にサポートして頂き、また本研究に対し、機関係技術部の島貫静雄エンジン本体系グループマネージャ、町田史郎主担当員には直接指導頂いたこと、また、研究開発部の野田泰男主査、品質保証部の長谷部高久チームリーダーには研究の進め方について貴重なアドバイスを頂きました。さらに、機関係技術部の平澤幸子さんには、数々の発表、投稿原稿の英文の校正、添削して頂きました。ここに改めて感謝の意を申し上げます。

社外ではアイシン東北株式会社大見厚志社長においては、本研究の企画を承認して頂き、また常に本研究をサポートして頂き、ありがとうございました。また株式会社豊田中央研究所放射線応用研究室の山本匡吾主任技師にはギャップ測定方法、センサ製作方法、リンク装置に関するノウハウについて貴重なアドバイスを頂いたことに対して感謝の意を申し上げます。さらに株式会社ハーディックの平尾義弘社長、都築教利係長には実験装置に関する数々の助言、設計、製作頂いたことに対しても感謝の意を申し上げます。

本研究の実験では多くの学部生、大学院生の協力により遂行することができたことに対して感謝します。特に、大学院生だった衣笠智基君、秦幸司君には、実験準備、実験遂行、データ整理等大変お世話になりました。ここに感謝の意を申し上げます。

最後に、家庭を支え、本研究に対して心から支持してくれた妻直美にも感謝の意を申し上げます。

END