

内燃機関ピストンリングの潤滑および摩擦特性に関する研究

北原, 辰巳
九州大学工学機械科学動力機械

<https://doi.org/10.11501/3054182>

出版情報 : 九州大学, 1990, 工学博士, 課程博士
バージョン :
権利関係 :

内燃機関ピストンリングの潤滑
および摩擦特性に関する研究

北 原 辰 巳

①

内燃機関ピストンリングの潤滑

および摩擦特性に関する研究

北原辰巳

目 次

第 1 章	緒 論	
1.1	研究の目的	1
1.2	ピストンリングの油膜挙動, 並びに摩擦特性 に関する従来の研究	6
1.3	ピストンリングのスカッフイングに関する従 来の研究	16
1.4	セラミックスのトライボロジに関する従来 の研究	21
	記 号	28
第 2 章	流体潤滑理論による摩擦特性の解析	
2.1	ピストンリングの摺動面プロフィール	30
2.2	一般式と計算方法	34
2.3	理論計算の結果と考察	50
2.3.1	各リングの油膜挙動, 並びに摩擦特性	50
2.3.2	回転数, 粘度, 並びに面圧の影響	53
2.3.3	リング形状の影響	56
2.3.4	ガス圧の影響	58
2.3.5	リング列の摩擦特性	62
2.4	結論	68
第 3 章	実働運転時におけるピストンリングの摩擦特 性	

3.1	実験装置と方法	70
3.2	実験結果と考察	77
3.2.1	モータリング運転時の摩擦特性	77
3.2.2	発火運転時の摩擦特性	81
3.2.3	モータリング運転と発火運転時の摩擦特性の比較	84
3.2.4	圧カリング段数の影響	89
3.2.5	理論解析結果との比較, 並びに課題	92
3.3	結論	93
第4章	セラミックスのシリンダライナとピストンリングの摩擦および耐スカuffing性	
4.1	実験装置と方法	95
4.1.1	試験装置	95
4.1.2	供試材料	97
4.1.3	供試潤滑油	99
4.2	実験結果と考察	101
4.2.1	材質および組合せの影響	101
4.2.2	表面粗さとすべり速度の影響	109
4.2.3	リング摺動方向丸みの影響	113
4.2.4	潤滑油の種類, 添加剤および劣化の影響	116
4.3	結論	119
第5章	総括	120
	参考文献	124
	謝辞	131

第1章 緒 論

1.1 研究の目的

往復動内燃機関は、軽便で、高い効率が得られる等の基本的な特徴を備えているために、今日では原動機の中心的な存在として各種の用途に幅広く利用されている。

しかし、往復動内燃機関のピストンおよびピストンリング摺動面の潤滑状態は、シリンダ内部で燃焼が行われるほかに、往復すべり、変動荷重等の特徴が重なるために、極めて複雑で、且つ苛酷である。さらに、最近の機関の高速、高出力化の傾向、あるいは潤滑油消費量低減の要求や低質燃料油の使用等と関連して、その潤滑状態は益々苛酷化する傾向にあり、摩擦、摩耗の増大やスカuffing等の損傷発生を防止することが重要な研究課題になっている。

また、近年は、機関の燃料消費量改善のために、機械効率を向上させる手段として、各摺動部の摩擦損失低減が強く望まれているが、その中でも、ピストン回りの摩擦が占める割合は特に大きいので、その摩擦低減が一段と重要になってきた⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。

そこでピストンリングの潤滑特性を解明するために、従来から理論的、あるいは実験的研究が盛んに行われてきた⁽¹⁾⁻⁽⁷⁰⁾。

一般に、ピストンリングのすべり面が、長時間運転されて、

正常になじむと、その摺動方向に丸みを帯び、円弧、またはそれに近い形状になることが経験的に知られている⁽⁵⁾⁻⁽⁹⁾。そこでは、潤滑油の粘性による流体力学的潤滑作用が働き、リング摺動面の形状、あるいは潤滑油の粘度、すべり速度やガス圧荷重の変動に支配されて、動的な油膜が形成されると考えられる。このことに着目して、ピストンリングとシリンダライナ間に形成される油膜の挙動、あるいは摩擦特性を理論的に明らかにした試みがある⁽¹⁰⁾⁻⁽²⁵⁾。これらの理論解析では、リング摺動面のプロファイルの仮定や油膜圧力分布を求めるために設定した境界条件等に種々の相違が認められる。

その中で、和栗ら^{(16),(26),(27)}は、すべり面が円弧形状をしたピストンリングについて、リングとライナの間に形成される油膜の圧力発生領域が、レイノルズの境界条件に従って変化すると想定して、理論解析を試み、油膜の挙動を明らかにした。そして、リングすべり面の潤滑状態に模擬した独特の往復動試験装置を用いて、油膜厚さの変動と油膜分裂境界位置の変化を実験的に計測し、その妥当性を証明した。

しかし、これらの理論計算の結果と、実際の機関で得られた摩擦力の測定結果とを比較すると、現象が極めて複雑なだけに、定性的特性の予測は可能であっても、摩擦の絶対値は実測値の方がはるかに大きな値を示し、理論解析のみで、摩擦特性を十分に解明できるまでには至っていない^{(29),(30)}。

一方、実験によってピストンリングの摩擦特性を把握する試みは、従来、モータリング法や指圧線図の解析により行わ

れてきた⁽³¹⁾⁻⁽³⁶⁾。しかし、これらは測定値にポンプ損失が含まれること、温度、荷重等の作動条件が実際の運転時と異なること、得られる値がサイクルの平均値で、行程途中における摩擦波形の変化を検出できないこと等の多くの欠点があった。

そこで、近年は、シリンダライナに働く摩擦力を直接測定する浮動ライナ法により、実働運転時の摩擦力をクランク角の変化に対応して測定する試みがなされ、ピストン回りの摩擦特性は、次第に明らかにされつつある⁽³⁷⁾⁻⁽⁵²⁾。

しかし、これらの測定法では、金属製の薄板やダイヤフラム等でライナの支持を行っていること、あるいはシリンダ内のガス圧力が摩擦の測定値に介入することを防ぐための機構を施すことにより、ピストンの摩擦力で生じるライナの変位が拘束されて、純粋な測定結果が得難いために、新たな改良が望まれていた。

そこで、本研究では、ピストンリングの潤滑特性を流体潤滑理論による解析、並びに実験による摩擦測定の結果から説明することを試みた。

まず第2章では、レイノルズの境界条件に従って油膜の圧力分布領域が変化すると仮定した流体潤滑理論を、円弧形状リングのみならず、テーパ、オイルの各リングにも適用して、リング列の油膜挙動を求めた。そして、油膜の破断領域についても、クエット流れの速度分布をもつ、すじ状の流れが存在することに着目し、その粘性作用も考慮したリング列の摩

擦特性について検討を行った。

続いて、第3章では、従来の浮動ライナ法を改善するために、シリンダライナを静圧軸受で支持し、またライナの動きを拘束しないガス圧除去機構を採用した実験装置を試作し、実働運転時にピストン回りの摩擦力を精度良く測定することを試み、機関の回転数、シリンダ内ガス圧力、並びにライナ壁温等の運転条件の変化や圧力リング段数の減少が摩擦特性に及ぼす影響、あるいはモータリングと発火運転時の摩擦特性の相違等を検討した。

次に、第4章では、セラミックス材をシリンダライナとピストンリングの摺動面に適用する場合について、その摩擦特性および耐スカuffing性の検討を行った。

セラミックスは高硬度で耐摩耗性に優れ、軽量、且つ耐熱、耐食性等があり、工業用素材として色々な用途が考えられている。近年、内燃機関においても、その性能と信頼性を高めるために、各種部材のセラミックス化の研究と開発が盛んに行われている⁽⁷¹⁾⁻⁽⁷⁹⁾。その中で、シリンダライナとピストンリングのような高速、高温の苛酷な潤滑状態にあり、摩擦が大きく、摩耗やスカuffingが生じやすい摺動部へ応用する場合は、低摩擦、耐摩耗性、耐スカuffing性等のトライボ特性に優れた材質の選定が望まれる。

エンジン等の苛酷で特殊な作動条件下にあるものを対象に、セラミックスのトライボ特性を調べた研究は数多く、高温域の摩擦・摩耗特性⁽⁸⁰⁾⁻⁽⁸²⁾、鉱油系エンジンオイルや耐熱

合成油等との相性⁽⁸³⁾⁻⁽⁹⁰⁾， 雰囲気の影響⁽⁹¹⁾⁻⁽⁹⁴⁾， 摩擦， 摩耗および損傷発生の機構解明⁽⁹⁵⁾⁻⁽¹⁰⁰⁾等が論じられてきた。その結果， 摺動部材としてのセラミックスの実用化に大きな期待が寄せられるようになった。

ところが， これらのセラミックスのトライボロジに関する研究の多くは， 実際の機関稼働時におけるライナ， リングの潤滑状態（比較的軽荷重ながら高速， 高温並びに油不足の混合潤滑で摩擦係数の大きさが 0.01~0.1 の範囲⁽⁵⁾）と異なる， 高荷重で低速の境界潤滑， あるいは乾燥摩擦の状態（摩擦係数で 0.1~1 の範囲）でトライボ特性を評価しており， セラミックスの応用により， どの程度エンジンの摩擦やすべり面損傷発生に対し改善効果があるか， そのために必要な条件は何か等を知る上で， 十分ではない。

そこで， 第4章では回転円板式往復すべり摩擦試験機⁽⁷⁸⁾を用い， 実働機関のシリンダライナとピストンリングの潤滑状態に近い荷重や速度の領域で， 且つ往復すべりの条件下で， 各種セラミックス材の摩擦特性や耐スカuffing性を調べ， 適正な材質選定の基準や指針を検討した。さらに， すべり面の粗さや摺動速度， リングの摺動方向形状， あるいは潤滑油の種類， 添加剤および劣化等が摩擦やスカuffing発生に及ぼす影響についても検討を行った。

1.2 ピストンリングの油膜挙動, 並びに摩擦特性 に関する従来の研究

一般に, ピストンリングのすべり面が長時間運転されて, 正常になじむと, その摺動方向に丸みを帯び, 円弧, またはそれに近い形状になることが認められている⁽⁵⁾⁻⁽⁹⁾.

このことに着目して, 粘性潤滑の理論を最初に展開したのは Castleman⁽¹⁰⁾である. 同氏は, リング摺動面のプロフィールを二つの傾斜部で構成される山形の形状で仮定し, 傾斜部のくさび作用にもとづく油膜形成を考慮して, 静的な流体潤滑理論で油膜厚さを求めた.

Eilonら⁽¹¹⁾は, リングのプロフィールを放物線形状であるとして, 油膜のくさび作用のみを考慮した計算を行った. 油膜圧力分布を求めるために設定した境界条件としては, リング摺動方向の前端部と中央部で, 油膜圧力がそれぞれ摺動方向側と反対側のガス圧力に等しくなるとしている. しかし, これらの計算では, 往復運動, 変動荷重に必然的に付随する油膜のスライズ作用を考慮していない欠点がある.

古浜⁽¹²⁾は, 摺動面のプロフィールを放物線と直線の合成とし, 油膜のくさび作用とスライズ作用の両者を考慮した計算を行い, スライズ作用の導入に先鞭をつけた. 同氏は, リングの上段と下段のガス圧力差の半分が, 実質荷重であると考え, 境界条件としては, Eilonらと同様に, リングの摺動方向に対して後方の放物線部分(油膜の拡大側)では, 粘性作

用による負荷能力は発生しないものとして、油膜挙動、並びに摩擦力を推算している。

Lloyd⁽¹³⁾ は、リング摺動面プロフィルの非対称性を考慮した計算を行っているが、境界条件としては、リングの両端部の油膜圧力がそれぞれ上、下段ガス圧力に等しいとして圧力方程式を解き、計算上の負圧発生部は、負荷能力から除外する方法を採用している。これは、軸受におけるゾンマーフェルトの境界条件に類似の考え方であるが、實際上、負圧の発生は考えられないので合理的とはいえない。

Tingら⁽¹⁴⁾ は、Lloyd と同様に、リング摺動面の非対称な形状を考慮した計算を行い、最小油膜位置から後方の油膜拡大部では粘性作用による圧力の発生はないものとしている。この境界条件は、軸受のギュンベルの境界条件に近いといえる。

以上の理論解析では、レイノルズの油膜圧力方程式を解く際の境界条件が、リング幅の特定位置（全幅、最小膜厚位置等）に設定されているのに対し、和栗ら^{(16)・(26)・(27)} は、円弧形状をしたピストンリングについて、リングとライナ間に形成される油膜の圧力発生領域が、レイノルズの境界条件に従って変化すると想定して、圧力方程式を解き、油膜のサイクル挙動を明らかにした。そして、リングすべり面の潤滑状態を模擬した往復動試験装置を用いて、油膜厚さの測定や油膜分裂境界位置の光学的観測を行った結果と、理論計算値との比較、検討を行い、リング流体潤滑におけるレイノルズ

境界条件の妥当性を証明した。

一方、ピストンリングとシリンダライナ摺動面間の潤滑状態を模擬した実験装置を用い、その油膜挙動や摩擦特性を調べた結果と、流体潤滑理論による計算結果との比較が行われ、理論解析の問題点や課題が指摘されてきた。

光武ら⁽⁵⁶⁾は、模擬試験装置で、ピストンリングの摩擦力の測定を行い、同時に、電気抵抗法により、リングとライナ間の金属接触の度合を計測した。その結果、ピストンの両死点近傍を除くと、リングとライナ間には粘性油膜が形成され、ピストン速度に比例した粘性潤滑特有の摩擦波形が得られること、理論計算から得られた油膜厚さが、ライナとリングの表面粗さの和より小さくなると、金属接触の生じる可能性が増大すること、従って、低速で、高温、高荷重の苛酷な潤滑条件下では、油膜が薄く、金属接触が激しく生じるため、摩擦波形は境界潤滑特有の矩形状になること等を明らかにした。

同様な装置で、ピストンリングの摩擦測定を行った他の報告^{(5)、(11)、(53)-(55)}でも、油膜の厚い行程中央部では、粘性油膜主体の摩擦波形となり、その最大の摩擦力が潤滑油粘度、摺動速度、あるいはリング荷重の増加で増大する粘性摩擦の特性を示すものの、すべり速度が小さく、油膜の薄い死点近傍では、油膜が破断し、境界接触によるピーク状の大きな摩擦が生じるために、流体潤滑の理論が適用できないことを指摘している。

一方、Wakuriら⁽²⁸⁾の油膜厚さの測定結果によると、給油

条件が理想的な（単独リングで、油膜の形成に十分な油が供給される）場合は、油膜厚さの実測値と理論値とが、ほぼ一致するのに対し、実際機関のピストンリングがおかれている片側給油（下死点側からのみ給油）の条件では、油膜の形成に十分な給油が行われないうえに、行程の中央部から上死点側では、理論的油膜形成ができないことが明らかになった。

Brownら⁽¹⁸⁾は、複数段のリング列の場合、後続リングは先行リングの通過した油膜しか利用できないので、油の欠乏（オイルスタベーション）を生じ、不足なしの給油状態を仮定して求まる油膜厚さよりも、油膜が薄くなることを解析的に示し、ピストン摺動方向で先行するリングの油膜形成能力が、後続リングの油膜形成に影響を与えることを明らかにした。また、Hamiltonら⁽¹⁹⁾は、単気筒圧縮点火機関のピストンリングの油膜厚さを、シリンダ壁に埋め込んだ静電容量式のセンサで測定した結果、後続のリングでは、リングとリングの中間部に蓄えられた油によって不足が補われない限り、先行リング以上の油は通過しえないと報告している。

Furuhamaら⁽²⁹⁾は、ピストンリングのみの摩擦力が測定できる実験装置で、複数のリングを装着して測定した摩擦力の値が、リング1本ずつの摩擦力を合計した値より、かなり大きくなることを示し、オイルスタベーションの現象が摩擦特性に大きく影響を及ぼすことを推論している。

さらに、Shinら⁽³⁰⁾は、ピストンリングの摺動面にアルミ製電極を埋め込み、電気容量法により油膜厚さを実測し、同

時にリング摩擦力の測定を行った結果、リングが単独の場合、潤滑油が十分供給されるため、油膜厚さの実測値は、古浜の理論で得られた理論値と同程度になるものの、摩擦力は、実測値の方がはるかに大きな値を示すこと、通常の4本リング構成の場合、第一圧力リングの油膜厚さの測定値は、オイルスタベーションによって、理論的な油膜厚さより、かなり薄くなること、リング摺動面の上下に二つの電極を埋め込み、それぞれの油膜厚さの変動を調べると、リングの摺動面は、シリンダ壁に対して平行ではなく、絶えず、傾きを変えながら摺動していること等を明らかにし、理論解析の様々な問題点を指摘した。

近年、このような問題点が検討、修正され、新たな理論解析の手法が報告されてきた。

Dowsonら⁽²⁰⁾は、リングすべり面の油膜流入側の油量不足、並びに拡大流出側の分裂ないし修復を伴う流れ状態を想定して解析を行い、油膜の圧力分布を求めた。また、リングのプロファイルを対称な放物形としながら、リングのねじれによるシリンダ壁への非対称な接触状態を扱い、ねじれの変動を伴う場合について解析した。さらに、複数段のリングの場合について、先行するリングと後続リングを通過する油の連続性を考慮し、油膜挙動の理論計算を行った。

Allenら⁽²¹⁾は、リングの傾きの度合と、油膜厚さのサイクル変化の関係を理論的に調べ、同一丸みのすべり面プロフィールであっても、傾きの度合が違えば、ピストンの上昇行程

と下降行程で形成される油膜厚さは著しく異なることを明らかにした。

Rohde⁽²³⁾,あるいは Sandaら⁽²⁴⁾は, Patirら⁽²²⁾が提案した, 従来の流体潤滑理論に表面粗さの影響を考慮した解析手法を応用して, ピストンリングの油膜厚さや摩擦力のサイクル変動を計算した。その結果, 油膜の薄い死点近傍での, 境界接触による摩擦ピークの発生は予測可能となったものの, 油膜の厚い行程中央部における, 摩擦の理論値と実測値の大きな相違は, 依然として解明されなかった。

三田らは⁽²⁵⁾, 油膜圧力分布についての境界条件が, 行程途中で, はく離境界条件からレイノルズの境界条件に遷移する(遷移境界条件)と仮定して, 理論的に油膜挙動を調べ, さらに, 従来の理論計算で無視されていた, 油膜破断領域に生じるすじ状流れの粘性摩擦力を考慮に入れてリング摩擦力の推算を行った。そして, ピストンリングとシリンダライナを棒状試験片と平板試験面で置き換えた模擬装置で得られた油膜厚さや摩擦力の実測値が, 三田らの理論計算結果と良く一致すると報告している。

以上のように, 多くの理論的な解析結果が報告され, 定性的な潤滑特性の予測は可能になったものの, 実働機関での現象は極めて複雑なだけに, ピストンリングの油膜挙動や摩擦特性を, 理論解析のみで十分解明するまでに至ってはいない。

一方, ピストンリングの摩擦特性を実験的に解明する試みも盛んに行われてきた。

一般に、機関の全摩擦損失はモータリング法、指圧線図の解析による方法、発火停止法、ワイランズ法等によって測定される。その中で、エンジンを電動機により駆動し、そのときの駆動トルクから摩擦損失を求めるモータリング法は、各部品を撤去することによって、それぞれの部品の摩擦を推定することができるため（部品撤去法）、従来から、ピストンリングの摩擦測定に採用されてきた⁽³¹⁾⁻⁽³⁶⁾。しかし、この方法は温度、荷重等の作動条件が実際の運転時と異なること、動力計で測定されるトルクにはポンプ損失を含むので、精度に乏しいこと、得られる値がサイクルの平均値で、行程途中における摩擦波形の変化を検出できないこと等の多くの欠点があり、機関全体の摩擦に対するリングの占める比率を概略的に知る程度である。このモータリング法によって、全摩擦損失に占めるピストン回りの摩擦割合は、 $1/3 \sim 1/2$ とかなり大きいことが明らかになり、その摩擦低減が、機関の効率向上の手段として極めて重要であることが理解できる。

ピストンリングとシリンダライナ間の潤滑状態を模擬した試験装置で、ピストンリングの摩擦特性の概略を把握することは可能である^{(5)、(53)-(56)}。この装置では、リングを装着したピストンを固定し、シリンダライナを往復動させて、リングに作用する摩擦力の測定を行う（あるいは、ピストンを往復動させて、ライナに働く摩擦力を測定する）ため、サイクル中の摩擦力の経過を計測することができる。そして、この装置で得られた測定結果から、行程の中央部では、摩擦

が速度に比例する粘性油膜主体の波形が得られるが、死点近傍ではピーク状の摩擦が生じること、行程中央部の摩擦、並びに死点直後の摩擦のピークの大きさは、潤滑油粘度、リング荷重、並びに摺動速度に依存して変化すること、リングの幅寸法や張力の減少、あるいは適度な丸みをもつ形状で摩擦低減が可能であること等のリング摩擦の基本的特性が明らかになった。

以上の測定法では、実際の発火運転条件下で、摩擦特性の把握ができないことが最大の問題である。そこで、近年は、浮動ライナ法や瞬間IMEP法等によって、エンジン実働運転時のピストン回りの摩擦力をクランク角の変化に対応して測定する試みがなされ、その摩擦特性は次第に明らかにされつつある。

瞬間IMEP法は、連接棒に作用する力を測定し、それよりガス圧力と慣性力による力を差引き、ピストンの摩擦力を算出する方法であり、Urasら⁽⁵⁷⁾⁻⁽⁵⁹⁾によって採用されている。この方法では、機関の大がかりな改造を必要とせず、実働運転状態における摩擦力を求めることができるが、筒内圧力および連接棒に作用する力の測定精度の問題や、これらの測定値を基に計算で摩擦力を導出することから、正確なピストン摩擦力の測定結果を得ることはできていない。

一方、浮動ライナ法は⁽³⁷⁾⁻⁽⁵²⁾、シリンダライナをシリンダヘッドおよびブロックから独立させ、ライナ軸方向に作用するピストン回りの摩擦力の変化を、荷重センサで直接測

定する方法である。この測定法では、ピストンの側圧を支えるためのライナ支持の方法、あるいはシリンダ内のガス圧がライナの軸方向に作用して、摩擦の測定値に介入することを防ぐためのガスシール機構を施す必要がある。

Furuhamaら⁽³⁸⁾⁻⁽⁴⁴⁾は、浮動ライナ法を採用して、単気筒圧縮点火機関、あるいは小形の火花点火機関のピストン回りの摩擦力測定を行い、それまで不明であった実働運転時の摩擦特性を明らかにした。同氏らの浮動ライナ法では、シリンダライナの支持を上、下部の2箇所にした円環状の金属製薄板で行い、ピストンの摩擦で生じたライナの軸方向変位をピエゾ式荷重センサにより検出する。また、Oリングを用いた圧力平衡型ガスシール機構を考案し、シリンダライナに作用するガス圧を平衡させ、摩擦の測定値に介入しないようにした。この実験装置によって、ピストン回りの摩擦波形は、ガス圧の作用する圧縮行程後半および膨張行程前半を除くと、流体潤滑的な波形となるが、膨張行程の前半では、燃焼ガスの作用でピーク状の大きな摩擦が生じること、このピークの摩擦力は、機関の負荷の増加で増大するものの、ガス圧作用の期間が短いために、負荷（筒内ガス圧力の大きさ）が摩擦損失仕事に及ぼす影響は極めて小さいこと、ガス圧の作用しない吸気、あるいは排気行程中央部での最大摩擦力の大きさが摩擦損失仕事に大きく影響を及ぼし、その値は、流体潤滑理論によって得られる特性と同様に、潤滑油粘度、または機関回転数の約0.5乗に比例して増大すること、しかし、そ

の絶対値は、理論値に比べて極めて大きいこと等が明らかになった。さらに、マルチグレード油や有機モリブデン系摩擦調整剤が摩擦特性に及ぼす影響、あるいはピストンリングの幅寸法、張力、並びに本数の減少による摩擦力の低減効果等についても検討を行っている。

Yoshidaら⁽⁴⁵⁾、⁽⁴⁶⁾は、同様な浮動ライナ法によって、機関の回転数や負荷、ライナ壁温、あるいはリング幅寸法等の変化が摩擦特性に及ぼす影響を調べた。さらに、ピストンリングの摺動面が適度なバレル形状であり、リング摺動面に窒化処理や酸化クロム焼成膜を施すと、摩擦低減に有効であること等を明らかにした。

Groth⁽⁴⁸⁾ や Thiele⁽⁴⁹⁾ は、金属製のベローズによるガス圧平衡機構を採用した浮動ライナ法で、ピストン摩擦力の測定を行い、機関回転数やライナ壁温等の影響を調べた。しかし、この方法では、ライナの変位を拘束しないために、柔軟性をもたせたベローズの強度上の問題から、許容最大ガス圧力が極めて低い値（約7気圧）に制限されている。

Krause⁽⁵⁰⁾ の浮動ライナ法では、シリンダライナの上、下部に設けられた静圧軸受によってライナを支持し、同時に、燃焼室側に設けられた上部静圧軸受の流体圧で、シリンダ内ガスのシールを行い、ライナ上端部にガス圧が作用し、摩擦の測定値に影響が及ぶことを防いでいる。しかし、この方法では、上部静圧軸受の作動油が燃焼室内に流入するために、連続運転ができない欠点がある。

1.3 ピストンリングのスカuffィングに関する 従来の研究

内燃機関では、特にランニングインにおいて、シリンダライナとピストンリング摺動面にスカuffィング損傷がしばしば発生する。スカuffィングがシリンダ内圧力、ピストン速度、ライナ壁温等の作動条件の変化に対して、どのように関連し、発生するかを知ることは、機関の設計上極めて重要である。

Neale⁽⁶²⁾ は、小形高速から大形低速までの広範な実働機関を対象に、スカuffィング発生の実態を調査した結果、平均ピストン速度の高い機関程、スカuffィングを起こしやすい傾向にあるものの、平均有効圧力の大小にスカuffィングの発生が依存する明確な傾向はないこと、一般に、小形高速機関の方が、スカuffィング限界の平均ピストン速度が高いこと等を指摘した。

Cloverら⁽⁶³⁾ は、単気筒圧縮点火機関のランニングインにおけるスカuffィングの発生が、機関の筒内圧力 p とピストン速度 v によって表される $p^{1/2} \cdot v$ のサイクル最大値の大きさに影響されることから、 $p^{1/2} \cdot v$ の値のサイクル変化とライナ、リング間の接触電気抵抗のサイクル変化が密接に関連していることを実験的に示し、 $p^{1/2} \cdot v$ の値がスカuffィング発生の指標になると指摘した。

Willnら⁽⁶⁴⁾ は、変動荷重形往復動試験装置を用い、ライ

ナ試片と直径がそれより小さいリング試片を組合せ、それらの材質や表面仕上げ、あるいは潤滑油の粘度や添加剤について、スカuffing発生の特性を調べ、面圧 p_H （ヘルツ接触圧）と摺動速度 v で定まる $p_H \cdot v^{7/16}$ のサイクル最大値をスカuffing発生指標として提唱した。

中野ら⁽⁶⁵⁾は、単気筒圧縮点火機関を用い、運転条件によって決定される要因、すなわちリングの面圧、摺動速度、温度の三つの要因について、スカuffingの発生に及ぼす影響を調べた。そして、スカuffingが発生する限界の筒内最高圧力 p_{max} 、平均ピストン速度 v_m 、並びに平均ライナ温度 t_m の間で $p_{max}^{1.2} \cdot v_m^{0.9} \cdot t_m = \text{一定}$ の関係が成り立つことを明らかにし、 p_{max} や v_m を増大させて機関出力を上昇させる場合、スカuffingが起こらないようにするためには、ピストンやシリンダライナの温度を適度に下げることが必要であると指摘した。

このように、内燃機関の高速、高出力化に伴い、スカuffingの発生防止が重要な問題となるが、その発生原因や機構については不明なことが多い。

Rogers⁽⁶⁶⁾は、ピンオンディスク型の摩耗試験機を使い、すべり面の摩耗状態を観察した結果、実際の機関で起こるリングのスカuffingと同じ状態が、わずかな潤滑油が存在する苛酷な摺動条件下で生じるものの、乾燥摩擦では発生しないこと、すべり面から離脱した摩耗粉のX線分析から、スカuffing発生時は、すべり面にセメントイト(Fe_3C)が

生成されること等を明らかにした。そして、このセメントイ
ト中の炭素が潤滑油から供給されたものと推察し、スカッフ
ィング発生の直接の原因は、油膜破断による摩擦面の温度上
昇にあると指摘した。

Aue⁽⁶⁷⁾ は、すべり面のスカッフィング発生機構に関連
して、固体接触部の発熱膨張に伴う弾性的な接触圧の増加が
大きい程、スカッフィングが発生しやすいと考察し、材料の
物性に関するスカッフィング指数 $E\varepsilon/c\rho$ (E : ヤング率,
 ε : 熱膨張係数, c : 比熱, ρ : 密度) を理論的に導き、軟
質で摩耗しやすい材料ほど耐スカッフィング性が高くなる
との見解を述べている。

矢野ら⁽⁵⁾ は、船用ディーゼル機関のピストンリングの潤
滑状態を分析し、リングに働く摩擦の大半がすべり面の境界
摩擦、並びに固体摩擦によるものであることを示し、次に、
リングすべり面の初期なじみと摩耗の関係を調べ、その機構
を明らかにした。そして、固体接触によって進行する表面の
初期なじみの段階にスカッフィングが起こると、それに伴っ
て表層部から掘り起こされた組織が硬質異物となり、その後
のリングの摩耗状態を決するとし、シリンダ油の性状やライ
ナの材質、あるいは仕上げ方法等の適正な選択によってスカ
ッフィングの発生を防ぎ、異常摩耗に至らせない施策が必要
であると指摘した。

Duck⁽⁶⁸⁾ は、クロムめっきやモリブデンコーティングされ
たリングの耐スカッフィング性を調べるために、回転鋳鉄軸

の端面にそれらのピン材を押し付け、スカuffing発生の限界荷重を求めた。そして、表面に割れが生じ、脱落しやすいクロムめっきよりも、多孔質で油の含有性が良いモリブデンコーティングの方がスカuffingを起こしにくいことを明らかにした。

和栗ら⁽⁶⁹⁾は、船用ディーゼル機関のライナとリングの異常摩耗に関連して、2サイクル実験機関と往復揺動形試験機を用い、その現象の把握と発生機構の解明を行い、いくつかの支配因子、並びに発生防止策を検討した。その中で、スカuffingはリングの初期なじみ期間の苛酷な片当りが端緒となり発生すること、スカuffingが発生したすべり面から離脱する硬質摩耗粉が異物摩耗を起こし、異常摩耗を促進すること、異常摩耗したリングすべり面は平坦であること、高塩基価シリンダ油の耐異常摩耗性の低下の原因は、その高温での広がり性の欠乏にあること等の実験結果を示し、さらにスカuffing発生の防止策として、ライナ面の仕上げは研削よりも旋削バイト仕上げの方が、粗面の保油性の点から有利であること、リングのすべり面形状は矩形よりも片テーパ形、あるいは両テーパ形の方がその片当りを緩和する作用に優れ有利であること、高燐系のライナ材の方がバナジウム系よりも耐スカuffing性に優れること、回転ピストン機構の採用は、スカuffingに対する抵抗増大にかなりの効果が期待できること等を指摘した。

光武ら⁽⁵⁶⁾は、ライナ・リング潤滑性能試験機を用い、ラ

ライナ表面仕上げ形状とスカuffing発生限界面圧の関係を調べ、波形旋削仕上げの方がホーニング仕上げよりも優れた耐荷重能を示すことを明らかにした。

さらに、和栗ら⁽⁷⁸⁾は、ライナ、リングの往復すべりを模擬した回転円板式往復すべり摩擦試験機を用い、すべり速度の比較的広い範囲で、スカuffing発生の諸特性を調べた結果、スカuffingの発生は、リングの面圧よりもすべり速度の影響を強く受けること、燐系、ボロン系等の硬質な鋳鉄ライナ材は、高荷重、低速のすべり条件下では、耐スカuffing性の向上に有利であるが、低荷重、高速のすべり条件下では不利であること、ライナの表面粗さは小さい程、スカuffingが起こりにくいこと、リング幅の減少は、低速でスカuffing発生防止に効果があるが、高速では効果がないこと、潤滑油の粘度は、それが高いほど低速で、低いほど高速で、それぞれ耐スカuffing性に優れること、塩基価70クラスでは、清浄剤タイプとして、Ca塩類がMg塩類より耐スカuffing性に優れ、さらにCa塩の場合、低速ならばCaサリチレートがCaスルホネートより優れること等を明らかにした。

1.4 セラミックスのトライボロジに関する従来の研究

セラミックスは高硬度で、耐摩耗性に優れ、耐熱、耐食性等があるため、近年、内燃機関においても各種部材のセラミックス化の研究、開発が盛んに行われている。

実働機関にセラミックス材を適用した例として、Kamoら⁽⁷¹⁾⁻⁽⁷³⁾、河村^{(74),(75)}、Toyamaら⁽⁷⁶⁾、Hamanoら⁽⁷⁷⁾、鈴木ら⁽⁷⁸⁾、Timoneyら⁽⁷⁹⁾等の報告がある。いずれも低摩擦で、耐摩耗性、耐焼付き性等のトライボ特性に優れたセラミックスを摺動部材に用いることにより、機関の摩擦損失を低減し、信頼性や耐久性を向上させたり、機関の熱効率向上の目的から、高い燃焼温度で運転を行い、冷却水損失を減少させ、排気ガスエネルギーを有効に利用するために、耐熱性、断熱性、耐食性のあるセラミックス材を燃焼室周辺や排気系、動弁系等に適用している。

これらの機関では、ピストンに炭化けい素、窒化けい素、ジルコニアコーティング等、シリンダライナに炭化けい素、窒化けい素、ジルコニア、ジルコニアコーティング、炭化クロムコーティング、酸化クロム焼成膜等、ピストンリングに窒化けい素、サーメット、炭化クロムコーティング、酸化クロム焼成膜等、排気ポートライナに窒化けい素、アルミナ・チタニウムコーティング等、そして、吸・排気バルブに炭化けい素、窒化けい素、ジルコニアコーティング等の各種セラミックス材の適用が試みられている。

田代ら⁽¹⁰¹⁾は、ロッカーアームチップに窒化けい素を採用し、すす混入油や劣化油でその耐摩耗性を評価した結果、従来の焼結合金のロッカーアームに比べて、摩耗が大幅に減少し、摩擦損失も低減したと報告している。

河村⁽¹⁰²⁾は、窒化けい素のバルブにより、バルブシート部の摩耗が減少し、摺動部にジルコニアを用いたカムシャフトは、摩擦、摩耗の低減に有効であることを示した。

Kamoら⁽⁷²⁾は、シリンダライナとピストンリングの摺動面に、酸化クロム焼成膜（多孔質のジルコニア素材に酸化クロムを含浸させて気孔を充填し、母材と熱化学的に結合した特殊コーティング⁽¹⁰³⁾）を施すと、耐摩耗性および耐食性が著しく向上したと報告している。また鈴木ら⁽⁷⁸⁾や Yoshidaら⁽¹⁰⁴⁾は実機で摩擦の測定を行い、摩擦損失の低減にも有効であることを明らかにした。

一方、Hamano⁽⁷⁷⁾らは、シリンダライナに窒化けい素、ピストンリングにサーメットを適用した研究用機関により、それらの組合せが低摩擦で耐摩耗性に優れることを確認した。

Timoneyら⁽⁷⁹⁾は、炭化けい素をピストンとシリンダライナに採用した機関で、無冷却、且つ無潤滑条件下の連続運転を行い、従来の水冷機関に比べて、摩擦損失が低減することを明らかにした。

Shimauchiら⁽⁸⁰⁾は、苛酷な潤滑条件下にあるシリンダライナとピストンリングの摺動面にセラミックスを適用する場合について、その摩擦特性や耐摩耗性、耐スカuffing性

が、材質やその組合せ、あるいは潤滑油によって、著しく変化することを示し、材質及び潤滑油の適正な選択が極めて重要であると指摘した。

断熱化した実働機関でシリンダライナの温度測定を行った Kamoら^{(73)・(185)}、Toyamara⁽⁷⁶⁾の報告によると、第一圧力リングの上死点位置では、通常の水冷機関の場合の 200℃に対して、350 ~ 400℃に上昇している。そして、このような高温の苛酷な潤滑条件下で、摩擦、摩耗の増大を防ぎ、スカuffingの発生を防止するには、セラミックス材の適正な選定と耐熱合成油や添加剤の開発が極めて重要な課題であると指摘している。

一方、河村^{(74)・(186)}の断熱機関では、シリンダライナを上、下部に分割し、上部の受熱を下部に伝達しない構造にして、ライナの壁温を下げ、一般の鉱油系エンジンオイルで運転を行っている。しかし、シリンダライナおよびピストンリング材に採用した窒化けい素の摩擦特性が、その結晶組織の大きさ、形状、焼結助剤、あるいは表面粗さ等で大きく変化するために、適切な製造方法、加工条件の選定が必要であると指摘した。

このように、各摺動部材にセラミックスの適用が検討され、そのトライボ特性の解明が一段と重要になってきた。そこで、セラミックスのトライボロジに関する基礎的研究も盛んに行われている。

セラミックスは、金属材料と比較して、高硬度で、凝着し

にくいために、概して低摩擦で、耐摩耗性、耐焼付き性に優れる傾向にある⁽¹⁰⁷⁾。しかし、その凝着特性は、材質並びに相手材料との組合せで大きく変化し、また、雰囲気や摺動条件によって著しく影響を受ける。

岩佐ら⁽¹⁰⁸⁾は、炭化けい素、窒化けい素、アルミナ、ジルコニア等の各セラミックス材について、ピンオンディスク法を用い、大気中、無潤滑下での摩擦、摩耗特性を調べ、高硬度で凝着しにくい炭化けい素は、摩擦や摩耗が低く、摺動特性に最も優れることを示した。しかし、同様な摩擦試験を行った石垣⁽¹⁰⁹⁾の報告では、周囲温度が高くなるに従って、表面吸着物が離脱するために、凝着しやすくなり、摩擦が増大することが明らかになった。一方、Tsuya⁽⁸¹⁾の報告によると、クロミアやチタニアの摺動試験では、上記の4種のセラミックス材の特性とは異なり、温度の上昇により摩擦、摩耗が顕著に減少している。さらに、炭化チタン同士の摩擦試験の結果でも、高温酸化で表面に生成した酸化物の潤滑作用により低摩擦になることが確かめられた。

Tomizawaら⁽⁹¹⁾や佐々木⁽⁹²⁾は、炭化けい素や窒化けい素の摺動面に水分が吸着すると摩擦、摩耗が減少することを報告している。これはトライボケミカル反応によって、摺動面上に柔らかい、けい素の酸化物、水和物あるいは水酸化物層⁽⁹³⁾が生成したためと考えられている。しかし、高速、高荷重の苛酷な摺動条件下では、その吸着保護膜が破断するために、摩擦が増大する傾向にあると報告されている。

一方、セラミックスは塑性変形がおこりにくく、脆性破壊を生じやすいため、その摩擦、摩耗の現象を、表面に生じる微小破壊を考慮に入れて理論的に解析し、実験的検討が行われている。

Lawn⁽⁹⁵⁾は、セラミックスのような脆性材料の摺動では、表面に作用する垂直荷重が大きく、且つ摩擦力が増大する程、表面に亀裂が生じやすくなることを理論的に明らかにし、亀裂の発生を防止するには、接触面圧の軽減、あるいは表面粗さの減少や潤滑油による摩擦力の低減が重要であると指摘した。

Ishigakiら⁽⁹⁶⁾は、ダイヤモンドの球形スライダと各種のセラミックス平板との摺動試験を行った結果、摩擦係数とセラミックス材の硬度との間には相関が認められないものの、破壊靱性値が高く、脆性破壊をおこしにくい材質程、摩擦係数が減少することを確認した。そして、Warrenの理論⁽⁹⁷⁾から求めた臨界破壊荷重（硬球をセラミックスの平面に押し付けた場合に微視的破壊をおこさない荷重の最大値）と摩擦係数との間に良い相関があることを示した。

Evansら⁽⁹⁸⁾は、セラミックス平面上を硬いアブレシブ粒子が摺動する場合、亀裂の発生、進展による表面層の脱落が摩耗に大きく寄与すると考えて、破壊力学的考察から、摩耗式を提案し、実験によって、その妥当性を確かめ、破壊靱性値が硬度とともに重要な物性値となることを示した。

Dufraneら⁽⁹⁹⁾は、潤滑下で数種のセラミックス材につい

て摺動試験を行った結果、熱伝導性が悪く、耐熱衝撃性に劣るジルコニアの摺動面には、すべり速度の増加に従い、摩擦発熱による多数の熱亀裂が生じるために、摩擦や摩耗が増大することを明らかにした。

実際機関のシリンダライナとピストンリングの摺動面にセラミックス材を適用する場合でも、その潤滑状態が高速、高温で、極めて苛酷であるため、摩擦を低減し、スカuffingの発生を防止する上で、潤滑油の使用が不可欠であると考えられている^{(88)・(99)}。そこで、各種のセラミックス材と潤滑油との相性、あるいは添加剤の効果等に関する多くの研究が行われている。

朝鍋ら⁽⁸⁴⁾は、タービン油中で、各種のセラミックス材と金属材料とを組合わせて、その焼付き限界を調べた結果、セラミックスは高硬度で、なじみにくいために、表面粗さを小さくすることが極めて重要であること、そして粗さが小さければ、炭化けい素と鋳鉄の組合せの耐焼付き性が、鋼と鋳鉄の組合せの場合に比べて、大幅に向上することを報告した。

畑ら⁽⁸⁵⁾も、窒化けい素やジルコニアと鋼の組合せでは、鋼同士の組合せに比べて、耐焼付き性が著しく向上することを確かめている。

Tsuyaら⁽⁸⁶⁾は、数種の合成油（ポリオールエステル系）を用いて、常温及び高温下で、各種セラミックス材の摩擦、摩耗特性、あるいは耐焼付き性を調べた結果、セラミックスの種類やその組合せによって、有効な潤滑油が大きく異なる

ことを示した。そして、吸着能やケモメカニカル効果の差異が、セラミックスと潤滑油の適合性に複雑に影響を及ぼすと推察している。

Studt⁽⁸⁷⁾ は、結晶構造の異なるアルミナと炭化けい素の摩擦面で、ジチオりん酸亜鉛の添加の影響を調べた結果、アルミナの場合、アルキル鎖長の増加で良好な摩擦特性が得られるが、炭化けい素の場合、その影響が現れないことを示した。これは、アルキル基がアルミナでは表面に垂直に、炭化けい素では表面に水平に吸着配向したためと考察している。

井上ら⁽⁸⁸⁾ は、鋼と窒化けい素、あるいは窒化けい素同士の場合でも、パラフィン系鉱油にSP系極圧剤を添加すると、耐摩耗性が改善されることを報告している。また、今住ら⁽⁸⁹⁾ は、潤滑下における窒化けい素と鋼の摩擦、摩耗特性に及ぼす各種添加剤の影響を調べた結果、添加剤は摩擦の低減に寄与しなかったものの、トリクレジルフォスフェートやSP系極圧添加剤は、摩耗の低減に著しい効果を示すことを明らかにした。

さらに、Willermet⁽⁹⁰⁾ は、窒化けい素、ジルコニア、炭化チタン同士の摩擦が、有機モリブデン系摩擦調整剤の配合により、半減することを示している。

このように、潤滑油中の添加剤によって、セラミックスの摺動面上に、化学反応層が形成され、潤滑性の改善が期待できる結果も報告されているが、その機構の詳細は、まだ明らかではない。

記 号

- a : プロフィル係数, m^{-1}
 B : リング幅寸法, m
 \bar{B} : 最小膜厚位置から油膜分裂境界位置までの距離, m
 D : シリンダ径, m
 F : 摩擦力, N
 F_m : 膨張行程初期の最大摩擦力, N
 \bar{F} : サイクル平均摩擦力 ($= \oint |F| d\theta / 4\pi$), N
 f : 摩擦係数 ($= \bar{F} / \pi D W$)
 h : 油膜厚さ, m
 h_0 : 最小油膜厚さ, m
 h_{max} : 最小油膜厚さ h_0 のサイクル最大値, m
 h_{min} : 最小油膜厚さ h_0 のサイクル最小値, m
 H_b : リング丸み高さ, m
 l : 油膜破断領域内のすじ状流れの幅, m
 N : 機関回転数, $r p m$
 p : 油膜圧力, $P a$
 \bar{p} : リング面圧, $P a$
 \bar{p}' : リング単位長さ当りの荷重, N / m
 p_1 : 摺動方向前方のガス圧力, $P a$
 p_2 : 摺動方向後方のガス圧力, $P a$
 p_0 : リング背面のガス圧力, $P a$
 P_0 : リング張力による面圧, $P a$

- P_f : 摩擦平均有効圧力, [FMEP] ($= 4 \phi |F| dx / \pi D^2 S$), Pa
 P_{max} : 最大筒内ガス圧力, Pa
 S : ストローク, m
 R_{rms} : 自乗平均平方根粗さ, μm
 T : リング表面温度, $^{\circ}C$
 T_s : スカッフイング発生温度, $^{\circ}C$
 U : 摺動速度, m/s
 \bar{U} : 平均摺動速度, m/s
 V : スクイズ速度, m/s
 \bar{V} : 平均摺動速度, m/s
 W : リング円周方向単位長さ当りの荷重, N/m
 x, y, z : 座標軸
 η : 潤滑油粘度, Pa·s
 μ : 潤滑油粘度, Pa·s
 μ : 摩擦係数
 μ_{min} : 最小摩擦係数
 τ : せん断応力, Pa
 θ : クランク角度, deg

第2章 流体潤滑理論による摩擦特性の解析

2.1 ピストンリングの摺動面プロフィール

本章では、表2-1の諸元をもつ単気筒圧縮点火機関の供試ピストンリング、すなわち円弧形状の圧力リング（バレルリング）、テーパ形圧力リング（テーパリング）並びにカタ形油かきリング（オイルリング）の各リングを対象に流体潤滑理論による解析を行い、その油膜挙動、並びに摩擦特性の把握を試みた。図2-1に、各リングの配列および主要寸法を示す。

一般に、ピストンリングのすべり面がスカuffingや異常摩耗を起こさずに、正常に摩耗し、シリンダ壁とよくなじんでいる場合、その摺動方向に僅かながら丸みを帯びることはよく知られている事実である⁽⁵⁾⁻⁽⁹⁾。その丸みの度合は、機関やリングの種類等により多少変化するものの、ある一定の法則を示すことが経験的に認められている⁽⁶⁾。

そこで、以下の理論解析でも、図2-2に示すように、長方形断面の圧力リングは中央部で H_0 だけ突出した円弧形状のプロフィールになり、 α° の角度をもつテーパリングは、その先端部のみがすり合わされて、幅が B^* （ $= 0.5\text{mm}$ ）の円弧形状部とテーパ面から構成されるプロフィールとなり、オイルリングは、上下の各レールで外側のみがだれて、円弧形状リングが半分に分割されたプロフィールになると想定し、さ

表 2 - 1 供試機関の諸元

Type of engine	Single-cylinder, 4-stroke cycle Diesel engine
(Cylinder bore) × (Stroke)	105mm × 120mm
Stroke volume	1039cm ³
Compression ratio	19
Output power	6kW/1400rpm
$\left(\frac{\text{Connecting rod length}}{\text{Crank radius}}\right)$	3.67
Device of cylinder lubrication	Splash lubrication

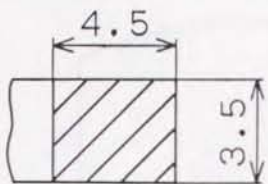
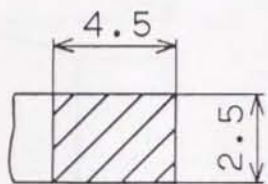
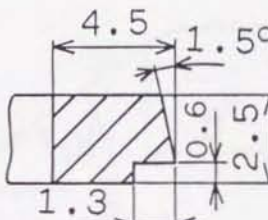
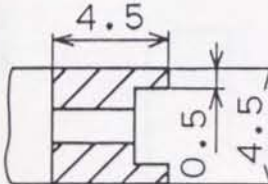
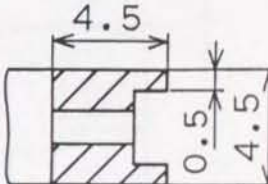
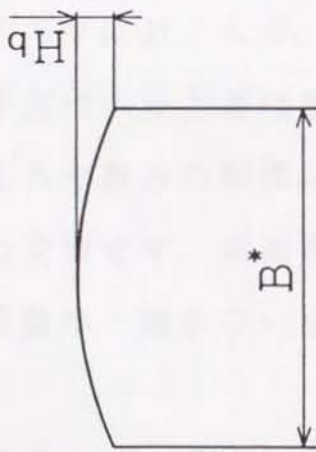
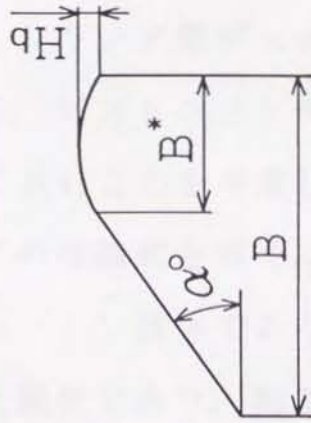
Compression Ring			Oil Ring	
Top Ring	2nd Ring	3rd Ring	1st Oil Ring	2nd Oil Ring
				
$P_e = 182\text{kPa}$ $a = 0.011\text{cm}^{-1}$	$P_e = 146\text{kPa}$ $a = 0.016\text{cm}^{-1}$	$P_e = 235\text{kPa}$ $a = 0.08\text{cm}^{-1}$	$P_e = 467\text{kPa}$ $a = 0.02\text{cm}^{-1}$	$P_e = 421\text{kPa}$ $a = 0.02\text{cm}^{-1}$
Barrel (1)	Barrel (2)	Taper	Oil (1)	Oil (2)

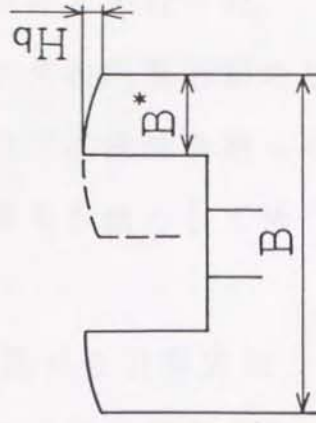
図 2 - 1 供試ピストンリングの主要諸元



(a) Barrel Ring



(b) Taper Ring



(c) Oil Ring

図 2-2 ピストンリング摺動面プロファイルの仮定

らに、各リングの丸み高さ H_0 の値を、当り幅 B^* の $1/1000$ に仮定して理論計算を行った。

また、各リングの円弧形状の部分を、放物線 ($y = a x^2$) に近似し、この二次曲線係数 a をプロフィール係数と呼び、丸みの度合を代表する値として扱う。

2.2 一般式と計算方法

まず、図 2-3 に示すように、リングの摺動方向に x 軸、油膜厚さの方向に y 軸、円周方向に z 軸を定め、円弧形状リングが静止し、シリンダ壁が x 方向に U の速度で摺動している場合を考える。ピストンリングは摺動方向の幅に対して円周方向に極めて長いことを考慮し、2次元流体潤滑の問題として扱うが、その理論式を導くに当たり次の仮定をおく。

- (1) 流体はニュートン流体であり、その流れは層流である。
- (2) 流体は非圧縮性であり、粘度は一定とする。
- (3) 油膜の形成には十分な給油条件が確立されている。
- (4) 摺動面にすべりはおこらず、油膜の厚さは極めて薄いので油膜厚さ方向の圧力差は無視できる。
- (5) 油膜の慣性力や重力の影響は無視できる。
- (6) すべり面は変形せず、表面粗さは無視する。
- (7) リングは摺動中、傾かないものとする。

まず、油膜厚さ h は、最小油膜厚さを h_0 とすると次式で表せる。

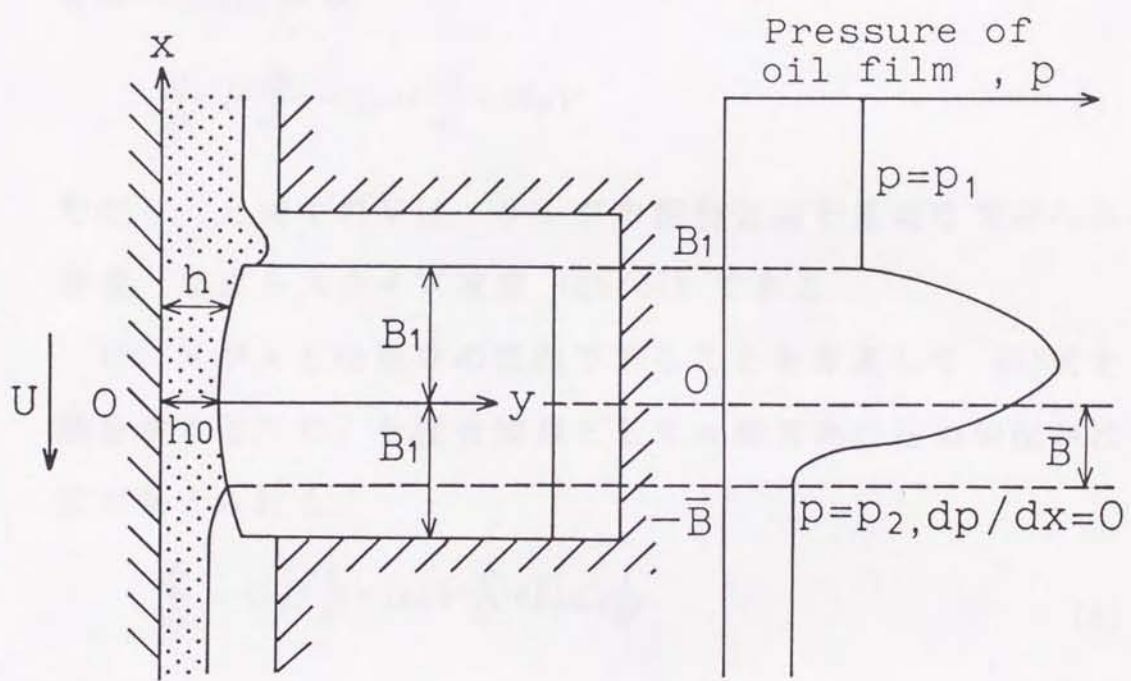


図 2 - 3 座標軸と油膜圧力分布
(円弧形状リングの場合)

$$h(x) = ax^2 + h_0 \quad (1)$$

そして、油膜内の速度分布を与える式は次式で与えられる。

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (y-h)y - \frac{U}{h} y + U \quad (2)$$

(2)式と連続の式から、レイノルズの油膜圧力に関する基礎方程式(3)を得る。

$$\frac{d}{dx} (h^3 \frac{dp}{dx}) = 6\mu U \frac{dh}{dx} + 12\mu V \quad (3)$$

ただし、上式中のVは、リングの摺動方向と垂直な方向への速度、つまりスクイズ速度 (dh/dt) である。

U、Vがxとは独立の変数であることを考慮して(3)式を積分すると、C₁を積分定数としてx軸方向の圧力勾配が次式で与えられる。

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu U \frac{1}{h^2} + 12\mu V \frac{x}{h^3} + 6\mu C_1 \frac{1}{h^3} \quad (4)$$

ここで油膜圧力pの境界条件について記す。図2-3に示すようにリングの摺動方向前方側のガス圧力p₁と後方側のガス圧力p₂に対し、油膜はリングの前端 x = B₁ から圧力 p = p₁ で流入し、リング幅中央を過ぎて圧力勾配 dp/dx が零になる点 (x = -B とする) で p = p₂ と後方側ガス圧力になって流出する (レイノルズの境界条件)。この境界条件を考慮し、(4)式を積分すると、油膜圧力を表す(5)式、並びにリングのスクイズ速度Vを表す(6)式 が得られる。

$$\begin{aligned}
p(x) = & 6\mu U[\{\beta(B_1) + \bar{B}\gamma(B_1)\}\alpha(x) + \{h(-\bar{B})\gamma(B_1) \\
& - \alpha(B_1)\}\beta(x) - \{\bar{B}\alpha(B_1) + h(-\bar{B})\beta(B_1)\}\gamma(x)] \\
& / \{\beta(B_1) + \bar{B}\gamma(B_1)\} + (p_1 - p_2)\{\beta(x) + \bar{B}\gamma(x)\} \\
& / \{\beta(B_1) + \bar{B}\gamma(B_1)\} + p_2
\end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned}
V = & [(p_1 - p_2) + 6\mu U\{h(-\bar{B})\gamma(B_1) - \alpha(B_1)\}] \\
& / 12\mu\{\beta(B_1) + \bar{B}\gamma(B_1)\}
\end{aligned} \tag{6}$$

ここで,

$$\alpha(x) \equiv \int_{-\bar{B}}^x \frac{1}{h^2} dx, \quad \beta(x) \equiv \int_{-\bar{B}}^x \frac{x}{h^3} dx, \quad \gamma(x) \equiv \int_{-\bar{B}}^x \frac{1}{h^3} dx$$

油膜側のリング円周方向単位長さ当りの負荷能力 W_L は、摺動面上に分布する油膜圧力とガス圧力との和として次式で求まる。

$$W_L = \int_{-\bar{B}}^{B_1} p dx + p_2(B_1 - \bar{B}) \tag{7}$$

一方、リングの円周方向単位長さ当りにかかる荷重 W_E は、リング自身の張力による面圧を P_e 、リングの背面に働くガス圧力を p_g とすれば、次のようになる。

$$W_E = 2B_1(P_e + p_g) \tag{8}$$

ただし p_g については、リングがリング溝の下面に着座しているとき $p_g = p_1$ 、上面に着座しているとき $p_g = p_2$ になると仮定する。そして、リングとリング溝の摩擦力を無

視すれば、リングに働く両作用力 W_L と W_E とはつりあい等しくなる。

$$W_L = W_E \quad (9)$$

この関係から、前出の未知数 \bar{B} を求める関係式が次式のよ
うに与えられる。

$$\begin{aligned} 2B_1 P_e = 6\mu U \{ & \{\beta(B_1) + \bar{B}\gamma(B_1)\}\alpha_B + \{h(-\bar{B})\gamma(B_1) - \alpha(B_1)\}\beta_B \\ & - \{\bar{B}\alpha(B_1) + h(-\bar{B})\beta(B_1)\}\gamma_B\} / \{\beta(B_1) + \bar{B}\gamma(B_1)\} \\ & + (p_1 - p_2)(\beta_B + \bar{B}\gamma_B) / \{\beta(B_1) + \bar{B}\gamma(B_1)\} - 2B_1(p_g - p_2) \end{aligned} \quad (10)$$

ここで、

$$\alpha_B \equiv \int_{-\bar{B}}^{B_1} \alpha(x) dx, \quad \beta_B \equiv \int_{-\bar{B}}^{B_1} \beta(x) dx, \quad \gamma_B \equiv \int_{-\bar{B}}^{B_1} \gamma(x) dx$$

一方、油膜の圧力発生領域が、リングの全幅に広がった場合 ($-\bar{B} = -B_1$) は、境界条件を $x = B_1$ で $p = p_1$ 、 $x = -B_1$ で $p = p_2$ として (4) 式を積分すると、油膜圧力を表す次式が得られる。

$$\begin{aligned} p^*(x) = 6\mu U \{ & \alpha^*(x) - \alpha^*(B_1)\gamma^*(x)/\gamma^*(B_1)\} - 12\mu V^* \{-\beta^*(x) \\ & + \beta^*(B_1)\gamma^*(x)/\gamma^*(B_1)\} + (p_1 - p_2)\gamma^*(x)/\gamma^*(B_1) + p_2 \end{aligned} \quad (11)$$

ここで、

$$\alpha^*(x) \equiv \int_{-B_1}^x \frac{1}{h^2} dx, \quad \beta^*(x) \equiv \int_{-B_1}^x \frac{x}{h^3} dx, \quad \gamma^*(x) \equiv \int_{-B_1}^x \frac{1}{h^3} dx$$

油膜側のリング円周方向単位長さ当りの負荷能力 W_L^* は、次のようになる。

$$W_L^* = \int_{-B_1}^{B_1} p dx \quad (12)$$

W_L^* は、前述の荷重 W_E とつり合い等しくなる。

$$W_L^* = W_E \quad (13)$$

この関係から、リングのスクイズ速度 V^* が次式のように得られる。

$$V^* = [6\mu U \{ \alpha_B^* \gamma^*(B_1) - \alpha^*(B_1) \gamma_B^* \} + (p_1 - p_2) \gamma_B^* - 2B_1 (p_g - p_2 + P_e) \gamma^*(B_1)] / 12\mu \{ \beta^*(B_1) \gamma_B^* - \beta_B^* \gamma^*(B_1) \} \quad (14)$$

ここで、

$$\alpha_B^* \equiv \int_{-B_1}^{B_1} \alpha^*(x) dx, \quad \beta_B^* \equiv \int_{-B_1}^{B_1} \beta^*(x) dx, \quad \gamma_B^* \equiv \int_{-B_1}^{B_1} \gamma^*(x) dx$$

上述の解析に従って、円弧形状リングの油膜挙動（最小油膜厚さ h_0 の変動）を求めるには、機関サイクルの任意の時間における h_0 に対し、油膜破断境界位置 \bar{y} の値を (10) 式より、ニュートン・ラフソン法で求め、(6) 式（ただし、リングの全幅に油膜が形成されている場合は (14) 式）から、 h_0 の変化を逐次計算する。そして h_0 が周期的に安定するまで、繰り返し計算を行う。

次に、リングに作用する摩擦力を求める。ここでは、油膜の破断領域についても、すじ状流れが存在することに着目し

て、その粘性摩擦力の計算を行い、油膜の圧力発生領域での摩擦力に加算する⁽²⁵⁾。

まず、油膜の圧力発生領域 ($-\bar{B} \leq x \leq B_1$) での粘性摩擦力 F_E は、シリンダ表面 ($y = 0$) における油のせん断応力 τ を積分して求める。

$$\begin{aligned}
 F_E &= \pi D \int_{-\bar{B}}^{B_1} \tau_0 dx \\
 &= \pi D \left[4\mu U \int_{-\bar{B}}^{B_1} \frac{1}{h} dx + 6\mu V \int_{-\bar{B}}^{B_1} \frac{x}{h^2} dx + 3\mu \{ 2V\bar{B} \right. \\
 &\quad \left. - Uh(-\bar{B}) \} \int_{-\bar{B}}^{B_1} \frac{1}{h^2} dx \right] \quad (15)
 \end{aligned}$$

一方、油膜破断領域 ($-B_1 \leq x \leq -\bar{B}$) では、圧力が一定 ($p = p_2$) であるので、ジェット流れが生じ、油膜破断点 ($x = -\bar{B}$) での流れが、流量の連続を保つためには、図 2-4 に示すように、すきまが広がるにつれて、空洞部が開いていく、すじ状の流れが形成されると推察できる⁽¹¹⁰⁾。そして、空洞の下には流れが生じないと仮定すると、すじ状流れの幅 ℓ は次式となる。

$$\ell = \pi D h(-\bar{B}) / h(x) \quad (16)$$

従って、油膜破断領域での粘性摩擦力 F_c は次式で表せる。

$$F_c = \int_{-B_1}^{-\bar{B}} \ell \mu \frac{du}{dy} dx = \pi D \mu U h(-\bar{B}) \int_{-B_1}^{-\bar{B}} \frac{1}{h^2} dx \quad (17)$$

結局、リングに作用する摩擦力 F は、次式から求まる。

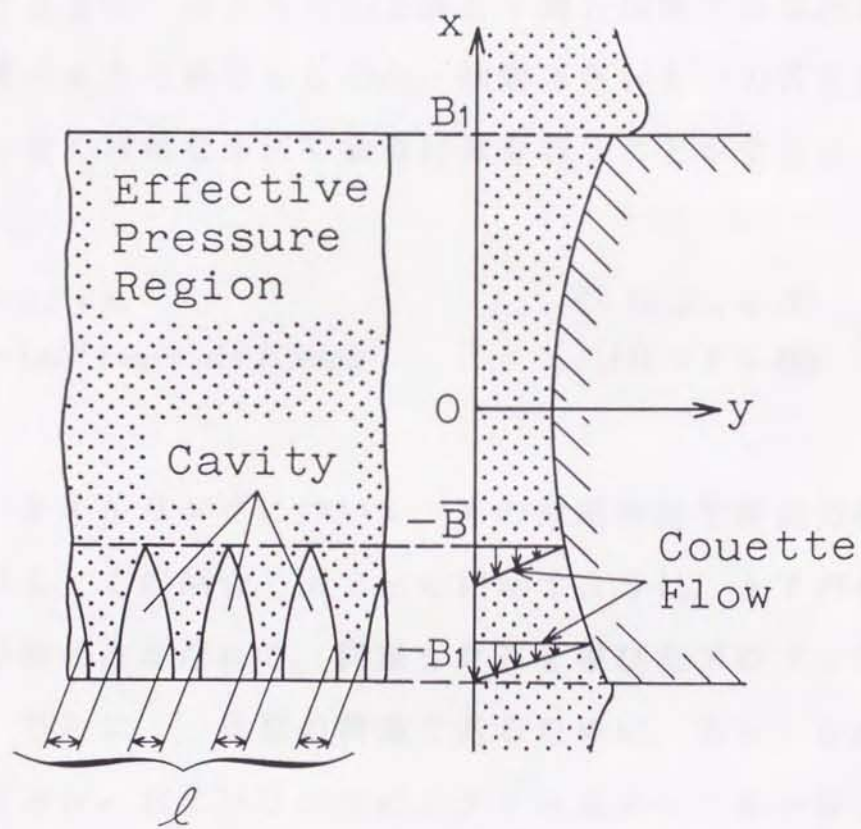


図 2 - 4 油膜破断領域内の流れの仮定
(円弧形状リングの場合)

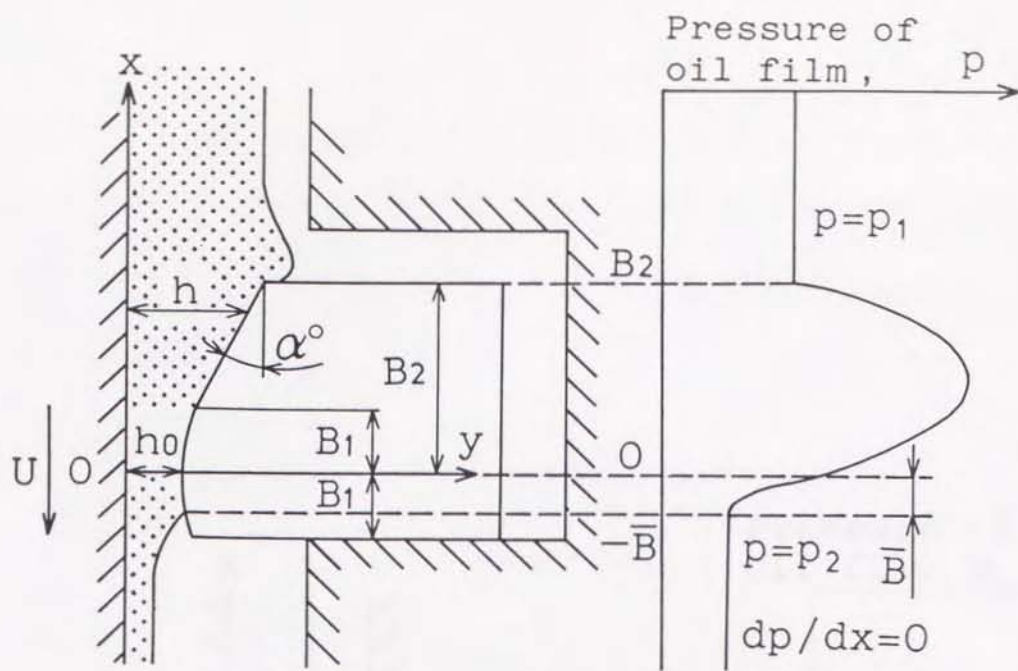
$$F = F_E + F_C \quad (18)$$

以上、円弧形状のリングを対象に、油膜挙動や摩擦力の変化を理論的に求める方法について論じてきたが、テーパ形状のリングに対しても、その形状が非対称であるため、図2-5に示すように、ピストンの上昇と下降行程時で油膜の圧力発生領域が大きく異なるものの、油膜厚さ h を(19)式で仮定すると、全く同様な手法で数値計算を行うことができる。

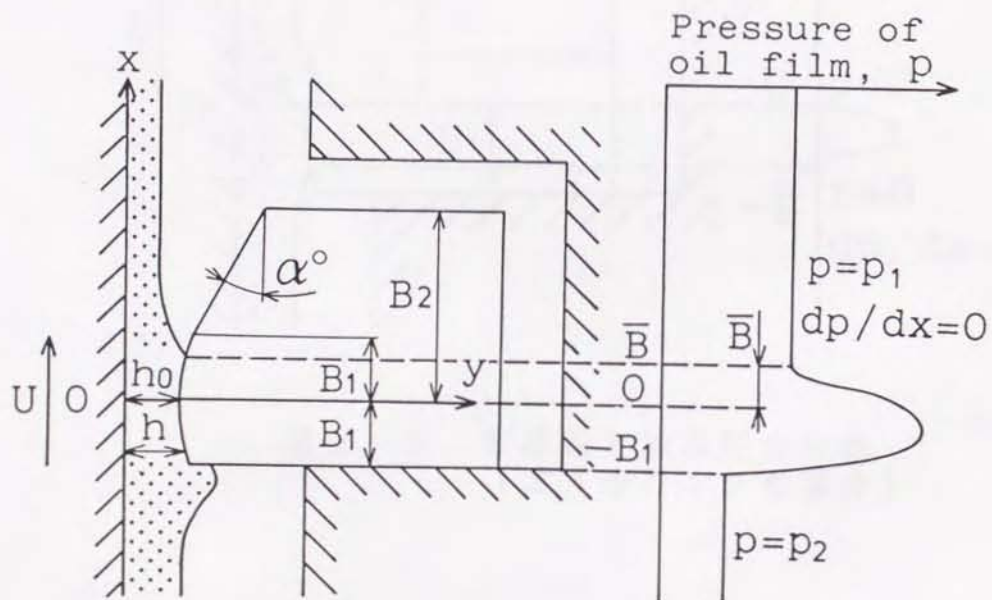
$$\begin{cases} h = ax^2 + h_0 & (-B_1 \leq x \leq B_1) \\ h = (aB_1^2 + h_0) + (x - B_1)\tan\alpha & (B_1 < x \leq B_2) \end{cases} \quad (19)$$

次に、オイルリングについて、その油膜挙動や摩擦力の変化を求める。この場合、図2-6に示すように、上下の各レールで外側のみがだれて、同様な丸みを帯びたプロフィールを想定し、さらに、一体型の構造であるために、各レールの最小油膜厚さ h_0 。およびリングのスライズ速度 V の値が等しいと仮定する。従って、油膜厚さ h は、各レールで座標の原点を同図のように定めると、次式で与えられる。

$$h = ax^2 + h_0 \begin{cases} \text{Upper rail:} & 0 \leq x \leq B_1 \\ \text{Lower rail:} & -B_1 \leq x \leq 0 \end{cases} \quad (20)$$



(a) ピストン上昇行程時



(b) ピストン下降行程時

図 2-5 座標軸と油膜圧力分布
(テーパリングの場合)

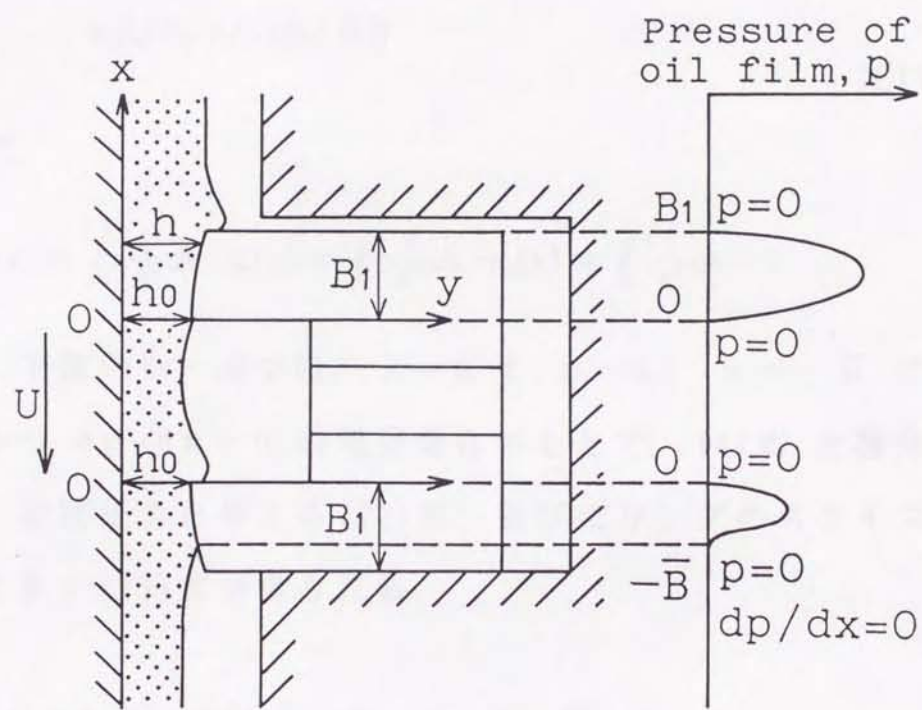


図 2-6 座標軸と油膜圧力分布
(オイルリングの場合)

まず、図2-6に示すように、油膜の圧力発生領域が、上側レールの全域と下側レールの一部に形成された状態を考える。上側のレールでは、(4)式を積分する際、境界条件として $x=0$ および $x=B_1$ で $p=0$ を考慮すると、油膜圧力を表す次式が得られる。

$$p_u(x) = 6\mu U \{ \alpha_u(x) - \alpha_u(B_1) \gamma_u(x) / \gamma_u(B_1) \} - 12\mu V \{ -\beta_u(x) + \beta_u(B_1) \gamma_u(x) / \gamma_u(B_1) \} \quad (21)$$

ここで、

$$\alpha_u(x) \equiv \int_0^x \frac{1}{h^2} dx, \quad \beta_u(x) \equiv \int_0^x \frac{x}{h^3} dx, \quad \gamma_u(x) \equiv \int_0^x \frac{1}{h^3} dx$$

一方、下側のレールでは、 $x=0$ で $p=0$ 、 $x=-\bar{B}$ で $p=0$ かつ $dp/dx=0$ の境界条件のもとで、(4)式を積分すると、油膜圧力を与える(22)式、並びにリングのスライズ速度 V を表す(23)式が得られる。

$$p_l(x) = 6\mu U \{ \{ \beta_l(0) + \bar{B} \gamma_l(0) \} \alpha_l(x) + \{ h(-\bar{B}) \gamma_l(0) - \alpha_l(0) \} \beta_l(x) - \{ \bar{B} \alpha_l(0) + h(-\bar{B}) \beta_l(0) \} \gamma_l(x) \} / \{ \beta_l(0) + \bar{B} \gamma_l(0) \} \quad (22)$$

$$V = U \{ h(-\bar{B}) \gamma_l(0) - \alpha_l(0) \} / 2 \{ \beta_l(0) + \bar{B} \gamma_l(0) \} \quad (23)$$

ここで、

$$\alpha_l(x) \equiv \int_{-\bar{B}}^x \frac{1}{h^2} dx, \quad \beta_l(x) \equiv \int_{-\bar{B}}^x \frac{x}{h^3} dx, \quad \gamma_l(x) \equiv \int_{-\bar{B}}^x \frac{1}{h^3} dx$$

次に、各レールに生じる油膜側のリング円周方向単位長さ当りの負荷能力を求める。この際、(21)式中のスライズ速度 V は(23)式で与えられるので、上側レールの負荷能力 W_{Lu} は次式で表せる。

$$W_{Lu} = 6\mu U [\{\beta_l(0) + \bar{B}\gamma_l(0)\} \{\alpha_{ub}\gamma_u(B_1) - \alpha_u(B_1)\gamma_{ub}\} - \{-\beta_{ub}\gamma_u(B_1) + \beta_u(B_1)\gamma_{ub}\} \{h(-\bar{B})\gamma_l(0) - \alpha_l(0)\}] / \gamma_u(B_1) \{\beta_l(0) + \bar{B}\gamma_l(0)\} \quad (24)$$

ここで、

$$\alpha_{ub} \equiv \int_0^{B_1} \alpha_u(x) dx, \quad \beta_{ub} \equiv \int_0^{B_1} \beta_u(x) dx, \quad \gamma_{ub} \equiv \int_0^{B_1} \gamma_u(x) dx$$

そして、下側レールの負荷能力 W_{Ll} は次式となる。

$$W_{Ll} = 6\mu U [\{\beta_l(0) + \bar{B}\gamma_l(0)\} \alpha_{lb} + \{h(-\bar{B})\gamma_l(0) - \alpha_l(0)\} \beta_{lb} - \{\bar{B}\alpha_l(0) + h(-\bar{B})\beta_l(0)\} \gamma_{lb}] / \{\beta_l(0) + \bar{B}\gamma_l(0)\} \quad (25)$$

ここで、

$$\alpha_{lb} \equiv \int_{-\bar{B}}^0 \alpha_l(x) dx, \quad \beta_{lb} \equiv \int_{-\bar{B}}^0 \beta_l(x) dx, \quad \gamma_{lb} \equiv \int_{-\bar{B}}^0 \gamma_l(x) dx$$

一方、リングの円周方向単位長さ当りにかかる荷重 W_E は、次式で与えられる。

$$W_E = 2B_1 P_e \quad (26)$$

W_E と油膜側の負荷能力とがつり合うので、次式の関係を

得る.

$$W_{Lu} + W_{Li} = W_E \quad (27)$$

この関係から、油膜破断境界位置 \bar{B} の値を求めることができる。

一方、油膜圧力の発生領域が、上下のレール全域に広がった場合 ($-\bar{B} = -B_1$)、リングのスクイズ速度 V^* は、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} V^* = & \langle 6\mu U [r_u(B_1) \{ \alpha_{iB}^* \gamma_i^*(0) - \alpha_i^*(0) \gamma_{iB}^* \} + \gamma_i^*(0) \{ \alpha_{uB} \gamma_u(B_1) \\ & - \alpha_u(B_1) \gamma_{uB} \}] - 2B_1 P_e \gamma_i^*(0) \gamma_u(B_1) \rangle \\ & / 12\mu [\gamma_u(B_1) \{ -\beta_{iB}^* \gamma_i^*(0) + \beta_i^*(0) \gamma_{iB}^* \} + \gamma_i^*(0) \{ -\beta_{uB} \gamma_u(B_1) \\ & + \beta_u(B_1) \gamma_{uB} \}] \quad (28) \end{aligned}$$

ここで、

$$\begin{aligned} \alpha_i^*(x) & \equiv \int_{-B_1}^x \frac{1}{h^2} dx, \quad \beta_i^*(x) \equiv \int_{-B_1}^x \frac{x}{h^3} dx, \quad \gamma_i^*(x) \equiv \int_{-B_1}^x \frac{1}{h^3} dx \\ \alpha_{iB}^* & \equiv \int_{-B_1}^0 \alpha_i^*(x) dx, \quad \beta_{iB}^* \equiv \int_{-B_1}^0 \beta_i^*(x) dx, \quad \gamma_{iB}^* \equiv \int_{-B_1}^0 \gamma_i^*(x) dx \end{aligned}$$

そして、下側のレール上には、油膜圧力が発生しない場合 ($-\bar{B} = 0$)、リングのスクイズ速度 V^{**} は、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} V^{**} = & [6\mu U \{ \alpha_{uB} \gamma_u(B_1) - \alpha_u(B_1) \gamma_{uB} \} - 2B_1 P_e \gamma_u(B_1)] \\ & / 12\mu \{ -\beta_{uB} \gamma_u(B_1) + \beta_u(B_1) \gamma_{uB} \} \quad (29) \end{aligned}$$

オイルリングの摩擦力は、各レールに作用する粘性摩擦力の和から求まるが、この場合も、油膜破断領域には、図2-7に示すようなすじ状の流れが存在することに着目し、その粘性摩擦力を考慮に入れて計算を行った。

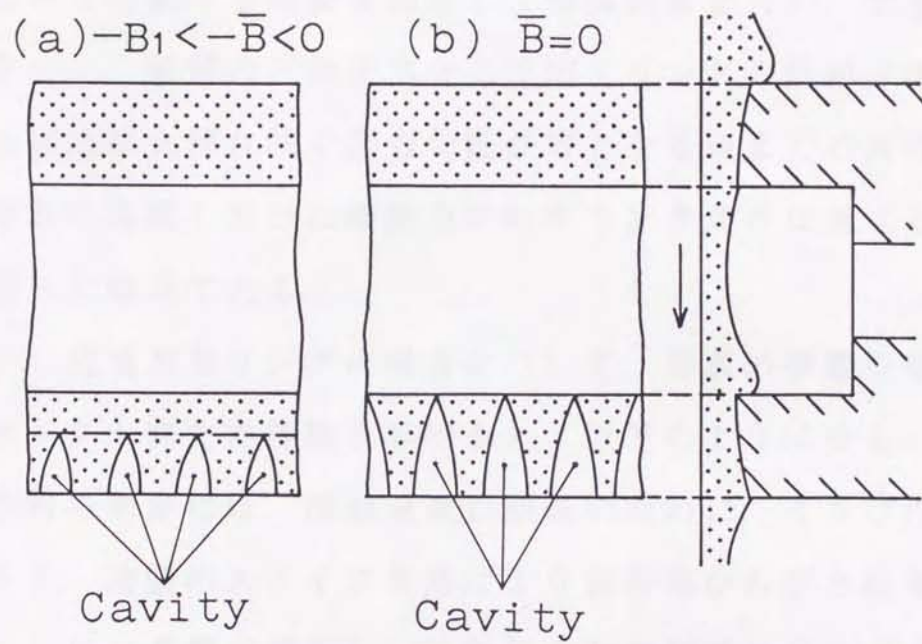


図 2 - 7 油膜破断領域内の流れの仮定
(オイルリングの場合)

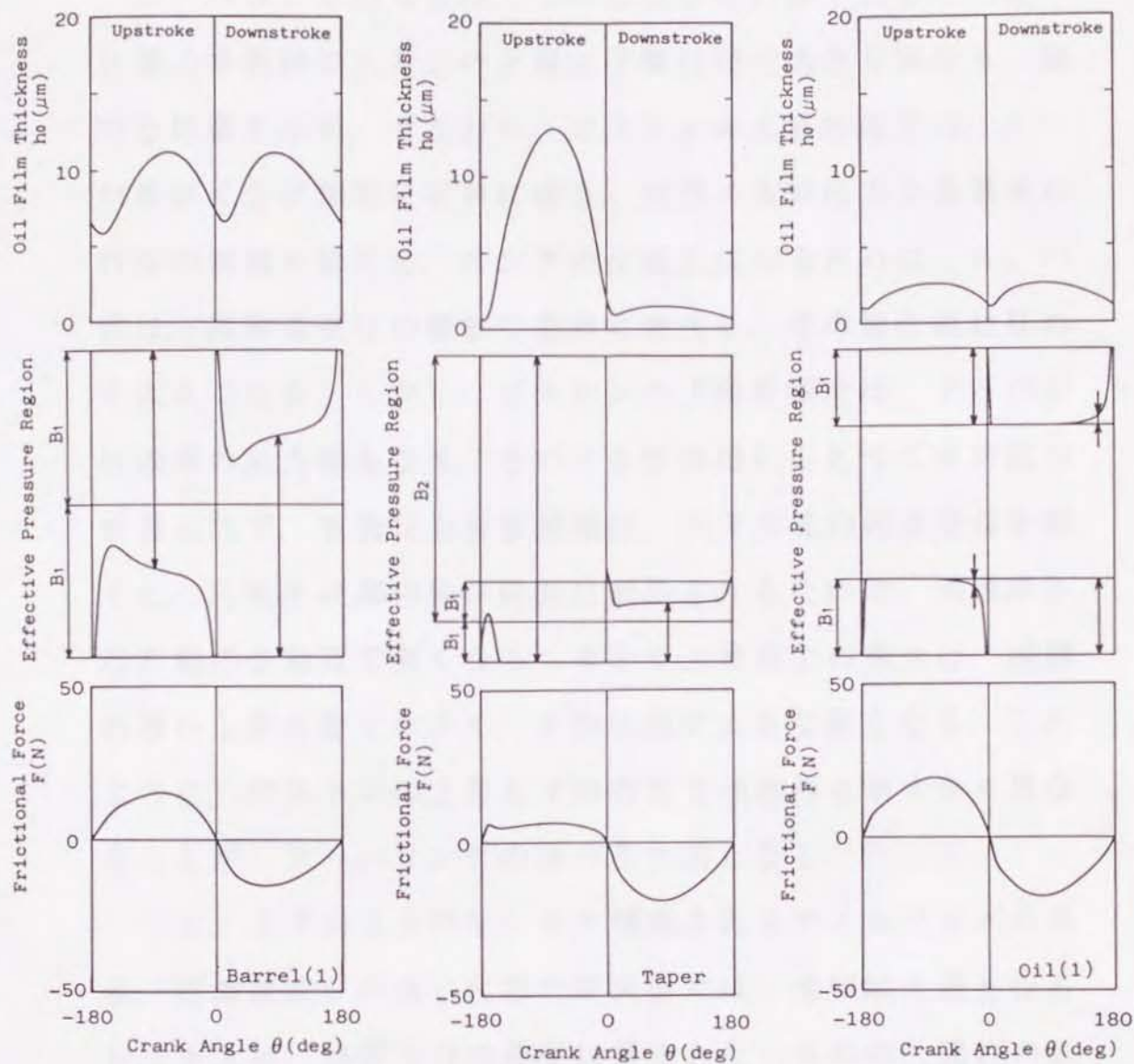
2.3 理論計算の結果と考察

2.3.1 各リングの油膜挙動、並びに摩擦特性

図2-8は、円弧形状リング、テーパリング、オイルリングの各リングについて、ガス圧が作用せずに、リング自身の張力のみで作動する場合を想定して理論計算を行い、最小油膜厚さ h_0 、油膜の有効圧力分布領域（リングの摺動方向前
端から油膜拡大流れ域で圧力勾配が零となる点までの有効な
圧力分布の範囲）並びに摩擦力 F のクランク角 θ に対する変
化を調べた結果である。

まず、円弧形状リングの場合について、油膜の挙動や摩擦
力のサイクル変化の特徴を挙げると、以下のようになる。

各行程の初期には、摺動速度 U が低いために、くさび作用
は小さく、油膜のスクイズ作用により前行程から引き続きリ
ングはシリンダ壁に接近し、有効圧力分布領域はリング全幅
に広がっている。行程が進むにつれて U が増大すると、くさ
び作用により、油膜は急速に厚くなるが、それに伴って有効
圧力分布領域は急激に狭められ、その後端はリング幅中央付
近にまで接近する。その後は、油膜厚さが増すにつれ、再び
ゆるやかに広がり、行程の末期に近づくにつれて、 U が減少
すると、くさび作用が小さくなって油膜が薄くなり、スクイ
ズ作用が支配的となるので、有効圧力分布領域はリングの全
幅に再び広がる傾向を示す。一方、摩擦力の変化は、各死点
では零となり、摺動速度 U の増加とともに増大し、行程の中



(a) 円弧形状リング (b) テーパーリング (c) オイルリング

図 2-8 最小油膜厚さ, 有効油膜圧力分布領域, 並びに
 摩擦力のサイクル変化
 ($N=1000\text{rpm}$, $\mu=2.44 \times 10^{-2}\text{Pa} \cdot \text{s}$, ガス圧無し)

央近傍で最大になることがわかる。

テーパリングの場合は、その形状が非対称であるために、油膜の挙動がピストンの上昇と下降行程で大きく異なり、独特な特徴を示す。すなわち、ピストンの上昇行程では、テーパ面がくさび作用に有利に働き、油膜の有効圧力分布領域が行程の初期を除くと、リングの全幅に広がるために、 h_0 の値は、摺動速度 U の増加で急激に増大し、その最大値は極めて大きくなる。しかし、ピストンの下降行程では、テーパ面は油膜の拡大側となり、そのくさび作用にもとづく負荷能力が得られず、有効圧力分布領域は、速度の低い死点近傍を除くと、円弧形状部の狭い範囲に制限されるために、油膜厚さは行程の全期間で薄くなる。そして、摩擦力の最大は、油膜の厚い上昇行程で小さく、下降行程で大きな値となる。このように、ピストンの上昇と下降行程で油膜厚さが大きく異なることが、テーパリングの油かき作用となる⁽¹⁵⁾。

一方、上下の2本のレールで構成されるオイルリングの場合、摺動速度 U が高い行程の中央部では、油膜拡大側となるレール上に、油膜圧力の発生は得られないものの、速度の低下で、油膜が薄くなると、油膜拡大側のレール上にもスクイズ作用にもとづく油膜圧力が発生し、死点近傍では、両側のレール全域に有効圧力分布領域が広がっている。しかし、当り幅が狭く、リング面圧が高いために、行程の全期間で油膜厚さは薄く、摩擦力は大きくなる。

2.3.2 回転数, 粘度, 並びに面圧の影響

図2-9, 図2-10, 並びに図2-11は, 円弧形状のリングについて, 機関の回転数 N , 潤滑油の粘度 μ , 並びにリングの面圧 P_0 の変化が油膜の挙動や摩擦特性に及ぼす影響を調べた結果である。

同図から, 機関回転数, あるいは潤滑油粘度の増加によって, 油膜厚さは増加するものの, 摩擦力も増大すること, 並びにリング面圧の増加によって, 油膜厚さは減少し, 摩擦力が増大すること等の基本的な特性が認められる。

そして, これらの結果を整理して, 潤滑状態を代表する無次元の軸受定数 $\mu \bar{U} / W$ と油膜厚さ h_{min} , h_{max} , 並びに摩擦係数 f との関係を調べた結果が図2-12, 図2-13である。ここで, \bar{U} はピストンの平均すべり速度, W はリング円周方向の単位長さ当りの荷重($W = B \cdot P_0$)であり, h_{min} , h_{max} は, サイクル中の h_0 の最小値, 最大値をそれぞれ表す。また, 摩擦係数 f はサイクル平均の摩擦力 \bar{F} を荷重 $\pi D W$ で除した値である。同図から, すべり速度の高い, 行程の中央部で生じる h_{max} は油膜のくさび作用に, 下死点の直後で得られる h_{min} はスクイズ作用に, 主として影響を受けるが, h_{min} , h_{max} の値は, ともに軸受定数 $\mu \bar{U} / W$ の増加で増大し, およそ, h_{max} の値は $(\mu \bar{U} / W)^{0.30}$ の値に, h_{min} の値は $(\mu \bar{U} / W)^{0.50}$ の値に比例して増加する傾向が得られた。同様に, 摩擦係数 f の値も軸受定数の増加で増大し, $(\mu \bar{U} / W)^{0.65}$ の値に比例して増加する傾向

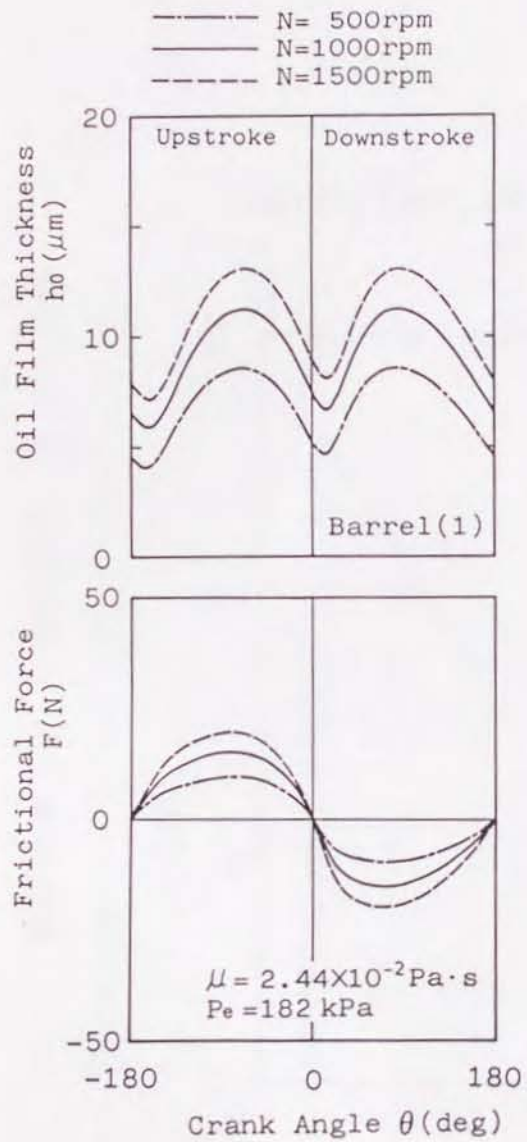


図 2-9 回転数の影響

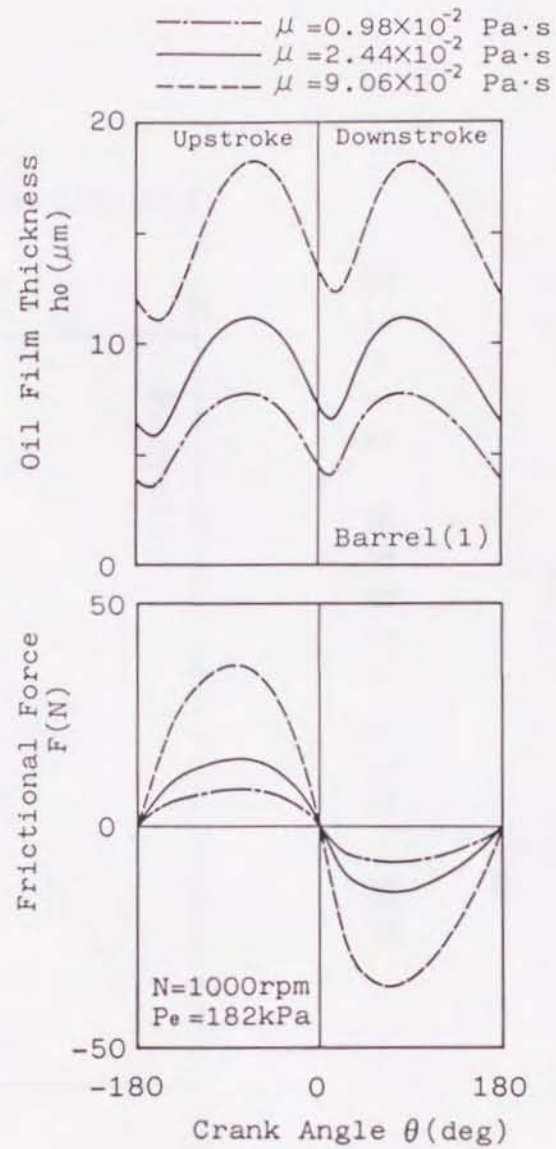


図 2-10 潤滑油粘度の影響

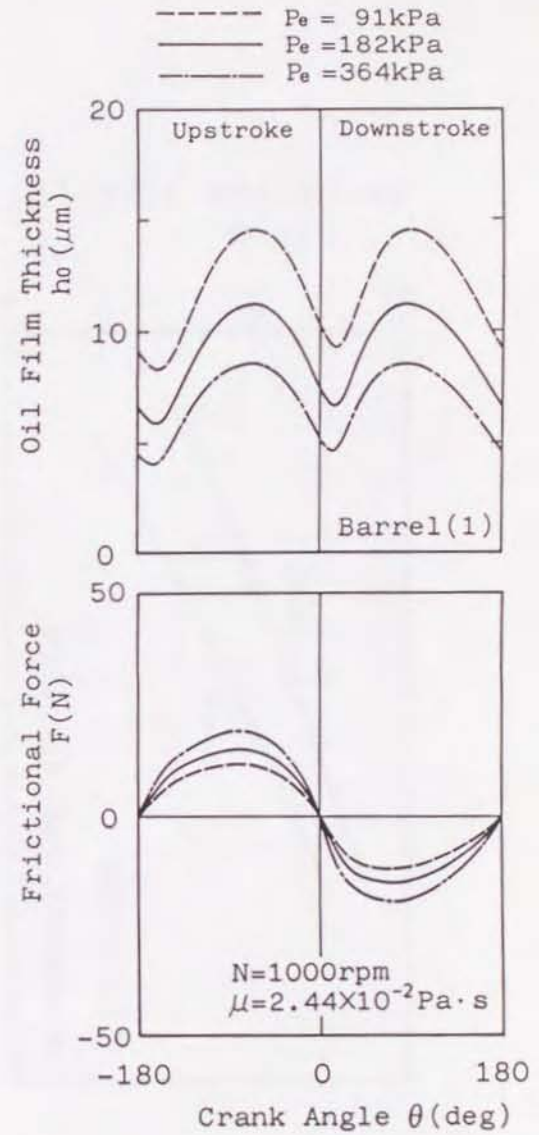


図 2-11 リング面圧の影響

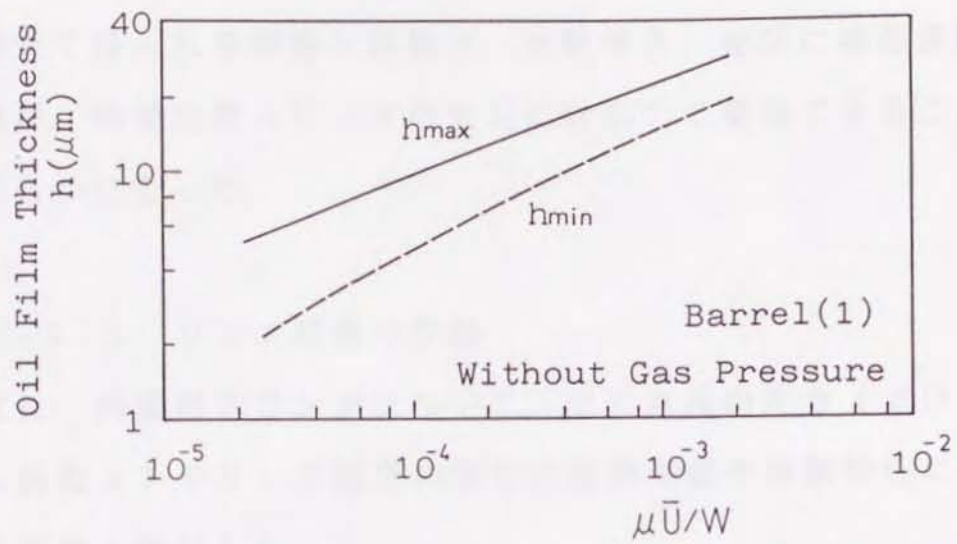


図 2 - 1 2 油膜厚さと $\mu\bar{U}/W$ の関係

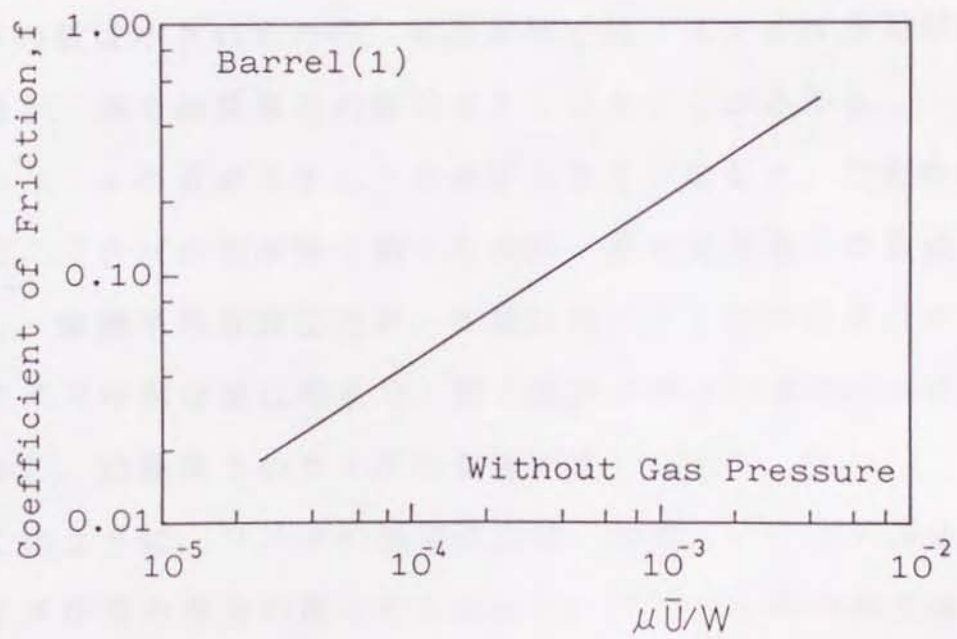


図 2 - 1 3 摩擦係数と $\mu\bar{U}/W$ の関係

が認められる。

このように、ピストンリングのすべり面についても、一般の軸受で得られる特性と同様に、油膜厚さ、並びに摩擦係数の値が、軸受定数 $\mu \bar{U} / W$ の変化に対応して整理できることが明らかになった。

2.3.3 リング形状の影響

次に、円弧形状リングについて、その丸みの度合（プロフィール係数 a ）やリング幅 B の変化が油膜挙動や摩擦特性に及ぼす影響を検討した。

図 2-14 は、プロフィール係数 a の影響である。同図から、リングのプロフィール係数 a の値が小さい（丸みが小さい）場合、行程の中央部では、くさび作用が弱いために、最大油膜厚さの値は小さいものの、死点近傍では、スクイズ作用が強く働き、最小油膜厚さの値は大きくなることがわかる。

一方、 a の値が大きく（丸みが大きく）なると、行程中央部で、くさび作用が強く働くために、最大油膜厚さの値は増大し、摩擦平均有効圧力 P_f の値は減少する傾向にあるが、スクイズ作用は逆に弱まり、死点直後の最小油膜厚さの値は減少し、油膜厚さのサイクル変動が激しくなる。

このように、リングの油膜挙動は、油膜のくさび作用とスクイズ作用の双方の組合せで定まり、サイクル中の最大油膜厚さ、並びに最小油膜厚さを最大にする a の値や摩擦損失を最小にする a の値は、それぞれ異なることが明らかになった。

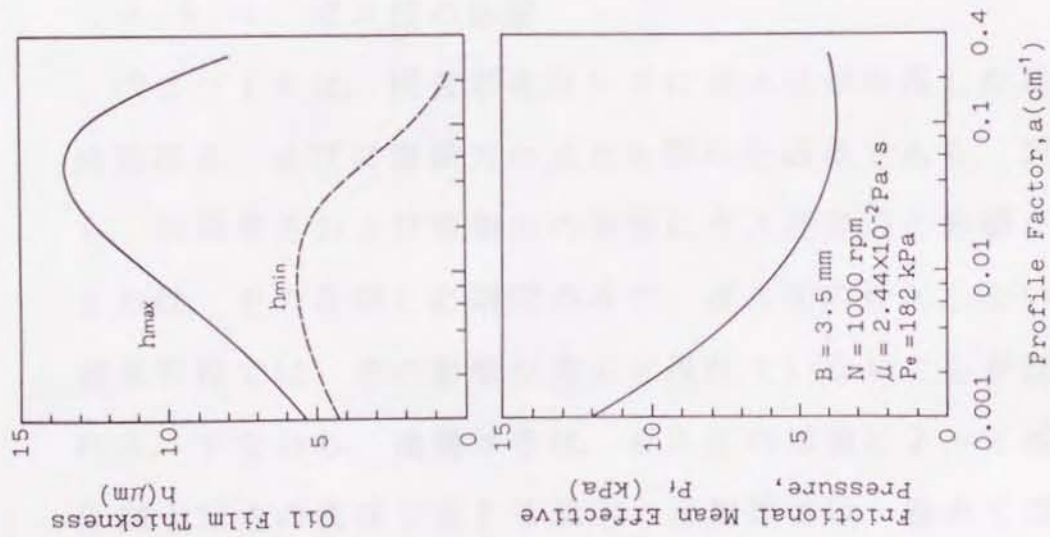
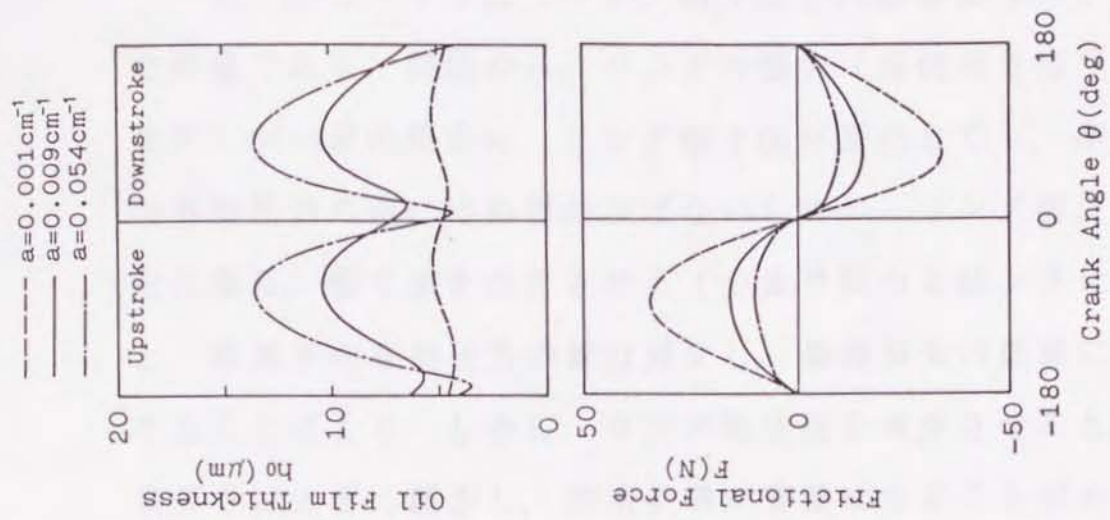


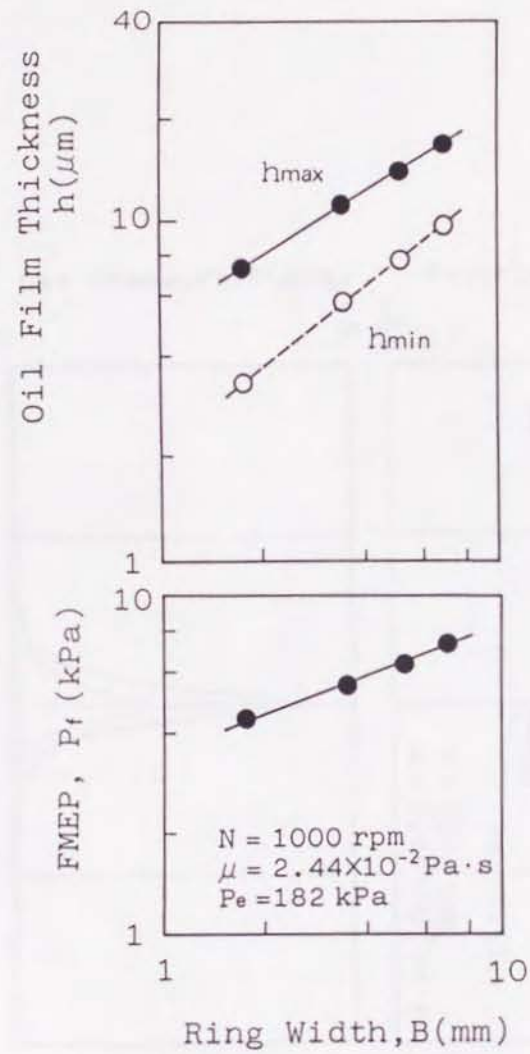
図 2-14 プロファイル係数の影響

しかし、実際の機関に應用する場合、高温、高圧の苛酷な潤滑状態にある上死点での油膜厚さを最大にするリングのプロファイルが極めて重要であると言える。

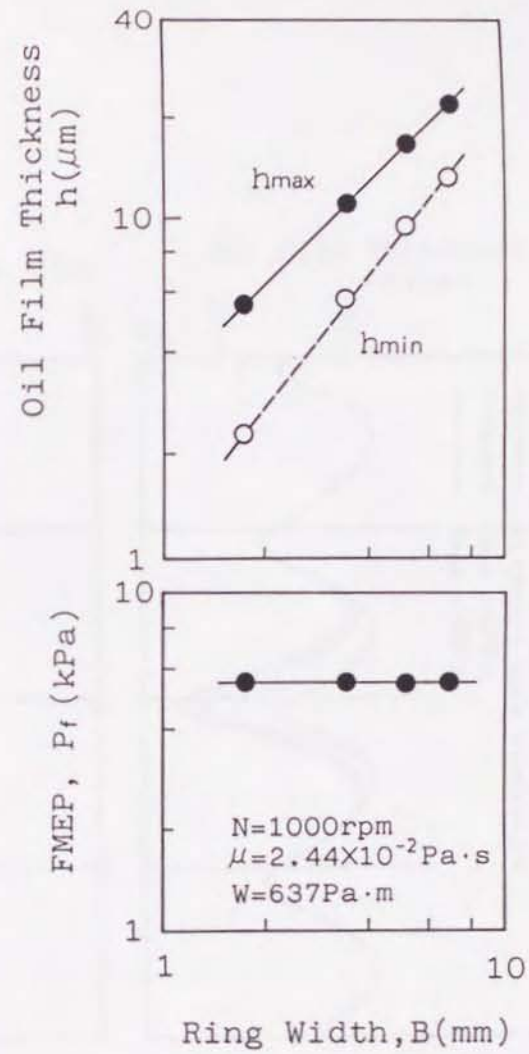
一方、図2-15は、リング幅寸法Bの影響について調べた結果である。同図から、リングの張力（単位長さ当りの荷重 W ）が一定の場合は、リング幅寸法が変化しても、摩擦平均有効圧力の値には影響が及ばないものの、リング面圧を一定に保ち、幅寸法を減少させる（つまり張力を減少させる）と、摩擦平均有効圧力の値は減少し、摩擦損失の低減に有効であると言える。しかし、リング幅寸法を減少させると、油膜厚さは大きく減少し、潤滑状態が苛酷になることがわかる。

2.3.4 ガス圧の影響

図2-16は、円弧形状リングにガス圧が作用した場合の油膜厚さ、並びに摩擦力の変化を調べた結果である。同図から、油膜厚さおよび摩擦力の波形にガス圧作用の影響が現れるのは、その作用した期間のみで、ガス圧の作用しない吸気、排気行程では、その影響が殆んど現れていないことが認められる。すなわち、油膜厚さは、ガス圧の増加によって減少し、圧縮上死点の直後で生じる最小の油膜厚さは、極めて薄くなる。そして、この最小油膜厚さの値は、図2-17に示すように、筒内ガス圧力の上昇、あるいは潤滑油粘度および機関回転数の減少によって一段と低下し、潤滑状態が苛酷になることがわかる。ただし、図中の W_0 は圧縮上死点でのリング



(a) 面圧一定の場合



(b) 張力一定の場合

図 2-15 リング幅寸法の影響

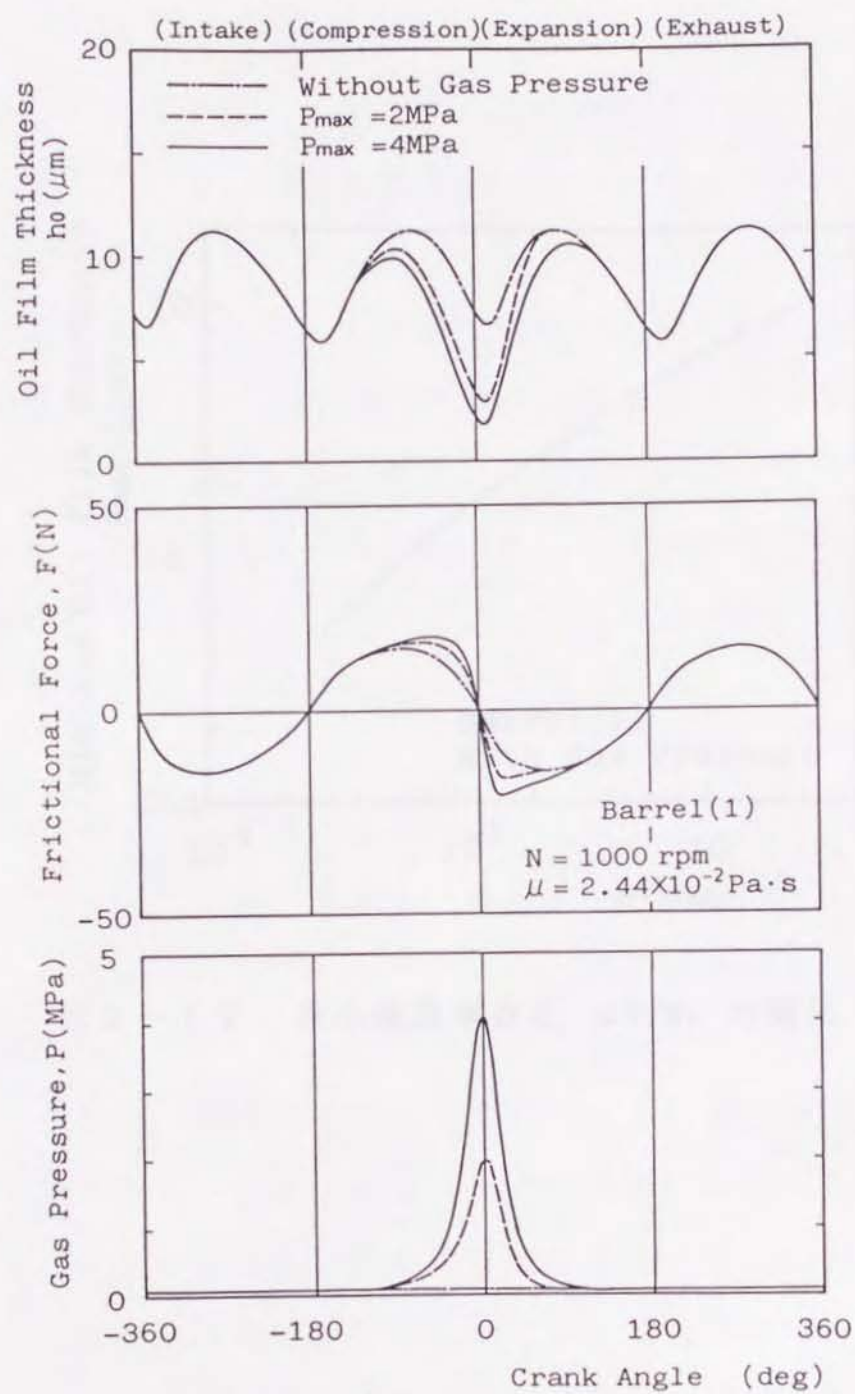


図 2 - 1 6 ガス圧の影響

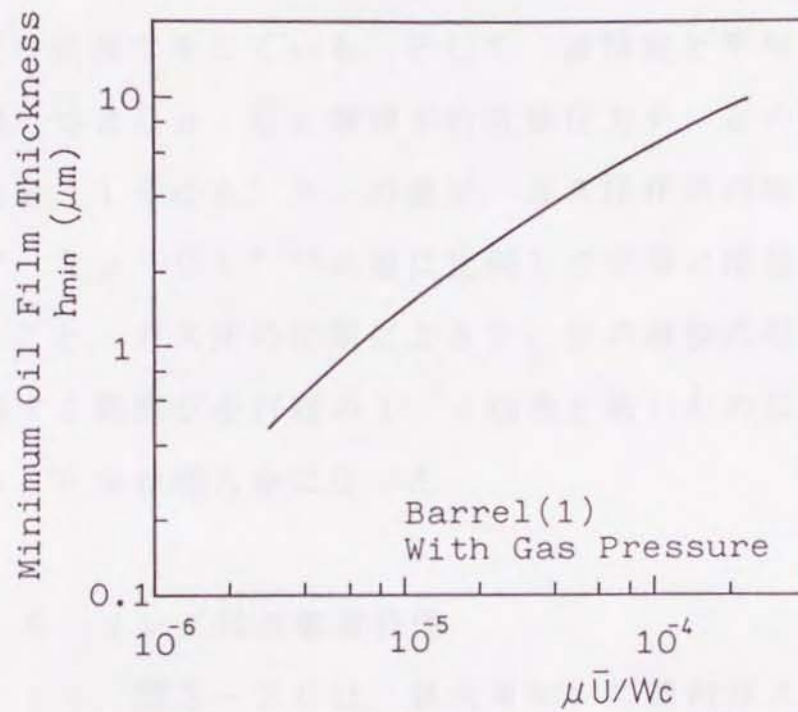


図 2-17 最小油膜厚さと $\mu\bar{U}/Wc$ の関係

単位長さ当りの実質荷重⁽¹²⁾，すなわち $W_c = (P_{max} / 2 + P_0) \cdot B$ である。

一方，摩擦力は，ガス圧の作用によって油膜厚さが減少するため，圧縮行程の後半と膨張行程の前半で増大し，摩擦の最大値は，ガス圧が作用しない場合の行程中央部から，圧縮上死点の直後で生じている。そして，油粘度と平均すべり速度の積，つまり $\mu \cdot \bar{U}$ と摩擦平均有効圧力 P_f との関係調べた図2-18から， P_f の値が，ガス圧作用の有無にかかわらず， $(\mu \cdot \bar{U})^{0.65}$ の値に比例して同様に増加する傾向にあること，ガス圧の作用による P_f 値の増加の程度は，その作用する期間が全行程の $1/4$ 程度と短いために，極めて小さいこと等が明らかになった。

2.3.5 リング列の摩擦特性

図2-19，図2-20は，最大4MPaの筒内ガス圧力が作用した運転条件下で，リング列の油膜挙動や摩擦特性を調べた結果である。ただし図中の第一圧力リング上方のガス圧力 P_1 の値は，実測で得た燃焼室内のガス圧力であり， P_2 （第一圧力リングと第二圧力リングの中間部のガス圧力）並びに P_3 （第二圧力リングと第三圧力リングの中間部のガス圧力）の値は，理論計算⁽¹¹⁾によって推定した。

同図から，オイルリングの場合，ガス圧の影響は受けないものの，接触幅が狭く，面圧が高いために，行程の全域で油膜が薄く，摩擦平均有効圧力の値が最大であること，第一お

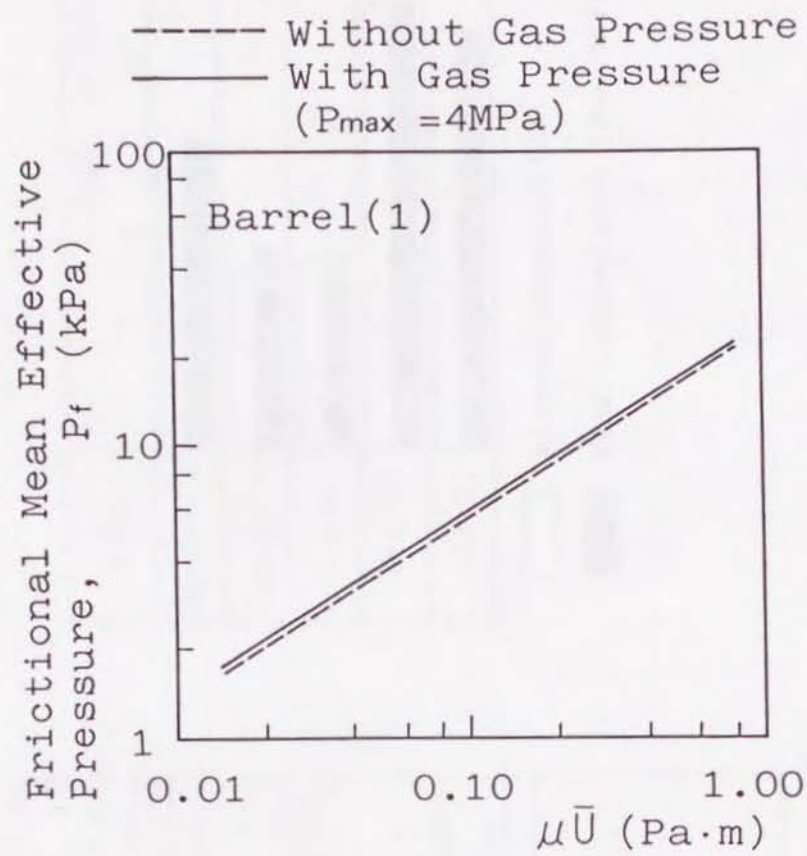


図 2-18 ガス圧の作用による P_f と $\mu\bar{U}$ の関係の変化

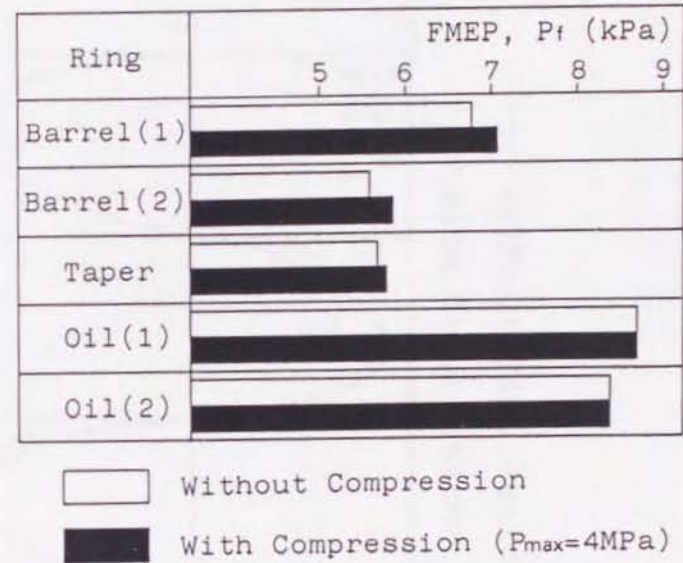
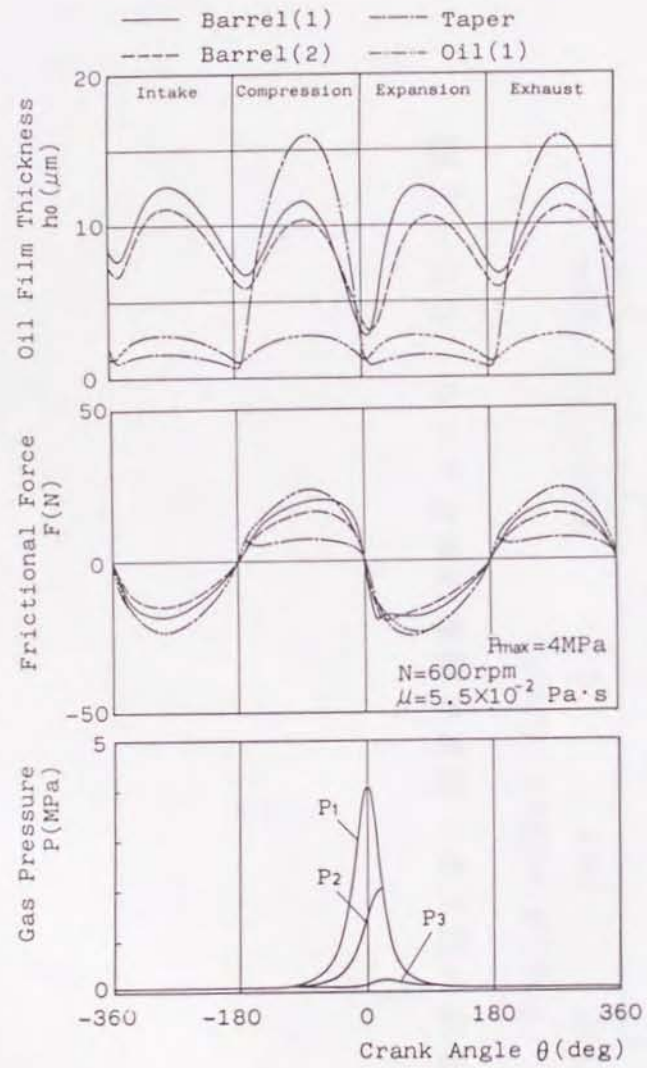


図 2-19 各リングの油膜厚さ, 摩擦力, 並びに摩擦平均有効圧力

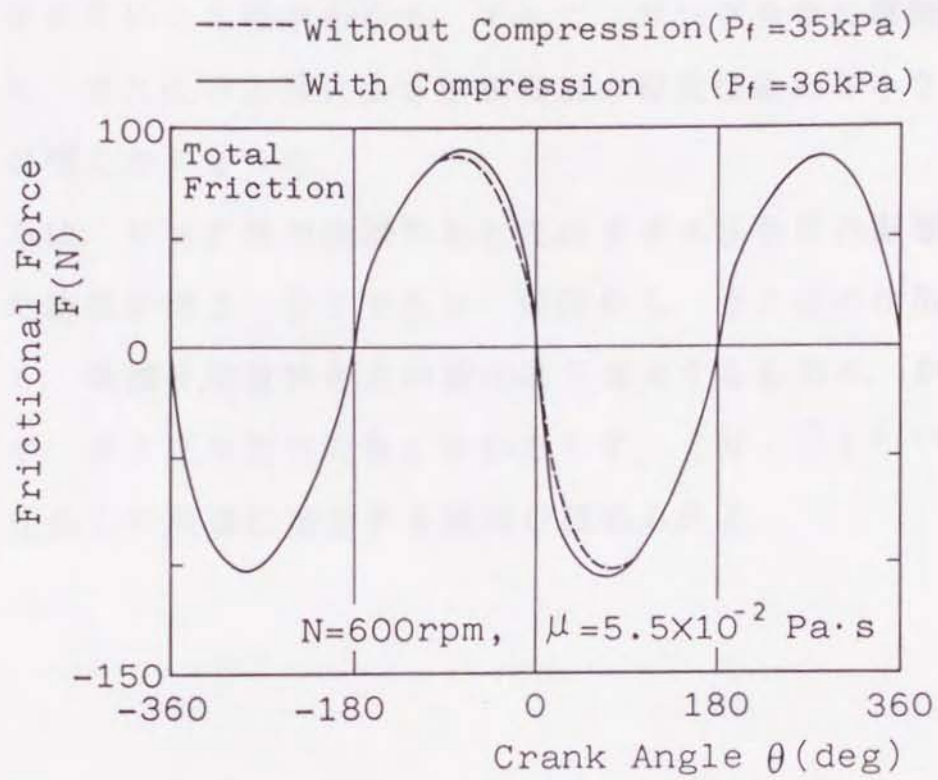


図 2-20 リング全体の摩擦力波形 (ガス圧の影響)

よび第二圧力リングには、ガス圧の影響が比較的大きく現れ、圧縮上死点の直後で、油膜厚さは薄く、摩擦が大きくなること、第三圧力リング（テーパリング）には、ガス圧の影響は殆んど現れないが、ピストンの下降行程で、油膜厚さは薄く、摩擦が大きいこと等がわかる。そして、リング全体の摩擦波形から、ガス圧の作用による摩擦増加の程度は極めて小さいことが明らかになった。

さらに、リング列の摩擦特性に及ぼすガス圧作用の影響を調べた結果が図2-21である。同図から、ガス圧の作用によって、摩擦平均有効圧力の値は若干増大するものの、 P_f の値が、ガス圧作用の有無にかかわらず、 $(\mu \cdot \bar{U})^{0.65}$ の値に比例して同様に増加する傾向が認められる。

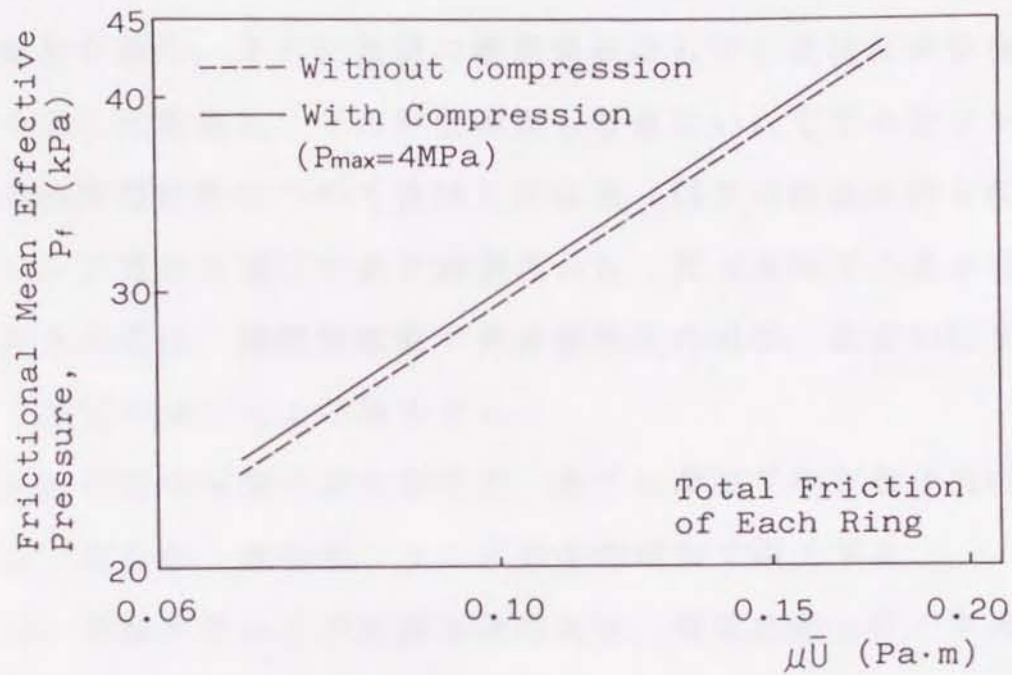


図 2-21 ガス圧の作用による P_f と $\mu\bar{U}$ の関係の変化

2.4 結 論

レイノルズの境界条件に従って、すべり面上の有効な油膜生成領域が変化すると仮定した流体潤滑理論により、円弧形状、テーパ、オイルの各ピストンリングについて、その油膜挙動を調べ、さらに油膜の破断領域にもすじ状流れが存在することに着目し、その粘性作用も考慮に入れて求めたリング列の摩擦特性について検討した結果、以下の結論が得られた。

(1) 行程中央部での最大油膜厚さと、死点直後での最小油膜厚さの値は、機関回転数や潤滑油粘度の増加、あるいはリング面圧の減少により増大する。

(2) 行程中央部の最大摩擦力、並びに摩擦平均有効圧力の値は、回転数、油粘度、リング面圧の増加で増大する。

(3) 油膜厚さおよび摩擦係数の値は、軸受定数 $\mu \bar{U} / W$ の変化に対応して整理することができる。

(4) リング幅寸法の減少により張力を低下させることやリング摺動面の丸みを増加させることは、摩擦損失の低減に有効であるが、同時に、死点近傍での油膜厚さが大きく減少するため、潤滑状態は苛酷になる。

(5) ガス圧が作用すると、その作用した期間のみ影響が現れて、油膜厚さは減少し、圧縮上死点直後の最小油膜厚さは極めて薄くなる。そして、この油膜厚さの減少傾向は、筒内ガス圧力の上昇、あるいは潤滑油粘度や機関回転数の減少によって一段と強まり、潤滑状態が苛酷になる。

(6) ガス圧が作用すると、油膜厚さが減少するので、摩擦力は増大し、摩擦の最大は圧縮上死点の直後で生じる。しかし、ガス圧の作用がサイクル全体の摩擦損失に及ぼす影響は、その作用する期間が短いために、極めて小さいと言える。

(7) オイルリングは、ガス圧作用の影響は受けないものの、接触幅が狭く、面圧が高いために、油膜厚さが薄く、摩擦は最も大きくなる。

(8) テーパーリングは、摺動面の形状が非対称であるために、ピストン上昇行程での油膜厚さは厚く、下降行程での油膜厚さは極めて薄い。そして、この油膜厚さの大きな相違がテーパーリングの油かき作用となる。

(9) リング全体の摩擦は、ガス圧の作用により、若干増大するものの、摩擦平均有効圧力の値が、ガス圧作用の有無にかかわらず $(\mu \cdot \bar{U})^{0.65}$ の値に比例して同様に増加する傾向が得られた。