

第7章 低摩擦往復動用リップシールの開発

7.1 緒言

往復動用リップシールの設計目標は、高い密封性能を維持しながら摩擦係数の低減を達成することである。第6章では単一リップおよび複列リップに規則的突起を付与した場合の摩擦および密封特性を検討し、突起の存在は摩擦低減には役立つが漏れを助長することを指摘した。また、第4章ではリップシールを多段に組み合わせて、多段接触圧力分布形態が摩擦・密封特性に与える影響について系統的实验を実施し、特定の組合せの場合にはシール間圧力が上昇するが、その発生は流体潤滑の逆問題によって説明できることを示すとともに、シールのはみ出しをもたらすシール間圧力の上昇は摩擦力の増加をもたらすが、この原因がシール間圧力の上昇に伴う緊迫力の増加によることを推測した。さらに、漏れ量は大気側シールに大きく影響されるが、漏れは油側に存在する最も密封性能の高いシールによって制御されることを明らかにした。

ところで、自動車のショック・アブソーバーなどに使用される往復動用リップシールでは、密封圧力によるリップの変形を小さく抑えるため、複列式リップ形状が多く採用されている。このようなリップ変形を抑えることを目的とした複列リップシールでは、リップ間圧力が例え上昇したとしても、シール装着すき間内へのリップのはみ出しは発生せず、リップ間圧力の発生は、逆に緊迫力の低下をもたらすと予測され、これが摩擦力の低下を誘起すると考えられる。なお、第4章の結論からも分かるように、リップ間圧力の発生は実用複列リップシールの油側リップを漏れ誘起形に変更することによってもたらされると考えられるが、密封性能は大気側リップが密封形である限り大きく変化しないと推測される。

このような視点から本章では、複列リップシールを用いて、高密封・低摩擦を実現できる高性能往復動用リップシールの開発可能性を検討する。

7.2 実験装置および実験方法

実験は、図7.1に装置概略図を示すように、第6章で用いたものと同じの実験装置に複列リップ間の圧力計測を追加して実施した。繰り返しの往復しゅう動によって複列リップ間に発生する圧力は、図7.1のA部詳細に示すようにリップ間谷部に埋め込まれた内径0.25mmの軟質チューブを介して圧力変換器で検出した。この計測信号は、往復動軸の位置および摩擦力と同時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記録した。

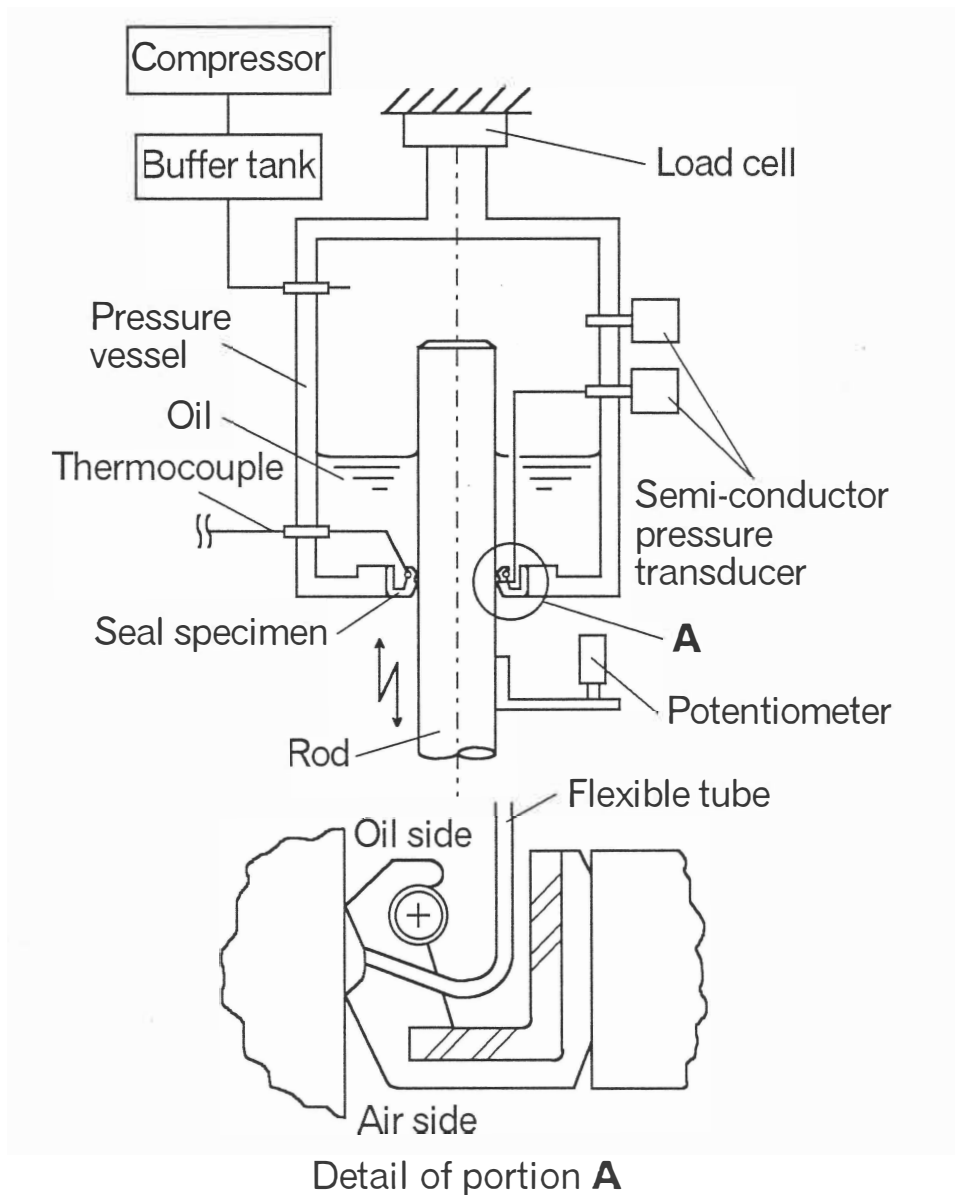


Fig. 7.1 Schematic diagram of testing device

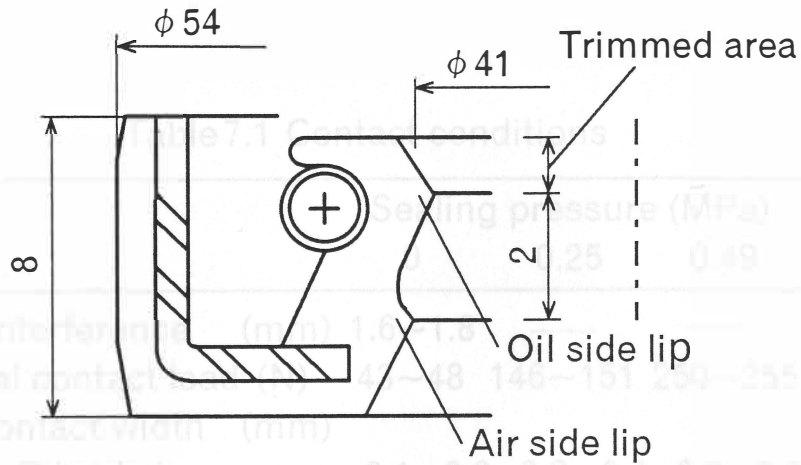


Fig. 7.2 Shape and size of seals used

(Sealing pressure : 0.25MPa)

Type of seal	Lip angle on the rod	Contact pressure distribution
A (Conventional type)	<p>Oil side lip α</p> <p>Air side lip β</p> <p>Air side $\alpha > \beta$</p>	<p>2MPa</p> <p>0.2mm</p> <p>(Pr=73N)</p> <p>(Pr=76N)</p>
B	<p>Oil side lip γ</p> <p>Air side lip β</p> <p>Air side $\alpha > \gamma > \beta$</p>	<p>(69N)</p> <p>(78N)</p>
C	<p>Oil side lip δ</p> <p>Air side lip α</p> <p>Air side $\theta > \alpha > \gamma > \delta > \beta$</p>	<p>(56N)</p> <p>(78N)</p>

Fig.7.3 Lip angle on the rod and typical contact pressure distributions of three types of lip seals

Table 7.1 Contact conditions

	Sealing pressure (MPa)		
	0	0.25	0.49
Interference (mm)	1.6~1.8	—	—
Total contact load (N)	43~48	146~151	250~255
Contact width (mm)			
Oil side lip	0.1~0.2	0.2~0.4	0.3~0.6
Air side lip	0.1~0.2	0.4	0.5~0.6

Table 7.2 Properties of paraffinic mineral oils

Oil	Kinematic viscosity (mm ² /s)		Specific gravity
	313 (K)	373 (K)	
b	10	2.5	0.8773
c	47	6.9	0.8768
d	320	24	0.8969

Table 7.3 Test conditions

Length of stroke : 50 (mm)
Number of cycles : 0.3~3 (Hz)
Sealing pressure : 0~0.5 (MPa)
Temperature : Room temperature

図 7.2 に供試シールの形状寸法の概略を示し、図 7.3 に各シールの軸接触部のリップ角度を示す。Aタイプシールは両リップとも密封性に主眼を置いた通常の形状を有するシールである。これに対して、B、Cタイプは大気側リップをAタイプと同一の形状にし、油側リップのみの形状を変えたシールである。表 7.1 に各シール試料の軸との接触状態を示す。ここで、緊迫力 P_r (Total contact load) は、各密封圧力条件下でリップ間に圧力発生がない状態において、第 6 章と同じ解析条件の有限要素法により求めた値を示している。図 7.3 にはMüllerの方法⁽¹⁶⁾による接触圧力分布の計測結果がシール形状ごとに示

されている。ここで、油側リップの緊迫力 P_r はAタイプ>Bタイプ>Cタイプの順で小さくなり、特にCタイプは低下が大きく、また接触幅も狭くなる結果となっている。この低下の原因は、試料の油側リップの油側表面はメスカットで成形されて他の金型成形表面より粗く仕上がっているため、圧力計測スリットからの圧力抜けが起こったことによるものと考えられる。

供試密封流体には、3種類のパラフィン系鉱油を用いた。表7.2にその特性を示す。粘性係数の算出に必要な温度は、第6章と同様にしゅう動部に近いシールリップ背面の円周対向2カ所を熱電対によって計測してその平均値を用いた。表7.3に試験条件を示す。試験時の雰囲気温度は室温で、また、試験は計測されるリップ間圧力と摩擦力が安定した後まで継続して行った。その試験時間は10～30分であった。

7.3 リップ間圧力の発生機構への逆問題の適用

第4章において多段組み合わせシールの漏れ量を実質的に支配するシールは大気側シールであることを明らかにした。この知見に立脚すれば、本シール形状の場合においても漏れ量は大気側リップによって主として支配されるといえる。この観点から、図7.3に示した静的に測定された接触圧力分布に着目すれば、各シールとも大気側リップの接触圧力分布形態は油側に偏っており、 $|dp/dx|_{\max,P} > |dp/dx|_{\max,M}$ となっていることが分かる。これは、式(2-26c)から負の漏れ、つまり大気側への漏れ量はないことを意味する。すなわち、本章で採用したシールは密封状態を呈するものと予測される。

さて、両リップ間に発生する圧力については、押し・引き各行程中、両リップそれぞれに形成される流体膜厚の大小関係が重要となる。押し行程における油側リップの最大圧力こう配 $|dp/dx|_{\max,P}$ は、Aタイプ>Bタイプ>Cタイプの順であるので、式(2-19)より流体膜厚 h_m は $A < B < C$ と予測される。また、大気側リップの最大圧力こう配は、各タイプともAタイプの油側リップの $|dp/dx|_{\max,P}$ とほぼ同等である。したがって、押し行程中の両リップそれぞれに形成される膜厚の差に応じた流体がリップ間に蓄積されると考えると、Aタイプではリップ間へ流体の蓄積はなく、Cタイプが最も蓄積量が多いことになり、各タイプの蓄積流量は $A < B < C$ の順になると見なされる。引き行程における大

気側リップに対する $|dp/dx|_{\max,M}$ は各タイプでほぼ等しいため、大気側に同量の流体が存在するとすれば、大気側リップを通過してリップ間に流れ込む流量はほぼ等しいと考えられる。一方、油側リップを通過して油側へ流れ込む流量は、油側リップでの $|dp/dx|_{\max,M}$ が $A < B < C$ の順であるので、 $A > B > C$ の順となる。したがって、往復両行程中にリップ間に蓄積される流量は $A (\neq 0) < B < C$ の順に多くなる。つまり、Aタイプではリップ間に正の圧力はほとんど発生せず、各シールのリップ間圧力は次式に示す順に高くなると推定される。

$$A \text{タイプ} < B \text{タイプ} < C \text{タイプ} \quad (7-1)$$

すなわち、いずれのタイプのシールも大気側リップは大気側に漏れ出た流体をリップ間に引き戻す構造をしているが、Aタイプの油側リップはリップ間の流体を油側に戻す構造を、BおよびCタイプの油側リップはAタイプとは逆に油側流体をリップ間に送り込みやすい構造をしている。

7.4 実験結果および考察

7.4.1 接触圧力分布形態の影響

前節において各シールを特徴づける接触圧力分布がリップ間に発生する圧力の大きさを支配することが予測された。このリップ間圧力は摩擦あるいは密封特性に影響を与えると考えられる。そこで、この影響を検討するために、密封圧力 0.25 MPa の下で実験を実施した。なお、以下に示す摩擦係数 f_m は押し・引き両行程中央での摩擦力 F_P 、 F_M の平均値を緊迫力 P_r で除すことによって求めた。 f_m および無次元特性数 G の値の算出に必要な P_r の値は、同一作動条件に対して各シール性能を比較評価するため 表 7.1 に示した各密封圧力条件下でのリップ間圧力 0 に対応する値を用いた。

図 7.4 に密封圧力 $P_s=0.25\text{MPa}$ の条件における各シールタイプごとのリップ間圧力 P_{il} と特性数 G の関係を示す。Aタイプにおいてはリップ間圧力の発生はほとんど認められず、Bタイプでは 0.04~0.1 MPa の圧力が発生し、Cタイプでは 3 試料中

で最も高い 0.25~0.42MPa の圧力が発生している。すなわち、リップ間圧力は $A < B < C$ の順に高くなっており、前節での推定式 (7-1) の大小関係が成立していることが分かる。なお、密封圧力 $P_s = 0.25\text{MPa}$ の全試験範囲において各シールタイプとも、リップ間圧力の発生の有無にかかわらず、密封状態を呈した。これは、前節で述べたように、大気側リップが密封状態を支配することを裏付けている。

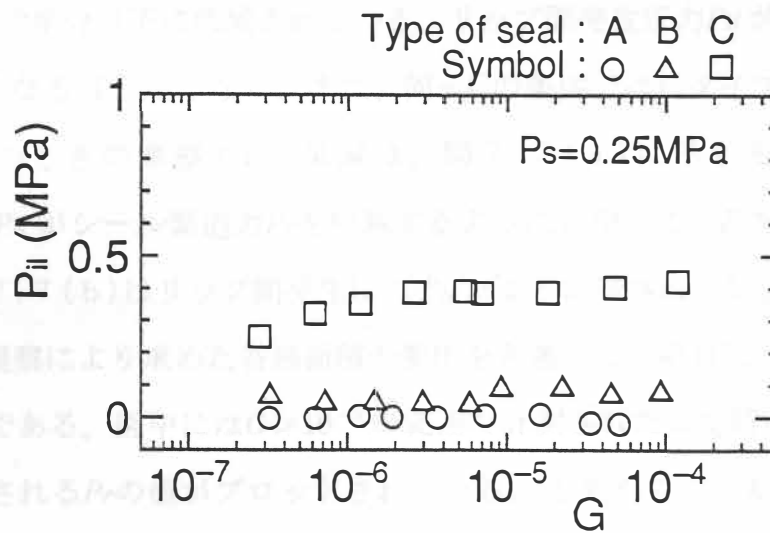


Fig.7.4 The relationship between interlip pressure P_{ii} and duty parameter G

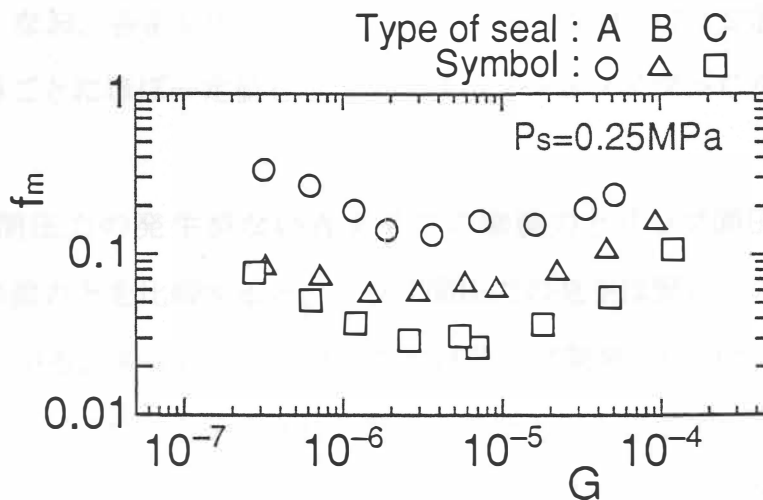


Fig.7.5 The relationship between frictional coefficient f_m and duty parameter G

図 7.5 に摩擦係数 f_m と無次元特性数 G の関係を示す。各シールタイプとも $G > 10^{-5}$ の範囲では、式 (2-20) に対応する $f_m \propto G^{1/2}$ の関係が成立しており、流体潤滑が支配的であることが分かる。また、各タイプごとの全試験範囲における摩擦係数の順位は、 $A > B > C$ となっており、リップ間発生圧力が高いほど摩擦が低減されていることが分かる。図 7.6 は $G = 2.3 \times 10^{-6}$ の条件における C タイプのリップ間圧力 P_{il} および摩擦力 F の時間 t に対する変動を示す。時間経過に伴って圧力 P_{il} が約 0.4MPa まで上昇し、これに追従して F が 11N から 5N まで半分以下に低減されている。リップ間発生圧力 P_{il} が安定するまでの時間は、 G が大きくなるほど短くなり、また、同一 G の条件では C タイプの方が B タイプより短くなる。このときの摩擦力 F の低減は、図 7.7 (a) に示すモデル図のようにリップ間発生圧力 P_{il} がシール緊迫力 P_r を軽減するように作用して、 F を低減させるためと判断される。図 7.7 (b) はリップ間発生圧力 P_{il} により低減される緊迫力 P_r を、ガラス軸を用いた顕微鏡観察により求めた谷部面積の変化を考慮して各密封圧力条件ごとに算定した結果 (実線) である。図中には $G > 10^{-5}$ の範囲で計測された安定時における P_{il} とそれに対応して算出される P_r の値がプロットされている。A タイプでは実験中に P_{il} の発生がないため、緊迫力 P_r は初期緊迫力と変わらず同じ値となり、密封圧力 P_s の増加とともに同じ割合で増加している。B タイプおよび C タイプの初期緊迫力 (P_{il} の発生のない状態) は、各密封圧力 P_s ごとに A タイプとほぼ同じ値をとるが、 P_{il} が発生するとその緊迫力 P_r は低下している。C タイプは B タイプよりもリップ間発生圧力 P_{il} が大きく、緊迫力 P_r の低下が大きい。なお、各密封圧力 P_s に対して、リップ間圧力 P_{il} 安定時の緊迫力 P_r の増加割合は、各試料ごとにほぼ一定値を示し、A タイプ $>$ B タイプ $>$ C タイプの順に小さくなっている。

しかし、リップ間圧力の発生がない A タイプの摩擦力とリップ間圧力が発生する B および C タイプの摩擦力とを比較すると、リップ間圧力の発生は緊迫力の低下以上の効果をもたらすことが分かる。すなわち、B タイプではリップ間発生圧力が約 0.1MPa で C タイプの約 1/4 であるが、これから算定される緊迫力の低下以上の摩擦力の低下が B タイプでは発生している。また、図 7.5 の $f_m - G$ プロットから混合潤滑領域と考えられる $G = 2 \times 10^{-7}$ 近傍では B および C タイプの摩擦力はほぼ同程度である。なお、第 4 章では、多段シールを用いて実施したしゅう動面の直接観察の結果、大気側リップが潤滑不足の状態

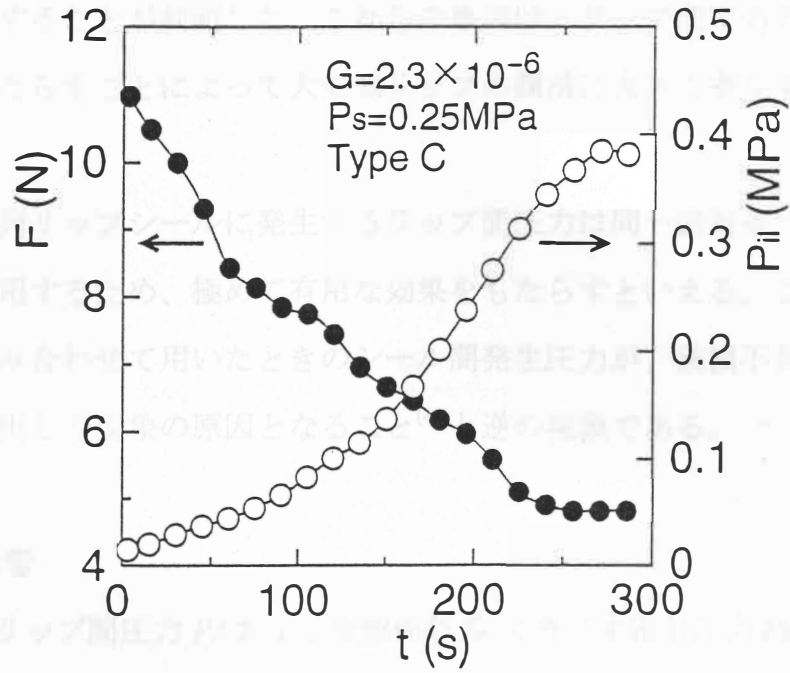


Fig.7.6 The relationship between interlip pressure P_{ii} and frictional force F as a function of time t

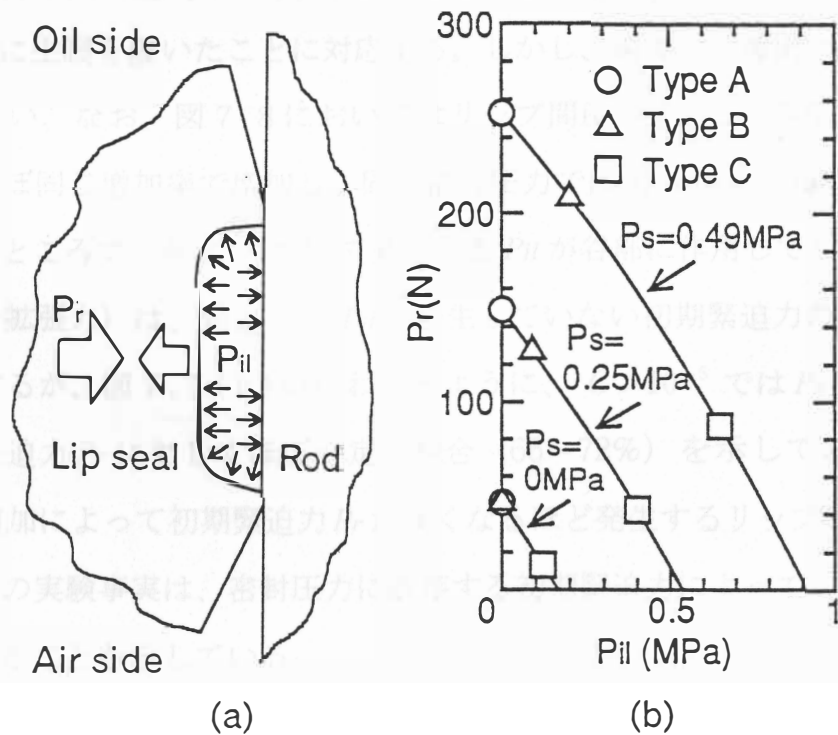


Fig.7.7 The effect of interlip pressure P_{ii} on total contact load P_r

になると摩擦が増加することが判明した。これらの事実は、リップ間圧力の発生はリップ間に流体の蓄積をもたらすことによって大気側リップの潤滑に大きく寄与することを示唆している。

以上のように、複列リップシールに発生するリップ間圧力は同一密封条件下で摩擦力を低減させるように作用するため、極めて有用な効果をもたらすといえる。これは、複数のシールを多段に組み合わせて用いたときのシール間発生圧力が、破損不具合に直接結びつく過大変形やはみ出しの現象の原因となること⁽⁴⁹⁾と逆の現象である。

7.4.2 密封圧力の影響

Cタイプにおけるリップ間圧力 P_{il} および摩擦係数 f_m に及ぼす密封圧力 P_s の影響を図 7.8～図 7.10 に示す。図 7.8 および図 7.9 は、図 7.4 および図 7.5 と同様にリップ間圧力 P_{il} が 0 の初期緊迫力 P_r を用いたときの結果であり、図 7.10 はリップ間発生圧力 P_{il} により低下した緊迫力 P_r を用いて算出した f_m^* と G^* で図 7.9 を書き直したものである。図 7.9 は作動条件に対する性能の比較評価に主眼を置き、図 7.10 はしゅう動部における実質的な特性に主眼を置いたことに対応する。しかし、両者から導出される結論には大きい相違点はない。なお、図 7.8 においてはリップ間圧力 P_{il} は、各 G で密封圧力 P_s の増加に伴ってほぼ同じ増加率で増加し、同じ密封圧力では $G > 10^{-5}$ の範囲でほぼ一定値を示している。ところで、各 P_s において発生する P_{il} が谷部に作用してリップを拡張させる力 (P_{il} による拡張力) は、緊迫力を P_{il} の発生していない初期緊迫力の値から低減させるように作用するが、図 7.7 (b) からわかるように、 $G > 10^{-5}$ では P_s の増加に伴って増加する初期緊迫力 P_r に対してほぼ一定の割合 (66～72%) を示している。すなわち、密封圧力の増加によって初期緊迫力 P_r が高くなるほど発生するリップ間圧力 P_{il} も高くなっている。この実験事実は、密封圧力に依存する初期緊迫力によってリップ間圧力の大きさが規定されることを示している。

使用上問題となる漏れは全実験のうちCタイプの密封圧力 P_s が 0.1MPa 未満でのみ発生した。この場合の無次元漏れ量 Q は $1.0 \times 10^{-10} \sim 5.5 \times 10^{-7}$ ($q = 8.3 \times 10^{-11} \sim 9.8 \times 10^{-9}$ m³/s) であり、式 (2-23) で示される $Q \propto G^{3/2}$ の関係がほぼ成立した。逆問題に基づく予測に反するこの漏れの原因は、次のように考察される。密封圧力が大気圧のとき、

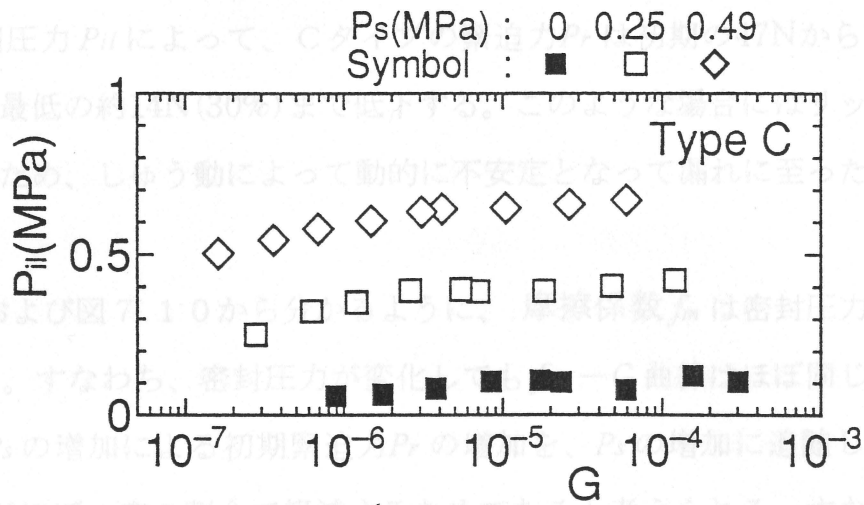


Fig.7.8 Effects of sealing pressure P_s on interlip pressure P_{ii}

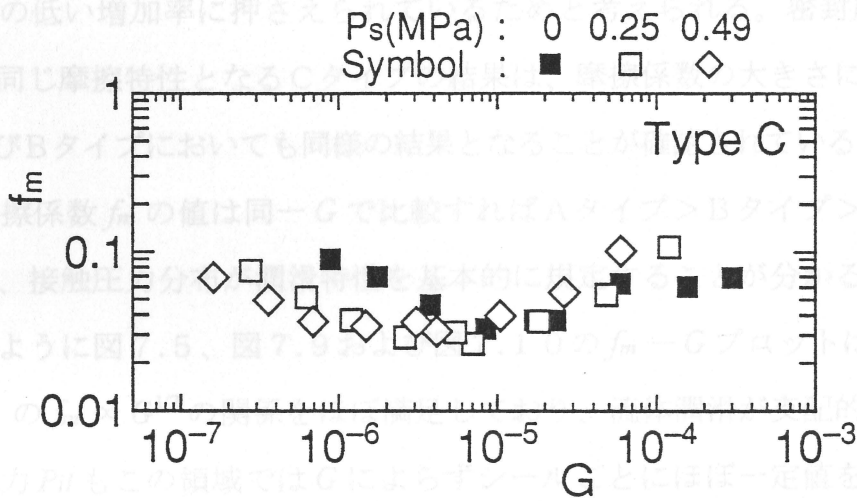


Fig.7.9 Effects of sealing pressure P_s on frictional coefficient f_m

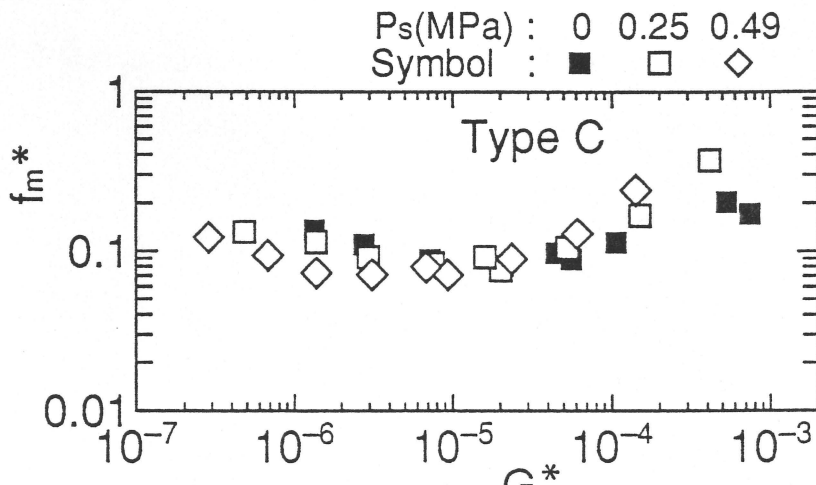


Fig.7.10 Effects of sealing pressure P_s on frictional coefficient f_m

発生したリップ間圧力 P_{il} によって、Cタイプの緊迫力 P_r は初期の47Nから全タイプ、全実験条件の中で最低の約14N(30%)まで低下する。このような場合にはリップの接触領域が相当狭くなるため、しゅう動によって動的に不安定となって漏れに至ったものと判断される。

さて、図7.9および図7.10から分かるように、摩擦係数 f_m は密封圧力にはほとんど依存していない。すなわち、密封圧力が変化しても $f_m - G$ 曲線はほぼ同じである。これは、密封圧力 P_s の増加による初期緊迫力 P_r の増加を、 P_s の増加に追従して増加するリップ間圧力 P_{il} がほぼ一定の割合で軽減するためであると考えられる。すなわち、リップ間圧力 P_{il} によって低減される緊迫力 P_r は、図7.7(b)に示すように密封圧力 P_s の増加に対してほぼ一定の低い増加率に押さえられているためと考えられる。密封圧力 P_s が変化してもほとんど同じ摩擦特性となるCタイプの結果は、摩擦係数の大きさに違いはあるが、AタイプおよびBタイプにおいても同様の結果となることが確認されている。すなわち、図7.5と同様に摩擦係数 f_m の値は同一 G で比較すればAタイプ > Bタイプ > Cタイプの順に低下しており、接触圧力分布が潤滑特性を基本的に規定することが分かる。

また、前述したように図7.5、図7.9および図7.10の $f_m - G$ プロットは $G > 10^{-5}$ では式(2-20)の $f_m \propto G^{1/2}$ の関係をほぼ満足しており、流体潤滑が支配的であるといえる。リップ間圧力 P_{il} もこの領域では G によらずシールごとにほぼ一定値を示しているが、 $G < 10^{-5}$ においては G の減少とともに低下する傾向を示しており、この領域が G の減少とともに流体潤滑が支配的でない領域に移行することを示すものといえる。

7.5 結 言

本章で得られた主な結論は次のようにまとめられる。

- (1) 複列リップ往復動用シールの摩擦・密封特性および複列リップ間の圧力発生機構は流体潤滑の逆問題によって説明することができる。
- (2) すなわち、シールの基本的特性は接触圧力分布の形態によって支配される。
- (3) 図 7.3 の B タイプあるいは C タイプの断面形状を持つシールが誘起する接触圧力分布形態の場合には両リップ間に正の圧力が発生する。
- (4) このリップ間圧力の発生は摩擦力の大きい低減をもたらす。
- (5) 上記摩擦力の低減は、リップ間圧力の発生による緊迫力の低減ならびに大気側リップの潤滑特性の改善によってもたらされる。
- (6) 密封圧力の増大による緊迫力の増加は、リップ間圧力の増加によって打ち消されるため、摩擦係数は密封圧力にほとんど依存しない。
- (7) C タイプの密封圧力が低い場合を除いて、実用上問題となる漏れは検出不能であった。

すなわち、密封特性に関するより精密な計測あるいは最適リップ形状など残された問題はあがあるが、本章の結果は、現用の複列リップシールの主リップの形状を変更することによって、十分な密封性能を維持し、摩擦低減が可能な往復動用シールの開発が可能であることを示すものである。