

第3章 光干渉法による油膜挙動の直接観察

3.1 緒言

往復動用シールの密封特性や潤滑特性のさらなる改善を図った設計指針を確立するためには、密封面間に形成される油膜分布ならびにその挙動を直接観察するとともに、油膜挙動と摩擦挙動との関係を正確に把握することが必要不可欠であると考えられる。この観点から、Blok-Koens⁽⁴³⁾やRobert-Tabor⁽⁴⁴⁾らは、光干渉法を用いて、Oリングとガラス面間に形成される油膜形状を観察し、往復運動下においては、くさび膜作用とスクイズ膜作用の位相差のために周期的に変動する油膜が形成されることを示した。しかし、彼らは油膜の変動と摩擦特性との関係については言及していない。

ところで、実際に使用される往復動用シールの大半は、密封性能を重視するため、くさび状の非対称な断面形状をもつリップ先端部を軸表面に押しつけるリップシールが採用されることが多い。しかし、このような往復動用リップシールで形成される油膜の直接観察は筆者の知る限り未だ実施されていない。

本章の実験の主目的は、くさび状の接触形状をもつ往復動用シールの密封面における油膜挙動を光干渉法を利用して直接観測し、摩擦力の変動状態と関連づけることによって、摩擦・密封特性に及ぼす接触圧力分布の影響を明らかにするとともに、その結果を流体潤滑の逆問題を適用して説明することである。なお、実際の実験は、光学上の制限のため、円形断面を持つ軸とリップシールの組合せのかわりに、往復運動するガラス平板とくさび状の接触断面形状をもつ比較的長い帯状ゴムとの組合せで実施した。したがって、帯状ゴムの両端で側方漏れが存在する。この側方漏れの有無が実際のシールとの相違をもたらすと考えられるが、往復動用シールの基本特性を把握するための第一段階として、このような2次元モデルシールを採用した。

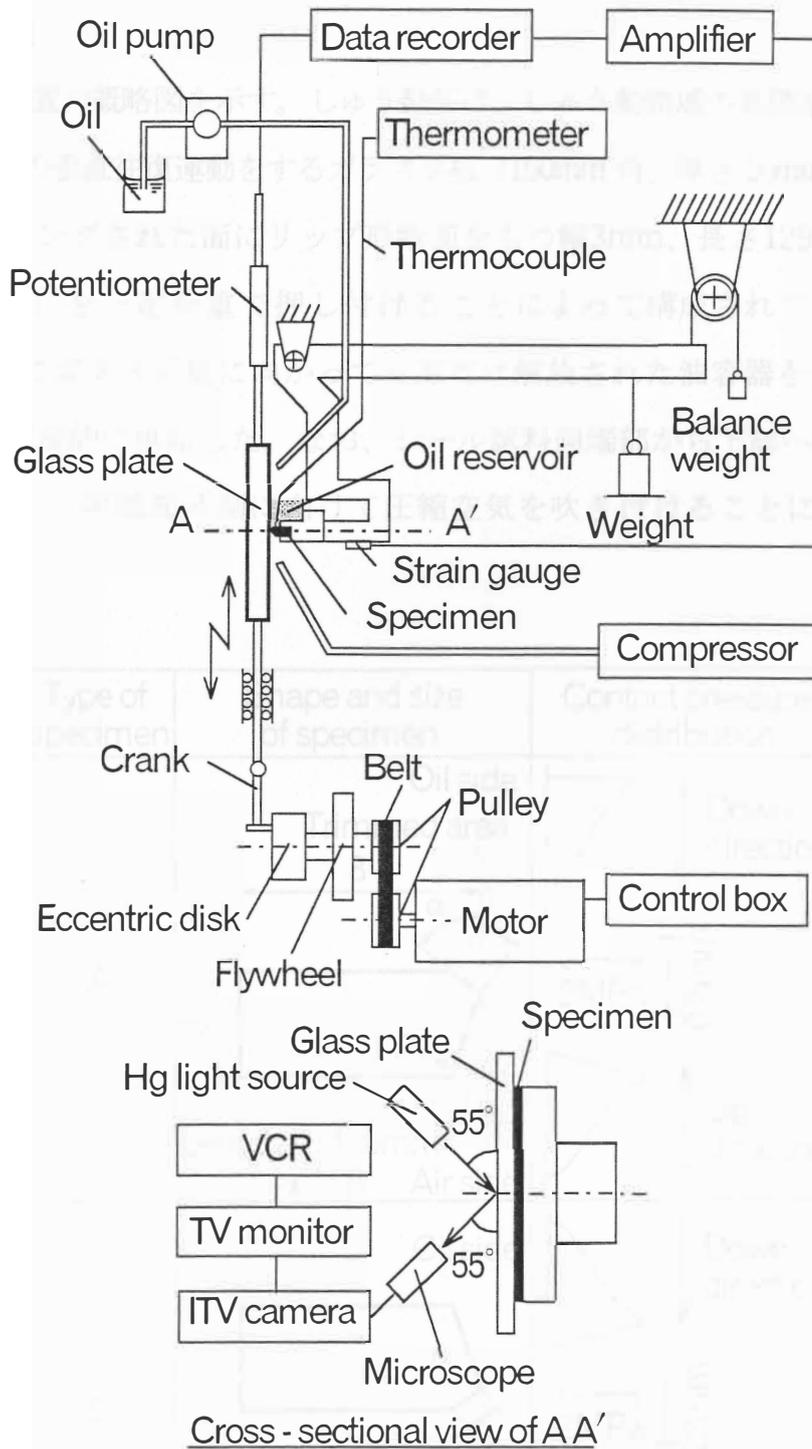


Fig.3.1 Schematic diagram of testing device

3.2 実験装置および実験方法

3.2.1 実験方法

図 3.1 に実験装置の概略図を示す。しゅう動部は、しゅう動領域の油膜挙動を直接観察できるように正弦波状の垂直往復運動をするガラス平板（150mm 角、厚さ 10mm、屈折率 1.5187）のクロムコーティングされた面にリップ形断面をもつ幅 3mm、長さ 129mm の帯状のシール試料（図 3.2）を一定荷重で押し付けることによって構成されている。潤滑油は図 3.1 に示すようにガラス平板に向かって一面だけ解放された油容器を介し、その上方からシール試料に連続的に供給した。なお、シール試料両端部から下部へ回り込む潤滑油は、試料の下部内側より両端部外側に向けて圧縮空気を吹き付けることによって排除した。

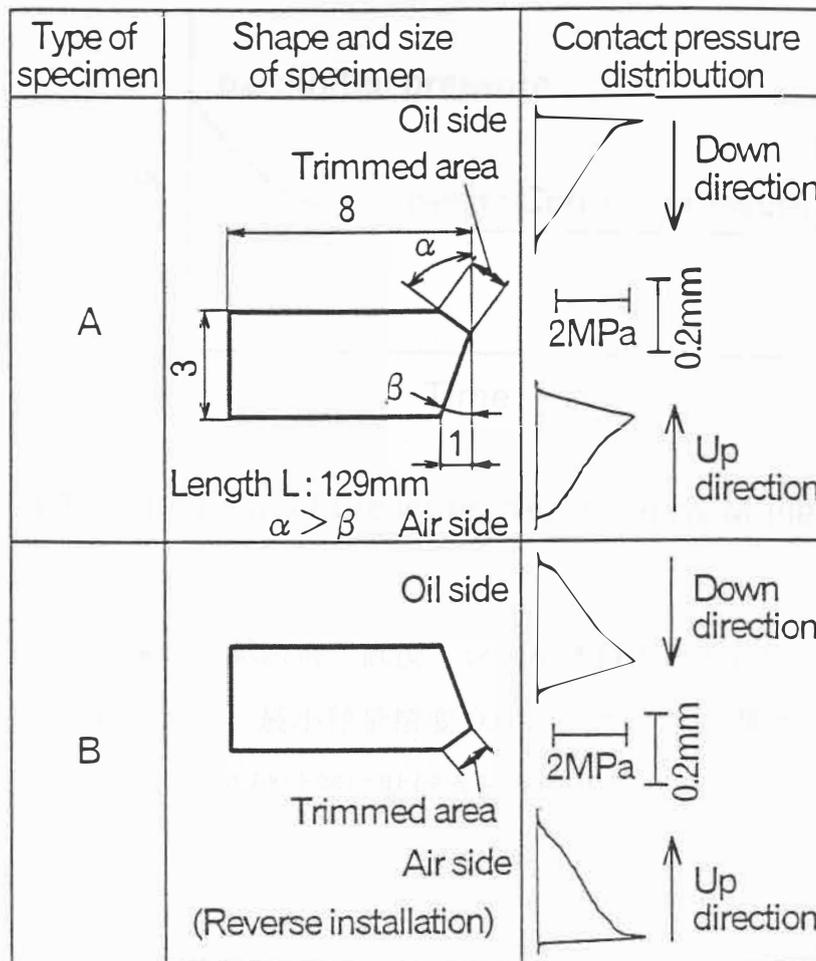


Fig.3.2 Shape, size and contact pressure distribution of two types of seal specimens

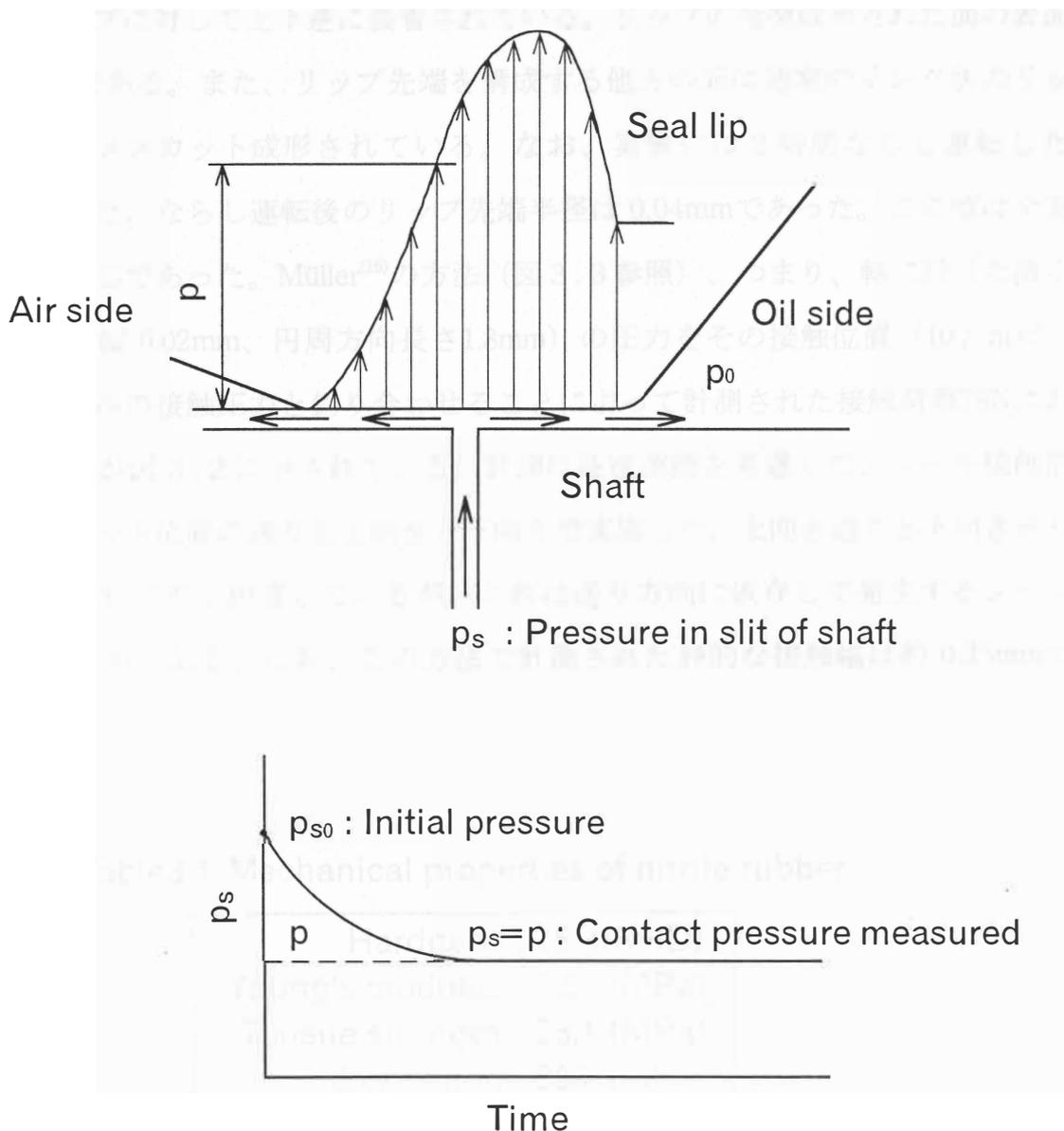


Fig. 3.3 Static contact pressure measured by Müller's method

往復行程にともなう漏れ量は、試験終了直後、シール試料下部大気側のガラス平板表面へ流出した油をろ紙で拭き取り、最小秤量精度 0.01mg の秤で秤量することによって評価した。摩擦力はシール試料取り付け部に貼付されたひずみゲージによって検出し、ポテンショメータで検出したガラス平板のストローク位置とともにシンクロスコープでモニタしながらデータレコーダに同時記録した。

図 3.2 に供試シールの断面形状および寸法の概略を示し、表 3.1 にゴム材料の機械的特性を示す。AタイプおよびBタイプは同一の断面形状をもつが、図 3.2 に示すように、

BタイプはAタイプに対して上下逆に装着されている。リップの金型成形された面の表面粗さは $0.8\mu\text{mRy}$ である。また、リップ先端を構成する他方の面は通常のリング状のリップシールと同様にメスカット成形されている。なお、実験には2時間ならし運転した後のシールを用いた。ならし運転後のリップ先端半径は 0.04mm であった。この値は全実験終了後もほぼ同じであった。Müller⁽¹⁶⁾の方法(図3.3参照)、つまり、軸に設けた微小スリット(軸方向幅 0.02mm 、円周方向長さ 1.8mm)の圧力をその接触位置($10\mu\text{m}$ ピッチ)におけるシールの接触圧力と釣り合わせることによって計測された接触荷重 78N における接触圧力分布が図3.2に示されている。計測は往復運動を考慮して、シール接触部に対する計測スリット位置の送りを上向きと下向きで実施した。上向き送りと下向き送りとは接触圧力分布が若干相違しているが、これは送り方向に依存して発生するシールリップの変形のためである。なお、この方法で計測された静的な接触幅は約 0.35mm であった。

Table3.1 Mechanical properties of nitrile rubber

Hardness : 75 (IRHD)
Young's modulus : 7.2 (MPa)
Tensile strength : 23.1 (MPa)
Elongation : 280 (%)

Table 3.2 Properties of paraffinic mineral oil

Kinematic viscosity (mm^2/s)	Specific gravity		Refractive index
	313(K)	373 (K)	
320	24	0.8969	1.4933

Table 3.3 Test conditions

Total contact load : 78 (N)
Length of stroke : 30 (mm)
Number of cycles : 0.05~4.0 (Hz)
Temperature : Room temperature

供試潤滑油として用いたパラフィン系鉱油の性状を表 3.2 に示す。粘性係数の算出に必要な温度は、しゅう動部に近いゴム試料中に熱電対を埋め込み、試料両端から40mmの2カ所で計測してその平均値を用いた。

表 3.3 に実験条件を示す。実験は往復周波数を高い値の方から低い値の方へ変えることによって実施した。各周波数での実験時間は約 10 分とした。

3.2.2 光干渉法の原理と利用法

光干渉法の原理として図 3.4 の(a)および(b)にそれぞれ垂直入射法と傾斜入射法を示す。光学系の取扱いが容易な垂直入射法では、計測対象物上面での反射光強度損失を考慮に入れないとしても、入射光に対する反射光の強度は、往路と復路でハーフミラーを通過する際にそれぞれ半減するため、1/4に減少する。傾斜入射法⁽⁸⁰⁾ではハーフミラーによる光強度損失がないために結像点での光量を確保しやすい利点がある。

ガラス下面での反射光 i_1 と対象物（ゴム）上面での反射光 i_2 は、その後方の結像点で干渉を引き起こす。このときの光路差、膜厚をそれぞれ Δ 、 h とすると、図 3.4 (a)の直接入射法では、 $\Delta \cong 2h$ となる。反射面での位相ずれ、空気中の波長をそれぞれ δ_0 、 λ とすると、空気中では、

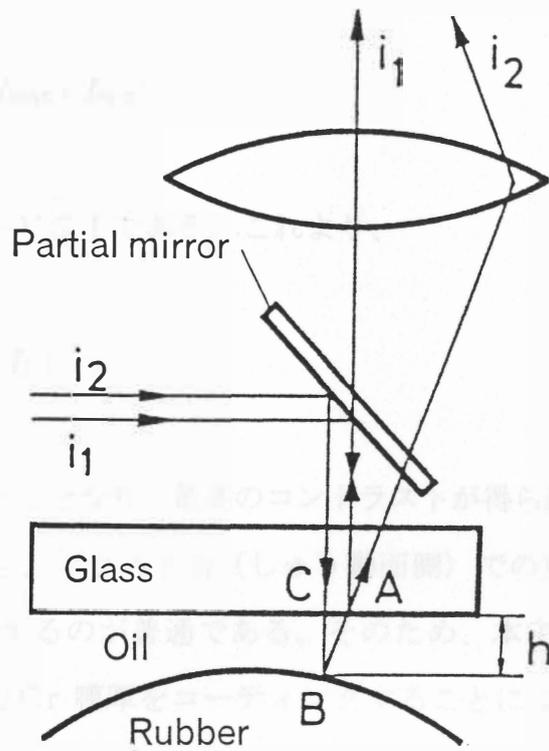
$$\Delta + \lambda \cdot \delta_0 / (2\pi) = (m + 1/2) \cdot \lambda \quad (3-1)$$

のとき暗縞となる。これらの干渉縞は膜厚の等しい場所に同一縞ができることから等厚干渉縞と呼ばれる。また、光 i_1 および光 i_2 の光強度をそれぞれ I_1 、 I_2 とすると、光 i_1 と光 i_2 が重なり合ったときに得られる光強度 I は、 δ を位相差とすると、

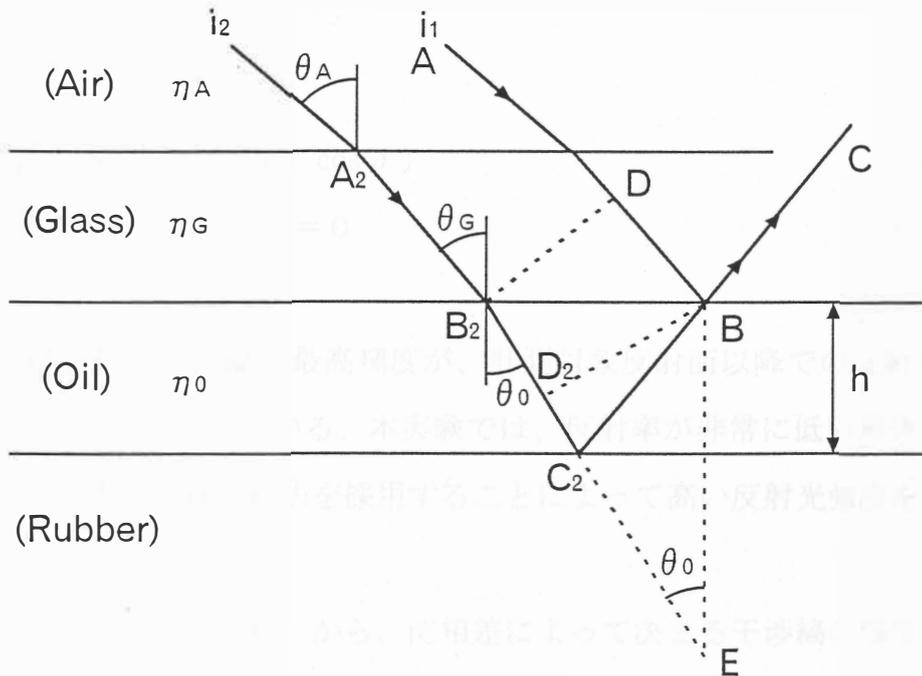
$$I = I_1 + I_2 + 2\sqrt{I_1} \cdot \sqrt{I_2} \cdot \cos \delta \quad (3-2)$$

で与えられる。これより、

$$I_{\max} = (\sqrt{I_1} + \sqrt{I_2})^2, \quad I_{\min} = (\sqrt{I_1} - \sqrt{I_2})^2 \quad (3-3)$$



(a) Optical system using normal incidence lighting



(b) Optical system using an acute angle of incidence lighting

Fig.3.4 Principle of optical interferometry method

となり、干渉縞のコントラストは、可視度をVとすると、

$$V = (I_{\max} - I_{\min}) / (I_{\max} + I_{\min})$$

で評価される。ただし、 $0 \leq V \leq 1$ である。これより、

$$V = 2 \sqrt{I_1 \cdot I_2} / (I_1 + I_2) \quad (3-4)$$

となる。 $I_1 = I_2$ のときに $V = 1$ となり、最高のコントラストが得られることになる。ガラスと油の屈折率が近い値のとき、ガラス下面（しゅう動面側）での反射率 I_1 は、対象物上面での反射率 I_2 よりも低下するのが普通である。そのため、本実験においては、ガラス平板のしゅう動面側に最適なCr膜厚をコーティングすることによって、反射率を向上させて最高のコントラストが得られるようにした。

さて、最良のコントラストが得られる $I_1 = I_2$ となる条件では、式（3-2）および式（3-3）より

$$I = 2I_1 + 2I_1 \cdot \cos \delta = 2I_1 (1 + \cos \delta) \quad (3-5)$$

$$I_{\max} = (2\sqrt{I_1})^2 = 4I_1, \quad I_{\min} \quad (3-6)$$

となる。これは、得られる干渉縞の最高輝度が、計測対象反射面以降での反射光強度 I_1 ($= I_2$) に依存することを示している。本実験では、反射率が非常に低い黒色のゴムを計測対象としているため、傾斜入射法を採用することによって高い反射光強度を確保している。

さらに、式（3-5）、（3-6）から、位相差によって決まる干渉縞の輝度の比率は、

$$\frac{I}{I_{\max} - I_{\min}} = \frac{I}{4I_1} = \frac{1}{2}(1 + \cos \delta) \quad (3-7)$$

で表される。

本実験では油膜厚さ観察に単色光干渉法⁽⁷⁹⁾を用いた。すなわち、水銀ランプ光をバンドパスフィルターを通すことによって得られる緑色の単色光（波長546.1 nm）を採用した。図3.1の実験装置に示したように入・反射光の角度は、それぞれガラス面に対して同一の 55° に設定した。図3.4(b)に示すように、空気、ガラス、油という媒質の屈折率をそれぞれ $n_A (=1.003)$ 、 $n_G (=1.5187)$ 、 $n_o (=1.4993)$ とし、ガラス面に垂直な方向に対する各媒質における入射光角度を $\theta_A (=35^\circ)$ 、 θ_G 、 θ_o とすると、油膜厚さ h は以下のよう求められる。

空気-ガラス、ガラス-油という2つの境界面においてSnellの法則を適用すると、

$$n_A \cdot \sin \theta_A = n_G \cdot \sin \theta_G, \quad n_G \cdot \sin \theta_G = n_o \cdot \sin \theta_o \quad (3-8)$$

となる。これより、境界面入射光角度 θ_G 、 θ_o が次のように求められる。

$$\theta_G = \sin^{-1}(n_A/n_G \cdot \sin \theta_A) \doteq 22.2^\circ$$

$$\theta_o = \sin^{-1}(n_G/n_o \cdot \sin \theta_G) \doteq 22.6^\circ$$

つぎに、光干渉を起こす光 i_1 と i_2 の光路差 Δ は

$$\Delta = B_2C_2 + C_2B - B_2D_2 = D_2E$$

となる。ここで、 $BE = 2h$ から

$$\Delta = D_2E = 2h \cdot \cos \theta_o$$

となり、油中における大気等価光路差は、 $2n_o \cdot h \cdot \cos \theta_o$ となるため、

$$(m+1/2)\lambda = 2n_o \cdot h \cdot \cos \theta_o$$

のときに暗縞となる。よって、 $\lambda = 546.1\text{nm}$ から縞次数1に対応する相対油膜厚さ H は、

$$H = \lambda / (2 n_o \cdot \cos \theta_o) = 198 \text{ nm} \quad (3-9)$$

として求められる。

干渉像の解析手順としては、まず、図3.1に示すように密封面で観察される干渉像をITVカメラを介してVTRに収録した後、1/30 sごとに再生される干渉像を画像処理することによって油膜厚さを算出した。

膜厚0に対応する干渉縞の位相は、油を除いたときの静的接触部における干渉像の画像輝度が最低輝度であることを確認し、この状態を膜厚0に対応する1次の暗縞とした。この1次の暗縞を基準として、解析対象部位における干渉像の縞次数をカウントして相対的に膜厚を求めた。また、暗-明縞あるいは明-暗縞間での中間輝度を持つ干渉像の場合には、その輝度を計測し、式(3-7)により位相差 δ を算出し、

$$h = H \cdot \delta / 2\pi \quad (3-10)$$

により、相対膜厚 h を求めた。

3.3 リップシールへの流体潤滑の逆問題の適用

図3.2に示した静的に測定された接触圧力分布から、Aタイプシールでは油側に偏った分布形態で最大圧力こう配が $|dp/dx|_{\max,P} > |dp/dx|_{\max,M}$ であるので、式(2-26c)から負の漏れ、つまり、密封状態を呈し、Bタイプシールでは逆に大気側に偏った分布形態で $|dp/dx|_{\max,P} < |dp/dx|_{\max,M}$ であるので、式(2-26a)から漏れ状態になると推測される。また、往復各行程においてAおよびBタイプシールを比較すれば、押し行程における最大圧力こう配 $|dp/dx|_{\max,P}$ はAタイプの方がBタイプよりも大きいため、式(2-19)および式(2-20)より、行程中央における流体膜厚 h_m はAタイプの方がBタイプよりも薄く、摩擦係数 f はAタイプの方がBタイプよりも高いと予測される。一方、引き行程

における最大圧力こう配 $|dp/dx|_{\max,M}$ は押し行程の場合とは逆に A タイプの方が B タイプよりも小さいため、大気側に十分な流体があると仮定すれば、行程中央での流体膜厚 h_m は A タイプの方が B タイプよりも厚く、それに対応して摩擦係数 f は A タイプの方が B タイプよりも低いと予測される。

3.4 実験結果および考察

3.4.1 リップシールの摩擦・密封特性

図 3.5 に押し・引き両行程中央における摩擦係数 f と無次元特性数 G の関係を示す。A タイプの摩擦係数 f は、押し・引き両行程でほとんど同じ値を示しており、 $G > 10^{-5}$ の範囲で式 (2-20) に対応する $f \propto G^{1/2}$ の関係に漸近している。一方、B タイプでは引き行程時の摩擦係数 f は A タイプと同等であるが、押し行程時の f は引き行程よりも相当低下しており、 $G > 10^{-6}$ の範囲で式 (2-20) に対応する $f \propto G^{1/2}$ の関係が成立し、この範囲で流体潤滑が支配的であることが分かる。

上記の結果は、密封流体を密封面に引き込む状態に対応する押し行程での摩擦係数は、A タイプの方が B タイプよりも高く、前節での予測を裏付けているが、引き行程では A タイプと B タイプの摩擦係数はほぼ同等であり、前節の予測に反している。これは、A、B タイプを

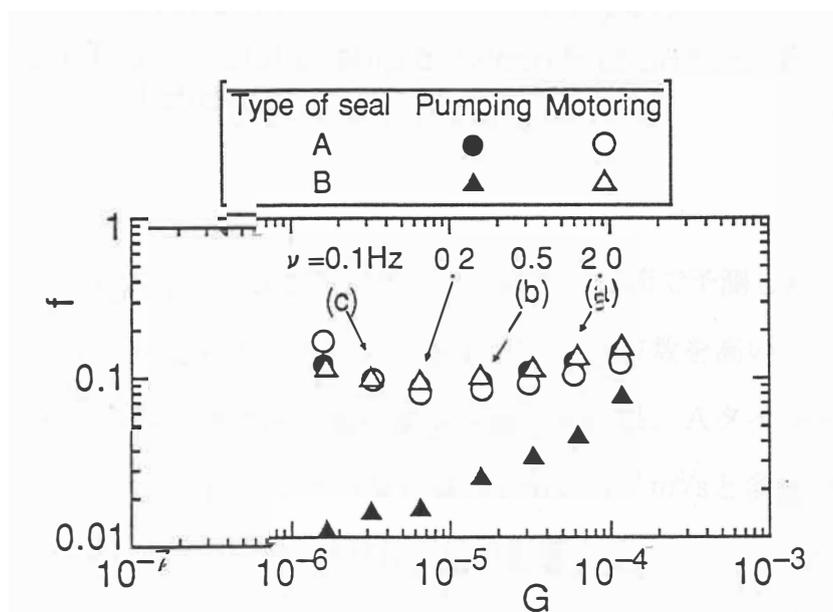


Fig.3.5 Relationship between coefficient of friction f and duty parameter G

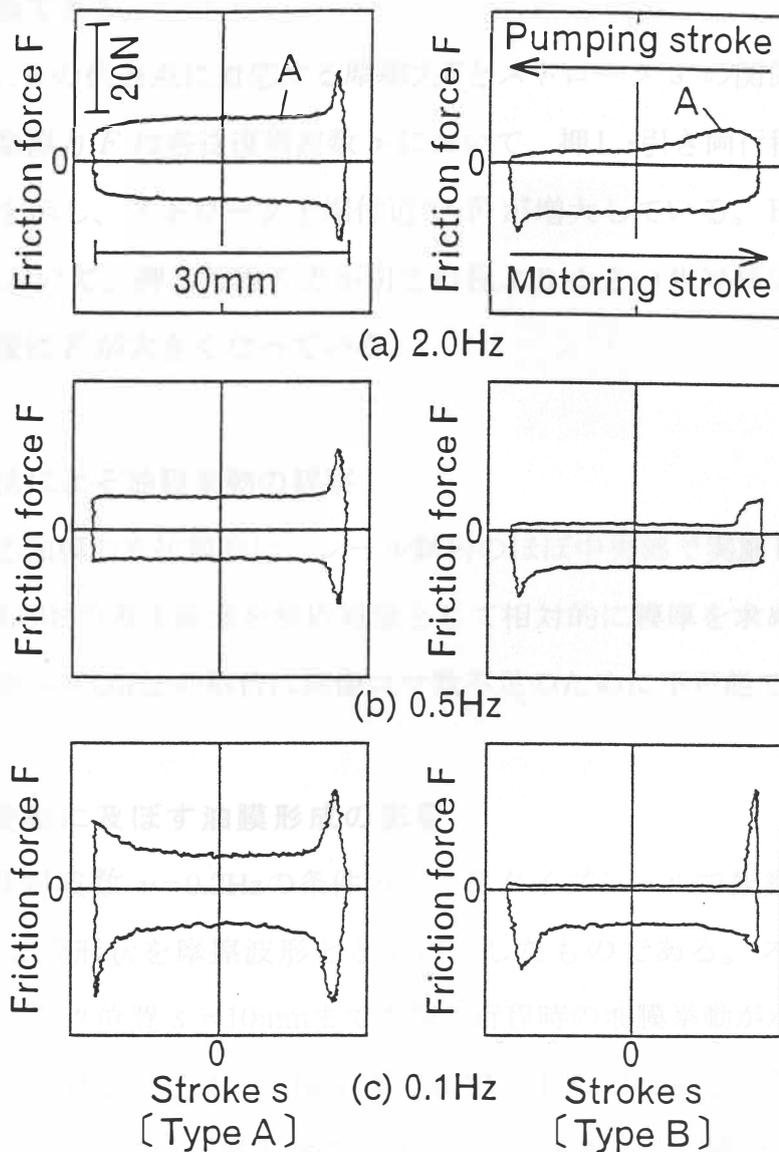


Fig.3.6 Typical relationship between friction force F and stroke s

特徴づけるリップ形態に起因すると考えられる。すなわち、前節で予測したようにAタイプは漏れを抑制し、Bタイプは漏れを助長する。事実、往復周波数を高い方から低い方へ変化させて実施した一連の実験の終了後の漏れ量を計測した結果、Aタイプでは大気側への漏れ量は検出不能であったが、Bタイプの漏れ量は $1.70 \times 10^{-9} \text{ m}^3/\text{s}$ と多量であった。つまり、Aタイプの引き行程での摩擦係数 f は油量不足の影響を受けるため、予測値よりも高くなり、Bタイプの f は十分な油量が存在するため、Aタイプの押し行程での f とほぼ同等の値を示すことになり、結果的にAタイプ、Bタイプの f が引き行程で同等の値に

なったものと結論できる。

図 3.6 は図 3.5 の代表点に対応する摩擦力 F とストローク s の関係を示したものである。A タイプの摩擦力 F は各往復周波数 ν において、押し・引き両行程で $F=0$ に対してほぼ対称な波形を示し、ストローク上端付近で F が増大している。B タイプの摩擦力 F は各周波数 ν において、押し行程の方が引き行程より小さい非対称な波形であり、ストローク端通過直後に F が大きくなっている。

3.4.2 光干渉法による油膜挙動の観察

光干渉法による油膜の直接観察は、シール試料のほぼ中央部で実施した。本実験においては、VTR の 1/30s の再生画像を解析対象として相対的に膜厚を求めたが、全実験条件の中、往復周波数 $\nu=4.0\text{Hz}$ の解析は画像コマ数不足のために不可能であった。

(1) 摩擦力の変動に及ぼす油膜形成の影響

図 3.7 は往復周波数 $\nu=0.2\text{Hz}$ の条件の下で B タイプシールで観察された干渉像とそれらに対応した油膜形状を摩擦波形とともに示したものである。ストローク上端部 $s=15\text{mm}$ からストローク位置 $s=10\text{mm}$ までの押し行程時の油膜挙動が示されている。ストローク上端部付近に対応する図 3.7 (a) および (b) の油側には、引き行程時に発生したエアレーションが残留している（写真上側の白色部分）。また、この場合の膜厚は薄く、摩擦力は高い。しかし、エアレーション領域がなくなり、密封部入口側に密封流体が達すると（図 3.7 (c)）、膜厚は厚くなり（図 3.7 (c) から (e)）、それに対応して摩擦力は急激に減少している。なお、図 3.7 (e) の干渉像に対応する膜厚は、図 3.7 (d) から (e) への干渉縞の変化が急激であるため、計測不可能であった。また、図 3.7 での干渉写真において大気側リップ面の一部に干渉縞が現れていない領域が存在しており、この部分の膜厚を正確に評価することはできなかつた。これは、この部分がメスカット成形された粗い面であるため、この面での反射光強度が低下することが原因であると考えられる。なお、リップの先端は、ならし運転でわずかながら摩耗しており、メスカット領域と同様に膜厚解析ができない部分であることが静的接触状態によって確認されている。A タイプでは、B タイプとは逆の油側の位置にメスカット領域が存在する。

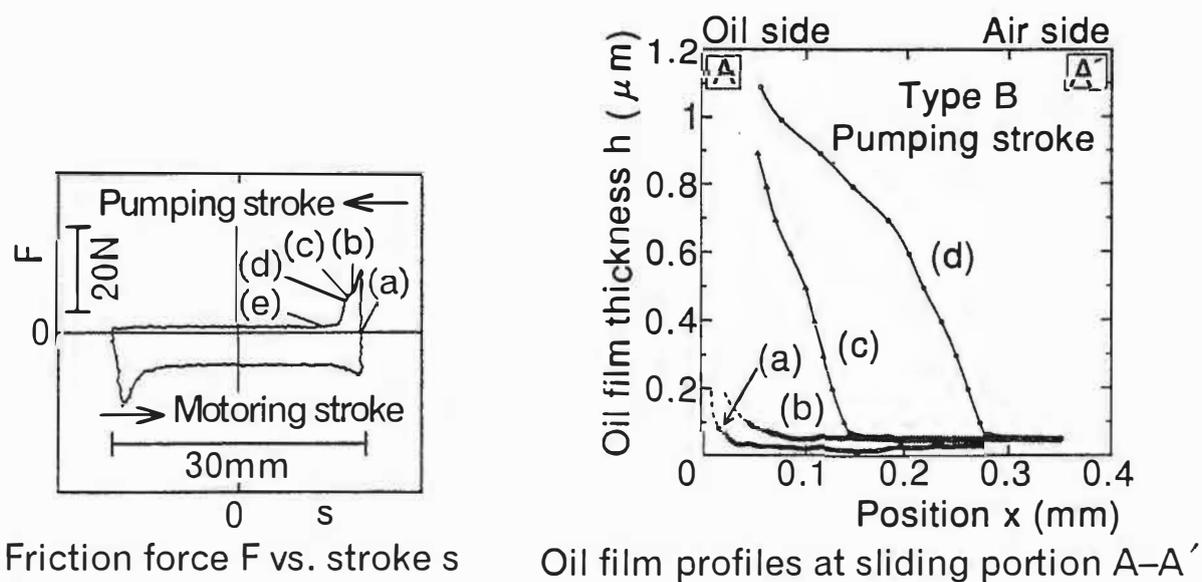
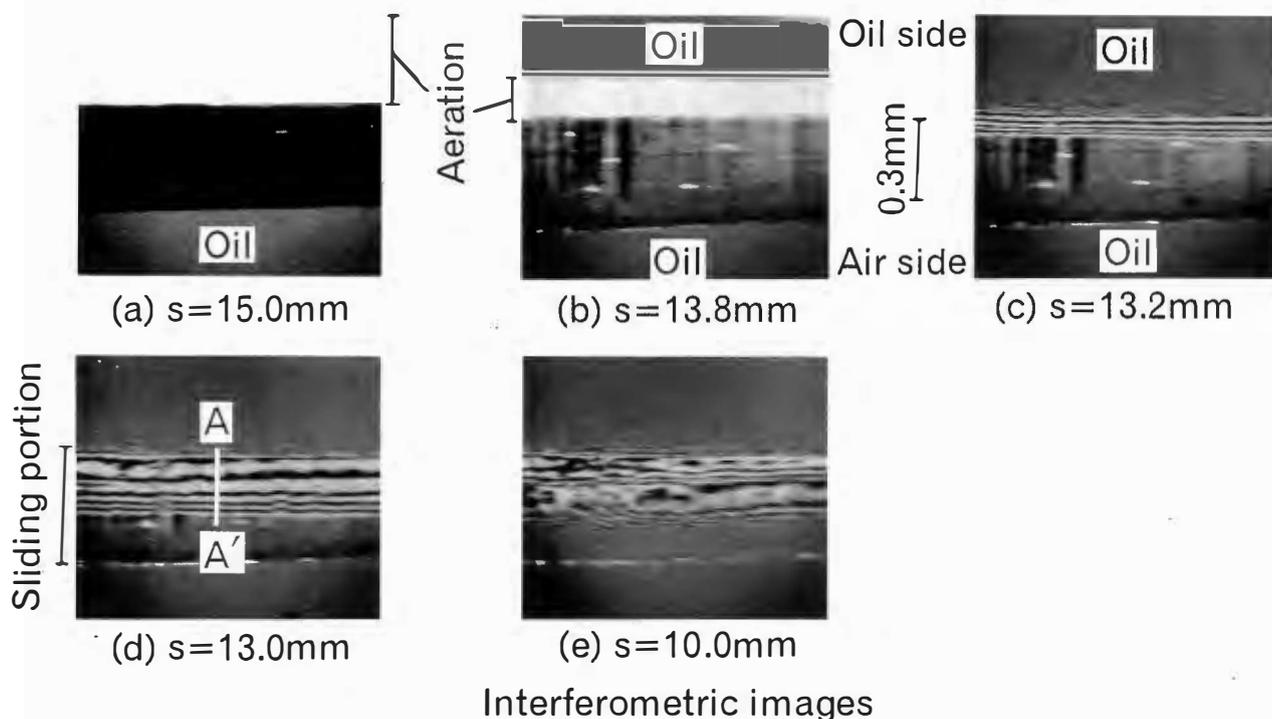


Fig. 3.7 Effect of formation of thick oil film on friction force F (Type B, $\nu = 0.2\text{Hz}$)

(2) エアレーションの影響

前項で示したように、本実験条件下ではAおよびBタイプのいずれのシールを使用しても、引き行程でエアレーションが発生し、これが引き続く押し行程に短時間残留して摩擦力に影響する。エアレーションの発生領域は往復周波数 ν が高い程広く、その押し行程での残留領域も ν が高い程広い。なお、この残留領域のばらつきは周波数 ν が高い程大きく、シールの長手方向中央で $s = 0 \sim 15\text{mm}$ に及んでいる。エアレーションは、実際のリング状のリップシールにおいても起こり得るが、この装置においては図 3.1 に示すようにシール試料上部の油容器とガラス平板の間に隙間1mmが存在するため、より発生しやすくなっているものと考えられる。また、それが原因で、発生したエアレーションの形状は、シール両端部で広く、中央部で狭くなっている。

このエアレーションが押し行程初期に残留すると密封部入口へ導入される油量が不足する。図 3.8 (a) および (b) は、図 3.6 (a) に示した A および B タイプシールの摩擦波形の押し行程 A 部近傍に対応する油膜形状状態を示す干渉写真である。A タイプの干渉写真で

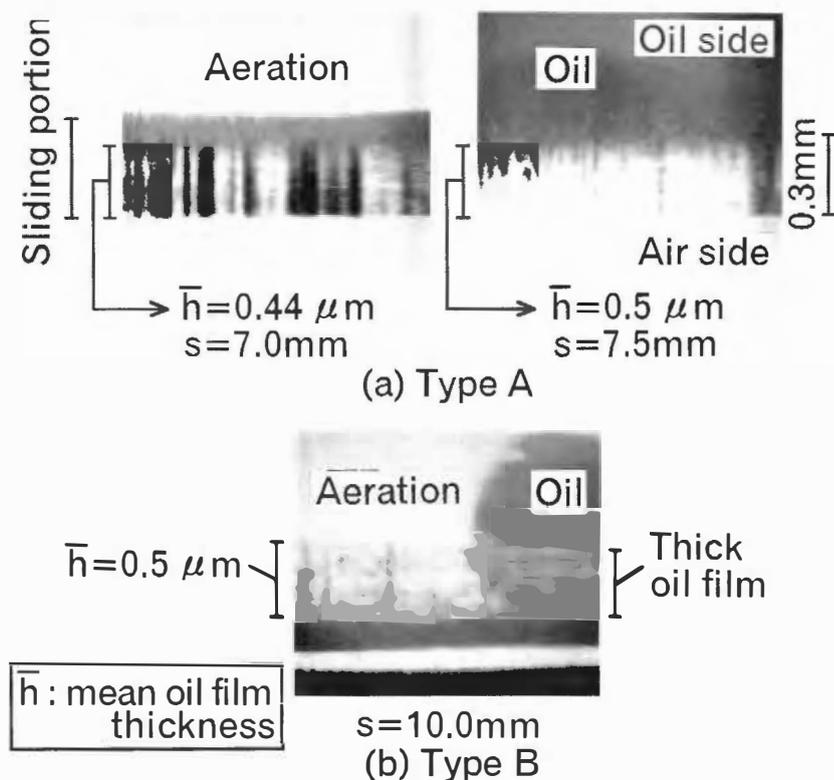


Fig. 3.8 Effect of aeration on formation of oil film in pumping stroke (Portion A in Fig. 3.6 (a), $\nu = 2.0\text{Hz}$)

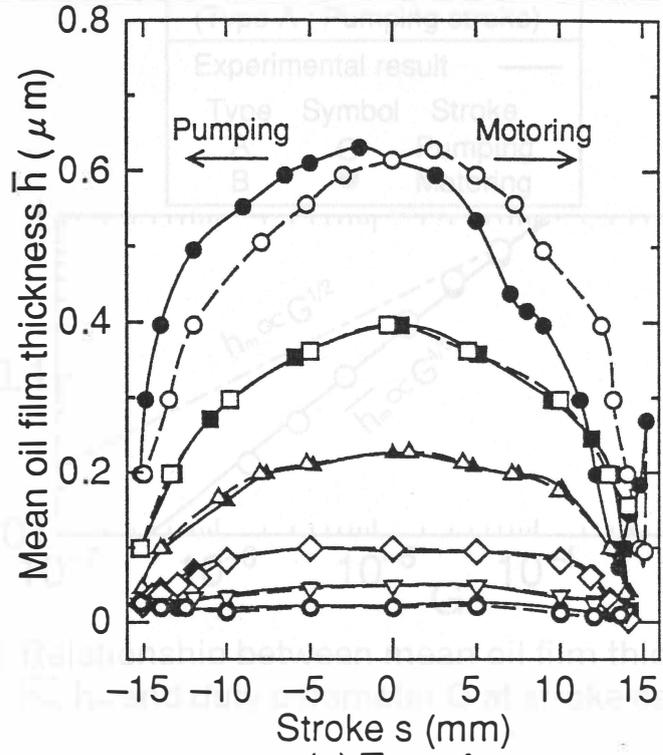
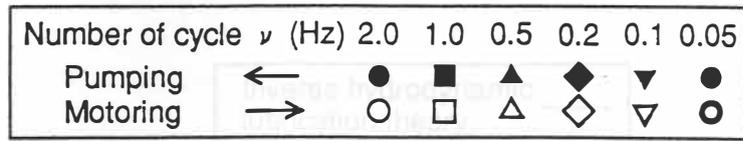
は、残留エアレーションの領域がばらつくことを利用し、Bタイプでは、局所的に偏った密封流体を利用して、それぞれエアレーションの存在有無の条件下での油膜形成状態を比較したものである。密封面に形成される油膜厚さは、AおよびBタイプのいずれのシールにおいても、上流側にエアレーションが存在し、油量不足となる場合の方が、エアレーションの存在しない場合よりも薄いことが分かる。

さて、図3.6(a)に示したBタイプシールの押し行程初期における摩擦力は徐々に低下しており、急激に低下する他の摩擦波形と相違している。これは、エアレーションの発生領域が大きく、上述したエアレーション形状とも関連して、シール長手方向の中央部から両端に向かって、徐々に油が密封部に引き込まれるためである。すなわち、エアレーションの発生程度とその消滅状態は摩擦特性に大きい影響を与えるといえる。なお、西川ら⁽⁴⁵⁾は鋼球を用いて往復しゅう動面のEHL油膜の直接観察を実施し、しゅう動接触面下流に発生した気泡が次行程での油量不足をもたらすことを明らかにしているが、この現象は本エアレーションと同一現象であると考えられる。

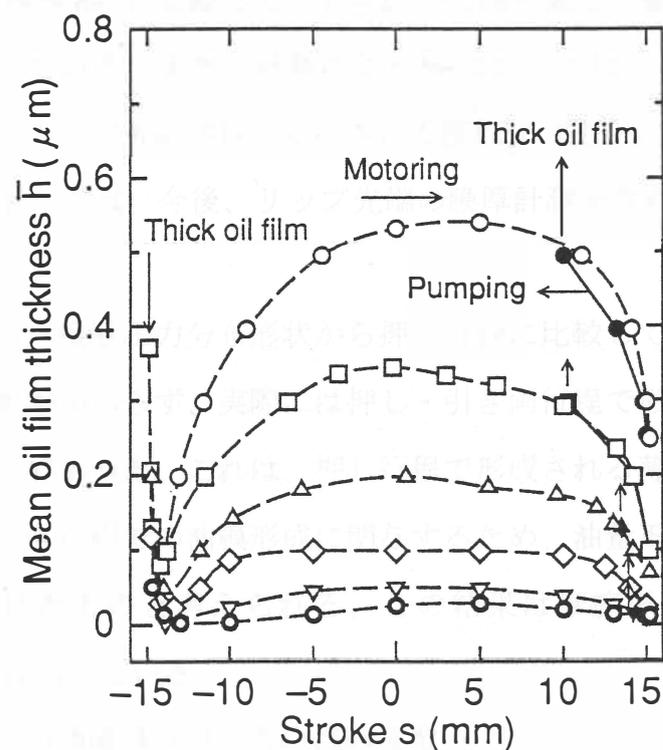
(3) 往復周波数の平均油膜厚さに及ぼす影響

往復周波数 ν が増加するとともに、しゅう動方向と直角方向の膜厚は、図3.8(a)に示すように波状になる傾向があり、その波状膜厚の差は実験範囲内で最大約 $0.1\mu\text{m}$ であった。このため、油膜厚さの評価は干渉像の観察された領域における平均油膜厚さ h で行った。

図3.9(a)、(b)にAタイプおよびBタイプシールそれぞれの平均油膜厚さ h を各往復周波数 ν (0.05~2.0Hz) ごとに示す。前述したエアレーションのばらつきを考慮し、図には各往復周波数における平均的なエアレーションに対応する膜厚をプロットした。膜厚は、ストローク端 ($s = \pm 15\text{mm}$) からストローク中央 ($s = 0$) に行くにしたがって、すなわち、すべり速度が増加するに伴って増加している。また、AおよびBタイプとも往復周波数 ν の増加とともに油膜厚さは増加率を増しながら増大している。図3.9で得られた結果より、図3.10にストローク中央における平均膜厚 h_m と特性数 G との関係を示す。図3.2に示したAタイプの接触圧力分布から押し行程における最大圧力こう配が $|dp/dx|_{\text{max},P} = 243\text{GPa/m}$ と求められるが、図3.10にはこの $|dp/dx|_{\text{max},P}$ の値を流体潤滑の逆問題の式(2-19)に代入して得られた膜厚 h_m も示している。計測された平均膜厚



(a) Type A



(b) Type B

Fig.3.9 Effects of number of cycle ν on mean oil film thickness \bar{h}

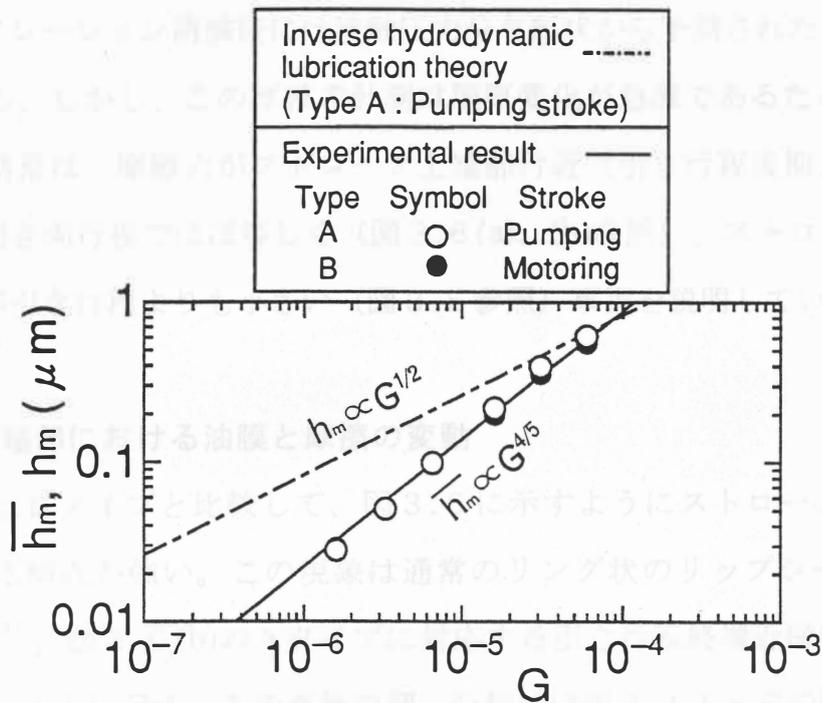


Fig.3.10 Relationship between mean oil film thickness \bar{h}_m, h_m and duty parameter G at stroke center

h_m は、逆問題から求まる膜厚 h_m と比較して、 $G=10^{-4}$ では一致した値となっているが、 $G < 10^{-4}$ では低い値を示している。また、計測による h_m においては、 $h_m \propto G^{4/5}$ の関係が成立しており、式 (2-19) の $h_m \propto G^{1/2}$ で示される関係よりも G に対する膜厚の増加率が高い。これらの点に関しては、今後、リップ先端の膜厚計測を含めたより詳細な解析が必要であると考えられる。

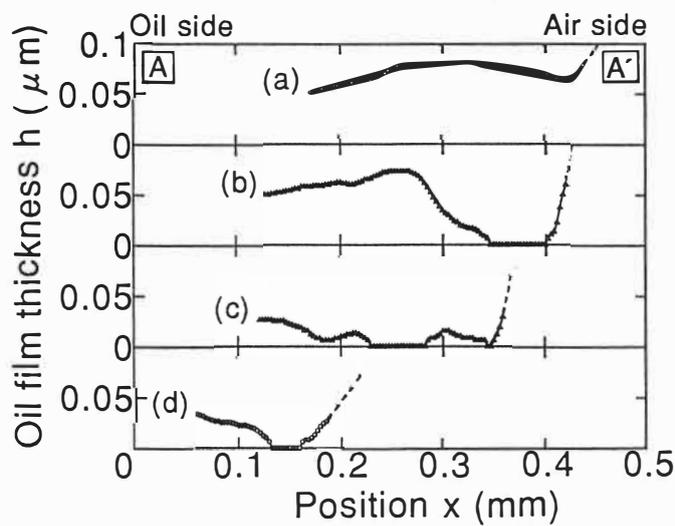
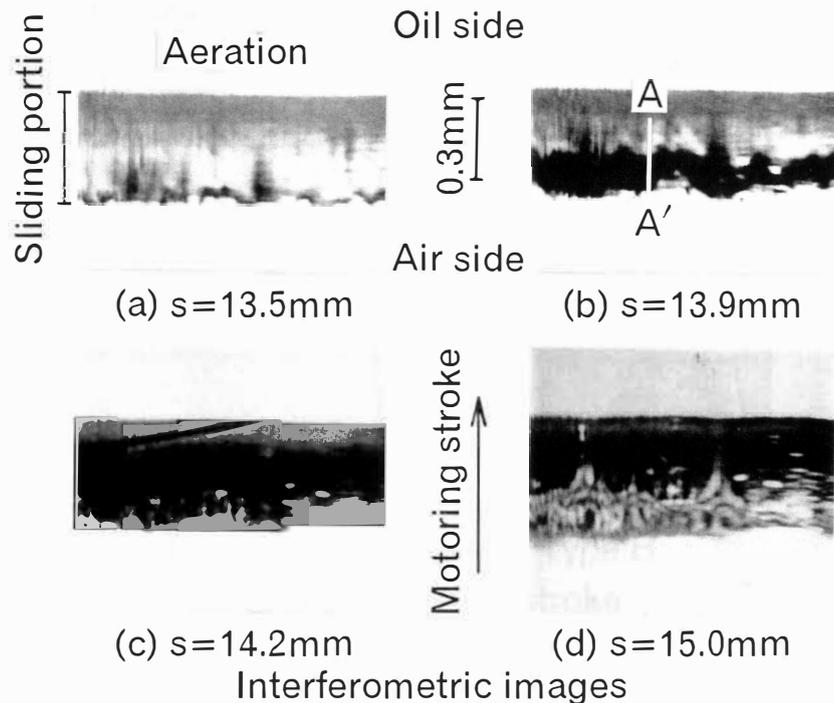
ところで、Aタイプでは、接触圧力分布形状から押し行程に比較して引き行程の油膜厚さが厚いと予測されたにもかかわらず、実際には押し・引き両行程で形成される油膜厚さは各往復周波数でほぼ同じであった。これは、押し行程で形成される薄い油膜が大気側に流出し、この薄膜が次の引き行程での油膜形成に関与するため、油量不足となり、押し行程時と同じ膜厚が形成されたものと考えられる。この結果は摩擦係数が両行程でほぼ一致する図3.5の結果を説明している。

Bタイプでは、引き行程の油膜厚さは、各往復周波数 ν でAタイプの押し行程とほぼ同じである。この結果は、Bタイプでの引き行程とAタイプでの押し行程の最大圧力こう配が同等であることから予測された油膜形成状態を裏付けている。また、Bタイプの押し行

程初期には、エアレーションによる油量不足のために、引き行程と同じ厚さの油膜が形成されているが、エアレーション消滅後には接触圧力分布形状から予測されたように膜厚が急激に増大している。しかし、この厚膜の計測は膜厚変化が急激であるために不可能であった。これらの結果は、摩擦力がストローク上端部付近（引き行程後期、押し行程初期）では、押し・引き両行程でほぼ等しく（図 3.6 (a)、(b)参照）、ストローク中央付近では押し行程の方が引き行程よりも小さい（図 3.5 参照）事実を説明している。

(4) ストローク両端部における油膜と摩擦の変動

AタイプシールはBタイプと比較して、図 3.6 に示すようにストローク上端部付近で摩擦力が増大する傾向が強い。この現象は通常のリング状のリップシールについても経験されている⁽⁷⁷⁾。図 3.6 (b)のAタイプに対応する引き行程終端近傍における干渉像と油膜形状を図 3.1 1 に示す。この直後の押し行程では図 3.1 1 と逆の順序で干渉像が観察された。図 3.6 から分かるように、摩擦力は引き行程時の最大値から押し行程時の最大値まで直線的には推移していない。これは、干渉像(c)において油膜厚さ0、つまり、直接接触の領域が最も広くなって最大摩擦力が働き、このしゅう動面内に干渉像(d)のように油が侵入するとともに、すべり速度が0に漸近することに起因して摩擦力が減少するためと考えられる。つまり、押し行程で密封流体が十分に大気側に漏れ出ない場合には、干渉像(c)にみられるように直接接触が引き行程の終端近傍で発生すると結論できる。図 3.1 2 は、押し行程端部と引き行程中の油膜状態を観察結果に基づいてモデル的に示したものである。Bタイプでは、押し行程中に大気側に漏れ出た多量の油が図 3.1 2 (c)の干渉像に示すように引き行程中にかき集められる。その蓄積された油によってストローク上端近傍においても油量不足を呈することなく、密封面を潤滑することができるため、上端部での摩擦力の増大がAタイプと比較して小さくなると考えられる。Aタイプではこれとは逆に大気側に漏れ出る油は少なく、その漏れ出た油も、Bタイプと比較して密封液側に戻りやすいため、Bタイプのような大気側への油の蓄積はなく、油量不足の結果、油膜破断を起こしやすくなるものと考えられる。なお、図 3.5 の非流体潤滑域に対応する図 3.6 (c)のAタイプの波形では、ストローク下端部でも摩擦力の増大がみられるが、この場合にも上記と同様な油膜破断が観察されている。

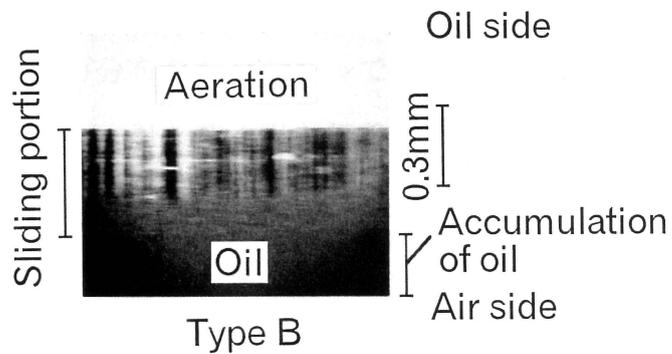
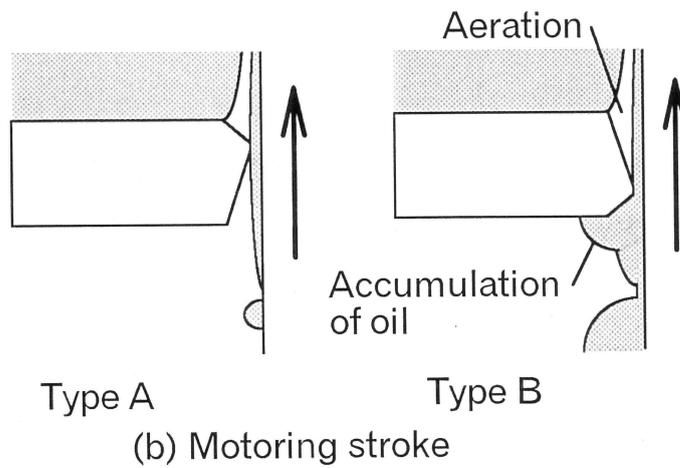
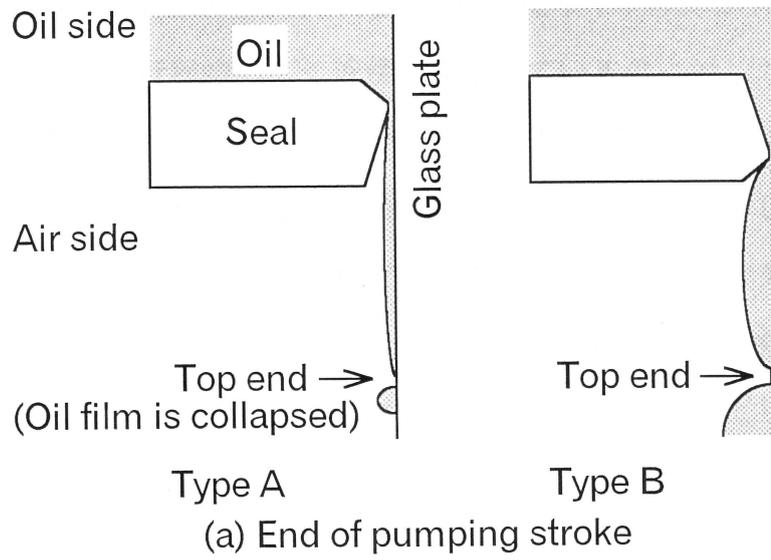


Oil film profiles at sliding portion A-A'

Fig. 3.11 Effect of collapse of oil film on friction force (Type A, $\nu = 0.5\text{Hz}$)

ところで、作動が非流体潤滑と考えられる図 3. 6 (c)に対応する B タイプシールの摩擦力は、押し行程初期の摩擦力の方が、引き行程後期よりも高い。これは上端部付近の密封面で観察された A タイプと同様の油膜破断が主たる原因であり、エアレーションがその油膜破断を促進したものと考えられる。

一方、下端部近傍（押し行程後期、引き行程初期）の摩擦力は、A タイプシールでは油膜厚さが押し・引き両行程で同一であるため、押し・引き両行程で大きい差異はないが、



(c) Interferometric image
 ($\nu = 0.5\text{Hz}$, Motoring stroke, $s = 12.0\text{mm}$)

Fig. 3.12 Schematic diagram showing difference in friction force between type A and B seals near top stroke end

Bタイプシールでは引き行程初期に摩擦力が急増している（図3.6参照）。これは、図3.9(a)、(b)の比較から分かるように、下端部近傍の最小平均膜厚がAタイプシールでは、すべり速度がほぼ0である行程端のごく近傍で発生しているのに対して、Bタイプシールでは引き行程に移ったすべり速度の若干高い領域で発生していることに関係していると考えられる。すなわち、押し行程に対応する最大圧力こう配が低く、押し行程での圧力発生能力の高いBタイプシールでは、押し行程での圧力発生能力の低いAタイプシールよりも押し行程終端近くまで、図3.9から分かるように、厚い油膜を形成するために最小平均膜厚位置に関してこのような位相差が生じたものと考えられる。ただし、シールの弾性変形の影響も考えられ、詳細な検討が必要である。

3.5 結 言

モデルリップシールを用いた密封面の直接観察によって往復動用リップシールの油膜挙動と摩擦特性との基本的関係を明らかにすることに成功した。本研究で得られた主な結論は次のようにまとめられる。

- (1) 往復動用シールの密封・摩擦特性は、押し・引き両行程における入口側の油膜状態と流体潤滑の逆理論を併用することによってより詳細に説明することができる。
- (2) すなわち、シールの油膜挙動は基本的には接触圧力分布形態によって支配される。
- (3) 負の漏れをもたらさず接触圧力分布をもつシールでは、押し行程において大気側へ薄い油膜しかもたらさないため、引き続く引き行程では油量不足をもたらして厚膜形成を困難とし、予測される値よりも高い摩擦係数をもたらす。
- (4) 往復各行程中の平均油膜厚さは、速度増加とともに増大し、行程中央付近で最大値をとる。
- (5) また、往復周波数の増加にともない油膜厚さは全体的に厚くなる。
- (6) 往復両行程中での摩擦力の変動は、形成される油膜厚さに大きく依存する。
- (7) 引き行程中において発生するエアレーションは、押し行程においても残留して押し行程初期に油量不足をもたらす、油膜の形成を阻害し、摩擦力に影響を与える。なお、エアレーションの押し行程での残留領域は往復周波数が高いほど大きくなる。