

TUMSAT-OACIS Repository - Tokyo

University of Marine Science and Technology

(東京海洋大学)

表面テクスチャリングの潤滑特性

| | |
|-------|--|
| メタデータ | 言語: jpn 出版者: 公開日: 2018-06-20 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 小田, 真輝 メールアドレス: 所属: |
| URL | https://oacis.repo.nii.ac.jp/records/1568 |

博士学位論文

表面テクスチャリングの潤滑特性

平成 29 年度
(2018 年 3 月)

東京海洋大学大学院
海洋科学技術研究科
応用環境システム学専攻

小 田 真 輝

目次

| | |
|-----------------------------------|-----------|
| 第1章 序論 | 1 |
| 1.1 はじめに | 2 |
| 1.2 表面改質と表面テクスチャリング | 3 |
| 1.3 表面テクスチャリングによるトライボロジー効果 | 4 |
| 1.4 従来の研究 | 7 |
| 1.4.1 H. Zhang らの研究 | 7 |
| 1.4.2 W. Tang らの研究 | 8 |
| 1.4.3 X. Wang らの研究 | 9 |
| 1.4.4 尾形らの研究 | 10 |
| 1.5 研究目的 | 12 |
| 1.6 本論文の構成 | 13 |
| 参考文献 | 15 |
| | |
| 第2章 往復動摩擦試験装置による実験解析 | 16 |
| 2.1 はじめに | 17 |
| 2.2 実験装置 | 18 |
| 2.2.1 実験装置の概要 | 18 |
| 2.2.2 実験装置に使用した機器および潤滑油 | 20 |
| 2.2.3 試験片間の電圧の測定 | 21 |
| 2.3 試験片 | 24 |
| 2.3.1 スライダー試験片 | 24 |
| 2.3.2 ライナー試験片 | 25 |
| 2.3.3 表面テクスチャリング | 26 |
| 2.4 実験方法 | 29 |
| 2.5 実験条件 | 30 |
| 2.6 実験結果 | 31 |
| 2.6.1 窪み形状の場合 | 31 |
| 2.6.2 溝形状の場合 | 35 |
| 2.6.3 窪み形状と溝形状の比較 | 39 |
| 2.7 小結 | 41 |
| 参考文献 | 42 |
| | |
| 第3章 数値解析の方法 | 43 |
| 3.1 はじめに | 44 |

| | | |
|------------|---|------------|
| 3.2 | 解析モデル | 45 |
| 3.3 | 油膜解析 | 48 |
| 3.3.1 | 油膜圧力 | 48 |
| 3.3.2 | 油膜厚さ | 54 |
| 3.3.3 | 負荷容量, 摩擦力, 摩擦係数 | 55 |
| 3.4 | 構成方程式の無次元化 | 56 |
| 3.4.1 | 円筒—平面間に表面テクスチャリングを施した場合 | 56 |
| 3.4.2 | 平面—平面間に表面テクスチャリングを施した場合 | 56 |
| 3.5 | 解析方法の検証 | 58 |
| | 参考文献 | 61 |
| 第4章 | 円筒—平面間に表面テクスチャリングを施した場合の数値解析 | 62 |
| 4.1 | 解析条件 | 63 |
| 4.2 | 解析結果 | 65 |
| 4.2.1 | 油膜厚さを一定にした場合 | 65 |
| 4.2.2 | 負荷容量を一定にした場合 | 72 |
| 4.3 | 小結 | 89 |
| 第5章 | 平面—平面間に表面テクスチャリングを施した場合の数値解析 | 90 |
| 5.1 | 解析条件 | 91 |
| 5.2 | 解析結果 | 93 |
| 5.2.1 | 油膜厚さを一定にした場合 | 93 |
| 5.2.2 | 負荷容量を一定にした場合 | 102 |
| 5.3 | 小結 | 111 |
| 第6章 | 表面テクスチャリングの設計指針 | 112 |
| 6.1 | はじめに | 113 |
| 6.2 | 各章のまとめ | 114 |
| 6.3 | 設計指針 | 116 |
| 6.3.1 | 表面テクスチャリングの面積率 | 116 |
| 6.3.2 | 表面テクスチャリングの深さ | 116 |
| 6.3.3 | 表面テクスチャリングのピッチ | 116 |
| 6.3.4 | 表面テクスチャリングの配置 | 117 |
| 6.3.5 | 表面テクスチャリングの形状 | 117 |
| 第7章 | 結論 | 118 |

| | |
|-----------------------|-----|
| 謝辞 | 121 |
| 付録 | 122 |
| 油膜解析用 C 言語プログラム | 123 |

主な記号

| | |
|----------------------|--------------------|
| B | : 潤滑面 x 方向長さ [m] |
| e | : 溝の幅 [m] |
| d | : 深さ [m] |
| F | : 摩擦力 [N] |
| \bar{F} | : 無次元摩擦力 [-] |
| g | : ピッチ [m] |
| h | : 油膜厚さ [m] |
| \bar{H} | : 無次元油膜厚さ [-] |
| h_0 | : 接触中心の油膜厚さ [m] |
| \bar{H}_0 | : 無次元中心油膜厚さ [-] |
| $\overline{H_{min}}$ | : 無次元最小油膜厚さ [-] |
| h_i | : 入口側油膜厚さ [m] |
| h_o | : 出口側油膜厚さ [m] |
| K_p | : 圧力係数 [-] |
| L | : 潤滑面 y 方向長さ [m] |
| m | : すきま比 [-] |
| p | : 油膜圧力 [Pa] |
| \bar{P} | : 無次元油膜圧力 [-] |
| $\overline{P_{max}}$ | : 無次元最大油膜圧力 [-] |
| R | : 円筒の半径 [m] |
| U | : 速度 [m/s] |
| W | : 荷重 [N] |
| W_F | : 負荷容量 [N] |
| \overline{W}_F | : 無次元負荷容量 [-] |
| x, y, z | : 座標 [m] |
| \bar{X}, \bar{Y} | : 無次元座標 [-] |
| α | : 面積率 [%] |
| η | : 粘性係数 [Pa · s] |
| μ | : 摩擦係数 [-] |
| φ | : 窪みの直径 [m] |

第1章 序論

1.1 はじめに

あらゆる機械や機械システムは、複数の部品から構成されており、部品同士は互いに相対運動しながらしゅう動している。しゅう動する部分では摩擦や摩耗が生じ、その結果機械のエネルギー損失を引き起こしたり、部品の表面が損傷して機械を破壊させたりする。ブレーキやタイヤなど制動部品のしゅう動部では摩擦を高めることが考えられるが、それ以外の機械要素のしゅう動部では一般的に摩擦および摩耗は極力防止することが考えられる。

しゅう動部の摩擦・摩耗を防止する手段として、流体潤滑が有効である^[1.1]。流体潤滑下では、固体二面間に満たされた流体膜内に発生する圧力により負荷が支持され、流体膜の厚さが二面の表面粗さを上回ることによって個体間に真実接触は生じなくなり、摩擦が極度に低下する。したがって、摩耗も生じにくい状態が実現することが可能であり、機械要素のしゅう動部では流体潤滑になっていることが望ましい。

また、機械要素のしゅう動部のトライボロジー特性を改善するために、材料表面に必要とされる性質を付与する表面改質が一つの手段として使われている^[1.2]。表面テクスチャリングは表面改質技術の一つとして位置づけられ、主に表面の流体抵抗低減やぬれ性の制御、光の吸収・反射特性の改善などに用いられてきた手法である。近年、エッチングやレーザ加工などの加工技術の高精度化や高効率化、加工コストの低減などにより表面テクスチャリングの重要性が再確認されつつある。

表面テクスチャリングは古くから用いられてきた技術であり、工作機械等のすべり案内面に施す「きさげ加工」や、レシプロエンジンのシリンダーライナー内面に施す「ホーニング加工」などは実用化されている表面テクスチャリングの一例と考えることができる^[1.3]。表面テクスチャリングが流体潤滑下においてトライボロジー特性を向上させることが可能であるとされながらも、これまでの研究において、表面テクスチャリングの形状や寸法、配置などがトライボロジー特性に及ぼす影響は明らかにされておらず^[1.4]、明確な設計指針は得られていない。

そこで、相対運動する固体面間のトライボロジー特性を改善することを目的として、最適な表面テクスチャリングの設計を行うためには、表面テクスチャリングの形状や寸法、配置がトライボロジー特性に及ぼす影響を正確に評価し、その結果をもとに表面テクスチャリングの明確な設計指針を得ることが重要であると考える。

1.2 表面改質と表面テクスチャリング

表面改質は、表面に必要とされる性質を内部とは独立に付与し、部品全体での高性能化を図る材料創製技術である。用途の多くはトライボロジー特性改善にかかわるもので、これ以外の用途として耐食性・ぬれ性・耐熱性などの機能の付与や創製が挙げられる。表面改質はその方法により次の4つに大別される。

(1) 熱処理法

母材両面に熱エネルギーを与えることで、材料の構造を変化させることで特性を改善する。

(2) コーティング法

母材とは異なる物質を被覆することで表面に新しい機能を付与する。

(3) 機械的処理法

機械的エネルギーによって表面物性を変化させる。

(4) 表面テクスチャリング

表面幾何形状によって新しい機能を発現させる。

このように表面テクスチャリングは表面改質の手段の一つとして位置づけられ、1.1節に述べたように古くから実用化されている。

表面テクスチャリングの加工方法としては、レーザ加工やエッチング、精密機械加工などが挙げられる。

表面テクスチャリングの摩擦・摩耗特性に及ぼす影響としては以下の3つに分類される^[1,5]。

- ① 流体圧力に及ぼす影響
- ② 潤滑剤の貯蔵部としての影響
- ③ 摩耗粒子の逃げ部としての影響

ここで、①の流体圧力に及ぼす影響は、流体潤滑、弾性流体潤滑および混合潤滑において、②および③の影響は混合潤滑および境界潤滑において重要になるといわれている。

1.3 表面テクスチャリングによるトライボロジー効果

表面テクスチャリングを施すことによりトライボロジー特性が向上するメカニズムとして、以下のことが考えられる。

① 流体動圧効果

しゅう動面が平行かつ平滑な場合、二面間の潤滑油膜内には理論上圧力が発生しないが、二面間の油膜厚さを変化させ、流れ方向に狭まるすき間を形成することで、油膜内に圧力が発生し、しゅう動面を浮上させる力が発生する。これをくさび膜効果やくさび作用といい、図 1.1 にくさび膜効果の概略を示す。くさび膜効果は流体の流れに沿ってすき間が狭くなる時、しゅう動面の移動に伴い流体が引き込まれるクエット流れ（せん断流れ）と、流入流量が流出流量よりも多くなり流体分子同士が押し合うポアズイユ流れ（圧力流れ）からなる。

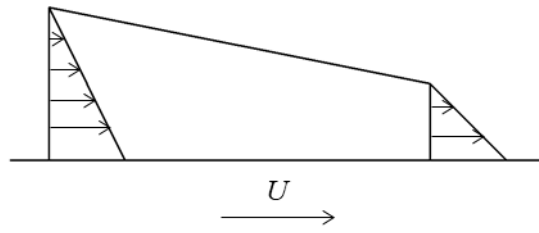
表面テクスチャリングをしゅう動面に施すことにより、二面間はステップ形状の先狭まりおよび先広がりを繰り返すすき間形状となる。図 1.2 に表面テクスチャリングを施すことにより発生する油膜圧力イメージを示す。図 1.2(a)に示すように、先狭まりのすき間部では正圧が、先広がりのすき間部では負圧が生じる。しかし、正圧と負圧が同等になる凹凸形状でも、負圧部は空気や潤滑油が流れ込むことにより大気圧になると考えられ、図 1.2(b)に示すように、全体として正の圧力となり、しゅう動面を浮上させる力が発生する。しゅう動面が浮上することで、油膜が確保され、摩擦や摩耗を低減することが可能となる。

② 油膜保持効果

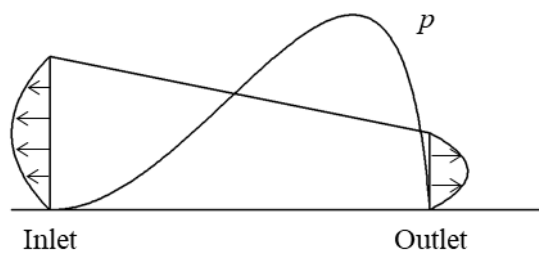
凹部に潤滑油を保持することで、潤滑油の供給が不足するしゅう動条件において、固体接触や凝着を防ぐ。

③ 摩耗粉の捕集・なじみの促進

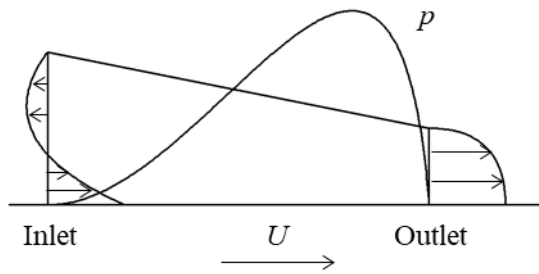
しゅう動の過程で発生した摩耗粉を凹部に捕集することで摩擦を低減する。また、凸部が適度に変形あるいは摩耗しやすい形状を表面に付与することで、しゅう動初期に生じる接触を早期に回避し、流体潤滑への移行を促進する。



(a)クエット流れ

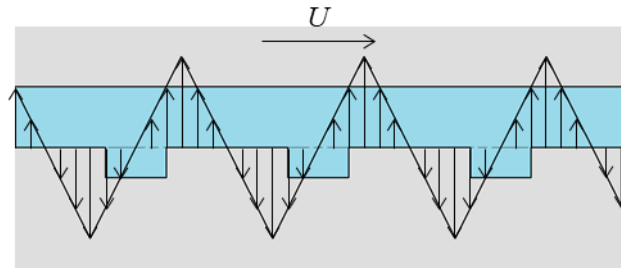


(b)ポアズイユ流れ

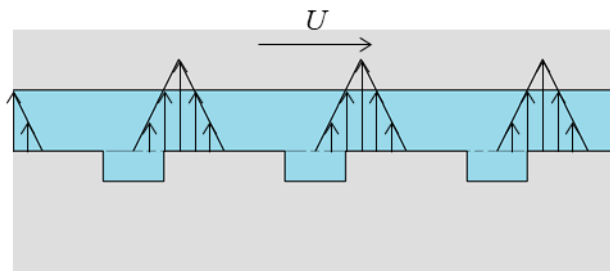


(c)クエット流れ+ポアズイユ流れ

図 1.1 くさび膜効果



(a)凹凸形状により発生する圧力分布



(b)負圧部を大気圧とした圧力分布

図 1.2 表面テクスチャリングを施すことにより発生する油膜圧力イメージ

1.4 従来の研究

本節では、表面テクスチャリングに関連する従来の研究について述べる。

1.4.1 H. Zhang らの研究

Zhang ら^[1,6]は 1mm 四方の解析領域に球形、筒形、正方形および三角形の窪みを施した場合に生じる油膜圧力分布、油膜厚さ分布および摩擦係数を、レイノルズ方程式を解くことにより解析している。窪みの形状以外に、しゅう動速度や、しゅう動方向に対する窪みの向きについても検討している (図 1.3)。その結果、三角形の窪みの頂角から底辺へのしゅう動方向 (c3) において摩擦係数は最小となっている。油膜圧力分布についても、c3 および正方形の対角方向 (b2) において高い圧力が発生する面積が大きく、油膜厚さも比較的大きい結果が得られている。また、解析領域を 9 つ繋げ、9 つの円筒窪み形状の表面テクスチャリングを施した場合について、表面テクスチャリングの直径、間隔および深さが摩擦係数に及ぼす影響についても解析している。

この研究では、解析領域に異なる形状の窪みが一つある場合および窪みが 9 つある場合の特性について検討され、一定の面積に表面テクスチャリングを施した場合の解析や考察はされていない。

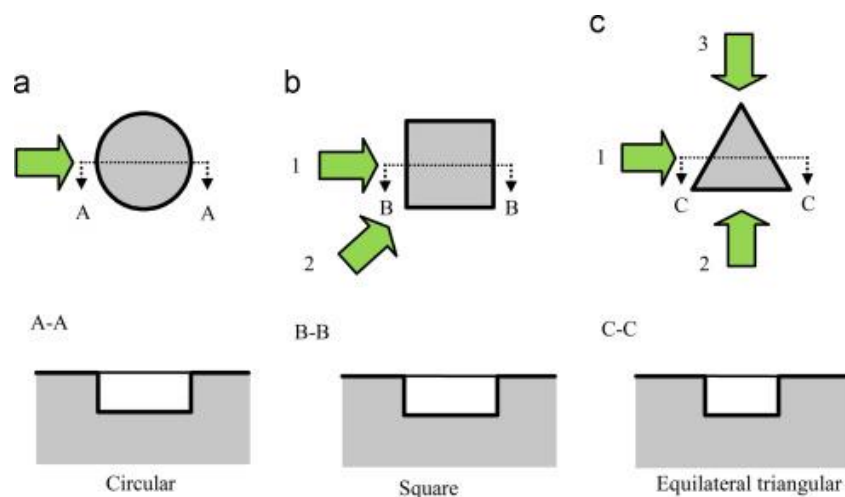


図 1.3 Zhang らの解析モデルおよびしゅう動方向

1.4.2 W. Tang らの研究

Tang ら^[1.7]は表面テクスチャリングを施した HRC20 の表面と HRC62 の直方体による摩耗試験を行った。表面テクスチャリングは円形窪み形状で、窪み部分の総面積が解析領域の面積を占める割合、即ち面積率を 0, 2, 5, 10% とし、摩擦係数および摩耗量を測定した。摩擦係数は面積率 5% の場合に最小となり、無加工の場合と比較して摩擦係数は 38%, 摩耗量は 72% 小さくなった。また、数値解析では 6mm 四方の解析領域に 9 つの円形窪みの表面テクスチャリングを施した場合を対象に、面積率を変化させ発生する油膜圧力を求めた。各面積率の場合に発生する油膜圧力の平均値は面積率 5% の場合に最大になっている。実験および数値解析の結果より、表面テクスチャリングを面積率 5% で施した場合に油膜圧力が大きく発生し、負荷容量が増加することで摩擦係数および摩耗量を小さくすることができるとしている。

この研究では対象とした表面テクスチャリングの面積率が 0~10% と小さく、また、窪みの直径や深さを変化させた場合の解析や考察はされていない。

1.4.3 X. Wang らの研究

Wang ら^[1,8]は表面テクスチャリングを施したディスク試験片を用いてスラストシリンダ式の摩擦試験を行い、表面テクスチャリングの寸法・間隔・面積率が負荷容量に及ぼす影響を解析し考察を行った。表面テクスチャリングは円筒窪み形状でディスク試験片のしゅう動面にエッチングにより施され、その直径、深さ、ピッチおよび面積率を変化させた 7 種類の試験片を用いている。摩擦試験の結果、直径 $350\mu\text{m}$ 、深さ $3.2\mu\text{m}$ 、面積率 5% の表面テクスチャリングを施すことにより、表面テクスチャリングを施さない場合に比べて約 2.5 倍の負荷容量を得ている。摩擦試験は水潤滑下で行われ、炭化ケイ素製の試験片を用いており、セラミックスの水中におけるトライボケミカル反応を考慮することで、非常に小さい摩擦係数が実現可能であることも示している。また、窪み形状の表面テクスチャを施した場合の数値解析では、窪みの深さ/直径比と面積率とで負荷容量についてマップを描き、深さ/直径比が 0.01 前後、面積率が 40% 前後の表面テクスチャリングを施した場合に最も負荷容量が増加した結果を得ている (図 1.4)。

この研究では、表面テクスチャリングの寸法、面積率のパラメータが限定的であり、それぞれのパラメータが負荷容量に及ぼす影響については解析されていない。

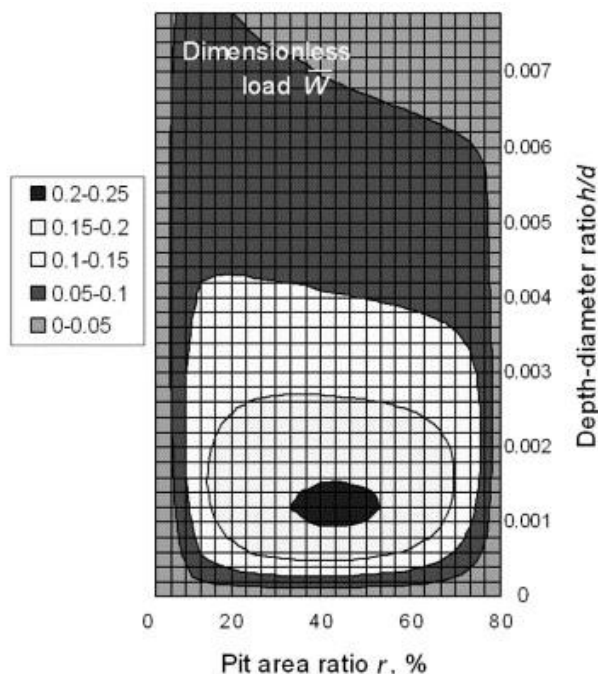
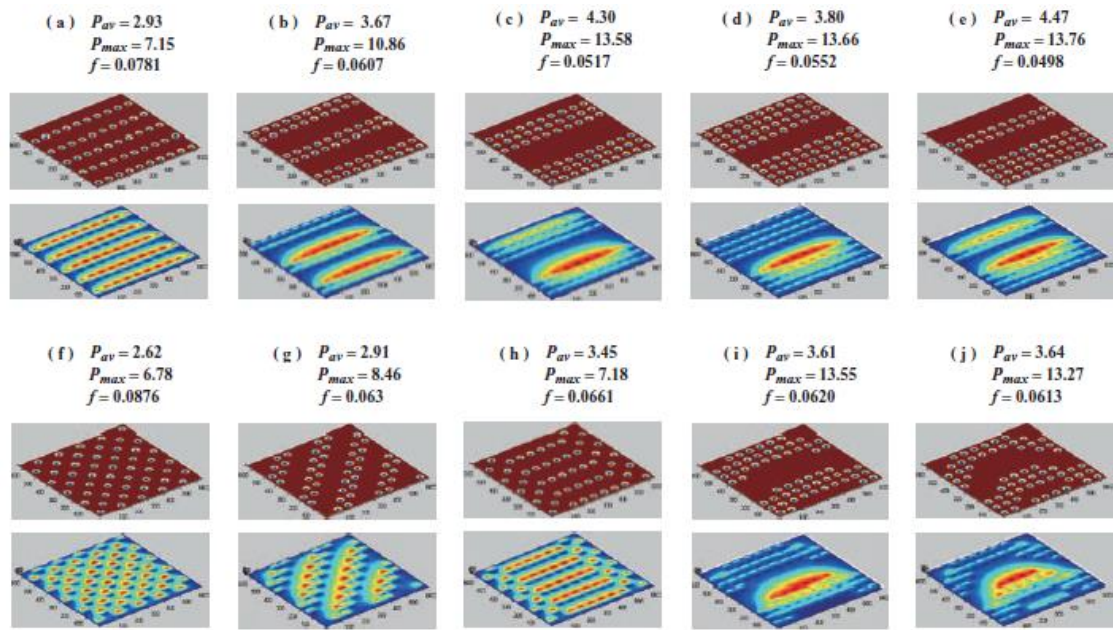


図 1.4 Wang らによる負荷容量マップ

1.4.4 尾形らの研究

尾形ら^[1.9]は円筒窪み形状の表面テクスチャリングを施した潤滑面について、DDM (Domain Decomposition Method) を用いた数値解析を行った。図 1.5 に解析対象とした表面テクスチャリングパターンおよび油膜圧力、最大油膜圧力、摩擦係数の解析結果を示す。同じ大きさの窪みでも、その配置によって圧力分布は異なり、負荷能力が変化しており、e の場合に最も負荷能力は高く、摩擦力は小さい。これはテクスチャによって発生した圧力をフラットな部分で広く保持しているためであり、テクスチャのパターンを最適化するには油膜圧力を保持するためのフラット部を設けることが必要である。また、数値解析の精度を検証するために実験により摩擦力を測定している。リング状の試験片の側面に溝形状の表面テクスチャリングを施し、リングオンディスク式の摩擦試験を行った。その結果、軸受定数が小さくとも摩擦係数の上昇は見られなかった。また、実験結果と解析結果を比較すると、摩擦係数に及ぼす周速度と面圧の影響は一致し、定量的にも妥当な結果が得られ、数値解析の妥当性を確認している。

この研究では、10 パターンの表面テクスチャリングについて数値解析および比較を行っているが、負荷能力を高めるためのフラット部の設計指針については明確となっていない。



(注) 計算条件
 しゅう動面領域：2×2 mm
 すべり速度：1 m/s
 潤滑油粘度：0.08 Pa·s
 ティンブル形状：円形（直径 0.143 mm，間隔 0.2 mm）
 油膜厚さ：0.003 mm
 記号
 P_{av} ：平均圧力を大気圧力で無次元化したもの
 P_{max} ：最大圧力を大気圧力で無次元化したもの
 f ：摩擦係数

図 1.5 尾形らの解析モデルおよび解析結果

1.5 研究目的

機械部品のしゅう動部に表面テクスチャリングを施すことは古くから技術として用いられ、表面テクスチャリングにはトライボロジー特性を向上する効果が認められる。近年の加工技術の向上に伴い精密な加工が可能となり、表面テクスチャリングがトライボロジー特性に及ぼす影響について正確に把握することが実用上不可欠である。前節で示した従来の研究では、実験解析や数値解析が行われているが、一つの窪みについての解析や、限られた表面テクスチャリングの形状・寸法についての解析であり、表面テクスチャリングの形状、寸法および面積率それぞれのパラメータの変化が潤滑特性に及ぼす影響は明らかにされていない。

そこで本研究では、しゅう動部に表面テクスチャリングを施した際の潤滑特性について、表面テクスチャリングの各パラメータが潤滑特性に及ぼす影響を明らかにするために、実験解析および数値解析を行う。実験解析では実際の往復動機械を模した往復動摩擦試験装置を用い、各パラメータが異なる表面テクスチャリングを施した試験片について摩擦試験を行い、表面テクスチャリングの油膜保持効果について考察する。数値解析では、表面テクスチャリングを施したしゅう動面を三次元モデル化し、レイノルズ方程式を用いて表面テクスチャリングの流体動圧効果について考察する。さらに、それらの結果をもとに表面テクスチャリングの最適設計の指針を提案することを研究目的とする。

1.6 本論文の構成

図 1.6 に本論文の構成を示す。本論文は 7 章で構成されており、本論文の構成とその概要は以下のとおりである。

第 1 章「序論」では、表面テクスチャリングについて概説し、表面テクスチャリングに関する研究について触れ、本研究に関連する問題点を挙げ、本研究の目的および本論文の構成について述べる。

第 2 章「往復動摩擦試験装置による実験解析」では往復動摩擦試験装置を用いた実験解析について、実験装置の構成および性能を述べ、さらに表面テクスチャリングを施した試験片の各パラメータや、実験結果について述べる。

第 3 章「数値解析の方法」ではレイノルズ方程式を有限要素法を用いて解き、油膜解析する手法について述べる。また、各方程式の無次元化の手法について述べる。

第 4 章「円筒—平面間に表面テクスチャリングを施した場合の数値解析」では、表面テクスチャリングを施した平面上を油膜を介して円筒がしゅう動する場合の潤滑特性を解析し、表面テクスチャリングの形状、寸法、配置および面積率が潤滑特性に及ぼす影響について解析結果を示し、考察を行う。

第 5 章「平面—平面間に表面テクスチャリングを施した場合の数値解析」では、油膜を介する平行平面間に表面テクスチャリングを施した場合の潤滑特性を解析し、表面テクスチャリングの形状、寸法および面積率が潤滑特性に及ぼす影響について解析結果を示し、考察を行う。

第 6 章「表面テクスチャリングの設計指針」では、本研究で得られた結果をもとに、表面テクスチャリングの設計指針について述べる。

第 7 章「結論」では、本研究で得られた結論をまとめる。

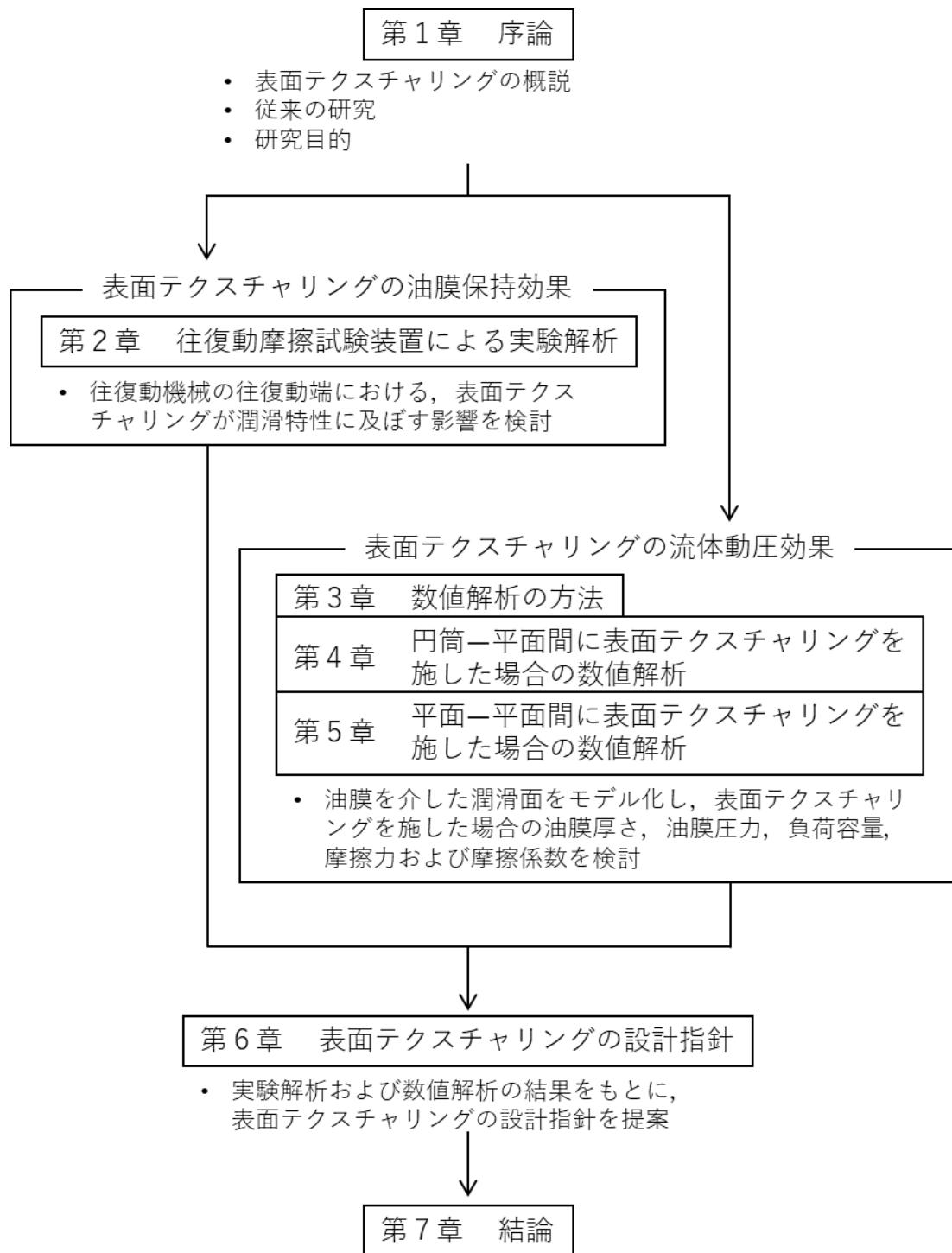


図 1.6 本論文の構成

参考文献

- [1.1] 橋本巨：基礎から学ぶトライボロジー，森北出版株式会社(2006)
- [1.2] 佐々木信也，志摩政幸，野口昭治，平山朋子，地引達弘，足立幸志，三宅晃司：はじめてのトライボロジー，株式会社講談社(2013)
- [1.3] 中原綱光：表面テクスチャとトライボロジー —従来の研究と今後の課題について—，(社)日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集（東京 2011-5），309-310
- [1.4] 是永敦：サーフェステクスチャの形状寸法とトライボロジー特性，トライボロジスト，55，2(2010)，101-106
- [1.5] 梅原徳次：機械部品の表面テクスチャによる摩擦機能の向上，日本機械学会誌，112，1086(2009)，406-409
- [1.6] Hui Zhang, Meng Hua, Guang-neng Dong, Dong-ya Zhang, Kwai-Sang Chin : A mixed lubrication model for studying tribological behaviors of surface texturing, Tribology International, 93(2016), 583-592
- [1.7] Wei Tang, Yuankai Zhou, Hua Zhu, Haifeng Yang : The effect of surface texturing on reducing the friction and wear of steel under lubricated sliding contact, Applied Surface Science, 273(2013), 199-204
- [1.8] Xiaolei Wang, Koji Kato, Koshi Adachi, Kohji Aizawa : Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water, Tribology International, 36(2003), 189-197
- [1.9] 尾形秀樹，孟永鋼，張金煜，新家義弘：しゅう動面のテクスチャによる流体潤滑作用，IHI 技報，Vol.50，No.1(2010)

第2章 往復動摩擦試験装置による実験解析

2.1 はじめに

本章では、往復動機械のスライダーおよびライナーを模擬した往復動摩擦試験装置を使用し、表面テクスチャリングが潤滑特性に及ぼす影響を検討する。

往復動の中心部ではスライダーとライナーとの相対速度は大きく、かつスライダーのしゅう動面を円弧状にすることで、くさび膜効果によりスライダーとライナー間に油膜が形成される。しかし、相対速度が小さくなる往復動端部においてはくさび膜効果は小さく、相対速度がゼロの位置においてはくさび膜効果は生じない。

表面テクスチャリングには、1.3節で述べた②油膜保持効果があり、しゅう動方向の相対速度がゼロの場合でも油膜保持効果は発生する。表面テクスチャリングを施すことにより、スライダーとライナー間の油膜が保持しやすくなり、スライダーとライナーとが直接接触するまでの時間を長くすることが可能となる。往復動の速度が小さいとスライダーが往復動の端部を通過するまでの時間が長くなるため、往復動の中央部でくさび膜効果により形成された油膜を維持することが困難になる。しかし、往復動の速度を大きくすれば、往復動端部を通過する時間が短くなり、油膜を維持したまま反対方向へ運動することができる。往復動端部に施した表面テクスチャリングの油膜保持効果が大きいほど、往復動の速度が小さくても油膜を維持することが可能となる。

本実験解析では、往復動摩擦試験装置の回転速度を操作し、往復動端部において潤滑状態が混合潤滑から流体潤滑へ移行する際の回転速度を測定した。この際の回転速度が小さいほど、表面テクスチャリングの油膜保持効果が大きく、潤滑性能が良いということになる。潤滑状態の判別には電気回路を用い、潤滑油の絶縁性を利用した。表面テクスチャリングの形状および寸法を変化させ、数値解析では求めることができない表面テクスチャリングの油膜保持効果について検討する。

2.2 実験装置

本節では実験装置について述べる。

2.2.1 実験装置の概要

実際の往復動機械のスライダーおよびライナーを模擬した往復動摩擦試験装置を使用し、実験を行う。

往復動摩擦試験装置の概略を図 2.1, 往復動摩擦試験装置の試験片周辺部をしゅう動方向から見た概略を図 2.2 に示す。モーターでディスクを回転させ、リンク機構を介してアッパーベースがレールに沿って往復動する。アッパーベースは油槽になっており、ライナー試験片を取り付け、潤滑油で満たす。スライダー試験片はスライダーホルダー下部に取り付け、スライダーホルダー上部から垂直に荷重を負荷する。スライダーホルダーを支持する板ばねはフラットケージに挟まれており、往復動による油膜の形成に伴い上下動する。スライダー試験片およびレールを電気回路で接続し、スライダー試験片とライナー試験片の接触状態を電圧値で判別する。電気回路には一定の電流が流れるようにし、試験片同士が接触すると回路の電圧値が小さくなる。試験片間に油膜が形成されると、試験片間の潤滑油の絶縁性により電気抵抗が大きくなり、電圧値は大きくなる。電圧値を測定しながらディスクの回転数を操作し、電圧値が小さくなった際に流体潤滑から混合潤滑に移行したと判断し、このときのディスクの回転速度を測定する。

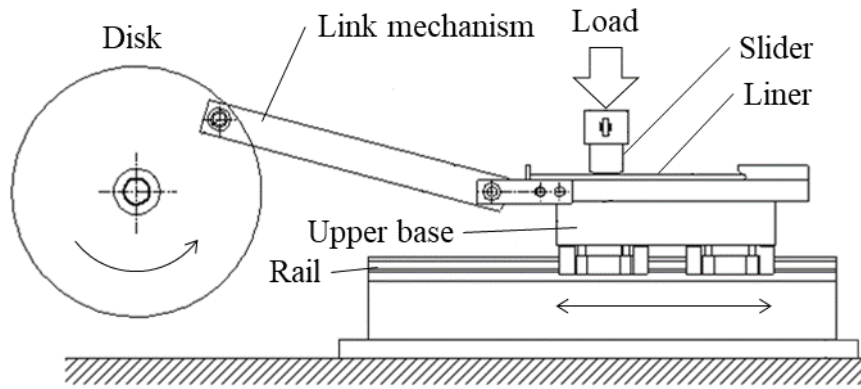


圖 2.1 往復動摩擦試驗裝置概略

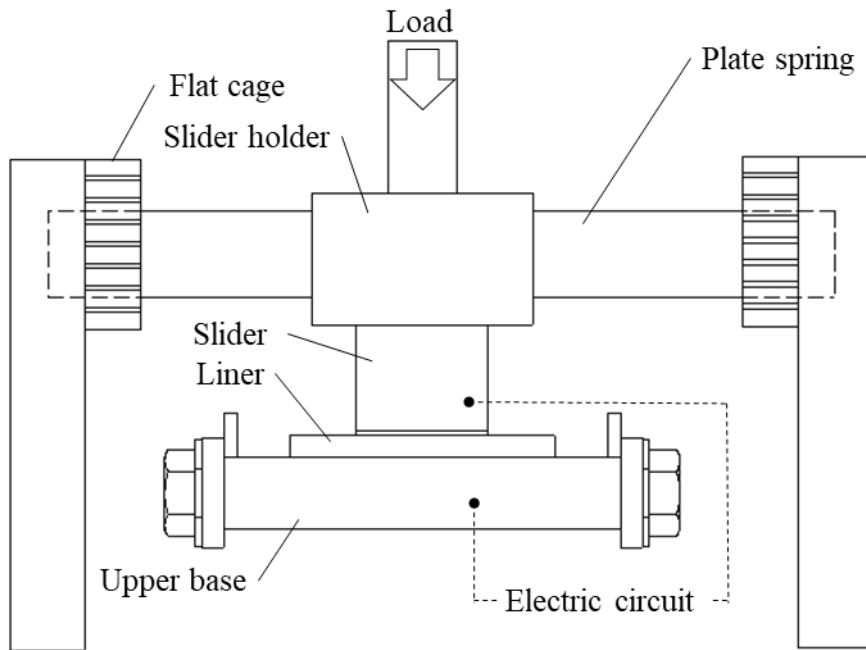


圖 2.2 試驗片周辺部概略

2.2.2 実験装置に使用した機器および潤滑油

実験装置に使用した機器および潤滑剤は次のとおりである。

(1) モーター

形式：三木プーリ株式会社製 DC モーターSMD-3700

電圧：160[V]

出力：3.7[kW]

回転範囲：0～1750[rpm]

(2) 回転速度検出器

形式：小野測器製 LG-916

検出距離：0.2[mm]

最大応答速度：20[m/s]

デジタル表示器：TM-2110

(3) 温度計

形式：チノー製デジタルハンディ温度計 MC-1000

分解能 (1°C)：200～1370°C

分解能 (0.1°C)：-99.9～199.9°C

測定周期：0.5 秒

(4) フラットケージ

形式：日本トムソン株式会社製 FT2010-32B2

(5) 潤滑油

形式：コスモ石油ルブリカンツ株式会社製コスモタービン 100

動粘度 (20°C時)：400[mm²/s]

粘度 (20°C時)：0.355[Pa・s]

比熱：1955[J/kg・K]

2.2.3 試験片間の電圧の測定

一般に使用される潤滑油は絶縁性を持ち、本実験で使用する潤滑油も絶縁性を持つ。スライダ試験片とライナー試験片との間に油膜が形成され、流体潤滑となると電気抵抗は無限となるが、試験片同士が接触する混合潤滑状態では電気抵抗は数 $m\Omega$ となる。したがって、試験片同士が接触するとその部分の電気抵抗は極端に低下するため電流は流れやすくなり、試験片間の電圧は一定値まで小さくなる。これを利用し、試験片間の電圧を測定できる電気回路を組み、PCと接続し電圧値の変化を見ることで潤滑状態を判別する^[2.1]。PCとの接続にはブリッジユニットを用いる。

図 2.3 に回路図概略を示す。乾電池を電源とするが、電圧が大きいと潤滑油の絶縁が破れ伝導するため、可変抵抗を用いて電圧を制限する。

本実験では、試験片同士を乾燥状態において接触させた際の電圧値を基準値とし、実験中に電圧値がこの基準値となる際のディスクの回転速度を記録する。図 2.4(a)に乾燥状態時における、ピッチ 0.6mm、幅 0.3mm、深さ 0.03mm の溝形状の表面テクスチャリングを施したライナー試験片とスライダ試験片を接触させた際の測定電圧を示す。測定値は 5~15mV の範囲の値を取るため、最大付近の 15mV を基準値とし、15mV 以上では流体潤滑、15mV より小さければ混合潤滑と判別する。図 2.4(b)に同ライナー試験片を用いた場合における、荷重 6N、ディスクの回転速度 60rpm の場合の試験片間の電圧の測定値を示す。図 2.4(b)において、電圧値は常に基準値である 15mV より大きく、往復動の端部でも油膜が維持され、試験片同士が接触していないことを示す。図 2.4(c)に同ライナー試験片における、荷重 6N、ディスクの回転速度 38rpm の場合の、試験片間の電圧の測定値を示す。図 2.4(c)において、往復動の中心部ではくさび膜効果により油膜が形成され試験片同士は接触しないため電圧は基準値より大きい、往復動の端部では電圧が小さくなる。これは、往復動の端部において油膜が保持できなくなり、試験片同士が接触し、混合潤滑となっていることを示す。

流体潤滑から混合潤滑へ移行する際のディスクの回転速度が小さいほど表面テクスチャリングの油膜保持効果が大きいと考え、各試験片において電圧値が基準値を下回る際のディスクの回転速度を測定する。

試験片間の電圧が潤滑油温度に及ぼす影響について、発生するジュール熱を計算した。電力は次式で示される。

$$\text{電力}[\text{W}] = \text{電圧}[\text{V}] \times \text{電流}[\text{A}] \quad (2.1)$$

式(2.1)より、往復動時の電力は $0.1[\text{V}] \times 0.02[\text{A}] = 0.02[\text{W}]$ である。電力が熱量へ 100%移行すると仮定した場合の単位時間当たりのジュール熱は次式で示される。

$$\text{電力}[\text{W}] = \text{ジュール熱}[\text{J/s}] = \text{潤滑油比熱}[\text{J/kg} \cdot \text{s}] \times \text{潤滑油量}[\text{kg}] \times \text{上昇温度}[\text{K}] \quad (2.2)$$

ここで、一回の試験に使用する潤滑油量は約 0.05kg である。式(2.2)より、単位時間当たりの上昇温度は $0.02[\text{W}] \div (1955[\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}] \times 0.05[\text{kg}]) = 2.39 \times 10^{-5}[\text{K}]$ となり、ジュール熱が潤滑油温度に及ぼす影響は極めて小さく、それに伴う潤滑油の粘度の変化も小さいため、本実験解析において、潤滑油の温度および粘度は一定とする。

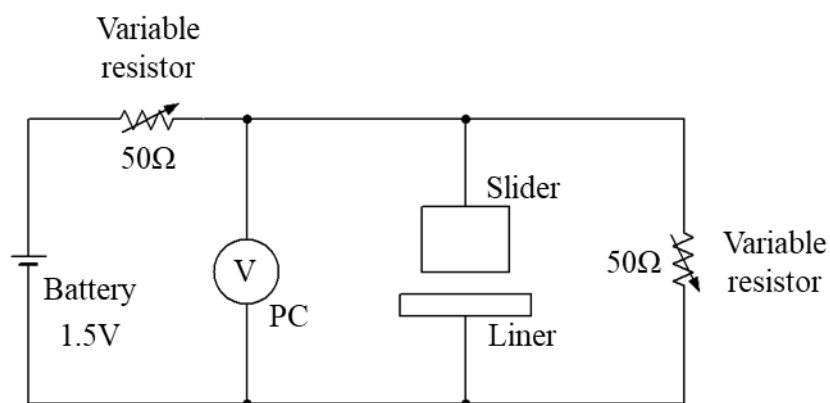
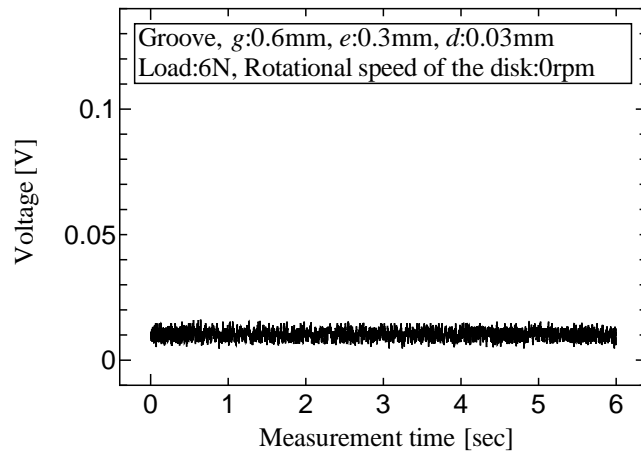
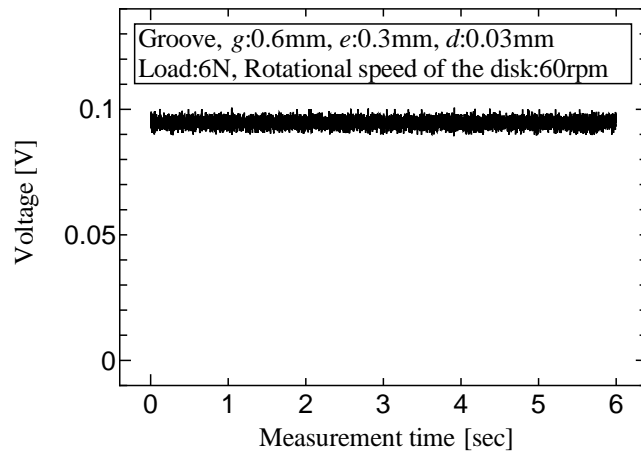


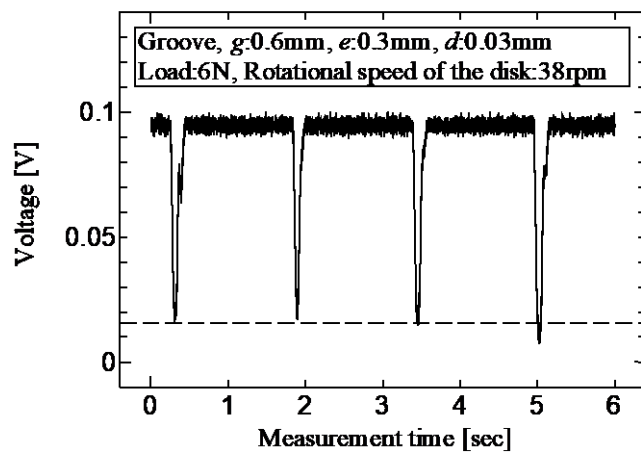
図 2.3 試験片間電圧測定回路



(a)完全接触時



(b)60rpm の場合



(c)38rpm の場合

図 2.4 測定電圧

2.3 試験片

本節では試験片について述べる.

2.3.1 スライダー試験片

スライダー試験片の形状を図 2.5 に示す. 材料は S45C とし, 試験片上部にはスライダーホルダーに取り付けるために M3 のネジ穴を加工する. しゅう動面はしゅう動方向に対して半径 120mm の円弧状になっており, くさび膜効果により油膜の形成を促す. また, 円弧状にすることにより, 運動方向が反転する際のスライダー試験片の傾きの変化の影響を無視できる.

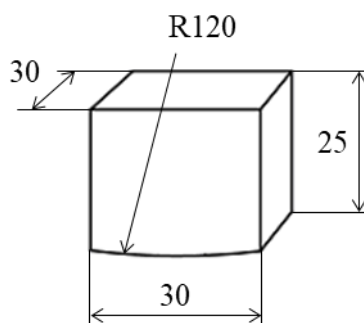


図 2.5 スライダー試験片形状

2.3.2 ライナー試験片

ライナー試験片の形状を図 2.6 に示す。材料は SUS440 とし、平面度は 0.05、表面は鏡面仕上げで無加工部の表面粗さは Ra0.8 である。なお、試験片の作製は株式会社ミスミに依頼している。往復運動において、二面間の相対速度がゼロとなる周辺部分で流体潤滑から混合潤滑へ移行する。ライナー試験片に対しライダー試験片の相対速度がゼロになる周辺部分のライナー試験片しゅう動面に表面テクスチャリングを施す。

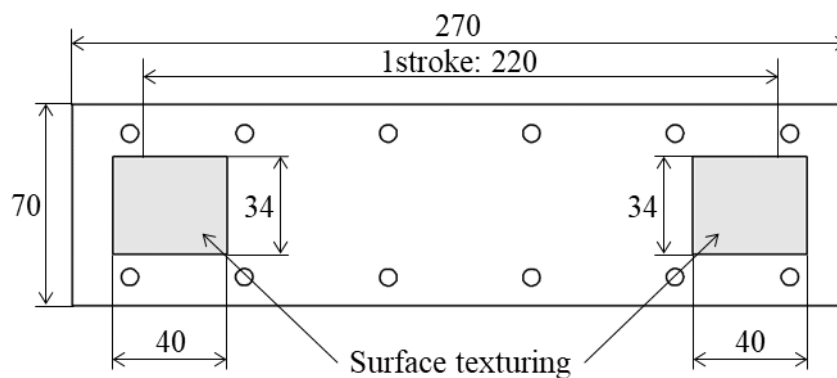
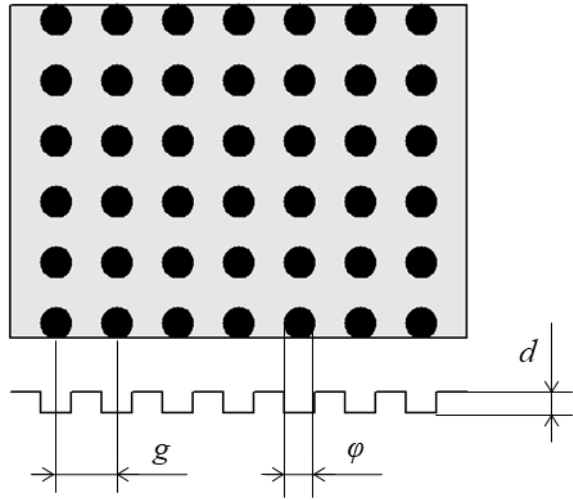


図 2.6 ライナー試験片形状

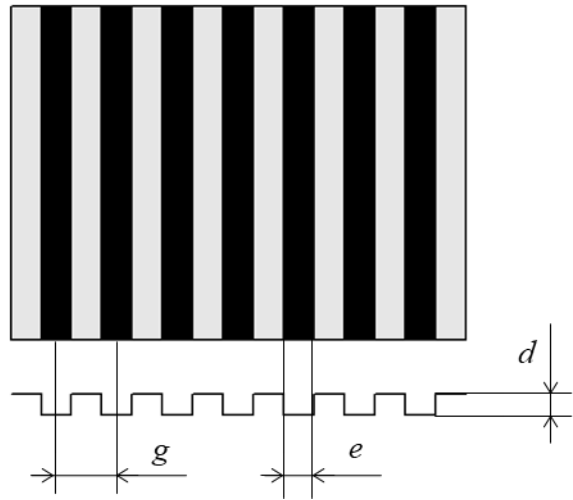
2.3.3 表面テクスチャリング

表面テクスチャリングはエッチング加工により施す。エッチング加工とは、化学薬品などの腐食作用を利用した加工技術である。加工の必要がない部分の表面をマスキング（防錆処理）し、加工を必要とする部分のみ腐食させ、加工する時間を調整することで目的形状のものを得る。本実験解析に使用したライナー試験片への表面テクスチャリングのエッチング加工は株式会社協成に依頼した。加工後の各試験片は株式会社協成により寸法が検査され、検査の結果、表面テクスチャリングの直径、幅、深さの加工の正確度は平均 92%、標準偏差は平均 0.001 であった。

本実験では窪み形状および溝形状の表面テクスチャリングについて検討した。施した表面テクスチャリングの形状を図 2.7 に示す。ここで、 ϕ ：窪みの直径、 e ：溝の幅、 d ：深さ、 g ：ピッチを示す。図 2.7(a)において、窪み形状の場合、円柱型の窪みをしゅう動方向および直角方向にピッチの値により等間隔に施した。図 2.7(b)において、溝形状の場合、しゅう動方向に対して直角に直線状の溝をピッチの値により等間隔で施した。本実験で解析した表面テクスチャリングの形状および寸法を表 2.1 に示す。各試験片において、表面テクスチャリングの形状、窪みの場合は窪みの直径、溝の場合は溝の幅、深さ、ピッチのパラメータが異なる。また、潤滑状態の改善効果を調べるため、無加工の場合についても解析する。



(a)窪み形状



(b)溝形状

図 2.7 表面テクスチャリング形状

表 2.1 表面テクスチャリングの形状および寸法

| Shape | Dimple, Groove |
|------------------------------------|---------------------------------------|
| Diameter of dimple, φ [mm] | 0.1, 0.3, 0.5 |
| Width of groove, e [mm] | 0.1, 0.3, 0.5 |
| Depth, d [mm] | 0.003, 0.007, 0.01, 0.015, 0.02, 0.03 |
| Pitch, g [mm] | 0.6, 0.9 |

2.4 実験方法

事前に回転速度検出器とデジタル表示器を接続し、回転速度検出器をディスクの回転速度が測定できる位置に設置する。

実験は以下の手順で行う。

- ① ライナー試験片をアッパーベースにボルトで固定する。
- ② 潤滑油の温度を測定し、油槽に潤滑油を注ぎ、ライナー試験片の表面が浸かるまで潤滑油を注ぐ。
- ③ スライダー試験片をスライダーホルダーにボルトで固定し、スライダーホルダーの両側の板バネを支持台の溝に差し、フラットケージで挟む。
- ④ スライダーホルダーを持ち上げ、スライダー試験片とライナー試験片が直接接触しない状態で保持する。
- ⑤ モーターの電源を入れ、回転速度調節ダイヤルを操作し、ディスクの回転速度を約 60rpm まで上げる。
- ⑥ スライダーホルダーをゆっくり下げ、試験片間の電圧値を確認し、電圧値が大きく流体潤滑になっていることを確認する。
- ⑦ スライダーホルダー上部に荷重を負荷する。
- ⑧ ディスクの回転速度を手動で 1rpm ずつ小さくし、各回転速度における電圧を確認する。
- ⑨ 電圧値が基準値である 15mV 以下となる際のディスクの回転速度を記録する。
- ⑩ 回転速度を大きくすることで流体潤滑とし、荷重を小さくする。
- ⑪ ⑧～⑩を繰り返す。
- ⑫ スライダーホルダーを持ち上げ、直接接触しない状態でモーターを停止する。

2.5 実験条件

表 2.2 に実験条件を示す. ディスクの回転速度は手動で操作し, 各荷重において流体潤滑の状態から回転速度を下げ, 混合潤滑になる際のディスク回転速度を記録する.

表 2.2 実験条件

| | |
|---|--------|
| Room temperature [°C] | 20 |
| Lubrication oil temperature [°C] | 20 |
| Load [N] | 6 ~ 10 |
| Sampling frequency of bridge unit [kHz] | 1 |
| Rotational speed of disk [rpm] | 0 ~ 60 |

2.6 実験結果

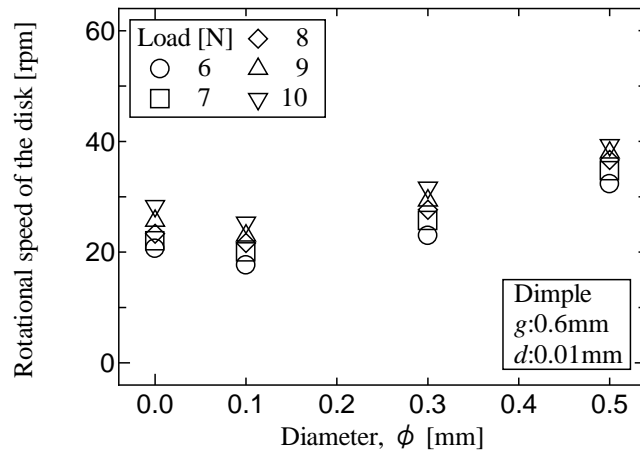
本節では実験結果について述べる。

2.6.1 窪み形状の場合

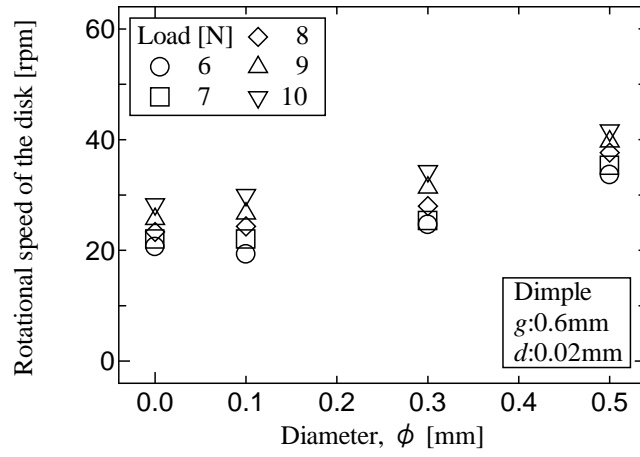
図 2.8 は窪み形状の表面テクスチャリングをピッチ 0.6mm で施した場合の、各窪みの深さにおける混合潤滑になる際のディスク回転速度と窪みの直径の関係をそれぞれ示す。いずれの深さにおいても、窪みの直径が小さいほどディスク回転速度は小さい。図 2.8(a), (b)において、深さが 0.01mm の場合は無加工のディスク回転速度より小さく、潤滑性能が向上している。窪み形状の直径は 0.1mm で潤滑性能が良くなると考える。

図 2.9 は窪み形状の表面テクスチャリングをピッチ 0.6mm で施した場合の、各窪みの直径における混合潤滑になる際のディスク回転速度と窪みの深さの関係を示す。図 2.9(a)において、深さが 0.01mm の場合にディスク回転速度は小さく、いずれの直径においても深さが小さいほどディスク回転速度は小さい。また、窪みの直径が大きいほどディスク回転速度の変化量は大きく、窪みの直径による影響を受けやすいと考える。

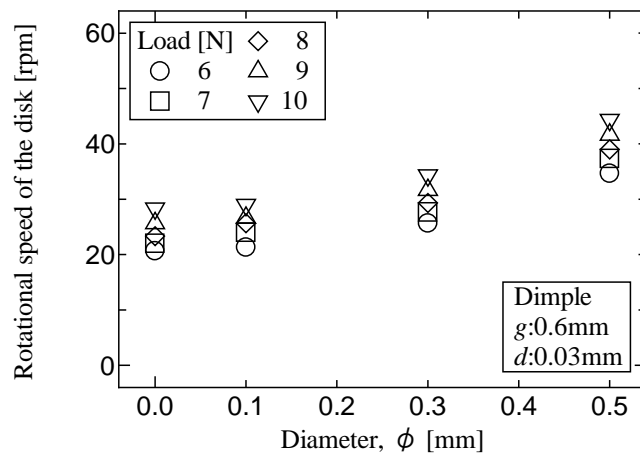
図 2.10 は直径 0.5mm の窪み形状の表面テクスチャリングを施した場合の、各窪みの深さにおける混合潤滑になる際のディスク回転速度と窪みのピッチの関係を示す。表面テクスチャリングを有する試験片において、ピッチ 0.6mm に比べてピッチ 0.9mm の場合にディスク回転速度は小さい。また、窪みのピッチは直径および深さに比べて潤滑性能の変化に影響を与えやすいと考える。



(a) 深さ 0.01mm の場合

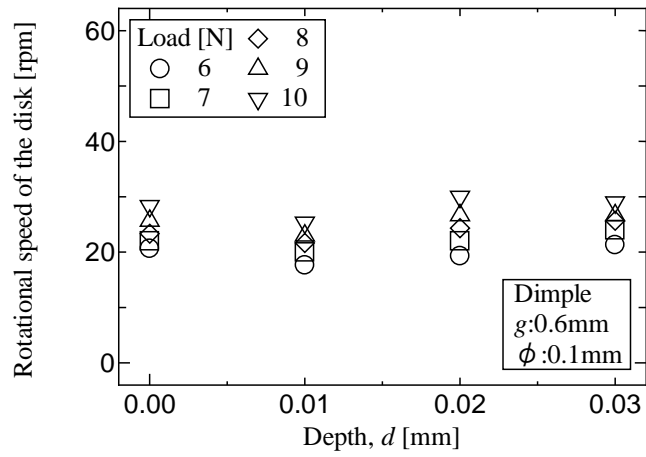


(b) 深さ 0.02mm の場合

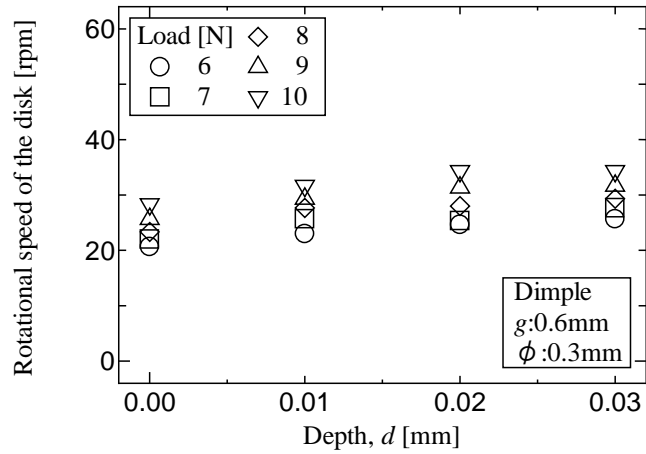


(c) 深さ 0.03mm の場合

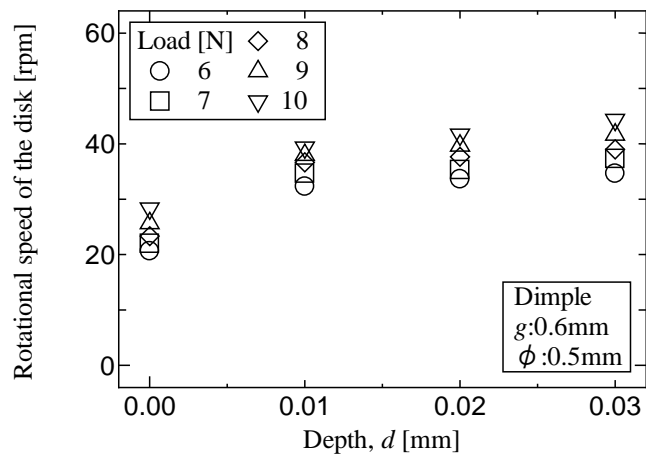
図 2.8 ピッチ 0.6mm の窪みの直径による影響



(a)直径 0.1mm の場合

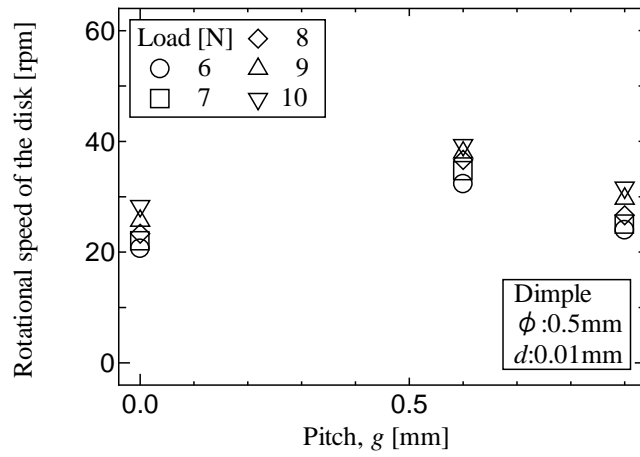


(b)直径 0.3mm の場合

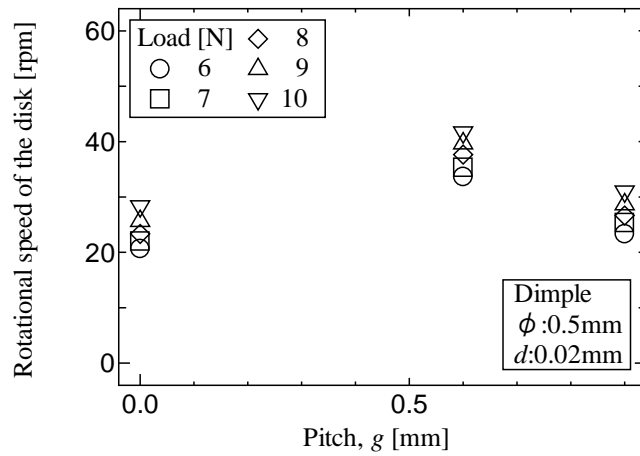


(c)直径 0.5mm の場合

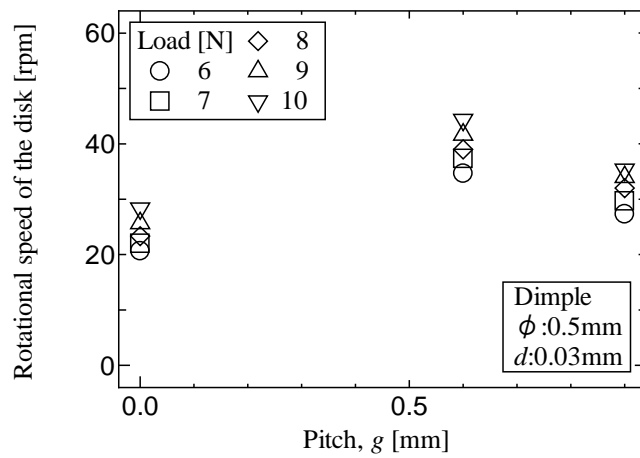
図 2.9 ピッチ 0.6mm の窪みの深さによる影響



(a) 深さ 0.01mm の場合



(b) 深さ 0.02mm の場合



(c) 深さ 0.03mm の場合

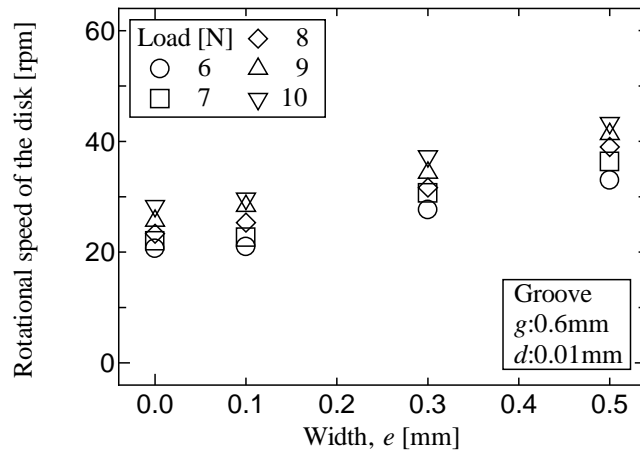
図 2.10 直径 05mm の窪みのピッチによる影響

2.6.2 溝形状の場合

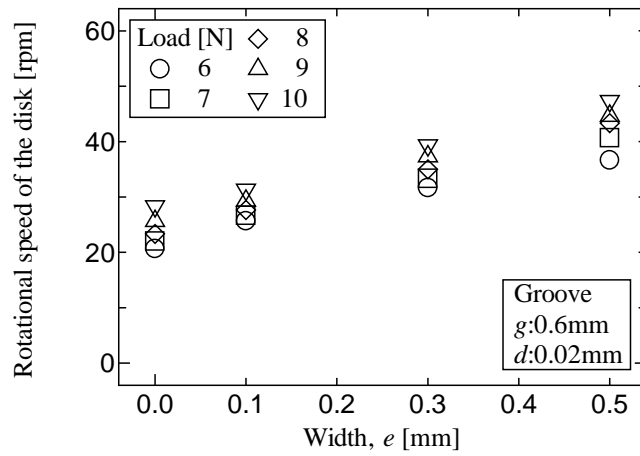
図 2.11 は溝形状の表面テクスチャリングをピッチ 0.6mm で施した場合の、各溝深さにおける混合潤滑になる際のディスク回転速度と溝の幅の関係を示す。溝の幅が小さいほどディスク回転速度は小さい。また、溝の深さが大きいほどディスク回転速度の変化量は大きい。

図 2.12 は溝形状の表面テクスチャリングをピッチ 0.6mm で施した場合の、各溝幅における混合潤滑になる際のディスク回転速度と溝の深さの関係を示す。溝の深さが小さいほどディスク回転速度は小さく、溝の幅および荷重が大きいほどディスク回転速度の変化量は大きい。図 2.12(a)において深さ 0.03mm および深さ 0.07mm の場合に無加工の結果に対してディスク回転速度は小さい。溝の深さは 0.03~0.07mm の間に潤滑性能が向上する最適な深さがあると考えられる。

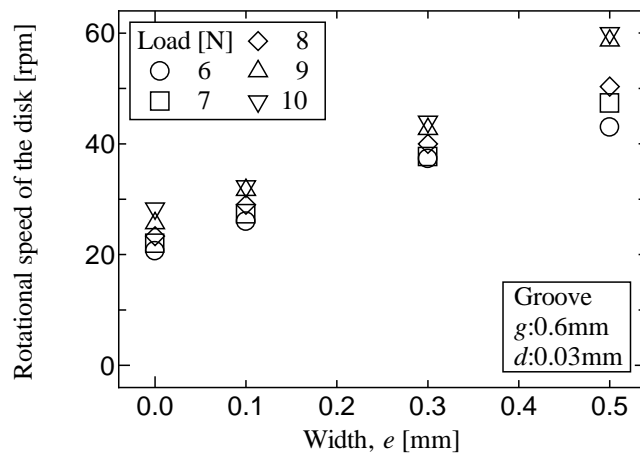
図 2.13 は溝形状の表面テクスチャリングを幅 0.5mm で施した場合の、各溝深さにおける混合潤滑になる際のディスク回転速度と溝のピッチの関係を示す。図 2.13(a)および(b)において、ディスク回転速度は同程度であるが、図 2.13(c)において溝のピッチ 0.9mm の場合にピッチ 0.6mm の場合よりもディスク回転速度は小さい。ピッチが変化することにより、表面テクスチャリングを施す領域内における加工数が増えるため、溝のピッチが潤滑性能の変化に及ぼす影響は幅および深さに比べて大きいと考える。



(a) 深さ 0.01mm の場合

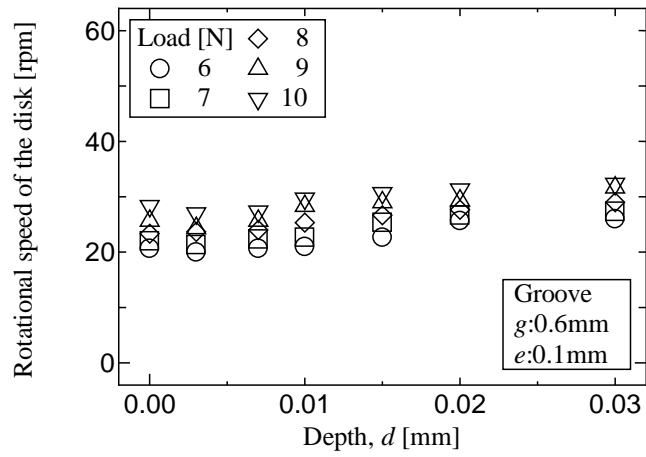


(b) 深さ 0.02mm の場合

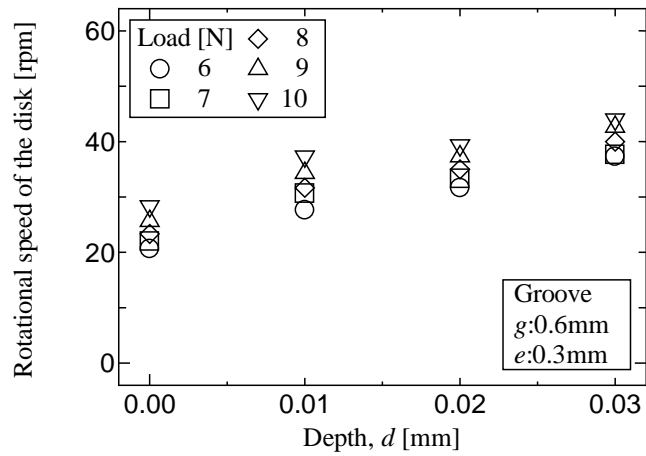


(c) 深さ 0.03mm の場合

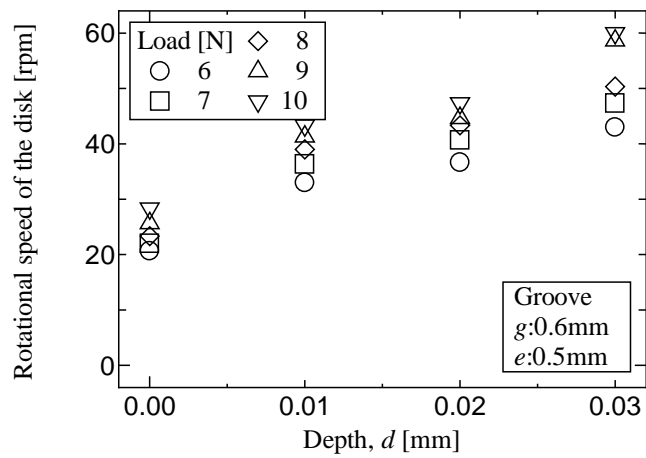
図 2.11 ピッチ 0.6mm の溝の幅による影響



(a)幅 0.1mm の場合

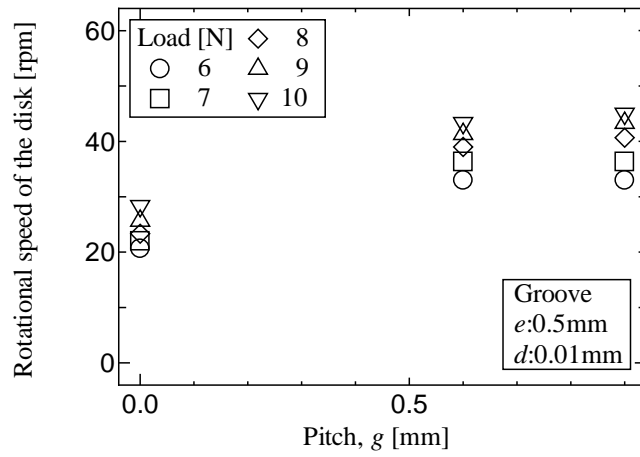


(b) ピッチ 0.6mm, 幅 0.3mm の場合

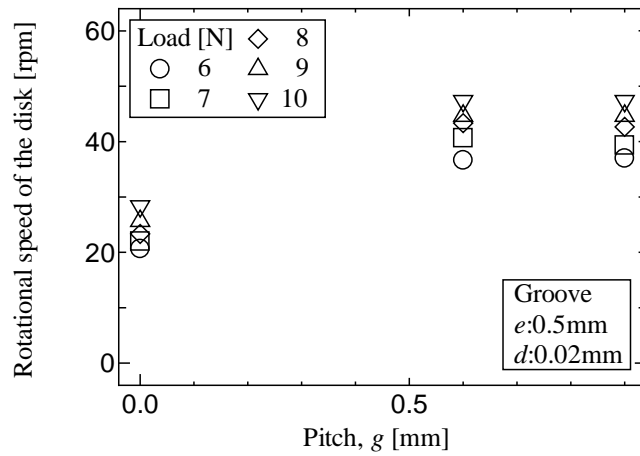


(c)幅 0.5mm の場合

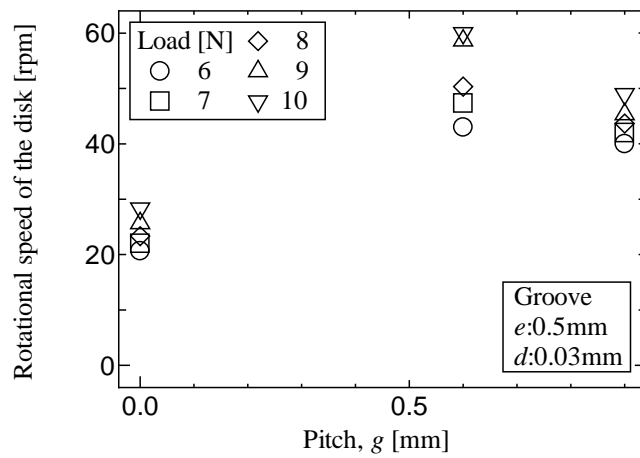
図 2.12 ピッチ 0.6mm の溝の深さによる影響



(a) 深さ 0.01mm の場合



(b) 深さ 0.02mm の場合

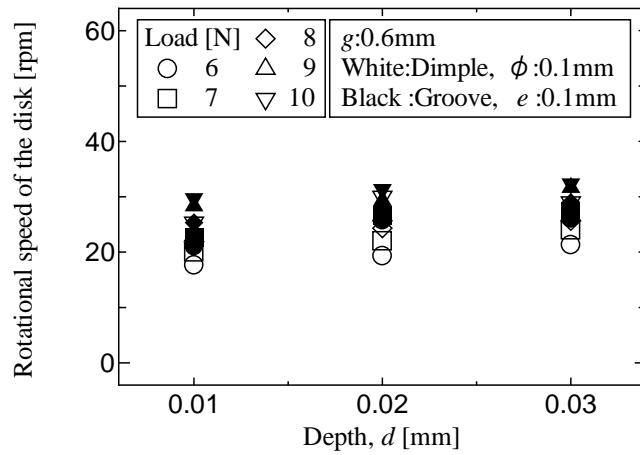


(c) 深さ 0.03mm の場合

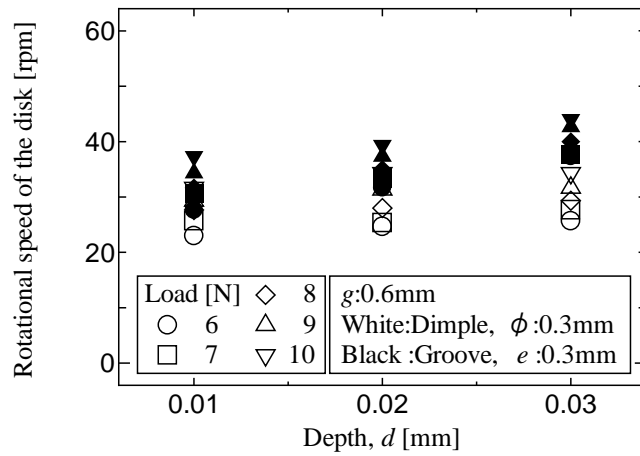
図 2.13 幅 0.5mm の溝のピッチによる影響

2.6.3 窪み形状と溝形状の比較

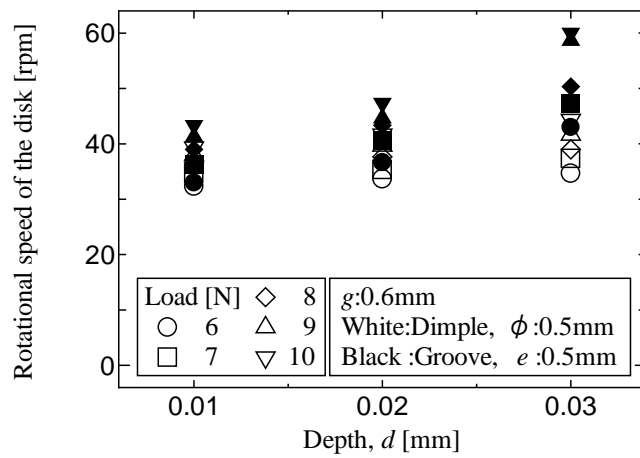
図 2.14 はピッチ 0.6mm の窪みおよび溝の表面テクスチャリングを施した場合の、各直径および幅における混合潤滑になる際のディスク回転速度と窪みおよび溝の深さの関係をそれぞれ示す。窪みの直径の寸法と溝の幅の寸法が等しい場合、窪み形状のほうが溝形状より混合潤滑へ移行するディスク回転速度が小さくなる傾向がみられる。これは、溝形状の場合は表面テクスチャリング加工部の上をスライダ試験片が通過する際に、しゅう動方向に対して直角方向、すなわち溝の両端から潤滑油が逃げやすいが、窪み形状の場合は潤滑油を保持しやすいためであると考えられる。



(a) 窪みの直径 0.1mm、溝の幅 0.1mm の場合



(b) 窪みの直径 0.3mm、溝の幅 0.3mm の場合



(c) 窪みの直径 0.5mm、溝の幅 0.5mm の場合

図 2.14 形状による影響

2.7 小結

本章では、往復動摩擦試験装置を用い、往復動機械における表面テクスチャリングが潤滑特性に及ぼす影響を明らかにするために実験を行った。表面テクスチャリングの形状および寸法のパラメータが異なる試験片について、往復動端部において潤滑状態が流体潤滑から混合潤滑に移行する際のディスク回転速度を測定し、比較検討を行った。本章で得られた結果および考察は以下のとおりである。

- (1) 負荷する荷重が大きくなると、流体潤滑から混合潤滑へ移行するディスク回転速度は大きくなる。
- (2) 窪み形状および溝形状の両形状において、無加工の場合より良好な潤滑性能を示す表面テクスチャリングの寸法が存在する。
- (3) 窪みの深さは 0.01mm 以下、溝の深さは 0.003~0.007mm の範囲に潤滑性能を向上する最適値が存在する。
- (4) 両形状におけるピッチは、0.9mm で潤滑性能が向上する。また、ピッチが潤滑性能に及ぼす影響は、直径・幅、深さによる影響より大きい。
- (5) 窪み形状のほうが溝形状より潤滑油を保持しやすく、潤滑性能は向上しやすい。

参考文献

- [2.1] 地引達弘, 立見真吾, 伊藤聡史, 志摩政幸: 往復摺動潤滑面における表面微細加工の効果に関する研究, 日本マリンエンジニアリング学会誌, 第 47 卷, 第 2 号(2012), 124-132

第3章 数値解析の方法

3.1 はじめに

第2章では往復動の端部における表面テクスチャリングの油膜保持効果について実験解析を行ったが、表面テクスチャリングの流体動圧効果を実験的に解析することは困難である。表面テクスチャリングの設計指針を得るためには、表面テクスチャリングの形状、寸法、配置が流体動圧効果に及ぼす影響を解析し、評価を行うことが必要である。そこで本章では、表面テクスチャリングの設計指針を得るために必要な、油膜解析の方法について示す。

本数値解析では、潤滑油で満たされた二つの潤滑面をモデル化し、レイノルズ方程式を用いて数値解析を行う。より幅広い考察ができる解析結果を得るために、各方程式を無次元化する。無次元レイノルズ方程式を解くことにより得られた無次元油膜圧力から無次元負荷容量、無次元摩擦力および摩擦係数を計算し、表面テクスチャリングの流体動圧効果について検討する。

数値解析にはC言語プログラムを使用し、有限要素法を用いてレイノルズ方程式を解く。

3.2 解析モデル

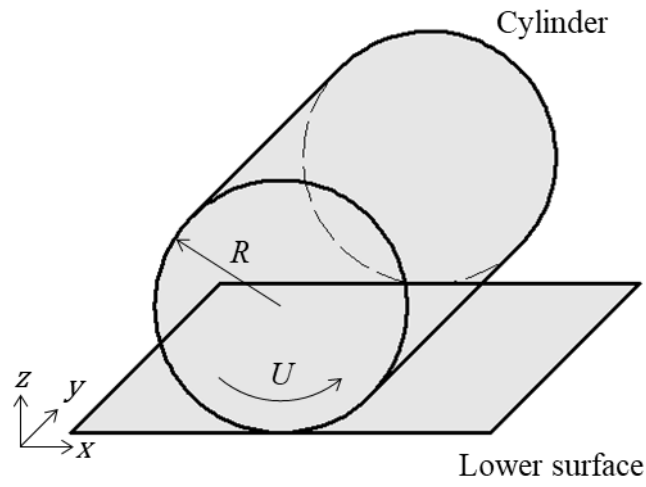
本研究では、第4章において円筒—平面間にテクスチャリングを施した場合と、第5章において平面—平面間にテクスチャリングを施した場合について数値解析を行う。図3.1に円筒—平面間にテクスチャリングを施した場合の解析モデルおよび解析領域中心の断面図、図3.2に平面—平面間にテクスチャリングを施した場合の解析モデルおよび解析領域中心の断面図を示す。

両モデルにおいて、下側潤滑面は x および y 方向にそれぞれ L [m]および B [m]の長さを有する平面とし、 $(x, y, z) = (0, 0, 0)$ は潤滑面の中心位置を示す。二面間は潤滑油で満たされており、表面テクスチャリングは xy 平面に施す。表面テクスチャリングが窪み形状の場合は直径 ϕ [m]、溝形状の場合は幅 e [m]、深さ d [m]およびピッチ g [m]を変化させる。また、ピッチと直径または幅の値により表面テクスチャリングの面積率 α を変化させる。ここで、面積率とは解析領域全体の面積に対する表面テクスチャリングの面積が占める割合である。 h_0 [m]は接触中心における油膜厚さを示す。

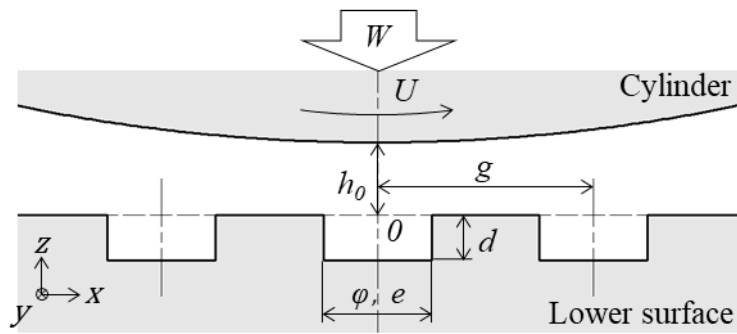
図3.1において、上側潤滑面は半径 R [m]の円筒とし、円筒には z 負方向に荷重 W [N]が負荷されており、一定の速度 U [m/s]で転がり運動する。

図3.2において、上側潤滑面は平面とし、 z 負方向に荷重 W が負荷されており、一定の速度 U ですべり運動する。

実際は発熱による温度上昇に伴う潤滑油粘度の変化と材料の弾性変形が生じると考えられるが、本研究では比較的軽荷重が作用した場合を解析対象とし、これらが解析結果に及ぼす影響は非常に小さいと考える。よって、ここでは潤滑油の温度は一定とし、粘度の変化は生じないものとする。また、潤滑面の弾性変形は考慮しないものとする。

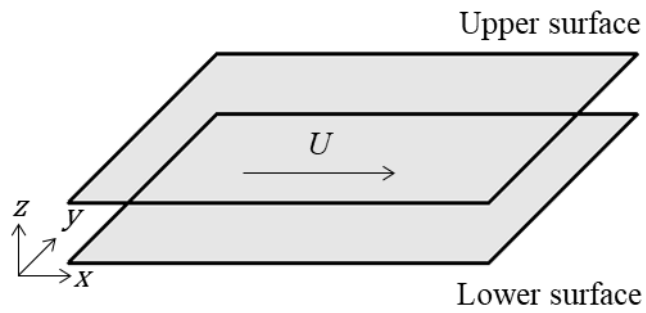


(a)解析モデル全体概略

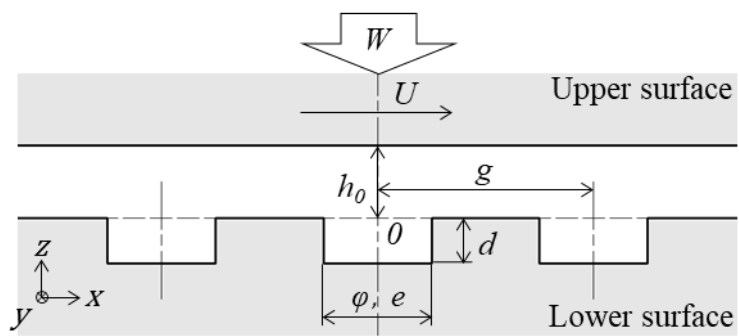


(b)解析領域中心断面

図 3.1 円筒—平面間に表面テクスチャリングを施した場合の解析モデル



(a)解析モデル全体概略



(b)解析領域中心断面

図 3.2 平面—平面間に表面テクスチャリングを施した場合の解析モデル

3.3 油膜解析

本節では油膜解析の方法について述べる。

3.3.1 油膜圧力

油膜圧力は、レイノルズ方程式から導出される汎関数を有限要素法で解くことにより求める。

流体潤滑におけるレイノルズ方程式^[3.1~3.7]を次に示す。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3.1)$$

ここで、 h ：油膜厚さ[m]， p ：油膜圧力[Pa]， η ：粘性係数[Pa・s]， U ：速度[m/s]をそれぞれ示す。本研究では速度は一定とし、静特性の解析を行うためレイノルズ方程式のストレッチ項およびスクイズ項は考慮しない。

本解析で用いた汎関数^[3.8]を次に示す。

$$\Pi(p) = \iint_S \left[-\frac{1}{2} \frac{h^3}{6\mu} \left\{ \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right\} + hU \frac{\partial p}{\partial s} \right] dS \quad (3.2)$$

この汎関数を与えられた境界条件の下で最小とする油膜圧力を求めることで、レイノルズ方程式を与えられた境界条件の下で解くことと等価となる。

本解析では、解析領域を三角形要素に分解し、各節点における油膜圧力および油膜厚さを一次関数で表し、式(3.2)に代入する。代入した汎関数の第一変分を取ることにより、油膜圧力を求める。三角形要素に分解した潤滑平面の概略を図3.3に示す。黒丸が節点、三つの節点に囲まれている三角形が一つの要素を示す。一つの要素で三つの節点について方程式を立て、各節点における油膜圧力を求めることにより解析領域全体の油膜圧力を算出する。 x ， y 方向の分割数を大きくすると、節点数は大きくなり、解析結果の精度は高くなる。

要素の頂点番号の置き方を図3.4に示す。

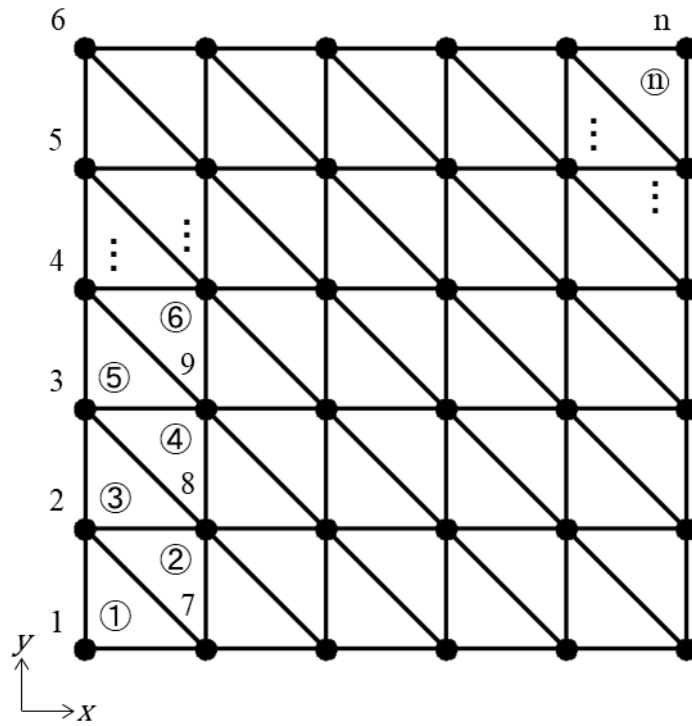
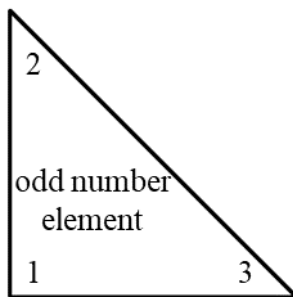
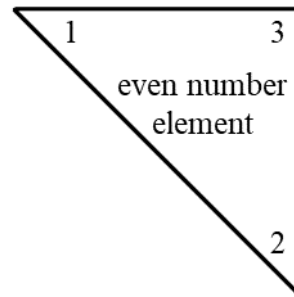


図 3.3 三角形要素に分解した潤滑平面概略



(a) 奇数要素



(b) 偶数要素

図 3.4 頂点番号

油膜圧力を,

$$p(x_i, y_i) = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y \quad (3.3)$$

と仮定する. ここで, x_i および y_i は節点座標, i は三角形要素内での頂点番号, $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ は定数である. 三角形要素の各節点における油膜圧力は,

$$p_m(x_1, y_1) = p_1 = \alpha_1 + \alpha_2 x_1 + \alpha_3 y_1$$

$$p_m(x_2, y_2) = p_2 = \alpha_1 + \alpha_2 x_2 + \alpha_3 y_2$$

$$p_m(x_3, y_3) = p_3 = \alpha_1 + \alpha_2 x_3 + \alpha_3 y_3$$

と表される. ここで, m は要素番号を示す. したがって, 式(3.3)は次式で示される.

$$\{p_m(x_i, y_i)\} = \{p_j\} = [F_{ij}]\{\alpha_j\} \quad (3.4)$$

ここで,

$$[F_{ij}] = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix}$$

$$\{\alpha_j\} = \begin{Bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \end{Bmatrix}$$

である.

式(3.4)より,

$$\{\alpha_j\} = [F_{ij}]^{-1}\{p_j\} \quad (3.5)$$

であり,

$$\begin{aligned} [F_{ij}]^{-1} &= \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix}^{-1} \\ &= \frac{1}{2A} \begin{bmatrix} x_2 y_3 - x_3 y_2 & x_3 y_1 - x_1 y_3 & x_1 y_2 - x_2 y_1 \\ y_2 - y_3 & y_3 - y_1 & y_1 - y_2 \\ x_3 - x_2 & x_1 - x_3 & x_2 - x_1 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & a_3 \\ b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$A = \frac{1}{2}\{x_1(y_2 - y_3) + x_2(y_3 - y_1) + x_3(y_1 - y_2)\} \quad (3.7)$$

とすると, 式(3.5)は

$$\{\alpha_j\} = \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & a_3 \\ b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{bmatrix} \{p_j\} \quad (3.8)$$

となる.

式(3.3)は,

$$p_m = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y = \langle 1 \quad x \quad y \rangle \begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \end{bmatrix} = \langle 1 \quad x \quad y \rangle \{\alpha_j\} \quad (3.9)$$

と表すことができ, 式(3.8)より,

$$p_m = \langle 1 \quad x \quad y \rangle \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & a_3 \\ b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{bmatrix} \{p_j\} \\ = \langle a_1 + b_1 x + c_1 a_2 y + b_2 x + c_2 a_3 y + b_3 x + c_3 y \rangle \{p_j\} \quad (3.10)$$

となる.

式(3.10)を x および y でそれぞれ偏微分すると,

$$\frac{\partial p_m}{\partial x} = \langle b_1 \quad b_2 \quad b_3 \rangle \{p_j\}$$

$$\frac{\partial p_m}{\partial y} = \langle c_1 \quad c_2 \quad c_3 \rangle \{p_j\}$$

となり,

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial p_m}{\partial x} \\ \frac{\partial p_m}{\partial y} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{bmatrix} \{p_j\} \quad (3.11)$$

となる.

式(3.11)より, 汎関数である式(3.2)の右辺第一項の $\{\}$ 内は, 次式で表される.

$$\left(\frac{\partial p_m}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial p_m}{\partial y}\right)^2 = \left\langle \frac{\partial p_m}{\partial x} \quad \frac{\partial p_m}{\partial y} \right\rangle \begin{Bmatrix} \frac{\partial p_m}{\partial x} \\ \frac{\partial p_m}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad (3.12)$$

また, 式(3.12)の $\langle \rangle$ 内は,

$$\left\langle \frac{\partial p_m}{\partial x} \quad \frac{\partial p_m}{\partial y} \right\rangle = \begin{Bmatrix} \frac{\partial p_m}{\partial x} \\ \frac{\partial p_m}{\partial y} \end{Bmatrix}^T = \{p_j\} \begin{bmatrix} b_1 & c_1 \\ b_2 & c_2 \\ b_3 & c_3 \end{bmatrix}$$

となるため, 式(3.12)は次式で表される.

$$\left(\frac{\partial p_m}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial p_m}{\partial y}\right)^2 = \{p_j\}^T \begin{bmatrix} b_1 & c_1 \\ b_2 & c_2 \\ b_3 & c_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{bmatrix} \{p_j\} = \{p_j\}^T [C] \{p_j\} \quad (3.13)$$

ここで,

$$[C] = \begin{bmatrix} b_1 & c_1 \\ b_2 & c_2 \\ b_3 & c_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{bmatrix}$$

である.

式(3.13)より, 式(3.2)の右辺第一項は次式となる.

$$\frac{1}{2} \frac{h^3}{6\mu} \left\{ \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right\} = \frac{h^3}{12\mu} \{p_j\}^T [C] \{p_j\} \quad (3.14)$$

また, 式(3.2)の右辺第二項は次式となる.

$$hU \frac{\partial p}{\partial x} = hU \langle b_1 \quad b_2 \quad b_3 \rangle \{p_j\} = hU \langle A \rangle \{p_j\} \quad (3.15)$$

ここで,

$$\langle A \rangle = \langle b_1 \quad b_2 \quad b_3 \rangle$$

である.

以上より, 式(3.2)の汎関数は次式となる.

$$\begin{aligned} \Pi(p) &= \iint_S \left[-\frac{1}{2} \frac{h^3}{6\mu} \left\{ \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right\} + hU \frac{\partial p}{\partial s} \right] dS \\ &= \iint_S \left[-\frac{h^3}{12\mu} \{p_j\}^T [C] \{p_j\} + hU \langle A \rangle \{p_j\} \right] dS \end{aligned} \quad (3.16)$$

油膜厚さについても同様に考え, 油膜厚さ h_m は,

$$h_m(x_i, y_i) = \beta_1 + \beta_2 x + \beta_3 y \quad (3.17)$$

と仮定する. ここで, $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ は定数である. 三角形要素の各節点における油膜厚さは,

$$h_m(x_1, y_1) = h_1 = \beta_1 + \beta_2 x_1 + \beta_3 y_1$$

$$h_m(x_2, y_2) = h_2 = \beta_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 y_2$$

$$h_m(x_3, y_3) = h_3 = \beta_1 + \beta_2 x_3 + \beta_3 y_3$$

と表され,

$$\{h_m(x_i, y_i)\} = \{h_j\} = [F_{ij}] \{\beta_j\} \quad (3.18)$$

となる. ここで,

$$[F_{ij}] = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix}$$

$$\{\beta_j\} = \begin{Bmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \beta_3 \end{Bmatrix}$$

である.

式(3.18)は,

$$h_m = \langle 1 \quad x \quad y \rangle \{\beta_j\} = \langle 1 \quad x \quad y \rangle [F_{ij}]^{-1} \{h_j\} \quad (3.19)$$

と表すことができ, 式(3.6)より, 次式となる.

$$h_m = \langle 1 \quad x \quad y \rangle \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & a_3 \\ b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{bmatrix} \{h_j\} \\ = \langle a_1 + b_1x + c_1a_2y + b_2x + c_2a_3y + b_3x + c_3y \rangle \{h_j\} \quad (3.20)$$

ここで, $\langle \rangle$ 内のそれぞれの項を L_1 , L_2 , L_3 とすると,

$$h_m = \langle L_1 \quad L_2 \quad L_3 \rangle \{h_j\} = L_1 h_1 + L_2 h_2 + L_3 h_3 \quad (3.21)$$

と表せる.

以上より, 式(3.16)は次式となる.

$$\Pi(p) = \iint_S \left[-\frac{h_m^3}{12\mu} \{p_j\}^T [C] \{p_j\} + h_m U \langle A \rangle \{p_j\} \right] dS \\ = \iint_S \left[-\frac{h_m^3}{12\mu} \{P_j\}^T [C] \{P_j\} + h_m U \langle A \rangle^T \right] dS \quad (3.22)$$

この汎関数が最小となる油膜圧力を求めるため, 第一変分を取ると次式となる.

$$\frac{\partial \Pi(p)}{\partial \{P_j\}^T} = \iint_S \left[-\frac{h_m^3}{6\mu} [C] \{P_j\} + h_m U \langle A \rangle^T \right] dS \quad (3.23)$$

式(3.23)を 0 と置き, 油膜圧力を求める. したがって,

$$\iint_S \frac{h_m^3}{6\mu} [C] \{P_j\} dS = \iint_S h_m U \langle A \rangle^T dS \quad (3.24)$$

となる.

ここで, 三角形面積積分の公式

$$\int_S L_1^n L_2^m L_3^p dS = 2A \frac{m!n!p!}{(m+n+p+2)!}$$

より,

$$\int_S h_m^3 dS = \frac{A}{10} \{ (h_1^3 + h_2^3 + h_3^3)(h_1 h_2 h_3) + h_1^2(h_2 + h_3) + h_2^2(h_1 + h_3) + h_3^2(h_1 + h_2) \} \\ = \frac{A}{10} \{ (h_1^2 + h_2^2 + h_3^2)(h_1 + h_2 + h_3) h_1 h_2 h_3 \} \\ = \frac{A}{10} H^3$$

であるから, 式(3.24)の左辺は次式となる.

$$\begin{aligned}
\iint_S \frac{h_m^3}{6\mu} [C] \{P_j\} dS &= \frac{AH^3}{60\mu} \begin{bmatrix} b_1 c_1 \\ b_2 c_2 \\ b_3 c_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_1 & b_2 & b_3 \\ c_1 & c_2 & c_3 \end{bmatrix} \{P_j\} \\
&= \frac{AH^3}{60\mu} \begin{bmatrix} b_1^2 + c_1^2 & b_1 b_2 + c_1 c_2 & b_1 b_3 + c_1 c_3 \\ b_1 b_2 + c_1 c_2 & b_2^2 + c_2^2 & b_2 b_3 + c_2 c_3 \\ b_1 b_3 + c_1 c_3 & b_2 b_3 + c_2 c_3 & b_3^2 + c_3^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{Bmatrix}
\end{aligned} \tag{3.25}$$

式(3.24)の右辺は次式となる.

$$\iint_S h_m U \langle A \rangle^T dS = \iint_S (L_1 h_1 + L_2 h_2 + L_3 h_3) \langle A \rangle^T U dS \tag{3.26}$$

ここで, それぞれの油膜厚さは,

$$\iint_S L_1 h_1 dS = \frac{A}{3} h_1$$

$$\iint_S L_2 h_2 dS = \frac{A}{3} h_2$$

$$\iint_S L_3 h_3 dS = \frac{A}{3} h_3$$

であり,

$$\langle A \rangle^T = \begin{Bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{Bmatrix}$$

であるから,

$$\iint_S h_m U \langle A \rangle^T dS = \frac{AU}{3} (h_1 + h_2 + h_3) \begin{Bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{Bmatrix} \tag{3.27}$$

となる.

したがって, 式(3.24)は次式となる.

$$\begin{aligned}
\frac{AH^3}{60\mu} \begin{bmatrix} b_1^2 + c_1^2 & b_1 b_2 + c_1 c_2 & b_1 b_3 + c_1 c_3 \\ b_1 b_2 + c_1 c_2 & b_2^2 + c_2^2 & b_2 b_3 + c_2 c_3 \\ b_1 b_3 + c_1 c_3 & b_2 b_3 + c_2 c_3 & b_3^2 + c_3^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{Bmatrix} &= \frac{AU}{3} (h_1 + h_2 + h_3) \begin{Bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{Bmatrix}
\end{aligned} \tag{3.28}$$

式(3.28)は一つの要素についての方程式であるため, 解析領域全体の要素について式(3.28)を連立させ油膜圧力を求める.

3.3.2 油膜厚さ

第4章の円筒—平面間に表面テクスチャリングを施した場合, 無加工の領域の油膜厚さは次式となる.

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R} \quad (3.29)$$

表面テクスチャリングを施す領域の油膜厚さは，表面テクスチャリングの深さ分油膜厚さは大きくなり，次式となる．

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R} + d \quad (3.30)$$

第5章の平面—平面間に表面テクスチャリングを施した場合，式(3.29)において，円筒の曲率を考慮する必要はない．したがって，無加工の領域の油膜厚さは次式となる．

$$h = h_0 \quad (3.31)$$

また，表面テクスチャリングを施す領域の油膜厚さは次式となる．

$$h = h_0 + d \quad (3.32)$$

3.3.3 負荷容量，摩擦力，摩擦係数

負荷容量は解析領域全体の油膜圧力を積分することにより求める．本数値解析では，油膜圧力の負圧部は潤滑油や空気が巻き込まれ大気圧になると考え，正の油膜圧力を積分して求めた．負荷容量 W_F は次式で示される．

$$W_F = \iint p dx dy \quad (3.31)$$

摩擦力はクエット流れに基づく摩擦力およびポアズイユ流れに基づく摩擦力を足し合わせるにより求める．摩擦力 F は次式で示される．

$$F = \eta U \iint \frac{1}{h} dx dy + \frac{1}{2} \iint h \frac{dp}{dx} dx dy \quad (3.32)$$

式(3.32)において，右辺第1項はクエット流れに基づく摩擦力を示し，右辺第2項はポアズイユ流れに基づく摩擦力をそれぞれ示す．クエット流れは潤滑面の移動によって誘起される流体の流れを示し，油膜厚さの影響を受ける．ポアズイユ流れに基づく摩擦力は圧力差によって誘起される流れであり，油膜厚さおよび圧力勾配の変化により影響を受ける．また，本数値解析では粘性係数および速度を一定として解析を行っている．粘性係数および速度はクエット流れに基づく摩擦力の係数となっているため，粘性係数および速度が大きくなると，クエット流れに基づく摩擦力も大きくなるが，油膜厚さや油膜圧力の変化による摩擦特性の定性的な傾向には影響しない．

摩擦係数 μ は，次式で示される．

$$\mu = \frac{F}{W_F} \quad (3.33)$$

3.4 構成方程式の無次元化

より幅広い考察ができる解析結果を得るために、各方程式を無次元化する．本節では各方程式の無次元化の方法について述べる．

3.4.1 円筒—平面間に表面テクスチャリングを施した場合
式(3.1)を無次元化するために、次の変数をおく．

$$\bar{X} = \frac{x}{R}, \quad \bar{Y} = \frac{y}{R}, \quad \bar{H} = \frac{h}{R}, \quad \bar{P} = \frac{Rp}{6\eta U} \quad (3.34)$$

ここで、 \bar{X} は無次元x座標[-]、 \bar{Y} は無次元y座標[-]、 \bar{H} は無次元油膜厚さ[-]、 \bar{P} は無次元油膜圧力[-]を示す．式(3.34)の諸式を用いて式(3.1)を無次元化すると次式を得る．

$$\frac{\partial}{\partial \bar{X}} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{X}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{Y}} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{Y}} \right) = \frac{\partial \bar{H}}{\partial \bar{X}} \quad (3.35)$$

式(3.34)の諸式を用いて式(3.29)および式(3.30)を無次元化すると、無加工の領域では

$$\bar{H} = \bar{H}_0 + \frac{\bar{X}^2}{2} \quad (3.36)$$

表面テクスチャリングを施す領域では

$$\bar{H} = \bar{H}_0 + \frac{\bar{X}^2}{2} + \frac{d}{R} \quad (3.37)$$

ここで、

$$\bar{H}_0 = \frac{h_0}{R} \quad (3.38)$$

\bar{H}_0 は無次元中心油膜厚さを示す．

式(3.34)の諸式を用いて式(3.31)の負荷容量および式(3.32)の摩擦力を無次元化して得られる無次元負荷容量および無次元摩擦力は次式となる．

$$\bar{W}_F = \int_0^1 \int_0^1 \bar{P} d\bar{X} d\bar{Y} = \frac{W_F}{6\eta UR} \quad (3.39)$$

$$\bar{F} = \int_0^1 \int_0^1 \left(\frac{1}{\bar{H}} + 3\bar{H} \frac{d\bar{P}}{d\bar{X}} \right) d\bar{X} d\bar{Y} = \frac{F}{\eta UR} \quad (3.40)$$

3.4.2 平面—平面間に表面テクスチャリングを施した場合
式(3.1)を無次元化するために、次の変数をおく．

$$\bar{X} = \frac{x}{L}, \quad \bar{Y} = \frac{y}{B}, \quad \bar{H} = \frac{h}{h_0}, \quad \bar{P} = \frac{h_0^2 p}{6\eta UL} \quad (3.41)$$

ここで、 L は解析領域 x 方向長さ[m]、 B は解析領域 y 方向長さを示す。式(3.41)の諸式を用いて式(3.1)を無次元化すると次式を得る。

$$\frac{\partial}{\partial \bar{X}} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{X}} \right) + \left(\frac{L}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{Y}} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{Y}} \right) = \frac{\partial \bar{H}}{\partial \bar{X}} \quad (3.42)$$

式(3.41)の諸式を用いて式(3.31)および式(3.32)を無次元化すると、無加工の領域では

$$\bar{H} = \bar{H}_0 \quad (3.43)$$

表面テクスチャリングを施す領域では

$$\bar{H} = \bar{H}_0 + \frac{d}{h_0} \quad (3.44)$$

式(3.41)の諸式を用いて式(3.31)の負荷容量および式(3.32)の摩擦力を無次元化して得られる無次元負荷容量および無次元摩擦力は次式となる。

$$\bar{W}_F = \int_0^1 \int_0^1 \bar{P} d\bar{X} d\bar{Y} = \frac{h_0^2 W_F}{6\eta UL^2 B} \quad (3.40)$$

$$\bar{F} = \int_0^1 \int_0^1 \left(\frac{1}{\bar{H}} + 3\bar{H} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{X}} \right) d\bar{X} d\bar{Y} = \frac{h_0 F}{\eta ULB} \quad (3.41)$$

3.5 解析方法の検証

本数値解析結果の信頼性を検討するために、最初にスラスト軸受における有限幅傾斜平面の圧力分布を解析し、従来の研究における数値解と比較した。

有限幅傾斜平面の解析モデルを図 3.5 に示す。上側潤滑面を x 方向に長さ B 、 z 方向に幅 L を持つパッドについて、その入口側油膜厚さ h_i および出口側油膜厚さ h_o によりそのすきま比 $m = h_i/h_o$ を変化させる。数値解析には C 言語プログラムを用い、有限要素法により、潤滑面領域を 500×500 個の微小正方形領域に分割して各すきま比における無次元油膜圧力および無次元負荷容量を算出した。潤滑状態は流体潤滑とし、境界条件として、解析領域端部では大気圧、すなわち油膜圧力はゼロとする。また、しゅう動速度 U は一定で定常状態にあるものとする。

図 3.6 に従来の研究における有限幅傾斜平面の圧力分布の数値解^[3.1, 3.5]を示す。ここで、 K_p は圧力係数であり、次式で示される。

$$K_p = \frac{h_o^2 p}{\eta U B} \quad (3.42)$$

無次元油膜圧力を軸受面積にわたって積分することにより求める無次元負荷容量は L/B によらず $m = 2.2$ 近傍で最大になる^[3.1]。

図 3.7 に C 言語プログラムにより得られた有限幅傾斜平面の圧力分布の解析解を示す。また、図 3.8 に各すきま比における無次元負荷容量の解析解を示す。

図 3.6 および図 3.7 より、有限幅傾斜平面の圧力分布の数値解と解析解は非常によく一致していることがわかる。また、図 3.8 において、無次元負荷容量は $m = 2.2$ 近辺で最大値を取っており、従来の研究結果と一致している。

スラスト軸受における有限幅傾斜平面の潤滑理論は実験においても実証されており、本数値解析に使用した C 言語プログラムは油膜特性の解析に適用できると考える。

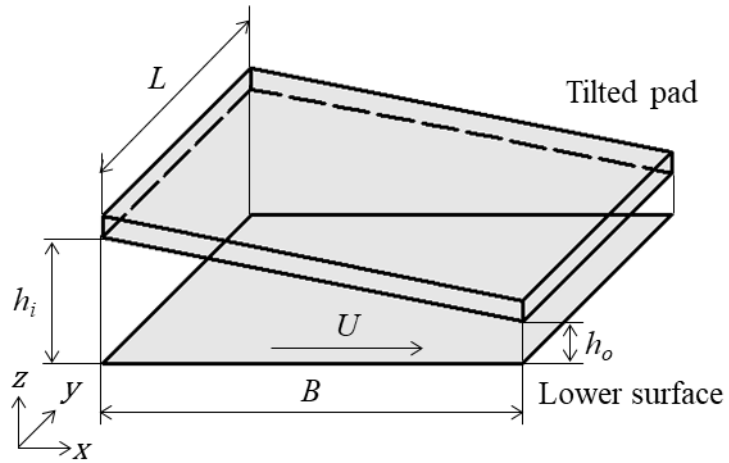


図 3.5 有限幅傾斜平面解析モデル

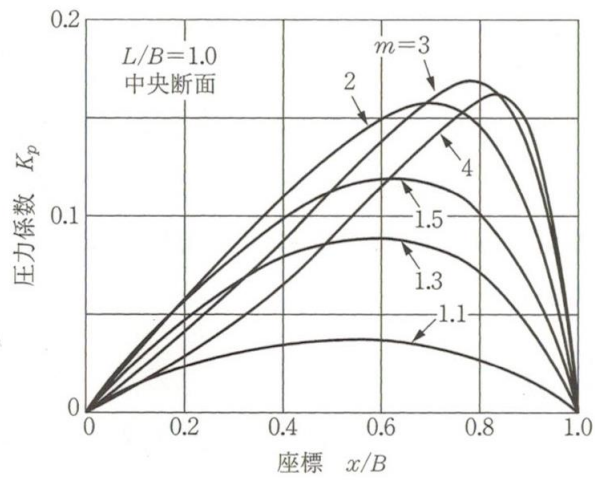


図 3.6 従来の研究における有限幅傾斜平面の圧力分布数値解

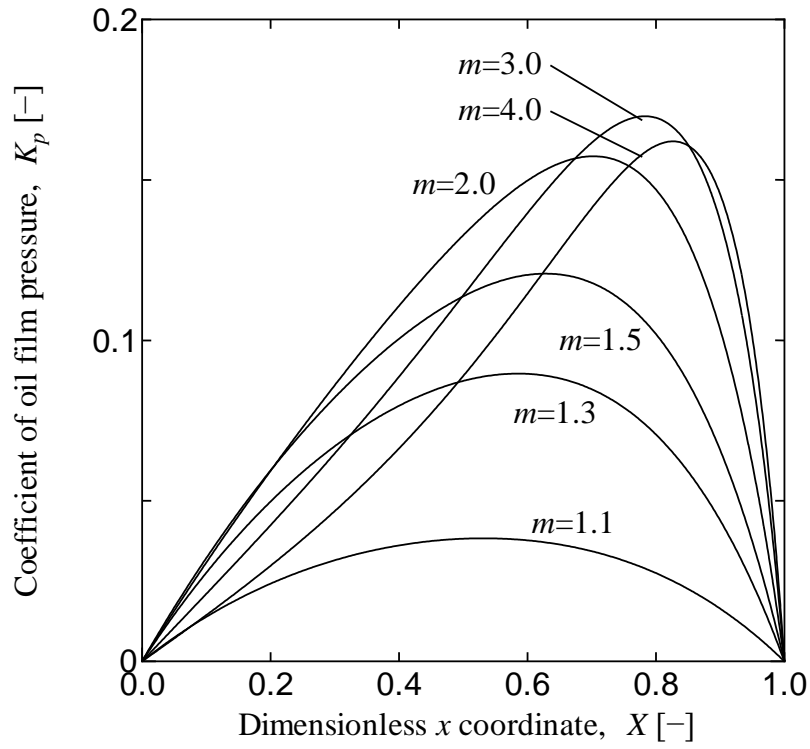


図 3.7 有限幅傾斜平面の圧力分布解析解

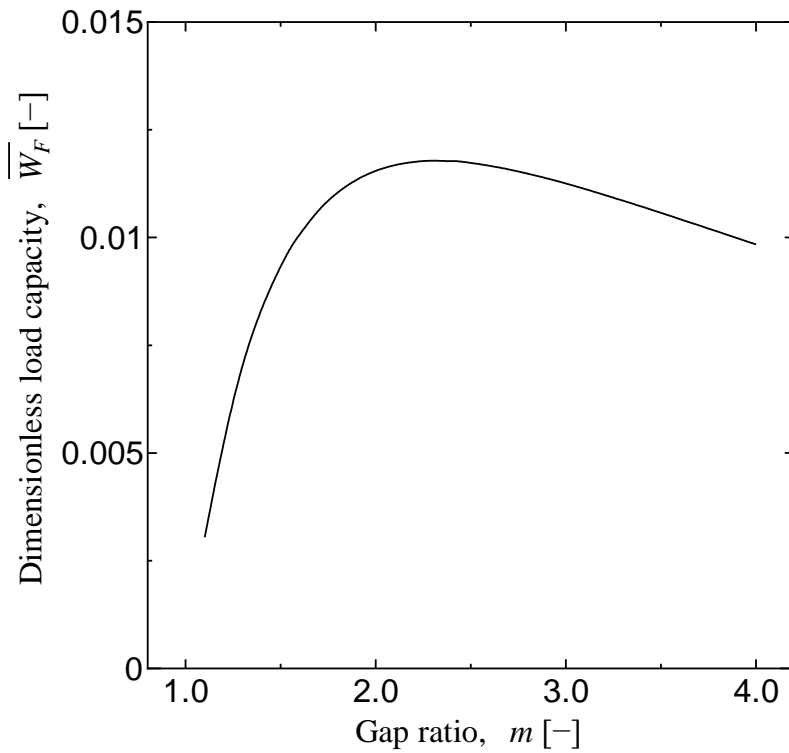


図 3.8 有限幅傾斜平面の無次元負荷容量解析解

参考文献

- [3.1] 機械工学便覧応用編 β 1, 日本機械学会編(1985)
- [3.2] 堀幸夫：流体潤滑, 株式会社養賢堂(2002)
- [3.3] 橋本巨：基礎から学ぶトライボロジー, 森北出版株式会社(2006)
- [3.4] 村木正芳：図解 トライボロジー 摩擦の科学と潤滑技術, 日刊工業新聞社(2007)
- [3.5] 山本雄二, 兼田楨宏：トライボロジー (第2版), 株式会社オーム社(2010)
- [3.6] 佐々木信也, 志摩政幸, 野口昭治, 平山朋子, 地引達弘, 足立幸志, 三宅晃司：はじめてのトライボロジー, 株式会社講談社(2013)
- [3.7] 山本雄二, 兼田楨宏：続・トライボロジー —機械システムの機能・性能・信頼性の向上, 株式会社オーム社(2013)
- [3.8] M.M. Reddi : Finite Element Solution of the Incompressible Lubrication Problems, Trans. ASME.F, Vol.91, No.3, July(1969), 524-533

第4章 円筒—平面間に表面テクスチャリングを施した場合の数値 解析

4.1 解析条件

本章では、3.2 節の図 3.1 に示す潤滑面上で円筒が転がり運動するモデルを考える。潤滑状態は流体潤滑とし、境界条件として解析領域端部では油膜圧力はゼロとする。また、円筒の回転速度は一定で定常状態にあるものとする。

4.2.1 項では、小さい解析領域において、円筒—平面間に施した表面テクスチャリングが油膜圧力に及ぼす影響を調べる。中心油膜厚さ h_0 は $10\mu\text{m}$ 一定とし、配置や数が異なる溝を施した場合に発生する無次元油膜圧力を比較する。表 4.1 に油膜厚さを一定にした場合の解析条件を示す。

4.2.2 項では、負荷容量 W_F を 10N 一定とし、表面テクスチャリングを施したことにより発生する無次元油膜圧力、無次元油膜厚さおよび摩擦係数を求める。また、解析領域全体に表面テクスチャリングを施す以外に、解析領域の入口側または出口側のみに施した場合について解析する。表 4.2 に負荷容量を一定にした場合の解析条件を示す。

表 4.1 油膜厚さを一定にした場合の解析条件

| Analysis conditions | |
|---|----------------------|
| Dimensionless x coordinate, \bar{X} [-] | -0.00417 ~ 0.00417 |
| Dimensionless y coordinate, \bar{Y} [-] | -0.00417 ~ 0.00417 |
| Dimensionless central oil film thickness, \bar{H}_0 [-] | 8.3×10^{-5} |
| Surface texturing conditions | |
| Shape | Groove |
| Ratio of width, e/L [-] | 0.01 |
| Ratio of depth, d/L [-] | 0.01 |
| Ratio of pitch, g/L [-] | 0.125 |
| Number of groove | 1, 7 |

表 4.2 負荷容量を一定にした場合の解析条件

| Analysis conditions | |
|--|----------------------------------|
| Dimensionless x coordinate, \bar{X} [-] | -0.0417 ~ 0.0417 |
| Dimensionless y coordinate, \bar{Y} [-] | -0.0417 ~ 0.0417 |
| Dimensionless Load Capacity, \bar{W}_F [-] | 277.8 |
| Surface texturing conditions | |
| Shape | Dimple, Groove |
| Ratio of diameter, φ/L [-] | 0.004 ~ 0.097 |
| Ratio of width, e/L [-] | 0.001 ~ 0.082 |
| Ratio of depth, d/L [-] | 0.0005 ~ 0.003 |
| Ratio of pitch, g/L [-] | 0.01 ~ 0.09 |
| Placement | Overall, Inlet side, Outlet side |
| Area ratio, α [%] | 10 ~ 50 |

4.2 解析結果

本節では、解析結果について述べる。

4.2.1 油膜厚さを一定にした場合

(1) 一本の溝が油膜圧力に及ぼす影響

図 4.1 は無次元中心油膜厚さ \bar{H}_0 を 8.3×10^{-5} 一定とした場合において、表面テクスチャリングが施されていない無加工平面上で円筒が転がり運動をした際に油膜内に生じる無次元油膜圧力の分布を示す。図 4.2 は図 4.1 に示す無次元油膜圧力分布において $\bar{Y} = 0$ における無次元油膜圧力および無次元油膜厚さの分布を示す。円筒の曲率により \bar{X} が負の範囲では油膜は先狭まりのくさび形状になっており、くさび膜作用による正の圧力が発生する。油膜厚さは \bar{X} 方向端部で大きく、円筒直下に近づくほど小さくなり、 $\bar{X} = 0$ において最小となる。図 4.3 および図 4.4 は $\bar{X} = 0$ の位置に幅比および深さ比が 0.01 の溝が一本施された場合の xy 平面形状および $\bar{Y} = 0$ における無次元油膜圧力の分布をそれぞれ示す。溝を施すことにより溝入口部で油膜圧力は減少し、溝出口部で急激に増加する。図 4.5 は図 4.4 に示す油膜圧力分布のうち負圧が生じる箇所をゼロとした場合の油膜圧力分布を示す。実際には負圧が生じる部分では空気や潤滑油が引き込まれて大気圧、すなわち油膜圧力はゼロになると考えられるため、図 4.4 の圧力分布は図 4.5 のように示されるように正圧のみの油膜圧力の分布になると考える。このことはジャーナル軸受の負圧部の考え方と同様である。

図 4.6 および図 4.7 は $\bar{X} = -0.00125$ の位置に溝を施した際 xy 平面形状および $\bar{Y} = 0$ における無次元油膜圧力分布をそれぞれ示す。溝形状は図 4.3 の場合と同様に幅比および深さ比がそれぞれ 0.01 である。同図において破線は無加工の場合の無次元油膜圧力分布を示す。図 4.5 と図 4.7 を比較すると、円筒に対する溝の相対的位置が変わると油膜圧力分布が変化する。溝を施す位置によっては無次元最大油膜圧力が無加工の場合の無次元最大油膜圧力より小さくなることもある。

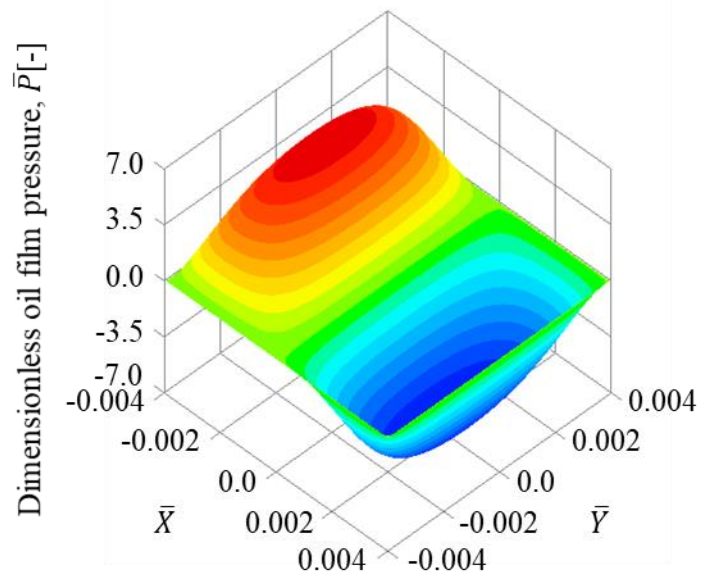


図 4.1 無次元油膜圧力分布

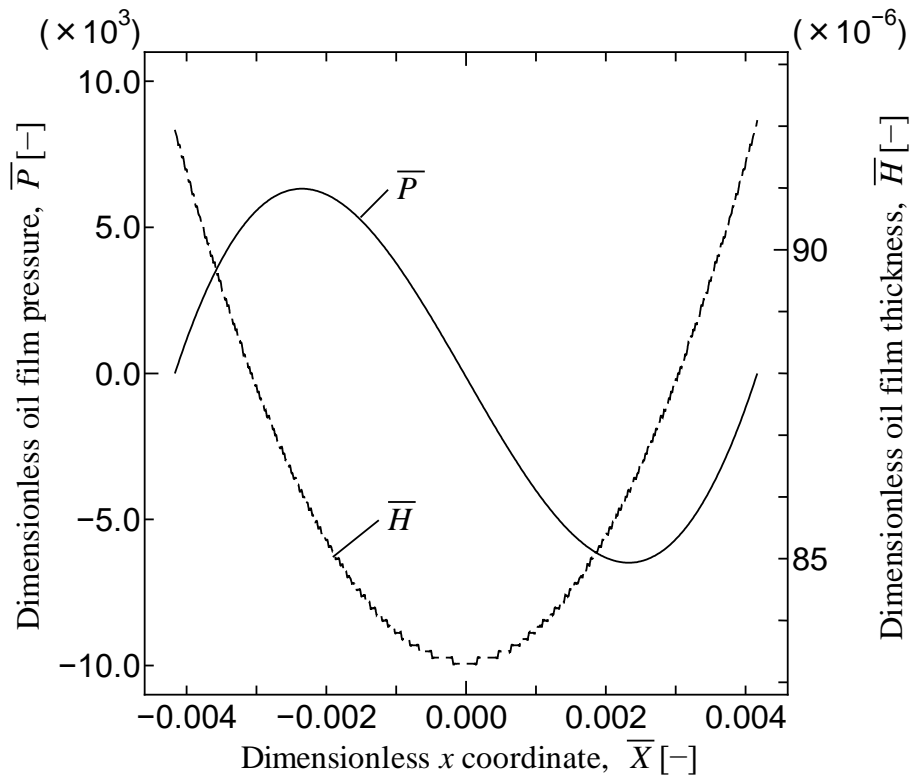


図 4.2 $\bar{Y} = 0$ における無次元油膜圧力および無次元油膜厚さ分布

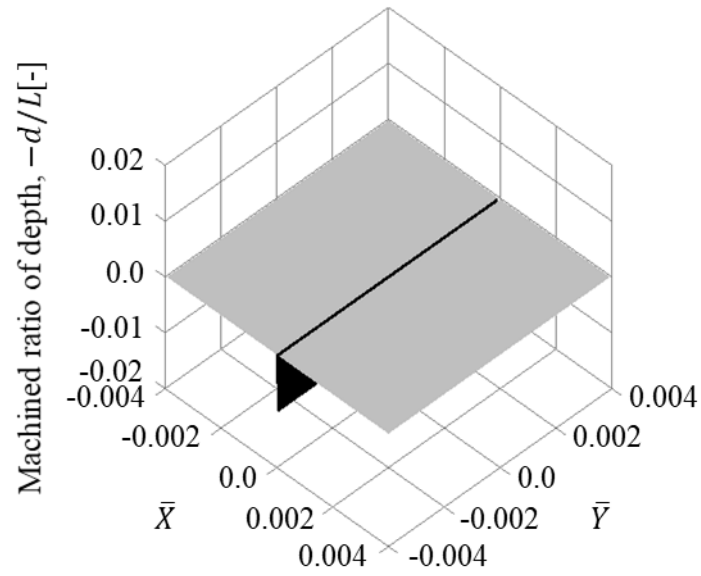


図 4.3 $\bar{X} = 0$ に溝形状のテクスチャリングを施した際の xy 平面形状

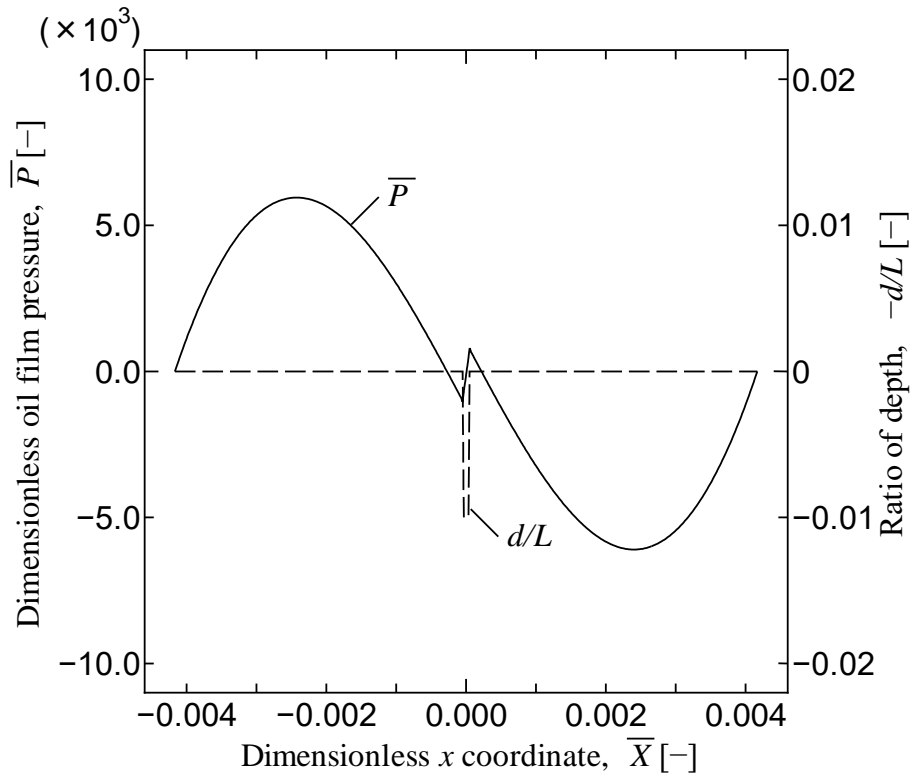


図 4.4 $\bar{X} = 0$ に溝形状のテクスチャリングを施した際の無次元油膜圧力分布

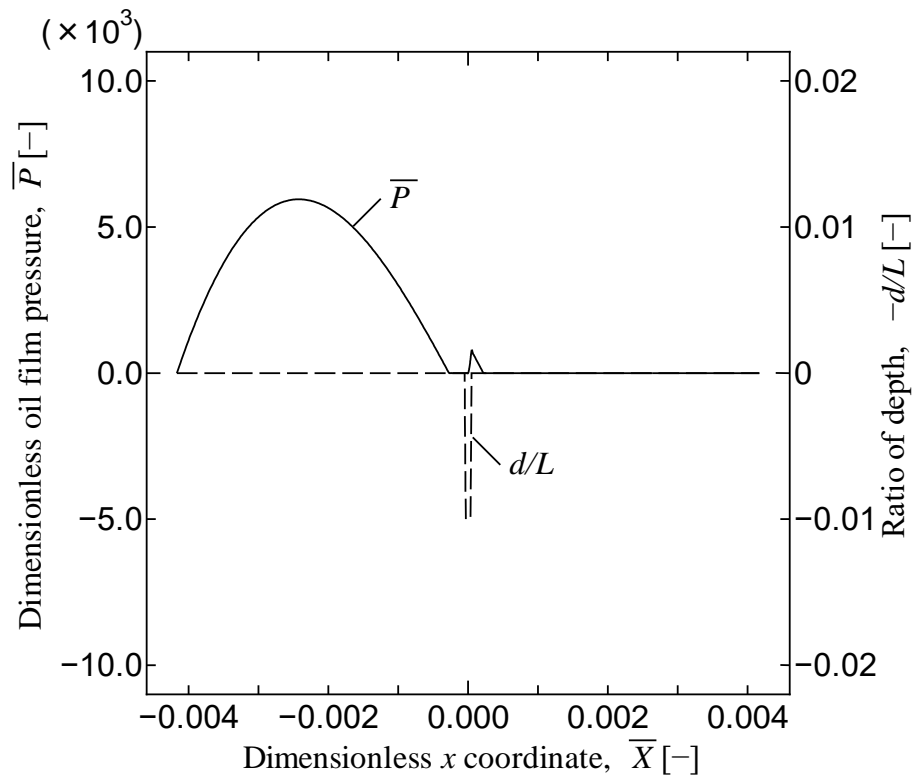


図 4.5 図 4.4 における負圧を 0 とした場合の無次元油膜圧力分布

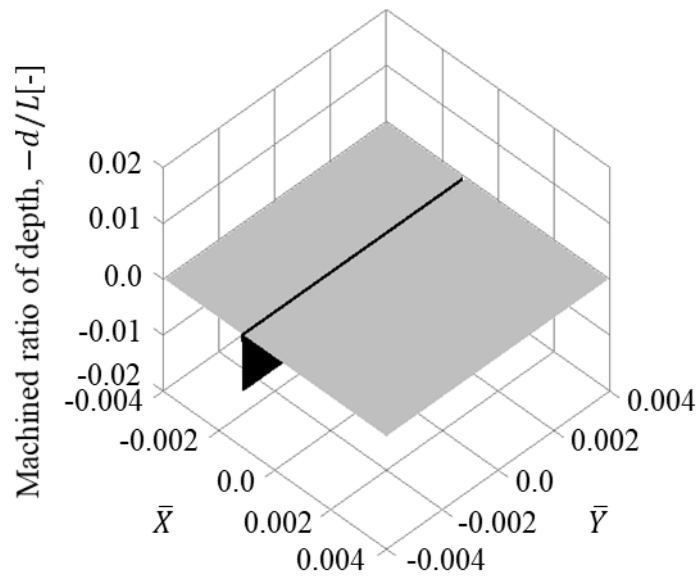


図 4.6 $\bar{x} = -0.00125$ の位置に溝を施した際の xy 平面形状

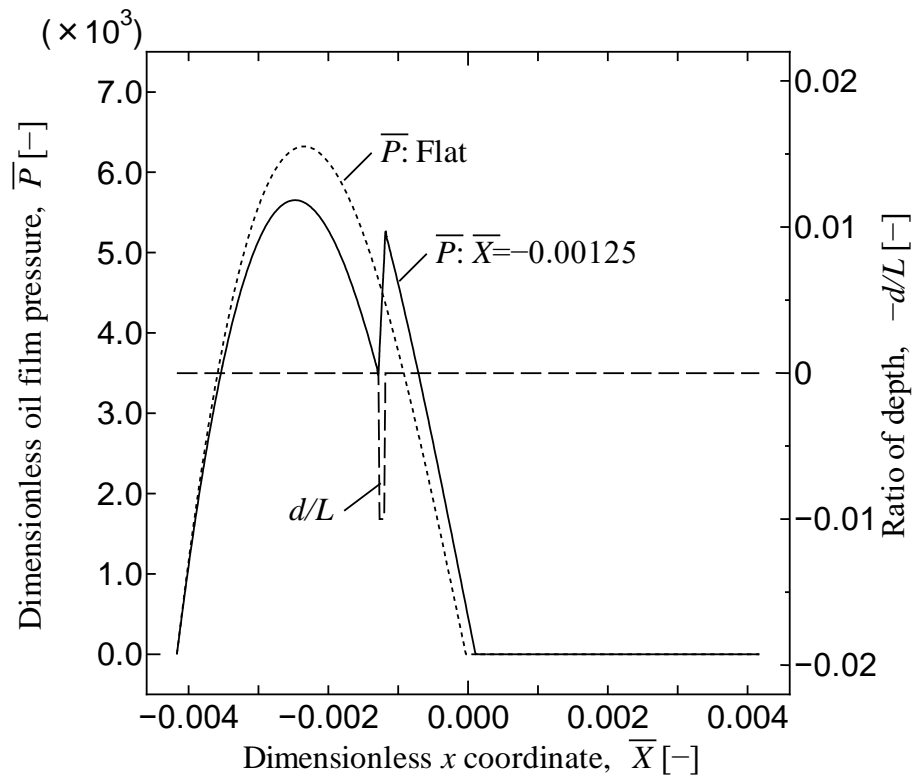


図 4.7 テクスチャリングの位置が油膜圧力に及ぼす影響

(2)複数の溝が油膜圧力に及ぼす影響

図 4.8 および図 4.9 は幅比および深さ比がそれぞれ 0.01 の溝を \bar{X} 方向にピッチ比 0.125 で 7 本施した場合の xy 平面形状および無次元油膜圧力の分布をそれぞれ示す。溝が施してある位置で油膜内に動圧が生じ、この圧力変動を溝の位置ごとに繰り返す。また、表面テクスチャリングの寸法や施す位置によって油膜圧力の増減が変化する。

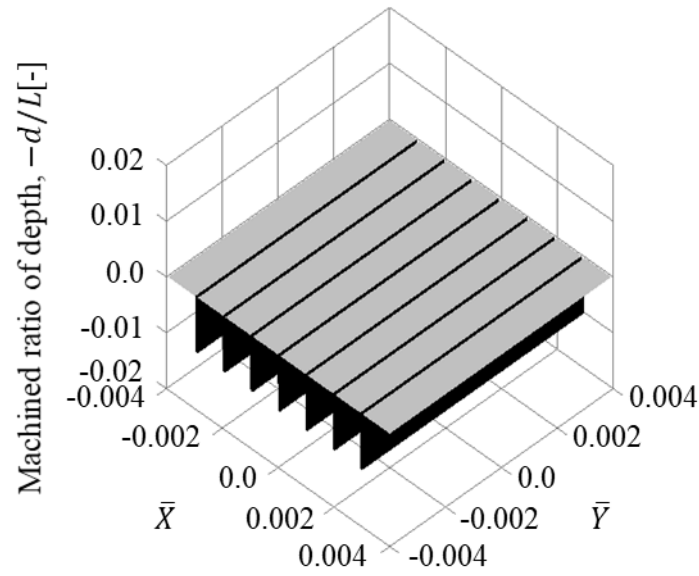


図 4.8 7本の溝を施した際の xy 平面形状

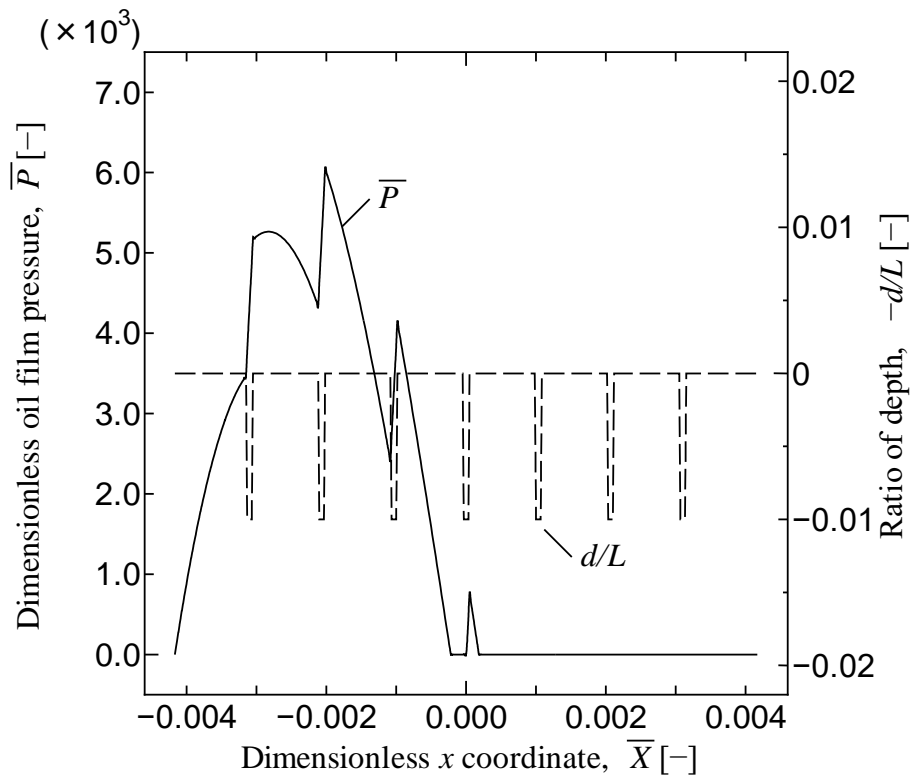


図 4.9 複数の溝形状のテクスチャリングが油膜圧力に及ぼす影響

4.2.2 負荷容量を一定にした場合

(1)面積率が摩擦特性に及ぼす影響

図 4.7 および図 4.8 はピッチ比 0.06, 深さ比 0.001 一定の窪みおよび溝形状の表面テクスチャリングを解析領域全体に施した場合における, 無次元最大油膜圧力および摩擦係数と面積率との関係を示す. この解析ではピッチ比一定で, 窪みの直径比および溝の幅比を増加させることで面積率を増加させる. このため, 本項では面積率の影響を考察することで窪みの直径比および溝の幅比の影響について考察する, 図 4.7 に示す解析結果より窪みの場合の最大油膜圧力は溝の場合の最大油膜圧力と大きく変わらず, 面積率の増加と共に最大油膜圧力は増加する, これは, 面積率の増加, すなわち窪みの直径比, 溝の幅比が大きくなると油膜圧力の正圧が発生する領域が小さくなるために, 同一負荷条件下では最大油膜圧力が上昇すると考える. また, 図 4.8 において摩擦係数は両形状において面積率の増加と共に増加する. 摩擦係数は 3.3.3 項の式(3.33)により求まり, また, 式(3.33)の摩擦力 F は式(3.32)により求まる. 式(3.32)の右辺第一項はクエット流れに基づく摩擦力, 第二項はポアズイユ流れに基づく摩擦力を示す. このため, 解析領域全体の摩擦力と摩擦係数の増減はクエット流れに基づく摩擦力とポアズイユ流れに基づく摩擦力の増減を調べることによりわかる. 解析領域全体の摩擦力について考察するために, 図 4.9 に窪みおよび溝の場合におけるクエット流れおよびポアズイユ流れに基づく無次元摩擦力と面積率の関係を示す. 摩擦力の増減は式(3.41)からわかるようにクエット流れに基づく摩擦力は油膜厚さにより, ポアズイユ流れに基づく摩擦力は油膜厚さおよび圧力勾配の変化によりそれぞれ影響を受ける. 図 4.9 において, クエット流れに基づく摩擦力は面積率の増加に伴い減少している. この結果より表面テクスチャリングの面積率の増加により, 解析領域全体において油膜厚さが大きくなる箇所が相対的に増えたと考える. この結果, ポアズイユ流れに基づく摩擦力は, 図 4.9 に示すように面積率が大きくなるとより大きくなると考える. 以上のクエット流れおよびポアズイユ流れに基づく摩擦力を足し合わせた結果が解析領域全体の摩擦力となる. 面積率の増加とともにポアズイユ流れに基づく摩擦力の増加がクエット流れに基づく摩擦力の減少を上回っており, この結果, 解析領域全体の摩擦力および摩擦係数が増加すると考える. 以上より表面テクスチャリングの面積率の増加, つまり窪みの直径比および溝の幅比が増加すると解析領域全体において油膜厚さの大きくなる箇所が相対的に増加するため摩擦係数が増加したと考える.

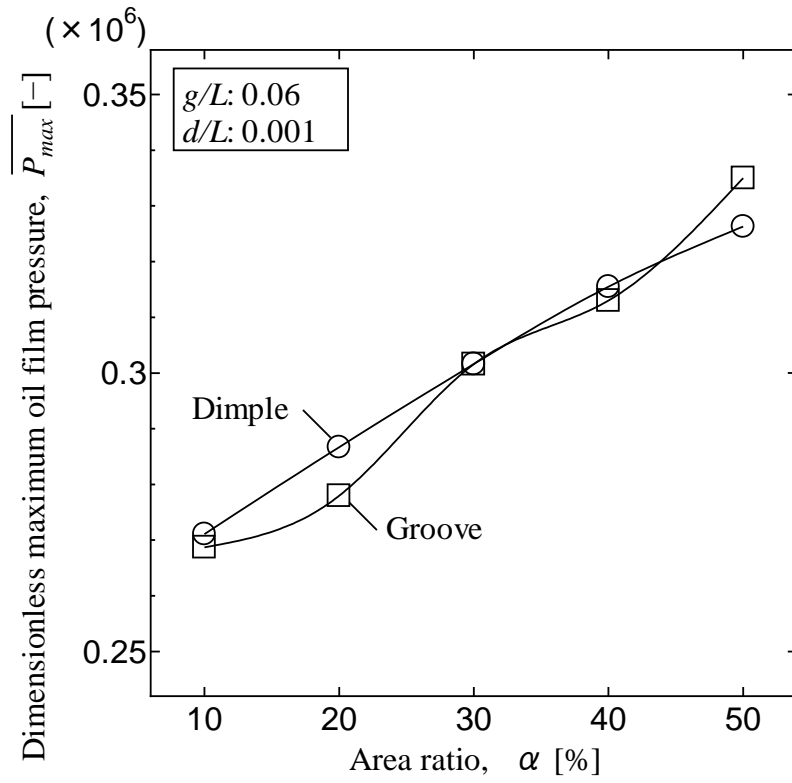


図 4.7 無次元最大油膜圧力と面積率の関係

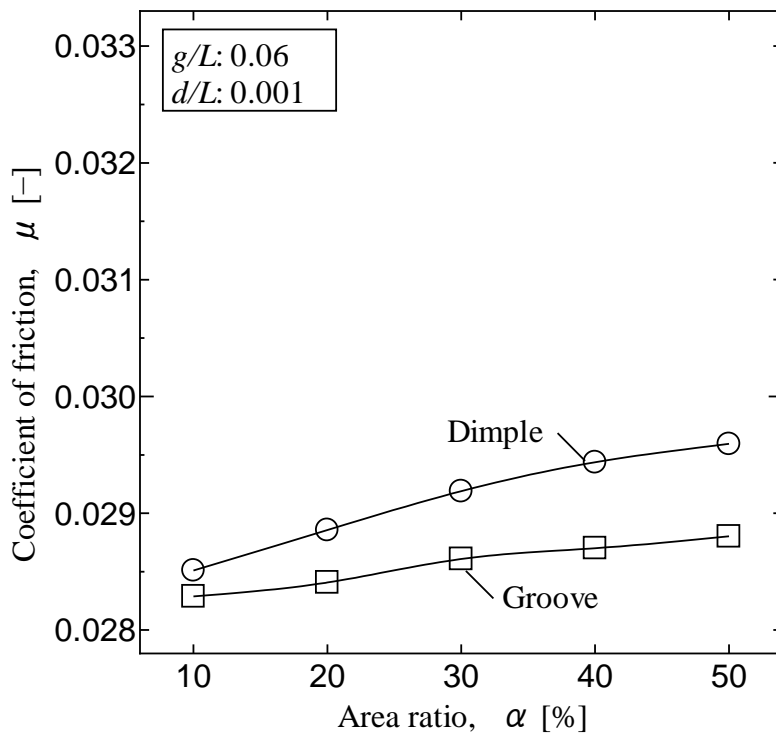


図 4.8 摩擦係数と面積率の関係

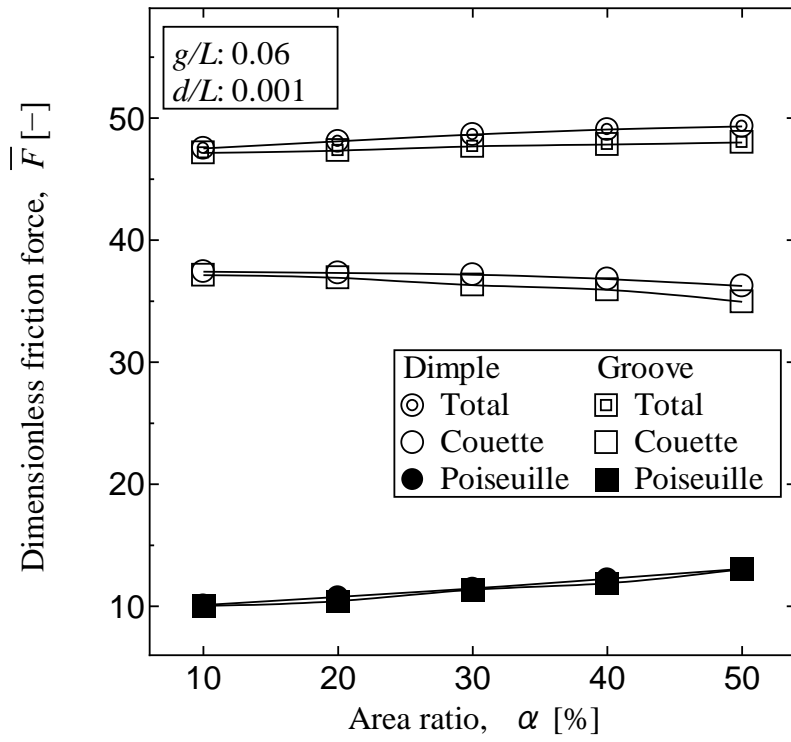


図 4.9 無次元摩擦力和面積率の関係

(2)深さが摩擦特性に及ぼす影響

図 4.10 から図 4.12 は面積率 30%, ピッチ比 0.06 一定の窪みおよび溝形状の表面テクスチャリングを施した場合における無次元最大油膜圧力, 摩擦係数, 無次元摩擦力と深さ比の関係を示す. 図 4.10 の無次元最大油膜圧力は窪みおよび溝の両形状において深さ比の増加と共に増加し, 深さ比の大きい領域では溝の場合の無次元最大油膜圧力は窪みの場合の無次元最大油膜圧力と比較して増加量が大きくなる. この結果より溝の深さは無次元最大油膜圧力により大きな影響を及ぼすことがわかる. 図 4.11 において, 溝の深さを変化させた際の摩擦係数の変化は, 窪みの深さを変化させた際の摩擦係数の変化と比較してより大きくなる. これは, 図 4.12 に示すように, 溝の深さが大きくなるとクエット流れに基づく摩擦力が大きくなり, その変化量は窪みの深さを変化させた際のクエット流れに基づく摩擦力と比較してより大きくなることにより生じると考える. さらに, この結果から, 溝の深さが大きくなると, 窪みの深さが大きくなった際と比較して, 解析領域全体において相対的に油膜厚さが小さくなる箇所が増える. このことが最大油膜圧力の増加と摩擦係数の増加の原因になっていると考える.

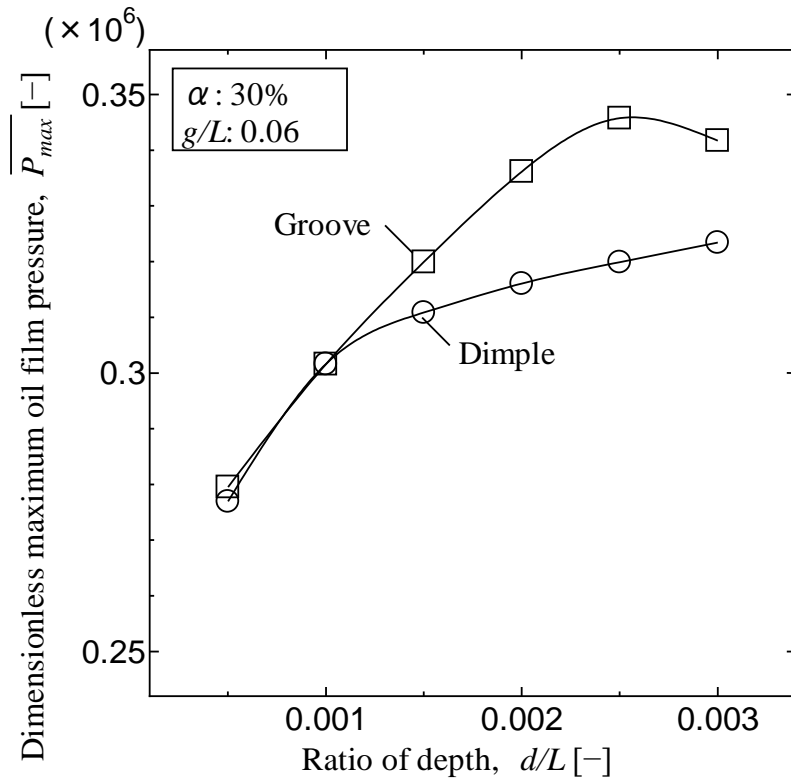


図 4.10 無次元最大油膜圧力と深さ比の関係

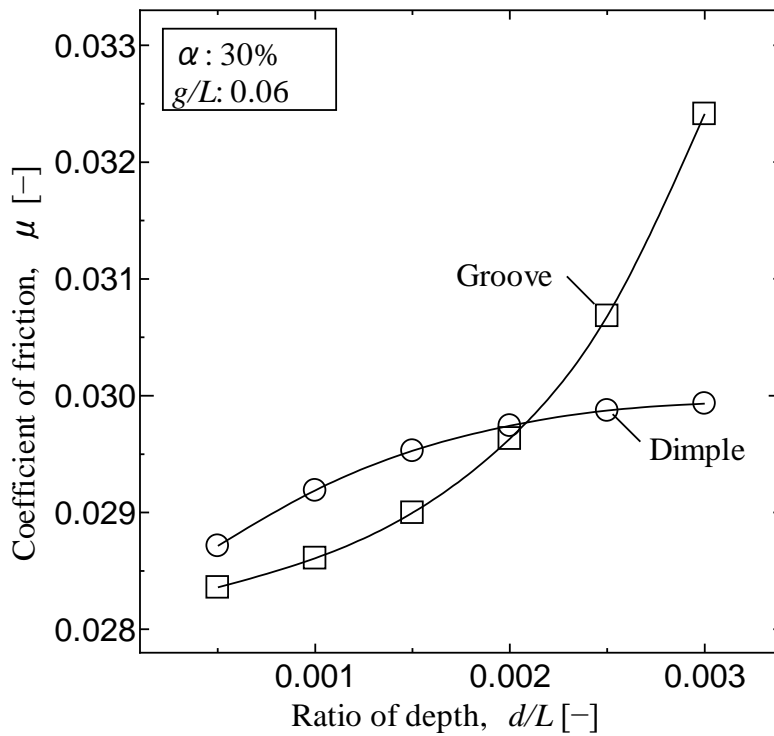


図 4.11 摩擦係数と深さ比の関係

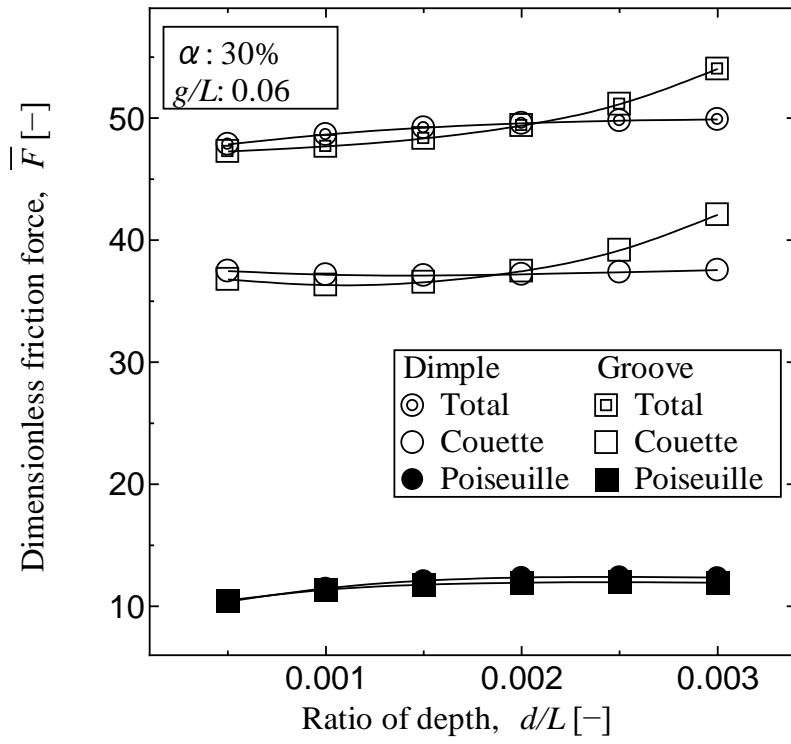


図 4.12 無次元摩擦力と深さ比の関係

(3)ピッチが摩擦特性に及ぼす影響

図 4.13 から図 4.15 は窪みおよび溝形状の表面テクスチャリングを解析領域全体に施した場合における無次元最大油膜圧力, 摩擦係数, 無次元摩擦力とピッチ比の関係を示す. 窪みおよび溝の面積率は 30%, 深さ比は 0.001 一定としている. 図 4.13 において, ピッチ比が変化すると窪みまたは溝と円筒との相対的位置関係が変わることによりピッチ比の変化に伴う最大油膜圧力の増減の変動が直径比・幅比を変化させた場合 (図 4.7) および深さを変化させた場合 (図 4.10) の最大油膜圧力の増減の変動と比較して大きくなる. 全体的な傾向としてピッチ比が小さくなると無次元最大油膜圧力は小さくなる. これはピッチ比が小さいと解析領域内の窪み個数および溝本数が増加し, 油膜圧力の正圧発生が分断されるため, 同一負荷を支持するためには油膜圧力が平均化し, その結果油膜圧力の最大値が減少したと考える. 図 4.14 において, 窪みを施した場合の摩擦係数は, 溝を施した場合の摩擦係数より大きく, ピッチ比が 0.03~0.05 の間で最小値をとる. よって, 最適なピッチ比が存在すると考える. このことは緒方らの研究においても同様の結果が得られている. また, 窪みを施した場合の摩擦係数が溝を施した場合の摩擦係数より大きくなるのは図 4.15 に示されるように窪みの場合に生じるクエット流れに基づく摩擦力が溝の場合のクエット流れに基づく摩擦力に比べて大きいという結果により生じると考えられ, さらに, この結果より窪みの場合の解析領域全体の油膜厚さが溝の場合の解析領域全体の油膜厚さに比べて相対的に大きくなることがわかる.

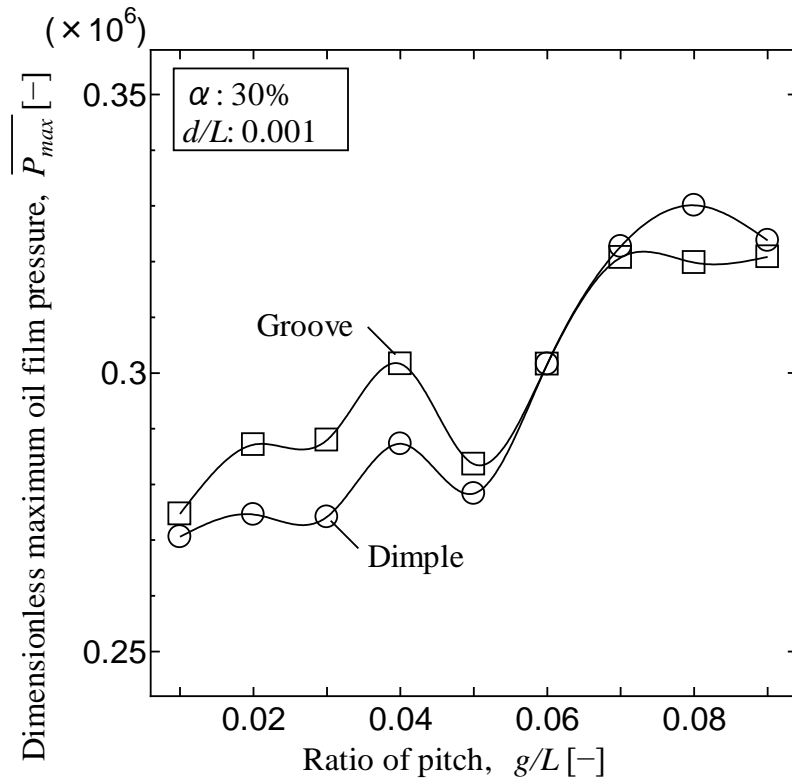


図 4.13 無次元最大油膜圧力とピッチ比の関係

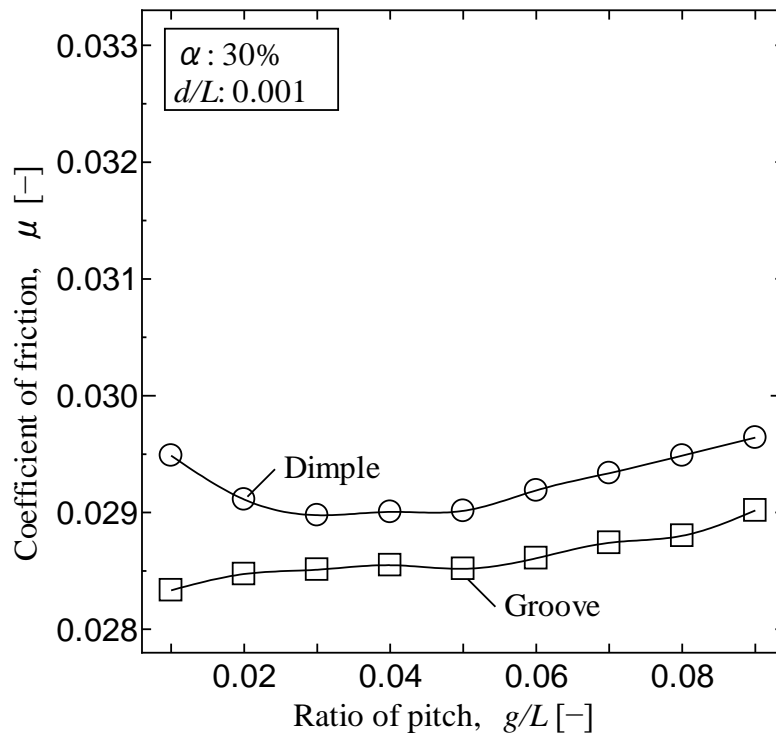


図 4.14 摩擦係数とピッチ比の関係

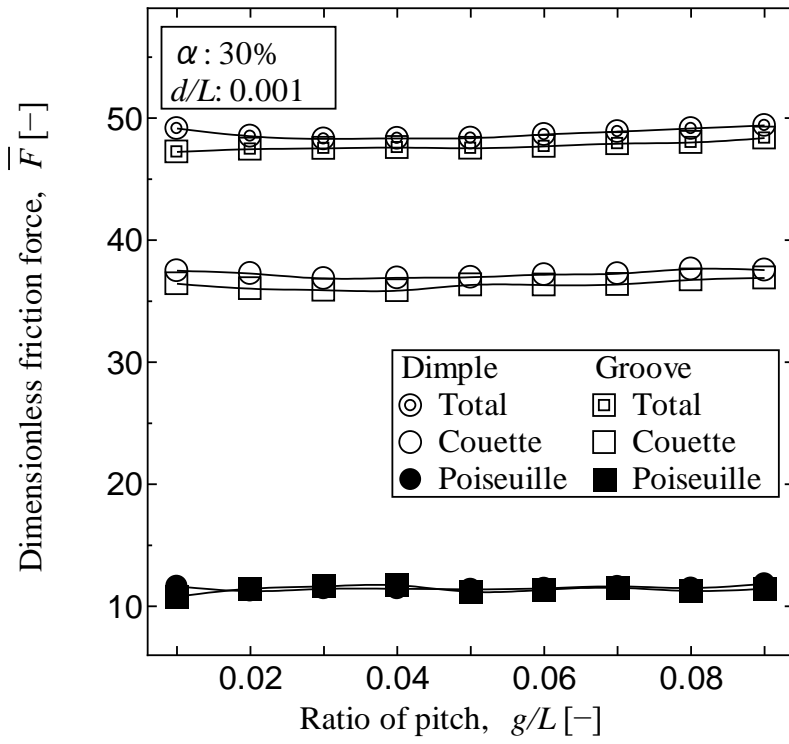


図 4.15 無次元摩擦力とピッチ比の関係

(4)配置が摩擦特性に及ぼす影響

図 4.16 に各表面テクスチャリングのピッチ比を 0.06, 深さ比を 0.001 一定とし, 窪みもしくは溝の配置が異なる場合における無次元最大油膜圧力と表面テクスチャリングの面積率との関係を示す. いずれの配置においても, 面積率の増加と共に無次元最大油膜圧力は増加するが, 窪みおよび溝を施した際に生じる無次元最大油膜圧力の差異は小さい. しかし, 窪みもしくは溝の配置の違いによる無次元最大油膜圧力の差異は大きい. 入口側に表面テクスチャリングを配置した場合の無次元最大油膜圧力は他の場合の無次元最大油膜圧力と比較して最も大きく, また面積率の増加に伴う無次元油膜圧力の増加の程度も大きい. 入口側に表面テクスチャリングを施した場合, 面積率が大きくなると, 他の配置と比較して正圧領域の無加工部の面積がより小さくなるため, 正の油膜圧力の発生領域が小さくなり, 油膜圧力の最大値がより大きくなると考える. 一方, 出口側に表面テクスチャリングを施した場合, 面積率の変化による無次元最大油膜圧力の変化は小さい. 表面テクスチャリングを出口側に施した場合は面積率が増加しても入口側の油膜圧力分布は無加工の場合の油膜圧力分布とほぼ同一となるため, 面積率による無次元油膜圧力の変化は小さくなるものと考えられる.

図 4.17 は, 各配置における無次元中心油膜厚さと面積率の関係を示す. 窪みおよび溝の両形状において表面テクスチャリングの面積率を大きくすると無次元中心油膜厚さは小さくなるが, 解析領域出口側だけに表面テクスチャリングを施した場合, その変化は小さい. これは出口側だけに表面テクスチャリングを施した場合には, 入口側だけで主に負荷を支持するため, 油膜厚さに及ぼす影響が小さいと考える. 表面テクスチャリングを出口側に施した場合の無次元中心油膜厚さは, 解析領域全体および入口側に施した場合の無次元中心油膜厚さと比較して大きくなる.

図 4.18 は, 各配置における摩擦係数と面積率の関係を示す, 図中の破線は無加工の場合の摩擦係数を示す. 窪みまたは溝を解析領域出口側に施した場合の摩擦係数は, 無加工の場合の摩擦係数と比較して小さく, また, 窪みおよび溝の面積率が大きくなると摩擦係数がさらに小さくなる. この結果から, 潤滑面に表面テクスチャリングを施すことにより, 摩擦係数を小さくすることが可能であり, 特に解析領域全体ではなく出口側に施すことにより摩擦力が小さくなり良好な潤滑状態が得られると考えられる.

次に, 表面テクスチャリングを解析領域の出口側に施した場合に摩擦係数が無加工の場合よりも小さくなる理由について考察する. 4.2.2(1)で述べたように, 無次元摩擦力はクエット流れおよびポアズイユ流れに基づく摩擦力を足し合わせたものである. 図 4.19 に各配置におけるクエット流れに基づく無次元摩擦力, ポアズイユ流れに基づく摩擦力およびそれらの合計と面積率の関係を示す. 図

4.19(a)に示すように、クエット流れに基づく無次元摩擦力は、面積率の増加と共にどの配置においても減少する。出口側に表面テクスチャリングを施した場合、クエット流れに基づく無次元摩擦力は、他の配置のクエット流れに基づく無次元摩擦力と比較して減少の程度が最も大きい。この結果は、表面テクスチャリングを施すことにより無次元中心油膜厚さは減少しているにもかかわらず、解析領域全体で油膜厚さが大きくなった部分の面積が増加したために生じたものと考えられる。一方、図 4.19(b)に示すように、ポアズイユ流れに基づく無次元摩擦力は、面積率の増加と共に増加する。出口側に表面テクスチャリングを施した場合、ポアズイユ流れに基づく無次元摩擦力は、他の場合のポアズイユ流れに基づく無次元摩擦力と比較して増加の程度が小さい。解析領域全体の摩擦力はクエット流れに基づく摩擦力とポアズイユ流れに基づく摩擦力の和であることから、図 4.19(a)および図 4.19(b)に示すそれぞれの摩擦力の和を計算すると、図 4.19(c)に示すように表面テクスチャリングを出口側に施した場合には面積率の増加と共に解析領域全体の摩擦力が減少する。よって、図 4.18 に示すように摩擦係数が減少したと考える。

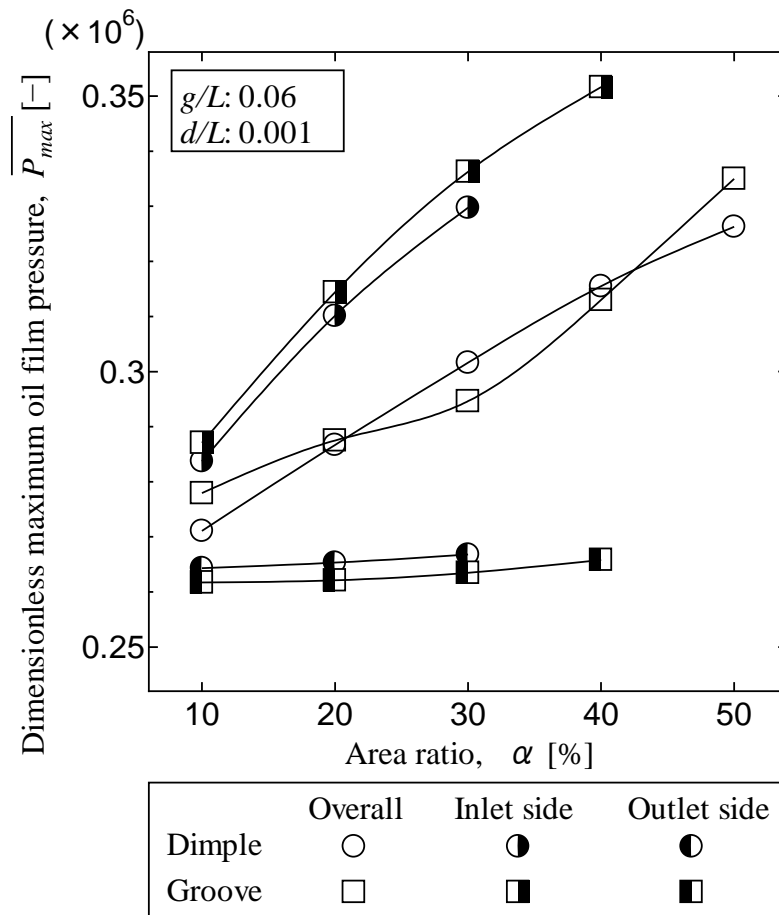


図 4.16 無次元最大油膜圧力と配置および面積率の関係

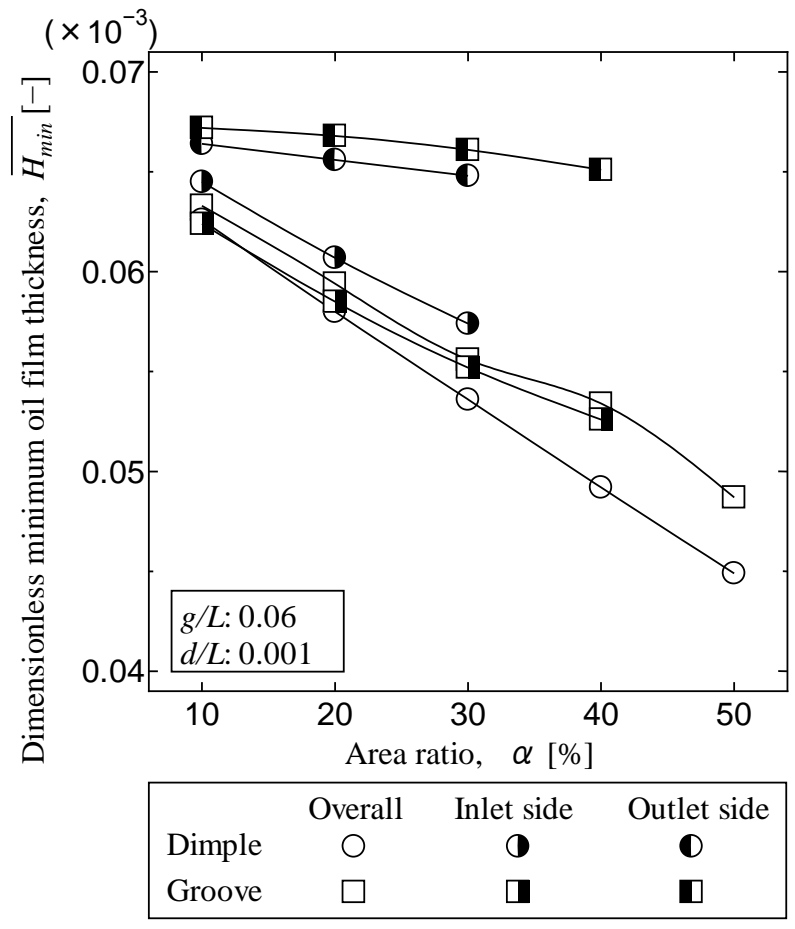


図 4.17 無次元中心油膜厚さと配置および面積率の関係

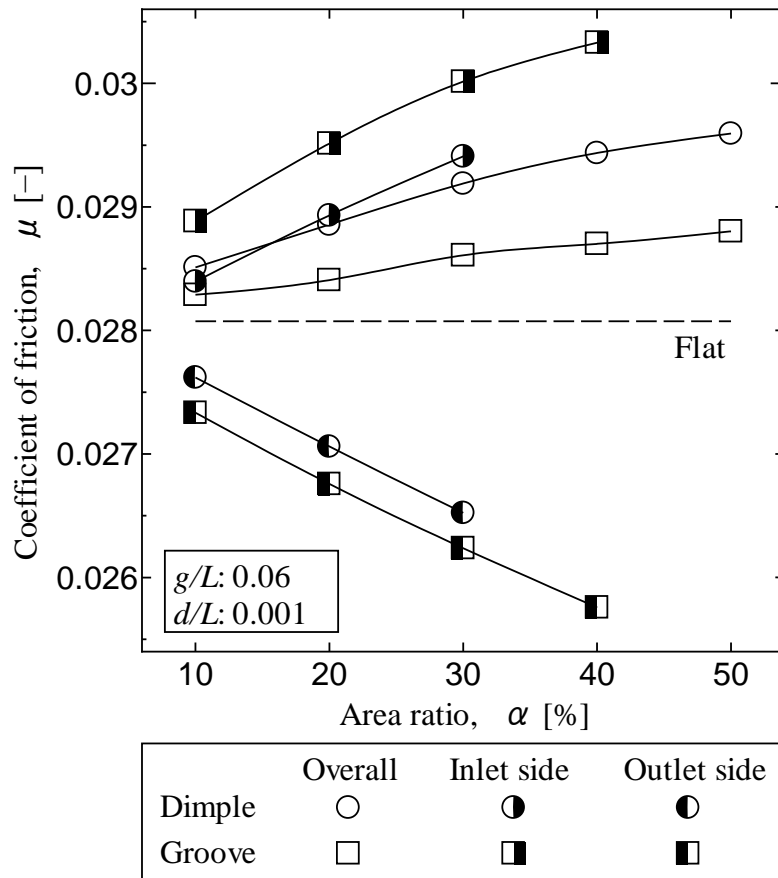
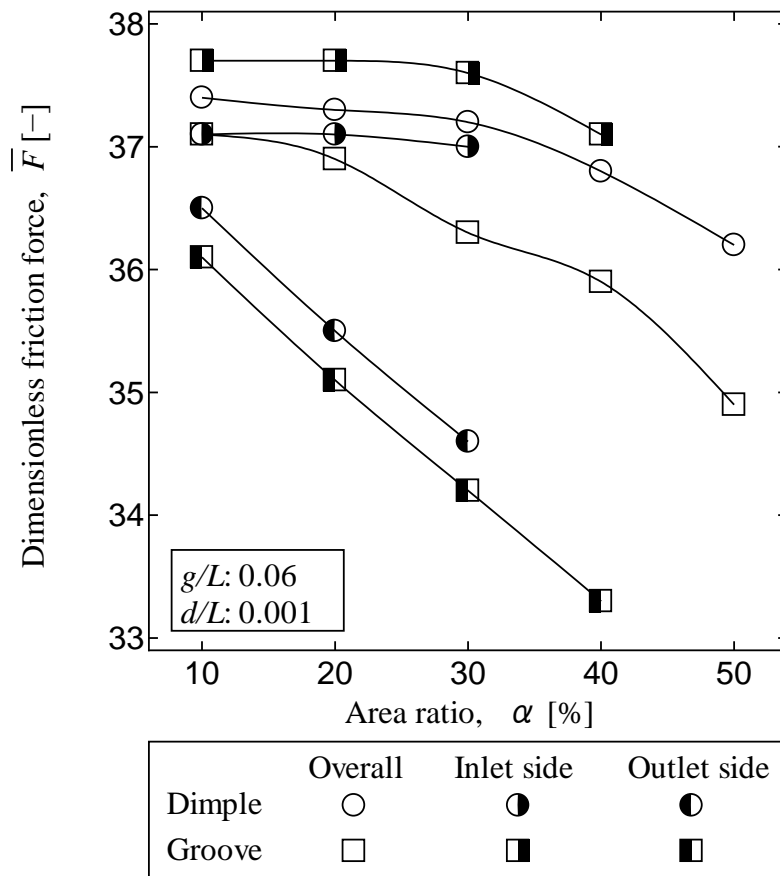
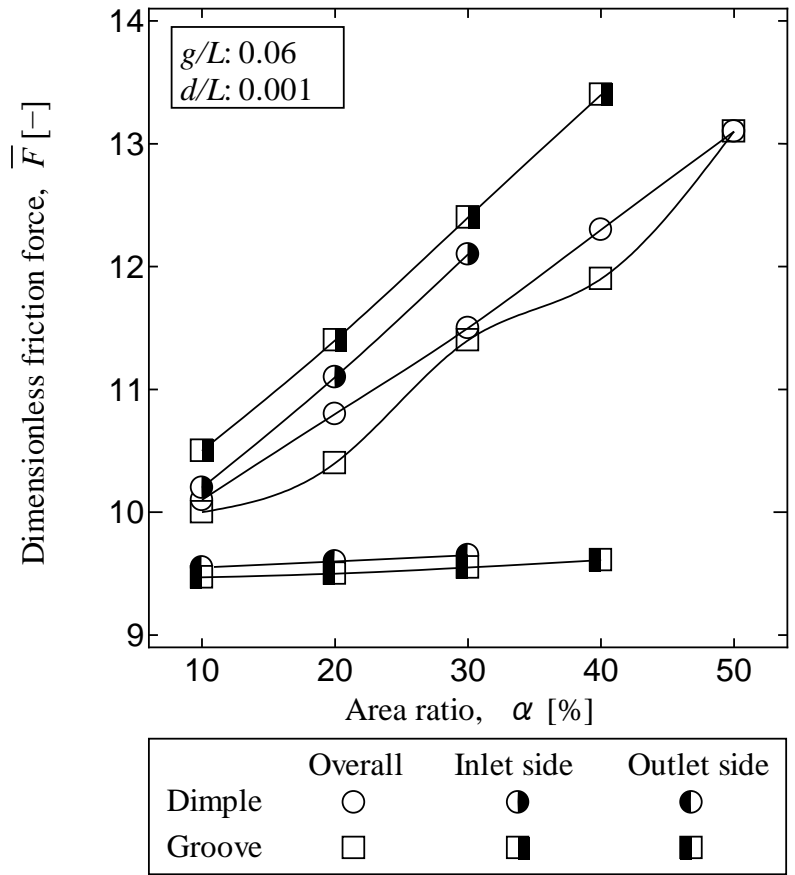


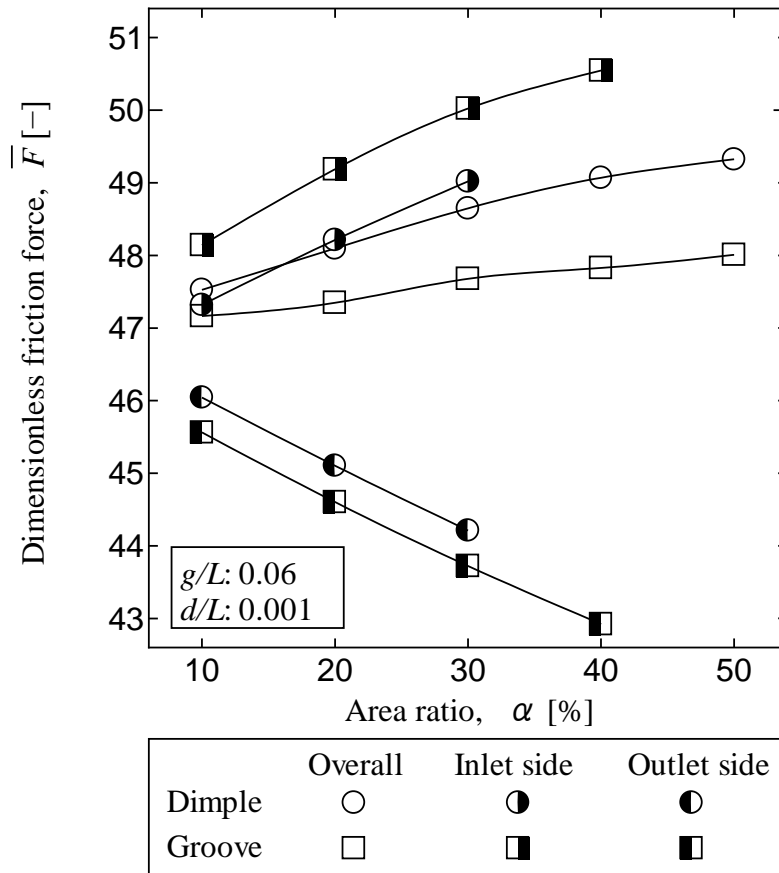
図 4.18 摩擦係数と配置および面積率の関係



(a)クエット流れに基づく無次元摩擦力



(b)ポアズイユ流れに基づく無次元摩擦力



(c)合計

図 4.19 無次元摩擦力と配置および面積率の関係

4.3 小結

本章では、表面テクスチャリングを施した平面上を円筒が流体潤滑下で転がり運動する場合を対象に潤滑油膜内の圧力分布、潤滑油膜の厚さ分布および円筒と表面テクスチャリングを施した平面の摩擦係数を解析し、これらに及ぼす表面テクスチャリングの形状、寸法、配置および面積率の影響について考察した。本章で得られた結果および考察は以下のとおりである。

- (1) 表面テクスチャリングの入口部では潤滑油膜内に生じる圧力は減少し、出口部では急激に増加する。複数の表面テクスチャリングがある場合、その圧力変動を表面テクスチャリングの位置ごとに繰り返す。
- (2) 表面テクスチャリングを施す位置により油膜圧力は変化し、その位置によっては最大油膜圧力が小さくなる場合がある。
- (3) 窪みおよび溝の形状による潤滑特性の差は小さい。一方、窪みおよび溝の配置の違いにより、潤滑特性は大きく変化する。
- (4) 今回の計算の範囲内では表面テクスチャリングは解析領域全体ではなく出口側に施すことにより摩擦力が小さくなり良好な潤滑状態が得られる。

第5章 平面—平面間に表面テクスチャリングを施した場合の数値 解析

5.1 解析条件

本章では，3.2 節の図 3.2 に示す潤滑油を介した二つの潤滑面のモデルを考える．上側潤滑面には z 負方向に荷重 W が負荷されており， x 方向に一定の速度 U ですべり運動する．第 4 章と同様に，潤滑状態は流体潤滑とし，境界条件として解析領域端部では油膜圧力はゼロとする．

5.2.1 項では，二面間の中心油膜厚さ h_0 を $1\mu\text{m}$ 一定とし，無次元負荷容量，無次元摩擦力および摩擦係数を求める．5.2.2 項では，負荷容量 W を 10N 一定とし，無次元油膜厚さ，無次元摩擦力および摩擦係数を求める．表 5.1 に解析条件を示す．

表 5.1 解析条件

| Analysis conditions | |
|---|-------------------|
| Dimensionless x coordinate, \bar{X} [-] | -0.5 ~ 0.5 |
| Dimensionless y coordinate, \bar{Y} [-] | -0.5 ~ 0.5 |
| Surface texturing conditions | |
| Shape | Dimple, Groove |
| Ratio of diameter, φ/L [-] | 0.004 ~ 0.097 |
| Ratio of width, e/L [-] | 0.001 ~ 0.082 |
| Ratio of depth, d/L [-] | 0.00001 ~ 0.00015 |
| Ratio of pitch, g/L [-] | 0.01 ~ 0.09 |
| Area ratio, α [%] | 10 ~ 90 |

5.2 解析結果

本節では、解析結果について述べる。

5.2.1 油膜厚さを一定にした場合

(1)面積率が摩擦特性に及ぼす影響

図 5.1, 図 5.2 および図 5.3 はそれぞれピッチ比 0.06, 深さ比 0.0001 の表面テクスチャリングを施した場合における無次元負荷容量, 有次元摩擦力および摩擦係数と面積率の関係を示す。ピッチ比を一定とし, 窪みの直径比および溝の幅比の値を変化させることで面積率を変化させる。図 5.1 において, 窪み形状の場合には面積率 50%, 溝形状の場合には 70%で無次元負荷容量はそれぞれ最大値を取る。油膜圧力はそれぞれの表面テクスチャリングの凹部出口部で発生し, 隣り合う窪みまたは溝までの無加工部で減少するが, 面積率が変化, すなわち窪みの直径比または溝の幅比が変化すると凹部と無加工部の面積の比率が変化し, この比率により油膜圧力が上昇する大きさも変化する。ピッチ比の値にもよるが, 各形状において油膜圧力が上昇しやすい面積率が存在し, 負荷容量に影響を与えていると考える。図 5.2 において中心油膜厚さ一定で表面テクスチャリングの面積率が増加すると, 解析領域全域における油膜厚さが大きくなる部分の面積が多くなり, 3.3.3 項の式(3.32)の右辺第一項のクエット流れに基づく摩擦力は小さくなる。油膜厚さと圧力勾配の値の積で求まるポアズイユ流れに基づく摩擦力は油膜厚さが大きくなる面積が増加しても単純には増加せず, それほど変化は大きくないが, 面積率 70%付近で最大値を取る。クエット流れおよびポアズイユ流れに基づく摩擦力の合計として求まる解析領域全面の摩擦力は面積率の増加とともに減少する。油膜厚さ一定の条件で求められているため, 無次元負荷容量の傾向は有次元の負荷容量においてもそれぞれ同様の傾向となる。摩擦力を負荷容量で除した摩擦係数は, 窪み形状の場合は面積率 50%付近, 溝形状の場合は面積率 70%付近で最小値となる。

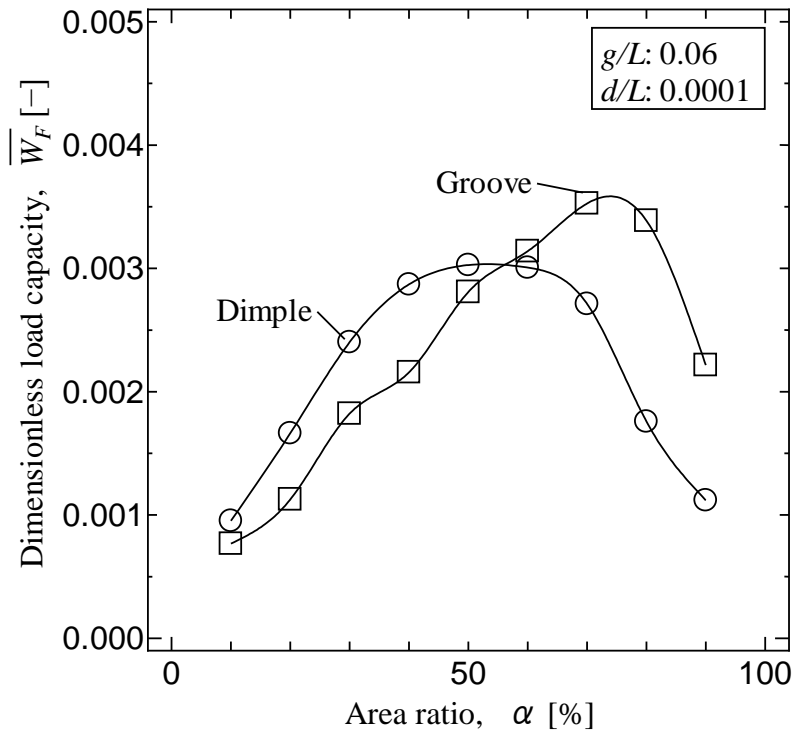


図 5.1 無次元負荷容量と面積率の関係

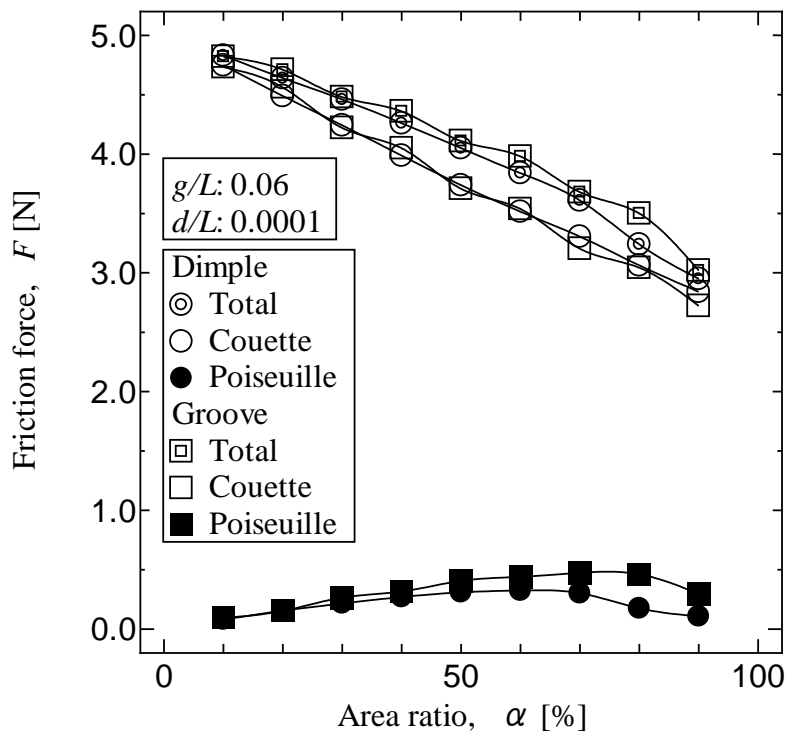


図 5.2 摩擦力和面積率の関係

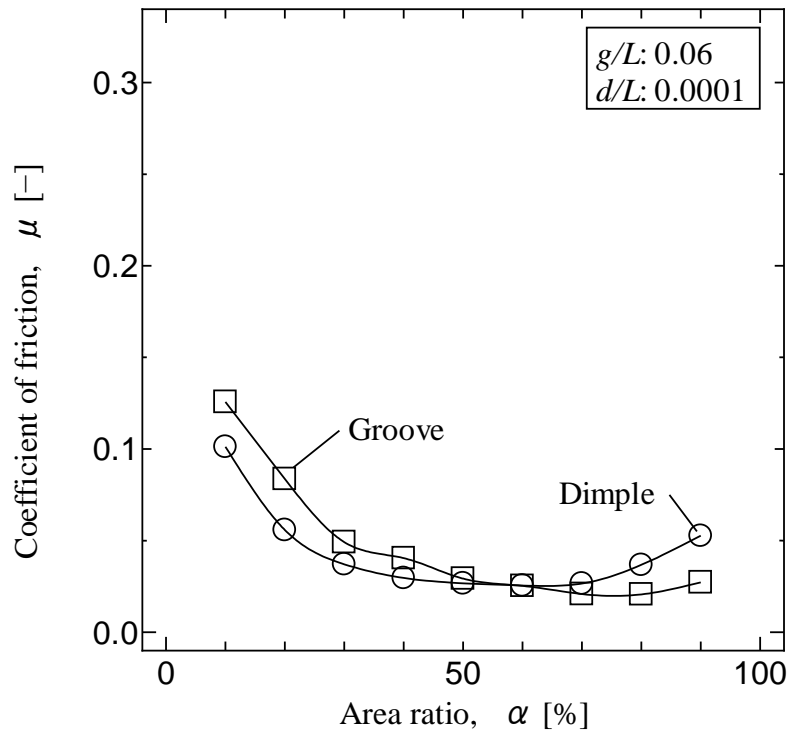


図 5.3 摩擦係数と面積率の関係

(2)深さが摩擦特性に及ぼす影響

図 5.4, 図 5.5 および図 5.6 はそれぞれ面積率 60%, ピッチ比 0.06 の表面テクスチャリングを施した場合における無次元負荷容量, 有次元摩擦力および摩擦係数と深さ比の関係を示す. 図 5.4 において, 両形状で無次元負荷容量が最大値を取る深さ比が存在し, 窪み形状の場合は 0.0001 付近, 溝形状の場合は 0.00006 付近で無次元負荷容量は最大となる. これらの深さ比より小さい場合は深さ比が増加すると解析領域に施されている表面テクスチャリングのそれぞれの窪みおよび溝の出口部における油膜圧力の上昇が大きくなり, それらの合計として求められる負荷容量は増加する. しかし, 深さ比がさらに上昇すると油膜圧力の上昇の変化量は小さく, 逆に減少傾向となるため, 無次元負荷容量は若干減少に転じる. 図 5.5 において, 深さ比が増加すると解析領域内の油膜厚さが増加する面積が増えるために, クエット流れに基づく摩擦力は減少し, ポアズイユ流れに基づく摩擦力の増加する. 中心油膜厚さ一定の条件下で解析が行われているため, 有次元の場合においても負荷容量の傾向は変わらず, 摩擦力を負荷容量で除して求まる摩擦係数は図 5.6 に示すように深さ比の小さい領域で大きい値を示すが, 深さ比の増加とともに小さくなり, ほとんど変化がなくなる.

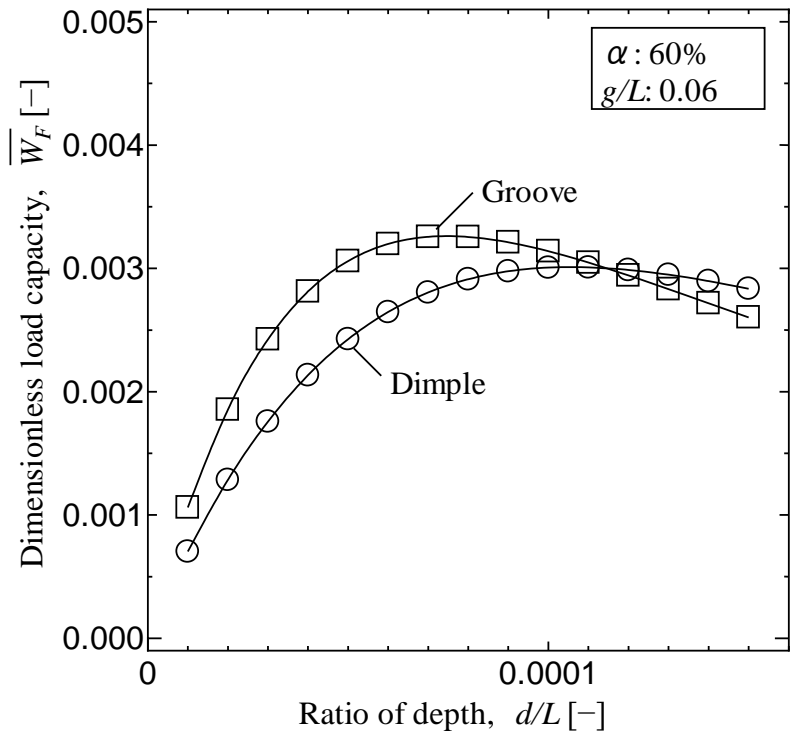


図 5.4 無次元負荷容量と深さ比の関係

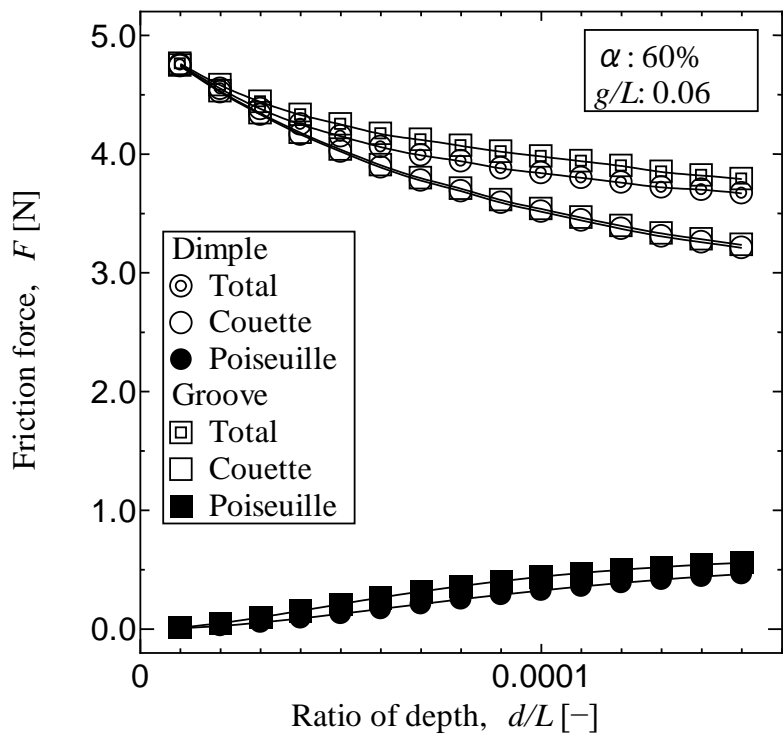


図 5.5 摩擦力和深さ比の関係

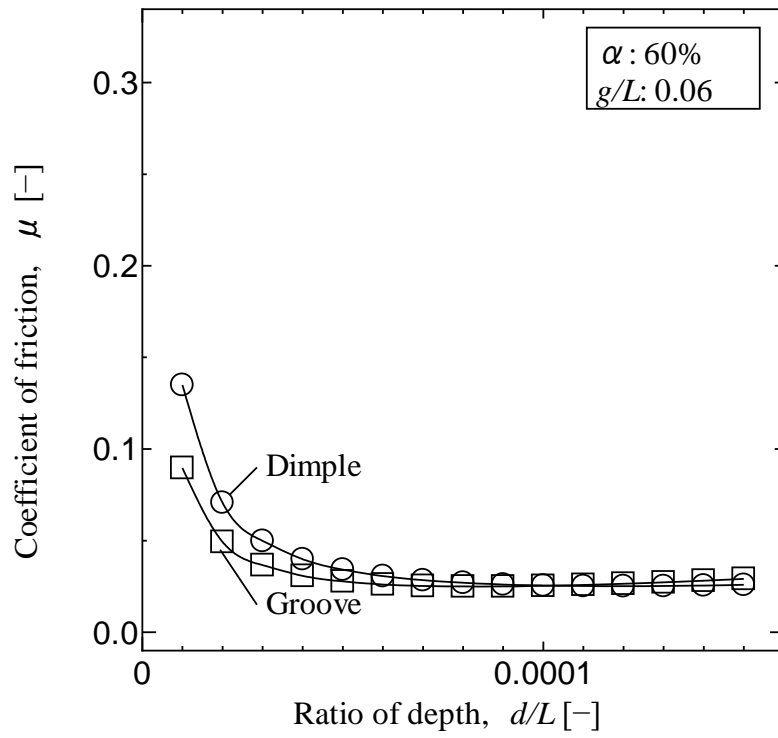


図 5.6 摩擦係数と深さ比の関係

(3)ピッチが摩擦特性に及ぼす影響

図 5.7, 図 5.8 および図 5.9 はそれぞれ面積率 60%, 深さ比 0.0001 の表面テクスチャリングを施した場合における無次元負荷容量, 有次元摩擦力および摩擦係数とピッチ比の関係を示す. ピッチ比の増減により表面テクスチャリングの加工数が増えるため, 窪みの直径比または溝の幅比を変化させることで面積率を一定としている. 図 5.7 において, ピッチ比が大きくなると窪みまたは溝の加工数は少なくなるが, 無加工部分の領域が広がることで油膜圧力の上昇がしやすくなり, 無次元負荷容量は大きくなる. また, ピッチ比の増減により無次元負荷容量の変動が大きくなっているが, これはピッチ比の増減により加工数が増え, 油膜圧力の発生個所数が増えるために生じる結果と考える. 図 5.8 において, クエット流れに基づく摩擦力とポアズイユ流れに基づく摩擦力はピッチ比が変化してもほとんど変化せず, それらを足し合わせた解析領域全体の摩擦力もほとんど変化しない. ピッチ比が大きくなると負荷容量は増加し, 摩擦力はほとんど変化しないため, 摩擦係数は, 図 5.9 に示すように, ピッチ比が小さい場合には大きな値を取るがピッチ比が大きくなると減少する.

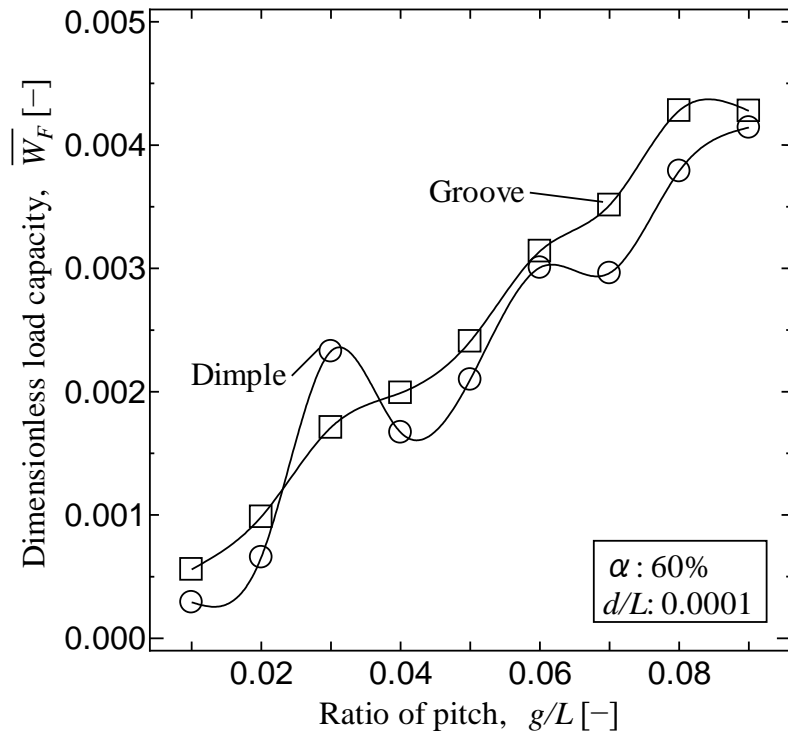


図 5.7 無次元負荷容量とピッチ比の関係

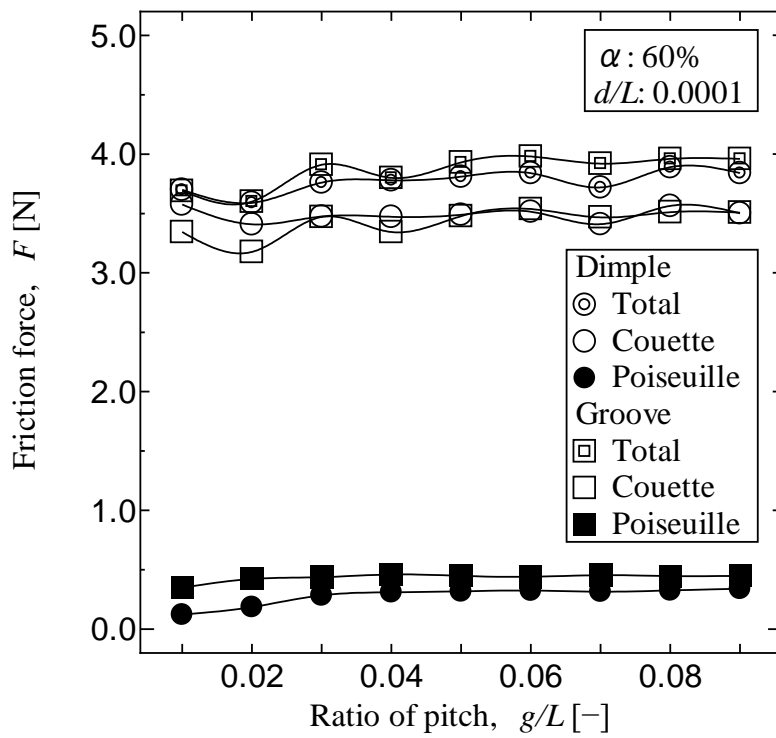


図 5.8 無次元摩擦力とピッチ比の関係

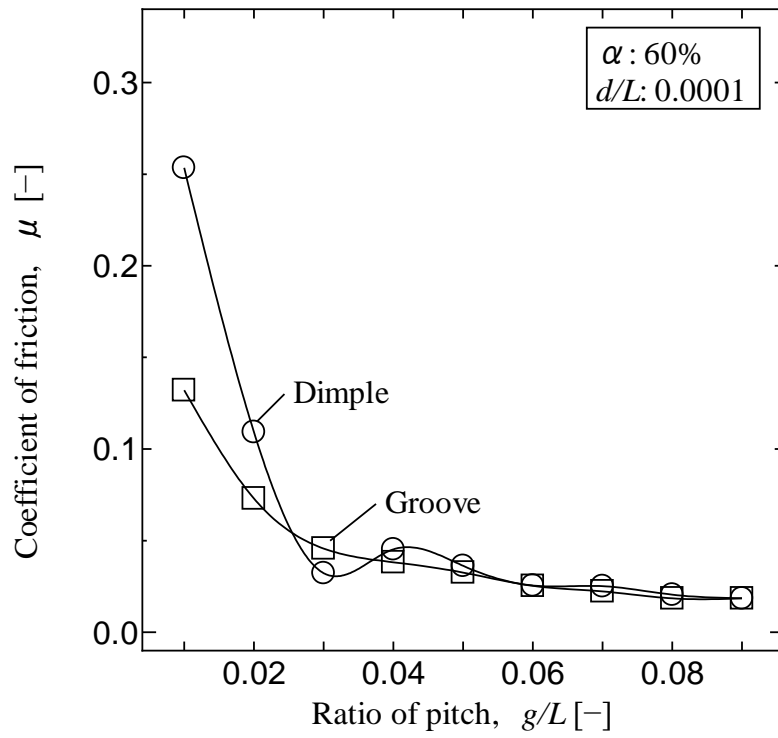


図 5.9 摩擦係数とピッチ比の関係

5.2.2 負荷容量を一定にした場合

(1)面積率が摩擦特性に及ぼす影響

図 5.10, 図 5.11 および図 5.12 はそれぞれピッチ比 0.06, 深さ比 0.0001 の表面テクスチャリングを施した場合における中心油膜厚さ, 有次元摩擦力および摩擦係数と面積率の関係を示す. 図 5.10 において, 負荷容量を一定にした場合, 中心油膜厚さは窪みの場合は面積率 50%, 溝の場合は面積率 70%付近で最大値を取る. 油膜厚さが小さいとクエット流れに基づく摩擦力は大きく, 油膜厚さが大きいとクエット流れに基づく摩擦力は小さくなるため, クエット流れに基づく摩擦力は図 5.11 に示すように面積率 50~70%近傍で最小となる. 負荷容量は一定であるため, 摩擦係数はこの面積率近傍で最小値を取る.

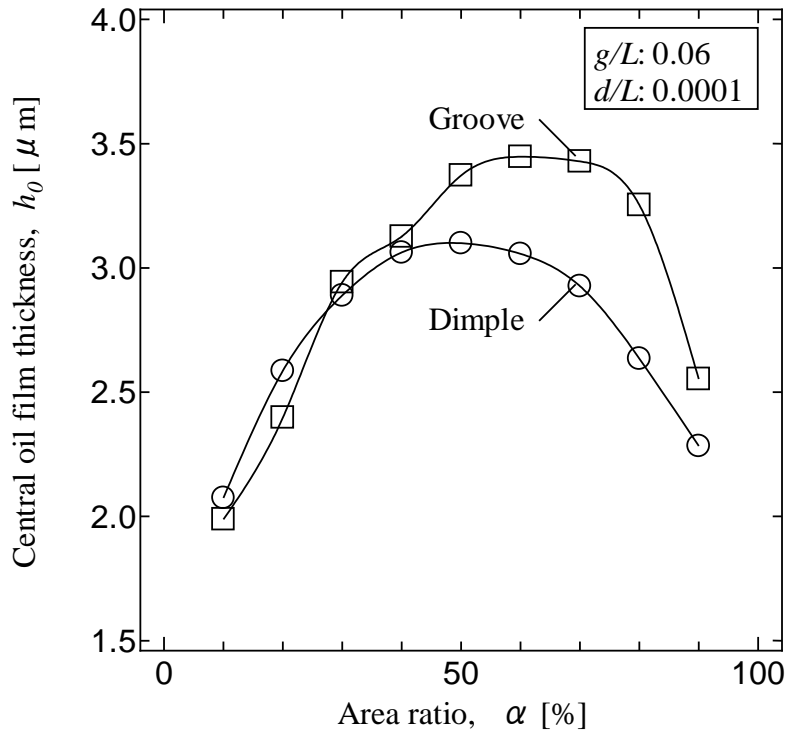


図 5.10 油膜厚さと面積率の関係

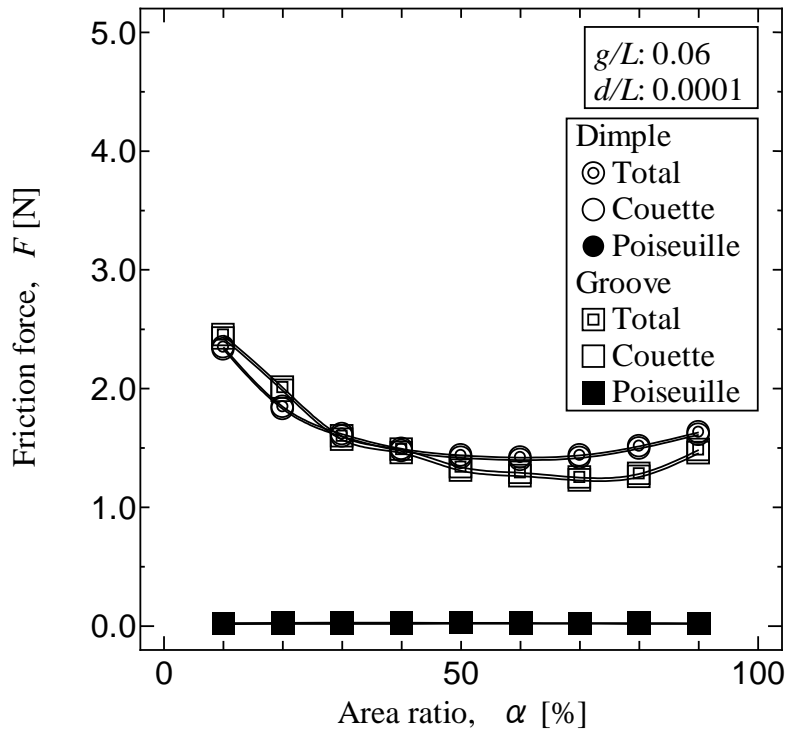


図 5.11 摩擦力と面積率の関係

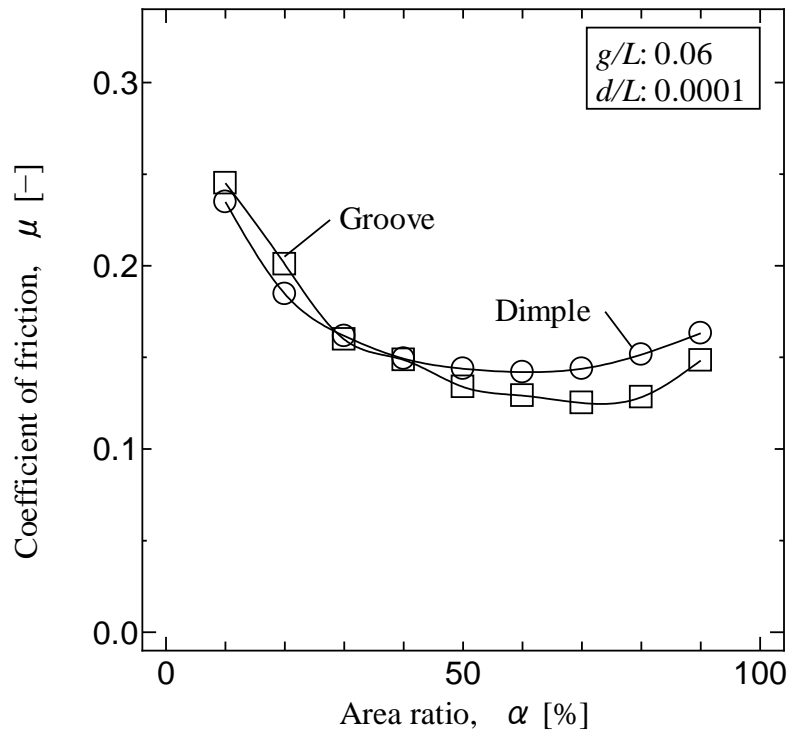


図 5.12 摩擦係数と面積率の関係

(2)深さが摩擦特性に及ぼす影響

図 5.13, 図 5.14 および図 5.15 はそれぞれ面積率 60%, ピッチ比 0.06 の表面テクスチャリングを施した場合における中心油膜厚さ, 有次元摩擦力および摩擦係数と深さ比の関係を示す. 図 5.13 に示されるように, 中心油膜厚さは深さ比の増加とともに大きくなる. 中心油膜厚さは深さ比とともに増加する一方であるため, 図 5.14 においてクエット流れに基づく摩擦力は深さ比が大きくなると小さくなる. よって摩擦係数は図 5.15 に示すように深さ比の増加に伴い減少し, 溝形状の場合に窪み形状の場合より摩擦係数はやや小さくなる.

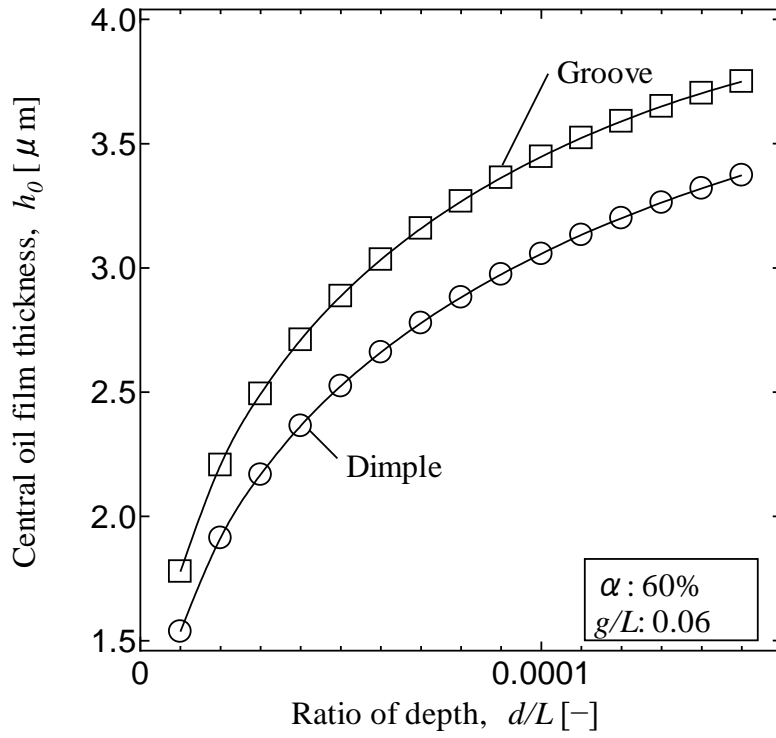


図 5.13 油膜厚さと深さ比の関係

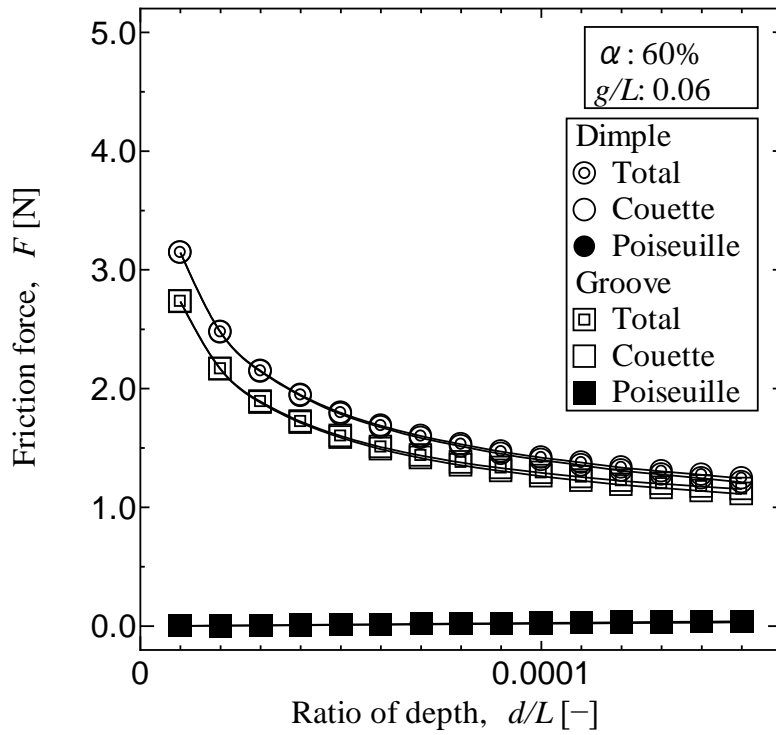


図 5.14 摩擦力と深さ比の関係

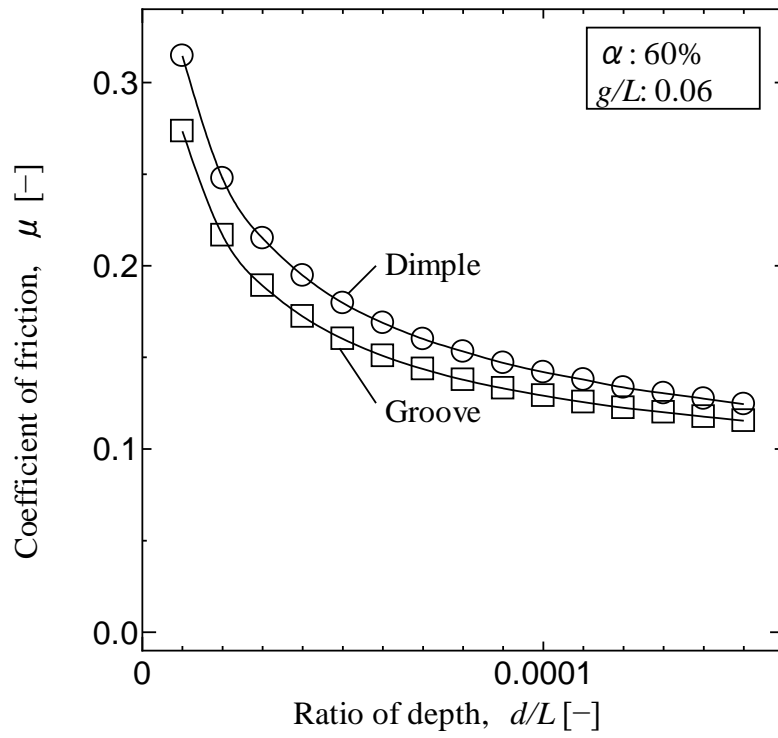


図 5.15 摩擦係数と深さ比の関係

(3)ピッチが摩擦特性に及ぼす影響

図 5.16, 図 5.17 および図 5.18 はそれぞれ面積率 60%, 深さ比 0.0001 の表面テクスチャリングを施した場合における中心油膜厚さ, 摩擦力および摩擦係数と深さ比の関係を示す. 図 5.16 に示すようにピッチ比が大きくなると中心油膜厚さも大きくなるが, 5.3.1 項のピッチを変化させた場合に無次元負荷容量の変動が大きかったことと同様に, ピッチ比の増減により表面テクスチャリングの加工数が増減するため, 中心油膜厚さの変動も大きい. 図 5.17 において, クエット流れおよびポアズイユ流れに基づく摩擦力の変動は小さく, 摩擦係数は図 5.18 に示すように面積率の増加とともに小さくなる傾向がみられるが, 若干の変動がある.

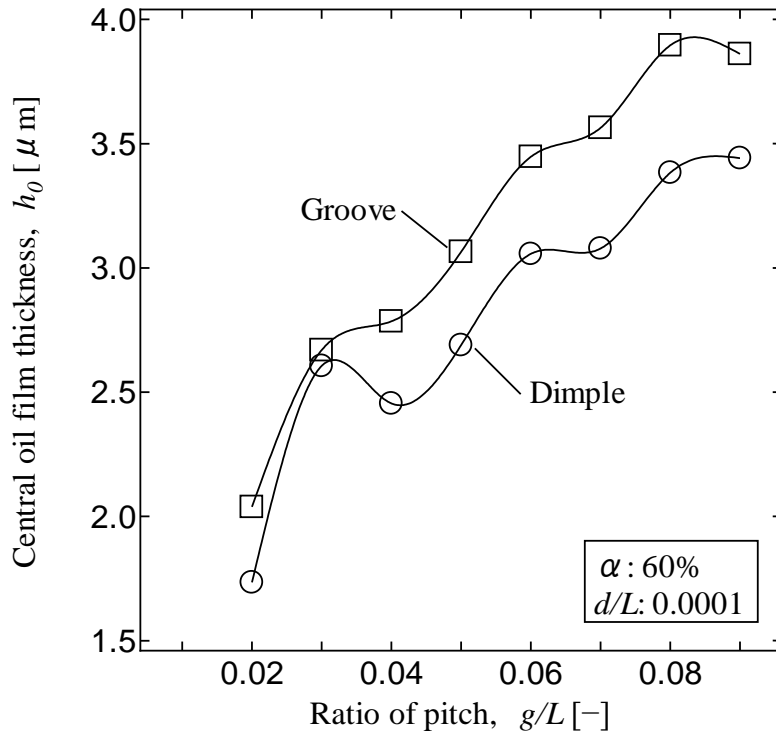


図 5.16 中心油膜厚さとピッチ比の関係

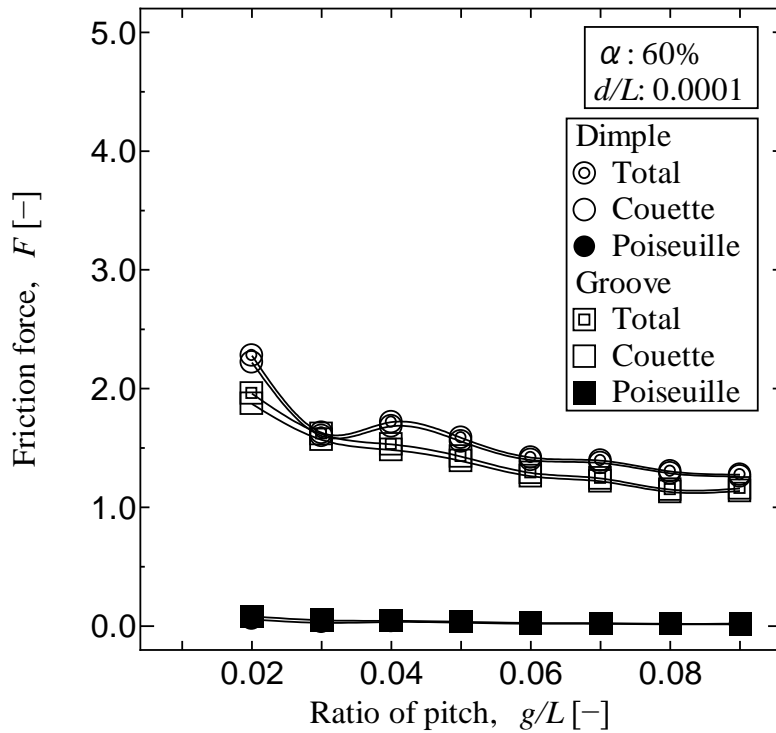


図 5.17 無次元摩擦力とピッチ比の関係

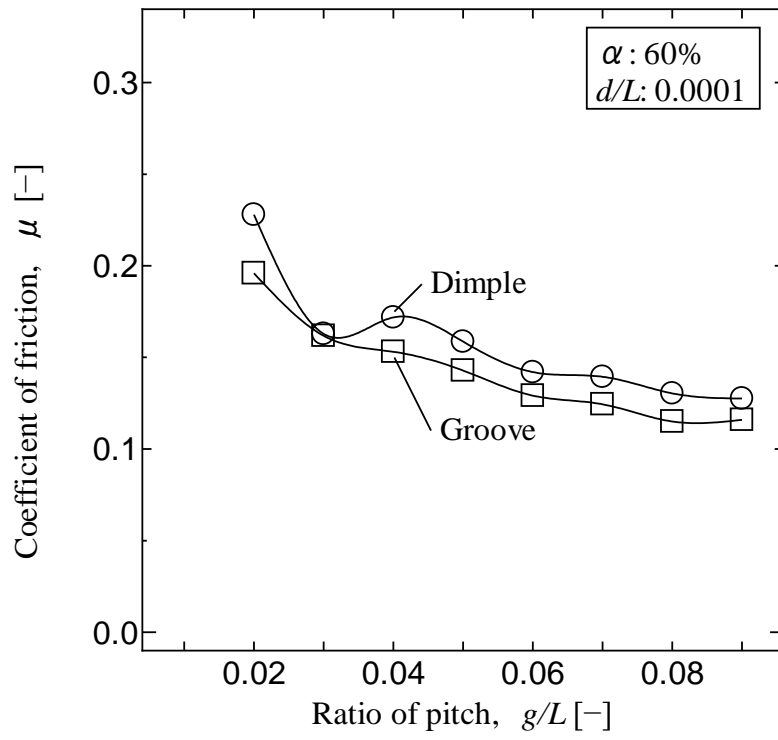


図 5.18 摩擦係数とピッチ比の関係

5.3 小結

本章では、潤滑油を介して相対する二つのしゅう動面が平行かつ一定速度でしゅう動している場合を対象に、表面テクスチャリングを施した場合の潤滑特性を解析し、表面テクスチャリングの形状、寸法および面積率がこの潤滑特性に及ぼす影響を解析し考察した。本章で得られた結果及び考察は以下のとおりである。

一定の油膜厚さを確保し、負荷容量を大きくするためには次に示す表面テクスチャリングを施すのが良い。

- (1) 窪み形状の場合は面積率 50%近傍、溝形状の場合は面積率 70%近傍で施すことにより最大の負荷容量かつ最小の摩擦係数となる。
- (2) 窪み形状の場合は深さ比 0.0001 近傍、溝形状の場合は深さ比 0.00006 近傍で負荷容量は最大となり、摩擦係数は最小となる。
- (3) ピッチは大きいほど負荷容量は大きく摩擦係数は小さくなるが、ピッチが大きくなると面積率が小さくなるため、負荷容量が大きく摩擦係数が小さくなる窪みの直径および溝の幅を取る必要がある。

一定の負荷容量を確保し、摩擦係数を小さくするためには、次に示す表面テクスチャリングを施すのが良い。

- (1) 窪み形状の場合は面積率 60%近傍、溝形状の場合は面積率 70%近傍で施すことにより油膜厚さは大きく摩擦係数は小さくなる。
- (2) 深さが大きいほど油膜厚さは大きく、摩擦係数は小さくなる。面積率およびピッチ比が等しい場合、溝形状のほうが窪み形状より油膜厚さは大きく摩擦係数は小さくなる。
- (3) ピッチは大きいほど摩擦係数は小さくなるが、ピッチが大きくなると面積率が小さくなるため、摩擦係数が小さくなる窪みの直径および溝の幅を取る必要がある。

第6章 表面テクスチャリングの設計指針

6.1 はじめに

機械の部品同士は互いにしゅう動し合い、しゅう動する部分では摩擦や摩耗が生じる。ブレーキなどの制動部品のしゅう動部を除き、機械部品のしゅう動部では一般的に摩擦および摩耗は極力防止することが望ましい。しゅう動部の摩擦や摩耗を防止する手段として、潤滑状態を流体潤滑にすることが有効である。流体潤滑は部品間を潤滑油で満たし、油膜内に発生する圧力により負荷を支え、部品同士の真実接触をなくし摩擦を低下させる。また、接触しないため摩耗も生じなくなる。このときの潤滑特性はすき間の形状、潤滑油の粘度およびしゅう動速度のみに依存する。すき間の形状が平行である場合、油膜内に圧力は発生しないが、一方の潤滑面を傾斜させる、または潤滑面に表面テクスチャリングを施すことでくさび作用が働き、流体動圧効果が発生する。表面テクスチャリングには、流体動圧効果以外に、潤滑油を保持する効果や、摩耗粒子を捕集する効果がある。

本研究では第2章の実験解析により油膜保持効果について、第3章から第5章の数値解析により流体動圧効果について解析および考察した。本章ではこれらにより得られた結果をもとに、表面テクスチャリングの設計指針について述べる。

6.2 各章のまとめ

本節では、本論文の第1章から第5章までに得られた結果および考察についてまとめる。

第1章「序論」では、表面テクスチャリングについて概説し、表面テクスチャリングを施すことによる効果について述べた。それらの効果は以下のとおりである。

- ① 流体動圧効果
- ② 油膜保持効果
- ③ 摩耗粉の捕集・なじみの促進

また、表面テクスチャリングに関する従来の研究、本研究の目的および本論文の構成について述べた。

第2章「往復動摩擦試験装置による実験解析」では、表面テクスチャリングの油膜保持効果について実験解析を行った。往復動機械において、往復動の中央部ではスライダーとライナーとの相対速度が大きく、流体動圧効果が発生しスライダーとライナー間に油膜が形成され流体潤滑となる。しかし、往復動の端部ではスライダーとライナーとの相対速度が0になり、流体動圧効果は得られず、油膜の形成は困難になる。往復動の速度が大きければ、端部を通過する時間が短くなり、中央部で形成された油膜を維持したまま反対方向に運動することが可能となるが、往復動の速度が小さい場合、反対方向に運動する前に油膜が途切れ、スライダーとライナーとが直接接触する混合潤滑となる。そこで、往復動の端部周辺に表面テクスチャリングを施すことにより油膜保持効果が発生し往復動の速度が小さい場合でも、油膜を維持することが可能になる。本実験解析では、異なる形状および寸法の表面テクスチャリングを施したライナー試験片について、流体潤滑から混合潤滑に移行する際の往復動摩擦試験装置の回転速度を計測し、この回転速度が小さいほど表面テクスチャリングの油膜保持効果が大きく、潤滑性能が良いと考え、比較検討を行った。第2章で得られた結果および考察は以下のとおりである。

- (1) 窪みおよび溝の両形状において、無加工の場合より良好な潤滑性能を示す表面テクスチャリングの寸法が存在した。
- (2) 窪みの深さは0.01mm以下、溝の深さは0.003~0.007mmの範囲に潤滑性能を向上する最適値が存在する。
- (3) 窪みおよび溝のピッチは0.9mmで潤滑性能が向上する。また、ピッチが潤滑性能に及ぼす影響は窪みの直径や溝の幅、深さによる影響より大きい。
- (4) 窪み形状の方が溝形状より潤滑性能は向上しやすい。

第3章「油膜解析の方法」では、実験解析では評価することができない表面テクスチャリングの流体動圧効果について、数値解析を行った。本数値解析では、潤滑油を介した潤滑面をモデル化し、レイノルズ方程式を有限要素法を用いて解く。第2章ではモデル化や理論式について述べ、より幅広い考察を行うために各理論式を無次元化した。また、使用したC言語プログラムについて、従来の研究の解析結果と比較し、解析方法の検証を行った。

第4章「円筒—平面間に表面テクスチャリングを施した場合の数値解析」では、表面テクスチャリングを施した潤滑面上で、円筒が転がり運動するモデルを考え、第3章で示した油膜解析の方法を用いて、表面テクスチャリングの形状、寸法および配置が潤滑特性に及ぼす影響について比較検討を行った。第4章で得られた結果および考察は以下のとおりである。

- (1) 油膜圧力は表面テクスチャリングの入口部で減少し、出口部で急激に増加する。複数の表面テクスチャリングがある場合、その圧力変動を表面テクスチャリングの位置ごとに繰り返す。
- (2) 表面テクスチャリングを施す位置により油膜圧力分布は変化し、その位置によっては最大油膜圧力が小さくなる場合がある。
- (3) 表面テクスチャリングの形状による潤滑特性の差は小さいが、配置の違いにより潤滑特性は大きく変化する。
- (4) 二つの潤滑面のすき間形状が変化する場合、表面テクスチャリングは出口側に施すことにより良好な潤滑状態が得られる。

第5章「平面—平面間に表面テクスチャリングを施した場合の数値解析」では、潤滑油を介した二つの平行な潤滑面のモデルを考え、第3章で示した油膜解析の方法を用いて、表面テクスチャリングの形状、寸法および配置が潤滑特性に及ぼす影響について比較検討を行った。第5章で得られた結果および考察は以下のとおりである。

- (1) 一定の油膜厚さを確保する場合、窪み形状の場合は面積率 50%近傍、深さ比 0.0001 近傍、また、溝形状の場合は面積率 70%近傍、深さ比 0.00006 近傍で表面テクスチャリングを施すことにより負荷容量は大きく、摩擦係数は小さくなる。
- (2) 一定の負荷容量を確保する場合、窪み形状の場合は面積率 60%近傍、溝形状の場合は面積率 70%で油膜厚さは大きく、摩擦係数は小さくなる。両形状において深さ比は大きいほど油膜厚さは大きく摩擦係数は小さくなる。
- (3) ピッチが摩擦特性に及ぼす影響は面積率および深さによる影響より大きい。

6.3 設計指針

本節では、実験解析および数値解析の結果をもとに、表面テクスチャリングの設計指針について述べる。

6.3.1 表面テクスチャリングの面積率

実験解析において、同じ表面テクスチャリングの深さおよびピッチで比較した場合、窪みの直径および溝の幅はそれぞれ 0.1mm で施すと潤滑性能が良い。

数値解析において、表面テクスチャリングを施した平面上を円筒が転がり運動する場合、解析領域出口側に窪みは面積率 30%、溝は面積率 40%で施すと最も摩擦力および摩擦係数は小さい。二つの平行な潤滑面に表面テクスチャリングを施した場合、窪みは面積率 50%近傍、溝は 70%近傍で施すと負荷容量および油膜厚さは最も大きく、摩擦係数は最も小さい。

以上のことから、窪みの直径および溝の幅は 0.1mm で施すと潤滑油の保持効果が大きく、円筒一平面間において解析領域出口側に窪みは面積率 30%、溝は面積率 40%で施すことが望ましい。潤滑面が平行の場合は窪みを面積率 50%近傍、溝を面積率 70%近傍で施すことが望ましい。

6.3.2 表面テクスチャリングの深さ

実験解析において、窪みの深さは 0.01mm 以下で、溝の深さは $0.003\sim 0.007\text{mm}$ で潤滑性能は良くなる。

数値解析において、表面テクスチャリングを施した平面上を円筒が転がり運動する場合、表面テクスチャリングの深さが潤滑特性に及ぼす影響は形状により異なり、深さ比が大きくなると、窪みの場合は摩擦係数の変化量は小さくなるが、溝の場合は摩擦係数の変化量は大きくなる。二つの平行な潤滑面に表面テクスチャリングを施した場合、窪みは深さ比 0.0001 近傍、溝は深さ比 0.00006 近傍で負荷容量は大きく、摩擦係数は小さい。負荷容量を一定とすると、深さ比は大きいほど油膜厚さは大きく、摩擦係数は小さくなるが、深さ比が大きくなるほど、それぞれの値の変化量は小さくなる。

以上のことから、潤滑油の保持効果を得るには窪みは深さ 0.01mm 以下、溝は深さ $0.003\sim 0.007\text{mm}$ で、流体動圧効果を得るには窪みは深さ比 0.0001 近傍、溝は深さ比 0.00006 近傍で施すのが望ましい。

6.3.3 表面テクスチャリングのピッチ

実験解析において、表面テクスチャリングのピッチは 0.9mm で潤滑性能は良

くなる。また、ピッチが潤滑性能に及ぼす影響は直径・幅、深さによる影響より大きい。

数値解析において、表面テクスチャリングを施した平面上を転がり運動する場合は、窪みのピッチ比は0.03~0.05、溝のピッチ比は小さい方が摩擦係数は小さい。二つの平行な潤滑面に表面テクスチャリングを施した場合、ピッチの値により負荷容量、油膜厚さおよび摩擦係数は大きく変動する。ピッチの値により面積率が変化するため、窪みの直径および溝の幅を調整し、摩擦係数が最小となるピッチ比を取る必要がある。

以上のことから、表面テクスチャリングのピッチが潤滑特性に及ぼす影響は大きく、面積率と併せて考慮する必要がある。最初にピッチの値を仮定し、そのピッチにおいて潤滑特性が最も良くなる面積率を窪みの直径および溝の幅の値により選定する。

6.3.4 表面テクスチャリングの配置

表面テクスチャリングを施した平面上を円筒が転がり運動する場合、表面テクスチャリングを解析領域の出口側のみに施すと摩擦力および摩擦係数は小さい。二つの潤滑面のすき間の形状が変化する場合は解析領域の出口側に表面テクスチャリングを施すことが望ましい。

6.3.5 表面テクスチャリングの形状

実験解析において、表面テクスチャリングの形状は溝より窪みのほうが潤滑油は逃げにくく、潤滑油の保持効果が大きい。

数値解析において、表面テクスチャリングの形状が潤滑特性に及ぼす影響は解析条件により異なる。表面テクスチャリングを施した平面上を円筒が転がり運動する場合、形状による最大油膜圧力および摩擦力の差は小さいが、摩擦係数は深さを変化させた場合を除き、窪みより溝のほうが小さくなる。深さ比が0.002以下では溝が、0.0025以上では窪みのほうが摩擦係数は小さくなる。二つの平行な潤滑面に表面テクスチャリングを施した場合、面積率が60%以上では溝のほうが負荷容量および油膜厚さは大きく、摩擦係数は小さい。

以上のことから、潤滑油の保持効果を得るには窪み形状の表面テクスチャリング、流体動圧効果により摩擦係数を小さくするには溝形状の表面テクスチャリングを施すことが望ましい。

第7章 結論

本研究では、潤滑油を介した潤滑面に表面テクスチャリングを施した場合を対象に実験解析および数値解析を行い、表面テクスチャリングの最適設計の指針を提案した。本研究で得られた結論は以下のとおりである。

1. 往復動摩擦試験装置による実験解析を行い、往復動機械における表面テクスチャリングが潤滑特性に及ぼす影響を明らかにした。この結果をまとめると以下のようになる。
 - (1) 窪み形状および溝形状の両形状において、無加工の場合より良好な潤滑性能を示す表面テクスチャリングの寸法が存在する。
 - (2) 窪みの直径および溝の幅はそれぞれ 0.1mm 以下に潤滑性能が良好な最適値が存在する。
 - (3) 窪みの深さは 0.01mm 以下、溝の深さは 0.003~0.007mm の範囲に潤滑性能を向上する最適値が存在する。
 - (4) 両形状においてピッチは 0.9mm で施すと潤滑性能は良い。ピッチが潤滑性能に及ぼす影響は直径・幅、深さによる影響より大きい。
 - (5) 窪み形状のほうが溝形状より潤滑油を保持しやすく、潤滑性能は向上しやすい。

2. 表面テクスチャリングを施した平面上を円筒が転がり運動する場合を対象に、表面テクスチャリングの形状、寸法、配置および面積率が潤滑特性に及ぼす影響を数値解析により明らかにした。この結果をまとめると以下のようになる。
 - (1) 表面テクスチャリングの入口部では潤滑油膜内に生じる圧力は減少し、出口部では急激に増加する。複数の表面テクスチャリングがある場合、その圧力変動を表面テクスチャリングの位置ごとに繰り返す。
 - (2) 表面テクスチャリングを施す位置により油膜圧力は変化し、その位置によっては油膜圧力の最大値が小さくなる場合がある。
 - (3) 表面テクスチャリングの形状による潤滑特性の差は小さいが、表面テクスチャリングを施す配置の違いにより潤滑特性は大きく変化する。
 - (4) 表面テクスチャリングは円筒に対して解析領域の出口側に施すことにより摩擦力を小さくし良好な潤滑特性が得られる。

3. 潤滑油を介し相対運動する二つの平行な潤滑面に表面テクスチャリングを施した場合を対象に、表面テクスチャリングの形状、寸法および面積率が潤滑特性に及ぼす影響を数値解析により明らかにした、この結果をまとめると以下のようになる。

- (1) 一定の油膜厚さを確保する場合、窪み形状は面積率 50%近傍、溝形状は面積率 70%近傍で表面テクスチャリングを施すことにより負荷容量は最も大きく、摩擦係数は最も小さくなる。一定の負荷容量を確保する場合、窪み形状は面積率 60%近傍、溝形状は面積率 70%近傍で表面テクスチャリングを施すことにより油膜厚さは最も大きく、摩擦係数は最も小さくなる。
 - (2) 一定の油膜厚さを確保する場合、窪み形状は深さ比 0.0001 近傍、溝形状は深さ比 0.00006 近傍で表面テクスチャリングを施すことにより最も負荷容量は大きく摩擦係数は最も小さくなる。一定の負荷容量を確保する場合、深さ比は大きいほど油膜厚さは大きく摩擦係数は小さくなる。
 - (3) ピッチの値により表面テクスチャリングの加工数は増減するため、摩擦係数の増減の変動が大きい。
4. 実験解析および数値解析の結果を検討した限りでは、表面テクスチャリングの設計指針は以下のとおりである。
- (1) 潤滑油の保持効果を大きくするには、窪み形状の表面テクスチャリングを直径 0.1mm, 深さ 0.01mm 以下, ピッチ 0.9mm で施すことが望ましい。
 - (2) 流体動圧効果により摩擦係数を小さくするには、円筒—平面間に表面テクスチャリングを施す場合は、溝形状, 面積率 40%, 深さ比 0.001, ピッチ比 0.06 の表面テクスチャリングを円筒の接触中心より出口側に施すことが望ましい。平面—平面間に表面テクスチャリングを施す場合は、溝形状, 面積率 60%, 深さ比 0.00006, ピッチ比 0.06 で施すことが望ましい。

謝辞

本論文は、私小田真輝が東京海洋大学大学院海洋科学技術研究科博士後期課程応用環境システム学専攻在籍中に行った研究についてまとめたものです。私が無事に論文をまとめることができたのは、多くの皆様のご助言、ご指導によるものと考えております。

東京海洋大学海洋工学部教授岩本勝美先生には、本研究の遂行および本論文の完成に至るまで、終始懇篤なるご指導とご鞭撻を賜りました。私が思うように研究を進められず休学した際にも励まし続け、長い目で見守ってくださいました。研究だけでなく、教員としての心構えや、私生活のことなどについても多くのことを教えていただきました。ここに深謝の意を表します。

東京海洋大学海洋工学部教授井上順広先生、東京海洋大学海洋工学部教授地引達弘先生、東京海洋大学海洋工学部教授堀木幸代先生には、本論文の作成にあたり、有益なご指導、ご教示をいただきました。ここに深謝申し上げます。

東京海洋大学海洋工学部准教授田中健太郎先生には、研究全体にわたって多くのご指導、ご助言をいただきました。痛いところを突く鋭い質問や、的を射たアドバイスなどをたくさんいただきました。ここに深謝の意を表します。

鳥羽商船高等専門学校副校長石田邦光先生、鳥羽商船高等専門学校商船学科教授伊藤友仁先生には、有益なご指摘、ご教示をいただき、いつも温かく励ましていただきました。ここに感謝の意を表します。

東京海洋大学海洋工学部准教授藤野俊和先生には、本研究の遂行にあたりご指導、ご教示をいただきました。特に数値解析の方法や、論文の書き方などについて大変多くご指導、ご教示をいただきました。ここに感謝の意を表します。

東京海洋大学海洋工学部技術職員外山一雄氏には実験装置に関するご助言や、ご協力をいただきました。ここに感謝の意を表します。

鳥羽商船高等専門学校の教職員の皆様には、本研究を遂行するにあたり多大なご協力とご援助をいただきました。厚くお礼申し上げます。

ともに励まし合い研究を行った荒木泰博君、宮澤織江さん、伊東航君に厚くお礼申し上げます。

ここでは名前を挙げることはできませんでしたが、本研究は、ほかにも多くの先生方、友人から、ご指導ご助言をいただきました。多くの人に支えられ、応援されて完成させることができました。深く感謝いたします。

最後に、私が心身ともに健康で、長きにわたる学生生活をこれまで支えてくれた両親に心より感謝いたします。

付録

油膜解析用 C 言語プログラム

4.4.2 項の窪み形状，面積率 30%，深さ比 0.001，ピッチ比 0.06 の場合の油膜解析用 C 言語プログラムは以下に示すとおりである。

```
#include<stdio.h>
#include<stdlib.h>
#include<math.h>
#include<time.h>
int main(void)
{

/*時刻*/
time_t sec;
char*str;
time(&sec);
str = ctime(&sec);
printf("%s",str); /*開始時刻*/

int    NNX, NNY, NNE, NNP;          /*メッシュの分割数、要素数、節点数*/
float  PIT, Rd, Td;                /*加工形状*/
int    M;                          /*窪み一列の数*/
float  R1;                          /*曲率半径*/
float  H0;                          /*最小油膜厚さ*/
float  VELO, VIS, PAI;              /*計算条件*/
float  XXX, YYY, XX2, YY2;         /*解析領域*/
float  dX, dY;                      /*1 メッシュあたりの長さ*/

int    NNX1, NNX2, NNX3, NNX4, NNY1, NNY2, NNY4, NNP2,
        NP, NPP, NNPIP, Np, k, n, m,
        I, NNI, NI, INI, I1, IN, COL, IY, i, J, JY, J1, J2, j, K, N, ik, Xm, dJ, dJX, dJY,
DdN, DA, DAX;
int    LP, ID, I2, I3, I4, G, KM1, KMM, KJ, MADE, KP1, KARA, IK, IJ, KPM, KK,
        KP, MP1, w, IH;
```

```

float    da, db, day, dby, HDA,
         R, Xs, Ys, PHI, PHI1, PHI1Y,
         DX, DY, TTH,
         W, Wx, Wn, dH, Wzold;

double  A, AH3, max, temp, Wz, T,S, AKK, h, Y, ZERO, ww;

float    B[4],c[4];

NNX = 501;          /*解析領域 X 方向の分割数*/
NNY = 501;          /*解析領域 Y 方向の分割数*/
NNX1 = NNX - 1;
NNY1 = NNY - 1;
NNY2 = NNY + 1;
NNY4 = (NNY/2)+1;

NNX2 = (NNX - 1) / 2;
NNX3 = NNX2 + 1;

NNP = NNX * NNY;          /*総節点数*/
NNE = NNX1 * NNY1 * 2;    /*総要素数*/

printf("NNP = %d\n",NNP);
printf("NNE = %d\n",NNE);

NNPIP = (NNX-2)*(NNY-2);

/*パラメータ*/

/*加工形状*/
PIT = 0.6E-3;          /*ピッチ[m]*/
M = 17;                /*窪みの一列の数[個](ピッチ : 0.3→99、0.6→49、0.9→
33)*/
Rd = 0.364E-3;        /*窪み幅[m]*/
Td = 0.01E-3;         /*窪み深さ[m]*/

```

/*円筒形状*/

R1 = 120.0E-3; /*曲率半径[1/m]*/

R = 120.0E-3; /*等価半径[1/m]*/

/*油膜*/

H0 = 8.00E-6; /*最小油膜厚さ[m]*/

W = 10.0;

Wx = W + 0.001;

Wn = W - 0.001;

Wzold = 10.0;

dH = 1.0E-06;

/*計算条件*/

VELO = 5.0; /*速度[m/s]*/

VIS = 0.01; /*粘性係数[Pa・s]*/

PAI = 3.14159; /* π */

/*領域*/

XXX = 10.0E-3; /*X方向の解析領域[m]*/

YYY = 10.0E-3; /*Y方向の解析領域[m]*/

XX2 = XXX / 2;

YY2 = YYY / 2;

PHI = (double)atan(XX2/(R1+H0)); /*円筒の中心から解析領域の端までの角度*/

DX = XXX / NNX1; /*1メッシュあたりのX方向の長さ*/

DY = YYY / NNY1; /*1メッシュあたりのY方向の長さ*/

printf("PIT = %f\n",PIT);

printf("Rd = %f\n",Rd);

printf("Td = %f\n",Td);

printf("DX = %f\n",DX);

printf("PIT/DX = %f\n",PIT/DX);

```

printf("DY = %f\n",DY);

/*三角形要素での節点番号の決定*/

int **NOD, *base_NOD;          /*NOD 動的配列の確保*/
n = NNE+1, m = 4;
NOD = malloc(sizeof(int *) * n);
base_NOD = malloc(sizeof(int) * n * m);

for (i=0;i<n;i++){
    NOD[i] = base_NOD + i * m;
}

for (i=0;i<n;i++){
    for (j=0;j<m;j++){
        NOD[i][j] = i * m + j;
        /*printf("%d\n", matrix[i][j]);*/
    }
}

for(I = 1; I <=NNE; I++){
    NNI = 2 * NNY1;
    NI = I / NNI * 2 + 1;
    INI = I + NI;

    if(I / 2 * 2 - I != 0){          /*奇数要素番号*/
        NOD[I][1] = INI / 2;
        NOD[I][2] = NOD[I][1] + NNY;
        NOD[I][3] = NOD[I][1] + 1;
        /*printf(" NOD[%d][1] = %d\n",I,NOD[I][1]);*/
        /*printf(" NOD[%d][2] = %d\n",I,NOD[I][2]);*/
        /*printf(" NOD[%d][3] = %d\n",I,NOD[I][3]);*/
    }

    else{                            /*偶数要素番号*/
        I1 = I - 1;

```

```

        COL = I1 / NNI + 1;
        NOD[I][1] = I / 2 + COL;
        NOD[I][3] = NOD[I][1] + NNY;
        NOD[I][2] = NOD[I][3] - 1;
        /*printf(" NOD[%d][1] = %d\n",I,NOD[I][1]);*/
        /*printf(" NOD[%d][2] = %d\n",I,NOD[I][2]);*/
        /*printf(" NOD[%d][3] = %d\n",I,NOD[I][3]);*/
    }
}

```

/*COORDINATE*/

```

float *CY, *CX;
n = NNP+1;
CY = (float *) malloc (n * sizeof(float));
CX = (float *) malloc (n * sizeof(float));

for(J = 1; J <= NNP; J++){
    JY = (J - 1) / NNY;
    N = NNY * JY + 1;
    CX[J] = (JY * DX);
    CY[J] = ((J - N) * DY);
    /*printf("J = %d CX[%d] = %e\n",J,J,CX[J]);*/
    /*printf("J = %d CY[%d] = %f\n",J,J,CY[J]);*/
}

```

/*配列*/

```

float *H,*TH,*THY,*THd,*THdy,*ry,*rx,*Rr4,*Rr5,*Rr6,*THYd;
n = NNP+1;
H = (float *) malloc (n * sizeof(float));
TH = (float *) malloc (n * sizeof(float));
THY = (float *) malloc (n * sizeof(float));
THd = (float *) malloc (n * sizeof(float));
THdy = (float *) malloc (n * sizeof(float));
rx = (float *) malloc (n * sizeof(float));

```

```

ry = (float *) malloc (n * sizeof(float));
THYd = (float *) malloc (n * sizeof(float));

int *NNX5,*NNY5;
n = M/2+1;
NNX5 = (int *) malloc (n * sizeof(int));
NNY5 = (int *) malloc (n * sizeof(int));

float **Rr, *base_Rr;          /*NOD 動的配列の確保*/
n = M/2+1, m = M/2+1;
Rr = malloc(sizeof(float *) * n);
base_Rr = malloc(sizeof(float) * n * m);

for (i=0;i<n;i++){
    Rr[i] = base_Rr + i * m;
}

for (i=0;i<n;i++){
    for (j=0;j<m;j++){
        Rr[i][j] = i * m + j;
        /*printf("%d¥n", matrix[i][j]);*/
    }
}

float *D;
n = NNP+1;
D = (float *) malloc (n * sizeof(float));

int *IP;
n = NNP+1;
IP = (int *) malloc (n * sizeof(int));

double **TK, *base_TK; /*TK 動的配列の確保*/
n = NNY2 + 1, m = NNP + 1;

TK = malloc(sizeof(double *) * n);

```

```

base_TK = malloc(sizeof(double) * n * m);
for (i=0;i<n;i++){
    TK[i] = base_TK + i * m;
}

for (i=0;i<n;i++){
    for (j=0;j<m;j++) {
        TK[i][j] = i * m + j;
        /*printf("%d\n", TK[i][j]);*/
    }
}

double *V;
n = NNP+1;
V = (double *) malloc (n * sizeof(double));

double *Z,*P;
n = NNP+1;
Z = (double *) malloc (n * sizeof(double));
P = (double *) malloc (n * sizeof(double));

double *p1;
n = NNP+1;
p1 = (double *) malloc (n * sizeof(double));

double *Tx,*Px;
n = NNP+1;
m = NNY+1;
Tx = (double *) malloc (n * sizeof(double));
Px = (double *) malloc (m * sizeof(double));

/*THICKNESS*/

for(IH = 1; IH <= 10000; IH++){

    for(I = 1; I <= NNX; I++){

```

```

        TH[I] = 0.0;
    }

    PHI1 = 2 * PHI / NNX1;

    Xm = (NNP / 2) + 1; /*X 軸の中心*/
    da = CX[Xm] - (Rd/2);
    db = CX[Xm] + (Rd/2);
    day = CY[Xm] - (Rd/2);
    dby = CY[Xm] + (Rd/2);

    NNX4 = (NNX/2) + 1;
    TH[NNX4] = 0.0;

int JX;
float  PHI1Yd;

    da = CX[Xm] - (Rd/2);
    db = CX[Xm] + (Rd/2);
    day = CY[Xm] - (Rd/2);
    dby = CY[Xm] + (Rd/2);

    DdN= (db - da)/ DX;

    for(J = 1;J <= NNP;J++){          /*その節点での中心からの角度*/
        JY = (J - 1) / NNY;
        dJX = JY - NNX4 + 1;
        TH[J] = dJX * PHI1;
        /*printf("%d %d %d THd[%d] = %f\n",JY,NNX4,dJX,J,THd[J]);*/
    }

    for(J = 1; J <= NNP; J++){          /*加工がない状態の油膜厚さ*/
        JY = (J - 1) / NNY;
        dJX = JY - NNX4 + 1;
        JX = J - (NNY * ((J - 1) / NNY));
        Xs = R1 * (double)sin(TH[J]);

```



```

        H[J] = H0 + ((Xs * Xs) / (2 * R));
        D[J] = 0.0;
    }
int P1;

    P1 = PIT / DX;

float Sqrt,Rrt;

    for(J = 1;J <= NNP;J++){          /*形状を入れた油膜厚さ*/

        JX = J - (NNY * ((J - 1) / NNY));

        JY = (J - 1) / NNY;

        /*printf("J = %d JX = %d          JY = %d\n",J,JX,JY);*/

        /*printf("N = %d NNX5[%d] = %d\n",N,N,NNX5[N]);*/

        for(N = -M/2;N <= M/2;N++){

            for(I = -M/2;I <= M/2;I++){

                NNX5[N] = NNX4 + N * P1 - 1;

                dJX = JY - NNX5[N];
                /*printf("J = %d          dJX = %d\n",J,dJX);*/
                /*printf("%d %d %d TH[%d]
= %f\n",JY,NNX4,dJX,J,TH[J]);*/
                /*JX = J - (NNY * ((J - 1) / NNY));*/

                NNY5[I] = NNY4 + I * P1;

                /*printf("NNX5[%d] = %d + %d * %d - 1
= %d\n",N,NNX4,N,P1,NNX5[N]);*/

```

```

/*printf("N = %d NNX4 = %d NNX5[%d] = %d I
= %d NNY4 = %d NNY5[%d] = %d\n",N,NNX4,N,NNX5[N],I,NNY4,N,NNY5[I]);*/

/*JY = (J - 1) / NNY + 1;*/

dJY = JX - NNY5[I];

/*printf("J = %d JX = %d      JY
= %d\n",J,JX,JY);*/

/*printf("J = %d NNX5[%d] = %d JX = %d dJX
= %d NNY5[%d] = %d JY = %d dJY
= %d\n",J,N,NNX5[N],JX,dJX,N,NNY5[I],JY,dJY);*/

rx[J] = DX * dJX; /*メッシュの長さ×基準からの
x 方向の距離のメッシュ数*/
ry[J] = DY * dJY;

Sqrt = (rx[J]*rx[J]) + (ry[J]*ry[J]);
Rrt = powf(Sqrt,1.0/2.0);
/*printf("J = %d Rrt[%d] = %f\n",J,J,Rrt);*/

if(Rrt<=Rd/2){
    H[J] = H[J] + Td;
    D[J] = 0 - Td;
}

else{
    continue;
}
}

}

/*INDEX*/      /*境界条件*/

```

```

for(I = 1; I <= NNP; I++){
    IP[I] = I;
}

for(I = 1; I <= NNY; I++){
    IP[I] = 0;    /*左端を圧力 0*/
}

for(I = 1; I <= NNX1; I++){
    J1 = NNY + NNY * I;
    J2 = J1 - NNY1;
    IP[J1] = 0;    /*上端を圧力 0*/
    IP[J2] = 0;    /*下端を圧力 0*/
}

NP = NNP - NNY1;
NPP = NNP - 1;

for(I = NP; I <= NPP; I++){
    IP[I] = 0;    /*右端を圧力 0*/
}

N = 0;

for(I = 1; I <= NNP; I++){
    if(IP[I] > 0){
        N = N + 1;
        IP[I] = N;
    }
}

/*MATRIX*/

IN = NNP - N;
for(J = 1; J <= NNP; J++){
    V[J] = 0.0;
}

```

```

for(I = 1; I <= NNY2; I++){
    TK[I][J] = 0.0;
}
}

for(K = 1; K <= NNE; K++){
    A = 0.5 * (CX[NOD[K][1]] * (CY[NOD[K][2]] - CY[NOD[K][3]])
    + CX[NOD[K][2]] * (CY[NOD[K][3]] - CY[NOD[K][1]])
    + CX[NOD[K][3]] * (CY[NOD[K][1]] - CY[NOD[K][2]]));
    /*printf("K = %d          A = %e\n",K,A);*/

    AH3 = (H[NOD[K][1]] * H[NOD[K][1]] + H[NOD[K][2]] * H[NOD[K][2]] +
    H[NOD[K][3]] * H[NOD[K][3]])
    * (H[NOD[K][1]] + H[NOD[K][2]] + H[NOD[K][3]])
    + H[NOD[K][1]] * H[NOD[K][2]] * H[NOD[K][3]];
    /*printf("K = %d          AH3 = %e\n",K,AH3);*/

    B[1] = 0.5 * (CY[NOD[K][2]] - CY[NOD[K][3]]) / A;
    B[2] = 0.5 * (CY[NOD[K][3]] - CY[NOD[K][1]]) / A;
    B[3] = 0.5 * (CY[NOD[K][1]] - CY[NOD[K][2]]) / A;
    c[1] = 0.5 * (CX[NOD[K][3]] - CX[NOD[K][2]]) / A;
    c[2] = 0.5 * (CX[NOD[K][1]] - CX[NOD[K][3]]) / A;
    c[3] = 0.5 * (CX[NOD[K][2]] - CX[NOD[K][1]]) / A;

    for(I = 1; I <= 3; I++){
        I1 = IP[NOD[K][I]];
        if(I1 >= 1){
            V[I1] = V[I1] + 0.5 * (A * VELO / 3.0) * (H[NOD[K][1]]
            + H[NOD[K][2]] + H[NOD[K][3]]) * B[I];
            /*printf("K = %d   I = %d I1 = %d   V[%d]
= %e\n",K,I,I1,I1,V[I1]);*/
        }

        else{
            continue;
        }
    }
}

```

```

        for(J = 1; J <= 3; J++){
            J1 = IP[NOD[K][J]];
            LP = I1 - J1 + 1;
            if(J1 >= 1 && J1 <= I1){
                TK[LP][J1] = TK[LP][J1] + (B[I] * B[J] + c[I] *
c[J]) * AH3 * A / (120.0 * VIS);
            }

            else{
                continue;
            }
        }
    }
}

/*CHO*/

TK[1][1] = sqrt(TK[1][1]);

Y = TK[2][2] * TK[2][2];
/*printf(" Y = %e\n",Y);*/
/*printf(" TK[2][2] = %e\n",TK[2][2]);*/
/*printf(" TK[1][1] = %e\n",TK[1][1]);*/

MP1 = NNY + 1;
for(I = 2; I <= MP1; I++){
    TK[I][1] = TK[I][1] / TK[1][1];
}

for(K = 2; K <= N; K++){
    KM1 = K - 1;
    if(K - NNY > 1){
        KMM = K - NNY;
    }
}

```

```

else{
    KMM = 1;
}

ZERO = (double)0.0;
/*printf(" ZERO = %e\n",ZERO);*/
S = ZERO;
for(J = KMM; J <= KM1; J++){
    KJ = K - J + 1;
    S = S + TK[KJ][J] * TK[KJ][J];
    /*printf(" KJ = %d  J = %d      S = %e\n",J,KJ,S);*/
}

S = TK[1][K] - S;
/*printf(" K = %d      S = %e\n",K,S);*/
if(S > 0){
    AKK =(double) sqrt(S);
    /*printf("  AKK = %e\n",AKK);*/
    TK[1][K] = AKK;
}
KM1 = K - 1;

if(K != N){
    KP1 = K + 1;
    if(K + NNY > N){
        MADE = N;
    }

    else{
        MADE = K + NNY;
    }

    for(I = KP1; I <= MADE; I++){
        if(I - K != NNY){
            S = ZERO;
            if(I - NNY > 1){

```

```

        KARA = I - NNY;
    }

    else{
        KARA = 1;
    }

    for(J = KARA; J <= KM1; J++){
        IJ = I - J + 1;
        KJ = K - J + 1;
        S = S + TK[IJ][J] * TK[KJ][J];
    }

    IK = I - K + 1;
    TK[IK][K] = (TK[IK][K] - S) / TK[1][K];

}

else{
    IK = I - K + 1;
    TK[IK][K] = TK[IK][K] / TK[1][K];
    /*printf("IK = %d   K = %d   TK[%d][%d]
= %e\n",IK,K,IK,K,TK[IK][K]);*/
}

}

}

P[1] = V[1] / TK[1][1];
/*printf(" P[1] = %e\n",P[1]);*/

for(K = 2; K <= N; K++){
    KM1 = K - 1;

    if(K - NNY >= 1){
        KMM = K - NNY;

```

```

    }

    else{
        KMM = 1;
    }

    S = V[K];
    /*printf("K = %d    S = %e\n",K,S);*/

    for(J = KMM; J <= KM1; J++){
        KJ = K - J + 1;
        S = S - TK[KJ][J] * P[J];
    }

    P[K] = S / TK[1][K];
}

P[N] = P[N] / TK[1][N];

for(KK = 2; KK <= N; KK++){
    K = N - KK + 1;
    /*printf(" K = %d\n",K);*/
    KP1 = K + 1;

    if(K + NNY >= N){
        KPM = N;
    }

    else{
        KPM = K + NNY;
    }

    S = P[K];
    /*printf("K = %d    S = %e\n",K,S);*/

    for(I = KP1; I <= KPM; I++){

```



```

        IK = I - K + 1;
        S = S - TK[IK][K] * P[I];
    }

    P[K] = S / TK[1][K];
    /*printf("K = %d    P[%d] = %e\n",K,K,P[K]);*/
}

w = 0;

for(I = 1; I <= NNP; I++){
    if(IP[I] != 0){
        ID = IP[I] + w;
        Z[ID] = P[IP[I]];
    }

    else{
        Z[I] = IP[I];

        w = w + 1;
    }

    /*if([Z]<0.0);{
        Z[I] = 0.0;
    }

    else{
        continue;
    }*/
    /*printf("I = %d  Z[%d] = %e\n",I,I,Z[I]);*/
}

for(I = 1;I <= NNP;I++){
    if(Z[I] <= 0){
        p1[I] = 0.0;          /*p1 は負圧を 0 にした値。負圧を消し
                              ている*/
    }
}

```

```

    }

    else{
        p1[I] = Z[I];
    }
}
/*台形公式*/

for(I = 1;I <= NNP;I++){
    Tx[I] = 0.0;
}

for(J = 1;J <= NNY;J++){
    Px[J] = 0.0;
}

Wz = 0.0;

for(I = 1; I <= NNP; I++){
    /*printf("p1[%d] = %e\n",I,p1[I]);*/
    Wz = Wz + p1[I] * DX * DY;
}

/*for(J = 1; J <= NNY; J++){/*I = NNx, J = NNY */
/*
    for(I = 1; I <= NNx1; I++){
/*
        n = NNx * (I - 1) + J;
/*
        /*printf("I = %d   n = %d   %d\n",I,n,n+NNY);*/
/*
        Tx[I] = (p1[n] + p1[n + NNY]) * DX / 2.0;
/*
/*
        Px[J] = Px[J] + Tx[I];
/*
    }
/*
    /*printf("Px[%d] = %e\n",J,Px[J]);*/
/*
/*
    Wz = Wz + Px[J];           /*全体の負荷容量*/
/*}
/*

```

```

/*10N への収束計算*/
if(Wz < Wx && Wz > Wn){
    printf("Wz = %e\n",Wz);
    break;
}

else{
    if((fabs(W - Wz)) > (fabs(W - Wzold))){
        dH = dH * 0.1;
        if((W - Wz) < 0){
            H0 = H0 + dH;
        }

        else if((W - Wz) > 0){
            H0 = H0 - dH;
        }
    }

    else{
        if((W - Wz) < 0){
            H0 = H0 + dH;
        }

        else if((W - Wz) > 0){
            H0 = H0 - dH;
        }
        printf("Wzold = %e\n",Wzold);
        printf("dH = %e\n",dH);
        printf("H0 = %e\n",H0);
    }
    Wzold = Wz;
}

}

/*摩擦力計算*/

```

```

float *hav, *dP, *f;
n = NNP + 1;
hav = (float *) malloc (n * sizeof(float));
dP = (float *) malloc (n * sizeof(float));
f = (float *) malloc (n * sizeof(float));

float FF;
FF = 0;
float MYU;
MYU = 0;
float Couette, Poiseuille;
Couette = 0;
Poiseuille = 0;

for(J = 1;J<=NNP-NNY;J++){
    hav[J] = (H[J] + H[J+NNY]) / 2; /*H の平均*/
    dP[J] = p1[J+NNY] - p1[J]; /*圧力差*/
    f[J] = (VIS * VELO / hav[J] * DX * DY) + (hav[J] / 2 * dP[J] * DY);/*その節
点での摩擦力*/
    FF = FF + f[J]; /*全体の摩擦力*/
    Couette = Couette + VIS * VELO / hav[J] * DX * DY; /*クエット流れ
の圧力 (なくてもよい) */
    Poiseuille = Poiseuille + hav[J] / 2 * dP[J] * DY; /*ポアズイユ流れの圧力
(なくてもよい) */
}

printf("Couette = %f\n",Couette);
printf("Poiseuille = %f\n",Poiseuille);
printf("FF = %f\n",FF);

MYU = FF / Wz;/*摩擦係数*/
printf("MYU = %f\n",MYU);

/*座標出力*/
FILE *fp;

```

```

if((fp = fopen("CDtest3f-30.csv","w")) == NULL){
    printf("¥a ファイルをオープンできません。 ¥n");
}
for(J = 1;J <= NNY; J++){
    I = J;
    /*printf("I = %d¥n",I);*/
    while(I <= NNP){
        fprintf(fp, "%e,%e,%e,%e,%d¥n",CX[I],CY[I],Z[I],H[I],D[I]);
        I = I + NNY;
    }
    /*    fprintf(fp, "¥n");*/
}

fclose(fp);

/*最大値出力*/
FILE *fp1;
if((fp1 = fopen("MAXtest3f-30.csv","w")) == NULL){
    printf("¥a ファイルをオープンできません。 ¥n");
}
I = NNY/2;
/*printf("I = %d¥n",I);*/
while(I <= NNP){
    fprintf(fp1, "%e,",Z[I]);
    I = I + NNY;
}
fprintf(fp1, "¥n");
I = NNY/2;
while(I <= NNP){
    fprintf(fp1, "%e,",H[I]);
    I = I + NNY;
}

fprintf(fp1, "¥n");
fprintf(fp1, "H0,%e",H0);
fprintf(fp1, "¥n");

```

```

fprintf(fp1, "Wz,%e",Wz);
fprintf(fp1, "Couette,%e",Couette);
fprintf(fp1, "¥n");
fprintf(fp1, "Poiseuille,%e",Poiseuille);
fprintf(fp1, "¥n");
fprintf(fp1, "FF,%e",FF);
fprintf(fp1, "¥n");
fprintf(fp1, "MYU,%e",MYU);
fprintf(fp1, "¥n");

fclose(fp1);

/*油膜圧力出力*/
FILE *fpz;
if((fpz = fopen("Z[I]test3f-30.csv","w")) == NULL){
    printf("¥a ファイルをオープンできません。 ¥n");
}
for(J = 1;J <= NNY; J++){
    I = J;
    /*printf("I = %d¥n",I);*/
    while(I <= NNP){
        fprintf(fpz, "%e,",Z[I]);
        I = I + NNY;
    }
    fprintf(fpz, "¥n");
}

fclose(fpz);

FILE *fpp1;
if((fpp1 = fopen("p1[I]test3f-30.csv","w")) == NULL){
    printf("¥a ファイルをオープンできません。 ¥n");
}
for(J = 1;J <= NNY; J++){
    I = J;
    /*printf("I = %d¥n",I);*/

```

```

        while(I <= NNP){
            fprintf(fpp1,"%e",p1[I]);
            I = I + NNY;
        }
        fprintf(fpp1,"¥n");
    }

fclose(fpp1);

/*油膜厚さ出力*/
FILE *fph;
if((fph = fopen("H[I]test3f-30.csv","w")) == NULL){
    printf("¥a ファイルをオープンできません。 ¥n");
}
for(J = 1;J <= NNY; J++){
    I = J;
    while(I <= NNP){
        fprintf(fph,"%e",H[I]);
        I = I + (NNY);
    }
    fprintf(fph,"¥n");
}

fclose(fph);

/*加工形状出力*/
FILE *fpd;
if((fpd = fopen("D[I]test3f-30.csv","w")) == NULL){
    printf("¥a ファイルをオープンできません。 ¥n");
}
for(J = 1;J <= NNY; J++){
    I = J;
    while(I <= NNP){
        fprintf(fpd,"%e",D[I]);
        I = I + (NNY);
    }
}

```

```

fprintf(fpd, "¥n");
}

fclose(fpd);

/*摩擦カ出力*/
FILE *fpf;
if((fpf = fopen("F[I]test3f-30.csv", "w")) == NULL){
    printf("¥a ファイルをオープンできません。 ¥n");
}
for(J = 1; J <= NNY; J++){
    I = J;
    while(I <= NNP){
        fprintf(fpf, "%e", f[I]);
        I = I + (NNY);
    }
}
fprintf(fpf, "¥n");
}

fclose(fpf);

/*メモリ解放*/
free(TH);
free(THd);
free(THdy);
free(CY);
free(CX);
free(H);
free(NOD);
free(base_NOD);
free(TK);
free(base_TK);
free(IP);
free(Tx);
free(Px);
free(V);

```



```

free(P);
free(Z);
free(rx);
free(ry);
free(Rr);
free(base_Rr);
free(THYd);
free(D);
free(THY);
/*free(NNX5);*/
/*free(NNY5);*/
free(p1);

printf("DdN = %d¥n",DdN);
printf("Rd = %e¥n",Rd);
printf("Td = %e¥n",Td);
printf("H0 = %e¥n",H0);
printf("Wz = %e¥n",Wz);
printf("NNX4 = %d¥n",NNX4);

/*時刻*/
time(&sec);
str = ctime(&sec);
printf("%s",str); /*終了時刻*/

return 0;

}

```