

第6章 突起付与往復動用リップシールの摩擦・密封特性

6.1 緒言

第4章では、多段組合せシールにおける多段接触圧力分布形態の相違によってもたらされるシール間圧力の発生の有無と程度および密封特性の相違などが流体潤滑の逆問題によって説明できることを明らかにした。また、第5章では、正弦波状の往復運動をするガラス平板に、間隔、高さ、頂角、傾斜角などの相違する規則的な直交突起を持つ帯状ゴム試料を押しつけ、それらの摩擦挙動や油膜挙動などを把握し、柔軟材料で構成される潤滑面のマイクロ形状に対する流体潤滑の逆問題の適用は平均油膜厚さが低下したときには有効であるが、膜厚が接触面の全体的形状に支配される場合には有効ではないことを明らかにした。

第4章および第5章で取り扱ったシール試料は、いずれも複数の接触圧ピークをもつ多段接触圧力分布となっている。これらの研究の結果、多段接触圧力分布をもつシールの場合にも流体潤滑の逆問題の適用が有効であり、接触圧力分布形態が摩擦・密封特性を本質的に規定することが示された。しかしながら、くさび状の接触形状を持つシールリップのしゅう動面に凹凸が存在する場合に形成される複数の圧力ピークを持つ接触圧力分布形態に対しても、逆問題によってその摩擦・密封特性を説明できるか否かについては未だ明確にされていない。

河原は往復動用オイルシールのリップ円周方向に連なる微細な人工突起を多段に成形付与して摩擦特性への影響を実験で求め、突起高さが増加するほど摩擦が低減されることを示した⁽⁷⁷⁾。また、U. Frenzel、H. K. Müller はしゅう動表面に島状突起を付与したUパッキンを用い、突起の存在が摩擦特性へ影響することを実験で示している。これらの研究はシール表面の凹凸状態を適正に制御すれば、摩擦あるいは摩耗の改善に適用可能なことを示唆するものであるが、突起高さ、ピッチ、頂角、傾斜角などの突起の形状因子が摩擦・密封特性にどのような影響を与えるかについての系統的な研究は実施されていない。

本章では、しゅう動方向に直交する各種の規則的な人工突起を単一リップに付与したシールと油側リップに付与した複列リップシールを作製し、これらの突起が、摩擦・密封特性に与える影響を明らかにするとともに、その結果を逆問題と関連させて説明する。

6.2 実験装置および実験方法

6.2.1 実験方法

図 6.1 に示す実験装置は、第 4 章で開発したシリンダが往復運動をする装置を基に、表層を硬質クロムメッキで処理した直径41mmの供試軸（しゅう動方向粗さ $0.3\mu\text{mRy}$ ）が往復運動するように改良したものである。したがって、実験は、シール間圧力の計測および可視化による油膜観察を除いて、第 4 章と同じ方法で実施した。供試油としては表 4.2 に示した 4 種類のパラフィン系鉱油を使用した。

図 6.2 (a)、(b)に供試シールとして用いた複列リップシールと単一リップシールの形状寸法とリップの大気側面に付与した人工突起の概略形状を示し、表 6.1 (a)、(b)にそれぞれのシールについて、突起寸法を形状因子別に SEM観察による実測値で示す。密封圧力によるリップの変形を小さく抑える構造を持つ実用タイプの複列リップシールにおいては、突起の影響の解釈を容易にするため、両リップのうち油側リップにのみ突起を付与した。

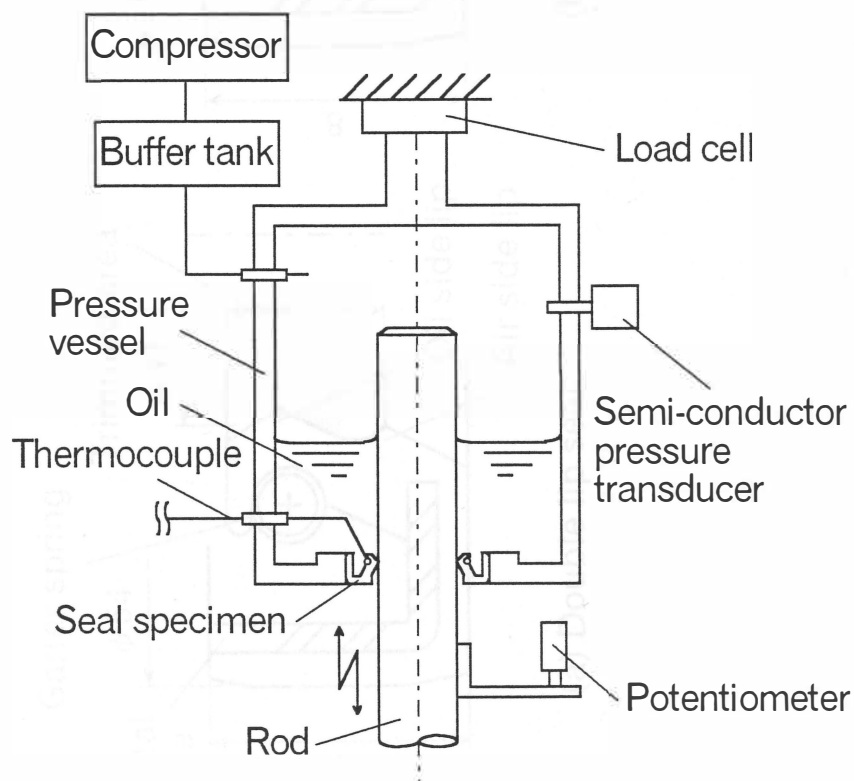


Fig. 6.1 Schematic diagram of testing device

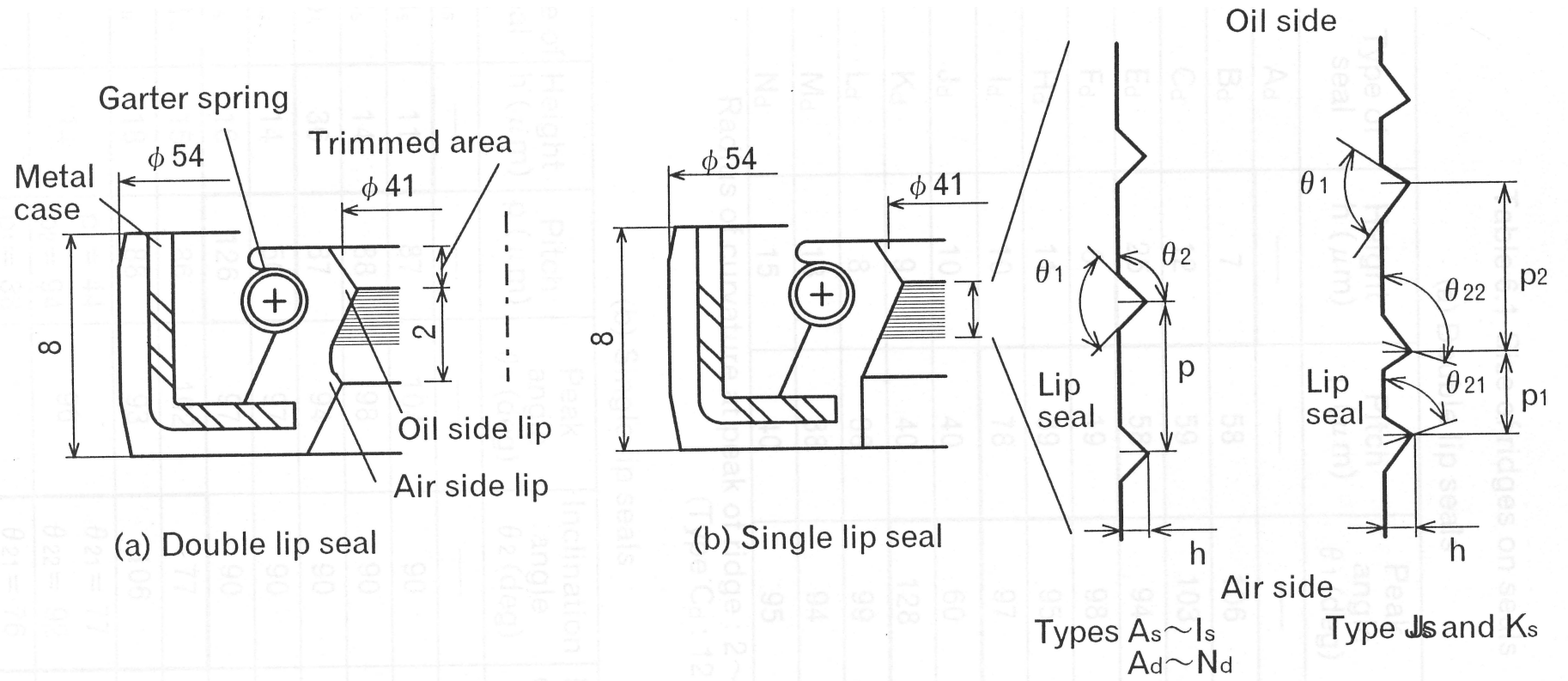


Fig. 6.2 Shape and size of seals

Table 6.1 Size of ridges on seals

(a) Double lip seals

| Type of seal | Height h (μm) | Pitch p (μm) | Peak angle θ_1 (deg) | Inclination angle θ_2 (deg) |
|----------------|------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|------------------------------------|
| A _d | — | — | — | — |
| B _d | 7 | 58 | 106 | 90 |
| C _d | 12 | 59 | 103 | 90 |
| E _d | 25 | 58 | 94 | 90 |
| F _d | 6 | 19 | 98 | 82 |
| H _d | 11 | 39 | 95 | 87 |
| I _d | 10 | 78 | 97 | 81 |
| J _d | 10 | 40 | 60 | 89 |
| K _d | 9 | 40 | 128 | 90 |
| L _d | 8 | 38 | 99 | 63 |
| M _d | 13 | 38 | 94 | 74 |
| N _d | 15 | 40 | 95 | 106 |

Radius of curvature at peak of ridge : $2 \sim 6 \mu\text{m}$
(Type C_d : $12 \mu\text{m}$)

(b) Single lip seals

| Type of seal | Height h (μm) | Pitch p (μm) | Peak angle θ_1 (deg) | Inclination angle θ_2 (deg) | Mean clearance on contact area h_c (μm) |
|----------------|------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|---|--|
| A _s | — | — | — | — | — |
| B _s | 11 | 87 | 104 | 90 | 2.3 |
| C _s | 14 | 88 | 98 | 90 | 4.6 |
| D _s | 36 | 87 | 94 | 90 | 11.7 |
| E _s | 14 | 50 | 97 | 90 | 5.3 |
| F _s | 16 | 126 | 97 | 90 | 4.3 |
| H _s | 15 | 86 | 102 | 77 | 4.5 |
| I _s | 18 | 88 | 93 | 106 | 4.5 |
| J _s | 14 | $p_1 = 44$ $p_2 = 94$ | 96 | $\theta_{21} = 77$ $\theta_{22} = 92$ | 7.1 |
| K _s | 18 | $p_1 = 38$ $p_2 = 101$ | 92 | $\theta_{21} = 76$ $\theta_{22} = 107$ | 5.1 |

Radius of curvature at peak of ridge : $2 \sim 7 \mu\text{m}$

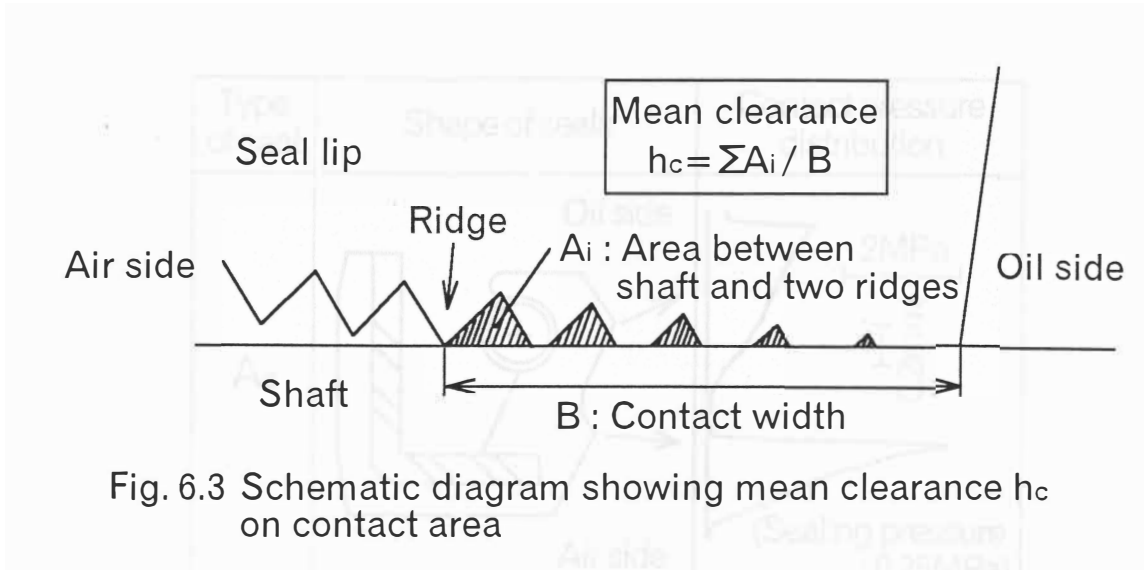


Fig. 6.3 Schematic diagram showing mean clearance h_c on contact area

単一リップシールは、圧力によるリップの変形が大きく実用的ではないが、複列リップのように大気側リップがないため、突起の影響を直接受けると予測される。トライボ特性に影響する突起の接触幅全体を同じにするため、密封圧力条件は複列リップシールで 0.25MPa、単一リップシールで 0.05MPa とした（表 6.4 参照）。突起の寸法形状は、複列リップシールと単一リップシールで多少異なっているが、突起高さ h （ $B_d, C_d, E_d / B_s, C_s, D_s$ ）、突起間隔 p （ $F_d, H_d, I_d / C_s, E_s, F_s$ ）、頂角 θ_1 （ H_d, J_d, K_d ）、傾斜角 $\theta_2, \theta_{21}, \theta_{22}$ （ $H_d, L_d, M_d, N_d / H_s, I_s, J_s, K_s$ ）などの突起形状因子の摩擦・密封特性に及ぼす影響を明らかにするために作製されたものである。なお、表 6.2 に示した単一リップシールの接触領域における静的平均すき間 h_c は、接触状態における軸とシールのすき間を樹脂によって埋め込み凍結した後、切断・研磨加工した断面を SEM 観察によって実測して求めた値である。すなわち、図 6.3 の断面図に示すように両突起と軸との間に形成された面積 A_i の総和を求め、接触幅 B で除すことで h_c を算出したものである。また、このときの SEM 観察において、各突起の静的接触変形状態が同時に把握されており、接触した突起は大気側から油側にいくほど大きく変形し、油側端近くで大変形の状態となることが確認されている。この突起変形状態は、次に示す平滑なシールの接触圧力分布において最大圧力点が油側に偏っていることから理解される（図 6.4 参照）。

図 6.4 は、突起のない平滑な A_d タイプおよび A_s タイプについて Müller⁽¹⁶⁾ の方法による接触圧力分布の計測結果をそれぞれのシールに対応した密封圧力条件に対して示している。単一リップシールのリップ形状は複列リップシールの油側リップと同一形状にしており、

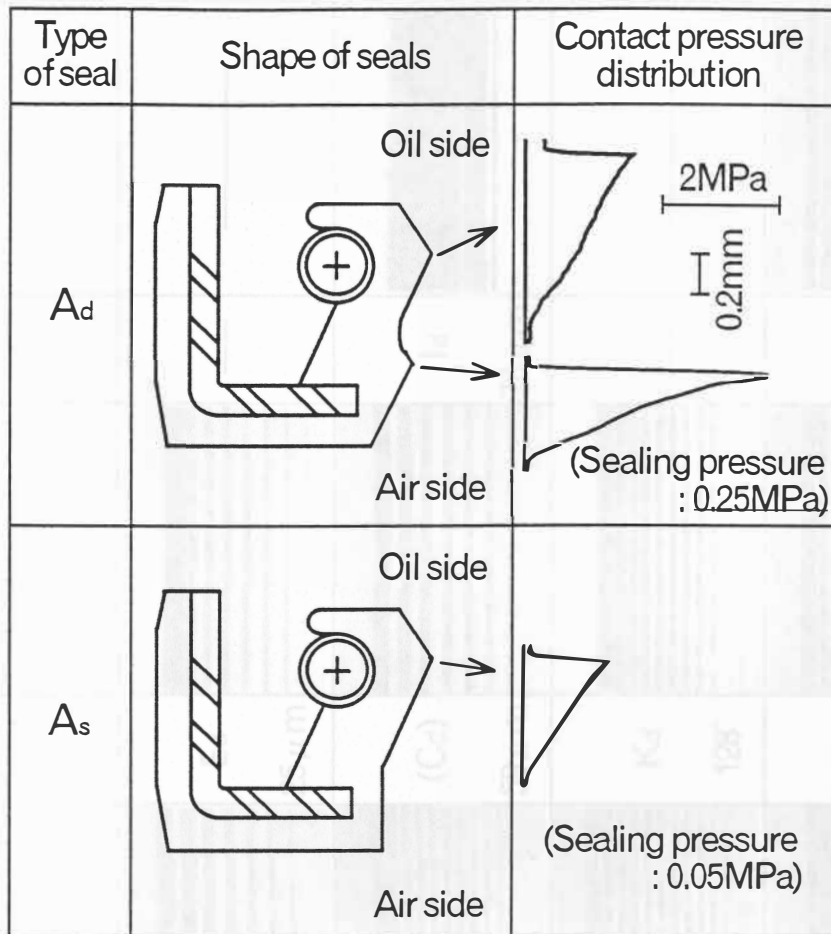
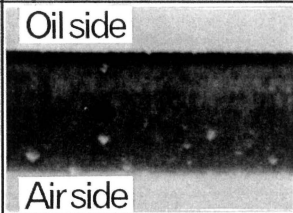



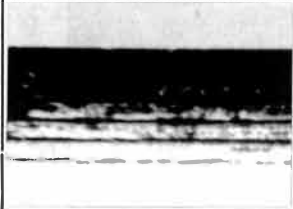
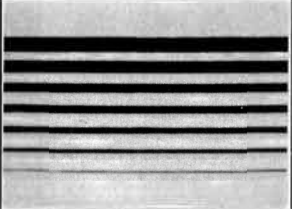
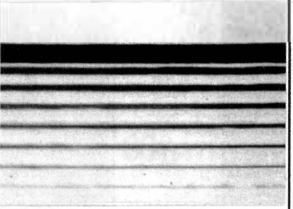

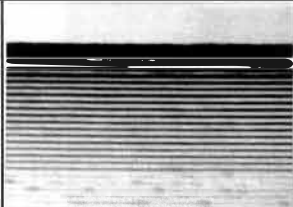
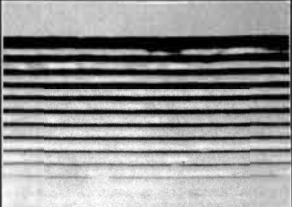
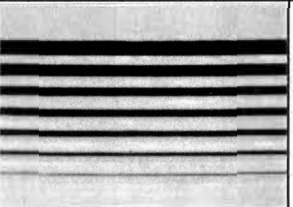
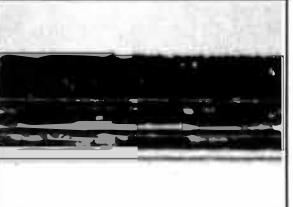
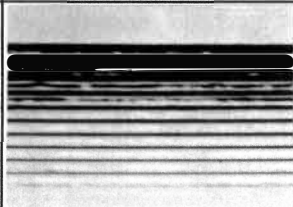
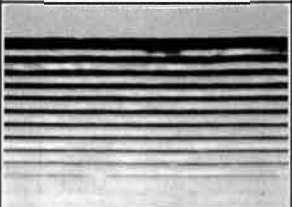
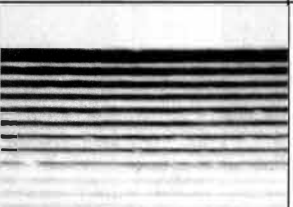

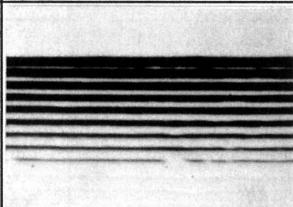
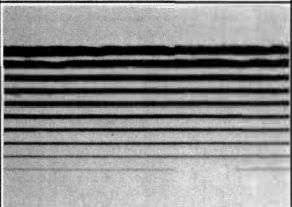
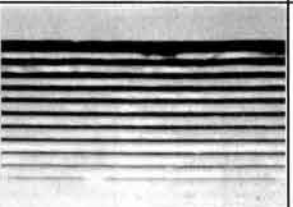
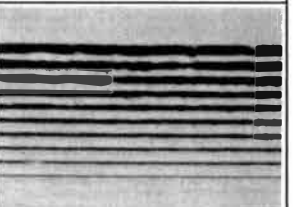


Fig. 6.4 Shape of seals and typical contact pressure distributions of lip seals

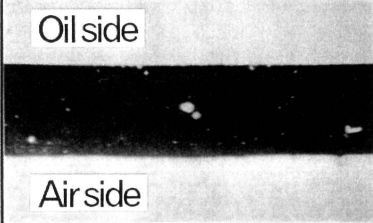
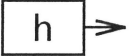
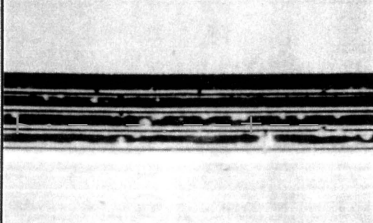
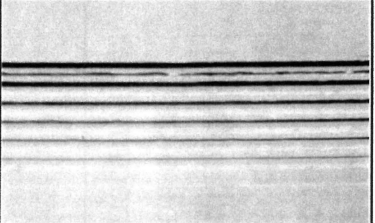
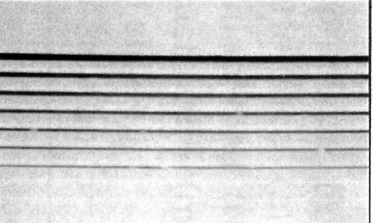
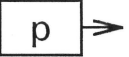
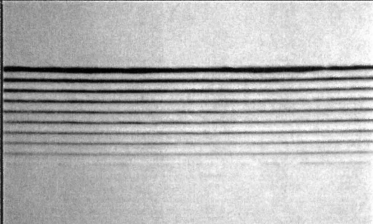
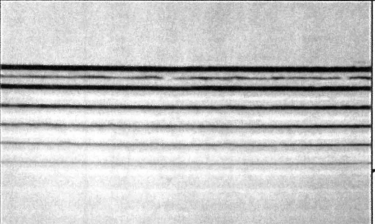
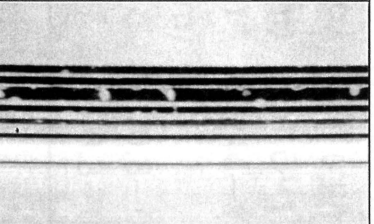
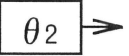
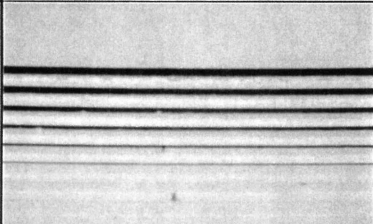
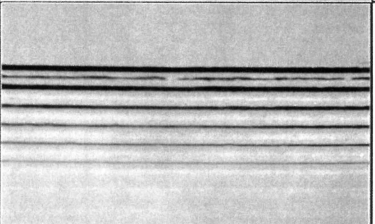
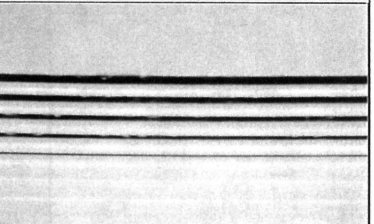
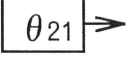
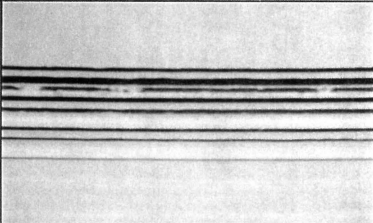
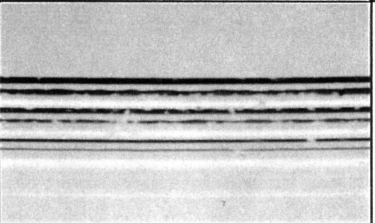
A_s タイプの接触圧力分布は、 A_d タイプの油側リップの分布とほぼ同じ形態を示すことが分かる。また、密封圧力が 0.05MPa の A_s タイプの方が、密封圧力 0.25MPa の A_d タイプの油側リップより低い値を示しており、 A_s タイプの接触平均面圧は A_d タイプに対して約 1/2 となっている。また、 A_s タイプは、ほぼ同様な接触圧力分布形態を示す第 3 章の帯状リップシールの 1/2 の平均接触面圧であるが、第 5 章の帯状ゴム試料と比較すると 2 倍以上大きい平均面圧を有している。なお、突起付きシールの接触圧力分布は、シールの全接触領域に対して突起の接触幅が非常に狭いため、軸方向幅 0.02mm の計測スリットでは計測不可能であった。

ゴム材料は、表 3.1 に示すニトリルゴム材料を用いている。表 6.2 にシール試料ごとの軸との接触状態を示す。ここで、緊迫力 P_r (Total contact load) は、複列リップおよび単一リップシールに対するそれぞれの密封圧力条件下でリップ間に圧力発生がないものと

| Size of ridges | Type of seal | Contact situation | Type of seal | Contact situation | Type of seal | Contact situation | Type of seal | Contact situation |
|---|------------------------------------|---|------------------------------------|--|---------------------------------------|---|------------------------------------|---|
| Without ridges | A _d |  | — |  | — |  | — |  |
| $p \doteq 60 \mu\text{m}$ $\theta_1 \doteq 90^\circ$ $\theta_2 \doteq 90^\circ$ | B _d $7 \mu\text{m}$ |  | C _d $12 \mu\text{m}$ |  | E _d $25 \mu\text{m}$ |  | — |  |
| $h \doteq 10 \mu\text{m}$ $\theta_1 \doteq 90^\circ$ $\theta_2 \doteq 90^\circ$ | F _d $19 \mu\text{m}$ |  | H _d $39 \mu\text{m}$ |  | (C _d) $59 \mu\text{m}$ |  | I _d $78 \mu\text{m}$ |  |
| $h \doteq 10 \mu\text{m}$ $p \doteq 40 \mu\text{m}$ $\theta_2 \doteq 90^\circ$ | J _d 60° |  | (H _d) 95° |  | K _d 128° |  | — |  |
| $h \doteq 10 \mu\text{m}$ $p \doteq 40 \mu\text{m}$ $\theta_1 \doteq 90^\circ$ | L _d 117° |  | M _d 106° |  | (H _d) 93° |  | N _d 74° |  |

0.3mm

Fig. 6.5 Oil side lip contact of double lip seals with glass shaft (Sealing pressure : 0.25MPa)

| Size of ridges | Type of seal | Contact situation | Type of seal | Contact situation | Type of seal | Contact situation |
|--|--------------|---|--------------|---|--------------|--|
| Without ridges | A_s |  <p>Oil side</p> <p>Air side</p> | — | — | — | — |
| $p \doteq 90 \mu\text{m}$ $\theta_1 \doteq 90^\circ$ $\theta_2 \doteq 90^\circ$  | B_s |  | C_s |  | D_s |  |
| $h \doteq 15 \mu\text{m}$ $\theta_1 \doteq 90^\circ$ $\theta_2 \doteq 90^\circ$  | E_s |  | (C_s) |  | F_s |  |
| $h \doteq 15 \mu\text{m}$ $p \doteq 90 \mu\text{m}$ $\theta_1 \doteq 90^\circ$  | H_s |  | (C_s) |  | I_s |  |
| $h \doteq 15 \mu\text{m}$ $p_1 \doteq 40 \mu\text{m}$ $p_2 \doteq 95 \mu\text{m}$ $\theta_{22} \doteq 103^\circ$  | J_s |  | K_s |  | — | — |

0.3mm

Fig. 6.6 Contact of single lip seals with glass shaft (Sealing pressure : 0.05MPa)

Table 6.2 Contact conditions

| Type of seal | Double lip seal | Single lip seal |
|------------------------|-----------------|-----------------|
| Sealing pressure (MPa) | 0.25 | 0.05 |
| Interference (mm) | 1.6~1.8 | 1.7~1.9 |
| Total contact load (N) | 144~151 | 32~37 |
| Contact width (mm) | | |
| Oil side lip | 0.3~0.4 | |
| Air side lip | 0.3~0.4 | 0.4~0.5 |

Table 6.3 Test conditions

| |
|--------------------------------|
| Length of stroke : 50 (mm) |
| Number of cycles : 0.3~3 (Hz) |
| Sealing pressure |
| Double lip seal : 0.25 (MPa) |
| Single lip seal : 0.05 (MPa) |
| Temperature : Room temperature |

して、次項に示す有限要素法により求めた値を示している。また、接触幅の値は、突起の存在する見かけの全接触幅を対象として、ガラス軸との静的な接触状態を顕微鏡で読み取ったものである。顕微鏡観察による接触状態をシール試料ごとに図 6.5 および図 6.6 にそれぞれ示すが、突起高さ h が低く、突起間隔 p が広い突起タイプほど、突起間谷部が接触しやすい傾向にあり、表 6.1 (b) に示した平均すき間も小さくなることが分かる。表 6.3 に実験条件を示すが、前述した密封圧力条件を除いて、ストローク長、往復周波数、雰囲気温度などの各条件は第 4 章と同じである。また、試験時間は 20~30 分であった。

6.2.2 FEMによる緊迫力の見積

大気圧下におけるシール緊迫力の計測は、2分割された軸を用いて容易に行うことができる。すなわち、使用される軸径に設定した2分割の軸の片側に作用する力 W は、直径、接触幅、シール平均面圧をそれぞれ D 、 B 、 p_a ($=Pr / \pi DB$) とすると、直径に投影さ

れた接触面積に作用するシール平均面圧の和に等しく、 $W = DBpa$ と表される。よって緊迫力 P_r は、 $P_r = \pi W$ として与えられ、 W を計測すれば求めることができる。しかしながら、密封圧力がシール背面より作用する場合には、2分割した軸のすき間から圧力が抜けるため、計測不能となる。密封圧力が作用する場合の緊迫力は、接触圧力分布を求め、その接触圧力の面積総和をとることによって求めることが可能である。

接触圧力分布を求める手段には、光弾性実験法や圧力平衡法、圧電法などにより実際に計測する方法およびFEMによって計算する方法がある。第3章で説明したMüller⁽¹⁶⁾の方法（圧力平衡法）は、使用するシールそのものの接触圧力分布形態を把握できる利点があるが、計測スリットの寸法が有限であるため、圧力分布が低めに求まる傾向やシールの微細な表面凹凸形状に影響されやすいという欠点がある。そのため、接触圧力の面積総和をとって緊迫力を求める場合には誤差が大きくなると考えられる。FEMによる計算では、リップ先端の曲率半径や形状によって圧力分布形状、特に最大圧力点近くの形状が大きく影響される欠点がある。しかしながら、力の釣り合いを基本的に満足して計算されるため、シール背面に密封圧力が作用する場合においても緊迫力は精度良く見積もられると考えられる。このため、本実験においては、圧力分布形態を重視する場合には、Müllerの方法による計測結果を用い、密封圧力作用時の緊迫力を評価する場合にはFEMによる計算結果を用いた。

ところで、シールに用いられるゴム材料は、高い変形性を持つため、容易に大変形（幾何学的非線形）する。そこで、微小変形と大変形の2通りで計算を行い、本章と第7章の実験条件を考慮した密封圧力 $P_s = 0 \sim 0.5 \text{MPa}$ の範囲内で両者の計算結果を比較した。大変形による緊迫力計算結果は、微小変形に対して、油側リップでは約10%小さく、逆に大気側リップでは約10%大きくなるが、圧力こう配などにはほとんど影響を及ぼさないことが判明した。

解析には、米国のMIT社およびADINA R&D社によって開発された汎用ソフト“ADINA”を用いた。収束計算の方法はフルニュートン法を用いた。材料は等方性と仮定し、三次元直交座標系における (x, y, z) 方向の変位を (u, v, w) 、 (x, y, z) 面に垂直なひずみを $(\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z)$ 、せん断ひずみを $(\gamma_x, \gamma_y, \gamma_z)$ とした時、微小変形の場合には、ひずみと変位の関係は

$$\begin{aligned}
\varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}, & \gamma_{xy} &= \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \\
\varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y}, & \gamma_{yz} &= \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \\
\varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z}, & \gamma_{zx} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}
\end{aligned}
\tag{6 - 1}$$

大変形の場合には、

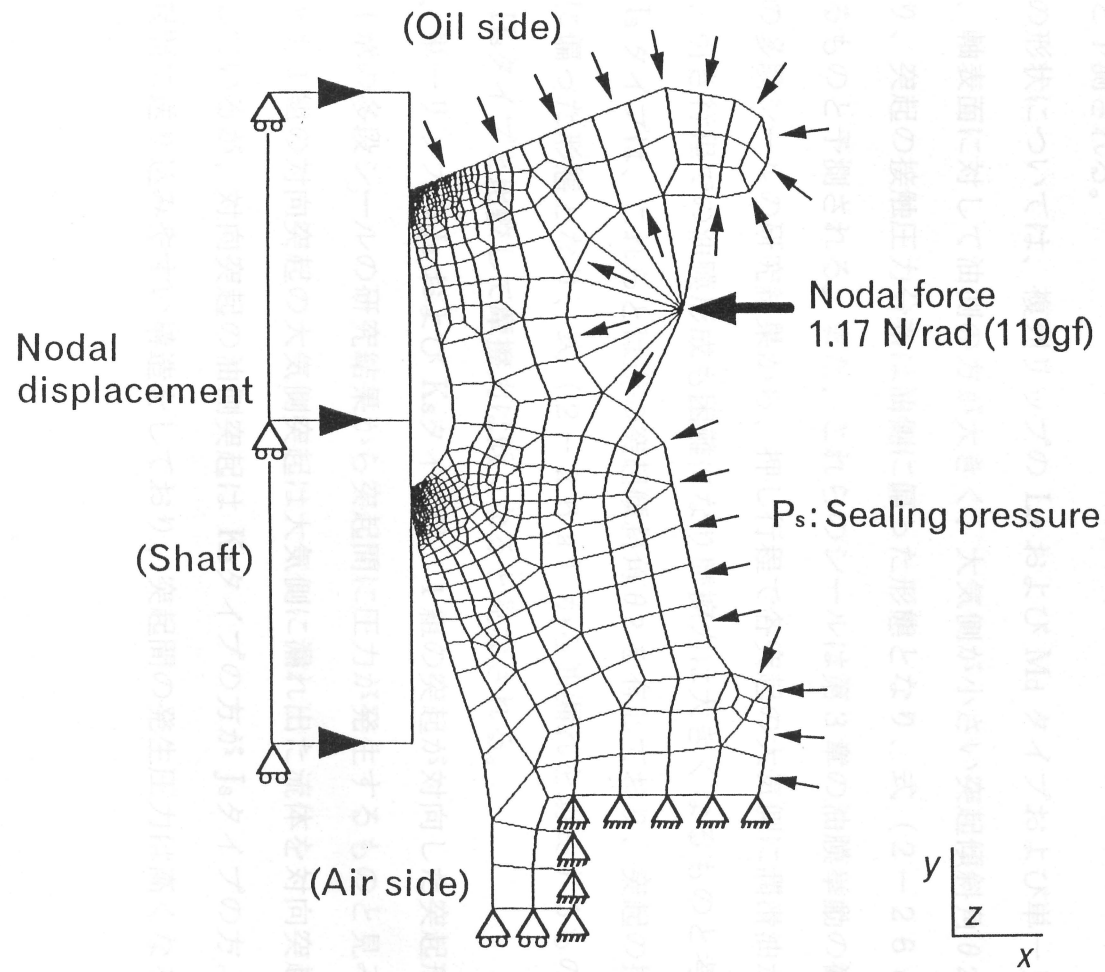
$$\begin{aligned}
\varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right\} \\
\varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} \\
\varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right\}
\end{aligned}
\tag{6 - 2}$$

$$\gamma_{xy} = \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial y}$$

$$\gamma_{yz} = \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial u}{\partial y} \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial y} \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial w}{\partial z}$$

$$\gamma_{zx} = \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial u}{\partial z} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial z} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} \frac{\partial w}{\partial x}$$

で与えられるとした。図 6.7 に複列リップシールの要素分割と境界条件を示す。解析は軸対称問題と考えればよいので、せん断応力は $\tau_{zx} = 0$ 、 $\tau_{\theta z} = 0$ となる。境界条件は次のように設定した。すなわち、シールリップ根元の金属環接着部に相当する部分は、y 方向を拘束し、軸挿入時のシールリップのしめしろは軸を強制変位させることによって与え、リップ背面からのバネ荷重は単位ラジアン当たりのバネ荷重を節点荷重によって加えた。さらに、密封圧力はリップ背面より要素面に等分布荷重を負荷することによって設定した。図 6.7 から分かるように密封圧力は、実質的に油側リップ先端からリップの根本部まで作用することになり、その分の荷重が主として緊迫力の増加をもたらすことになる。なお、密封圧力を増加させると、大気側リップの緊迫力が油側リップよりも大きくなる傾向を示すが、これはリップの厚みの部分に油側から軸方向に密封圧力が作用して影響を及ぼすためと考えられる。



**Aximmetric solid element
Degree of freedom**

- x - translation — Active
- y - translation — Active
- z - translation — Active
- x - rotation — Inactive
- y - rotation — Inactive
- z - rotation — Inactive

x - translation — No
 y - translation — No

x - translation — Yes
 y - translation — No

Fig. 6.7 Boundary condition in FEM

6.3 突起付与リップシールへの逆問題の適用

第4章において、多段組み合わせシールの実験を通して漏れ量を本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、本章の実験で用いられる複列リップシールの場合においても、漏れ量は突起のない平滑な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6.4に示した静的計測による接触圧力分布に着目すれば、 $A_d \sim N_d$ タイプの各シールにおける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。これらのことより、本章で採用した複列リップシールは、各突起タイプで密封状態を呈するものと予測される。

突起の形状については、複列リップの L_d および M_d タイプおよび単一リップの H_s タイプは、軸表面に対して油側の方が大きく、大気側が小さい突起傾斜角 θ_2 を有するシールであり、突起の接触圧力分布は油側に偏った形態となり、式(2-26c)から漏れを抑制するものと予測される。また、これらのシールは第3章の油膜挙動の観察結果および第4章の多段シールの研究結果から、押し行程で各突起の大気側に潤滑油が供給されにくいため、引き行程での油膜形成も困難になり摩擦力は大きくなるものと考えられる。 N_d および I_s タイプは、これらとは逆の突起傾斜角 θ_2 を有しており、突起の接触圧力分布は大気側に偏った形態となり、式(2-26a)から油漏れを助長するものと予測され、 L_d, M_d, H_s タイプと比較して摩擦力は低くなると見なされる。

また、単一リップの J_s および K_s タイプは、1組の突起が対向した突起形状となっており、第4章の多段シールの研究結果から突起間に圧力が発生するものと見みなされる。両タイプとも1組の対向突起の大気側突起は大気側に漏れ出した流体を対向突起間に引き戻す構造をしているが、対向突起の油側突起は K_s タイプの方が J_s タイプの方より油側流体を対向突起間に送り込みやすい構造をしており、突起間の発生圧力は高くなるものと推測される。

6.4 実験結果および考察

6.4.1 複列リップシールにおける摩擦・密封特性

複列リップシールの全試料について、行程中央における摩擦係数 f_m と無次元特性数 G との関係を図 6.8 に示す。ただし、摩擦係数 f_m は押し・引き両行程の行程中央での摩擦力の平均値を緊迫力 P_r で除すことによって求めた。なお、計測値は運転開始 10 分後の値である。

第 2 章で示したように流体潤滑の逆問題によれば、平滑面では G の大きい流体潤滑領域において、摩擦係数 f と G の間には $f \propto G^{1/2}$ の関係式 (2-20) が成り立つといえる。本実験の場合にも $G > 10^{-6}$ の領域では突起の有無に関係なく、上記関係が成立することが図 6.8 から分かる。また、各突起タイプにおいて摩擦係数 f_m の最低値を示す G の値 G_c は、 $G_c \approx 2 \times 10^{-6}$ でほぼ一定値を示している。

突起を持たない Ad タイプに対して突起を持つシールの摩擦係数 f_m は低下しており、流体潤滑領域よりも非流体潤滑領域において突起が摩擦へ及ぼす影響は大きいと見なせる。全体的には、各突起タイプごとの全試験範囲における摩擦係数の順位は、

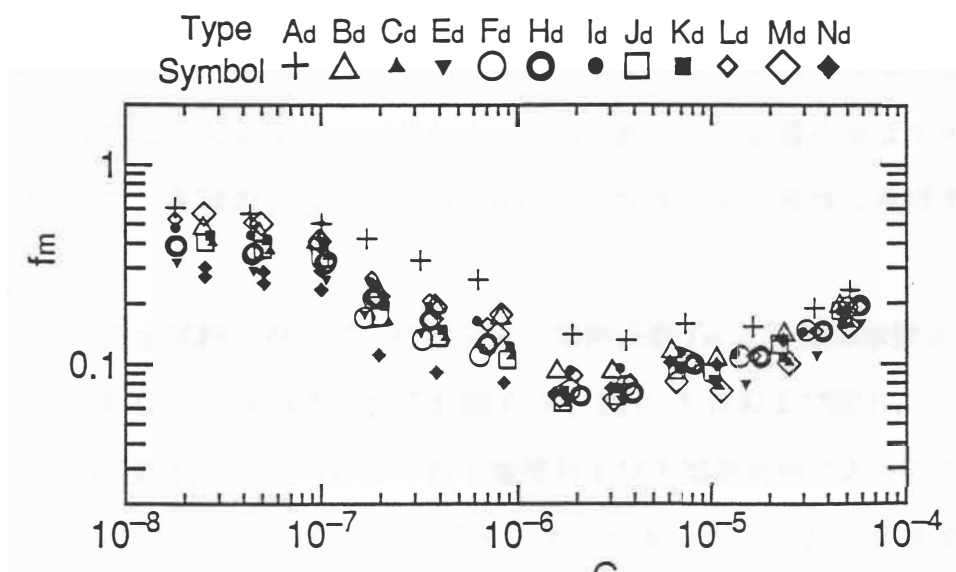


Fig.6.8 Relationship between coefficient of friction f_m at stroke center and duty parameter G in double lip seals

$$A_d > B_d \doteq I_d \doteq L_d \doteq M_d > C_d \doteq E_d \doteq F_d \doteq H_d \doteq J_d \doteq K_d > N_d \quad (6-1)$$

の順に低下しており、突起高さが高く、突起間隔が狭いほど摩擦が低減される傾向にある。しかし、突起頂角の影響はほとんどなかった。また、逆問題から漏れを助長すると予測された N_d タイプにおいては他のシールと比較して非流体潤滑領域での摩擦が大きく低下していることが分かる。このことは、軸に対して油側が小さく、大気側が大きい突起傾斜角を持つため、押し行程では大気側つまりリップ間に油が流入しやすく、引き行程では戻りにくい構造となっている。すなわち、リップ間に油が供給されやすく、第3章および第4章の研究結果から考えれば大気側リップの潤滑性が向上され、摩擦が低下したものと考えられる。これに対して、漏れを抑制することが予測された L_d および M_d タイプは、非流体潤滑領域で摩擦係数が高くなっており、 N_d タイプと全く逆の現象が発生したためと考えられる。

なお、各タイプシールは、突起タイプにかかわらず、全試験範囲において密封状態を呈した。これは、前節で予測し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。

6.4.2 単一リップシールにおける摩擦・密封特性

複列リップシールを用いた実験から、突起の存在が摩擦特性に影響を及ぼすことが傾向的に示された。本項では、大気側リップがなく、突起が直接的に影響を及ぼす可能性の高い単一リップを用いて、各種の突起タイプの形状因子が摩擦・密封特性に及ぼす影響を究明する。

単一リップシールの全試料に対して、行程中央の摩擦係数 f_m と行程端摩擦係数 f_T および f_B と無次元特性数 G との関係をそれぞれ図6.9、図6.10および図6.11に示す。ただし、行程端摩擦係数 f_T および f_B は行程上端部および下端部近傍における押し・引き両行程の摩擦力の平均値を緊迫力 P_r で除すことによって求めた。なお、計測値は運転開始10分後の値である。図6.12.a および図6.12.b は、図6.9～図6.11の中の(a)、(b)、(c)に対応する摩擦力と行程の関係を代表的な突起タイプに対して示したものである。図6.12から分かるように、 G の大きい領域に対応する(c)点では、行程端で丸み

を帯びた流体潤滑が支配的な摩擦波形形態が見られ、 G の小さい領域に対応する(a)点では、行程全体で油膜が崩壊した状態を示す非流体潤滑特有の波形が見られる。流体潤滑域から非流体潤滑域への遷移点 $G_c \doteq 10^{-5}$ に対応する(b)点では、摩擦波形は行程端部で鋭いピークを示しているが、このピークは、第3章における油膜挙動の直接観察で明らかにされたように直接接触に起因するものであり、行程端で油膜が崩壊状態にあることを示している。いずれの潤滑状態においても、摩擦力は各種の突起タイプに比べ突起なし A_s タイプが最も高い値を示しており、油膜崩壊の程度が高いことを示している。

(1) 突起の影響

図6.9から分かるように、突起の存在有無やタイプに関わらず、 $G > 10^{-5}$ 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。各突起タイプごとの全試験範囲における行程中央の摩擦係数 f_m は、

$$A_s > B_s > F_s \doteq C_s \doteq H_s \doteq I_s \doteq J_s > E_s \doteq K_s > D_s \quad (6-2)$$

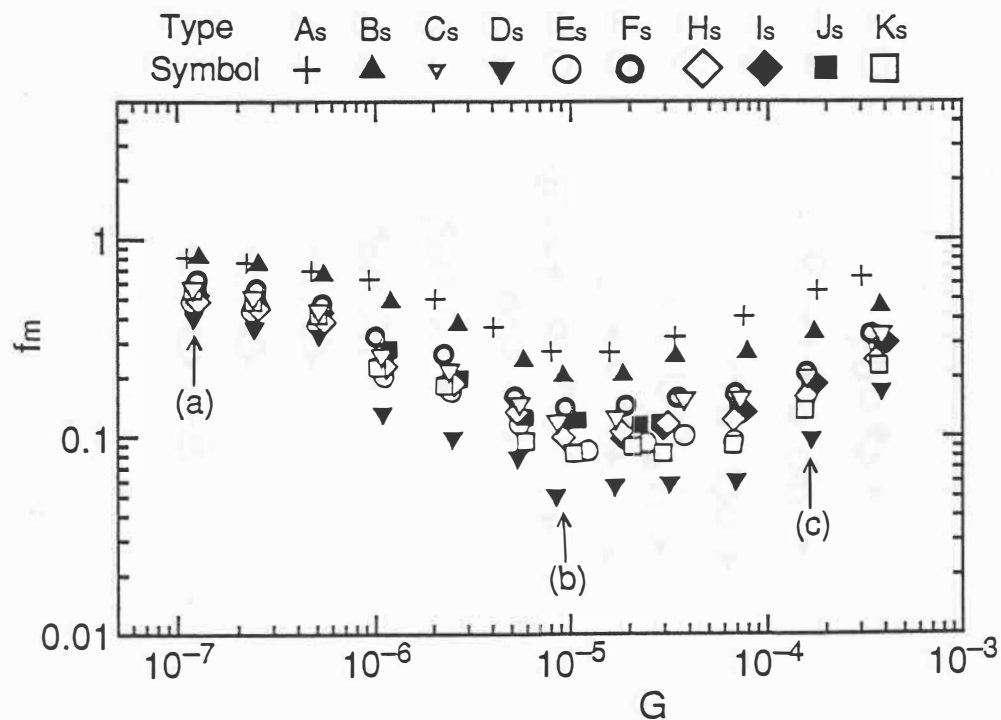


Fig.6.9 Relationship between coefficient of friction f_m at stroke center and duty parameter G in single lip seals

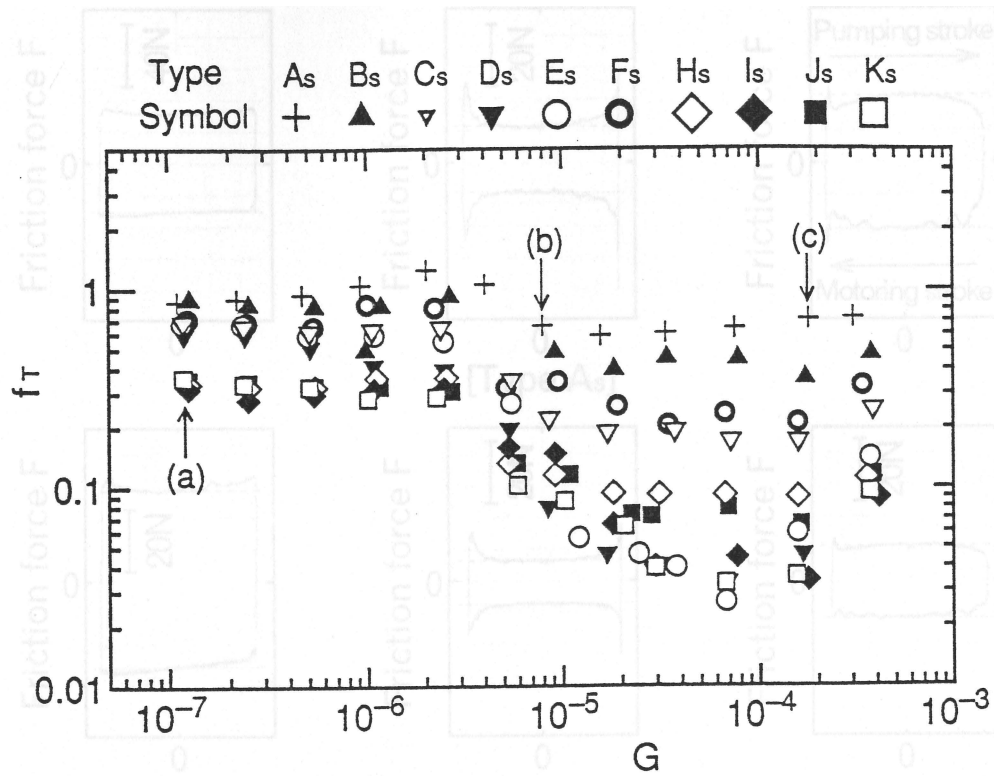


Fig.6.10 Relationship between coefficient of friction f_T at top end and duty parameter G

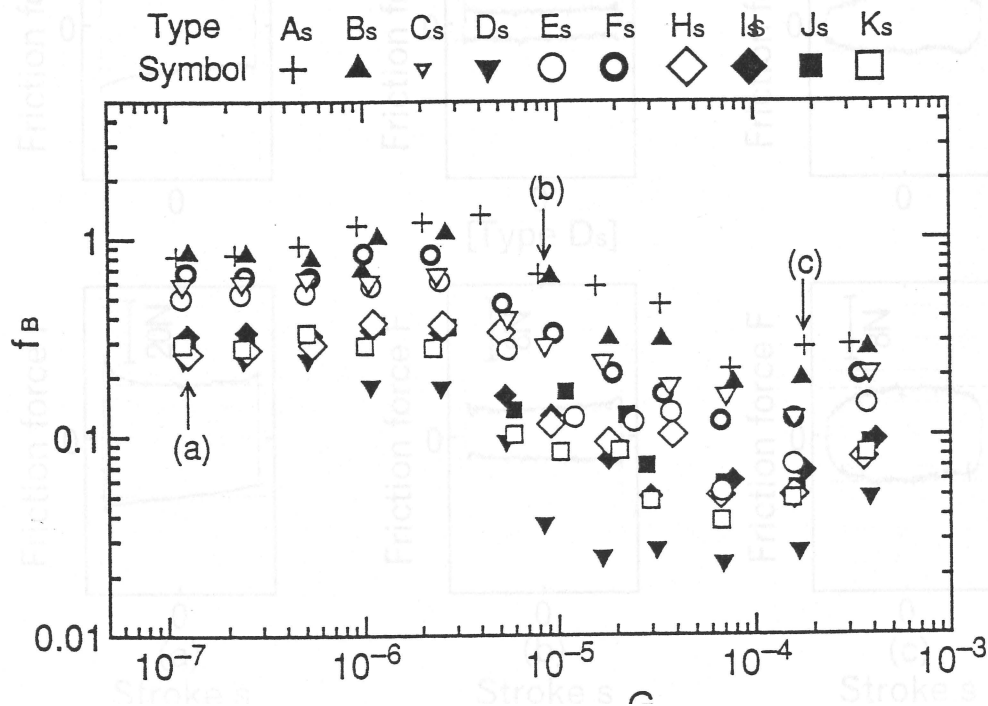


Fig.6.11 Relationship between coefficient of friction f_B at bottom end and duty parameter G

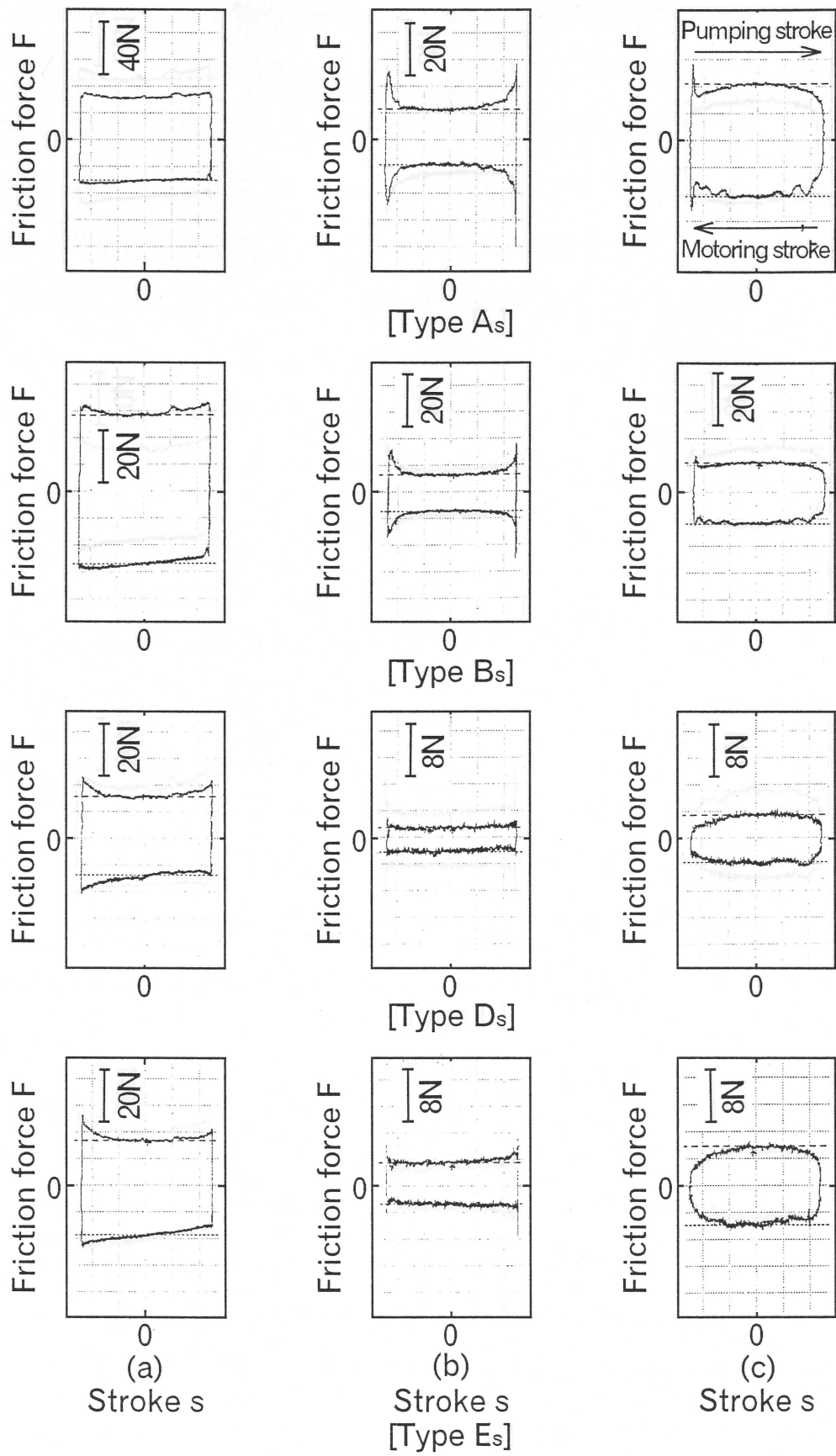


Fig.6.12.a Relationship between friction force F and strokes (Types A_s , B_s , C_s , E_s)

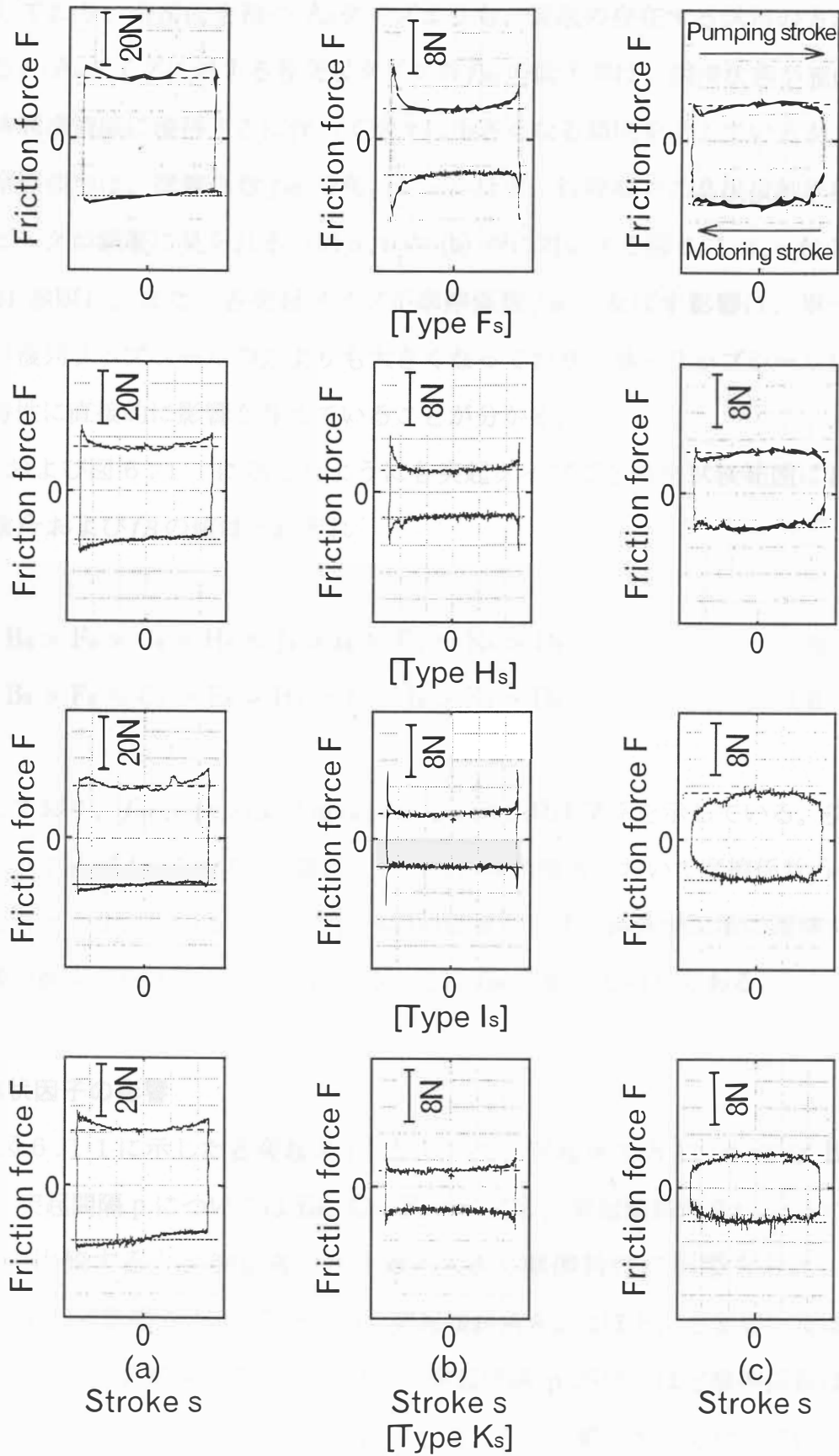


Fig.6.12.b Relationship between friction force F and stroke s (Types F_s , H_s , I_s , K_s)

の順に低下しており、平滑面を持つ A_s タイプよりも、突起の存在する試料の方が低い値を示している。 A_s タイプに対する各突起タイプの f_m の低下率は、潤滑状態が流体潤滑領域から非流体潤滑領域に遷移するに伴って徐々に小さくなる傾向を示しているが、その遷移途中での摩擦波形は、摩擦係数 f_m の高いシールほど、行程端での直接接触状態を示す鋭い摩擦力ピークが顕著に見られる（図6.9の(b)点に対応する図6.12.aおよび図6.12.bの(b)参照）。また、各突起タイプが摩擦係数 f_m に及ぼす影響は、単一リップシールの方が複列リップシールの方よりも大きくなっており、単一リップシールにおける突起が摩擦特性に直接的に影響を与えていることが分かる。

図6.10および図6.11に示したように各突起タイプごとの全試験範囲における行程端摩擦係数 f_T および f_B の値はそれぞれ

$$A_s > B_s > F_s > C_s > H_s \doteq J_s > I_s \doteq E_s \doteq K_s > D_s \quad (6-3)$$

$$A_s > B_s > F_s \doteq C_s > E_s > H_s \doteq I_s \doteq J_s > K_s > D_s \quad (6-4)$$

の順に低下しており、 f_m 、 f_T および f_B はほとんど同じ順序関係を示している。突起が行程端摩擦係数 f_T および f_B に及ぼす影響は、特に流体潤滑領域において摩擦係数 f_m に及ぼす影響よりも大きくなっている。また、流体潤滑領域から非流体潤滑領域に遷移するにつれてその影響が徐々に小さくなる傾向にあることは f_m の場合と同じである。

(2) 突起形状因子の影響

図6.9～図6.11に示した各突起タイプにおいて、突起高さ h については B_s 、 C_s 、 D_s タイプを、突起間隔 p については E_s 、 C_s 、 F_s タイプを、突起傾斜角 θ_2 については H_s 、 C_s 、 I_s タイプを比較すると、突起高さ h が最も大きく摩擦特性に影響を与え、それに次いで突起間隔 p が影響を与えているが、突起傾斜角 θ_2 はほとんど影響を及ぼさないといえる。すなわち、突起高さ h が高いほど、突起間隔 p が狭いほど摩擦係数は低い値を示し、非流体潤滑域から流体潤滑域に移行するほどその影響が大きくなっている。

すなわち、接触圧力分布にほとんど影響を及ぼさないと考えられる突起形状因子 h および p が摩擦特性に大きく影響し、逆問題の推測から大きい影響を及ぼすと考えられる

突起傾斜角の影響がないという事実は、接触面の全体的形状が潤滑特性を支配していることを示唆する。

表 6.1 (b)に示したように各突起タイプで計測された接触領域の静的平均すき間は、

$$A_s (= 0) < B_s < F_s \doteq C_s \doteq H_s \doteq I_s < E_s \doteq K_s < J_s < D_s \quad (5-5)$$

の順で増加しており、この増加順位は摩擦係数 f_m の低下順位とほぼ一致している。つまり、接触面の全体的形状、すなわち、本実験の場合にはリップ形状が潤滑状態を支配し、突起の存在は平均すき間を増加させるために摩擦力の低下をもたらすものと考えられる。

なお、非流体潤滑域が支配的な領域においても、突起は摩擦を低下させているが、これは突起間に蓄積された潤滑油の潤滑作用によるものと推測される。しかし、この現象は、非流体潤滑域で突起の存在が摩擦係数の増大を誘起した第5章の結果と相違している。この原因についてはつぎのように考えられる。その第1は接触部の形状である。本章では、シールリップを構成する大気側斜面に突起が存在するため、図6.3のモデル図や図6.6の観察結果から分かるように全ての突起は均一に接触していない。一方、第5章の場合には、ガラス平板と均一接触する平滑面に突起が付与されているため、全突起も平板と均一に接触することになる。すなわち、このような突起およびリップ全体形状をも含めた接触状態の相違は、例え突起形状が同じであっても、実際の局所接触圧力分布に大きい相違をもたらすと考えられる。第2は平均接触面圧の相違である。本章で用いたシールの平均接触面圧は、第5章の場合と比較して2倍以上大きい。上記の第1原因とも関連して、油側突起の変形が著しく大きいことが観察されており、しゅう動によってもたらされると考えられる突起の変形程度も第5章の突起とは異なると推測され、これがさらに接触圧力分布の相違を助長すると考えられる。第3は側方漏れの有無である。本章のリップシールでは、側方漏れの影響は無視でき、突起間に蓄積された流体によって比較的高い荷重支持能力を持つものと考えられるが、第6章の場合には側方漏れは不可避であり、このような荷重支持能力は考えられない。

結局、リップシールに付与した直交突起は逆問題で予測されるような効果を及ぼさないといえる。しかし、複列リップシールの Nd、Mdタイプ間の摩擦係数が大きく相違したり、第

3章の可視化装置を用いた補足実験では、比較的低い摩擦係数を示す J_s あるいは K_s タイプにおいて対向突起間には潤滑油が充満するものの、その外側には潤滑油の存在が認められないなどの逆問題で予測される現象が観察されており、本章のような場合に対する突起への逆問題の適用可能性についてはさらなる詳細検討が必要と考えられる。

(3) 漏れ特性

無次元漏れ量 Q と G との関係を図 9.1 3 に示す。各突起タイプにおいて、拭き取り可能な漏れ量は $G > 10^{-6}$ の領域で検出され、式 (2-23) で示される $Q \propto G^{3/2}$ の関係がほぼ成立した。しかし、 G の大きい領域では、漏れ量が低下する現象が認められた。これは、同じ高粘度油を用いて、高い往復周波数の条件のときに見られた現象である。補足実験では、 G が比較的小さい領域であっても、同じ油を用いてより高い往復周波数でしゅう動させると、漏れ量は減少する傾向にあった。第3章においては、引き行程で発生したエアレーションが次行程で油量不足を招いて油膜厚さの形成を妨げることが明らかにされた。このエアレーションは速度が速いほど、発生領域および残留領域が広がる性質を持っていた。本章におけるこの漏れ量低下の現象も、高速条件において油膜が薄くなる現象と考えれば、エアレーションとの関連で説明ができるが、エアレーションと粘度の関係を含まれたより詳細な検討が必要である。

さて、各突起タイプにおける無次元漏れ量 Q を比較すると、

$$A_s < B_s < C_s \doteq H_s < E_s \doteq F_s \doteq J_s < K_s \doteq I_s \doteq D_s \quad (5-5)$$

の順に漏れ量は多くなる。この関係は、ほぼ摩擦係数 f_m と逆の関係になっている。つまり、平滑な A_s タイプが最も少ない漏れ量を示し、突起は漏れを助長するといえる。また、摩擦係数の低いシールほど、漏れ量が多くなる傾向にある。摩擦係数の最も低い D_s タイプの漏れ量 Q は、大気側に傾いた突起形状を持つ漏れと予測された I_s タイプと同様に最も多い値を示している。また、 H_s タイプは、油側に傾いた突起形状を持ち、漏れの無いシールと予測されたが、 A_s タイプよりも多い漏れ量を示している。このように、漏れ特性においても逆問題における予測はあてはまらない。

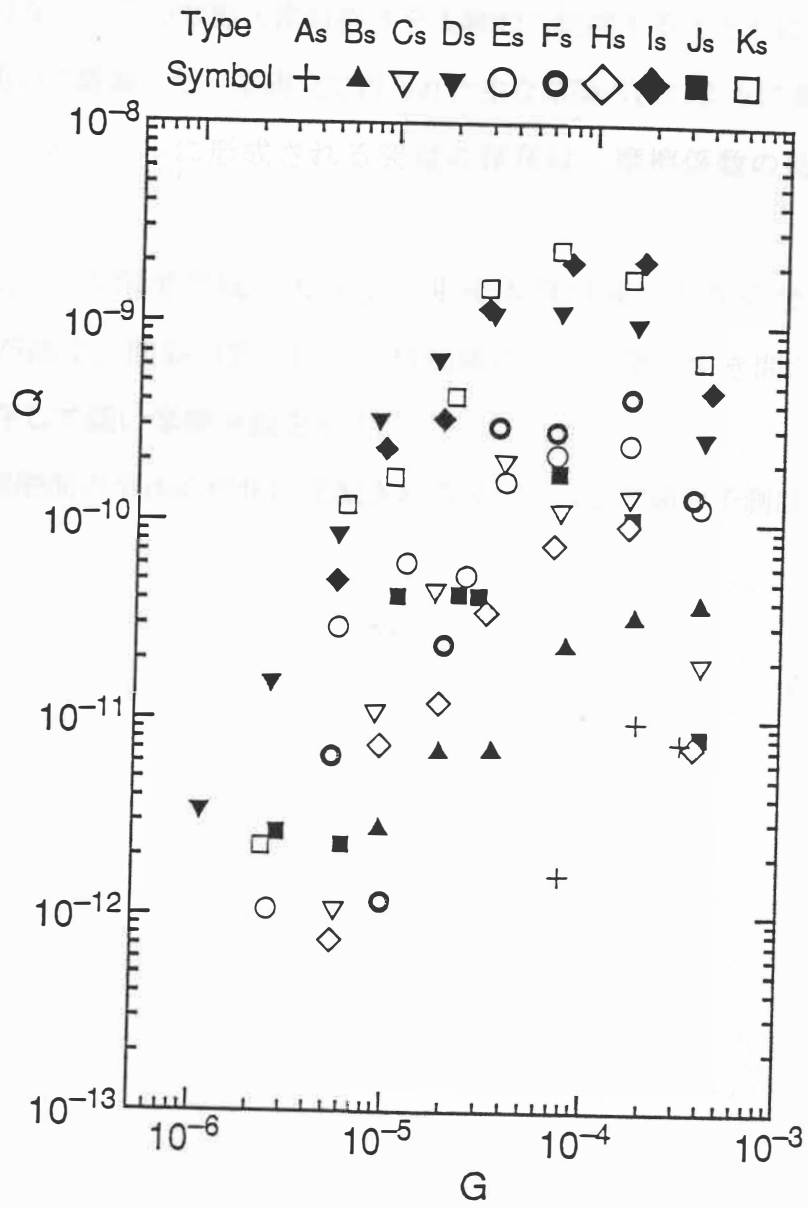


Fig.6.13 Relationship between dimensionless net flow rate Q and duty parameter G

6.5 結 言

複列リップおよび単一リップのシールに高さ、間隔、頂角、傾斜角などの相違する規則的な人工突起を付与し、その摩擦・密封特性を実験的に把握するとともに、実験結果を流体潤滑の逆問題を用いて議論した。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) 往復動用リップシールに形成される突起の存在は、摩擦係数の低下をもたらし、漏れを助長する。
- (2) その影響は、流体潤滑領域で大きく、非流体潤滑域で小さくなる。
- (3) 突起の高さが高く、間隔が狭いほど、接触域における平均すき間が広くなり、それに大きく依存して低い摩擦係数を示す。
- (4) 潤滑特性が接触面の全体的形状に支配される場合には逆問題の予測はあてはまらない。