

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	ロータリ式冷媒圧縮機の潤滑特性 –ベーン先端部の混合潤滑特性–
Title(English)	
著者(和文)	田中真二
Author(English)	SHINJI TANAKA
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第4007号, 授与年月日:1999年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:
Citation(English)	Degree:Doctor of Engineering, Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第4007号, Conferred date:1999/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

ロータリ式冷媒圧縮機の潤滑特性 ーベーン先端部の混合潤滑特性ー

生産機械工学専攻

田 中 真 二

目 次

第1章 緒 論	1
1.1 はじめに	1
1.2 冷媒について	1
1.2.1 冷凍・空調機用冷媒	1
1.2.2 代替冷媒化	2
1.3 代替冷媒化による問題点	4
1.3.1 代替冷媒の潤滑性	4
1.3.2 冷凍機油との相溶性	4
1.4 冷媒圧縮機について	5
1.5 代替冷媒用冷凍機油の開発状況	7
1.6 従来の研究	9
1.6.1 冷媒雰囲気下のしゅう動試験	9
1.6.2 しゅう動部の潤滑解析	10
1.7 本研究の目的	13
1.8 本論文の概要	14
第2章 ベーン先端部の混合潤滑解析法	15
2.1 緒 言	15
2.2 ベーンの運動方程式	16
2.3 ピストンの運動方程式	23
2.4 混合潤滑状態の弾性流体潤滑解析モデル	25
2.4.1 解析のモデルと仮定	25
2.4.2 基礎方程式	26
2.4.3 無次元化	33
2.4.4 差分法	35

2.4.5 計算過程	37
2.5 冷媒の溶解した潤滑油の粘度特性	41
2.6 冷媒雰囲気下の境界摩擦係数	49
第2章の記号表	50
第3章 冷媒雰囲気下における弾性流体潤滑油膜の顕微FT-IRによる観察 ...	56
3.1 緒言	56
3.2 実験	57
3.2.1 実験装置	57
3.2.2 冷媒と試料油	61
3.2.3 実験方法および実験条件	62
3.3 実験結果と考察	64
3.3.1 油膜厚さおよび冷媒溶解濃度の校正	64
3.3.2 実験の標準値	67
3.3.3 荷重の影響	69
3.3.4 すべり速度の影響	69
3.3.5 冷媒溶解濃度の影響	72
3.3.6 油温と粘度の影響	72
3.4 粘度-圧力係数の比較	76
3.5 結言	78
第4章 冷媒雰囲気下の混合潤滑状態における境界摩擦係数の推定	79
4.1 緒言	79
4.2 実験	79
4.2.1 実験装置	79
4.2.2 試験片	84
4.2.3 冷媒・試料油	85

4.2.4 実験方法および実験条件	85
4.3 境界摩擦係数の推定	87
4.4 実験結果	87
4.4.1 実験の標準値	87
4.4.2 荷重の影響	89
4.4.3 表面粗さの影響	89
4.4.4 試験片材質の影響	91
4.4.5 冷媒溶解濃度の影響	92
4.4.6 冷媒種類の影響	93
4.4.7 添加剤の影響	94
4.4.8 冷媒／試料油の影響	97
4.4.9 表面粗さの係数 k_c	99
4.5 考 察	99
4.6 結 言	100

第5章 ベーン先端部混合潤滑解析の実験的検証および計算シミュレー

シヨン	101
5.1 緒 言	101
5.2 実験方法	101
5.2.1 電気抵抗法	101
5.2.2 実験および計算条件	103
5.3 実験結果および考察	104
5.3.1 一回転中の潤滑状態の変化	104
5.3.2 吐出圧力による潤滑状態の変化	107
5.3.3 回転速度による潤滑状態の変化	107
5.3.4 金属接触率の評価	110
5.4 運転条件と諸パラメータによるシミュレーション	114

5.4.1	解析の標準値	115
5.4.1.1	ベーン先端荷重	115
5.4.1.2	圧縮機内各部の速度	116
5.4.1.3	ベーン先端部の摩擦力	117
5.4.1.4	ベーン先端部のPV値	118
5.4.1.5	ベーン先端部の金属接触率	119
5.4.2	冷媒の溶解濃度の影響	120
5.4.3	表面粗さの影響	123
5.4.4	ベーン先端半径の影響	126
5.4.5	ベーン中心線のずれの影響	128
5.5	結 言	132
第6章	総 括	133

参考文献

謝 辞

第1章 緒 論

1.1 はじめに

冷凍・空調機の冷媒として使用されている塩素系フロンガスは、地球環境問題から非塩素系の代替フロンへの切り替えが進みつつある。しかし、従来より使用してきた冷凍機油では良好な潤滑状態を保つことができず、圧縮機内しゅう動部の潤滑問題の解決が不可欠となっている。本章では冷媒圧縮機の代替冷媒化が引き起こした問題について述べ、それらに対する従来の研究成果について展望する。

1.2 冷媒について

1.2.1 冷凍・空調機用冷媒

熱エネルギー変換サイクルの作動流体として用いられる冷媒の種類は多く、それらは化学構造により次のように分類される。

- ①元素および無機化合物系冷媒
- ②炭化水素系冷媒
- ③ハロゲン化炭化水素（フロン）系冷媒
- ④その他の有機化合物

これらの中でも③のフロンは日本の冷蔵・製造工業などの低温分野において大きなシェアを占めている。フロンには大別して3種類のものがあり、CFC (Chloro Fluoro Carbon)、HCFC (Hydro Chloro Fluoro Carbon)、HFC (Hydro Fluoro Carbon) と呼ばれている。これらはさらに2～3桁の万国共通の冷媒番号を付けて分類されている。この番号は分子中の元素数を表しており、

一の位：“フッ素数”

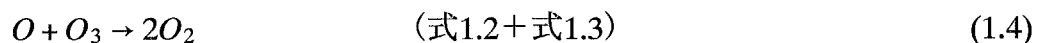
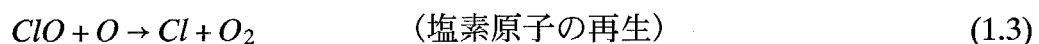
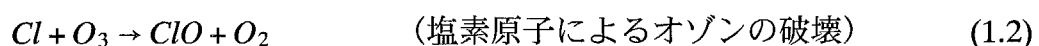
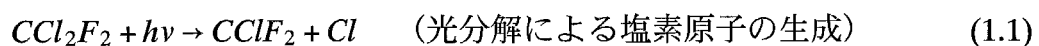
十の位：“水素数” +1

百の位：“炭素数” -1

を意味する。例えば、家庭用冷蔵庫等に使用されていたR12は、フッ素数：2、水素数：0、炭素数：1、残りが塩素なので、化学式は CCl_2F_2 となる。

1.2.2 代替冷媒化

CFCは化学的・熱的に極めて安定で、不燃性・非腐食性であり、優れた熱力学特性を有している。また、その安定性のため人体内ではほとんど代謝されない¹⁾ので毒性が極めて低い。これらの優れた特徴のために、CFCは冷媒、エアゾール用噴霧剤、プラスチック用発泡剤、洗浄剤、溶剤等の幅広い用途に用いられてきた。しかし、1974年にF. S. RowlandとM. J. Molinaにより、成層圏まで拡散したCFCが紫外線により分解され、放出された塩素がオゾン層を破壊するとの仮説が発表された²⁾。塩素原子を含むCFCの中で特にオゾン層を破壊しやすい5種類のCFC（11、12、113、114、115）は特定フロンと呼ばれている。特定フロンは対流圏では分解されにくく、成層圏まで到達し、短波長の紫外線により光分解されて塩素原子を放出し、その塩素原子が次のような触媒的な過程で塩素原子1個当たり10万個ものオゾン³⁾を分解し、オゾン層の破壊を引き起こすと言われている⁴⁾。



オゾン層が破壊されると、そこで吸収されていた有害な紫外線UV-B（波長：280～320nm）の地表への到達量が増大し、皮膚ガンや眼の障害の増加、生態系の変化等を引き起こすことが懸念されている。またCFCは、もう一つの地球環境問題である地球温暖化にも関係している。地球温暖化係数は CO_2 の数千倍と高く、オゾン層保護・地球温暖化防止の両面からCFCの規制が急がれていた。その結果、1987年に制定された「オゾン層を破壊する物質に関するモントリオール議定書」に基づいて、国際的なCFCの生産および消費の規制が1989年7月から

実施され、さらに3回にわたり議定書の改正・調整が行われた後、1995年末にCFCは全廃された。

HCFCは分子内に水素原子と塩素原子を有するため、大部分は大気中の水酸基と反応して対流圏で分解する。また、短寿命のために地球温暖化係数が高い割には地球温暖化効果は比較的小さいことから、CFCの代替冷媒として開発された。しかし、一部は成層圏に到達して若干はオゾン層を破壊することから、1996年から規制が開始され、2030年に全廃されることが決定されている。

CFCおよびHCFCの全廃決定により、これらに代わる冷媒を選定することが急務となった。この代替冷媒を選定する際には、以下の条件を備えていることが要求される。

- ①オゾン破壊係数が小さい
- ②地球温暖化係数が小さい
- ③冷媒物性が既存冷媒と同等以上である
- ④毒性が低い
- ⑤不燃性である
- ⑥経済的である

これらの条件をほぼ満たす代替冷媒としてHFCが開発された。HFCはHCFCから塩素原子を完全に取り除いた冷媒であるため、オゾン層を破壊しない。しかし、CFC等に比べて地球温暖化係数の高いものや単体では可燃性を有するものもあるため、さらに最適な代替冷媒を求めて開発が進められている。表1.1に主な用途別の代替冷媒の候補を示す。

表1.1 代替冷媒候補

用途	規制冷媒	代替候補
カーエアコン	CFC-12	HFC-134a
ルームエアコン	HCFC-22	R-407C(HFC-32/125/134a=23/25/52%) R-410A(HFC-32/125=50/50%)
電気冷蔵庫	CFC-12 R-502 (HCFC-22/CFC-115=48.8/51.2%)	HFC-134a

1.3 代替冷媒化による問題点

1.3.1 代替冷媒の潤滑性

規制対象冷媒であるCFCおよびHCFC系フロンは、分子中の塩素原子がしゅう動部の金属表面に塩化物を生成し、その極圧剤効果により非常に良好な潤滑性を示すことが知られている。その効果は冷凍機油との共存下でも同様に、CFC12が溶解した潤滑油は粘度が低下するにも関わらず、潤滑油単独よりも優れた潤滑性を示している³⁾。すなわち、特定フロンは冷媒であると同時に潤滑油の添加剤でもあり、従来の冷凍・空調機のしゅう動部は恵まれた環境で運転されていたことがわかる。

しかし、分子中に塩素原子を含んでいないHFC系フロンは、CFCやHCFC系フロンのような優れた潤滑性は期待できないことが報告されている³⁾。実際に、摩擦面の表面分析の結果から、従来より指摘されているCFC、HCFC系フロンの塩素による極圧剤効果とともに、HFC系フロンにもフッ化鉄によるものと推測される極圧剤効果があるが、塩素の極圧剤効果には及ばないという報告がある⁴⁾。なお、このメカニズムについてはフロン分子の結合エネルギーと反応性の観点から、C-Cl結合エネルギーが小さく不安定で反応性が高いためであると説明されている⁵⁾。以上により、冷媒自身の潤滑特性はHFC系フロンへの代替冷媒化により潤滑性が低下する。

1.3.2 冷凍機油との相溶性

配管長が長く、設置条件が多様である空調機においては、圧縮機から冷媒とともに吐出された冷凍機油が、サイクル内の蒸発器や配管に滞留して圧縮機の潤滑油不足を招かないように、冷媒と冷凍機油との相溶性を確保する必要がある。しかし、従来CFCやHCFC系フロンに用いられてきた鉱油系冷凍機油は、HFC系フロンとは相溶しない。

フロンと冷凍機油が相溶するメカニズムについては、冷媒－油分子および油－油分子間の相互作用によって説明されている。HFC系フロンは、CF₃基やF基

という強い電子吸引基を有しているために、CFCやHCFC系フロンに比べて大きく分極している。このHFC系フロンと冷凍機油が相溶性をもつためには、油分子間の凝集力が小さく、かつ強い極性を有することが必要である⁹⁾。したがって、HFC系フロンとの相溶性が高い冷凍機油の開発が必要となっている。

1.4 冷媒圧縮機について

主に冷凍・空調機に利用される冷媒圧縮機の種類として、レシプロ式、スクロール式、ロータリ式などがある。この中でロータリ式冷媒圧縮機は、他の圧縮機に比べて、

- ①体積効率が高い
- ②機械損失が小さい
- ③振動が比較的小さい
- ④小型軽量化が容易である

などの利点を持っているため、家庭用・小型業務用の冷凍・空調機用圧縮機の主流となっている。

図1.1にローリングピストン形ロータリ圧縮機の構造を示す。ローリングピストン形ロータリ圧縮機では、偏心軸の回転に伴うローリングピストンの回転運動とベーンの往復運動によってシリンダ内容積を変化させることにより、圧縮機構が構成されている。この圧縮機における可動部分は、ベーン、ローリングピストン、偏心軸の3箇所であり、これらの機械要素に冷媒ガスおよび冷凍機油の圧力や摩擦抵抗が加わり、互いに力が作用し合って運動する。

ロータリ圧縮機内しゅう動部の潤滑特性で、特に重要なのがベーン先端部の摩擦特性である。この摩擦にはベーン先端とローリングピストン間のすべり速度が影響しており、また逆に、すべり速度自体はベーン先端しゅう動部の摩擦によって決まるという、摩擦とすべり速度が非常に強い相互関係を持っている。さらに、ベーン先端部はベーン後端部のバネ押し付け力や冷媒ガスの背圧を受けて面圧が高く、また、多量の冷媒ガスが溶解して粘度の低下した冷凍機油に

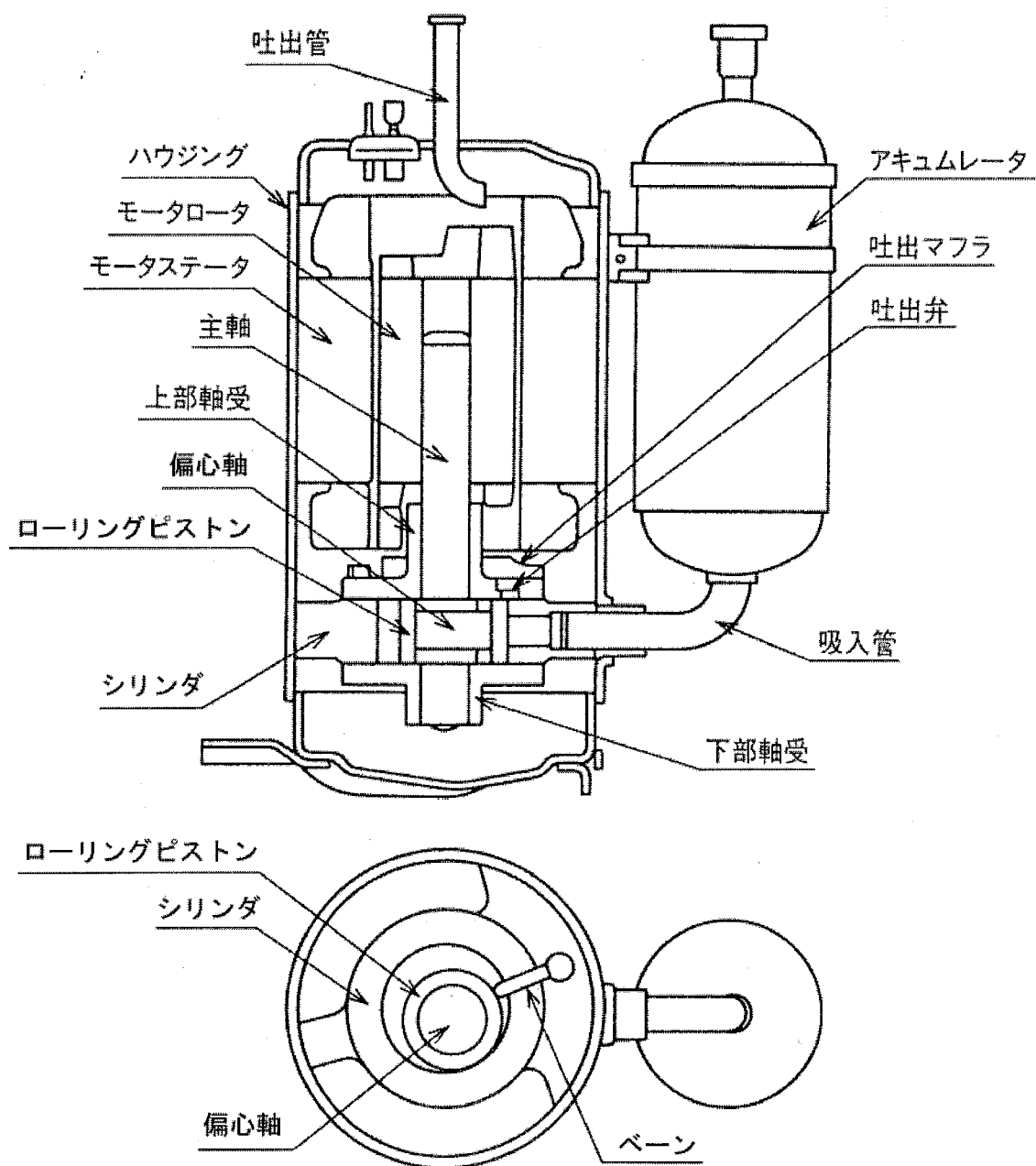


図1.1 ローリングピストン形ロータリ圧縮機の構造

よって潤滑されているため、非常に厳しい潤滑状態にある。このような条件下では、ベーン先端部は接触面が弾性変形して潤滑される弾性流体潤滑（以下、EHLと略称する）に一部固体接触がある、混合潤滑状態にあると考えられる。

1.5 代替冷媒用冷凍機油の開発状況

代替冷媒用冷凍機油の開発においては、前述したHFC系フロンとの相溶性以外に、使用機器に応じた要求性状を満足しなければならない。

カーエアコンには従来CFC-12が使用されていたが、1994年末でHFC-134aへの変更を完了し、冷凍機油としてPAG（ポリアルキレングリコール）が現在使用されている。カーエアコンは配管にゴムホースが使用されているために水分の混入が予想されるが、PAGはエーテル系の化合物であるため加水分解の恐れがなく、HFC-134aとの相溶性も良好である。また、粘度指数が高く（温度による粘度変化が小さい）、低温流動性にも優れている。

レシプロ式電気冷蔵庫には代替冷媒としてHFC-134aが使用され、冷凍機油はPOE（ポリオールエステル）が使用されている。POEは多価アルコールと脂肪酸の脱水縮合反応により合成されるエステルであり、電気モータ内蔵の圧縮機に必要な電気絶縁性が比較的高く、HFC-134aとの相溶性も良好である。しかし、分子構造上、加水分解を受けやすく、生成したカルボン酸と金属が反応して生じる金属石鹸は冷凍回路内のキャピラリー詰まりの原因となり、冷凍不良を起こす可能性がある。これを防ぐために、脂肪酸に分岐脂肪酸を用いて加水分解安定性を高めたPOEが現在使用されている。

ロータリ式電気冷蔵庫は圧縮機内のしゅう動部の潤滑条件が厳しく、POEでは信頼性・耐久性に不安があるため、当面の対応としてHCFC-22と鉱油の組み合わせで使用されている。また、冷凍回路を改良して圧縮機への冷凍機油の戻りを確実にすることにより、HFC-134aとHFC系フロンに対して相溶性のないアルキルベンゼンを組み合わせて使用している例もある⁹⁾。

空調機には、HFC系の混合冷媒であるR407C(HFC-32/125/134a=23/25/52%)およ

びR410A(HFC-32/125=50/50%)が代替冷媒として使用され始めており、これらに対応した冷凍機油として、POEとPVE（ポリビニルエーテル）が用いられている。PVEはエーテル系の化合物であるため加水分解安定性に優れており、また、PAGとは異なり、POEと同等以上の電気絶縁性がある⁹⁾。HFC系冷媒との相溶性も良好で、実機への使用が拡大されつつある。

表1.2に主な代替冷媒用冷凍機油の性能の比較を示す。

表1.2 代替冷媒用冷凍機油の性能

冷凍機油の種類		PAG	POE	PVE	アルキルベンゼン
HFC系冷媒との相溶性		○	○	○	×
安定性	加水分解安定性	○	×	○	○
	熱・化学安定性	○	○	○	○
	酸化安定性	○	○	○～△	○
潤滑性		○	△～×	○～△	○
電気絶縁性		×	○	○	○

1.6 従来の研究

1.6.1 冷媒雰囲気下のしゅう動試験

ロータリ圧縮機内しゅう動部の摩擦・摩耗特性を調査するために、実機と同様の冷媒／冷凍機油（＋添加剤）雰囲気下で様々なしゅう動試験が行われている。しゅう動部の接触方法には、①点接触、②線接触、③面接触の3種類がある。表1.3に主なしゅう動試験機の形式を示す。

表1.3 しゅう動試験方法

接触方法	試験機の形式
点接触	ボール／ディスク形 四球式
線接触	ベーン／ディスク形 ローラ／ディスク形 二円筒式
面接触	ピン／ディスク形 リング／リング形 リング／ディスク形

ロータリ圧縮機のベーン先端部は線接触している。線接触式のしゅう動試験機は、しゅう動部が片当たりを起こしやすいという問題があるが、接触方式が異なると同じ荷重・すべり速度でも摩擦状態が全く異なってしまう。実機の潤滑状態をできる限り正確に再現するためには、実機と同じ線接触を用いてしゅう動試験を行うことが必要であろう。以下に、冷媒雰囲気下で線接触式のしゅう動試験を行った例について紹介する。

長谷川¹⁰⁾らは、Falex試験機、高圧雰囲気のベーン／ディスク形試験機および冷蔵庫用圧縮機を用いて耐摩耗性の評価を行い、冷媒共存下での合成油の摩耗特性、各種試験の相互比較および添加剤の効果を検討している。その結果、HFC-134aはCFC-12に比べて極性が大きいため、通常のリン酸エステルでは不十分で、さらに極性の大きい添加剤が必要であることを報告している。

富元¹¹⁾は、ベーン／ディスク形摩擦摩耗試験機を用いて、その摩擦摩耗特

性と基油自体の潤滑性に着目して、2種類の合成エステル油がベーン先端の摩擦摩耗にどのように影響するか調べている。その結果、ベーン先端は試験初期に境界潤滑状態にあるが、摩耗して面圧が低下すると混合潤滑状態から流体潤滑状態に移行すること、ベーン先端の表面粗さは試験初期に一旦荒れるが、面圧の低下とともにディスク表面形状と一致してくることを報告している。

村木ら¹²⁾は、冷媒雰囲気下におけるPOE基油の物性と、冷媒ガス圧および冷媒種類に対する摩擦・摩耗特性について調べている。その結果、HCFC系フロン雰囲気では摩擦面に生成された塩化鉄によるものと予想される耐摩耗性を示すこと、HFC系冷媒ガス圧が増加すると油中への冷媒溶解度が増加して、摩擦面に境界潤滑作用を示すフッ化鉄の生成量が増え、摩擦・摩耗特性が改善されることを示している。

山本ら¹³⁾は、3種類のすべり接触型試験機（球／平板型往復動試験機、曾田式振り子試験機、球／円板型試験機）を用いて、PVE系潤滑油の摩擦摩耗特性について調べている。その結果、PVEは他の合成油に比べて粘度圧力係数が大きく優れた摩耗特性を示すこと、PVEは高压下では固化しやすいために、境界潤滑下の摩擦係数は他の潤滑油に比べて高くなることを報告している。

以上のように、冷媒雰囲気下の摩擦・摩耗試験はこれまでに数多く行われており、代替冷媒用の冷凍機油や添加剤およびしゅう動材料に関する知見が得られつつある。しかし、その大部分がしゅう動部の摩耗特性に関する研究であるため、境界潤滑状態でしゅう動試験が行われており、実機のしゅう動部で起きているような混合潤滑状態でしゅう動試験を行って摩擦特性を調べた研究は、ほとんど行われていない。

1.6.2 しゅう動部の潤滑解析

代替冷媒の潤滑性低下の問題は、圧縮機内しゅう動部の境界潤滑特性の低下として現れる。ベーン先端部という非常に過酷なしゅう動部を有するロータリ圧縮機では、その影響が最も大きい。ロータリ圧縮機のベーンおよびローリン

グピストンの運動解析は従来より実施されており、最近その手法が確立されつつある。

柳沢^{14), 15)}はローリングピストンの運動解析を行った。この解析ではピストン軸受に有限幅近似理論を適用し、ベーン先端およびベーン側面のすべり摩擦係数にはモデル実験より得られた値を用い、ベーン溝隙間内の圧力は左右同じものと仮定して運動解析を行っている。

今市ら¹⁶⁾はロータリ圧縮機の振動の解析手法を示した。この解析ではシャフトとローリングピストンおよび軸受間の摩擦に対してはゾンマーフェルトの軸受理論、ベーンとローリングピストンおよびシリンダ間の摩擦に対してはアモントン・クーロンの法則、ローリングピストンとシリンダ間の摩擦に対しては平面軸受理論がそれぞれ適用できると仮定している。そして、ベーンとローリングピストンの運動方程式を立てて連立させ、ローリングピストンの自転速度が零であると仮定してローリングピストンの振動解を求めている。

SakuraiとHamilton¹⁷⁾は数学的モデルを用いてロータリ圧縮機内の各しゅう動部の摩擦損失を予測した。この解析ではシャフトとローリングピストンおよび軸受間の摩擦に対してはペトロフの流体摩擦損失の式、ベーンとローリングピストンおよびシリンダ間の摩擦に対してはアモントン・クーロンの法則、ローリングピストンとシリンダ間の摩擦に対してはレイノルズの流体粘性抗力の式がそれぞれ適用できると仮定し、またモデルを簡素化するために、摩擦は流体または境界摩擦のみで混合摩擦は考えないと仮定している。そして、流体摩擦損失を正確に予測するためには、冷凍機油への冷媒の溶解度を正確に評価することが重要であると結論づけている。

小林¹⁸⁾はベーンおよびローリングピストンの運動解析を行って、圧縮機内しゅう動部のトライボロジー特性について示している。ローリングピストン内周およびベーン側面しゅう動部の油膜圧力の解析式にはレイノルズ方程式を用い、ベーン先端部とローリングピストン間のしゅう動部等の接触部における摩擦係数は、モデル実験から得られたDowson-Higginsonの式による最小油膜厚さと表

面粗さの和との比の関数とした実験式で与えている。

以上のように、ロータリ圧縮機の力学特性についてはほぼ解明されているが、最も重要なベーンとローリングピストン間のしゅう動部の潤滑特性については、古典的アモントン-クーロンの摩擦法則あるいは実験式を用いた若干の研究が行われているに過ぎない。ベーン先端部のように線接触して厳しい潤滑状態にあるしゅう動部については、弾性流体潤滑を考慮した混合潤滑解析を行う必要がある。

1.7 本研究の目的

以上のように、冷媒雰囲気下の摩擦・摩耗試験はこれまでに数多く行われており、代替冷媒用の冷凍機油や添加剤、しゅう動材料に関する知見が得られつつある。しかし、その多くがしゅう動部の摩耗特性に関する研究であるために境界潤滑状態でしゅう動試験が行われており、実機のしゅう動部で起きているような混合潤滑状態でしゅう動試験を行って摩擦特性を調べた研究は、ほとんど行われていない。

また、ロータリ圧縮機の力学特性についてはほぼ解明されているが、しゅう動部の潤滑特性については若干の研究が行われているに過ぎず、まだ不十分である。特に、圧縮機の効率に大きな影響を与えるベーン先端部のしゅう動部については、より精密な潤滑解析、すなわちEHLを考慮した混合潤滑解析を行う必要がある。

本研究はロータリ式冷媒圧縮機ベーン先端部について、一部固体接触がある弾性流体潤滑状態の潤滑特性を明らかにし、ロータリ式冷媒圧縮機の潤滑設計ツールを確立することを目的とする。

1.8 本論文の概要

本論文の概要は以下のとおりである。

第1章の「緒論」では、冷媒圧縮機の代替冷媒化が引き起こした圧縮機の潤滑問題について示し、それらに対する従来の研究成果を調査し、それらの問題点と本研究の目的を述べている。

第2章の「ベーン先端部の混合潤滑解析法」では、ロータリ式冷媒圧縮機のベーン先端部について、ベーンとローリングピストンの運動方程式、線接触しゅう動部の混合潤滑状態のEHL解析、ならびに冷媒の溶解による潤滑油の粘度変化を連成させたベーン先端部の混合潤滑解析法を示している。

第3章の「冷媒雰囲気下における弾性流体潤滑油膜の顕微FT-IRによる観察」では、顕微FT-IR（フーリエ変換赤外分光光度計）を用いて密閉容器内の冷媒の雰囲気下にあるEHL油膜を直接観察できる装置を開発し、油膜厚さや冷媒溶解濃度の分布を測定している。また、それらに対する荷重・すべり速度などの潤滑条件による影響について調べている。

第4章の「冷媒雰囲気下の混合潤滑状態における境界摩擦係数の推定」では、冷媒圧縮機内しゅう動部の混合潤滑状態における境界摩擦係数を求めるために、冷媒雰囲気と潤滑下で摩擦試験が行えるブロックオンリング型ファレックス試験機を製作して、各種しゅう動材料・潤滑剤について摩擦特性を測定し、第2章で示した混合潤滑解析法による計算結果と比較することにより、境界摩擦係数を推定することを試みている。

第5章の「ベーン先端部混合潤滑解析の実験的検証および計算シミュレーション」では、推定された境界摩擦係数を用いたベーン先端部の混合潤滑解析結果と実機ベーン先端部の金属接触率の測定結果を比較して、本解析手法の妥当性について検討している。また、各種運転条件によるベーン先端部の潤滑特性の変化について調べ、ベーン先端部の最適な設計指針を示している。

第6章の「結論」では、本研究の結論を述べている。

第2章 ベーン先端部の混合潤滑解析法

2.1 緒言

ローリングピストン型ロータリ圧縮機は、偏心軸のまわりを自転運動するローリングピストンとシリンダ溝の中で往復運動するベーンがシリンダ内容積を変化させる圧縮機構となっているために、内部にはベーンやローリングピストンに関連した多くのしゅう動部が存在する。その中でも、ベーン先端とローリングピストン間のしゅう動部は面圧が高く、またローリングピストンが偏心軸のまわりを自由に回転するために、ベーン先端とローリングピストン間のすべり速度が小さい。さらに、カム運動特有の流体潤滑作用が無くなる、引込速度が零になる瞬間が存在する。しかも、ベーン先端部を潤滑する冷凍機油は多量の冷媒ガスを溶解して粘度が低下しており、流体膜が形成されにくい。よって、このしゅう動部は非常に過酷な潤滑状態にあり、圧縮機の性能や信頼性を左右する重要な箇所であると言える。

緒論で述べたように、ベーン先端しゅう動部潤滑特性については若干の研究が行われているに過ぎず、このような過酷な状態を正しく評価するために必要な弾性流体潤滑 (EHL) と部分的な固体接触を考慮した非定常の混合潤滑解析の報告はほとんど見受けられない¹⁹⁾。

本章ではローリングピストン型ロータリ圧縮機のベーン先端部について、ベーンとローリングピストンの運動方程式、線接触しゅう動部の混合潤滑状態の EHL 解析、ならびに冷媒の溶解による潤滑油の粘度変化を連成させたベーン先端部の混合潤滑解析法を示した²⁰⁾。

2.2 ベーンの運動方程式

図2.1にローリングピストン型ロータリ圧縮機の解析モデルを示す。ベーン側面とシリンダ溝間の接触状態は偏心軸の角度に応じて様々に変化することが考えられるが、EHL計算の収束性の問題から本研究では簡単にベーンが常に図2.1のように傾くと仮定して解析を行った。また、図2.1に示すように偏心軸の回転角度 θ は時計まわりの回転角を正と定義し、ピストン中心偏心角 α は反時計まわりの回転角を正とした。

本解析では以下のような仮定をする。

- (1) ベーン先端は、常にピストンと接触して往復運動する。
- (2) ベーン側面とシリンダ間の摩擦は、アモンテンクーロンの摩擦法則に従う。
- (3) ピストン内周面と偏心軸間の摩擦に対して、ペトロフの式が適用できる。

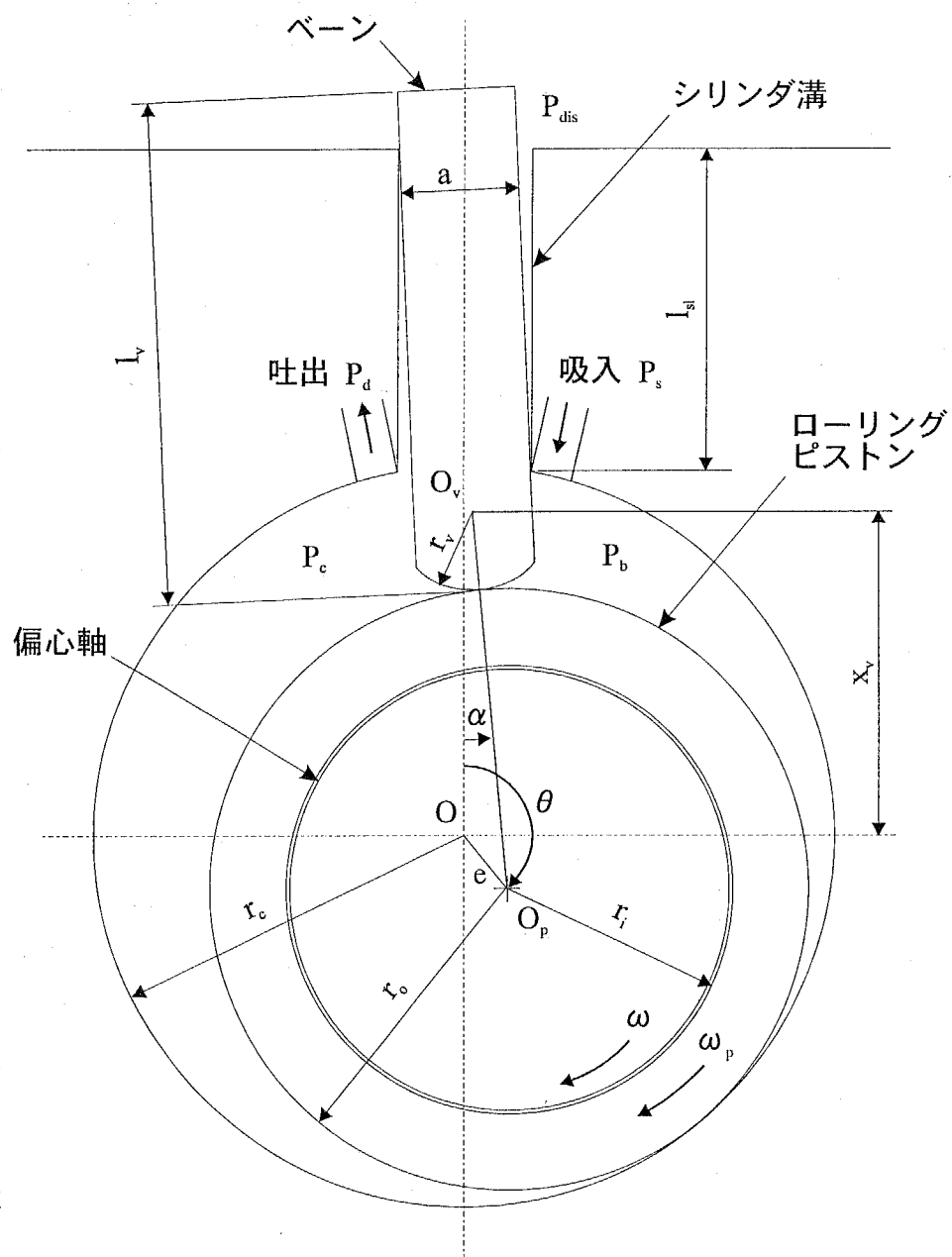


図2.1 解析モデル

ベーンの運動方程式については、式(2.1)～(2.7)、(2.12)～(2.19)、(2.25)～(2.29)は今市ら¹⁶⁾、式(2.8)～(2.11)は柳沢^{14),15)}の解析手法を参考にした。

仮定 (1) より、ベーンの変位 x_v は幾何学的関係から、

$$x_v = (r_v + r_o) \cos \alpha + e \cos \theta \quad (2.1)$$

ここで、

$$(r_v + r_o) \sin \alpha = e \sin \theta \quad (2.2)$$

の幾何学的関係より、

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{e \sin \theta}{\sqrt{(r_o + r_v)^2 - e^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad (2.3)$$

となる。よって、ベーンの速度 $\dot{x}_v$ は次式のようにになる。

$$\dot{x}_v = -(r_o + r_v) \dot{\alpha} \sin \alpha - e \omega \sin \theta \quad (2.4)$$

$$\dot{\alpha} = \frac{e \omega \cos \theta}{\sqrt{(r_o + r_v)^2 - e^2 \sin^2 \theta}} \quad (2.5)$$

また、ベーンの加速度 $\ddot{x}_v$ は、次式のようにになる。

$$\ddot{x}_v = -(r_o + r_v) (\dot{\alpha}^2 \cos \alpha + \ddot{\alpha} \sin \alpha) - e \omega^2 \cos \theta \quad (2.6)$$

$$\ddot{\alpha} = \frac{e \sin \theta}{\sqrt{(r_o + r_v)^2 - e^2 \sin^2 \theta}} (\dot{\alpha}^2 - \omega^2) \quad (2.7)$$

シリンダ吸込室圧力 P_b と圧縮室圧力 P_c は柳沢の仮定を用いた。

$$p_b = p_s \quad (2.8)$$

$$p_c = \begin{cases} p_s \left(\frac{V_s}{V_c} \right)^\kappa & (\theta \leq \theta_d) \\ p_d & (\theta > \theta_d) \end{cases} \quad (2.9)$$

ただし、本解析では実機での過圧縮を考慮して、図2.2のように圧縮室圧力 P_c は吐出圧力 P_d の1.2倍にまで上昇した後、吐出弁のある角度 θ_d にかけて吐出圧力 P_d まで吐出し、その後吸込圧力 P_s に圧力が下降するとした。

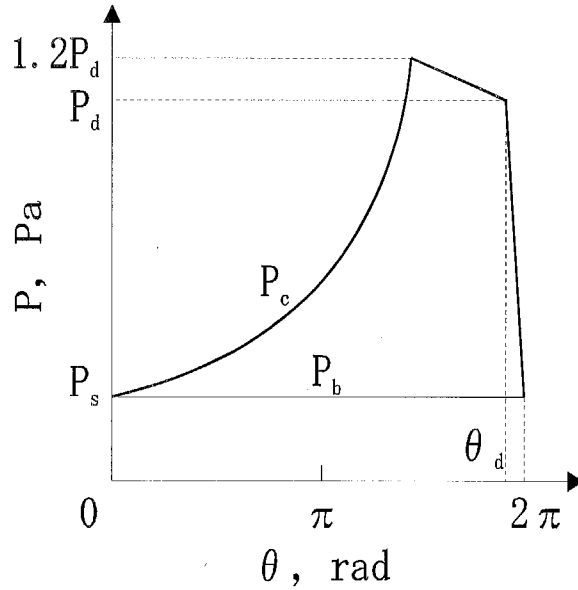


図2.2 シリンダ内外の圧力線図

また、シリンダの吸込容積 V_s と圧縮室容積 V_c は幾何学的関係から、次式のようになる。

$$V_s = \pi(r_c^2 - r_o^2)l_p + V_t \quad (2.10)$$

$$V_c = V_s - \frac{1}{2}r_c^2l_p\theta + \frac{1}{2}r_o^2l_p(\theta + a) + \frac{1}{2}el_p(r_o + r_v)\sin(\theta + a) - \frac{1}{2}r_v^2l_p\tan a - \frac{1}{2}al_p(r_c + r_v - x_v) \quad (2.11)$$

ここで、 V_t は隙間容積である。

ペーンは圧縮室圧力 P_c に押されるので、図2.3に示すように x 軸に対して極微小な角度だけ傾いていると考えられる。このとき、ペーンとシリンダは図2.3の点 G_1 と G_2 で接触する。点 G_1 からペーン先端とピストンの接触点までのペーン表面には圧縮室圧力 P_c 、ペーン先端接触部から点 G_2 までは吸込室圧力 P_s 、点 G_2 から点 G_1 まではシリンダ内に吐出された圧力 P_d が作用する。これらの圧力がペーンを押す x 、 y 軸方向の力 F_{vx} 、 F_{vy} は次式のようになる。

$$F_{vx} = \left\{ -ap_d + \left(\frac{a}{2} + r_v \sin a \right) p_c + \left(\frac{a}{2} - r_v \sin a \right) p_s \right\} l_p \quad (2.12)$$

$$F_{vy} = \left\{ -l_{sl}p_d + (r_c + l_{sl} - x_v + r_v \cos a)p_c - (r_c - x_v + r_v \cos a)p_s \right\} l_p \quad (2.13)$$

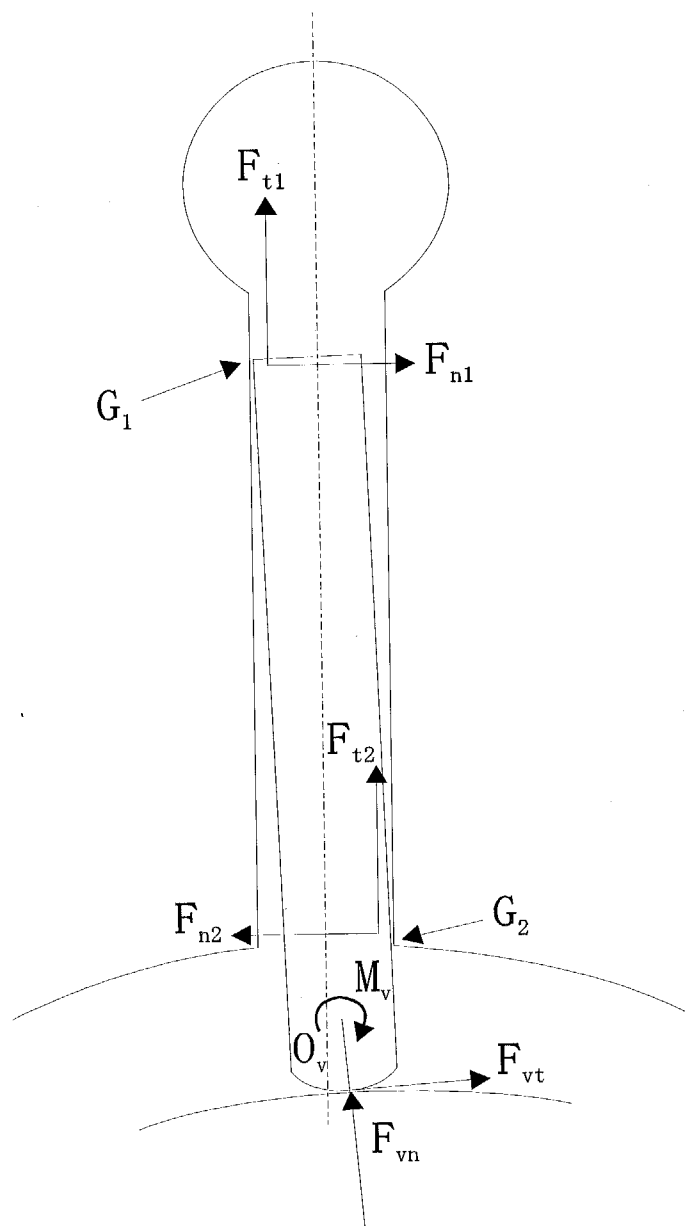


図2.3 ベーン側面の作用力

また、ガス圧力による点 O_v まわりのモーメント M_v は次式となる。

$$M_v = \left[l_{sl} \left(x_v - r_c - \frac{l_{sl}}{2} \right) p_d + \frac{1}{2} \left\{ (r_c + l_{sl} - x_v)^2 + \left(\frac{a}{2} \right)^2 - r_v^2 \right\} p_c - \frac{1}{2} \left\{ (r_c - x_v)^2 + \left(\frac{a}{2} \right)^2 - r_v^2 \right\} p_s \right] l_p \quad (2.14)$$

図2.3のようにベーン側面がシリンダ溝と接触したとき、点 G_1 、 G_2 ではシリンダとの接触力 F_{n1} 、 F_{n2} および摩擦力 F_{t1} 、 F_{t2} が作用し、ベーン先端接触点ではピストンからの反力 F_{vn} および摩擦力 F_{vt} が作用する。仮定 (2) より、ベーン先端とピストン間、ベーン側面とシリンダ溝間の摩擦係数をそれぞれ μ_v 、 μ_s とすると、摩擦力 F_{t1} 、 F_{t2} 、 F_{vt} はそれぞれ次式で表される。

$$F_{t1} = \gamma_1 \gamma_2 \mu_s F_{n1} \quad (2.15)$$

$$F_{t2} = \gamma_1 \gamma_3 \mu_s F_{n2} \quad (2.16)$$

$$F_{vt} = \gamma_4 \mu_v F_{vn} \quad (2.17)$$

ここで、

$$\gamma_1 = \text{sgn}(-\dot{x}_v) \quad \gamma_2 = \text{sgn}(F_{n1}) \quad \gamma_3 = \text{sgn}(F_{n2}) \quad \gamma_4 = \text{sgn}(V_{pv}) \quad (2.18)$$

は、+1または-1の値をとる定数である。

ピストンのベーンに対する相対速度 V_{pv} 、ベーン先端とピストン間の接触点におけるすべり方向速度 Δu 、および接触点の移動速度 V_{con} は、それぞれ次式のようになる。

$$V_{pv} = r_o \omega_p + (r_o + r_v) \dot{a} \quad (2.19)$$

$$\Delta u = r_o \omega_p \quad (2.20)$$

$$V_{con} = r_v \dot{a} \quad (2.21)$$

引込速度 u は文献19)では、

$$u = r_o \omega_p + (r_o - r_v) \dot{a} \quad (2.22)$$

また、文献20)では、

$$u = -\frac{1}{2} r_o \omega_p + (r_o + r_v) \dot{a} \quad (2.23)$$

と定義されている。しかし、この場合の引込速度は接触点におけるすべり方向

速度 Δu のせん断速度と接触点の移動速度 V_{con} の和になるので、速度の向きを考慮すると、正しい引込速度は次式のようになる。

$$u = -\frac{1}{2}\Delta u + V_{con} = -\frac{1}{2}r_o\omega_p + r_v\dot{a} \quad (2.24)$$

ベーン後端に作用するばねの力 F_s は、

$$F_s = k_s(x_v - r_o - r_v + e) \quad (2.25)$$

ベーンの上下端面に作用する、油の粘性による摩擦力 F_v は、

$$F_v = \frac{2\eta_0(-\dot{x}_v) \left\{ (r_c + l_{sl} - x_v) a + \frac{a}{4} \sqrt{4r_v^2 - a^2} + \frac{r_v^2}{2} \left(\pi - 2 \tan^{-1} \frac{\sqrt{4r_v^2 - a^2}}{a} \right) \right\}}{C_{pv}} \quad (2.26)$$

したがって、ベーンの x 、 y 軸方向の運動方程式は、

$$m_v \ddot{x}_v = F_{vx} + F_{t1} + F_{t2} + F_{vn} \cos \alpha + F_{vt} \sin \alpha - F_s + F_v \quad (2.27)$$

$$F_{vy} + F_{n1} - F_{n2} + F_{vt} \cos \alpha - F_{vn} \sin \alpha = 0 \quad (2.28)$$

また、点 O_v まわりのモーメントの釣り合い式は、

$$(r_c + l_{sl} - x_v)F_{n1} + \frac{a}{2}F_{t1} - (r_c - x_v)F_{n2} - \frac{a}{2}F_{t2} + M_v - r_v F_{vt} = 0 \quad (2.29)$$

式(2.27)～(2.29)より、ベーン側面とシリンダ溝およびベーン先端とピストンの間に作用する力 F_{n1} 、 F_{n2} 、 F_{vn} はそれぞれ次式によって求められる。

$$\begin{bmatrix} F_{n1} \\ F_{n2} \\ F_{vn} \end{bmatrix} = [A]^{-1} \begin{bmatrix} m_v \ddot{x}_v + F_s - F_{vx} - F_v \\ -F_{vy} \\ -M_v \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

ここで $[A]$ は、

$$[A] = \begin{bmatrix} \gamma_1 \gamma_2 \mu_s & \gamma_1 \gamma_3 \mu_s & \cos \alpha + \gamma_4 \mu_v \sin \alpha \\ 1 & -1 & \gamma_4 \mu_v \cos \alpha - \sin \alpha \\ r_c + l_{sl} - x_v + \gamma_1 \gamma_2 \frac{a}{2} \mu_s & -r_c + x_v - \gamma_1 \gamma_3 \frac{a}{2} \mu_s & -\gamma_4 r_v \mu_v \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

2.3 ピストンの運動方程式

ローリングピストンの運動方程式については、式(2.32)はSakuraiとHamilton¹⁷⁾、式(2.33)は柳沢^{14),15)}の解析手法を参考にした。

ピストンはベーンとともにシリンダ内を吸込室と圧縮室とに分割し、軸の回転に伴ってシリンダ内で回転しながら吸込および圧縮作用を行っている。しかし、ピストンはシャフトに回転自在に取付けられているので、その運動は偏心部中心とともに行う運動と、偏心部中心まわりの運動との組み合わせとなる。図2.4に、ピストンに作用する各モーメントを示す。

仮定 (3) より、ピストンすべり軸受の油膜による摩擦モーメント M_c は、

$$M_c = \frac{2\pi\eta_0(\omega-\omega_p)r_i^3l_p}{C_p} \quad (2.32)$$

ピストンの上下端面に作用する油の粘性による摩擦モーメント M_p は、

$$M_p = \frac{2\pi\eta_0\omega_p(r_o^4-r_i^4)}{C_{pt}} \quad (2.33)$$

ピストン中心点 O_p まわりの慣性モーメント I_p は、

$$I_p = \frac{\pi\rho_pl_p(r_o^4-r_i^4)}{2} \quad (2.34)$$

ピストンとシリンダ間の隙間の冷媒による粘性抗力 F_{ct} は、Reynoldsのフリクションの式²¹⁾より、

$$F_{ct} = 2.4677\eta_g r_o \omega l_p \sqrt{\frac{2R_1}{C_p}} \quad (2.35)$$

ここで、 R_1 はピストンとシリンダとの等価曲率半径である。

以上のモーメント、粘性抗力およびベーン先端とピストン外周間の摩擦力 F_{vt} によるモーメントとの釣り合いによって、ピストンの回転運動方程式が決まる。

$$\dot{\omega}_p = \frac{M_c - M_p - r_o(F_{vt} + F_{ct})}{I_p} \quad (2.36)$$

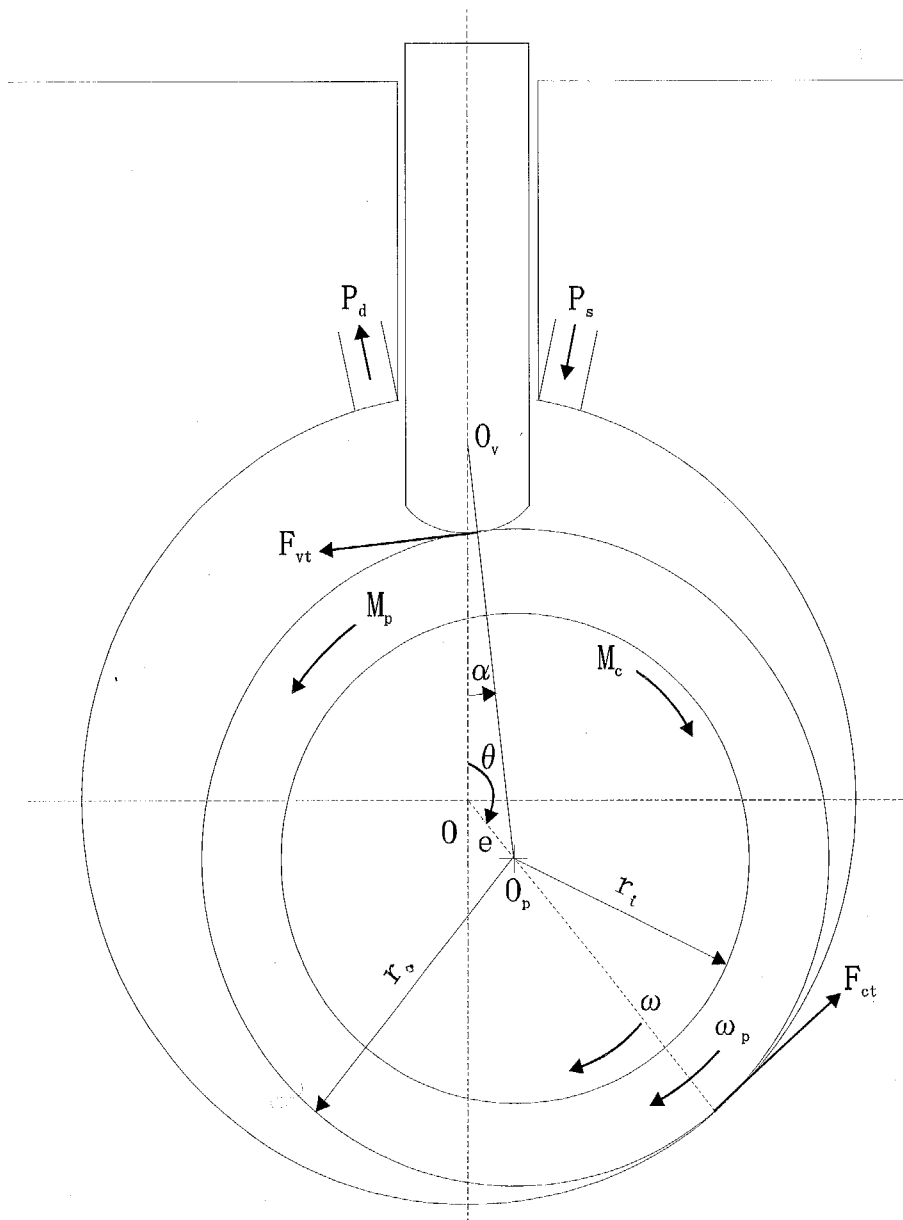


図2.4 ピストンに作用する各モーメント

2.4 混合潤滑状態の弾性流体潤滑解析モデル

2.4.1 解析のモデルと仮定

ここでは、山地ら²²⁾の解析手法を用いる。図2.5にEHLの解析モデルを示す。ここでは弾性体円筒と剛体平面をモデルにしているが、2円筒接触モデルの場合でも次に示す等価曲率半径 R 、等価ヤング率 E 、自乗平均粗さ σ を用いることにより適用できる。

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (2.37)$$

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \quad (2.38)$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (2.39)$$

ここで、 R_1, R_2 ：それぞれの弾性体の曲率半径、 E_1, E_2 ：ヤング率、 ν_1, ν_2 ：ポアソン比、 σ_1, σ_2 ：表面粗さの標準偏差、 u_1, u_2 ：速度、 h ：油膜厚さ、 h_0 ：中心油膜厚さ、 w ：荷重である。

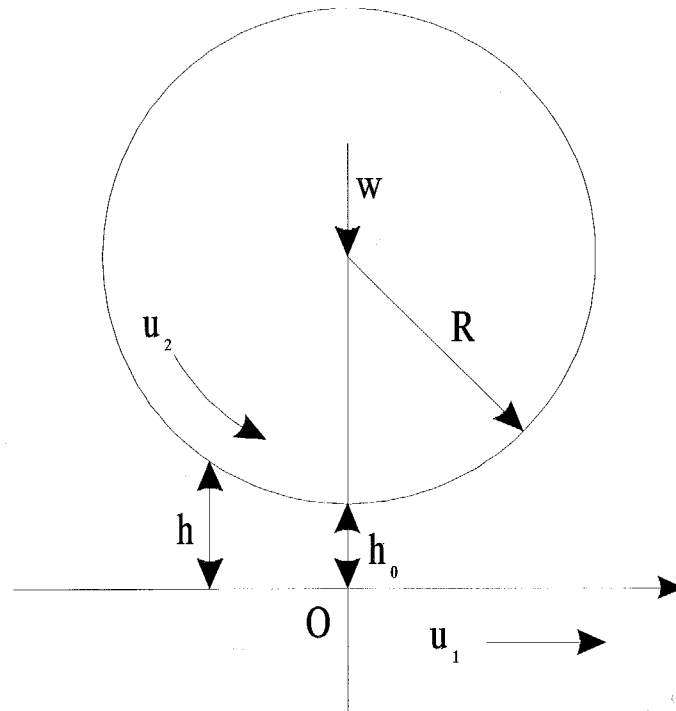


図2.5 解析モデル

また、本解析では以下のような仮定をおく。

- (1) 表面粗さを考慮した油膜の圧力方程式として、PatirとCheng^{23),24)}の修正 Reynolds方程式が適用できるとする。ただし、本解析ではせん断流れの修正項は考慮しない。
- (2) 線接触により圧力分布は一次元とする。
- (3) 弾性変形は半無限体とする。
- (4) 隙間方向の温度勾配は無視する。
- (5) 接触部の温度上昇の影響は流体の粘度のみに現れるとする。また、潤滑流体は圧力により粘度変化し、圧縮性を有する。
- (6) 油膜厚さと固体接触圧力の関係はGreenwoodとTripp²⁵⁾に従う。

2.4.2 基礎方程式

まずはじめに、Dowson-Higginsonの式²⁶⁾から中心油膜厚さ h_0 を求める。

$$\frac{h_0}{R} = 2.65G^{0.54}U^{0.7}W^{-0.13} \quad (2.40)$$

G は材料パラメータ、 U は速度パラメータ、 W は荷重パラメータと呼ばれ、次のように表される。

$$G = \alpha_0 E \quad (2.41)$$

$$U = \frac{\eta_0 u}{ER} \quad (2.42)$$

$$W = \frac{w}{ER} \quad (2.43)$$

ここで、 α_0 は粘度－圧力係数、 η_0 は大気圧下粘度、 u は平均速度($=u_1 + u_2$)である。

弾性体がヘルツ接触すると仮定して流体圧力の分布、および仮定(3)より弾性変形の式から弾性変形量を求める。

$$\delta = -\frac{2}{\pi E} \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} p_f \ln(x - x')^2 dx' - \frac{2}{\pi E} \int_{x_{\min}}^{x_e} p_c \ln(x - x')^2 dx' \quad (2.44)$$

これにより油膜厚さの式は、

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R} + \Delta \quad (2.45)$$

ここで、

$$\Delta = \delta(x) - \delta(0) \quad (2.46)$$

この油膜厚さ h から、接触圧力 p_c が計算される。仮定(6)より、接触圧力 p_c は GreenwoodとTrippの理論に従う。これによると、接触圧力は粗さの標準偏差 σ と粗さの平均曲率半径 β 、単位面積当たりの粗さの個数 N で表すことができる。

$$p_c = k_c E F_{5/2} \left(\frac{h}{\sigma} \right) \quad (2.47)$$

ここで、

$$k_c = \frac{8\sqrt{2}}{15} \pi (N\beta\sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \quad (2.48)$$

$$F_{5/2} \left(\frac{h}{\sigma} \right) = \int_{\frac{h}{\sigma}}^{\infty} \left(\zeta - \frac{h}{\sigma} \right)^{5/2} f^*(\zeta) d\zeta \quad (2.49)$$

PatirとCheng²⁷⁾ にならって $f^*(\zeta)$ を以下のように与えると、

$$f^*(\zeta) = \frac{1}{4\sqrt{2\pi}} \left[1 + \operatorname{erf} \left(\frac{\zeta}{2} \right) \right]^2 \exp \left(-\frac{\zeta^2}{2} \right) \quad (2.50)$$

$F_{5/2}$ は以下のような式で近似できる。

$$F_{5/2} \left(\frac{h}{\sigma} \right) = \begin{cases} 4.4086 \times 10^{-5} \left(4 - \frac{h}{\sigma} \right)^{6.804} & (h < 4\sigma) \\ 0 & (h \geq 4\sigma) \end{cases} \quad (2.51)$$

したがって、接触圧力 p_c は次式のようになる。

$$p_c = \begin{cases} 4.4086 \times 10^{-5} k_c E \left(4 - \frac{h}{\sigma} \right)^{6.804} & (h < 4\sigma) \\ 0 & (h \geq 4\sigma) \end{cases} \quad (2.52)$$

接触圧力 p_c を求めた後、次の荷重の釣り合い式から流体圧力 p_f を求める。

$$w = \int_{x_1}^{x_{end}} p_f dx + \int_{x_1}^{x_e} p_c dx \quad (2.53)$$

以上より求められた接触圧力 p_c および流体圧力 p_f から再び弾性変形量を計算

して油膜厚さ h を求め、この値が収束するまでNewton-Raphson法により繰り返し計算を行う。

次に収束した油膜厚さ h 、流体圧力 p_f および接触圧力 p_c を用いて、流体分と接触分の摩擦力 τ を求める。流体分の摩擦力 τ_f については村木と木村²⁸⁾の式より、平均ヘルツ圧以下で示す粘度が $10^5 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 未満の場合にはEyring粘性解を用い、それ以上の場合には粘弾性解を用いる。

$$\tau_f = \bar{S} \tau_0 b \quad (2.54)$$

(a) Eyring粘性解の場合：

(i) 無次元等温せん断速度 $\Sigma_i \geq 10$ のとき、

$$\bar{S} = \frac{\ln(2\Sigma_i)}{1+\Phi\Sigma_i} \quad (2.55)$$

(ii) 無次元等温せん断速度 $\Sigma_i < 10$ のとき、

次式から $\bar{S}$ を適当な数値計算によって求める。

$$\bar{S} - \sinh^{-1} \left\{ \Sigma_i \exp(-\Phi\Sigma_i\bar{S}) \right\} = 0 \quad (2.56)$$

(b) 粘弾性解の場合：

$$\bar{S} = \frac{\ln(2\Sigma_i) \left(1 - \frac{D_i}{4\Sigma_i} \ln(2\Sigma_i) \right)}{1 + \Phi\Sigma_i \left(1 - \frac{D_i}{2\Sigma_i} \ln(2\Sigma_i) \right)} \quad (2.57)$$

ここで、 b はヘルツ接触半幅、 τ_0 は特性応力と呼ばれ、この応力以下の場合、流体はNewton粘性と見なせる。また、 D_i は等温デボラ数、 Σ_i は無次元等温せん断速度、 Φ は無次元温度上昇と呼ばれるパラメータであり、それぞれ以下の式で表される。

$$D_i = \frac{\eta_{N_i} u}{Gb} \quad (2.58)$$

$$\Sigma_i = \frac{\eta_{N_i} \Delta u}{\tau_0 h} \quad (2.59)$$

$$\Phi = \frac{\beta_0 \chi \tau_0^2 h}{\eta_{N_i}} \quad (2.60)$$

ここで、 η_{Ni} は等温条件下での粘度、 β_0 は粘度－温度係数である。 G はせん断弾性係数と呼ばれる、流体を弾性体と仮定したときの弾性係数であり、また χ はせん断仕事に対する温度上昇の比を示すパラメータで、次式で示される。

$$\chi = 0.97 \sqrt{\frac{b}{\pi K_m \rho_m C_m u}} + \frac{h}{12 K_f} \quad (2.61)$$

ここで、 K_m 、 ρ_m 、 C_m は、それぞれ弾性体の熱伝導率、密度、比熱であり、 K_f は流体の熱伝導率である。

また、接触分の摩擦力はアモンソン－クーロン摩擦に従うものとする。

$$\tau_c = \mu p_c \quad (2.62)$$

ここで、 μ は境界摩擦係数であり、表面温度や荷重によって変化しないものとする。

次に、摩擦力およびせん断による流体の温度上昇を計算する。固体接触による摩擦熱および流体のせん断熱によって潤滑面の流体温度は上昇し、それによる粘度低下で流体の荷重負荷能力が著しく低下することが予想される。しかしながら、発生した熱量と流体の温度上昇の関係は必ずしも明確ではない。そこで、本解析では流体の温度上昇について以下のように仮定する。

(1) 温度上昇の影響は流体の粘度のみに現れるとする。

(2) 流体の温度上昇は、以下の3つに分けられるものとする。

(a) 入り口部でのせん断熱による温度上昇： ΔT_{in}

(b) 平行部での流体のせん断熱による温度上昇： ΔT_f

(c) 金属接触による潤滑面の温度上昇： ΔT_c

(3) 潤滑面における流体の平均温度上昇は、上記の3つの合計で表され则认为る。すなわち、平均温度上昇 ΔT_m は以下の式で表される。

$$\Delta T_m = \Delta T_{in} + \Delta T_f + \Delta T_c \quad (2.63)$$

(4) 温度勾配は転がり方向のみを考え、図2.6に示すように仮定する。最大温度上昇は $1.33\Delta T_m$ で与えられる。

それぞれの温度上昇について、

(a) 入り口部でのせん断熱による温度上昇 ΔT_{in} :

従来よく使われている以下の式²⁹⁾を用いる。

$$\Delta T_{in} = \frac{\eta_{N0} u^2}{5K_{j0}} \quad (2.64)$$

ここで、 η_{N0} は温度上昇前の常圧粘度、 K_{j0} は流体の常圧下の熱伝導率である。

(b) 平行部での流体の摩擦によって発生するせん断熱による温度上昇 ΔT_f :

村木と木村³⁰⁾の式より、

$$\Delta T_f = \chi \tau_f \Delta u \quad (2.65)$$

ここで、 τ_f は流体による平均せん断応力である。

(c) 金属接触による潤滑面の温度上昇 ΔT_c :

従来よく使われている線接触の閃光温度 (flush temperature)³¹⁾より、

$$\Delta T_c = 0.752 \mu p_c \sqrt{\frac{\Delta u b}{2K_m \rho_m C_m}} \quad (2.66)$$

また、高圧下における流体の圧力 p と熱伝導率 K の関係式は、GecimとWiner³²⁾の式を用いる。

$$K(p) = K_{j0}(C_1 + C_2 p) \quad (2.67)$$

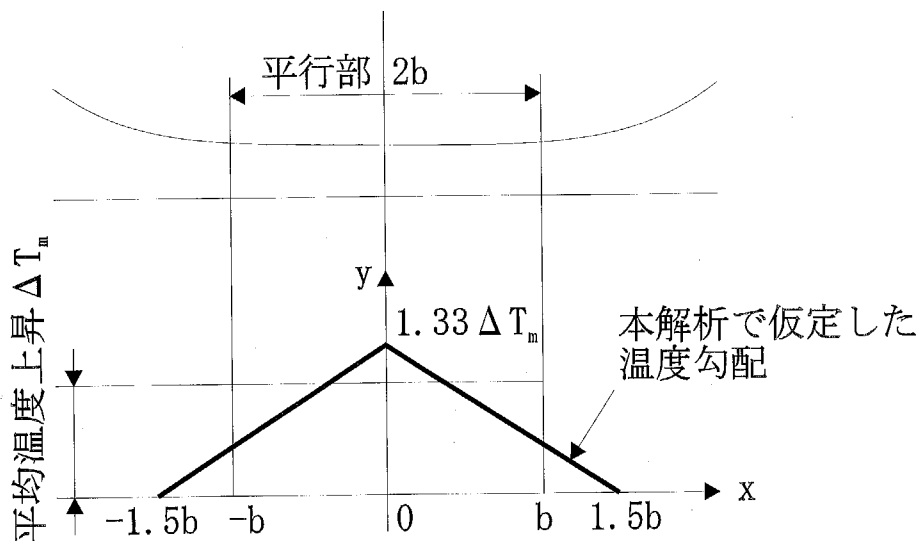


図2.6 平行部の温度勾配

$$C_1=1.00, C_2=1.35 \quad (p \leq 0.20)$$

$$C_1=1.07, C_2=1.00 \quad (0.20 < p \leq 0.50)$$

$$C_1=1.15, C_2=0.84 \quad (0.50 < p \leq 0.75)$$

$$C_1=1.33, C_2=0.60 \quad (0.75 < p \leq 1.20)$$

流体の粘度－圧力－温度特性には、Barusの粘度－圧力式を含む次式を用いる。

$$\eta = \eta_0 \exp(a_0 p - \beta_0 \Delta T_m) \quad (2.68)$$

ここで、 η は流体の粘度である。

また、圧力と密度の関係式は従来よく使われている次式を用いる。

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p_f}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p_f} \right) \quad (2.69)$$

ここで、 ρ は流体の密度、 ρ_0 は大気圧下の流体の密度である。

次に、油膜厚さ h から圧力流れ係数 Φ_x と平均油膜厚さ h_t を求める。圧力流れ係数 Φ_x はPatirとCheng^{23),24)}によると、膜厚比 h/σ と粗さの方向性を表すパラメータ γ によって決まる。

(1) 転がり方向に対して垂直な粗さの場合 ($\gamma \leq 1$)

$$\Phi_x = 1 - C \exp\left(-r \frac{h}{\sigma}\right) \quad (2.70)$$

(2) 転がり方向に対して平行な粗さの場合 ($\gamma > 1$)

$$\Phi_x = 1 + C \left(\frac{h}{\sigma} \right)^{-r} \quad (2.71)$$

ここで、 C および r は定数である。

油膜厚さ h と平均油膜厚さ h_t の関係は以下の式で表される。

$$h_t = \int_{-h}^{\infty} (h + \zeta) f(\zeta) d\zeta \quad (2.72)$$

ここで、 $f(\zeta)$ は確率密度関数である。粗さの高さがガウス分布すると仮定すると、

$$f(\zeta) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{\zeta^2}{2\sigma^2}\right) \quad (2.73)$$

したがって、

$$h_t = \frac{h}{2} \left\{ 1 + \operatorname{erf}\left(\frac{h}{\sqrt{2}\sigma}\right) \right\} + \frac{\sigma}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{h^2}{2\sigma^2}\right) \quad (2.74)$$

仮定(1)より、流体圧力 p_f の計算にはPatirとChengによる表面粗さを考慮した修正レイノルズ方程式を用いる。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p_f}{\partial x} \right) = u \frac{\partial h_t}{\partial x} + \frac{\partial h_t}{\partial t} \quad (2.75)$$

ここで、境界条件は以下のとおりである。

$$(I) \ x = x_l \text{ で } p_f = 0$$

$$(II) \ x = x_{end}, h = h_{end} \text{ で } \partial p_f / \partial x = p_f = 0$$

ここで、 x_l は $x = 0$ より十分離れた流入端である。また、 x_{end} は未知数であり、

$$p_f = \partial p_f / \partial x = 0 \quad (2.76)$$

より求める。

以上により、計算された流体圧力 p_f が収束するまで、Newton-Raphson法により繰り返し計算を行う。

2.4.3 無次元化

(a) 各パラメータの無次元化

通常、数値解析では少ないパラメータで一般的な解析を行うために、また計算機の桁落ちを防止するために、パラメータの無次元化が行われる。従来EHLではいくつかの無次元化表示の方法が提案されてきたが、本解析ではLeeとHamrock^{33),34)}による表示方法を改良して用いる。主なパラメータの無次元化について以下に示す。

$$b_0 = R\sqrt{\frac{8W_0}{\pi}} \quad X = \frac{x}{b_0} \quad \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0} \quad \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0} \quad \sigma^* = \frac{\sigma R}{b_0^2} \quad \bar{\Delta} = \frac{\Delta R}{b_0^2}$$

$$H = \frac{hR}{b_0^2} \quad H_T = \frac{h_t R}{b_0^2} \quad p_h = E\sqrt{\frac{W_0}{2\pi}} \quad P_C = \frac{p_c}{p_h} \quad P_F = \frac{p_f}{p_h}$$

$$T = \frac{v_r t}{R} \quad U = \frac{u\eta_0}{ER} \quad \Delta U = \frac{\Delta u\eta_0}{ER} \quad V = \frac{v_r \eta_0}{ER} \quad W = \frac{w}{ER}$$

(b) 各方程式の無次元化

上記の無次元パラメータを用いて各基礎方程式を無次元化する。まず、修正レイノルズ方程式の無次元式は次式ようになる。

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\Phi_x \frac{\bar{\rho} H^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial P_F}{\partial X} \right) = K \frac{\partial \bar{\rho} H_T}{\partial X} + S \frac{\partial \bar{\rho} H_T}{\partial T} \quad (2.77)$$

$$K = \frac{3\pi^2 U}{4W_0^2} \quad (2.78)$$

$$S = \frac{3\pi^{1.5} V}{\sqrt{2} W_0^{1.5}} \quad (2.79)$$

これを境界条件(I)、(II)により積分すると、

$$\Phi_x H^3 \frac{\partial P_F}{\partial X} + K \bar{\eta} \left(\frac{H_{T_{end}}}{\bar{\rho}} - H_T \right) + S \frac{\bar{\eta}}{\bar{\rho}} \int_X^{X_{end}} \frac{\partial \bar{\rho} H_T}{\partial T} dX = 0 \quad (2.80)$$

また、式(2.74)、式(2.70)および式(2.71)は、それぞれ以下のように無次元化される。

$$H_T = \frac{H}{2} \left\{ 1 + \operatorname{erf} \left(\frac{H}{\sqrt{2} \sigma^*} \right) \right\} + \frac{\sigma^*}{\sqrt{2\pi}} \exp \left(-\frac{H^2}{2\sigma^{*2}} \right) \quad (2.81)$$

$$\Phi_x = 1 - C \exp \left(-r \frac{H}{\sigma^*} \right) \quad (2.82)$$

$$\Phi_x = 1 + C \left(\frac{H}{\sigma^*} \right)^{-r} \quad (2.83)$$

弾性変形の式を無次元化すると、

$$\bar{\delta} = -\frac{1}{2\pi} \int_{X_1}^{X_{end}} P_F \ln(X - X')^2 dX' - \frac{1}{2\pi} \int_{X_1}^{X_e} P_C \ln(X - X')^2 dX' - \frac{W}{4W_0} \ln \left(\frac{8R^2 W_0}{\pi} \right) \quad (2.84)$$

よって、油膜厚さの式は以下のようになる。

$$H = H_0 + \frac{1}{2} X^2 + \bar{\Delta} \quad (2.85)$$

$$\bar{\Delta} = \bar{\delta}(X) - \bar{\delta}(0) \quad (2.86)$$

また、圧力と密度の関係式、固体接触圧力の式および荷重の釣り合い式は、それぞれ以下のようになる。

$$\bar{\rho} = 1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p_h P_F}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p_h P_F} \quad (2.87)$$

$$P_C = \begin{cases} 4.4086 \times 10^{-5} \left(\frac{W_0}{2\pi} \right)^{-0.5} k_c \left(4 - \frac{H}{\sigma^*} \right)^{6.804} & (H < 4\sigma^*) \\ 0 & (H \geq 4\sigma^*) \end{cases} \quad (2.88)$$

$$\int_{X_1}^{X_{end}} P_F dX + \int_{X_1}^{X_e} P_C dX = \frac{\pi W}{2W_0} \quad (2.89)$$

2.4.4 差分化

無次元化した式を差分化する。まず、無次元レイノルズ方程式について式(2.77)より、

$$\Phi_X H_{i,m}^3 \left(\frac{\partial P_F}{\partial X} \right)_{i,m} + K \bar{\eta}_{i,m} \left(\frac{H_{T_{end}}}{\bar{\rho}_{i,m}} - H_{T_{i,m}} \right) + S \frac{\bar{\eta}_{i,m}}{\bar{\rho}_{i,m}} \int_{X_i}^{X_{end}} \frac{\partial \bar{\rho} H_T}{\partial T} dX = 0 \quad (2.90)$$

スキズの項（左辺第三項）は、時間に関しては後退差分とし、 X 軸にそった積分は台形則を適用した。下添字 m は現在のタイムステップ、 $m-1$ はそのひとつ前を表す。これにより左辺第三項は次式のように差分化できる。

$$\int_{X_i}^{X_{end}} \frac{\partial \bar{\rho} H_T}{\partial T} dX = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^N \left(H_{T_{i,m}} \frac{\bar{\rho}_{j,m} - \bar{\rho}_{j,m-1}}{\Delta T} \right) \Delta X_j + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^N \left(\bar{\rho}_{j,m} \frac{H_{T_{j,m}} - H_{T_{j,m-1}}}{\Delta T} \right) \Delta X_j \quad (2.91)$$

ここで、

$$\Delta T = T_m - T_{m-1} \quad (2.92)$$

$$\Delta X_j = \begin{cases} X_{j+1} - X_{j-1} & (i+1 \leq N-1) \\ X_j - X_{j-1} & (j = N) \\ X_{j+1} - X_j & (j = 1) \end{cases} \quad (2.93)$$

式(2.81)～(2.83)は、以下のようになる。

$$H_{T_{i,m}} = \frac{H_{i,m}}{2} \left\{ 1 + \operatorname{erf} \left(\frac{H_{i,m}}{\sqrt{2} \sigma^*} \right) \right\} + \frac{\sigma^*}{\sqrt{2\pi}} \exp \left(-\frac{H_{i,m}^2}{2\sigma^*} \right) \quad (2.94)$$

$$\Phi_{X_{i,m}} = 1 - C \exp \left(-r \frac{H_{i,m}}{\sigma^*} \right) \quad (2.95)$$

$$\Phi_{X_{i,m}} = 1 + C \left(\frac{H_{i,m}}{\sigma^*} \right)^{-r} \quad (2.96)$$

無次元弾性変形量は、無次元圧力分布 P とその影響係数 D_{ij} より以下のようになる。

$$\delta_{i,m} = \sum_{j=1}^N D_{ij} P_{F_{j,m}} + \sum_{j=1}^{N'} D_{ij} P_{C_{j,m}} - \frac{W_m}{4W_0} \ln \left(\frac{8R^2 W_0}{\pi} \right) \quad (2.97)$$

したがって、無次元呼称油膜厚さは、

$$H_{i,m} = H_{0,m} + \frac{1}{2}X_i^2 + \bar{\Delta}_{i,m} \quad (2.98)$$

ここで、

$$\bar{\Delta}_{i,m} = \sum_{j=1}^N \{D_{ij}(X) - D_{ij}(0)\} P_{F_{j,m}} + \sum_{j=1}^{N'} \{D_{ij}(X) - D_{ij}(0)\} P_{C_{j,m}} \quad (2.99)$$

圧力と密度の関係式および固体接触圧力の式を差分化すると、

$$\bar{\rho}_{i,m} = 1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p_H P_F}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p_H P_F} \quad (2.100)$$

$$P_{C_{i,m}} = \begin{cases} 4.4086 \times 10^{-5} \left(\frac{W_0}{2\pi} \right)^{-0.5} k_c \left(4 - \frac{H_{i,m}}{\sigma^*} \right)^{6.804} & (H_{i,m} < 4\sigma^*) \\ 0 & (H_{i,m} \geq 4\sigma^*) \end{cases} \quad (2.101)$$

無次元荷重のつりあい式は2次のシンプソン則で以下のように積分できる。

$$\sum_{j=2}^N C_j P_{F_{j,m}} + \sum_{j=2}^{N'} C_j P_{C_{j,m}} = \frac{\pi W_m}{2W_0} \quad (2.102)$$

2.4.5 計算過程

前節で導出した無次元差分方程式を連立し、数値計算により解くのであるが、粘度－圧力式の非線形性が強く、高荷重領域では緩和法では収束が困難であるためにNewton-Raphson法が用いられる。本研究ではLeeとHamrock³⁴⁾のNewton-Raphson法による計算手法を部分EHLに応用した。図2.7に計算のフローチャートを示す。

おおまかな計算の流れとしては、ベーン先端部の荷重、引込速度等を計算した後、EHL油膜の流体圧力分布を仮定し、それによって油膜厚さをNewton-Raphson法で求め (Loop A)、その収束した油膜厚さから固体接触圧力、摩擦力、流体の平均温度上昇、粘度、密度を算出し、新たに求められたこれらの値に対する圧力の修正量をNewton-Raphson法で計算し (Loop B)、ベーン先端部のすべり速度が収束するまで繰り返し計算を行う (Loop C) ものである。それぞれの計算過程について、以下に説明する。

- (1) x軸は流入端を $x_l = -10$ とし、そこから $x = 5$ までを200個に不等分割した。出口側の最小油膜厚さ付近は、圧力スパイクが発生するために十分細かくとった。
- (2) 初期値にする流体圧力は、静的な計算の解を初期値とした。
- (3) 次のタイムステップの初期値の予測は過去3タイムステップの値から外挿して求めた。
- (4) Loop A のNewton-Raphson法について説明する。未知数は H_{jm} ($1 \leq j \leq n_{max}$) で、弾性変形の式と固体接触圧力の式を連立させて解いた。

$$g_{i,m} = H_{i,m} - H_{0,m} - \frac{1}{2}X_i^2 - \bar{\Delta}_{i,m} \quad (2.103)$$

とおくと、Newton-Raphson法により、

$$\sum_{j=1}^{n_{max}} \left(\frac{\partial g_{i,m}}{\partial H_{j,m}} \right)^{old} \Delta H_{j,m}^{new} = -g_{i,m}^{old} \quad (2.104)$$

となり、次の行列式をピボット付きGauss-Jordan法で解いて修正量を求め、これ

を収束するまで繰り返す。

$$\left\{ \begin{array}{ccc} \frac{\partial g_{1,m}}{\partial H_{1,m}} & \cdots & \frac{\partial g_{1,m}}{\partial H_{n_{\max},m}} \\ \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial g_{n_{\max},m}}{\partial H_{1,m}} & \cdots & \frac{\partial g_{n_{\max},m}}{\partial H_{n_{\max},m}} \end{array} \right\}^{old} \left\{ \begin{array}{c} \Delta H_{1,m} \\ \vdots \\ \Delta H_{n_{\max},m} \end{array} \right\}^{new} = \left\{ \begin{array}{c} -g_{1,m} \\ \vdots \\ -g_{n_{\max},m} \end{array} \right\}^{old} \quad (2.105)$$

収束判定は、次式により行った。

$$\Sigma \left(\frac{\Delta H_i}{H} \right) < 1.0 \times 10^{-8} \quad (2.106)$$

(5) Loop B のNewton-Raphson法について説明する。

未知数は H_{0m} 、 X_{end} 、 P_{fj} 、 m ($2 \leq j \leq n-1$) である。

$$f_{i,m} = \Phi_{X_{i,m}} H_{i,m}^3 \left(\frac{\partial P_F}{\partial X} \right)_{i,m} + K \bar{\eta}_{i,m} \left(\frac{H_{T_{end}}}{\bar{\rho}_{i,m}} - H_{T_{i,m}} \right) + S \frac{\bar{\eta}_{i,m}}{\bar{\rho}_{i,m}} \int_{X_i}^{X_{end}} \frac{\partial \bar{\rho} H_T}{\partial T} dX \quad (2.107)$$

とおくと、Newton-Raphson法により、

$$\sum_{j=1}^{N-1} \left(\frac{\partial f_{i,m}}{\partial P_{F_{j,m}}} \right)^{old} (\Delta P_{F_{j,m}})^{new} + \left(\frac{\partial f_{i,m}}{\partial H_{0m}} \right)^{old} (\Delta H_{0m})^{new} + \left(\frac{\partial f_{i,m}}{\partial X_{end,m}} \right)^{old} (\Delta X_{end})^{new} = -f_{i,m}^{old} \quad (2.108)$$

$$\left\{ \begin{array}{cccc} \frac{\partial f_{1,m}}{\partial H_{0m}} & \frac{\partial f_{1,m}}{\partial P_{F_{2,m}}} & \cdots & \frac{\partial f_{1,m}}{\partial P_{F_{N-1,m}}} & \frac{\partial f_{1,m}}{\partial X_{end,m}} \\ \frac{\partial f_{2,m}}{\partial H_{0m}} & \frac{\partial f_{2,m}}{\partial P_{F_{2,m}}} & \cdots & \frac{\partial f_{2,m}}{\partial P_{F_{N-1,m}}} & \frac{\partial f_{2,m}}{\partial X_{end,m}} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ \frac{\partial f_{N-1,m}}{\partial H_{0m}} & \frac{\partial f_{N-1,m}}{\partial P_{F_{2,m}}} & \cdots & \frac{\partial f_{N-1,m}}{\partial P_{F_{N-1,m}}} & \frac{\partial f_{N-1,m}}{\partial X_{end,m}} \\ 0 & C_2 & \cdots & C_{N-1} & 0 \end{array} \right\}^{old} \left\{ \begin{array}{c} \Delta H_{0m} \\ \Delta P_{F_{2,m}} \\ \vdots \\ \Delta P_{F_{N-1,m}} \\ \Delta X_{end,m} \end{array} \right\}^{new} = \left\{ \begin{array}{c} -f_{1,m} \\ -f_{2,m} \\ \vdots \\ -f_{N-1,m} \\ \Delta W_m \end{array} \right\}^{old} \quad (2.109)$$

となり、Loop Aと同様に行列式をピボット付き Gauss-Jordan法で解くことによって修正量を求め、収束するまで繰り返す。収束性が悪い場合には減速法を用いた。収束判定は、次式により行った。

$$\Sigma \left(\frac{\Delta P_{F_i}}{P_{F_i}} \right) < 5.0 \times 10^{-3} \quad (2.110)$$

(6) Loop Cの収束方法について説明する。

ロータリ圧縮機内部の挙動の収束判定は、ローリングピストンの角速度で行った。

$$\left| \frac{\omega_p^{old} - \omega_p^{new}}{\omega_p^{new}} \right| < 10^{-2} \quad (2.111)$$

なお、計算はピストン上死点から偏心軸が 1° 回転するたびに行った。また、引込速度 $u=0\text{m/s}$ 付近では計算の収束性が悪くなるため、 $u=0.025\text{m/s}$ 以下となる場合は計算をカットした。したがって、 $u=0\text{m/s}$ の近傍での計算結果には多少の誤差がある。

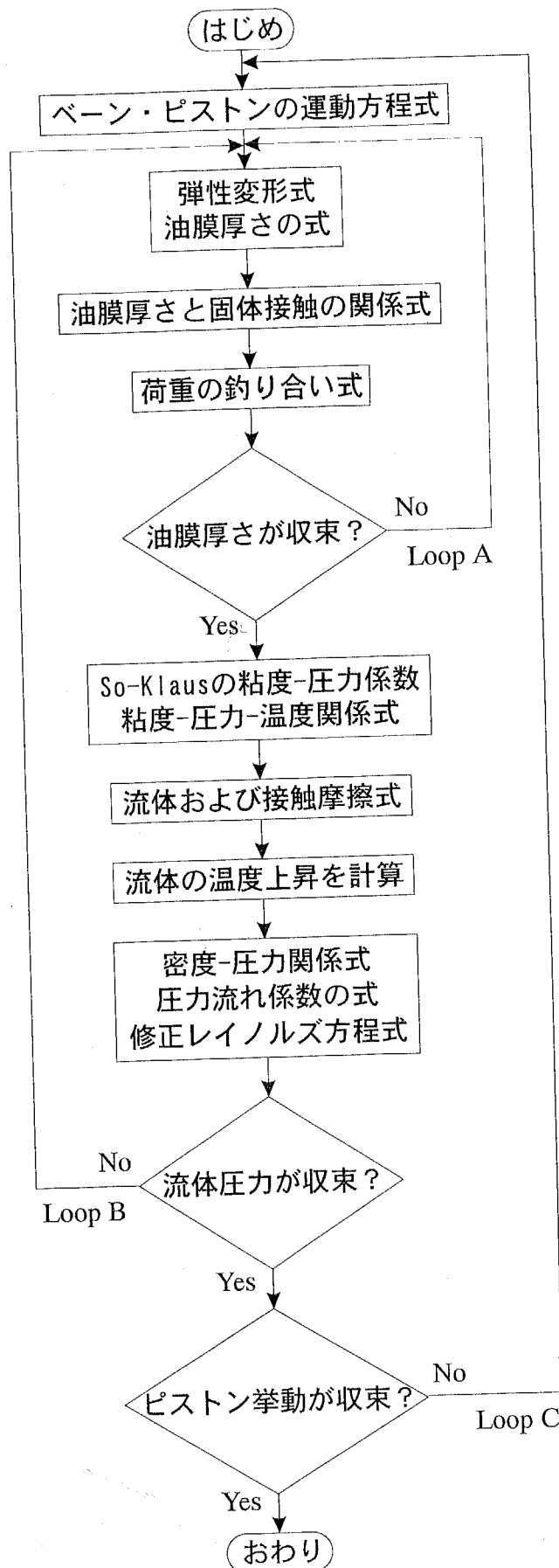


図2.7 フローチャート

2.5 冷媒の溶解した潤滑油の粘度特性

ロータリ圧縮機内のしゅう動部は、冷媒が溶解して粘度の低下した潤滑油によって潤滑されているが、そのような潤滑油の高圧下の粘度特性はまだ測定されていないため、適当な式を用いて仮定する必要がある。

(1) 粘度－圧力係数

粘度－圧力係数 α_0 を求めるために、鉱油の場合に広く当てはまることが知られているSoとKlausの実験式^{35),36)}を冷媒が溶解した場合にも拡張して用いる。

$$\alpha_0 = 1.030 + 3.509(\log v_0)^{3.0627} + 2.412 \times 10^{-4} m_0^{5.1903} (\log v_0)^{1.5976} - 3.387(\log v_0)^{3.0975} \rho^{0.1162} \quad (2.112)$$

ここで、 α_0 : 粘度－圧力係数 ($\text{Pa}^{-1} \times 10^{-8}$)、 v_0 : 冷媒の溶解した潤滑油の動粘度 (mm^2/s)、 ρ : 冷媒の溶解した潤滑油の密度 ($\text{kg}/\text{m}^3 \times 10^{-3}$) である。

また、 m_0 は動粘度と温度の関係を表す、次のASTM-Waltherの式³⁷⁾から決まる定数である。

$$\log \log(v_0 + 0.7) = A - m_0 \log T \quad (2.113)$$

ここで、 A : 定数、 T : 絶対温度である。

(2) 粘度－圧力－温度特性

粘度－圧力－温度特性には、Barusの粘度－圧力式を含む次式を用いる。

$$\eta = \eta_0 \exp(a_0 p - \beta_0 \Delta T) \quad (2.114)$$

ここで、 η : 冷媒の溶解した潤滑油の粘度、 η_0 : 冷媒の溶解した潤滑油の大気圧下粘度、 p : 潤滑油の圧力、 ΔT : 潤滑油の温度上昇である。また、粘度－温度係数 β_0 は、潤滑油の粘度－温度特性グラフの傾きから読み取った。

冷凍・空調機器によく用いられる冷媒と潤滑油の組み合わせを以下に示す。

① R22／ナフテン系鉱油 (NMO) (粘度グレード：VG56)

② R134a／ポリオールエステル (POE) (粘度グレード：VG56)

これらの組み合わせについて、冷媒の溶解特性および粘度－温度特性、また、

上記の方法で仮定した、冷媒の溶解した潤滑油の粘度－圧力特性をそれぞれ図2.8(a)～(c)、図2.9(a)～(c)に示す。

ところで、圧縮機内しゅう動部の中でもロータリ圧縮機のベーン先端とローリングピストン外周間のしゅう動部は線接触して面圧が高く、また冷媒が溶解して粘度の低下した冷凍機油によって潤滑されているため、弾性流体潤滑(EHL)と呼ばれる過酷な潤滑状態にある。このEHL状態においては、接触域における潤滑剤の動的挙動が潤滑特性と密接に関係する。特に、冷媒雰囲気下にある圧縮機内のしゅう動部の潤滑状態は、潤滑油膜中の冷媒の溶解濃度によって大きく左右される。そこで、第3章では冷媒の高圧雰囲気下におけるEHL油膜中の冷媒溶解濃度の測定を行い、油膜内の冷媒溶解濃度分布を明らかにする。

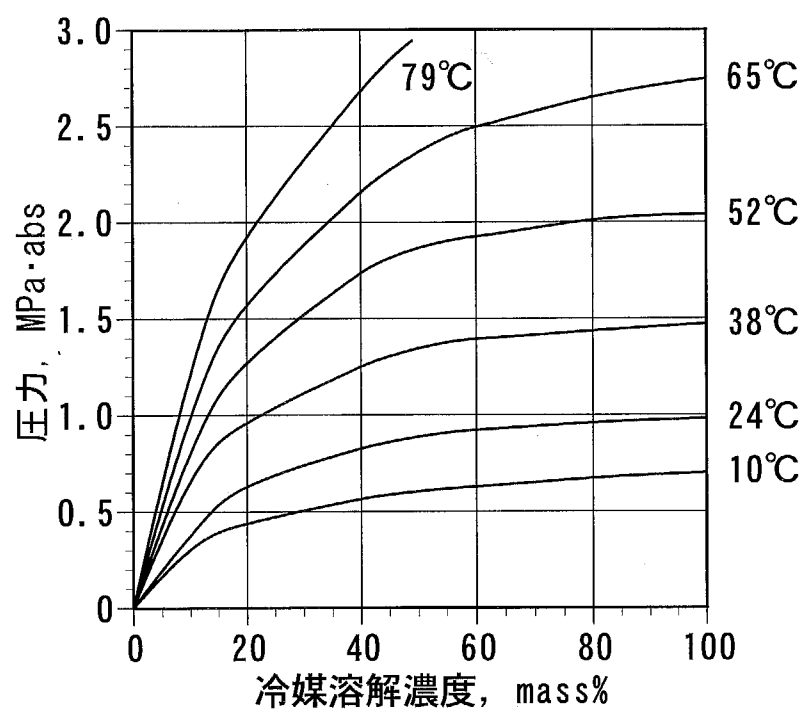


図2.8(a) NMOに対するR22の溶解特性

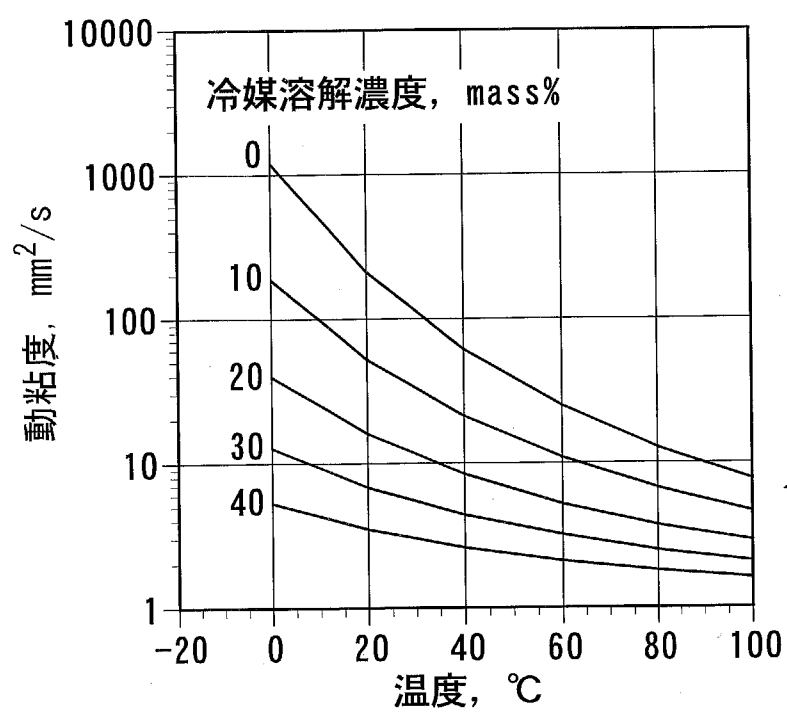


図2.8(b) R22の溶解したNMOの粘度－温度特性

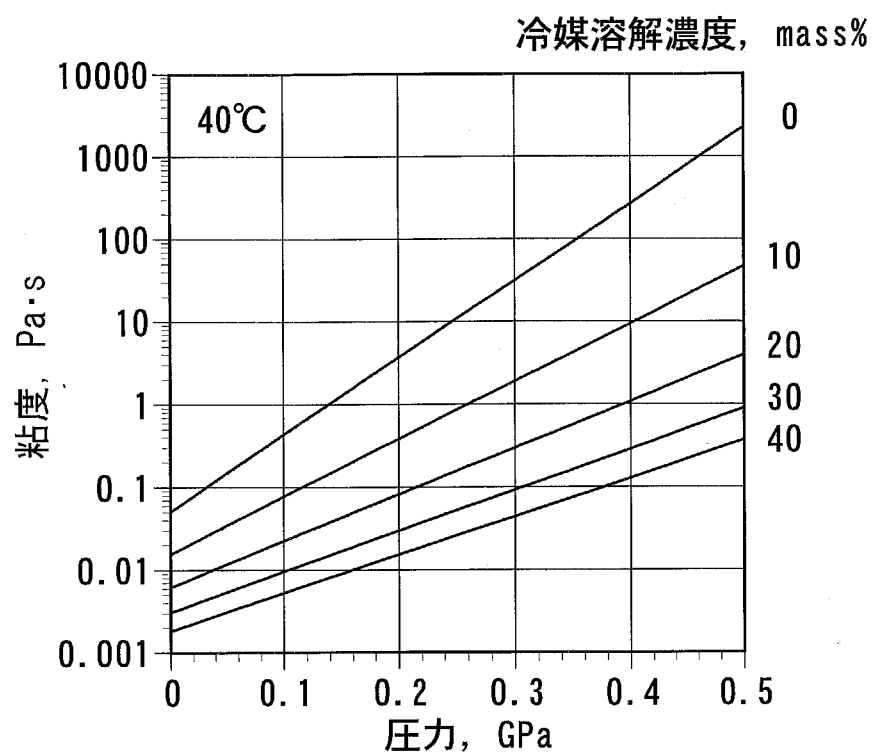


図2.8(c) R22の溶解したNMOの粘度－圧力特性

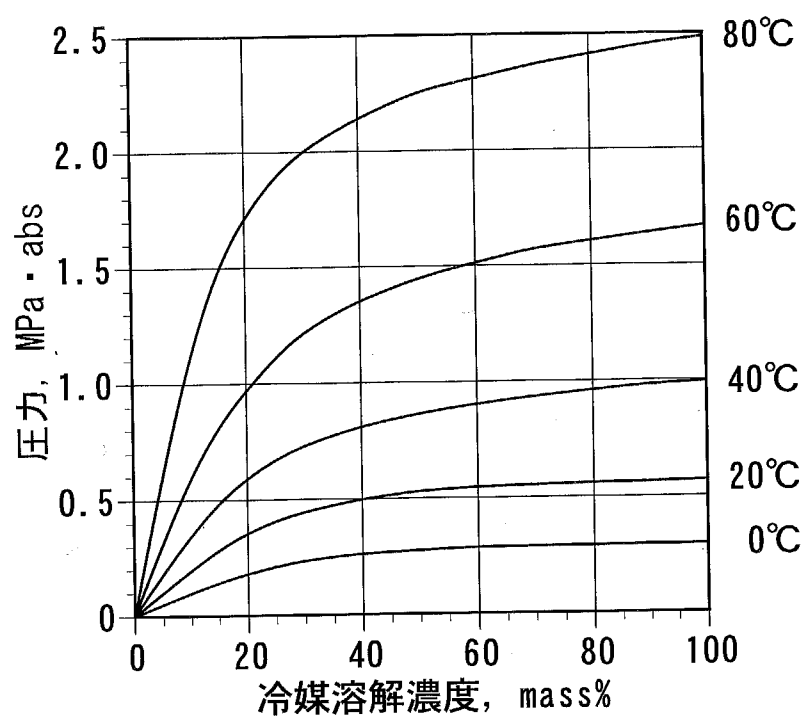


図2.9(a) POEに対するR134aの溶解特性

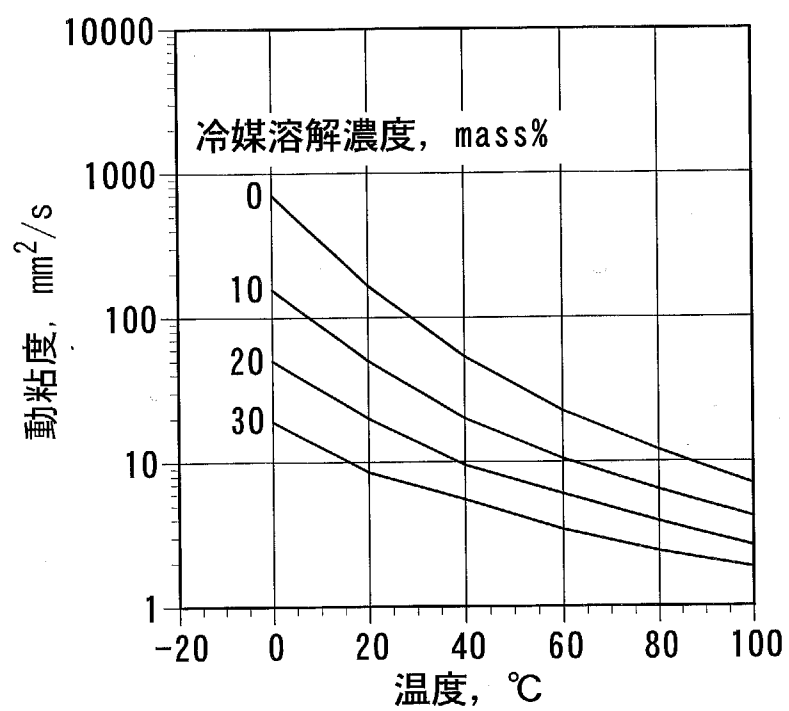


図2.9(b) R134aの溶解したPOEの粘度－温度特性

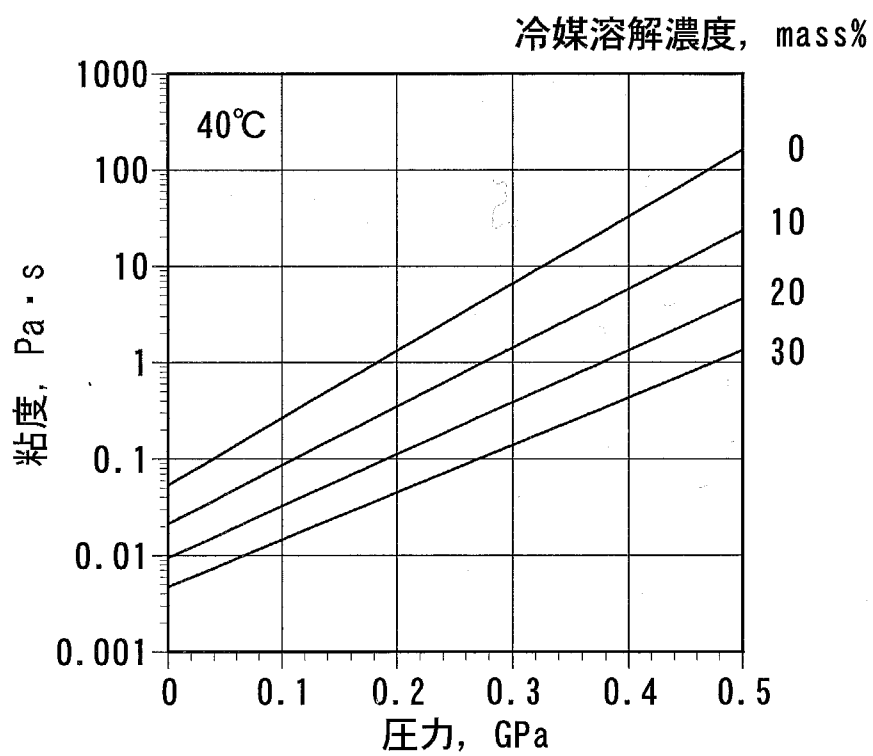


図2.9(c) R134aの溶解したPOEの粘度－圧力特性

2.6 冷媒雰囲気下の境界摩擦係数

境界摩擦係数は潤滑性能の重要な指標の一つである。ロータリ式冷媒圧縮機の潤滑に関する従来の研究では、固体接触時の境界摩擦係数は乾燥空気中における鉄対鉄の摩擦係数がよく利用される。しかし、酸素のない冷媒圧縮機内の冷媒雰囲気では金属表面の境界膜成分に大きな違いがあり、固体接触時の摩擦特性が異なることが予想される。また、同じ冷媒雰囲気でも、潤滑剤やしゅう動材料などによって影響を受けることが考えられる。そこで、冷媒雰囲気下の境界摩擦係数については、第4章で詳しく述べる手法により推定することを試みる。

第2章の記号表

<ベーン・ピストンの運動方程式関係>

A	定数
a	ベーンの厚さ
C_p	ローリングピストン－シリンダ間の隙間
C_{pt}	ローリングピストン端面部の隙間
C_{pv}	ベーン端面部の隙間
e	偏心量
F_{ct}	冷媒の粘性抗力
F_{n1}	ベーン－シリンダ間の接触力
F_{n2}	ベーン－シリンダ間の接触力
F_s	ベーン後端部のばね力
F_{t1}	ベーン－シリンダ間の摩擦力
F_{t2}	ベーン－シリンダ間の摩擦力
F_v	ベーン上下端面の粘性摩擦力
F_{vn}	ベーン先端荷重
F_{vt}	ベーン先端摩擦力
F_{vx}	ベーンに作用する x 軸方向の冷媒ガス力
F_{vy}	ベーンに作用する y 軸方向の冷媒ガス力
G_1	ベーン側面－シリンダ溝接触点（上側）
G_2	ベーン側面－シリンダ溝接触点（下側）
I_p	ローリングピストンの慣性モーメント
k_s	ばね定数
l_p	ローリングピストンの長さ
l_{sl}	シリンダ溝の長さ
l_v	ベーンの長さ
M_c	ローリングピストン軸受部の粘性摩擦によるモーメント

M_p	ローリングピストン端面の粘性摩擦によるモーメント
M_v	ベーンに作用する回転モーメント
m_0	ASTM-Waltherの式から決まる定数
m_v	ベーン質量
O	シリンダ中心点
O_p	ローリングピストンの回転中心点
O_v	ベーン先端部の円弧の中心点
p	圧力
p_b	吸込室圧力
p_c	圧縮室圧力
p_d	吐出圧力
p_{dis}	ベーン背部圧力
p_s	吸込圧力
R_l	ローリングピストン-シリンダ間の等価曲率半径
r_c	シリンダ半径
r_i	ローリングピストン内半径
r_o	ローリングピストン外半径
r_v	ベーン先端半径
T	絶対温度
u	引込速度
V_c	圧縮室容積
V_{pv}	相対速度
V_s	吸込容積
V_t	隙間容積
x_v	ベーン変位
$\dot{x}_v$	ベーン速度
$\ddot{x}_v$	ベーン加速度

α	ローリングピストン中心偏心角
$\dot{\alpha}$	ローリングピストン中心偏心角速度
$\ddot{\alpha}$	ローリングピストン中心偏心角加速度
α_0	粘度－圧力係数
β_0	粘度－温度係数
γ_1, γ_2	符号
γ_3, γ_4	符号
ΔT	油温の温度上昇
Δu	すべり速度
η	冷媒の溶解した潤滑油の粘度
η_o	冷媒の溶解した潤滑油の常温大気圧下粘度
η_g	冷媒ガスの粘度
θ	軸角度
θ_d	吐出弁のある角度
κ	冷媒平均断熱指数
μ	境界摩擦係数
μ_s	ベーン－シリンダ間の摩擦係数
μ_v	ベーン－ローリングピストン間の摩擦係数
ν_0	冷媒の溶解した潤滑油の動粘度
ρ	冷媒の溶解した潤滑油の密度
ρ_p	ローリングピストンの密度
ω	軸角速度
ω_p	ローリングピストン角速度
$\dot{\omega}_p$	ローリングピストン角加速度
$\dot{\omega}_p^{new}$	計算されたローリングピストン角加速度

$\dot{\omega}_p^{old}$ $\dot{\omega}_p^{new}$ の一回転前のローリングピストン角加速度

<混合潤滑状態の弾性流体潤滑解析モデル関係>

b ヘルツ接触半幅

C 定数

C_1, C_2 定数

C_j 圧力を積分する際の係数

C_m 弾性体の比熱

D_i 等温デボラ数

D_{ij} 弾性変形量を求める際の係数

E 等価ヤング率

E_1, E_2 弾性体のヤング率

G せん断弾性係数

h 呼称油膜厚さ

h_t 平均油膜厚さ

h_0 中心油膜厚さ

k_c 粗さの分布や曲率半径に関する定数

k_f 流体の熱伝導率

k_{f0} 流体の常圧下の熱伝導率

k_m 弾性体の熱伝達率

N 単位面積当たりの粗さの個数

p 潤滑油の圧力

p_c 接触圧力

p_f 流体圧力

p_h 最大ヘルツ圧力

R 等価曲率半径

R_1, R_2 弾性体の曲率半径

$\bar{S}$ 無次元平均せん断応力 ($= \bar{\tau} / \tau_0$)

u 引込速度

u_1, u_2 速度

w 荷重

x 座標

α_0 粘度－圧力係数

β 粗さの平均曲率半径

β_0 粘度－温度係数

γ 粗さの方向性

Δ ($= \Delta(x) - \Delta(0)$)

Δu すべり速度

ΔT_c 金属接触による温度上昇

ΔT_f 平行部での温度上昇

ΔT_{in} 入口部での温度上昇

ΔT_m 平行部における平均温度上昇

δ 弾性変形量

η 潤滑油の粘度

η_0 常温大気圧下粘度

η_{Ni} 等温条件下での粘度

μ 境界摩擦係数

ν_1, ν_2 弾性体のポアソン比

ρ 流体密度

ρ_0 大気圧下流体密度

ρ_m 弾性体の密度

Σ_i	無次元等温せん断速度
σ	自乗平均粗さ
σ_b, σ_2	表面粗さの標準偏差
τ	平均せん断応力
τ_f	流体による平均せん断応力
τ_0	特性応力
τ_c	接触による平均せん断応力
Φ	無次元温度上昇
Φ_x	圧力流れ係数
χ	せん断仕事に対する温度上昇の比

添字

i, j	格子番号
end	出口側の dp_f/dx となる位置
N	$X_N > X_{end}$ で、 X_{end} に最も近い格子番号
e	出口側の $p_c=0$ の最小の格子番号
N'	($=e$)

第3章 冷媒雰囲気下における弾性流体潤滑油膜の

顕微FT-IRによる観察

3.1 緒言

圧縮機内しゅう動部の中でもロータリ圧縮機のペーン先端とローリングピストン外周間のしゅう動部は線接触して面圧が高く、また冷媒が溶解して粘度の低下した冷凍機油によって潤滑されているため、弾性流体潤滑 (EHL) と呼ばれる過酷な潤滑状態にある。このEHL状態においては、接触域における潤滑剤の動的挙動が潤滑特性と密接に関係する。特に、冷媒雰囲気下にある圧縮機内のしゅう動部の潤滑状態は、潤滑油膜中の冷媒の溶解濃度によって大きく左右される。

これまでに、光干渉法を用いて冷媒の溶解したEHL油膜の油膜厚さを測定した例^{38)~40)}や、測定された油膜厚さから冷媒の混入した潤滑油の粘度-圧力係数を算出した例⁴¹⁾はいくつかある。また、顕微FT-IR（フーリエ変換赤外分光光度計）を用いて大気圧下のEHL油膜の添加剤濃度^{42),43)}やエマルション潤滑膜の油-水濃度⁴⁴⁾を測定した例、冷凍サイクル内の冷凍機油濃度の測定に油の赤外線吸収特性を利用した例⁴⁵⁾および紫外線吸収特性を利用した例^{46),47)}は若干あるが、冷媒の圧力雰囲気下でEHL油膜内の冷媒溶解濃度分布を直接測定した報告は見受けられない。

本章では顕微FT-IRを用いて密閉容器内のEHL油膜を直接観察できる装置を開発し、冷媒の圧力雰囲気下にあるEHL油膜の観察を行った。そして、混合潤滑解析で不明であったEHL油膜内の冷媒溶解濃度の分布や油膜厚さを測定し、荷重・すべり速度などの潤滑条件による影響について調べた。また、測定された油膜厚さとHamrock-Dowsonによる点接触の中央油膜厚さ式⁴⁸⁾を用いて粘度-圧力係数を算出し、鉱油の場合に成り立つSo-Klausの実験式^{35),36)}が冷媒の溶解した潤滑油に適用可能かどうか検討した。

3.2 実 験

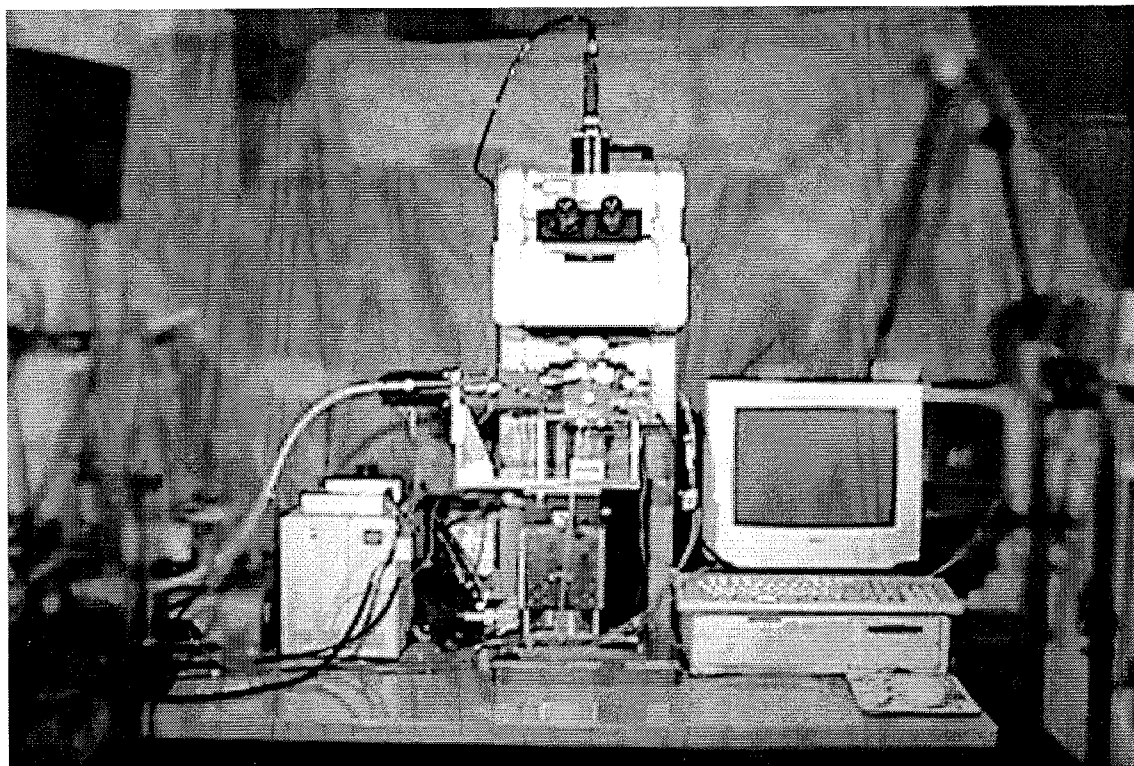
3.2.1 実験装置

図3.1に開発した冷媒雰囲気下油膜観察装置、図3.2にその概略図を示す。本装置はボールオンディスク型のしゅう動試験機である。圧力容器の耐圧は真空～1MPa（ゲージ圧力）で、容器内の冷媒圧力はレギュレータで調節した。試料油温は油槽外部に設置したシリコンヒータにより制御され、油温および鋼球表面温度は熱電対で測温した。

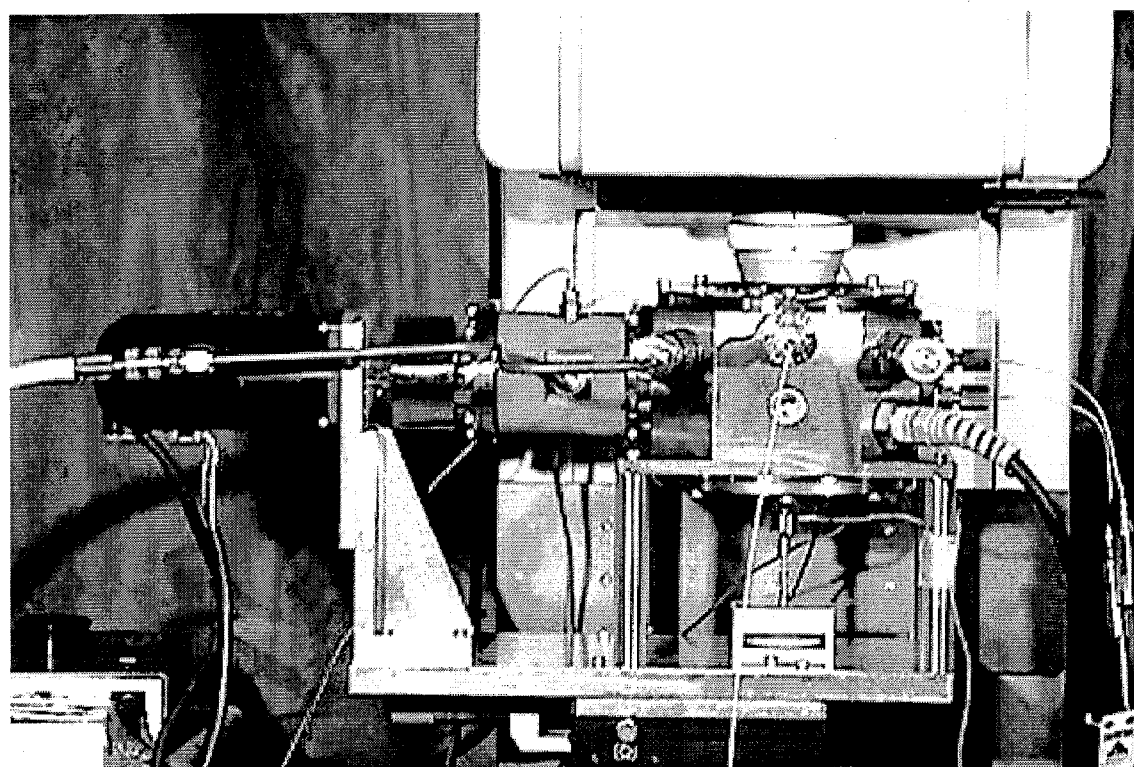
鋼球はアンギュラ玉軸受に支持されたスピンドルに取り付けられており、軸受には回転振れを抑えるために予圧を与えた。これにより、振れ量は1 μ m程度に抑えられた。スピンドルはマグネットカップリングを介してACサーボモータにより駆動され、その回転速度はスピンドルの円周上に規則的に並んだ凹凸の通過時間をギャップセンサで測定することにより得た。また、しゅう動面への潤滑油の供給は、試料油に浸った鋼球が回転することにより行った。

ディスクの材質の選定の際には、対象とする冷媒および試料油の赤外線吸収特性を考慮する必要がある。図3.3に実験に用いたHFC-134aとポリオールエステル (POE) の単体での赤外線吸収スペクトルおよび $\text{CaF}_2 \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$ の赤外線透過率を示す。図3.3よりHFC-134aおよびPOEの特徴はそれぞれ1,286 cm^{-1} （C-F伸縮振動）、1,740 cm^{-1} （C=O伸縮振動）に現れることから、本研究ではこれらの波数をカバーし、比較的傷にも強いフッ化カルシウム (CaF_2)（測定可能範囲：1,000～76,900 cm^{-1} ）を用いた。なお、サファイア (Al_2O_3) は測定可能範囲の関係から、本実験では使用できない。また、本装置ではディスクはしゅう動試験片と耐圧窓を兼用している。表3.1に使用した鋼球およびディスクの機械的性質を示す。

ディスクはシールとばねを兼ねた2つのベローズシールを介してディスクホルダーに固定され、これをばねで引っ張ることで荷重を与えている。また、荷重は容器外のひずみゲージ式ロードセルで測定した。なお、ディスクホルダーは同一サイズのベローズシールで上下支持されているため、容器内の圧力が変化しても荷重は変化しない。実験装置はXYZテーブルに設置されており、XY



(a) 実験装置全体図



(b) 実験装置本体

図3.1 冷媒雰囲気下油膜観察装置

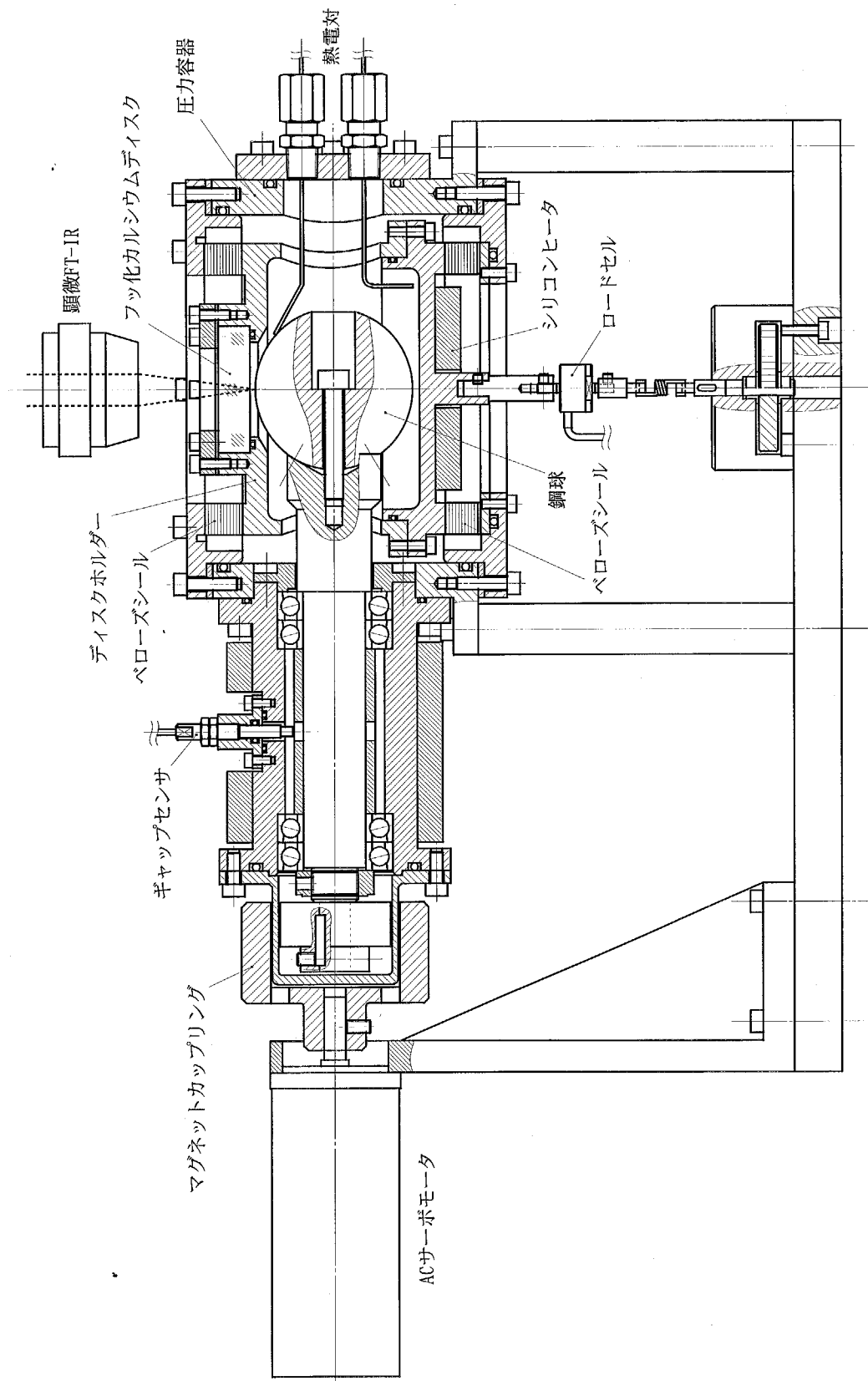


図3.2 冷媒雰囲気下油膜観察装置の概略図

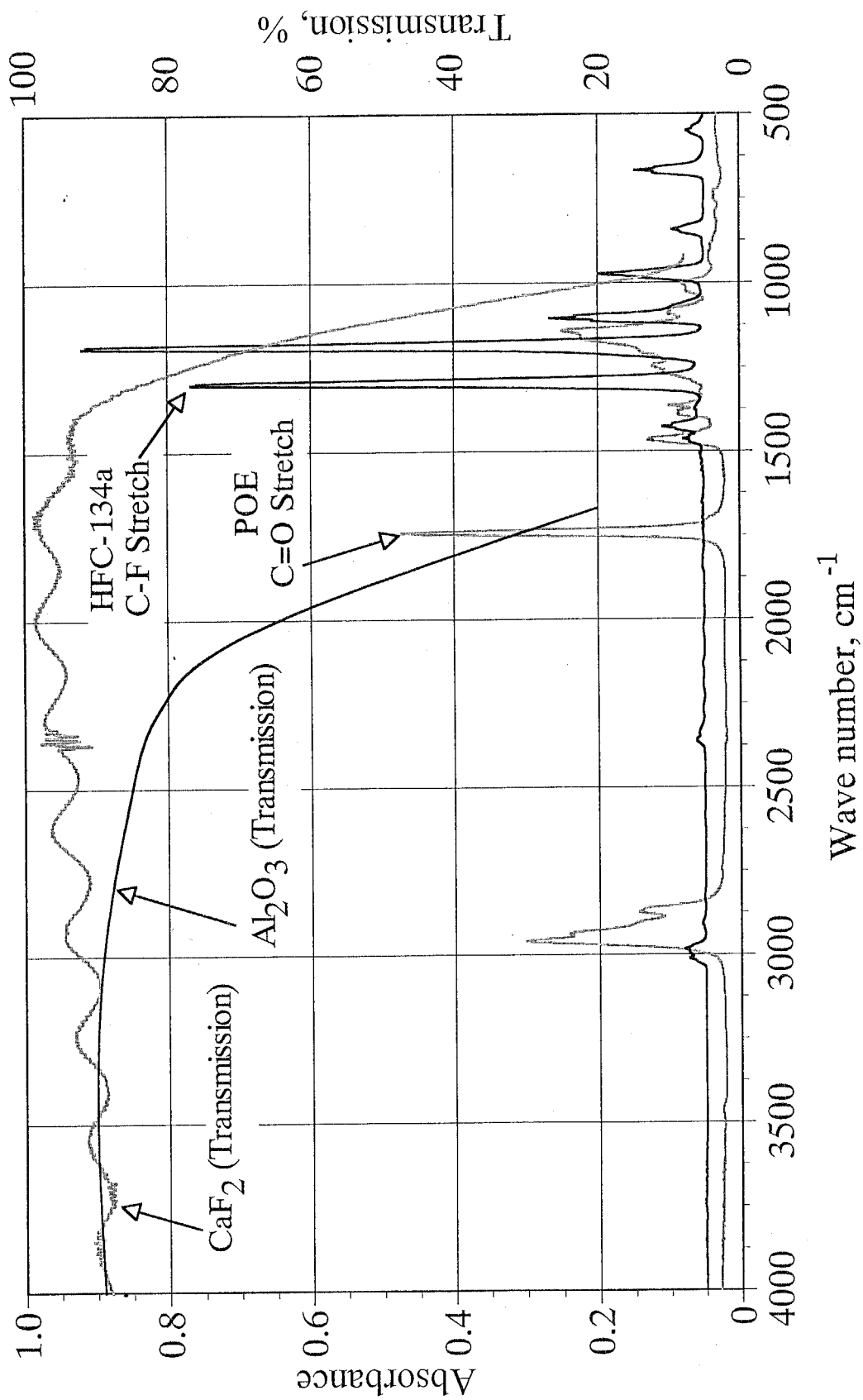


図3.3 HFC-134aとPOEの赤外線吸収スペクトルおよび CaF_2 と Al_2O_3 の赤外線透過率

テーブルで測定位置の移動、Zテーブルで顕微鏡の焦点合わせを行うことができる。

圧力容器内のEHL油膜の油膜厚さおよび冷媒の溶解濃度の測定は、実験装置の外部に設置した顕微FT-IR（日本分光製：MFT-2000）で行ない、弾性流体潤滑が行われている接触部分に赤外光を照射し、鋼球表面で反射して得られた赤外吸収スペクトルから潤滑挙動を考察した。

表3.1 試験片の機械的性質

	鋼球	ディスク
寸法, mm	$\phi 50.8$	$\phi 40 \times 10$
材質	SUJ-2	CaF ₂
ヤング率, GPa	207.8	75.8
ポアソン比	0.30	0.26
表面粗さ, μm	Ra 0.005	Ra 0.005

3.2.2 冷媒と試料油

冷媒には代替フロンであるHFC-134a、試料油にはHFC-134aと相溶性のあるポリオールエステル (POE) を用いた。表3.2に試料油の物性を示す。

表3.2 試料油の物性

試料油		POE
動粘度	40°C	56.0
	100°C	6.7
密度@15°C, g/cm ³		0.980
粘度指数		59

3.2.3 実験方法および実験条件

実験は鋼球と試料油を容器内にセットして密閉し、真空ポンプによる容器内の気体排除と冷媒の導入を二度繰り返し、冷媒が試料油に飽和溶解度まで溶解するように、十分に鋼球を回転して潤滑油を攪拌した後に実験を開始した。なお、試料油は鋼球が1/3程度浸かるように入れた。

図3.4に接触域における赤外線吸収スペクトルの測定位置を示す。ヘルツ接触中心点を基準として、すべり方向と平行に $-250\mu\text{m}$ ~ $+250\mu\text{m}$ まで $50\mu\text{m}$ 間隔で測定を行った。また、サンプリングサイズは $15\mu\text{m} \times 15\mu\text{m}$ とした。

表3.3に実験の標準条件を示す。この標準条件に対して、表3.4に示すようなパラメータを変化させて、冷媒が溶解したEHL油膜の油膜厚さおよび冷媒溶解濃度に与える影響について調べた。

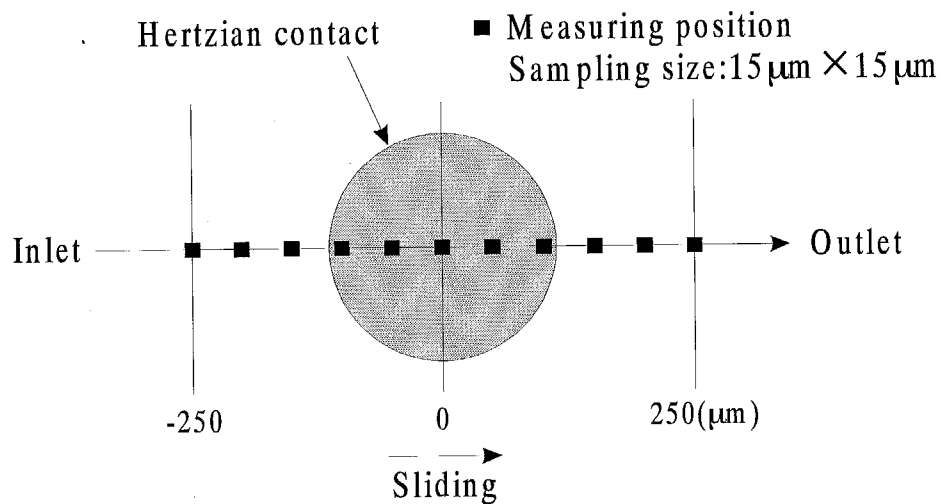


図3.4 サンプリング位置

表3.3 標準条件

冷媒	HFC-134a
冷媒圧力	0.3 MPa (ゲージ圧力)
冷媒溶解濃度	11.0 mass%
試料油	POE
油温	40℃
荷重	5 N
最大ヘルツ圧	174 MPa (絶対圧力)
ヘルツ接触半径	116 μm
すべり速度	4.0 m/s

表3.4 変化させたパラメータ

荷重	5, 10 N
すべり速度	1.0, 2.0, 4.0 m/s
冷媒圧力 (冷媒溶解濃度)	0, 0.3, 0.5 MPa (ゲージ圧力) (2.8, 11.0, 19.4 mass%)
油温	25, 40℃

3.3 実験結果と考察

3.3.1 油膜厚さおよび冷媒溶解濃度の校正

油膜厚さの測定には、図3.3に示すようにPOEの特徴である $1,740\text{cm}^{-1}$ の吸収を用いた。吸収のピーク高さは油膜厚さにほぼ比例するため、油膜厚さの校正によく利用されるが、本実験ではピーク高さよりもデータのばらつきが少なかったピーク面積 ($1,710\sim 1,770\text{cm}^{-1}$) を用いた。図3.5に油温 40°C 、真空における吸光度－油膜厚さ特性を示す。油温 25°C 、冷媒圧力 0.3MPa （ゲージ圧力）の実験結果については図3.5の校正データは使用できなかったため、図3.6に示すデータを用いた。なお、油温 40°C 、冷媒圧力 0.5MPa （ゲージ圧力）の実験結果については図3.7に示すデータで校正することを試みたが、油膜厚さに対する吸光度の変化が非常に小さかったため、この実験条件の油膜厚さの校正は行わなかった。また、測定された吸光度は校正データをスプラインで補完して油膜厚さに変換した。

冷媒溶解濃度の測定には、HFC-134aの特徴である $1,286\text{cm}^{-1}$ のピーク高さをPOEの特徴である $1,740\text{cm}^{-1}$ のピーク高さで割ったピーク高さ比を用いた。また、吸光度－冷媒溶解濃度特性は油温によって変化した。図3.8に油温 25°C と 40°C の吸光度－冷媒溶解濃度特性を示す。冷媒溶解濃度への変換は、図3.8のデータを最小二乗法で近似した式を用いた。

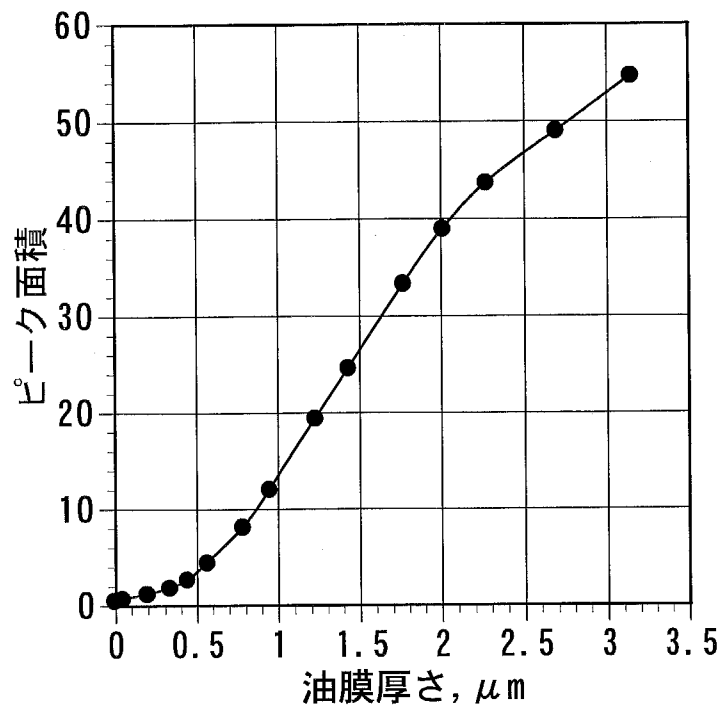


図3.5 油膜厚さの校正（油温40℃、冷媒圧力0.3MPa・G）

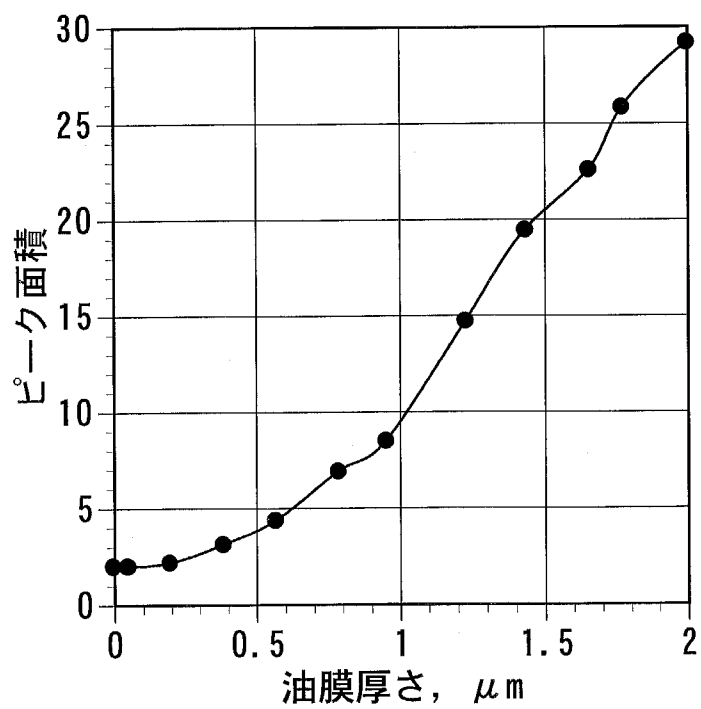


図3.6 油膜厚さの校正（油温25℃、冷媒圧力0.3MPa・G）

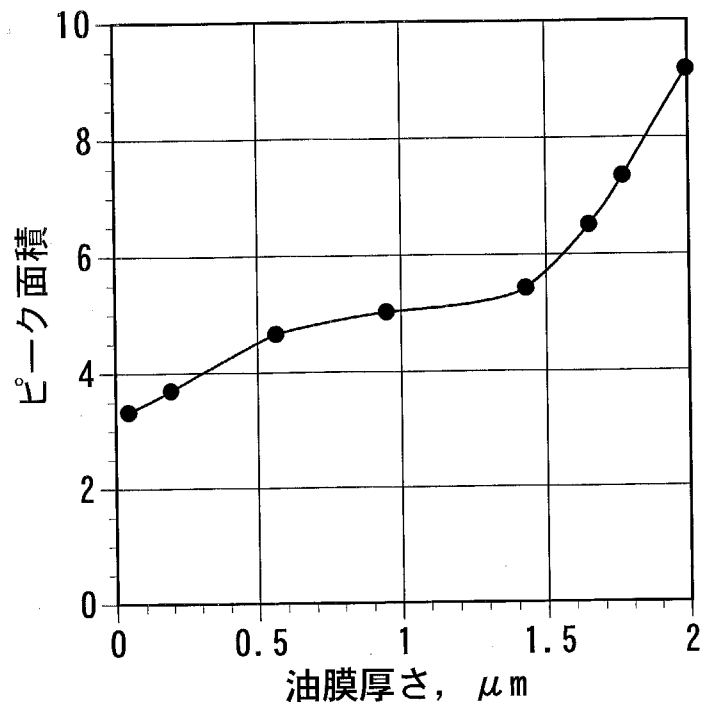


図3.7 油膜厚さの校正 (油温40℃、冷媒圧力0.5MPa・G)

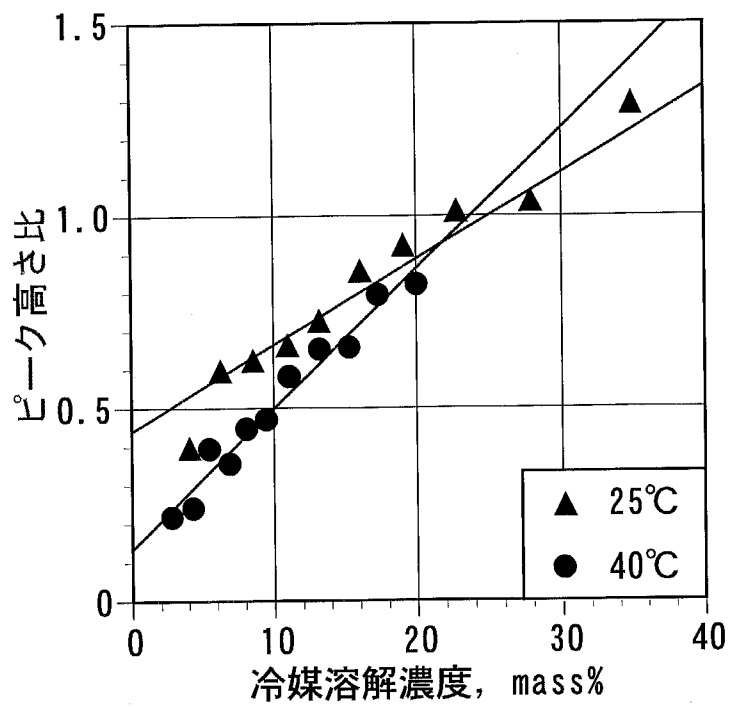


図3.8 冷媒溶解濃度の校正

3.3.2 実験の標準値

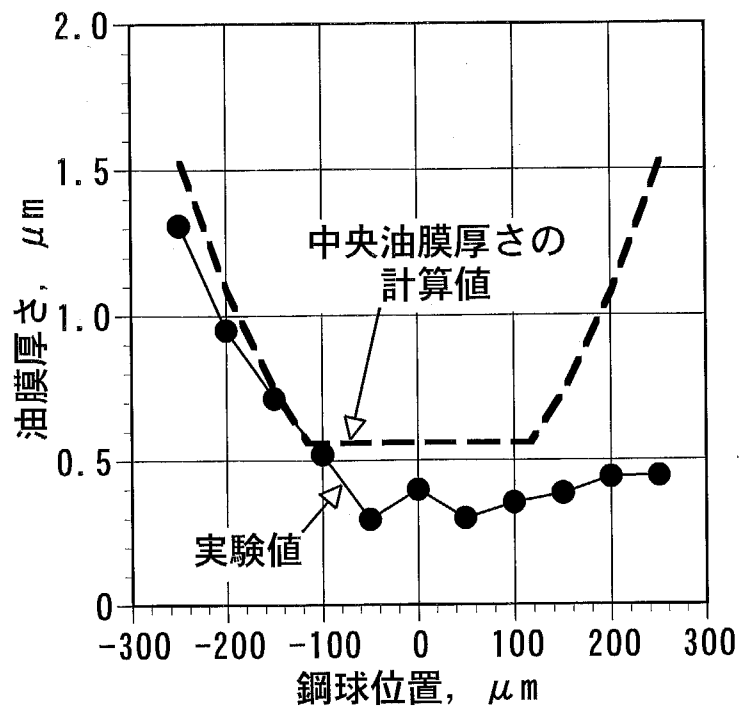
顕微FT-IRにより測定されたHFC-134a/POEの油膜厚さの妥当性を検討するために、次式のHamrock-Dowsonによる点接触の中央油膜厚さ式⁴⁸⁾を用いて中央油膜厚さの比較を行った。

$$H_c = 2.69U^{0.67}G^{0.53}W^{-0.067}\left(1 - 0.61\exp^{-0.73k}\right) \quad (3.1)$$

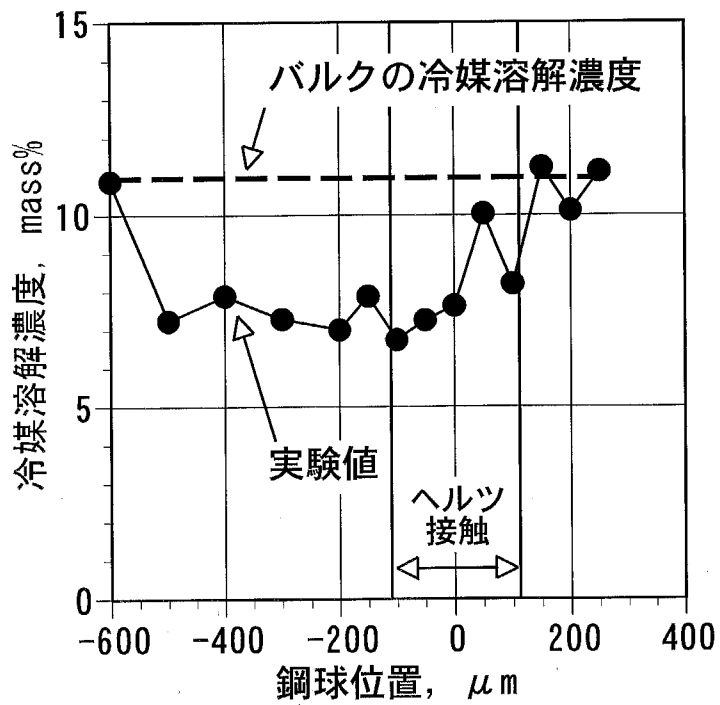
$$H_c = \frac{h_c}{R_x} \quad U = \frac{\eta_0 u}{ER_x} \quad G = \alpha E \quad W = \frac{w}{ER_x^2} \quad k \cong 1.03\left(\frac{R_y}{R_x}\right)^{0.64}$$

ここで、 R_x ：転がり方向の等価半径 (m)、 R_y ：転がりと直角方向の等価半径 (m)、 h_c ：中央油膜厚さ (m)、 η_0 ：冷媒の溶解した潤滑油の粘度 (Pa·s)、 u ：引込速度 (m/s)、 E ：等価ヤング率 (Pa)、 α ：潤滑油の粘度－圧力係数 (Pa⁻¹)、 w ：荷重 (N) である。

図3.9に標準条件で測定された油膜厚さおよび冷媒溶解濃度のEHL接触域における分布を示す。図3.9(a)より、中央油膜厚さの実験値と計算値は、FT-IRによる油膜厚さの測定精度が低い割にはほぼ合っていることがわかる。また、図3.9(b)の点線は潤滑油メーカーにより測定されたHFC-134a/POEの冷媒溶解特性のグラフから読み取ったバルクの冷媒溶解濃度である。図3.9(b)より、EHL油膜内の冷媒溶解濃度は接触域の入り口遠方および出口付近ではバルクの冷媒溶解濃度とほぼ一致しているが、接触域入り口から接触域内にかけては若干低い冷媒溶解濃度となっていることがわかる。



(a) 油膜厚さの分布



(b) 冷媒溶解濃度の分布

図3.9 標準条件での実験結果

3.3.3 荷重の影響

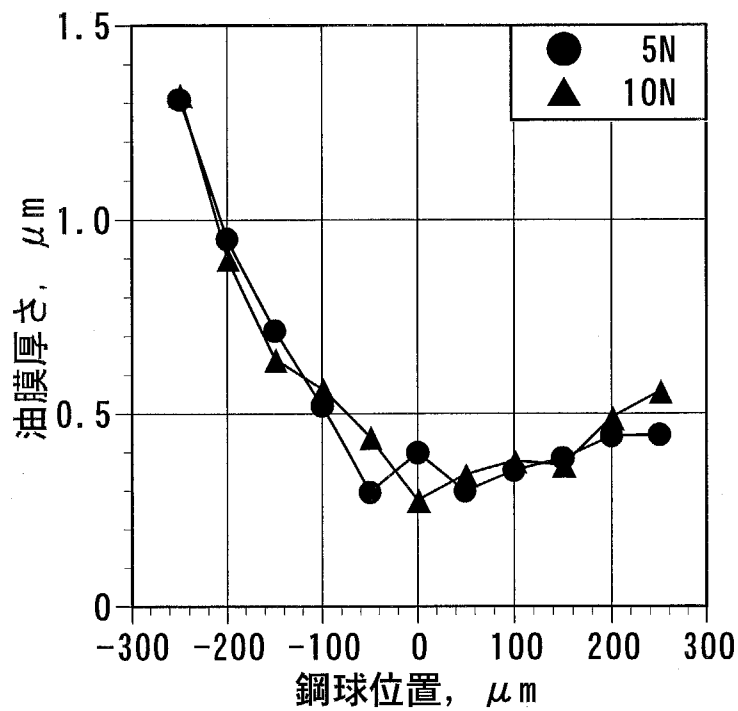
図3.10に荷重を5Nから10N（最大ヘルツ圧：220MPa、ヘルツ接触半径：146 μm ）に変化させたときのEHL接触域における油膜厚さおよび冷媒溶解濃度の分布の変化について示す。図3.10(a)より荷重が増加しても油膜厚さはあまり変化しないことがわかる。これは式(3.1)より算出された中央油膜厚さがほとんど変わらない（10Nで、0.399 μm ）ことから妥当な結果であったと言える。

また図3.10(b)より、荷重が増加すると冷媒溶解濃度は接触域入口から出口にかけて徐々に減少し、徐々に増加した5Nの結果とは逆の傾向を示した。

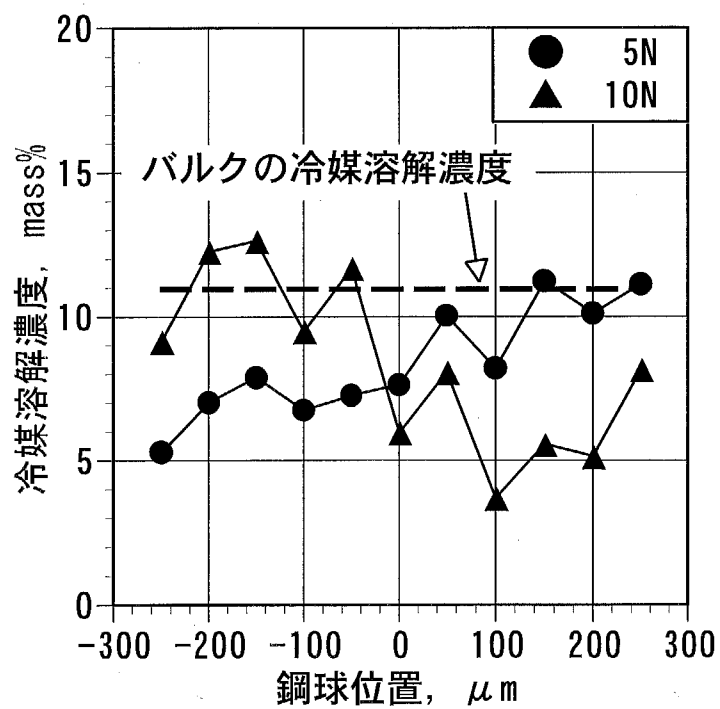
3.3.4 すべり速度の影響

図3.11にすべり速度を変化させたときのEHL接触域における油膜厚さおよび冷媒溶解濃度の分布の変化について示す。図3.11(a)より2.0m/s時の油膜厚さがやや厚いが、全体的にすべり速度の減少とともに油膜厚さが減少していることがわかる。

また図3.11(b)より、すべり速度が増加すると冷媒溶解濃度の高い部分が接触域入口から出口へ移動することがわかる。

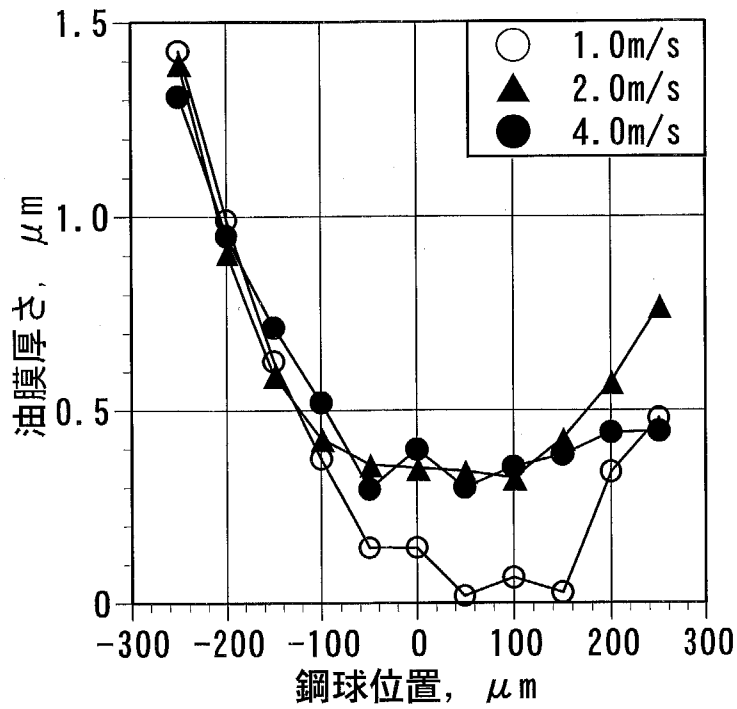


(a) 油膜厚さの分布

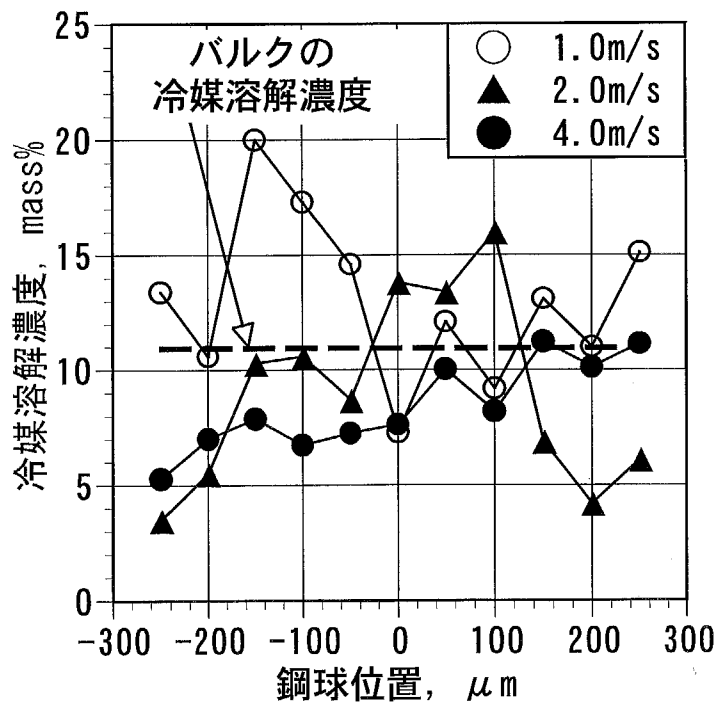


(b) 冷媒溶解濃度の分布

図3.10 荷重による影響



(a) 油膜厚さの分布



(b) 冷媒溶解濃度の分布

図3.11 すべり速度による影響

3.3.5 冷媒溶解濃度の影響

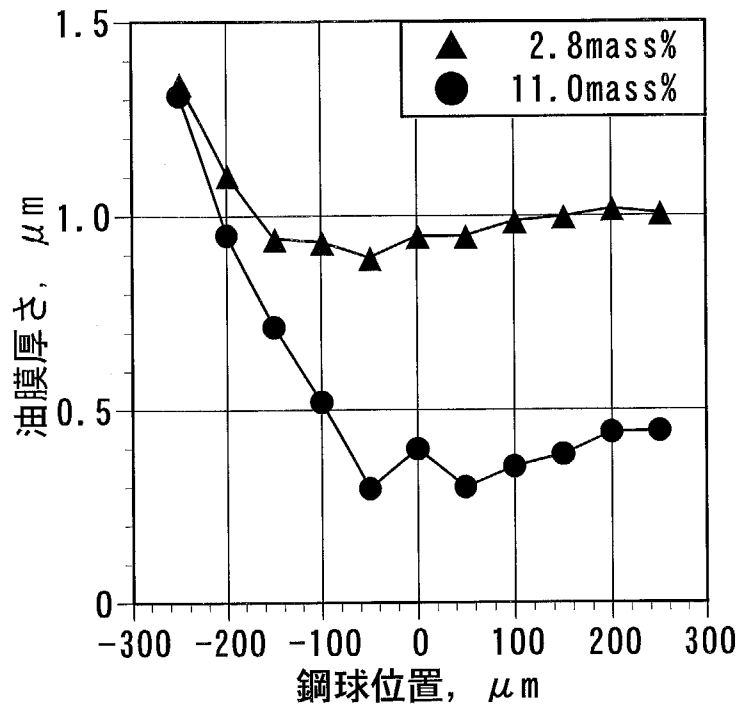
図3.12に冷媒圧力を変えて冷媒溶解濃度を変化させたときのEHL接触域における油膜厚さおよび冷媒溶解濃度分布の変化について示す。図3.12(a)より冷媒圧力が増加すると、潤滑油の粘度低下により油膜厚さが減少することがわかる。

また図3.12(b)より、冷媒圧力が低いとき接触域入口では冷媒溶解濃度はバルクの冷媒溶解濃度と同じ程度であるが、出口付近ではほとんど冷媒は溶解していないことがわかる。そして、冷媒圧力の増加につれてバルクの冷媒溶解濃度は増加するが、接触域内の冷媒溶解濃度は10mass%程度で頭打ちになっていることわかる。

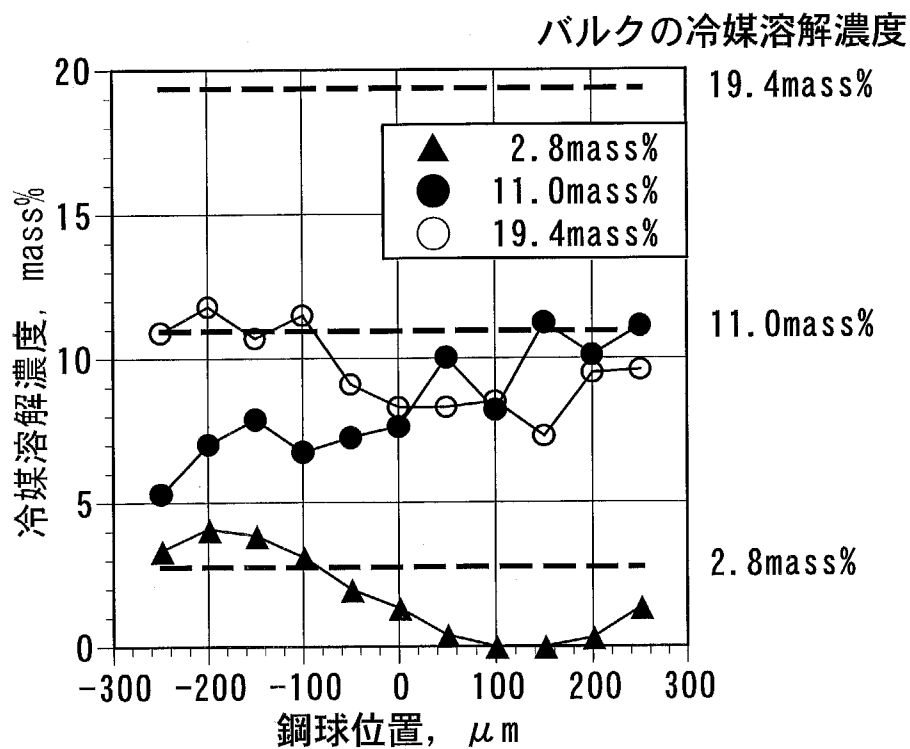
3.3.6 油温と粘度の影響

図3.13に冷媒圧力は一定で、油温のみを変化させたときのEHL接触域における油膜厚さおよび冷媒溶解濃度分布の変化について示す。図3.13(a)より、油温が低下すると油膜厚さが若干減少することがわかる。これは油温が低下したことにより基油自体の粘度は増加したが、冷媒の溶解濃度も増加して(19.0mass%)、結果的に潤滑油の粘度が低下したためである。

図3.13(b)より、油温が低下してバルクの冷媒溶解濃度は増加したが、EHL接触域における冷媒溶解濃度の分布にはあまり変化が見られず、図3.12(b)とは異なる結果となった。これは、冷媒圧力0.3MPa・G (潤滑油動粘度：20mm²/s) から冷媒圧力0.5MPa・G (9mm²/s) への粘度変化に比べて、油温25℃ (16mm²/s)への粘度変化の方が小さかったことが原因と考えられる。また、図3.14にバルクの冷媒溶解濃度がほぼ同じで、冷媒の溶解した潤滑油の動粘度が異なる油温25℃ (16mm²/s) および冷媒圧力0.5MPa・G (9mm²/s) のEHL接触域の冷媒溶解濃度分布を示す。バルクの冷媒溶解濃度はほぼ同じであるが、潤滑油の粘度が低い、冷媒圧力0.5MPa・Gの方が全体的に若干高い値を示していることがわかる。

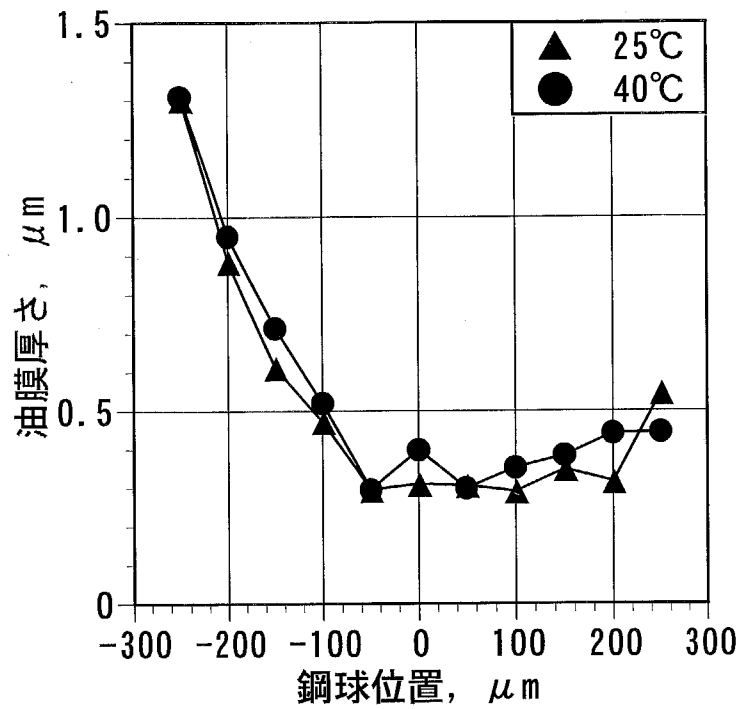


(a) 油膜厚さの分布

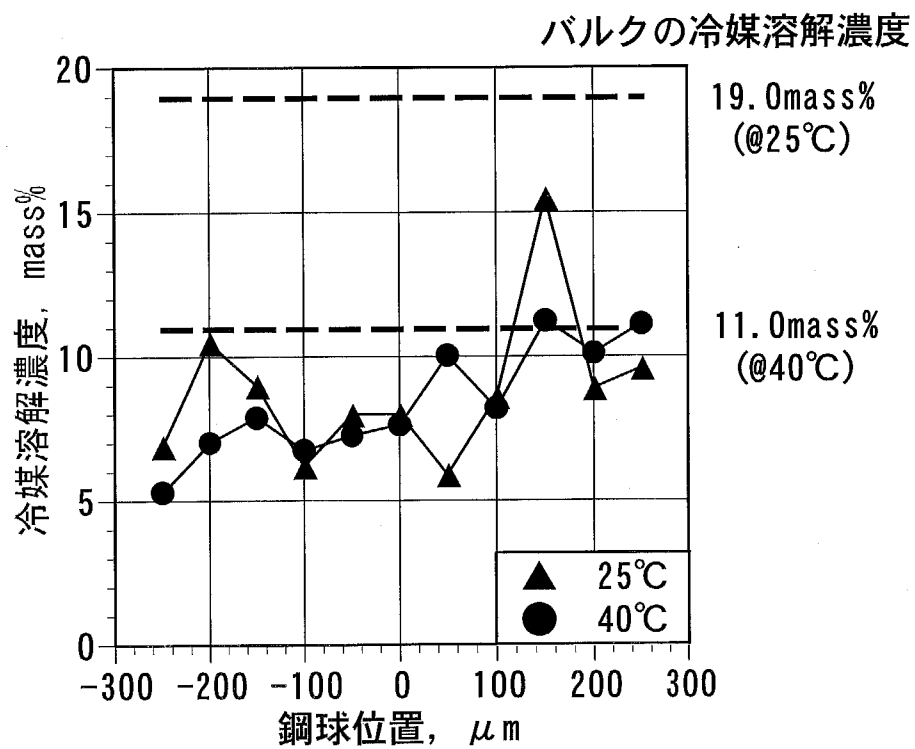


(b) 冷媒溶解濃度の分布

図3.12 冷媒溶解濃度による影響



(a) 油膜厚さの分布



(b) 冷媒溶解濃度の分布

図3.13 油温による影響

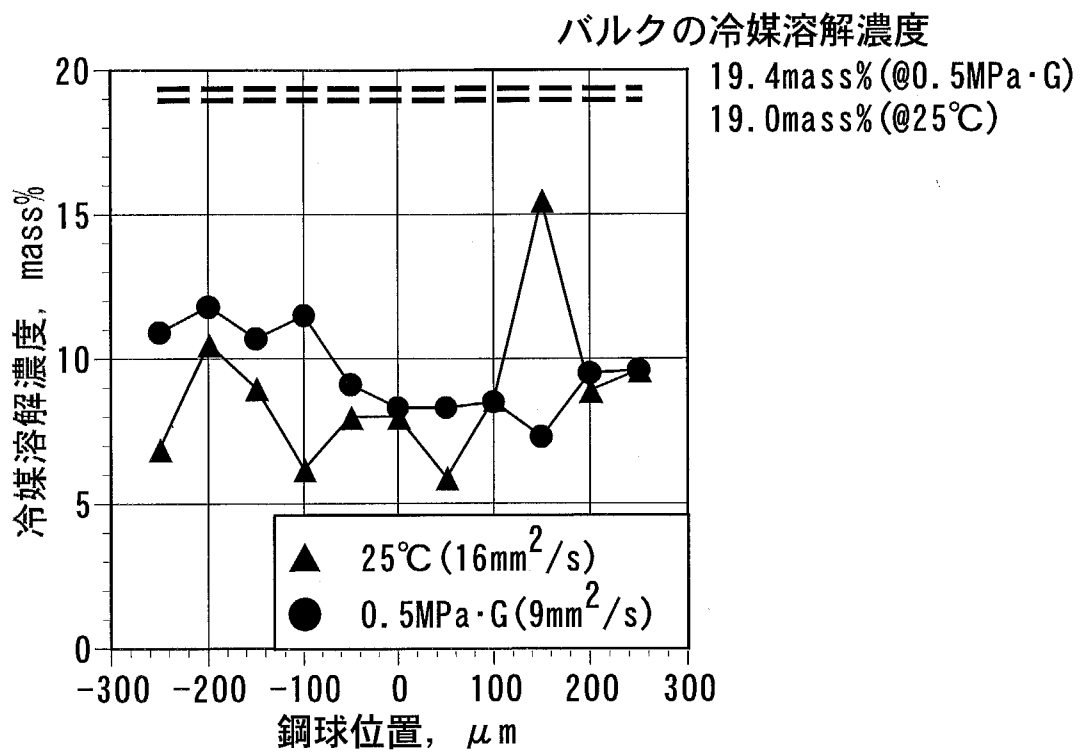


図3.14 潤滑油の粘度による影響

3.4 粘度－圧力係数の比較

測定された油膜厚さと式(3.1)のHamrock-Dowsonによる点接触の中央油膜厚さ式⁴⁸⁾を用いて粘度－圧力係数を算出し、次式に示した鉱油の場合に成り立つSo-Klausの実験式^{35,36)}が冷媒の溶解した潤滑油に適用可能かどうか検討した。

$$\alpha = 1.030 + 3.509(\log \nu_0)^{3.0627} + 2.412 \times 10^{-4} m_0^{5.1903} (\log \nu_0)^{1.5976} - 3.387(\log \nu_0)^{3.0975} \rho^{0.1162} \quad (3.2)$$

ここで、 α ：粘度－圧力係数 ($\text{Pa}^{-1} \times 10^{-8}$)、 ν_0 ：冷媒の溶解した潤滑油の動粘度 (mm^2/s)、 ρ ：冷媒の溶解した潤滑油の密度 ($\text{kg}/\text{m}^3 \times 10^{-3}$)、 m_0 ：動粘度と温度の関係を表すASTM-Waltherの式³⁷⁾から決まる定数である。

図3.15に本実験で測定された油膜厚さとHamrock-Dowsonの中央油膜厚さ式を用いて算出したHFC-134a/POEの粘度－圧力係数およびSo-Klausの実験式による粘度－圧力係数、また参考にAkeiとMizuhara⁴¹⁾が光干渉法により測定した油膜厚さとHamrock-Dowsonの中央油膜厚さの式を用いて算出した粘度－圧力係数の比較を示す。なお、図3.15の誤差線は本実験での油膜厚さの測定誤差が $\pm 0.1 \mu\text{m}$ であったと仮定したときの誤差である。図3.15より、本実験による粘度－圧力係数はSo-Klausに比べて変化率が大きい、FT-IRによる油膜厚さの測定精度が低い割にはほぼ合っている。また、油膜厚さの測定精度が良い光干渉法を用いたAkeiとMizuharaの結果とSo-Klausの結果は0～10mass%では良く一致している。本実験ではEHL接触域内の冷媒溶解濃度が10mass%以上にならなかったことから、So-Klausの実験式は冷媒が溶解した潤滑油の粘度－圧力係数の算出に利用できると言える。

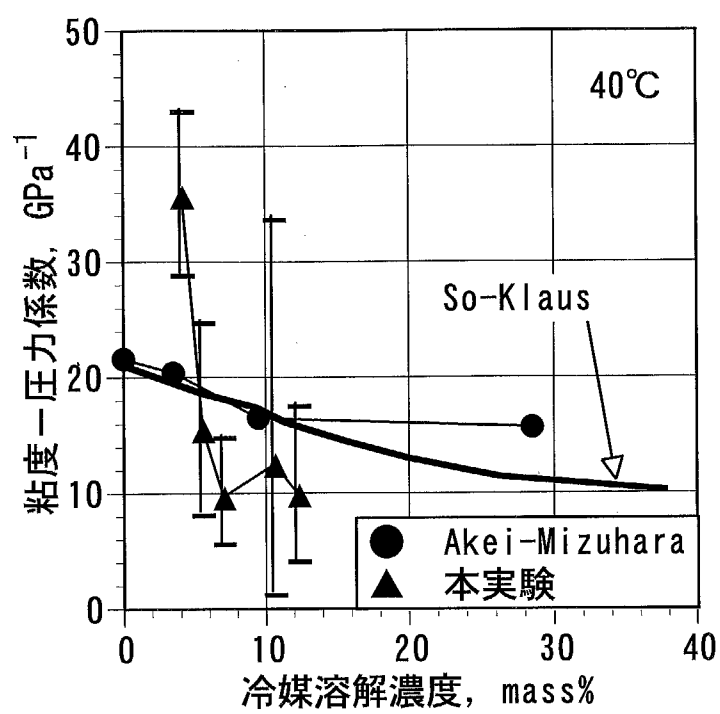


図3.15 HFC-134aの溶解したPOEの粘度-圧力係数の比較

3.5 結 言

顕微FT-IRを用いて密閉容器内のEHL油膜を直接観察できる装置を開発し、冷媒の圧力雰囲気下にあるEHL油膜の油膜厚さおよび冷媒溶解濃度を測定して、荷重・すべり速度などの潤滑条件による影響について調べた結果、以下のことが明らかになった。

- (1) EHL油膜内の冷媒溶解濃度はバルクよりも低くなる。本実験条件では10mass%以上の冷媒溶解濃度にはならなかった。
- (2) EHL油膜内の冷媒溶解濃度の分布は、潤滑条件によって異なる。
- (3) 本実験結果から算出された粘度－圧力係数は、So-Klausの実験式に比べて値の変化率が大きい。測定精度を考慮するとSo-KlausやAkei-Mizuharaの結果とほぼ一致する。
- (4) So-Klausの実験式は冷媒雰囲気下の潤滑計算に利用できる。

第4章 冷媒雰囲気下の混合潤滑状態における

境界摩擦係数の推定

4.1 緒言

第2章でロータリ式冷媒圧縮機ベーン先端部の混合潤滑状態の弾性流体潤滑解析法を示したが、解析式中に用いた境界摩擦係数はまだ不明であった。また、境界摩擦係数は潤滑性能の重要な指標の一つである。ところで、厳しい境界潤滑域における摩擦係数とマイルドな混合潤滑域における境界摩擦係数が一致する保証は無い。

そこで、冷媒雰囲気下の混合潤滑状態における境界摩擦係数を求めるために、圧力容器に収めたブロックオンリング型ファレックス試験機⁴⁹⁾を製作して、冷媒雰囲気と潤滑下で摩擦係数を測定し、以前に提示した混合潤滑解析と比較することにより境界摩擦係数の推定を試みたが⁵⁰⁾、測定範囲が狭く、混合潤滑域全体について比較することはできなかった。

本研究では、冷媒圧力・荷重・すべり速度をより広範囲に設定できるように、上記と同型の試験機を改良したものを新たに製作して冷媒雰囲気と潤滑下で摩擦係数を測定し、冷媒雰囲気下の混合潤滑状態における境界摩擦係数の推定を試みた^{51),52)}。

4.2 実験

4.2.1 実験装置

図4.1に本研究で用いた改良型冷媒雰囲気下摩擦試験機、図4.2にその概略図を示す。しゅう動試験部は耐圧が真空～5MPa（ゲージ圧力）である圧力容器に格納されており、容器内の冷媒圧力はレギュレータで調節される。試料油温は圧力容器の外部に設置したヒータおよび容器ハウジングを通過する温調水により制御され、試料油中に浸漬した測温抵抗体で測温した。

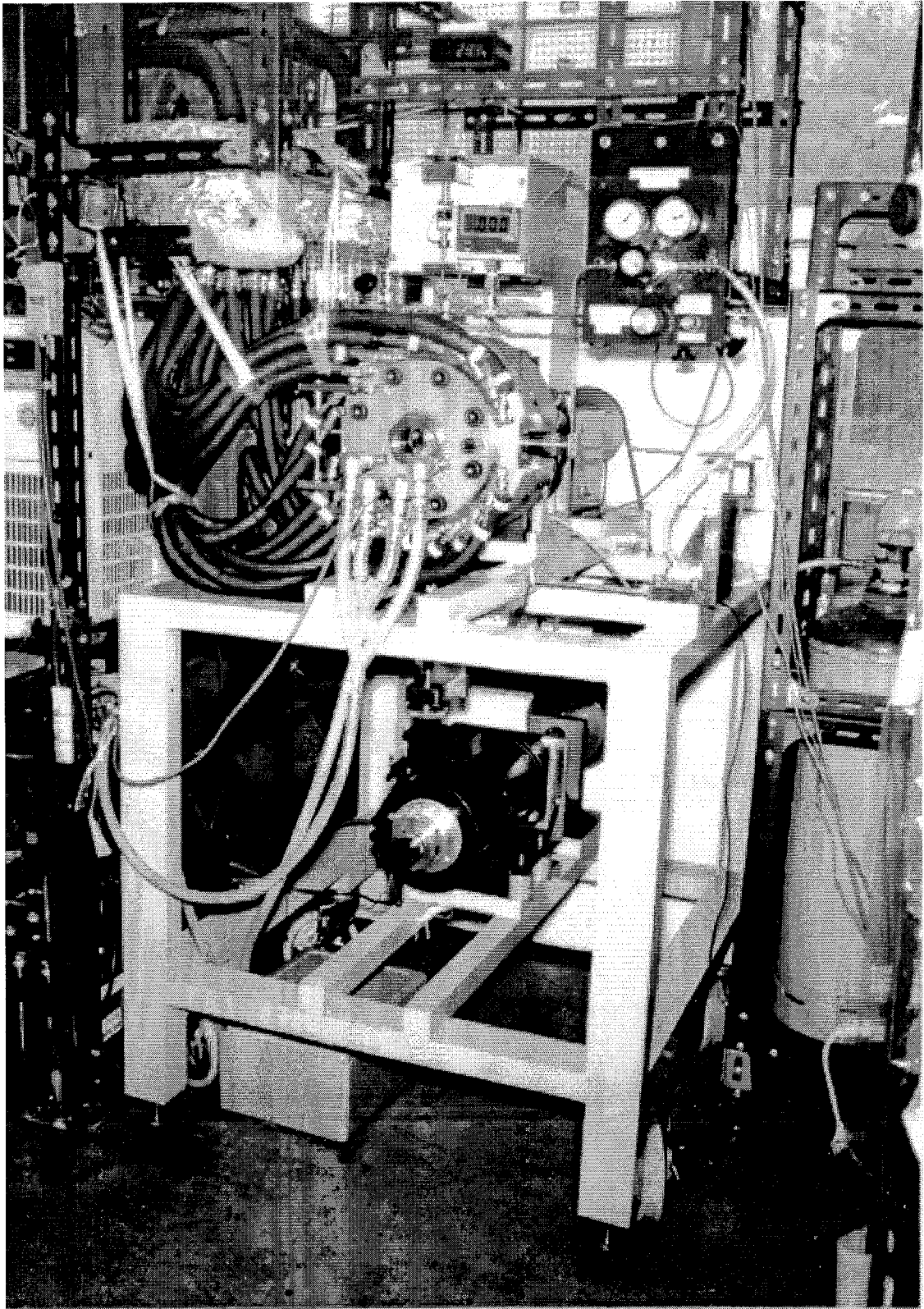
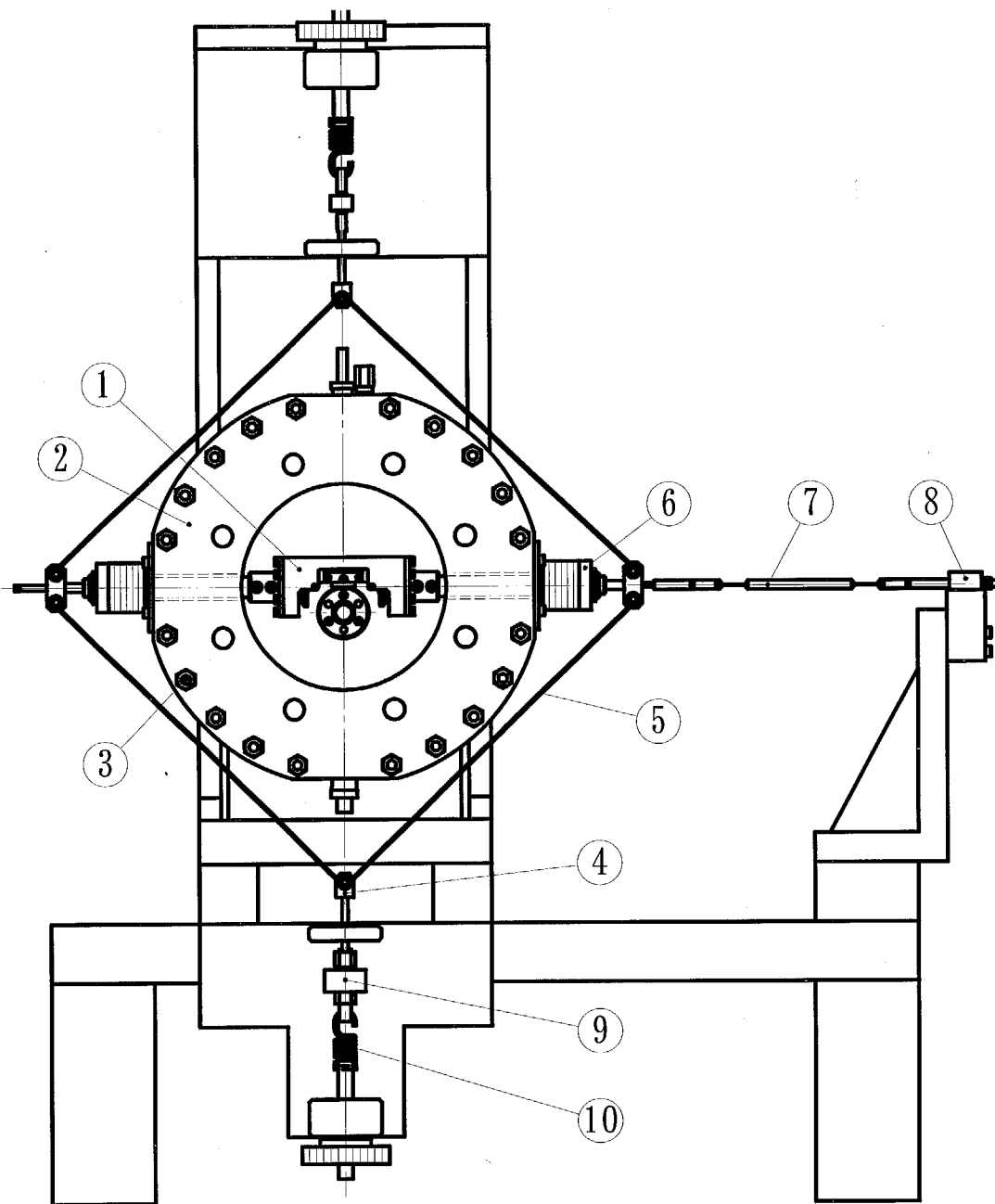


図4.1 改良型冷媒雰囲気下摩擦試験機



①しゅう動試験部

②圧力容器

③温調水パイプ

④滑車

⑤テグス

⑥ベローズシール

⑦摩擦力測定用ロッド

⑧摩擦力用ロードセル

⑨荷重用ロードセル

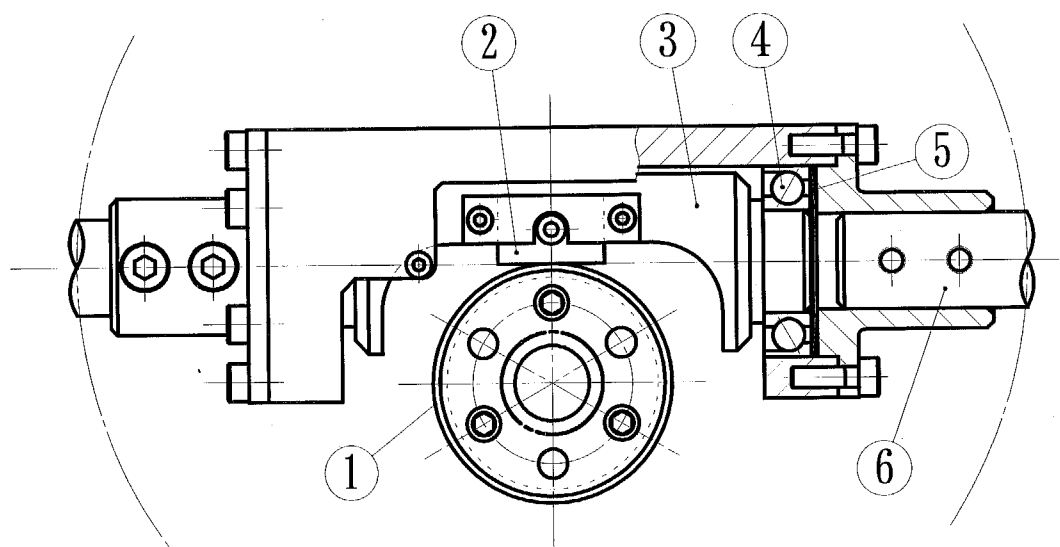
⑩引張ばね

図4.2 改良型冷媒雰囲気下摩擦試験機の概略図

テストブロックには、金属ベローズでシールされた摩擦力測定用ロッドにテグスを結び、ばねで張力を与えることにより荷重を作用させている。なお、摩擦力測定用ロッドのシールにベローズシールを用いたのは、しゅう動試験部で発生した微小摩擦力の測定の際に、それ以外の部分に摩擦の存在を避けるためである。

テストリングはメカニカルシールでシールされた回転軸に取り付けられており、プーリとVリブドベルトを介して、速度可変範囲が広く、速度変動の小さいDCサーボモータで駆動される。また、しゅう動試験部で発生した摩擦力は、容器外に設置したひずみゲージ式ロードセルで測定した。

図4.3に、しゅう動試験部の拡大図を示す。テストブロックはアンギュラ玉軸受で支持されたブロック保持用回転軸に取り付けられて、摩擦力測定用ロッドの軸中心に回転できる構造になっているため、しゅう動試験中の試験片の片当たりを防止することができる。また、試験片の接触部が摩擦力測定用ロッドの軸中心線上にあるため、しゅう動部でモーメントが発生せず、摩擦力のみがロードセルで測定される構造になっている。



- | | |
|-------------|------------|
| ①テストリング | ④アンギュラ玉軸受 |
| ②テストブロック | ⑤皿バネ |
| ③ブロック保持用回転軸 | ⑥摩擦力測定用ロッド |

図4.3 しゅう動試験部拡大図

4.2.2 試験片

図4.4にテストブロックおよびテストリングの形状を示す。試験片の形状はASTMで規定されているファレックス試験機用試験片⁵³⁾と同形である。また、テストブロック／テストリングの材質は、実機のペーン／ローリングピストンによく用いられているSKH51 (焼入) / NiCrMo 鋳鉄およびFC250、また比較のためにファレックス試験機用試験片と同じ材質であるSKH51 (生材) / SNCM420 を用いた。表4.1に試験片の機械的性質を示す。

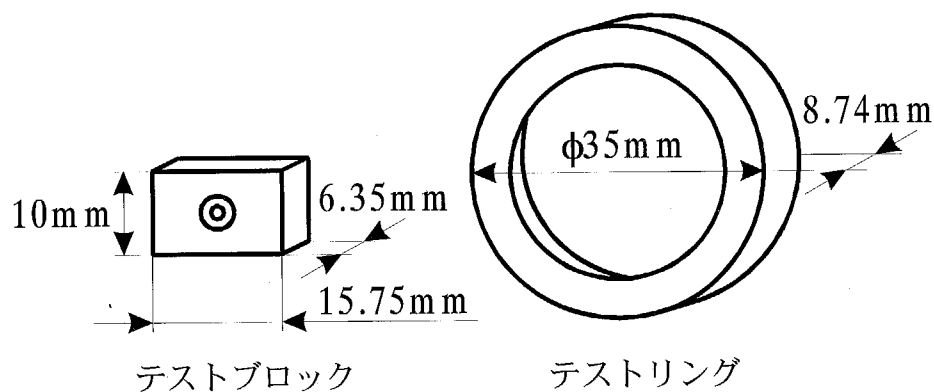


図4.4 試験片形状

表4.1 試験片の機械的性質

	材質	ヤング率 (GPa)	ポアソン比	HRC硬さ	表面粗さ Ra(μm)
ブ ロ ッ ク	SKH51 (焼入)	222	0.28	60～66	0.05
	SKH51 (生材)	222	0.28	19.7	0.05
リ ン グ	NiCrMo鋳鉄	118	0.25	47～53	0.05, 0.15
	SNCM420	204	0.30	31～40	0.05
	FC250	92	0.25	22.8	0.05

4.2.3 冷媒・試料油

冷媒は現在空調機用冷媒として用いられているHCFC系の規制フロンR22および家庭用冷蔵庫やカーエアコン等に既に使用が開始されているHFC系の代替フロン R134a、さらに、中・小型空調機用代替フロンの有力な候補であるHFC系のR407C (R32/R125/R134a = 23/25/52 mass%)とR410A (R32/R125 = 50/50 mass%)の合計4種類を用いた。

また、試料油は冷媒との相溶性を考慮して、R22にはナフテン系鉱油 (NMO)、HFC系冷媒にはポリアルキレングリコール (PAG) およびポリオールエステル (POE) を用いた。なお、POE にはリン系極圧添加剤 (トリフェニルホスフェート ; TPP、またはトリクレジルホスフェート ; TCP) の添加量を変化させて添加した。表4.2に試料油の物性を示す。

表4.2 試料油の物性

試料油	動粘度 (mm ² /s)		密度@15℃ (g/cm ³)	粘度指数
	40℃	100℃		
NMO	55.5	5.9	0.922	4
PAG	50.5	9.9	0.917	184
POE	56.0	6.7	0.980	59

4.2.4 実験方法および実験条件

実験は試験片と試料油を容器内にセットして密閉し、真空ポンプで容器内の気体排除と冷媒導入を二度繰り返して、実験中に試験片の接触面積が変わらない程度に初期なじみを行った後に開始した。なお、試料油はテストリングが半分漬かる程度に入れた。また、混合潤滑域全体を測定したいことやしゅう動部の発熱を抑えて軸受定数を変化させたい等の理由から、実験中は容器内の冷媒圧力、試料油温、荷重を一定に保ち、すべり速度を変化させた。

表4.3に実験の標準条件を示す。冷媒の溶解による試料油の粘度低下は冷媒の

種類によって異なり、また、冷媒圧力の増加につれてその差は拡大する。この影響を最小にするために、冷媒圧力は低圧で行った。本研究ではこの標準条件に対して、荷重、試験片の表面粗さ、試験片材質、冷媒溶解濃度、冷媒種類、添加剤の種類・添加量、冷媒／試料油の組み合わせを変化させて摩擦係数を測定し、混合潤滑解析結果と比較することにより、混合潤滑状態における境界摩擦係数の推定を試みた。

表4.3 標準条件

冷媒	R134a
冷媒圧力	0.1MPa (絶対圧力)
冷媒溶解濃度	2.8 mass%
試料油	POE (無添加)
油温	40 °C
荷重	30 N
すべり速度	$7.3 \times 10^{-4} \sim 3.6$ m/s
ブロック／リング材質	SKH51 (焼入) / NiCrMo 鋳鉄
試験片の自乗平均粗さ	RMS0.10 μ m

4.3 境界摩擦係数の推定

混合潤滑状態における境界摩擦係数の推定の際には、次の評価関数 $f(\mu_b)$ を最小にする摩擦係数 μ_b が、混合潤滑状態における境界摩擦係数であるとした。

$$f(\mu_b) = \sum_{i=1}^N \left(\left| \mu_{ci}(\mu_b, k_c) - \mu_{mi} \right| \times S_i \right) \quad (4.1)$$

ここで、 k_c : Greenwood-Tripp理論²⁵⁾のPatir-Chengの近似式²⁷⁾における粗さの分布や曲率半径に関する定数、 N : 測定点数、 S_i : 軸受定数、 μ_b : 混合潤滑解析式中の境界摩擦係数、 μ_{ci} : 摩擦係数（解析値）、 μ_{mi} : 摩擦係数（実験値）である。

式中の S_i は実験結果と解析結果が流体潤滑域から混合潤滑域付近で確実に一致するように用いた重みである。また、式(4.1)では測定された摩擦係数のデータを最小二乗法によって実験式へ変換し、この実験式の値を μ_{mi} に代入した。

4.4 実験結果

4.4.1 実験の標準値

図4.5、4.6に標準条件での実験結果、および評価関数を用いて混合潤滑域の境界摩擦係数を推定した結果を示す。図の横軸は軸受定数で、 η : 冷媒が溶解した試料油の粘度、 V : すべり速度、 W : 単位幅当たりの荷重である。評価関数を最小にするように μ_b と k_c を決めると、 $\mu_b=0.124$ 、 $k_c=0.00066$ となった。また、この摩擦係数は境界潤滑域の摩擦係数0.125とほぼ一致した。

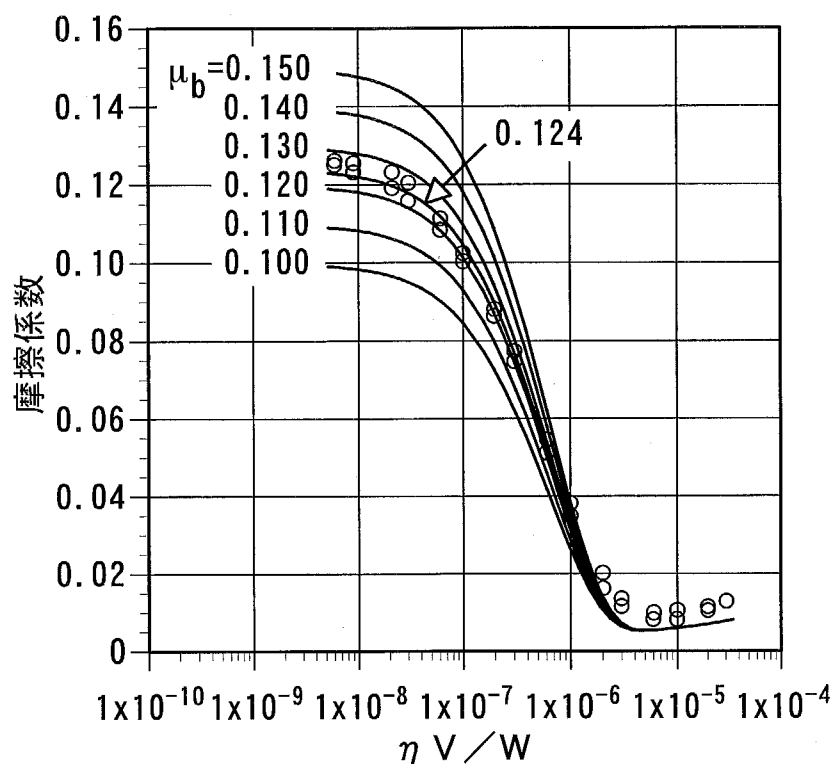


図4.5 実験の標準値および μ_b の推定

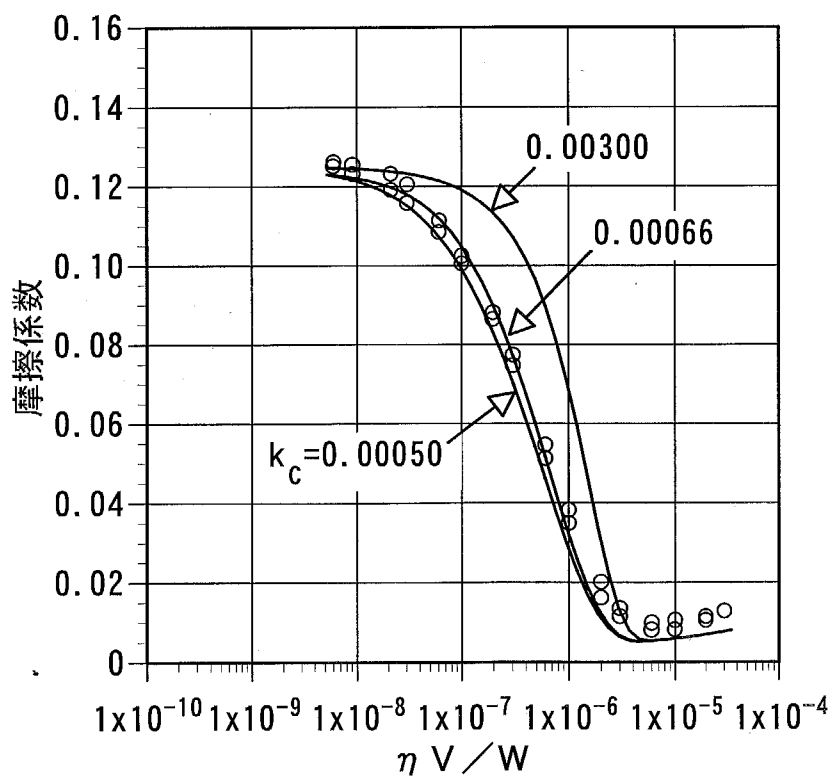


図4.6 実験の標準値および k_c の推定

4.4.2 荷重の影響

図4.7に荷重による摩擦特性の変化および混合潤滑域の境界摩擦係数を推定した結果を示す。荷重が増加すると、ストライバック曲線が左へ移動している。また、60Nの実験結果について混合潤滑域の境界摩擦係数の推定を試みたが、高荷重で計算が困難であったため途中で計算を打ち切った。しかし、混合潤滑域については30Nの場合と同様に、 $\mu_b=0.124$ 、 $k_c=0.00066$ となった。

4.4.3 表面粗さの影響

図4.8に試験片の表面粗さによる摩擦特性の変化および混合潤滑域の境界摩擦係数を推定した結果を示す。表面粗さが増加すると、ストライバック曲線が上に移動している。また、RMS0.25 μm の実験結果について混合潤滑域の境界摩擦係数を推定した結果、 $\mu_b=0.122$ 、 $k_c=0.00140$ となり、摩擦係数がほぼ一定となる境界潤滑域の摩擦係数0.130よりも若干低い値となった。

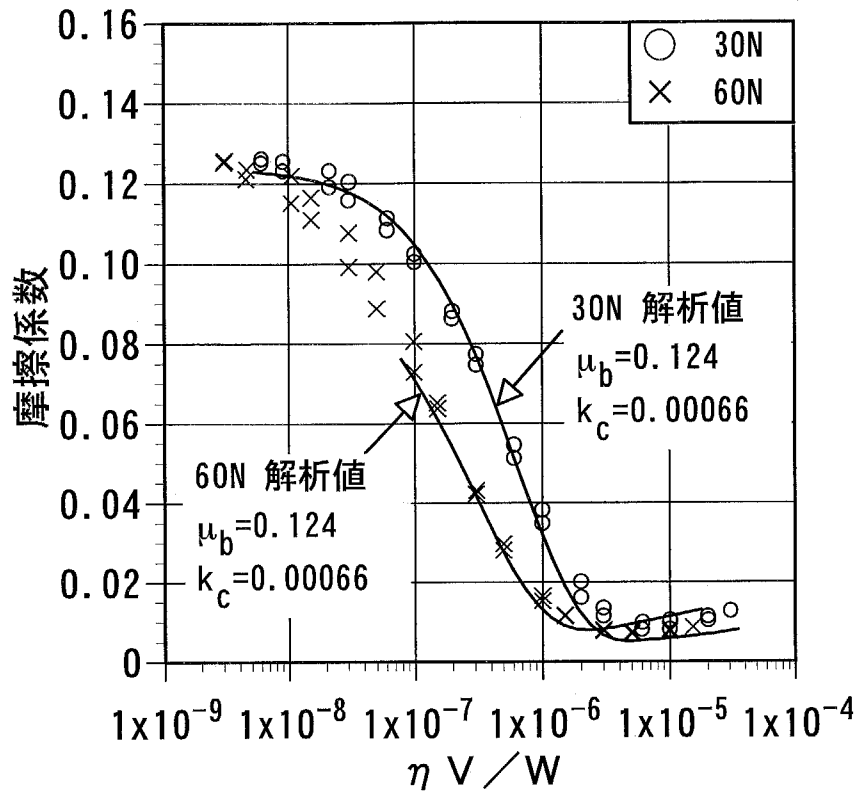


図4.7 荷重の影響

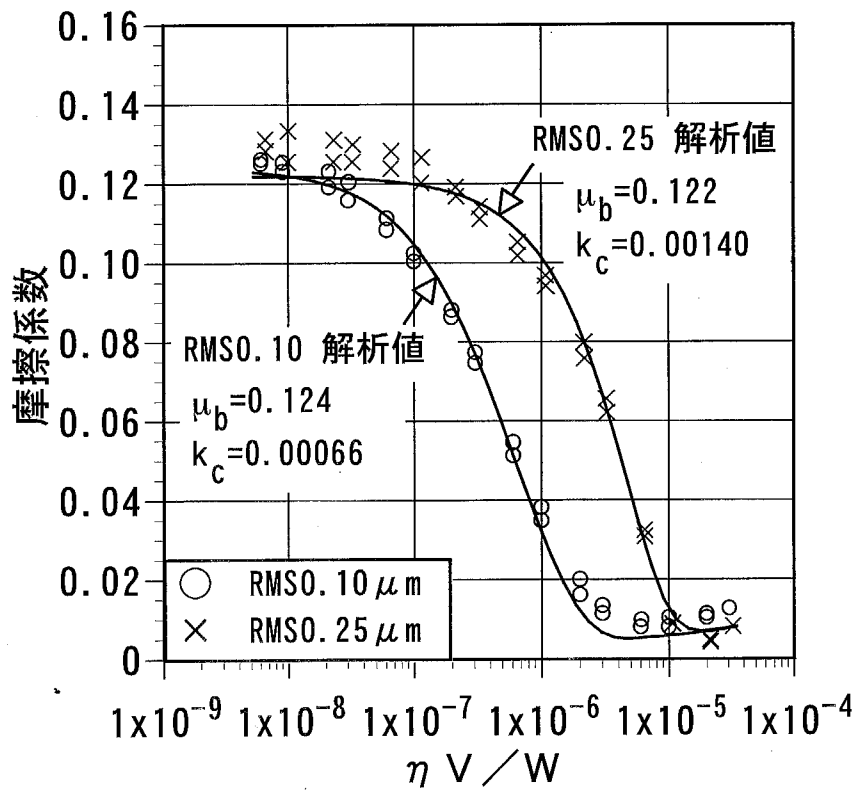


図4.8 表面粗さの影響

4.4.4 試験片材質の影響

図4.9に試験片の材質による摩擦特性の変化および混合潤滑域の境界摩擦係数を推定した結果を示す。実験の結果、SKH51(焼入)/NiCrMo鋳鉄とSKH51(生材)/SNCM420の組み合わせは、ほぼ同じ摩擦特性を示したが、SKH51(焼入)/FC250は高い摩擦係数を示した。また、SKH51(焼入)/FC250の実験結果について混合潤滑域の境界摩擦係数を推定した結果、 $\mu_b=0.135$ 、 $k_c=0.00130$ となった。

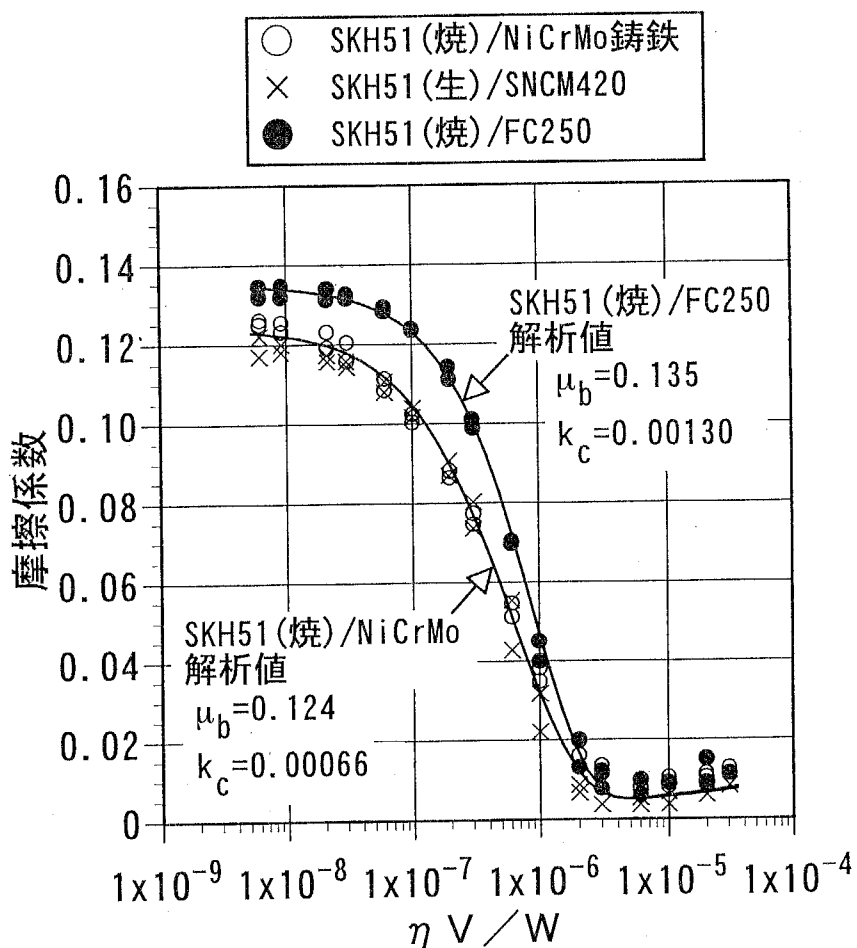


図4.9 試験片材質の影響

4.4.5 冷媒溶解濃度の影響

図4.10に冷媒圧力を変化させたときの冷媒溶解濃度による摩擦特性の変化および混合潤滑域の境界摩擦係数を推定した結果を示す。冷媒溶解濃度が増加すると、試料油の粘度が低下することにより、ストライベック曲線が左へ移動し、潤滑状態が境界潤滑側へ移行する。また、6.9mass%と11.6mass%の摩擦特性は、ほぼ同じ傾向を示した。そこで、11.6mass%の実験結果について混合潤滑域の境界摩擦係数を推定した結果、 $\mu_b=0.118$ 、 $k_c=0.00066$ となり、2.8mass%の混合潤滑域の摩擦係数よりも低い値となった。

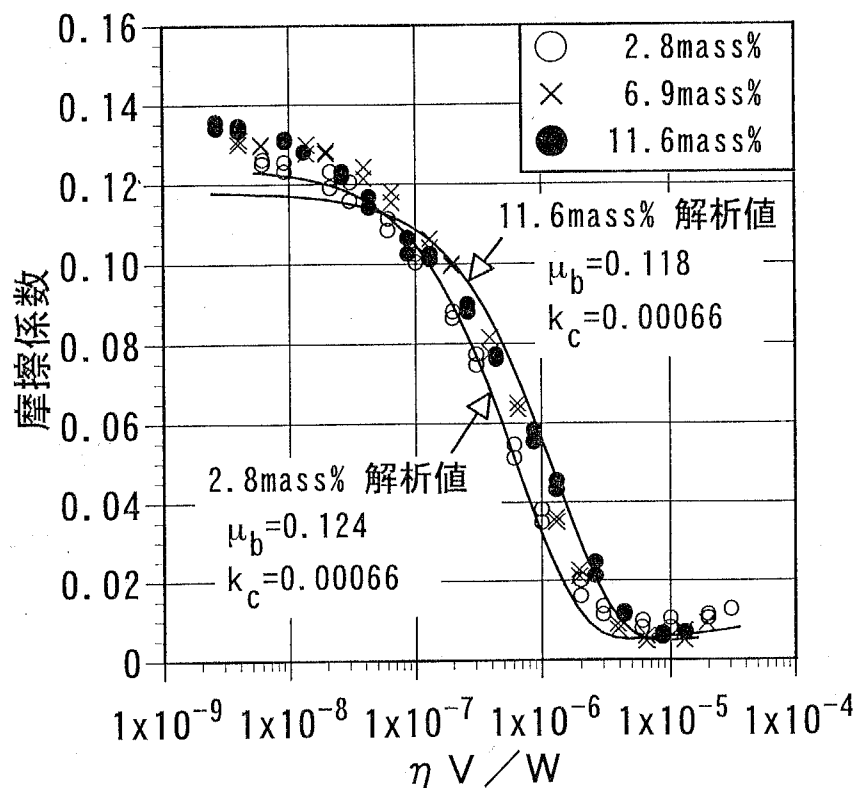


図4.10 冷媒溶解濃度の影響

4.4.6 冷媒種類の影響

図4.11に封入した冷媒圧力は同一で、HFC系冷媒の種類のみを変化させたときの摩擦特性の変化を示す。実験の結果、ストライベック曲線は冷媒種類に関わらず、ほぼ同じ摩擦特性を示した。これは3つの冷媒が全て塩素原子を含まないHFC系冷媒で、冷媒分子に含まれるフッ素原子の割合がほとんど変わらなかったために、フッ素の潤滑効果に差が現れなかったと考えられる。また、より高い冷媒圧力で実験を行うと、試料油に対する冷媒溶解特性の差が明確になると予想される。

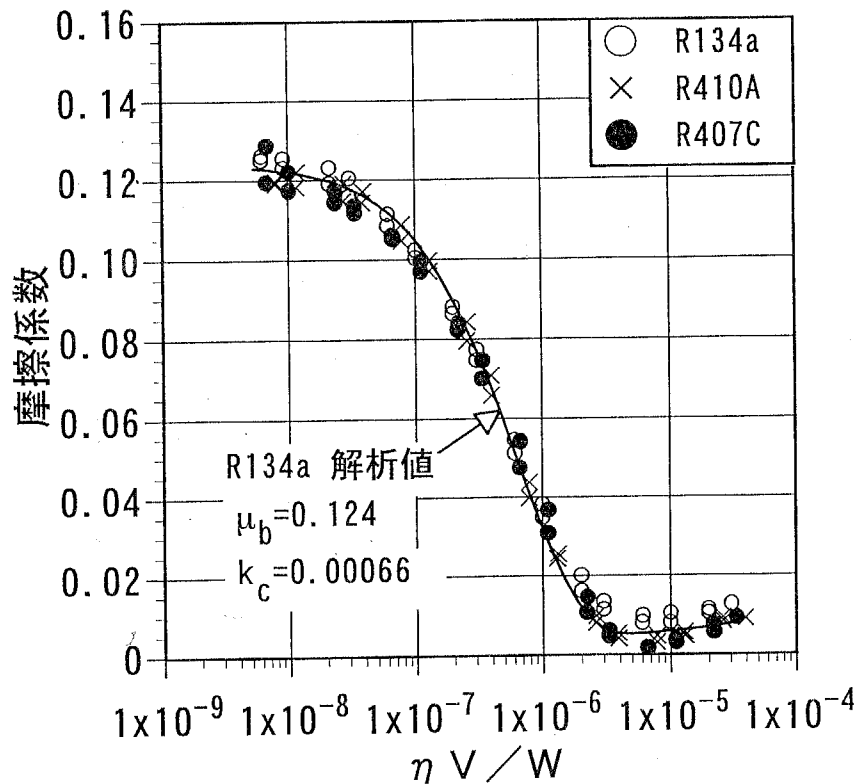


図4.11 冷媒種類の影響

4.4.7 添加剤の影響

図4.12に添加剤TPPの添加量による摩擦特性の変化を示す。なお、この実験以降では試験片の自乗平均粗さがRMS0.25 μ mのものを用いた。TPPの添加量が増加すると、ストライバック曲線が下へ移動しており、TPPが高濃度に添加されたものほど、低い摩擦係数を示すことがわかる。

図4.13に添加剤TCPの添加量による摩擦特性の変化を示す。TCP 0mass%および6.0mass%と比較すると、1.5mass%と3.0mass%は良い摩擦特性を示した。

図4.14に添加剤TPPおよびTCPの添加量を変化させたときの、混合潤滑域における境界摩擦係数の推定値および境界潤滑域の摩擦係数の変化を示す。混合潤滑域における境界摩擦係数の推定値は、TPPでは添加量の増加につれて減少したが、TCPでは添加量3.0mass%で最小となった。また、推定された混合潤滑域の境界摩擦係数は、境界潤滑域の摩擦係数に一致する場合と、それよりも低い値の場合があった。

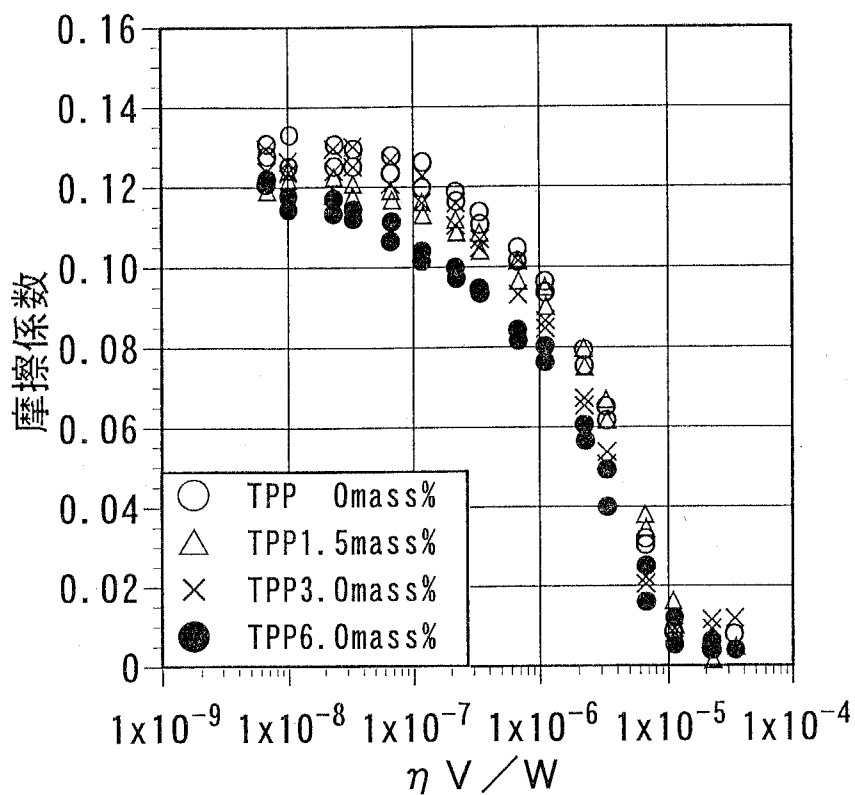


図4.12 添加剤TPPによる摩擦特性の変化

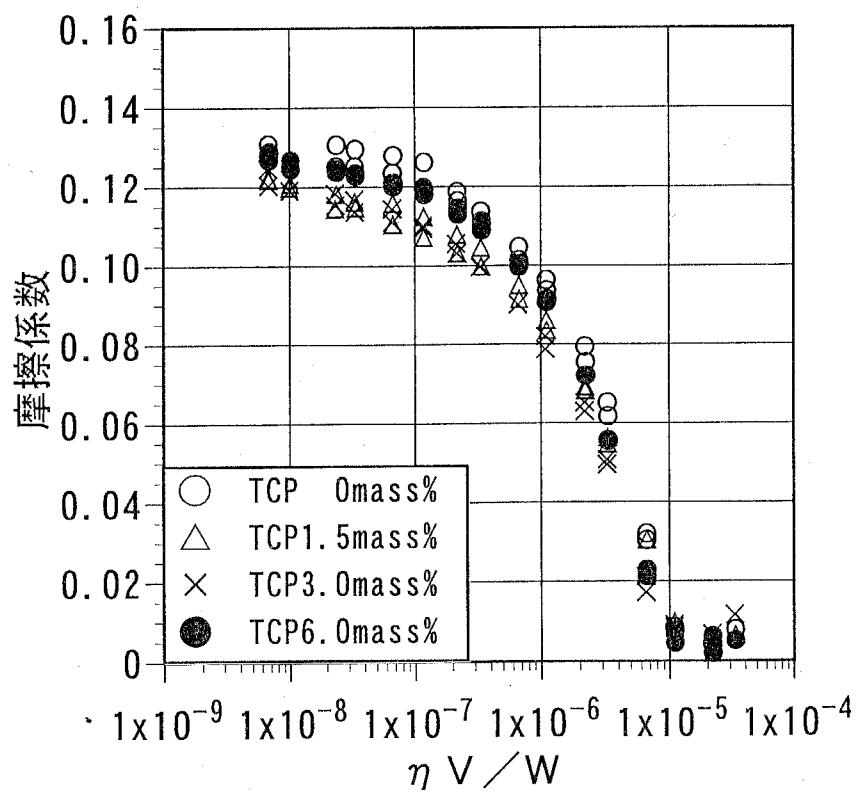


図4.13 添加剤TCPによる摩擦特性の変化

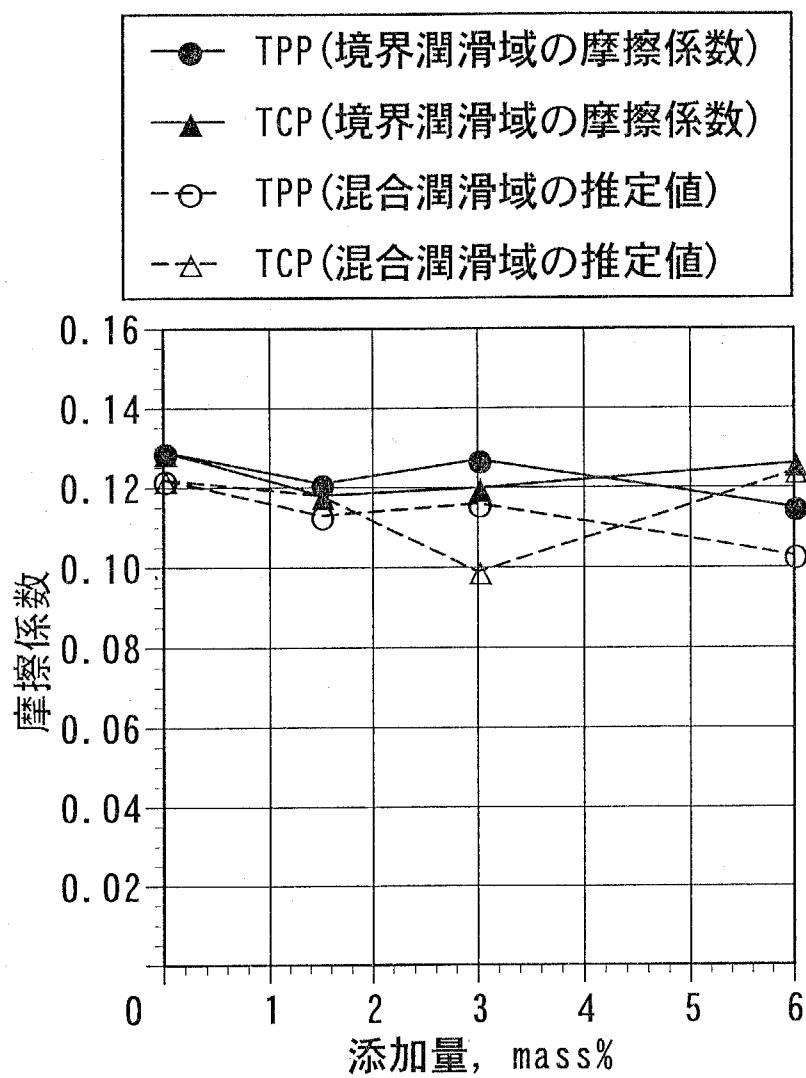


図4.14 添加量による境界摩擦係数の推定値の変化

4.4.8 冷媒／試料油の影響

図4.15に冷媒／試料油の組み合わせを変化させたときの実験結果を示す。3種類の組み合わせの中で、R22/NMO は最も良い摩擦特性を示した。また、R134a/POE と R134a/PAG はほぼ同じ摩擦特性を示したが、境界潤滑域においては R134a/POE の方が良い摩擦特性を示した。

図4.16に冷媒／試料油の組み合わせを変化させたときの混合潤滑域における境界摩擦係数の推定値および境界潤滑域の摩擦係数の変化を示す。R22/NMO は、混合潤滑域の境界摩擦係数の推定値および境界潤滑域の摩擦係数ともに、3種類の組み合わせの中で最も低い値を示した。また、R134a/POE と R134a/PAG では、推定された境界摩擦係数は境界潤滑域の摩擦係数よりも低い値となったが、R22/NMO では境界潤滑域の摩擦係数とほぼ一致した。

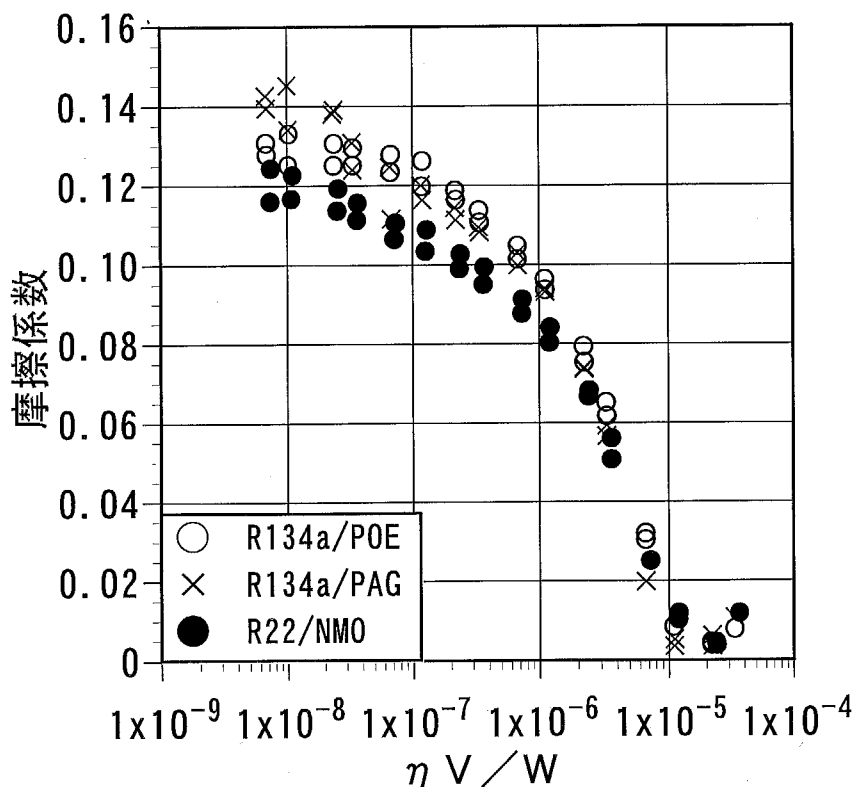


図4.15 冷媒／試料油の組み合わせによる摩擦特性の変化

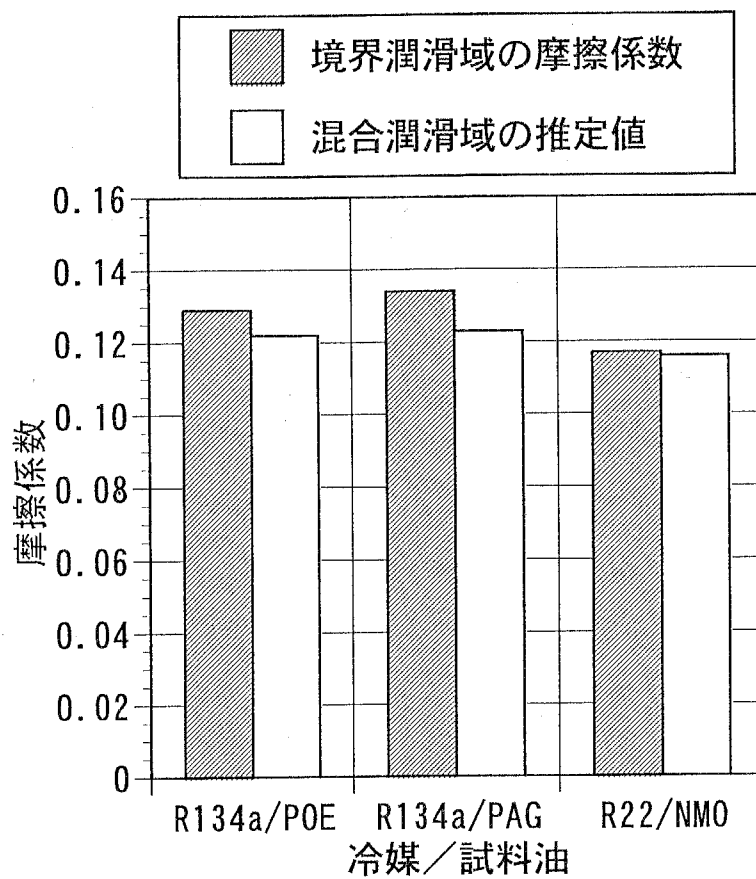


図4.16 冷媒／試料油による境界摩擦係数の推定値の変化

4.4.9 表面粗さの係数 k_c

実験前後の試験片およびいくつかのなじみ後の試験片について表面粗さを測定したが、表面粗さは変化しなかった。また、実験結果と混合潤滑解析結果の比較により推定された粗さの分布や曲率半径に関する定数 k_c は、荷重や冷媒、試料油、添加剤による影響はなかったが、表面粗さについては RMS0.10 μm のとき $k_c=0.00066$ 、RMS0.25 μm のとき $k_c=0.00140$ となり、表面粗さの増加につれて k_c も増加した。したがって、実験結果と混合潤滑解析結果を比較して μ_b と k_c を推定することにより、混合潤滑域の境界摩擦係数と同時に表面粗さも評価できる可能性がある。

4.5 考 察

実験結果と混合潤滑解析結果の比較により推定された、混合潤滑状態における境界摩擦係数は、境界潤滑域の摩擦係数よりも低いという結果がいくつか得られた。この結果は境界摩擦係数が一定ではないという可能性を示している。

また逆に、摩擦係数が一致する場合が一切ないとする、解析モデルが不適当である可能性が考えられるが、本研究では摩擦係数が一致する結果もいくつか得られたことから、今回用いた解析モデルは妥当であったと考える。

4.6 結 言

冷媒雰囲気下ブロックオンリング型ファレックス摩擦試験機を用いて測定された摩擦特性および混合潤滑解析との比較により、各種しゅう動材料・潤滑剤が冷媒雰囲気下の混合潤滑状態における境界摩擦係数に与える影響について調べた結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 実験結果と混合潤滑解析結果の比較により推定された混合潤滑状態における境界摩擦係数は、境界潤滑域の摩擦係数に一致する場合と、それよりも低い値の場合があった。
- (2) この方法により、主に混合潤滑状態で運転される実機の条件で、しゅう動材料や潤滑剤の潤滑性能をより詳細に評価できると考えられる。
- (3) 実験結果と混合潤滑解析結果の比較により、表面粗さも評価できる可能性がある。
- (4) HFC系冷媒の組成の違いが摩擦特性に与える影響は小さい。

第5章 ベーン先端部混合潤滑解析の実験的検証

および計算シミュレーション

5.1 緒言

本章では、第2章で開発したロータリ式冷媒圧縮機のベーン先端部の混合潤滑解析プログラムが、実機のベーン先端部の潤滑状態をどの程度正確にシミュレートしているのかを検討するために、電気抵抗法による金属接触率の測定を行い、混合潤滑解析結果との比較を行った⁵⁴⁾。また、各種運転条件によるベーン先端部の潤滑特性の変化について調べた。

5.2 実験方法

5.2.1 電気抵抗法

図5.1に圧縮機の電気抵抗測定回路、図5.2に電極付きセラミックベーンを示す。ベーン電極部には工具鋼を用い、ローリングピストンには $\phi 42.9 \times 25\text{mm}$ の合金鋳鉄を用いた。これらのベーン・ローリングピストン間に微少な電圧を印加して、接触電位を回転軸角度と同時に計測した。

摩擦面での電氣的な導通状態を測定する際に、供給電圧 (E_0)、抵抗値 (R_a 、 R_b)、および摩擦面の分離電圧 (V) の設定が重要となる。過大な分離電圧は油膜の絶縁破壊を招き、小さすぎると測定不可能になる。そこで、微小な接触抵抗の変化を敏感に捉え、試験条件の変化に対する接触状態の変化が評価できることに重点において、表5.1に示すパラメータ変化により測定回路の最適化を行った。また、ピストンリングでの絶縁破壊の計測例なども参考に、本研究では分離電圧を 0.2volt とした。また、一回転中の金属接触率を接触電位および接触抵抗の変化の面積率から求め、混合潤滑解析値との比較を行った。

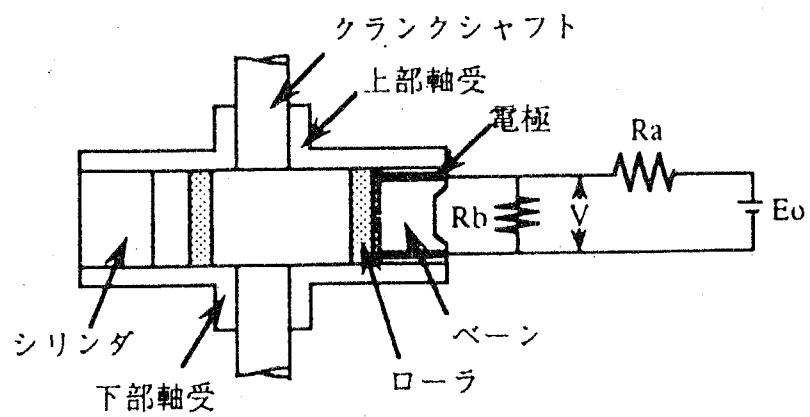


図5.1 電気抵抗測定回路

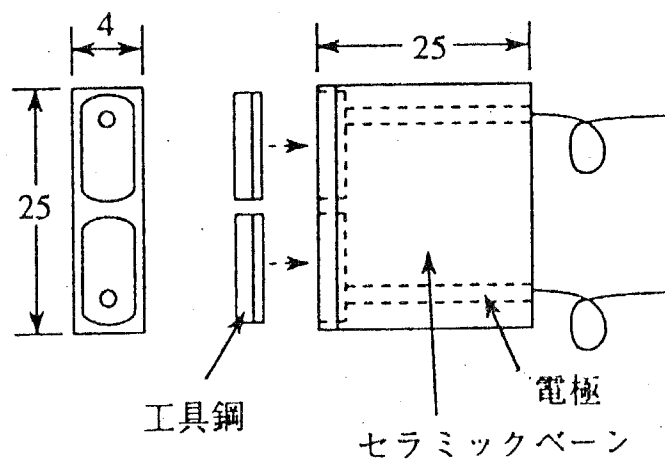


図5.2 ベーン詳細

表5.1 回路設定パラメータ

各抵抗 (Ω)	0.1~10K
分離電圧 (V)	0.01~1.0

5.2.2 実験および計算条件

表5.2、5.3 にそれぞれ圧縮機の諸寸法および運転条件を示す。HCFC-22／ナフテン系鉱油を用いて運転し、吐出圧力と回転速度を変化させた。

解析方法は第2章で示した手法を用い、その計算条件は上記実験と同じ運転条件である。潤滑油の代表温度は吸入・吐出ガス温度の平均温度、冷媒はその温度および吸入・吐出ガス圧力の平均圧力で潤滑油に溶解していると仮定した。

また、ベーン先端部の境界摩擦係数は第4章で推定されたHCFC-22／ナフテン系鉱油雰囲気下の混合潤滑状態における境界摩擦係数 $\mu=0.116$ を用いた。

表5.2 圧縮機の諸寸法

シリンダ半径 r_c , m	27.0×10^{-3}
ピストン外半径 r_o , m	21.45×10^{-3}
ピストン内半径 r_i , m	16.0×10^{-3}
ピストンの長さ l_p , m	25.0×10^{-3}
ベーン先端半径 r_v , m	6.3×10^{-3}
ベーンの厚さ a , m	4.7×10^{-3}
自乗平均粗さ σ , m	0.1×10^{-6}
ベーンの質量 m_v , kg	23.9×10^{-3}
ピストンの質量 m_p , kg	125.0×10^{-3}

表5.3 運転条件

吸入圧力, MPa (ゲージ圧)	0.48
吐出圧力, MPa (ゲージ圧)	1.63, 2.08, 2.45
回転速度, rpm	2400, 3600, 5400
冷媒	HCFC-22
潤滑油	ナフテン系鉱油 (VG56)

5.3 実験結果および考察

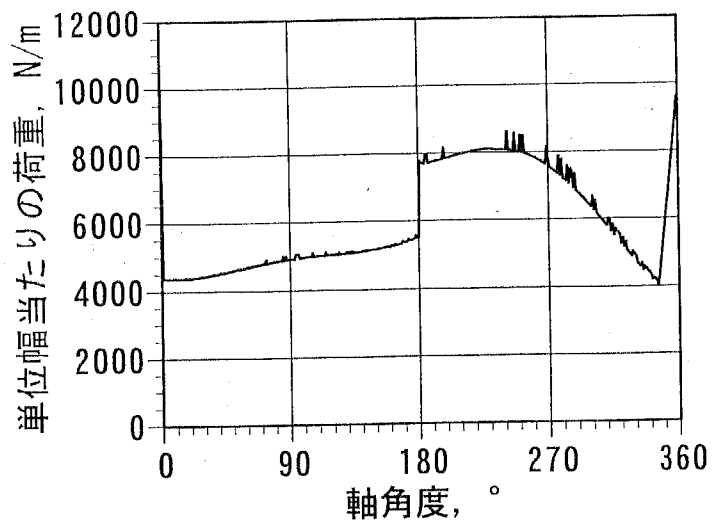
5.3.1 一回転中の潤滑状態の変化

図5.3に吐出圧力 2.08MPa、回転速度 3600rpm 時の ベーン先端部の荷重、速度およびPV値（平均接触圧力×すべり速度）の解析値を示す。軸角度 90° と 270° で引込速度が零になり、潤滑状態が厳しくなっていることが考えられる。また逆に、ベーン先端部のPV値はこれらの軸角度で極小値を示す。

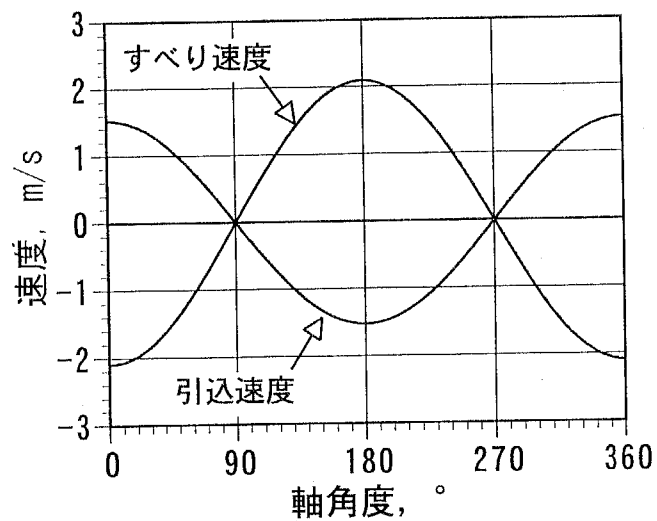
図5.4に実機ベーン先端部の接触電位の測定結果を示す。従来、ロータリ圧縮機の潤滑や損失解析を行う際にはベーンとローリングピストンは常に接触していると仮定されていたが、図5.4より測定電位が接触／非接触を数回繰り返している様子が顕著に現れていることから、ベーンとローリングピストン間は混合潤滑状態にあることが明らかになった。

この測定結果においては、接触／非接触の中間的な電位が発生している。この中間電位に対する評価は複雑であるが、この運転条件でも摩耗が発生すること、静的な接触電位が0.04Vであること、運転中の接触電位も0.04V以下の値にならないことから、本研究では0.2Vを非接触電位、0.04Vを接触電位とした。ここで、中間電位の定量評価は困難であるものの、定性的には接触電位が小さい方が金属接触率が高いと言える。

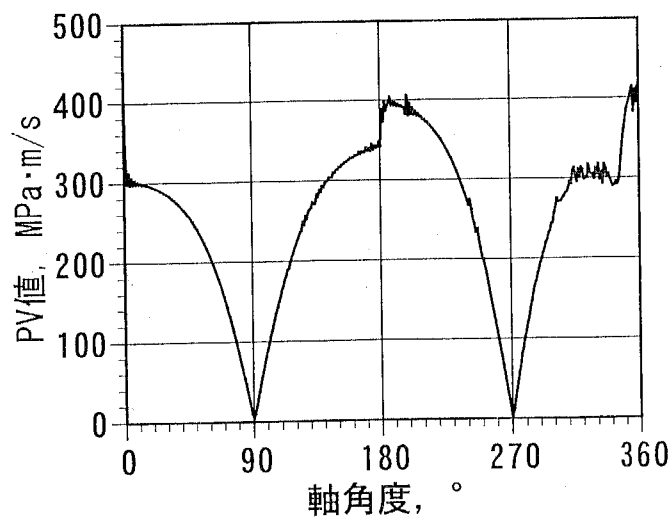
図5.4から軸角度 90° と 270° 付近で金属接触が発生していることがわかる。図5.5に示すベーン先端部の金属接触率の解析結果においても、同じ軸角度で金属接触率が極大値を示し、測定結果と良く一致していることがわかる。また、しゅう動条件が特に厳しい軸角度 270° 付近を除いた各軸角度において、しゅう動面での真実接触面積による接触状態の変化に敏感な接触電位が大きな変化を示しており、これは瞬時の接触状態を良く反映していると言える。



(a) ベーン先端荷重 (解析値)



(b) ベーン先端部の速度 (解析値)



(c) ベーン先端部のPV値 (解析値)

図5.3 標準条件での解析結果

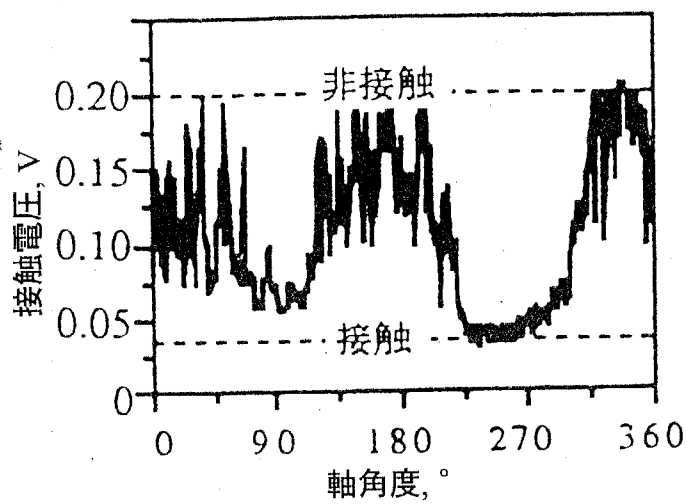


図5.4 ベーン先端部の接触電圧（測定値）

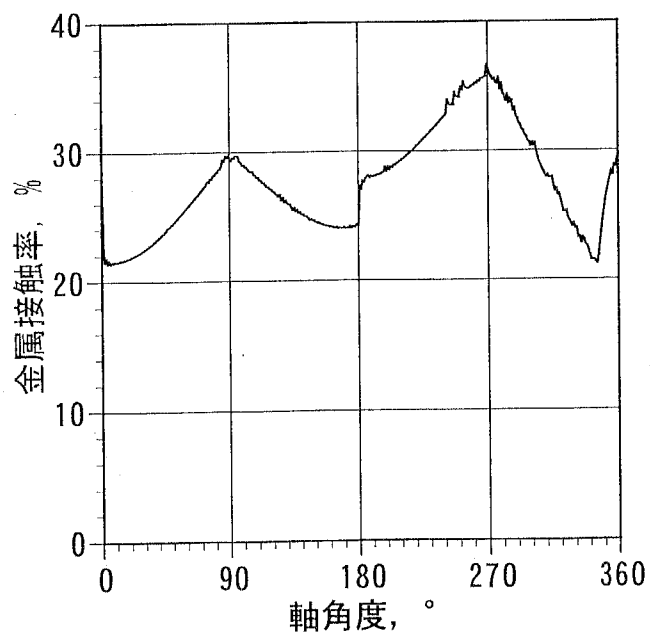


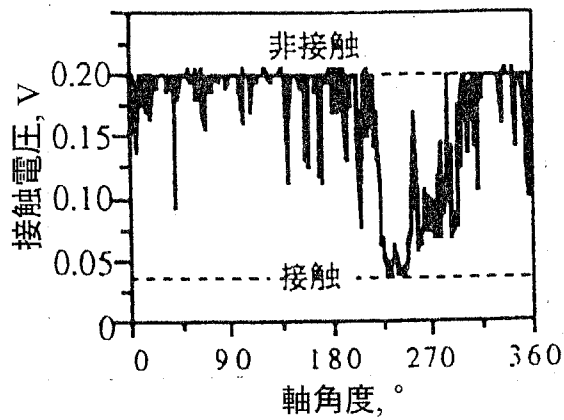
図5.5 ベーン先端部の金属接触率（解析値）

5.3.2 吐出圧力による潤滑状態の変化

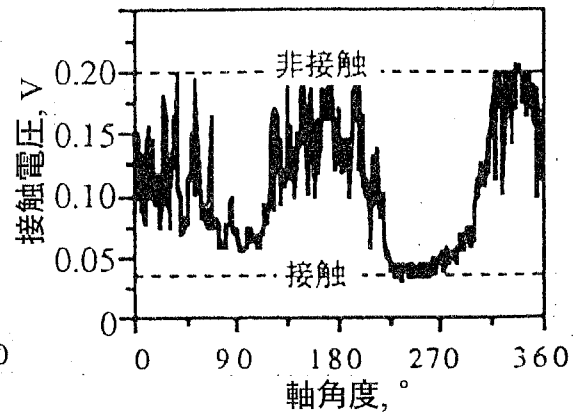
図5.6 に吐出圧力を変化させた場合の接触電位の測定値および金属接触率の解析値の変化を示す。図5.6(a)～(b)より、吐出圧力の増加に伴うベーン先端荷重の増加により接触電位が低下し、金属接触の積分値が増加する様子が捉えられている。この増加傾向は図5.6(d)に示す金属接触率の解析結果にも現れている。また、接触電位の測定値と金属接触率の解析値を比較すると、金属接触のピーク位置がよく一致することがわかる。

5.3.3 回転速度による潤滑状態の変化

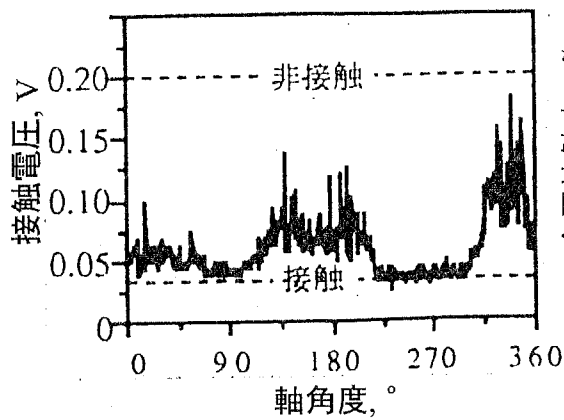
図5.7 に回転速度を変化させた場合の接触電位の測定値および金属接触率の解析値の変化を示す。図5.7(a)～(b)より、回転速度の増加に伴って接触電位が増加し、金属接触の積分値が減少する様子が捉えられている。この減少傾向は図5.7(d)に示す金属接触率の解析結果にも現れている。ここで、吐出圧力の変化よりも回転速度の変化の方が接触電圧の変化が小さいことがわかる。これは吐出圧力変化の場合は油温、冷媒溶解濃度、冷凍機油粘度が大きく変化したのに対し、回転速度変化の場合は圧力条件は同じで、吐出ガス温度の変化も小さいためである。



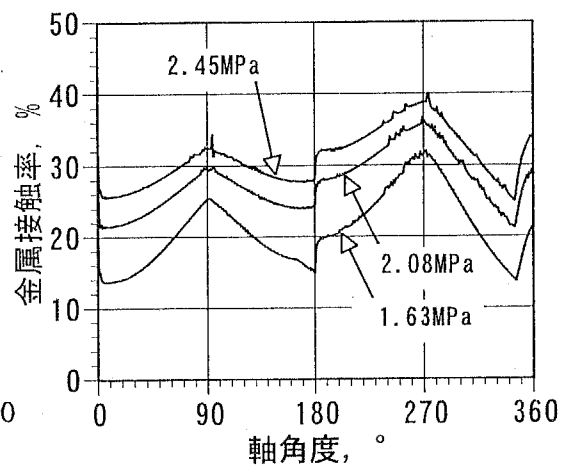
(a) 吐出圧力 1.63MPa (測定値)



(b) 吐出圧力 2.08MPa (測定値)

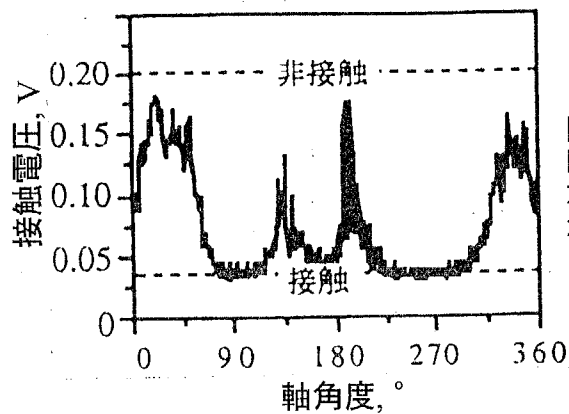


(c) 吐出圧力 2.45MPa (測定値)

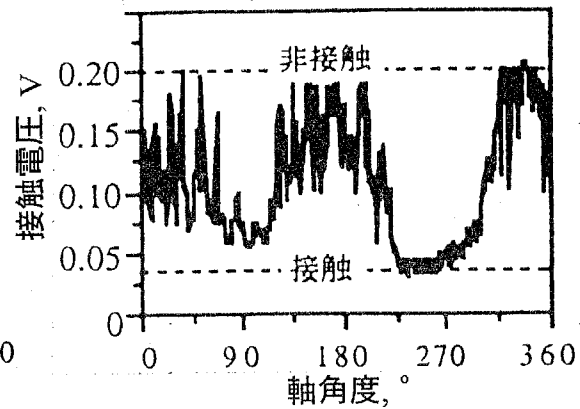


(d) 金属接触率 (解析値)

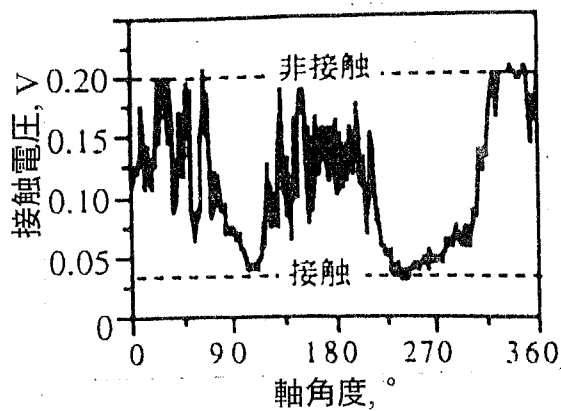
図5.6 吐出圧力による接触電位の測定値および金属接触率の解析値の変化



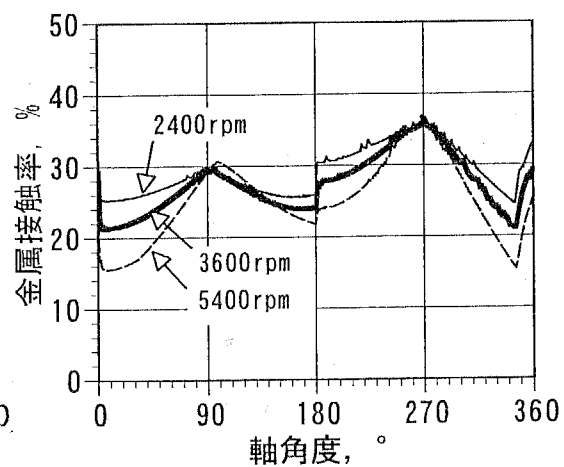
(a) 回転速度 2400rpm (測定値)



(b) 回転速度 3600rpm (測定値)



(c) 回転速度 5400rpm (測定値)



(d) 金属接触率 (解析値)

図5.7 回転速度による接触電位の測定値および金属接触率の解析値の変化

5.3.4 金属接触率の評価

ここで、各運転条件における金属接触率について、実験値と解析値の比較検討を行う。

金属接触率の解析値は一回転の平均値を用いた。また、金属接触率の測定値については、以下の仮定により定義した。まず、図5.8における長方形の面積($a \times b$)に対する斜線部の面積割合を電圧評価による金属接触率とした。しかし、中間電位の発生原因については真実接触面積の変化、表面酸化膜などの抵抗値、材料の導電性、油の吸着分子や添加剤などが挙げられるが、定量的には明確にされていない。そこで、接触電位よりも金属接触率との相関が良いと考えられる接触抵抗で評価するため、図5.9に示す回路の特性により 100Ω を非接触時の抵抗値と仮定し、抵抗評価による金属接触率を求めた。接触抵抗の変化の一例を図5.10に示す。

以上の仮定により求めた金属接触率の測定値および解析値の比較を図5.11に示す。図5.11(a)より吐出圧力の場合、測定値の方が変化率は大きい。また図5.11(b)より回転速度の場合は変化率にはあまり差がないが、金属接触率の値は測定値の方が大きい。そして、図5.11(a)(b)どちらの場合も、抵抗評価よりも電圧評価の方が解析値に合っており、また測定値と解析値は定性的に一致した。

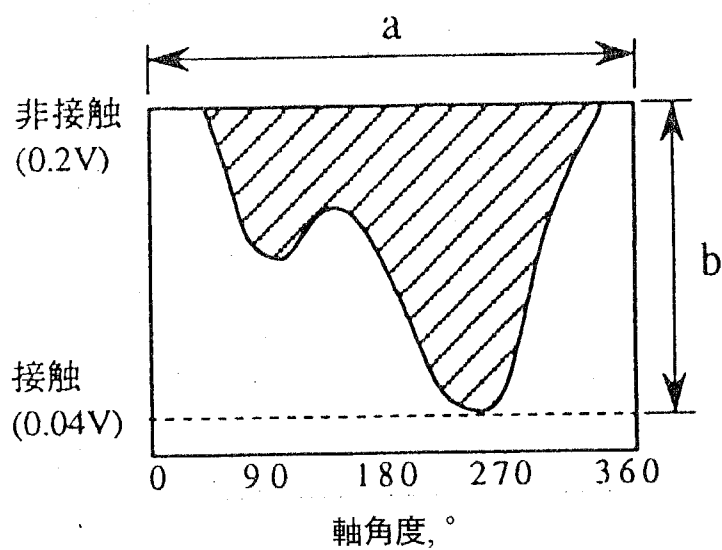


図5.8 金属接触率の算出方法

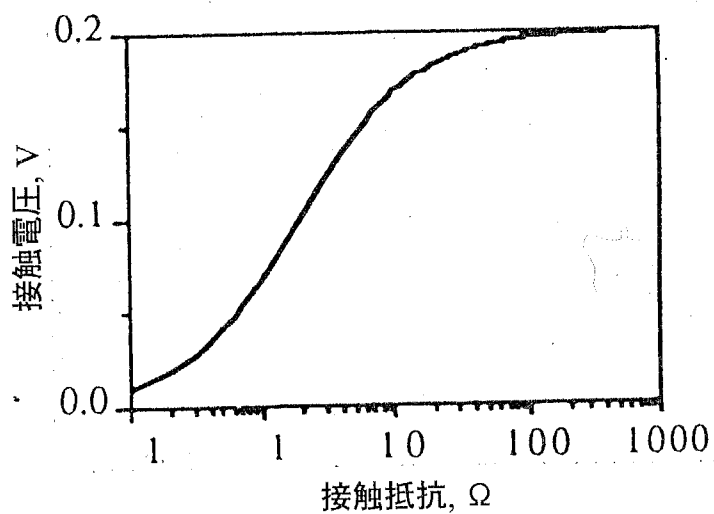
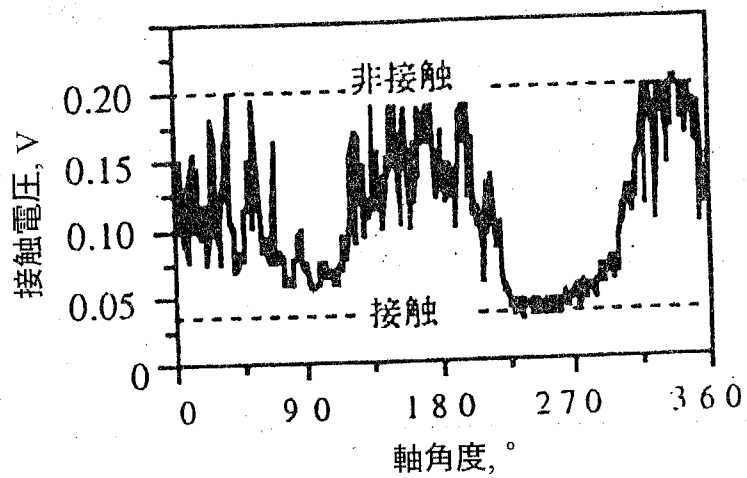
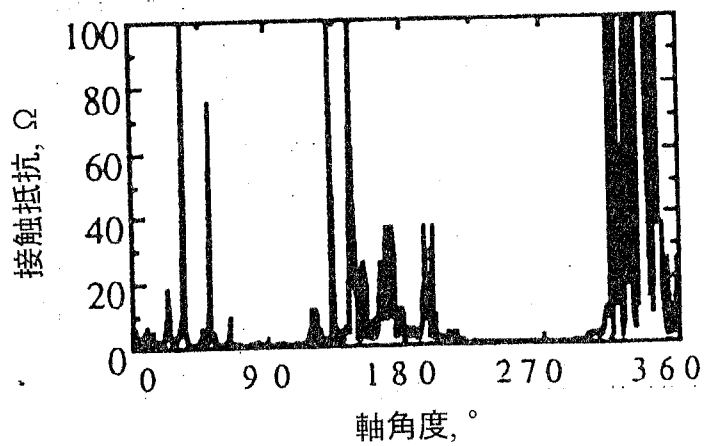


図5.9 接触抵抗と接触電圧値の関係

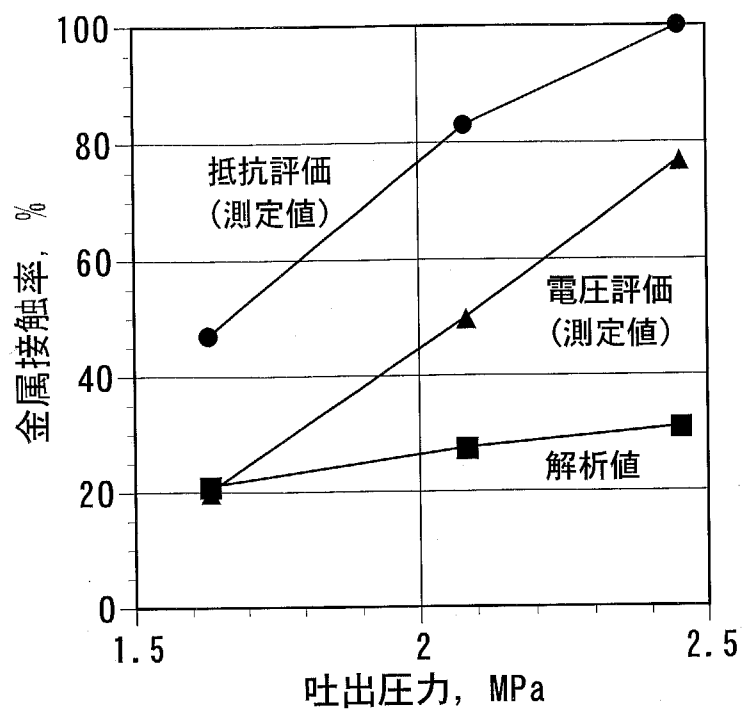


(a) 接触電位の変化

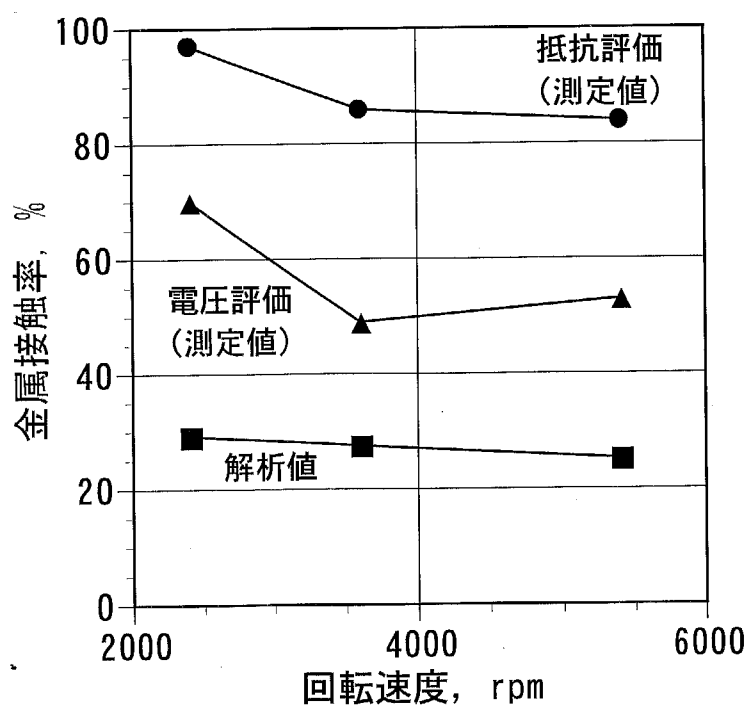


(b) 接触抵抗の変化

図5.10 接触電位と接触抵抗の比較



(a) 吐出圧力による金属接触率の変化



(b) 回転速度による金属接触率の変化

図5.11 金属接触率の比較

5.4 運転条件と諸パラメータによるシミュレーション

対象とした圧縮機は冷媒にHCFC-22、潤滑油にナフテン系鉱油を使用した標準的な家庭用空調機である。その諸寸法を表5.4、解析条件を表5.5に示す。表5.5で吐出・吸入圧力はゲージ圧力であり、潤滑油の温度は圧縮機内部にある潤滑油の代表温度である。

本解析では、ベーン側面の摩擦係数はベーンが片当たりする場合の金属の境界摩擦を想定して $\mu_s = 0.100$ 、また、ベーン先端部の境界摩擦係数は第4章で推定されたHCFC-22/ナフテン系鉱油雰囲気下の混合潤滑状態における境界摩擦係数 $\mu = 0.116$ を用いた。

表5.4 圧縮機の諸寸法

シリンダ半径 r_c , m	22.0×10^{-3}
ピストン外半径 r_o , m	17.8×10^{-3}
ピストン内半径 r_i , m	13.35×10^{-3}
ピストンの長さ l_p , m	25.0×10^{-3}
ベーン先端半径 r_v , m	6.3×10^{-3}
ベーンの厚さ a , m	4.0×10^{-3}
自乗平均粗さ σ , m	0.1×10^{-3}
ベーンの質量 m_v , kg	16.5×10^{-3}
ピストンの質量 m_p , kg	84.9×10^{-3}

表5.5 解析条件

	条件A	条件B
吐出圧力, MPa	1.27	2.45
吸入圧力, MPa	0.19	0.19
回転速度, rpm	3,600	4,500
潤滑油の温度, °C	60	80
冷媒の溶解濃度, mass%	8.8	11.8

5.4.1 解析の標準値

ここでは表5.5の解析条件Aを用いた。計算時間はワークステーションで約60分であった。

5.4.1.1 ベーン先端荷重

ベーン先端荷重の計算結果の一例を図5.12に示す。軸角度 0° 、 180° で荷重がステップ状に変化するのは、これらの軸角度でベーン・シリンダ間の摩擦力の向きが逆転するためである。また、荷重変化が大きいのはベーン側面摩擦係数 μ_s を0.100と仮定したためである。なお、軸角度 270° 前後で荷重が振動しているが、これはピストンの回転方向に応じてベーン先端摩擦力の向きが変わることにより、ベーン先端摩擦力の上向き成分が変動するためであり、計算上に生じた現象である。

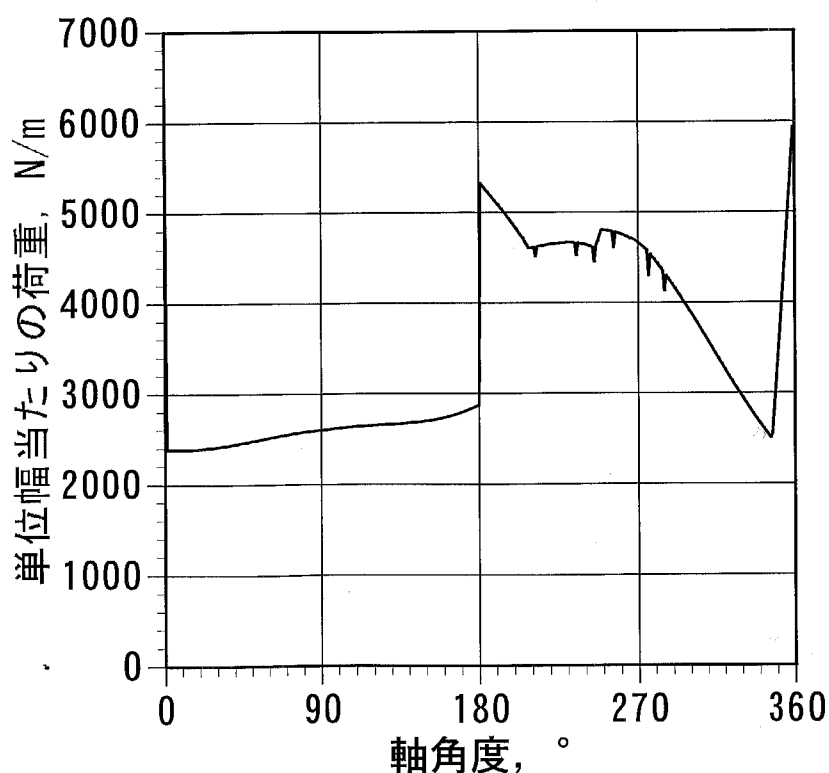


図5.12 単位幅当たりのベーン先端荷重

5.4.1.2 圧縮機内各部の速度

ベーン先端の引込速度、すべり速度、相対速度の計算結果の一例を図5.13に示す。ここで、引込速度はベーン先端の潤滑面に潤滑油を引き込む速度、すべり速度はベーン先端とピストン外周面との接点におけるすべり速度、相対速度はすべり速度に、ベーン先端に対するピストンの移動速度を加えた速度である。軸角度90、270°付近で引込速度が零になるため、これらの軸角度ではベーン先端の潤滑状態はかなり厳しくなっていると考えられる。

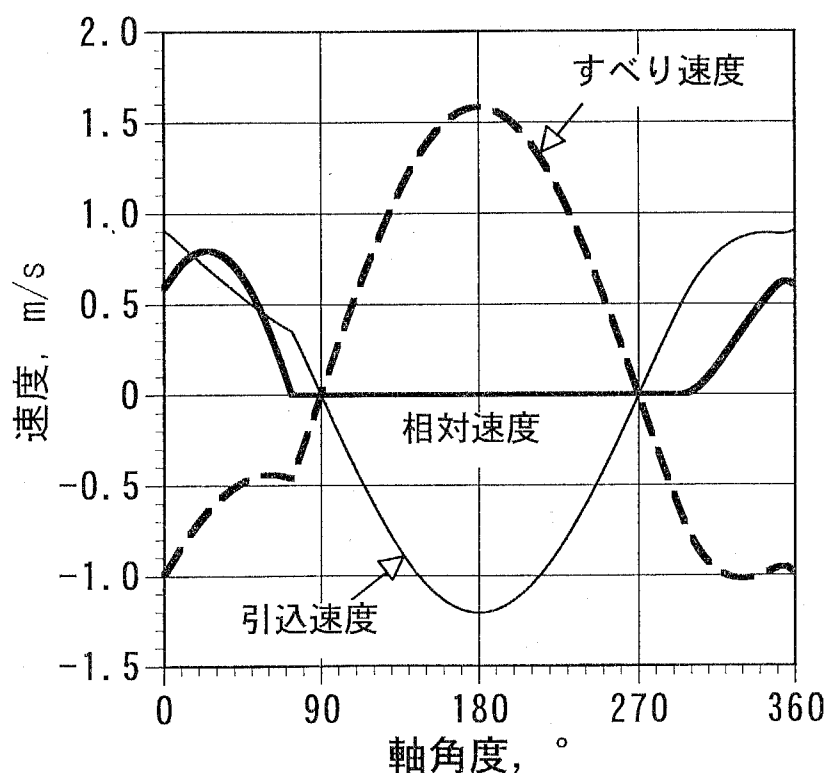


図5.13 圧縮機内各部の速度

5.4.1.3 ベーン先端部の摩擦力

ベーン先端部の摩擦力を図5.14に示す。軸角度90、270°付近で引込速度が零になるために、これらの軸角度で摩擦力が大きくなっている。また、軸角度180°付近では引込速度が速いために、全体の摩擦力に占める流体分の摩擦力の割合が多くなっているが、それ以外の部分では固体接触による摩擦力が摩擦力の大部分を占めていることがわかる。

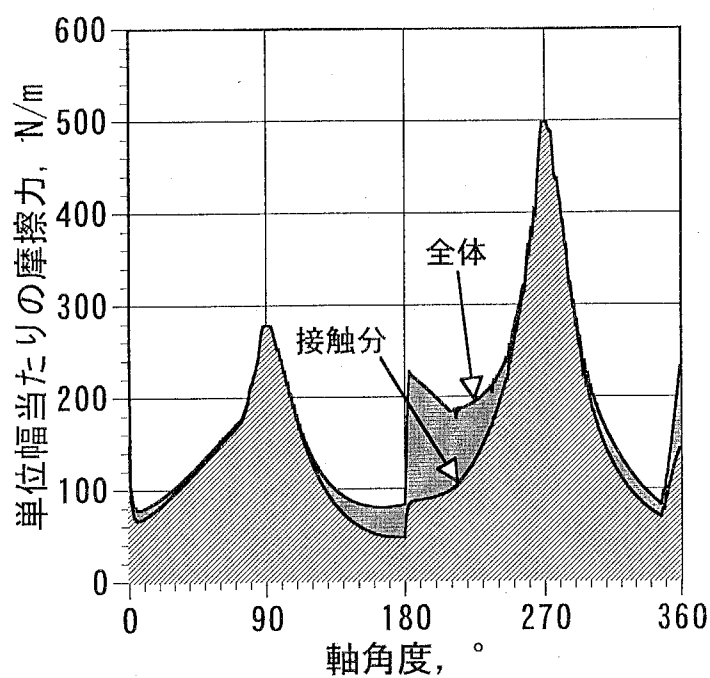


図5.14 ベーン先端部の摩擦力

5.4.1.4 ベーン先端部のPV値

ベーン先端部のPV値（金属接触の平均圧力×接触点におけるすべり速度）を図5.15に示す。軸角度90、270° 付近ですべり速度が零になるために、これらの軸角度でPV値が小さくなっている。また逆に、これらの軸角度の前後でPV値が大きくなっている。

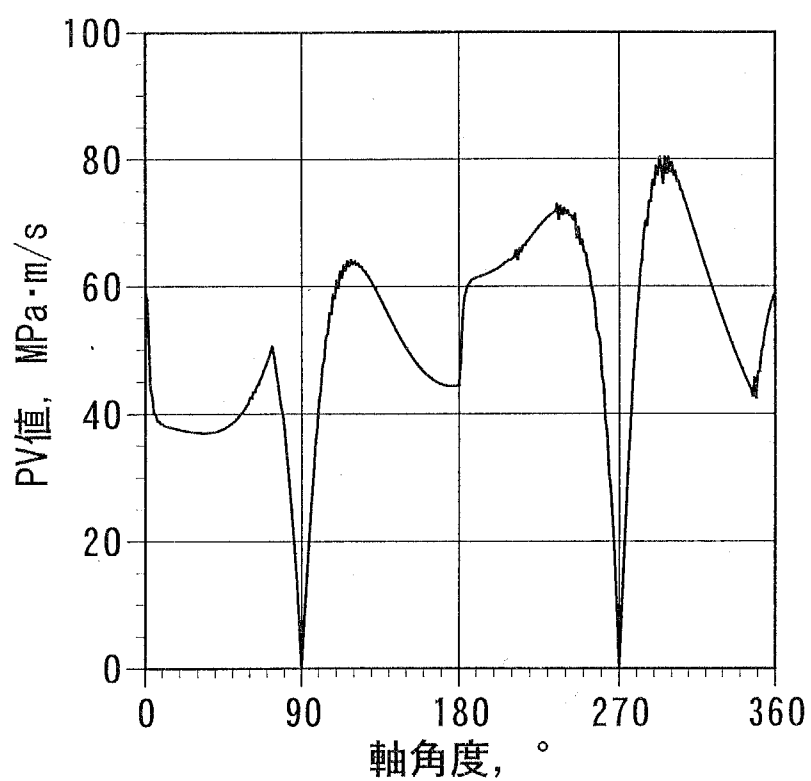


図5.15 ベーン先端部のPV値

5.4.1.5 ベーン先端部の金属接触率

ベーン先端部の金属接触率を図5.16に示す。図5.14の摩擦力の変化と同様に、引込速度が零になる軸角度90、270° 付近に金属接触率のピークが見られる。また、軸角度90、270° 以外では潤滑状態はマイルドになるが、その潤滑状態は全ての軸角度で金属接触を伴った混合潤滑状態であることがわかる。

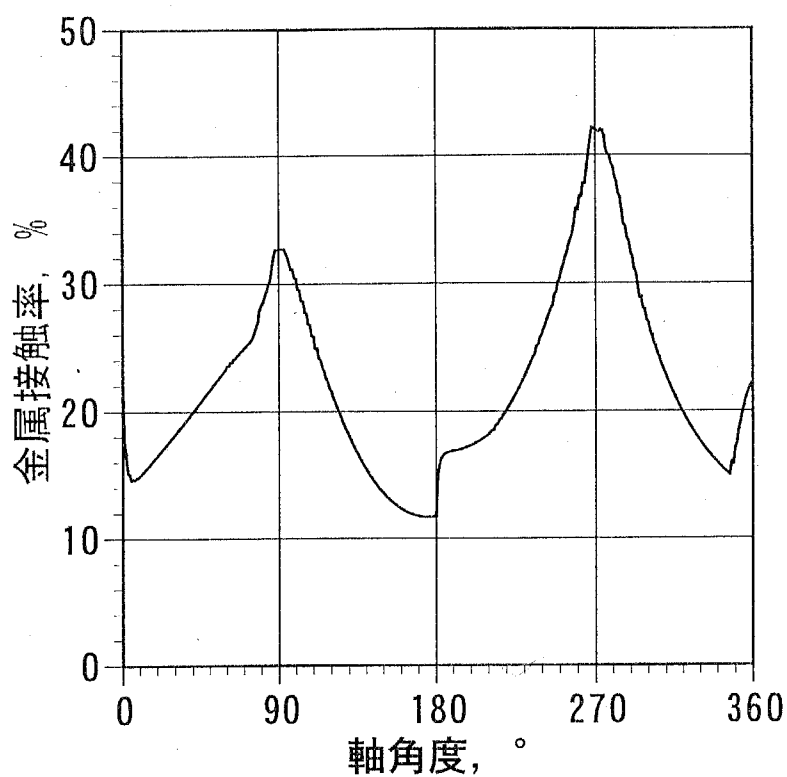


図5.16 ベーン先端部の金属接触率

5.4.2 冷媒の溶解濃度の影響

圧縮機の一回転中、冷媒の溶解濃度を一定とした場合の冷媒の溶解濃度によるベーン先端部の摩擦力の変化を図5.17に示す。ここでは解析条件Aを用いた。

また、冷媒の溶解濃度は、

- (1) 吸入圧力
- (2) 吸入圧力と吐出圧力の平均圧力
- (3) (1)と(2)の平均圧力

で冷媒が飽和するまで溶解したときの値である。

冷媒の溶解濃度が増加して潤滑油の粘度が減少すると、固体接触分の摩擦力が増加する。軸角度0、180°で摩擦力がステップ状に変化するのは、これらの軸角度でベーン先端荷重が変化するためである。軸角度180°では溶解濃度の増加につれて全体の摩擦力が減少している。これはこの軸角度では引込速度が一回転中で最も速い状態にあるので、冷媒の溶解濃度が大きく、潤滑油の粘度が低いときほど、流体分の摩擦力が小さくなるためである。

図5.18に冷媒の溶解濃度によるベーン先端部のPV値の変化を示す。冷媒の溶解濃度の増加につれて、PV値の積分値が増加していることがわかる。また、冷媒の溶解濃度が高くなると、軸角度0、180°付近に大きなPV値のピークが現れることがわかる。

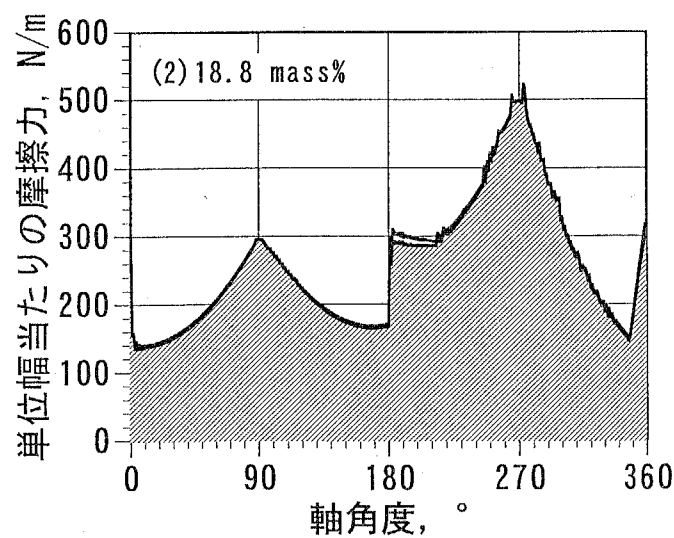
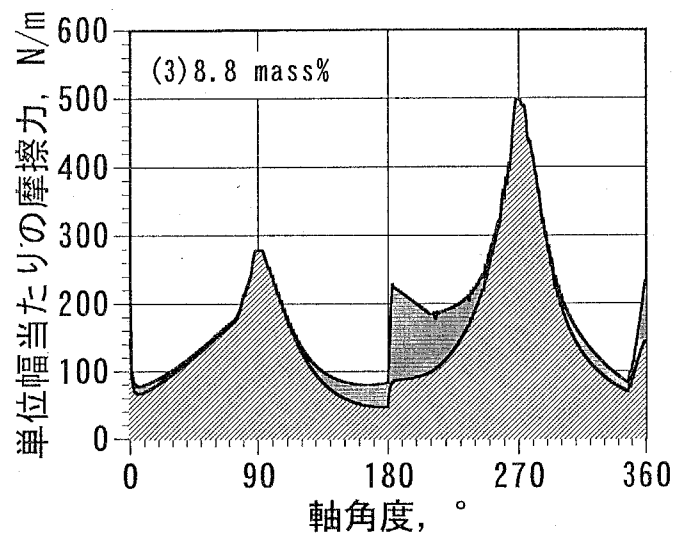
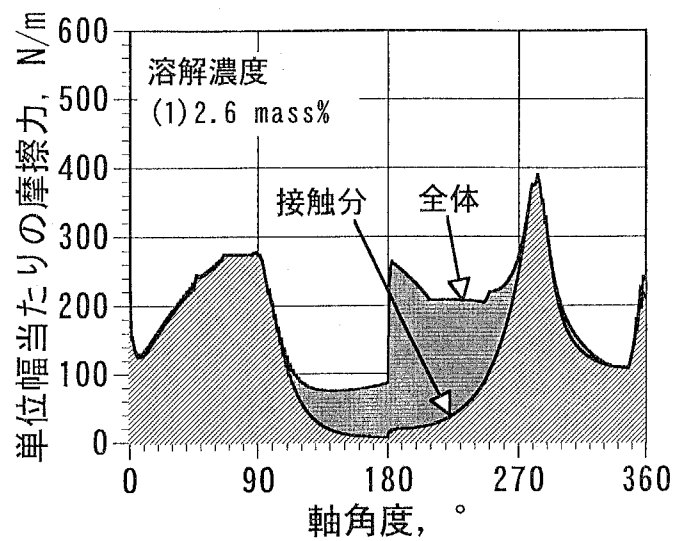


図5.17 冷媒の溶解濃度によるベーン先端部の摩擦力の変化

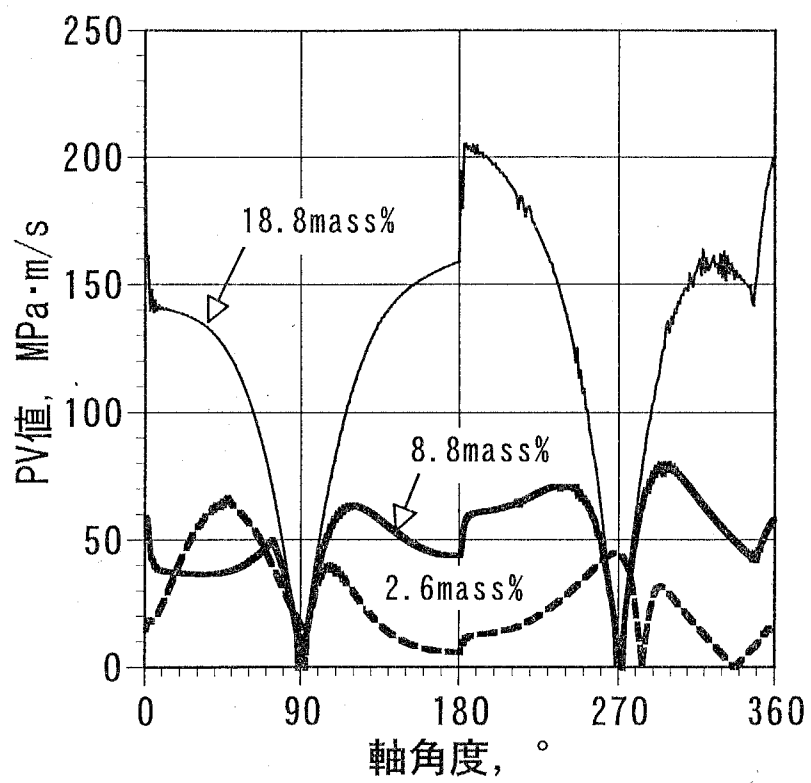


図5.18 冷媒の溶解濃度によるベーン先端部のPV値の変化

5.4.3 表面粗さの影響

解析条件Aで自乗平均粗さを変化させたときの摩擦力の変化を図5.19に示す。表面粗さが増加するにつれて摩擦力が増加し、その摩擦力のほとんどが接触によるものとなっている。引込速度が零になる軸角度90、270°付近にピークがあり、潤滑状態が厳しくなっている。

図5.20に自乗平均粗さによるベーン先端部のPV値の変化を示す。表面粗さの増加につれて、PV値の積分値が増加していることがわかる。また、RMS0.2 μ m～0.3 μ m間に比べて、RMS0.1 μ m～0.2 μ m間の方がPV値の増加が大きいことから、この間に工作コスト上最適な表面粗さが存在すると考えられる。

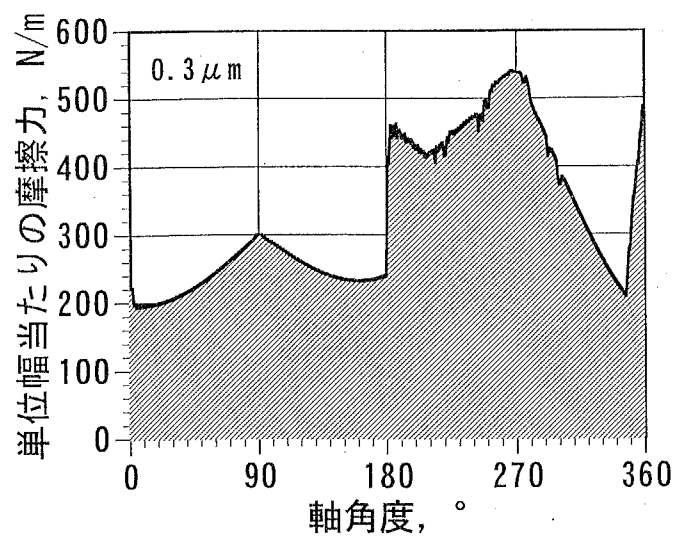
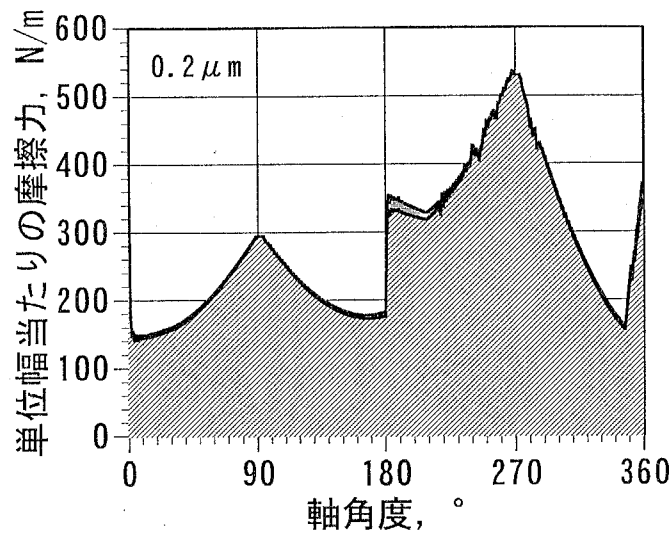
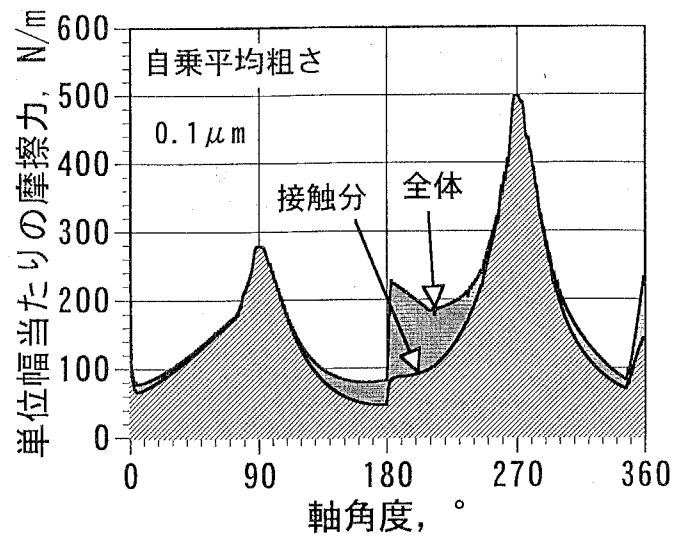


図5.19 表面粗さによるベーン先端部の摩擦力の変化

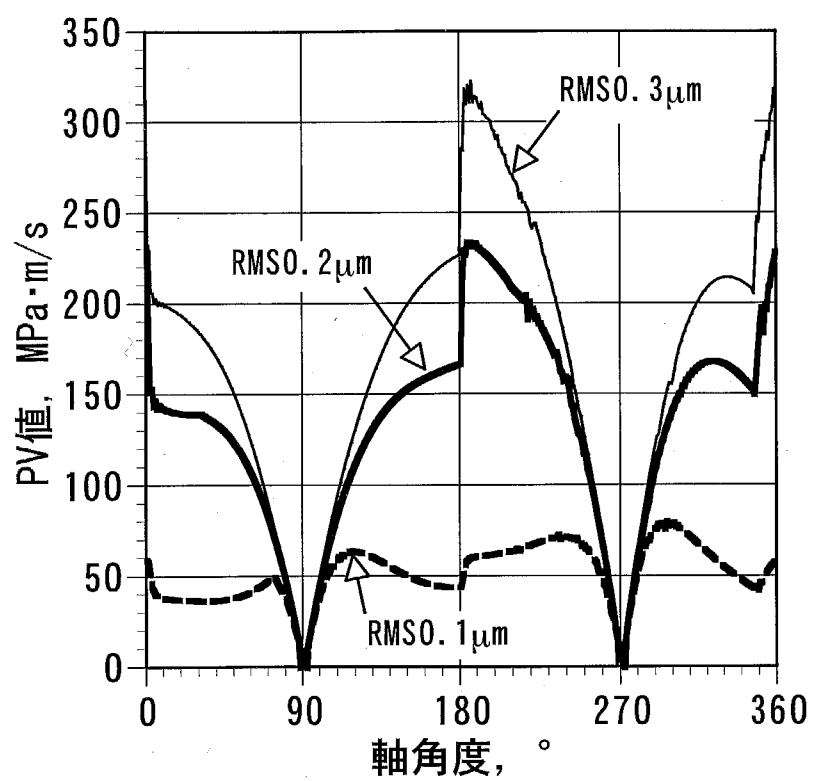


図5.20 表面粗さによるペーン先端部のPV値の変化

5.4.4 ベーン先端半径の影響

解析条件Aでベーン先端半径を変化させたときの、ベーン先端部の最小油膜厚さの変化を図5.21に示す。

ベーン先端半径が増加すると、最小油膜厚さは増加する。これはベーン先端半径が増加して等価曲率半径が大きくなったことにより、ベーン先端とピストンとの接触幅が増加し、荷重負荷能力が増加したためである。

図5.22にベーン先端半径によるベーン先端部のPV値の変化を示す。ベーン先端半径の増加につれてPV値は増加し、PV値が零になる軸角度の前後で特に高い値を示すことがわかる。

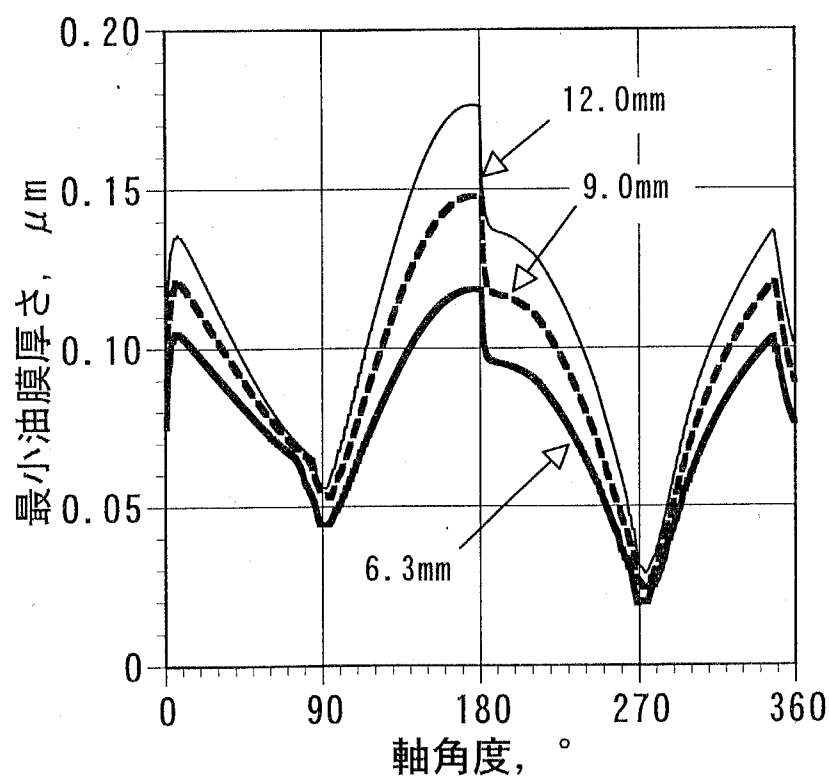


図5.21 ベーン先端半径によるベーン先端部の最小油膜厚さの変化

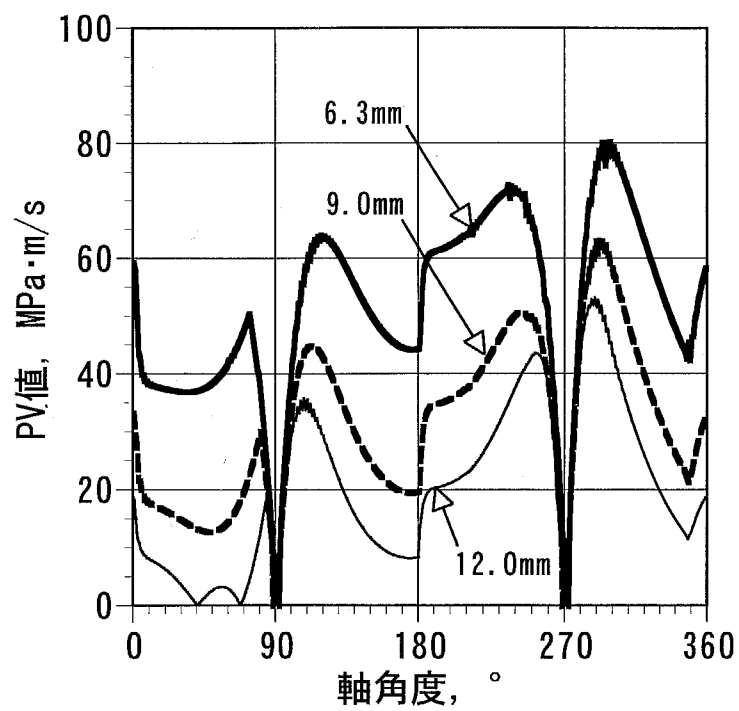


図5.22 ベーン先端半径によるベーン先端部のPV値の変化

5.4.5 ベーン中心線のずれの影響

ベーン中心線が図5.23のように、シリンダ中心線からずれたときのベーン先端荷重の変化を図5.24に示す。ここでは解析条件Bを用いて解析を行なった。

ベーンがシリンダ中心線に対して吸入側（+25%）から吐出側（-25%）にずれると、軸角度 180° 以降ではベーン先端荷重が減少する。これは軸角度 180° 以降では圧縮室にさらされるベーン先端の面積が増加し、圧縮室のガス圧力によるベーンに上向きの力が増加したためである。また、軸角度 270° 前後で荷重が振動しているが、前述したように、計算上に生じた現象である。

図5.25にベーン中心線がずれたときのベーン先端部の摩擦力の変化を示す。ベーンがシリンダ中心線に対して吐出側にずれてベーン先端荷重が減少すると、軸角度 180° 以降では摩擦力がかなり減少することがわかる。また、図5.26にベーン中心線がずれたときのベーン先端部のPV値の変化を示す。摩擦力と同様に、軸角度 180° 以降でPV値が減少することがわかる。

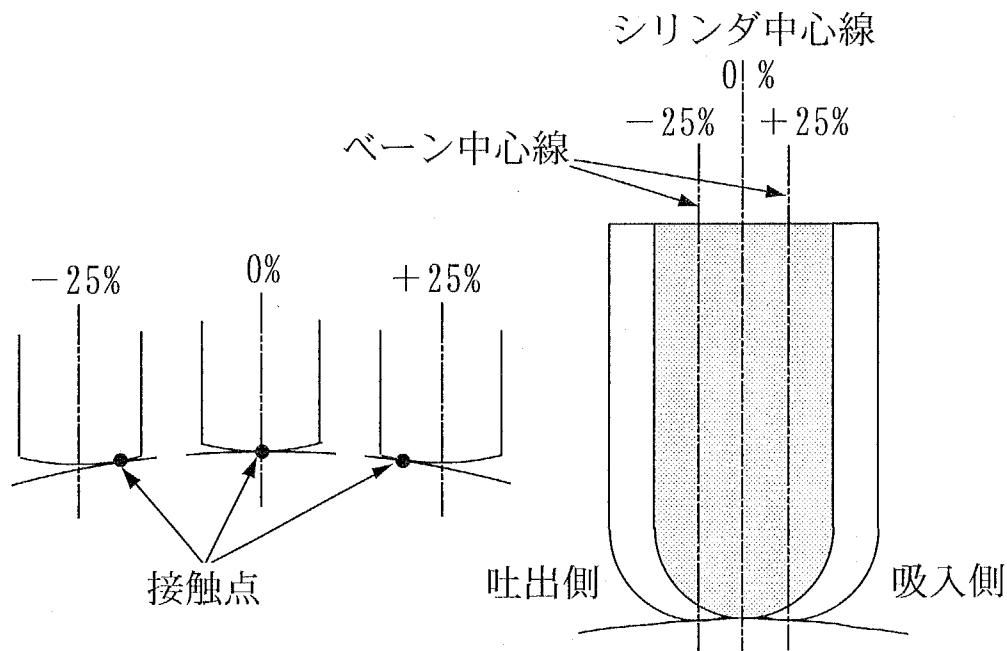


図5.23 ベーン中心線がシリンダ中心線からずれた場合

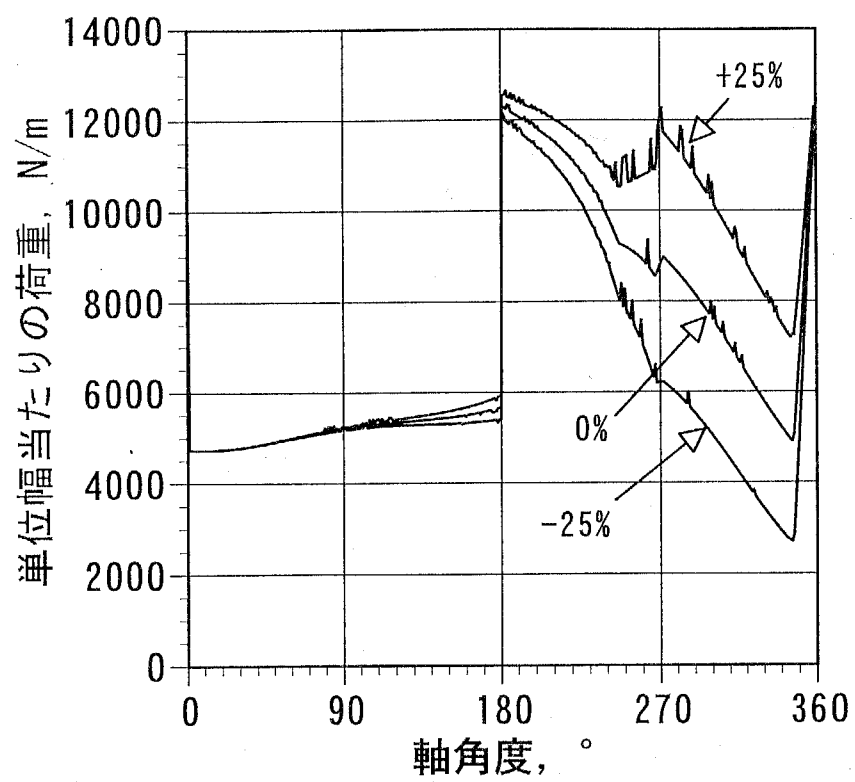


図5.24 ベーン中心線のずれによるベーン先端荷重の変化

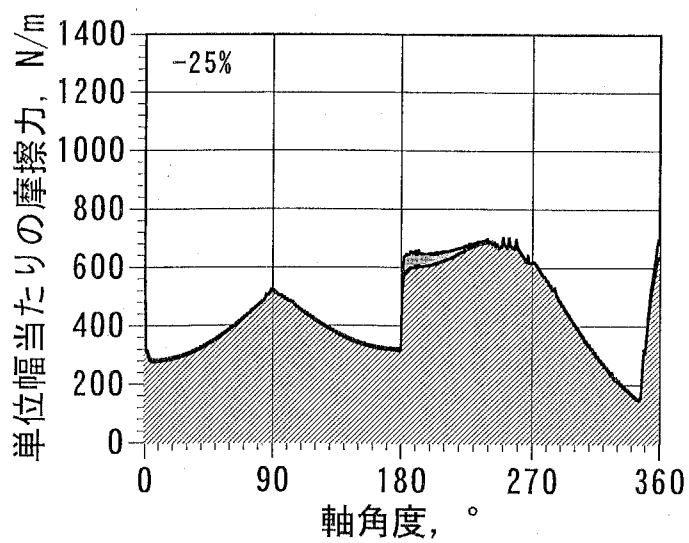
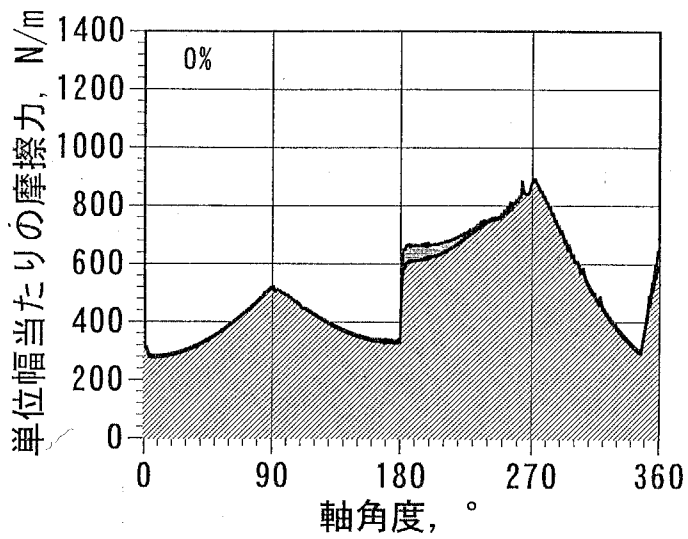
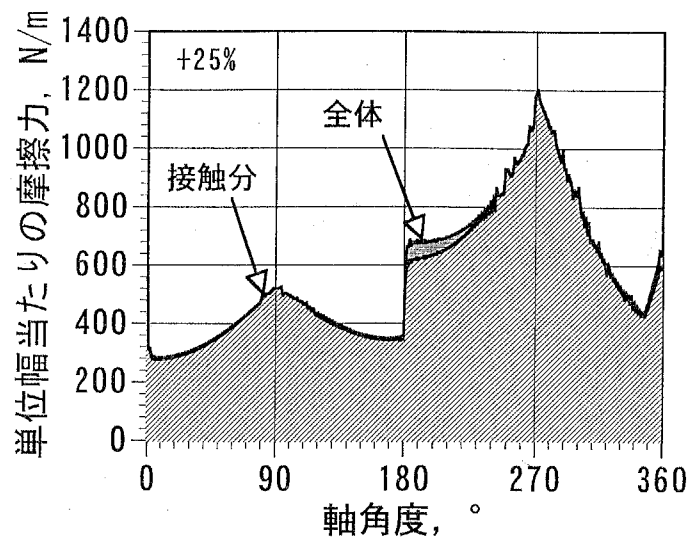


図5.25 ベーン中心線のずれによるベーン先端部の摩擦力の変化

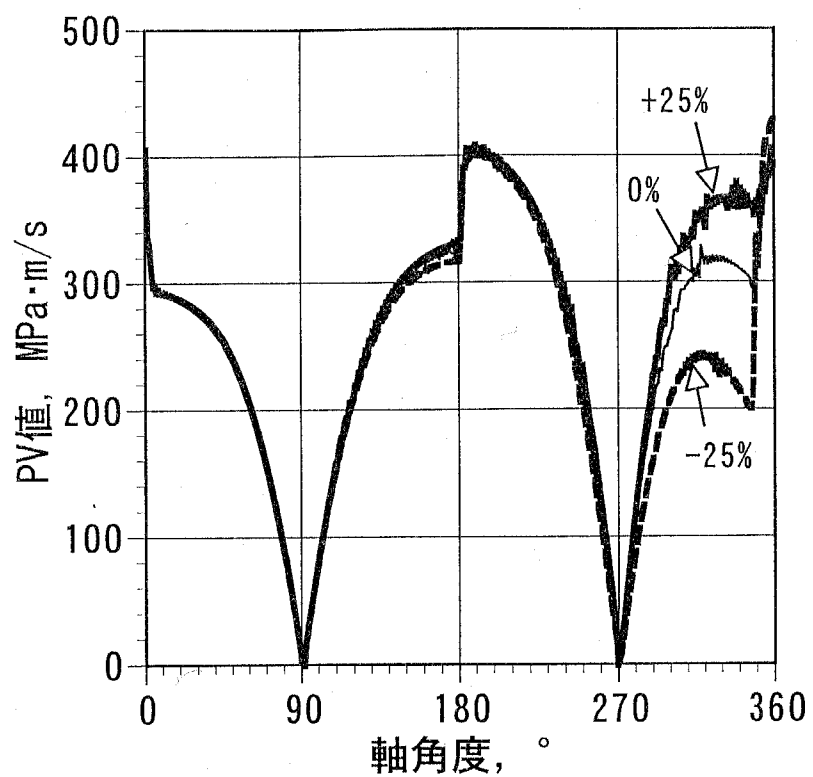


図5.26 ベーン中心線のずれによるベーン先端部のPV値の変化

5.5 結 言

空調用ロータリ式冷媒圧縮機のベーン先端部の潤滑状態について、電気抵抗法による金属接触率の測定および混合潤滑解析結果との比較を行った結果、以下のことが明らかになった。

(1) 電気抵抗法による実験値と混合潤滑解析による吐出圧力および回転速度の変化に対する解析結果は、定性的によい一致を示した。本理論解析および測定手法は、ロータリ式冷媒圧縮機の潤滑設計に利用できる。

また、いくつかの例について計算シミュレーションを行った結果、以下の設計指針が得られた。

- (1) 潤滑油の粘度が低くなると固体接触による摩擦力が増加し、逆に高くなると流体による摩擦力が増加する。摩擦力が最小となる最適な粘度があるが、PV値を考えると粘度は高い方がよい。
- (2) 表面粗さ $0.1\sim0.2\mu\text{m}$ の間でPV値が急激に変化するため、この間にベーンおよびローリングピストンの工作コスト上最適な表面粗さが存在する。
- (3) ベーン先端半径が大きくなると最小油膜厚さは増加し、PV値は減少する。
- (4) ベーンがシリンダ中心線に対して吐出側にずれるとベーン先端荷重が減り、PV値は減少する。

第6章 総 括

本研究は、オゾン層破壊の対策として進められている代替冷媒への転換を背景に、ロータリ式冷媒圧縮機のベーン先端部の潤滑特性を明らかにし、潤滑設計に有効な指針を示すことを目的としたものである。本研究で得られた結果は、以下のように要約される。

第1章「緒論」では、従来より冷凍・空気調和機の冷媒として使用されてきた塩素系フロンのおゾン層破壊が社会問題になり、現在その代わりとなる非塩素系フロンへの切り替えが進みつつあるが、塩素を含まない代替フロンは境界潤滑性に劣ることから、圧縮機内しゅう動部の摩擦・摩耗増大、焼付きなどの潤滑問題の解決が急務となっていること、家庭用空気調和機などに現在多く用いられているローリングピストン型ロータリ圧縮機のベーン先端部が冷媒圧縮機内で最も過酷なしゅう動部の一つであるが、このしゅう動部は線接触し、その潤滑状態と運動が相互に影響し、しかも冷媒ガスの溶解によって潤滑油の粘度が著しく低下するために、潤滑解析が困難であることなど、研究の背景について述べた。そして、本論文の目的が、ロータリ式冷媒圧縮機のベーン先端部について、弾性流体潤滑（以下、EHLと略称する）に一部固体接触がある混合潤滑状態の特性を解析する手法を提示し、その有効性を示すことであると述べた。

第2章「ベーン先端部の混合潤滑解析法」では、ロータリ式冷媒圧縮機のベーン先端部について、ベーンとローリングピストンの運動方程式、線接触しゅう動部の混合潤滑状態のEHL解析、ならびに冷媒の溶解による潤滑油の粘度変化を連成させたベーン先端部の混合潤滑解析法を示した。

第3章「冷媒雰囲気下における弾性流体潤滑油膜の顕微FT-IRによる観察」では、顕微FT-IR（フーリエ変換赤外分光光度計）を用いて密閉容器内の冷媒の雰囲気下にあるEHL油膜を直接観察できる装置を開発し、油膜厚さおよび冷

媒溶解濃度分布を測定した。その結果、EHL油膜内の冷媒溶解濃度が周囲より低いこと、EHL外周の油の冷媒溶解濃度が10%以上になってもEHL油膜内の濃度は10%程度までにしかならないことを明らかにした。

第4章「冷媒雰囲気下の混合潤滑状態における境界摩擦係数の推定」では、新たに開発した高圧容器中のブロックオンリング型ファレックス摩擦試験機を用いて測定した冷媒雰囲気下の摩擦特性と、第2章で示した混合潤滑解析法による計算結果との比較により、境界摩擦係数の同定を行った。その結果、推定された混合潤滑状態における境界摩擦係数は冷媒溶解濃度、潤滑油の種類、添加剤の種類・添加量などによって、境界潤滑域の摩擦係数に一致する場合とそれよりも低い場合があることを明らかにした。また、この方法により主に混合潤滑状態で運転される実機のしゅう動材料や潤滑剤の潤滑性能をより詳細に評価できることを示した。

第5章「ベーン先端部混合潤滑解析の実験的検証および計算シミュレーション」では、前章で開発したベーン先端部の混合潤滑解析の妥当性を検討するために、実機のベーン先端部について電気抵抗法による金属接触率の測定を吐出圧力および回転速度を変化させて行い、混合潤滑解析結果との比較を行った。その結果、金属接触率の実験値と解析値は定性的に一致し、本理論解析および測定手法がロータリ式冷媒圧縮機の潤滑設計に利用できることを確認した。さらに、理論解析により各種運転条件によるベーン先端部の潤滑特性の変化について調べ、潤滑油粘度やベーン先端半径の影響など設計に有用な情報を提供した。

本研究により確立されたロータリ式冷媒圧縮機の潤滑設計ツールは、代替冷媒に対応したロータリ式冷媒圧縮機の開発、および圧縮機の性能や信頼性の向上に役立つものと考えられる。また、本研究で示した理論および実験の解析手法は、他のトライボ要素にも応用が可能と考えられる。しかし、実機の運転状態を考慮すると、まだ不明な部分も残っている。以下の研究課題は、解析精度向上の

ための今後の課題としたい。

(1) 冷媒の存在しない雰囲気での検証

冷媒が潤滑油に溶解すると、潤滑油の粘度や粘度－圧力係数の低下を引き起こし、潤滑問題を難しくする。そこで、例えば真空ポンプのような大気中で動作する機器を対象にして、本研究の理論および実験の解析手法の妥当性を検証する。

(2) 潤滑油に対する冷媒の拡散速度の測定

冷媒圧縮機のしゅう動部の油膜厚さは、油膜中の冷媒溶解濃度に強い影響を受ける。冷媒溶解濃度の測定データは平衡状態の飽和溶解度については存在するが、ペーン先端部のように温度や圧力変動の大きい場合の過渡的な冷媒溶解特性については不明である。また、空調機用代替冷媒の候補として考えられている混合冷媒、中でも非共沸冷媒であるR407Cでは、その溶解現象がより複雑になることが予想される。

参考文献

- 1) M.J.Molina and F.S.Rowland : Nature, **249** (1974) 810.
- 2) D.F.Huttenlocher : ASHRAE Journal, **11** (1969) 85.
- 3) S.F.Murray, R.L.Johnson and M.A.Swikert : Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering, **78** (1956) 233.
- 4) 三科正太郎・河原克己・水原和行 : トライボロジー会議予稿集－盛岡 (1992) 433.
- 5) 水原和行 : トライボロジスト, **38**, 5 (1993) 414.
- 6) 萩原敏也・酒井章充・山下 修・岡田千春・小池 亮 : トライボロジー会議予稿集－東京 (1994) 49.
- 7) 小林寛之・太田 優 : 三菱重工技報, **26**, 3 (1989) 195.
- 8) 隅田嘉裕・小西広繁・川口 進・増田 昇・飯島 等 : 日本冷凍協会学術講演会講演論文集, (1993) 57.
- 9) 川口泰宏・高木 実 : 出光技報, **41**, 3 (1998) 240.
- 10) 長谷川宏・佐々木梅吉・下村裕司 : トライボロジー会議予稿集－東京 (1991) 489.
- 11) 冨元 誠・西沢恒幸・水原和行 : トライボロジー会議予稿集－名古屋 (1993) 543.
- 12) 村木正芳・董 大明・佐野 孝 : トライボロジスト, **43**, 1 (1998) 43.
- 13) 山本雄二・金 重炫・榎藤誠吾 : 日本機械学会論文集 (C編), **64**, 624 (1998) 3179.
- 14) 柳沢 正 : 日本機械学会論文集 (C編), **48**, 429 (1982) 732.
- 15) 柳沢 正 : 日本機械学会論文集 (C編), **48**, 435 (1982) 1854.
- 16) 今市憲作・福島雅文・村松 繁・石井徳章 : 日本機械学会論文集 (C編), **49**, 447 (1983) 1959.
- 17) E.Sakurai and J.F.Hamilton : Proceedings of the 1984 International Compressor

- Engineering Conference at Purdue, (1984) 331.
- 18) 小林寛之：トライボロジスト, **38**, 7 (1993) 599.
 - 19) 吉村多佳雄・小野京右・稲垣 耕・高塚英樹・是永 敦：日本機械学会論文集（C編）, **63**, 615 (1997) 308.
 - 20) 田中真二・京極啓史・中原綱光：トライボロジスト, **41**, 3 (1996) 247.
 - 21) A.Cameron：The Principles of Lubrication, Longmans Green and Co Ltd (1996).
 - 22) 山地正高・京極啓史・中原綱光：トライボロジー会議予稿集－東京 (1993) 355.
 - 23) N.Patir and H.S.Cheng：Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, **100**, 1 (1978) 12.
 - 24) N.Patir and H.S.Cheng：Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, **101**, 2 (1979) 220.
 - 25) J.A.Greenwood and J.H.Tripp：Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, **185**, 48 (1970-71) 625.
 - 26) D.Dowson：Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, **182**, 3A (1967-68) 151.
 - 27) N.Patir and H.S.Cheng：Proc. 5th Leeds-Lyon Symp. on Tribology (1978) 15.
 - 28) 村木正芳・木村好次：日本機械学会論文集（C編）, **55**, 520 (1989) 3048.
 - 29) R.Gohar：Elastohydrodynamics, Ellis Horwood Ltd., (1988) 164.
 - 30) 村木正芳・木村好次：潤滑, **28**, 10 (1983) 753.
 - 31) J.C.Jaeger：Proceedings of Royal Society, **76** (1942) 203.
 - 32) B.Gecim and W.O.Winer：Transactions of the ASME, Journal of Tribology, **109**, 3 (1987) 566.
 - 33) R.T.Lee and B.J.Hamrock：Transactions of the ASME, Journal of Tribology, **111**, 1 (1989) 1.
 - 34) R.T.Lee and B.J.Hamrock：Transactions of the ASME, Journal of Tribology, **111**, 1 (1989) 8.

- 35) B.Y.C.So and E.E.Klaus : ASLE Transactions, **23**, 4 (1980) 409.
- 36) C.S.Wu, E.E.Klaus and J.L.Duda : Transactions of the ASME, Journal of Tribology, **111**, 1 (1989) 121.
- 37) ASTM Standards : D341.
- 38) 権藤誠吾・山本雄二 : トライボロジー会議予稿集－東京 (1995) 189.
- 39) 明井正夫・水原和行・滝彦 : 機械技術研究所所報, **48**, 4 (1994) 197.
- 40) U.J. Jonson and E.B. Hoglund : ASHRAE Transactions, **99**, 2 (1993) 1129.
- 41) M.Akei and K.Mizuhara : Tribology Transactions, **40**, 1 (1997) 1.
- 42) P.M.Cann and H.A.Spikes : Tribology Transactions, **34**, 2 (1991) 248.
- 43) 星靖・下斗米直・森誠之 : トライボロジー会議予稿集－東京 (1998) 188.
- 44) 下斗米直・森誠之 : トライボロジー会議予稿集－東京 (1997) 466.
- 45) S. Suzuki, Y. Fujisawa, S. Nakazawa and M. Matsuoka : ASHRAE Transactions, **99**, 1 (1993) 413.
- 46) J.J. Baustian, M.B. Pate and A.E. Bergles : ASHRAE Transactions, **92**, 1A (1986) 74.
- 47) K. Kutsuna, Y. Inoue, T. Mizutani, E. Sudo and T. Araga : SAE Transactions, **100**, 6 (1991) 315.
- 48) B.J.Hamrock and D.Dowson : Ball Bearing Lubrication, John Wiley & Sons (1981).
- 49) ASTM Standards : D2714.
- 50) 田中真二・久下勝也・桃園聡・京極啓史・中原綱光 : トライボロジー会議予稿集－北九州 (1996) 498.
- 51) 田中真二・久下勝也・桃園聡・京極啓史・中原綱光 : トライボロジー会議予稿集－大阪 (1997) 278.
- 52) 田中真二・川口亮・桃園聡・京極啓史・中原綱光 : トライボロジー会議予稿集－東京 (1998) 271.
- 53) ASTM Standards : G77.

- 54) 落合一雅・河原克己・中原綱光・京極啓史・田中真二：トライボロジー会議予稿集一金沢 (1994) 101.

謝 辞

本研究の遂行にあたり、長年に渡って懇切な御指導と御鞭撻を頂きました東京工業大学 中原綱光教授、京極啓史助教授、および実験の遂行に有益な御助言を頂きました桃園 聡助手に厚く御礼申し上げます。また、本論文に対して貴重な御助言を頂きました東京工業大学 小野京右教授、益子正文教授、佐藤 勲助教授に深く感謝致します。

本研究で使用しました実験試料はダイキン工業株式会社より、実験装置のスピンドル部品は日本精工株式会社よりご提供頂きました。また、顕微FT-IRは日本石油株式会社より借用させて頂きました。さらに、実験の際には当時の卒論学生 久下勝也氏、川口 亮氏および現在の卒論学生 西田英朗氏の熱心な御協力を頂きました。ここに記して、深く謝意を表します。