

学位論文

低 GWP 冷媒を適用した圧縮機の軸受潤滑技術
に関する研究

2021 年 3 月

佐々木 辰也

目次

第1章	序論.....	1
1.1	空調機器とは.....	1
1.2	エアコンディショナの構造.....	2
1.2.1	RAC.....	2
1.2.2	PAC および VRF.....	3
1.3	冷媒.....	3
1.3.1	冷媒の特徴.....	3
1.3.2	これまでの冷媒の変遷.....	5
1.3.2.1	クロロフルオロカーボンおよびハイドロクロロフルオロカーボン.....	5
1.3.2.2	ハイドロフルオロカーボン.....	6
1.3.2.3	空調機器に適用される冷媒.....	7
1.3.3	今後の候補冷媒.....	8
1.4	圧縮機の構造.....	9
1.4.1	ロータリ圧縮機.....	9
1.4.2	スクロール圧縮機.....	11
1.5	圧縮機のトライボロジー問題.....	14
1.5.1	境界・混合潤滑特性.....	14
1.5.1.1	圧縮機特有のしゅう動部構造.....	14
1.5.1.2	冷媒の雰囲気効果.....	15
1.5.1.3	冷凍機油に求められる性能.....	16
1.5.2	すべり軸受の流体潤滑特性.....	16
1.5.2.1	すべり軸受の数値解析手法.....	16
1.5.2.2	圧縮機用すべり軸受への数値解析の適用.....	18
1.5.2.3	すべり軸受の実験評価.....	18
1.5.3	本研究の課題と今後の展開.....	19
1.6	本研究の目的と本論文の構成.....	20
第2章	非相溶の基油との組合せにおける HFO 冷媒の境界潤滑特性.....	29
2.1	緒言.....	29
2.2	冷媒と冷凍機油.....	29
2.3	焼付き試験.....	30
2.3.1	試験装置.....	30
2.3.2	供試材.....	32

2.3.3	試験条件.....	33
2.4	摩耗試験.....	34
2.4.1	試験装置.....	34
2.4.2	供試材.....	35
2.4.3	試験条件.....	35
2.5	試験結果.....	35
2.5.1	耐焼付き性.....	35
2.5.2	耐摩耗性.....	39
2.6	しゅう動面分析.....	42
2.7	結言.....	44
第3章	極圧添加剤を含む相溶油との組合せにおける HFO 冷媒の境界潤滑特性	46
3.1	緒言.....	46
3.2	冷媒と冷凍機油.....	46
3.3	実験方法.....	47
3.3.1	焼付き試験.....	47
3.3.2	混合粘度計測.....	48
3.4	試験結果.....	49
3.4.1	耐焼付き性.....	49
3.4.2	冷媒 / 冷凍機油混合液の混合粘度.....	52
3.5	結言.....	55
第4章	冷媒環境でのすべり軸受の流体潤滑特性に関する実験的検討.....	57
4.1	緒言.....	57
4.2	試験装置.....	58
4.3	試験条件.....	61
4.4	試験装置の特性.....	62
4.4.1	渦電流式微小変位計の出力.....	62
4.4.2	油膜圧力と軸受温度.....	64
4.5	冷媒環境での軸受特性評価結果.....	65
4.5.1	軸受面圧とすべり速度の影響.....	65
4.5.2	軸受特性とゾンマーフェルト数の関係.....	72
4.6	結言.....	74
第5章	冷媒環境でのすべり軸受の流体潤滑特性に関する理論的検討.....	76
5.1	緒言.....	76

5.2	主な記号.....	77
5.3	解析手法.....	79
5.3.1	熱流体潤滑解析モデル.....	79
5.3.2	溶解粘度特性モデル.....	84
5.3.3	解析フロー及び条件.....	86
5.4	解析結果.....	88
5.4.1	分離熱の影響.....	88
5.4.2	回転数と荷重の影響.....	92
5.4.3	給油量を変化させた場合.....	95
5.5	結言.....	98
第6章	総括.....	100
	研究業績.....	103
	謝辞.....	105

第1章 序論

1.1 空調機器とは

空調機器は居住空間、工場、コンピュータのサーバールームなどにおいて室内の空気の温度や湿度を調整する機械の総称である。Table 1-1 に居住空間向けの主な空調機器を示す。空調する空間の規模に応じてルームエアコンディショナ (RAC)、パッケージエアコンディショナ (PAC)、ビル用パッケージエアコンディショナ (VRF)に分類される。RACは2014年時点で国内の所有数量がたんに次いで2位の1000世帯当たり2723台と、いまや生活に必需な家電の1つである¹⁾。1年間の合計出荷台数は1000万台にのぼる。日本では1917年に初めて個人家庭に冷房装置が設置され、1961年に室内機と室外機が分かれたスプリット型のRACが発売されると室内の静粛性がメリットとなり急速に普及が進んだ²⁾。Fig. 1-1 に国内におけるRACの出荷台数推移を示す³⁾。1981年にはそれまで一定速運転であったRACがインバータ化された。一定速機種は設定温度に到達すると運転停止するために、断続運転による室内温度の変動が大きく快適性に課題があったが、インバータ機種は温度変動が小さく、かつ省エネ性も大幅に向上したため顧客満足度が向上した。さらには輸出主導型の国内の経済成長もあいまって、1980年代に出荷台数が拡大した。1990年代に入ると出荷台数の増加率は減少するが、現在までおおむね一定の割合で成長を続けている。

Table 1-1 Main air conditioning systems for living space

Name	Target	Scale
RAC, Room air conditioner	Dwelling house	Small
PAC, Package air conditioner	Premises	Middle
VRF, Variable refrigerant flow	Building	Large

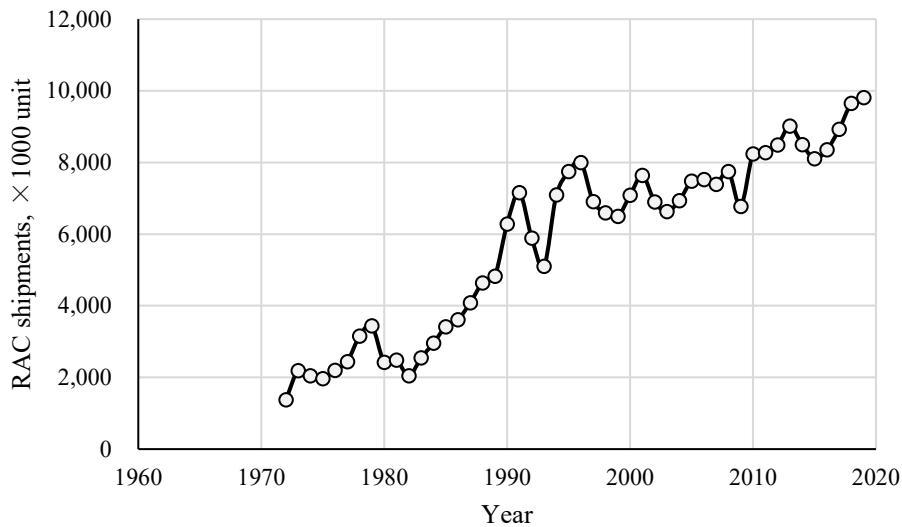


Fig. 1-1 Trends in RAC shipments in Japan³⁾

1.2 エアコンディショナの構造

1.2.1 RAC

Fig. 1-2 に RAC のシステム構成図を示す。RAC は室内機と室外機から構成され、それぞれに送風機、熱交換器を配置する。そのほか、室外機には圧縮機、弁などを配置する。圧縮機は配管内の冷媒を循環させる役割を担っており、低温低圧の冷媒を吸入して高温高圧に圧縮して吐出する。圧縮機下流の四方弁を操作することで冷房と暖房運転が切り替わる。冷房運転時は圧縮室から吐出した高温高圧の冷媒（気体）が室外熱交換器で熱を奪われて液状に凝縮し、膨張弁で減圧されて低温の液体となる。室内熱交換器では室内の空気から熱を奪うことで冷媒が気化する。熱交換器で冷却された空気はクロスフローファンによって放出される。低温低圧の冷媒（気体）は圧縮機に吸入され、再び高温高圧に圧縮される。暖房時は冷媒の流れが逆転して室内熱交換器が凝縮器、室外熱交換器が蒸発器の役割を担う。このように冷媒の相変化によって室内を温調する RAC にとって、圧縮機は冷媒を循環させる動力源である。また、発生する機械損失が RAC の性能に大きく寄与することや、機械部品の故障が重大トラブルに発展しやすいことから、性能・信頼性の確保が重要なキーデバイスである。

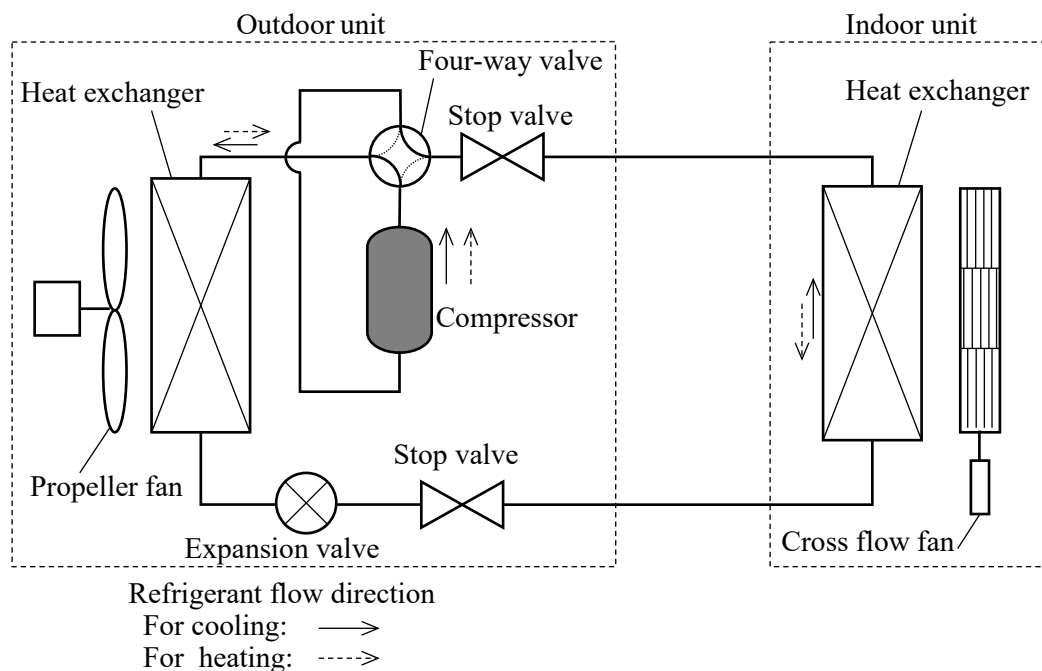


Fig. 1-2 RAC system configuration diagram⁴⁾

1.2.2 PAC および VRF

PAC および VRF の基本的な構造は前項で説明した RAC と同等であり、その差異は空調能力の大きさである。RAC は 1 部屋を空調し、PAC は複数の部屋を空調する。VRF は PAC よりも空調する部屋数が増えてビル全体を空調する。室外機 1 台当たりに接続する室内機の台数が RAC は 1 台であるが、PAC、VRF の場合、複数台接続することとなる。空調する部屋の数が増えるにつれて、サイクル内の単位時間当たりの冷媒循環量を大きくする必要があり、より大きな能力帯の圧縮機が搭載される。

1.3 冷媒

1.3.1 冷媒の特徴

冷凍サイクル内を循環する冷媒の主な種類を Table 1-2 に示す。炭化水素と二酸化炭素は元々、自然界に存在する物質であり自然冷媒と呼ばれる。自然冷媒以外は一般的にフロン類と呼ばれ、メタンやエタンなどの水素原子の一部または全部をフッ素や塩素などのハロゲン原子で人工的に置き換えた化合物である。その組み合わせにより種々のフロンが上市されている⁵⁾。表中の下線で示した名称から分かるようにクロロフルオロカーボン (CFC) とハイドロクロロフルオロカーボン (HCFC) には塩素が含まれている。ハ

イドロフルオロカーボン (HFC)とハイドロフルオロオレフィン (HFO)は塩素を含まず水素、フッ素、炭素で構成する。なお、HFO は分子構造に不飽和結合を有するためにオレフィンの名がついており、HFC と区別される。フロン類の分類ごとに分子構造によって様々な冷媒が存在し、代表的な冷媒については後述する。Table 1-2 に示す ODP はオゾン破壊係数であり、大気中に放出されて分解した冷媒から発生する塩素原子がオゾン層を破壊する影響度合いを示す。ODP は CFC である R 11 冷媒のオゾン層破壊効果を 1.0 として、相対値で表わされる。また、GWP は地球温暖化係数であり CO₂ の値を 1.0 とした場合の温暖化影響の強さを示している。具体的な分子構造と数値は Table 1-3 に示す。

Table 1-2 Typical refrigerant types

Type	ODP* ¹	GWP* ²
CFC : <u>Chloro</u> fluorocarbon	high	extremely high
HCFC : Hydro <u>chloro</u> fluorocarbon	low	extremely high
HFC : Hydrofluorocarbon	0	high
HFO : Hydrofluoroolefin	0	low
HC : Hydrocarbon	0	extremely low
CO ₂ : Carbon dioxide	0	extremely low

* 1 ODP: Ozone Depletion Potential

* 2 GWP: Global Warming Potential

各種の単一冷媒は分子構造によって最大 4 桁の固有の番号が割り当てられており、その番号に頭文字 R を付して呼ばれる⁹⁾。特に炭素数 4 までのフロン類と炭素数 3 までの炭化水素を示す冷媒番号の割り当て方法は以下のとおりである。千の位は不飽和炭化水素に対する不飽和炭素結合の数を表す。百の位は炭素原子の数から 1 を引いた値を表す。十の位は水素原子の数に 1 を足した値を表わす。一の位はフッ素原子の数を表わす。なお、炭素原子と結合する原子の不足分は塩素原子が配置される。例えば前述の R 11 は炭素原子 1、水素原子 0、フッ素原子 1 の飽和冷媒を示す。炭素原子の価電子数は 4 であるため、3 つの塩素原子が共有結合する。したがって、R 11 の分子構造は CCl₃F である。また、冷媒には単一冷媒を複数種類混合したものがあり、これらは百の位が 4 もしくは 5 で表わされる。その他の有機化合物は百の位が 6 で、無機化合物は百の位が 7 で表わされる。

Fig. 1-3 に一例として炭素数 1 の化合物の組合せと特徴を示す⁷⁾。図に示す大きな三角形の頂点それぞれに炭素に結合する 3 原子を記載しており、頂点に近いほどその原子の結合が多い分子構造である。炭素に共有結合する水素の数が多いと GWP が低下する

一方で燃焼性が高くなる。塩素の数が多いと強い毒性を有する。また、炭素に結合する原子が全てハロゲンの場合、安定的な化合物であり大気中の寿命が長い。

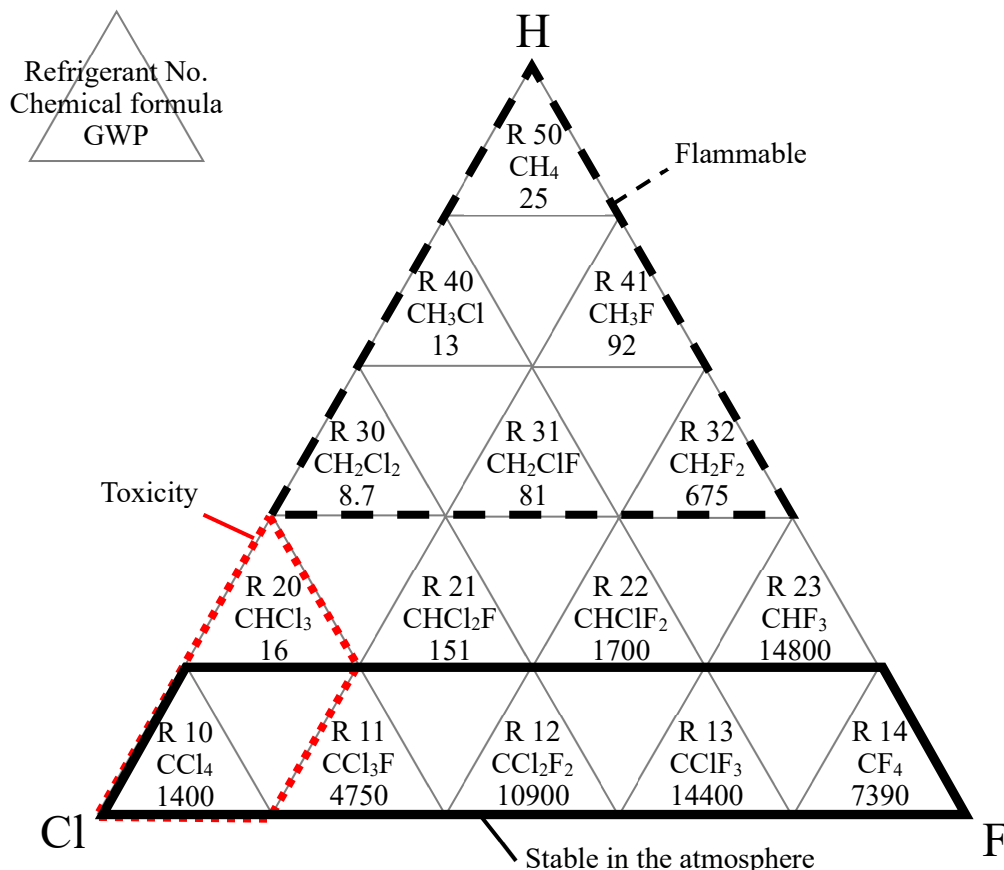


Fig. 1-3 Combinations and characteristics of compounds with 1 carbon atom

1.3.2 これまでの冷媒の変遷

1.3.2.1 クロロフルオロカーボンおよびハイドロクロロフルオロカーボン

冷媒を使用した熱エネルギー変換システムの歴史は19世紀にさかのぼる。19世紀初頭にエチルエーテルを冷媒とした冷凍機が初めて実用化した。当時は食肉を輸送するための冷凍システムとして需要があり、空調機器が開発されたのは20世紀に入ってからである⁸⁾。19世紀後半から20世紀初頭まで空調産業の黎明期においては、冷媒には炭化水素、アンモニア、二酸化炭素といった自然冷媒が用いられていた⁹⁾。しかし、炭化水素は可燃性、アンモニアは毒性を有することや二酸化炭素は差動圧力が高圧であることなど、多くの課題を抱えていた。1920年代後半、Midgleyらは家庭用電気冷蔵庫のために、不燃性、低毒性で化学的安定性に優れた冷媒の探索を開始した。その結果、CFCとしてジクロロジフルオロメタン (CCl₂F₂, R 12)を開発した¹⁰⁾。その後、CFC系、HCFC

系冷媒の開発、製造、販売が進められ全世界に普及していくことになる。これらのフロン系冷媒は優れた化学的安定性を有しており、ひとたび大気中に開放されると極めて長期間にわたり分解されることなくとどまる。この弊害として、フロン系冷媒が成層圏のオゾン破壊に大きく関与することを米国の Rowland らが示唆した(1974年)¹¹⁾。その後、国際的規模で成層圏のオゾン濃度の計測、モニタリングが進められた。その結果、大気中のフロン系冷媒は成層圏に到達すると強い紫外線によってようやく分解し、分解した塩素原子がオゾンと反応してオゾン層を破壊するという知見が広く認められることとなった。この問題は地球規模で影響を与えることから国際的な議論に発展し、オゾン層破壊物質の規制に関する国際枠組みとしてウィーン条約(1985年)、モントリオール議定書(1987年)が締結された。これにより CFC、HCFC の段階的削減が決定し、日本国内において、CFC は 1995 年に全廃、HCFC は 2019 年 12 月 31 日をもって生産ゼロ化された。

1.3.2.2 ハイドロフルオロカーボン

モントリオール議定書の発効をうけて、CFC、HCFC に代わる新しい冷媒の開発が国際的な共同研究プロジェクトとしてはじまった。先に述べたとおり、オゾン層破壊の原因は冷媒に含まれる塩素であることから、新しい冷媒の開発では塩素を含まずにこれまでの冷媒と同レベルの性能・安全性を担保することが目標となった。日本をはじめとする 8 か国の共同研究プロジェクトは互いに協力して水素、フッ素、炭素からなる HFC を開発した¹²⁾⁻¹⁴⁾。3 元素の比率を変えて様々な化合物を合成し、これらの熱力学性質の計測、状態方程式の算出などにより冷媒としての性能を把握した。空調機器用の冷媒として HCFC である R 22 に代わり 2000 年頃から HFC である R 410A が主流となった。ところで、HFC は塩素を持たないためオゾン層を破壊しないものの、二酸化炭素の 100 倍から 1 万倍以上の大きな温室効果がある。温室効果ガスによってもたらされる地球温暖化はオゾン層破壊の問題と同様に 1970 年代から深刻な問題として注目されるようになり、HFC の削減が議論されるようになった。注目すべき転換点として、1997 年に京都で開催された気候変動枠組条約第 1 回締約国会議 (COP3) において京都議定書¹⁵⁾が全会一致で採択されたことが挙げられる。京都議定書はこれまで増加することが前提であった温室効果ガスの排出に、初めて排出削減に対する数値目標を設定して法的に義務付けた点で画期的なものであった。さらに、2016 年にはモントリオール議定書において HFC を規制する内容を盛り込んだ改正がルワンダのキガリで採択され (キガリ改正)、HFC の段階的な削減目標が定められた。Fig. 1-4 に HFC および、先に述べた CFC、HCFC の削減スケジュールを示す。カッコ内に示した基準年での排出量に対して段階的な削減比率の目標が定められた。ここで、CFC、HCFC の排出量は消費量に ODP を乗じた値で、単位は ODP トンである。HFC の排出量は消費量に GWP を乗じた値で、単位は CO₂ 換算トンである¹⁶⁾。したがって、ODP、ないし GWP の大きな冷媒ほど、その排出量を

削減する効果が大きいことになる。Fig. 1-5 にわが国の冷媒排出量の実績を示す。これまで、CFC、HCFC ともに削減目標値を着実に達成してきたことがわかる。

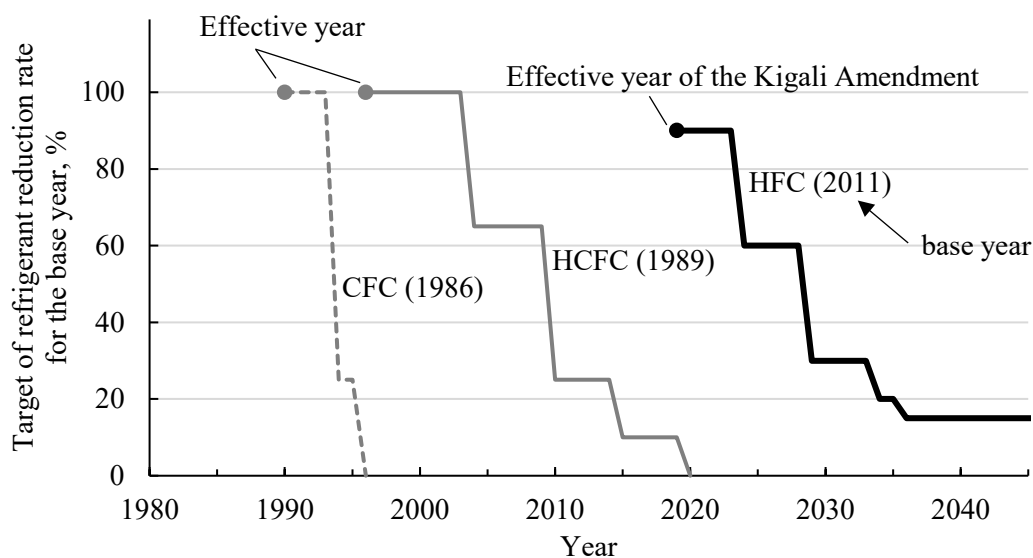


Fig. 1-4 Refrigerant reduction schedule of Montreal Protocol¹⁷⁾

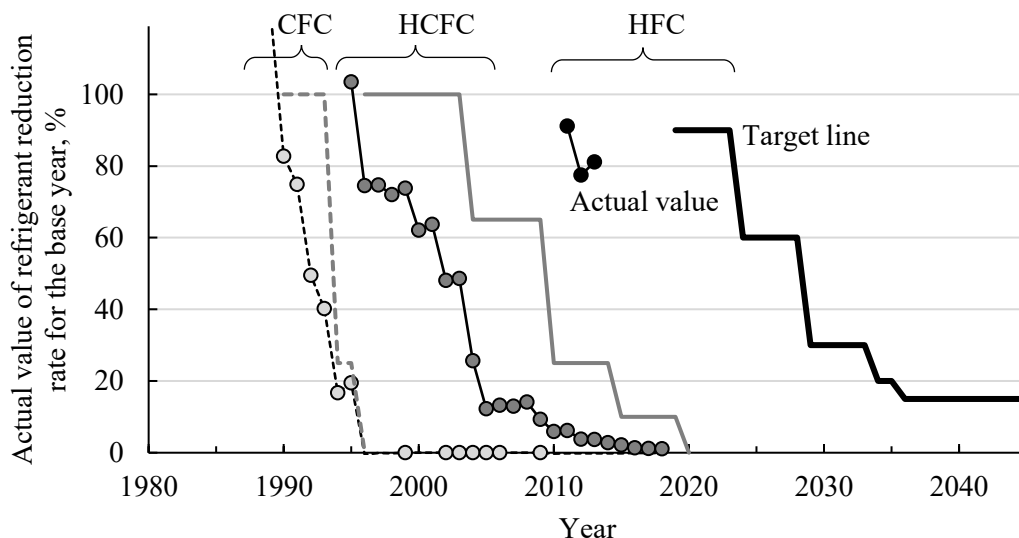


Fig. 1-5 Actual value of refrigerant reduction rate for the base year

1.3.2.3 空調機器に適用される冷媒

これまでの冷媒の変遷の中で主に空調機器に適用されてきた冷媒の分子構造と環境への影響度を Table 1-3 に示す。空調機器に適用されていた CFC は R 12 と呼ばれ、塩素とフッ素が 2 原子ずつ炭素に結合した冷媒であった。後継の R 22 (HCFC) は R 12 に対

して塩素 1 原子を水素に置換したものであり、ODP、GWP ともに著しく低減することがわかる。HCFC の代替である HFC としては 1998 年に R 410A が RAC に搭載された。GWP は R 22 に対して微増するものの、ODP をゼロ化できる R 410A が市場に広がった。R 410A は R 32 と R 125 の混合冷媒である。なお、GWP は R 32 単体の方が低いが、R 32 は微燃性¹⁸⁾であり、安全性の確保が課題であった。そこで、不燃性の R 125 を混合することで安全性の基準を満足した。しかし、モントリオール議定書の削減目標に対応するためには、さらに GWP の低い冷媒への切り替えが必要であり、2012 年には R 32 単体を搭載した RAC が上市された¹⁹⁾。2020 年現在、RAC の冷媒は R 32 が主流である。

Table 1-3 Characteristics of refrigerant for Air-Conditioner

Type	Name	Molecular structure	ODP	GWP	Safety classification ¹⁸⁾ *1	Duration of service
CFC	R 12	CCl ₂ F ₂	1	10900	A1	-1996
HCFC	R 22	CHClF ₂	0.055	1810	A1	-2020
HFC	R 410A (R 32 +R 125)	CH ₂ F ₂ (50%) + C ₂ HF ₃ (50%)	0	2090	A1	1998-
	R 32	CH ₂ F ₂	0	675	A2L	2012-

*1 A: Lower toxicity, B: Higher toxicity, 1: Non-Flammable, 2L: Lower Flammability, 3: Flammable, 4: Higher Flammability

1.3.3 今後の候補冷媒

現在主流の HFC は 2036 年以降、2011 年からの 3 年間での平均年間排出量を基準として 85%の削減が定められている。冷媒の封入量自体を削減する研究開発も盛んに行われている²⁰⁾が、今以上の排出量の削減には GWP 低減が必須かつ喫緊の課題である。そのような状況において、冷媒メーカーから HFO が提案された²¹⁾。代表的な物質として R 1234yf がある。Table 1-4 に低 GWP 候補冷媒の特性を示す。比較対象として HFC を併記した。HFO は炭素、水素、フッ素で構成する点で HFC と同類であるが、HFC に比べて著しく GWP が低く自然冷媒と同レベルである。なお、表に示した代表的な自然冷媒はこれまでに実用に供しているが以下の課題がある。R 717 (アンモニア)は毒性を有する。R 290 (プロパン)は強燃性である。R 744 (CO₂)は凝縮圧力が高いために設備の耐圧設計が課題となる。HFO は自然冷媒のような扱いにくさがなく、HFC に代わる冷媒として有望であることがわかる。ただし、HFO 単体を現在の RAC、PAC、VRF にそのまま適用するだけでは空調性能が悪化する²²⁾。この問題に対して、HFC と HFO を混合する策が考えられている²³⁾。HFC を含むことで HFO 単体よりも GWP は悪化するが空調性

能は改善できる。その上でさらに HFC 単体と同等レベルまで空調性能を向上するためには圧縮機や熱交換器などのハード開発が必須である。本研究は圧縮機のトライボロジーに関する取り組みであり、次節以降、圧縮機の構造としゅう動部の問題について概説する。

Table 1-4 Characteristics of low GWP refrigerant

Type	Name	Molecular structure	GWP	Safety classification	Theoretical efficiency (Ratio to R 22)	Condensation pressure MPa
HFC	R 410A (R 32 +R 125)	CH ₂ F ₂ (50%) + C ₂ HF ₃ (50%)	2090	A1	92	2.72
	R 32	CH ₂ F ₂	675	A2L	97	2.80
HFO	R 1234yf	CF ₃ CF=CH ₂	1	A2L	90	1.16
Natural ref.	R 717	NH ₃	0	A2L	108	1.78
	R 290	C ₃ H ₈	3	A3	98	1.53
	R 744	CO ₂	1	A1	41	10.00

1.4 圧縮機の構造

圧縮機は冷媒を圧縮する圧縮室の形状によって複数の種類が存在する。本節では RAC, PAC, VRF に搭載する主な圧縮機としてロータリ式、スクロール式の構造を概説する。

1.4.1 ロータリ圧縮機

ロータリ圧縮機は 1930 年代冷蔵庫用に米国で商品化されたのが始まりである。国内では 1969 年に空調用途で上市した²⁴⁾。Fig. 1-6 にロータリ圧縮機の構造を示す²⁵⁾。密閉容器の内部に圧縮機構部とモータ部が固定されている。圧縮機構部は圧縮室を形成するシリンダ、ローリングピストン、ベーンとローリングピストンを駆動するクランクシャフト、クランクシャフトの回転を支持するとともに圧縮室の端面を形成する 2 個の軸受、および 2 個のシリンダ間を区分する M プレートなどにより構成される。モータの駆動によりクランクシャフトが回転するとローリングピストンが偏心運動する。シリンダとローリングピストンによって形成される三日月状の圧縮室はベーンで区切られており、ローリングピストンの偏心運動により次第に面積が減少し冷媒を圧縮する。ロータリ圧縮機は大量生産の RAC に搭載されることが多い²⁶⁾。

Table 1-5 にロータリ圧縮機のしゅう動部を示す。ロータリ圧縮機では特にベーン先端部のしゅう動が苛酷である。ベーン先端、ローリングピストンともに曲率を有しておりヘルツ接触となるためである。クランクシャフトの支持にはすべり軸受が採用されており、定常運転では流体潤滑を維持するように設計する。起動停止などの過渡状態では境界潤滑で長期の信頼性を確保できるように設計、評価を行うこととなる。なお、容器下部には冷凍機油が貯留されている。冷凍機油は軸下部から吸い上げられて各しゅう動部を潤滑し、圧縮機構部では冷媒のシール、摩耗粉等の異物の洗浄、排出を担う。

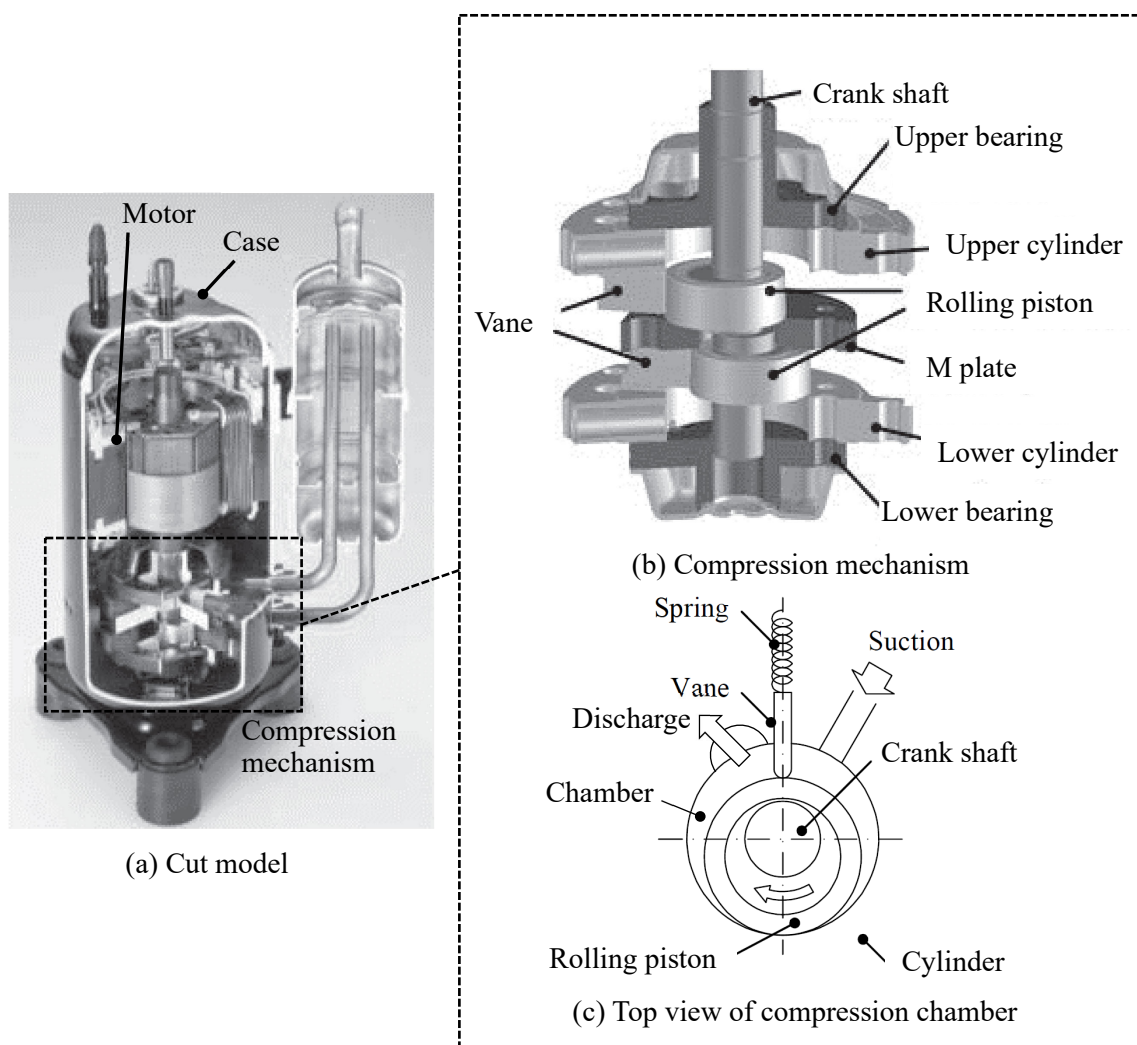


Fig. 1-6 Structure of rotary compressor

Table 1-5 Sliding parts list of rotary compressor

No.	Sliding parts combination	Lubrication condition
1	Vane tip / Rolling piston	Boundary lubrication
2	Vane side / Cylinder wall	
3	Rolling piston outer circumferential surface / Cylinder inner wall	
4	Upper bearing / Shaft	Boundary – fluid lubrication
5	Rolling piston bearing / Crank shaft	
6	Lower bearing / Shaft	

1.4.2 スクロール圧縮機

スクロール圧縮機は Creux によって提唱されたといわれ 1905 年に米国特許²⁷⁾が成立している。日本国内では 1980 年代に相次いで実用化された²⁸⁾⁻³⁰⁾。Fig. 1-7 にスクロール圧縮機の断面図を示す。スクロール圧縮機は主に密閉容器、モータ、圧縮機構で構成される。軸はロータの上下端に設置した主軸受と副軸受によって支持される。軸の上端には偏心軸が形成されており揺動軸受を介して揺動スクロールが接続する。オルダム継手は揺動スクロールと固定スクロールの間に設けられている。この構造により軸が回転すると揺動スクロールは揺動運動を行う。揺動スクロールと固定スクロールのそれぞれの歯先には圧縮室からの冷媒の漏れを防止することを目的に、チップシールが勘入されている。軸が回転すると、冷媒は吸入口よりシェル内に流入し、モータを冷却した後、圧縮機構部で所定の圧力まで昇圧され、吐出口から冷凍サイクルへ吐出される。シェルの下部には冷凍機油が封入される。冷凍機油は軸の下端に取り付けたポンプから軸内部を通りシェル上部に汲み上げられ、しゅう動部の潤滑、圧縮機構のシールの役割を担う。

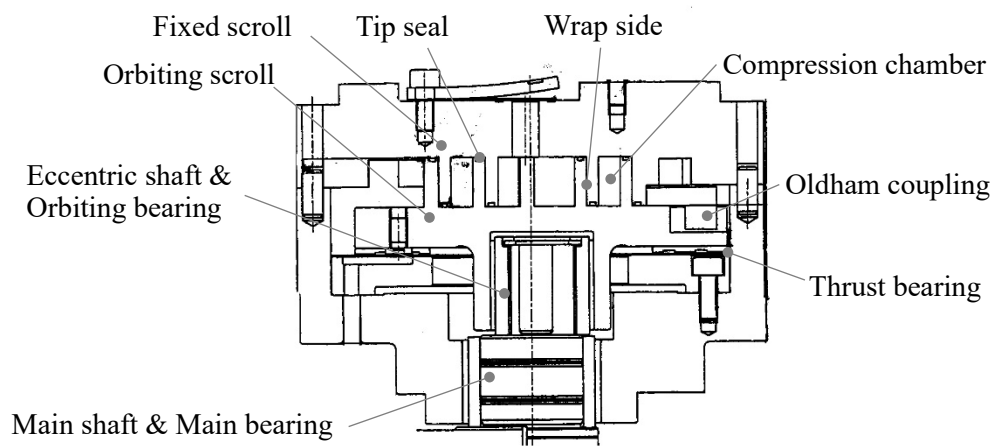
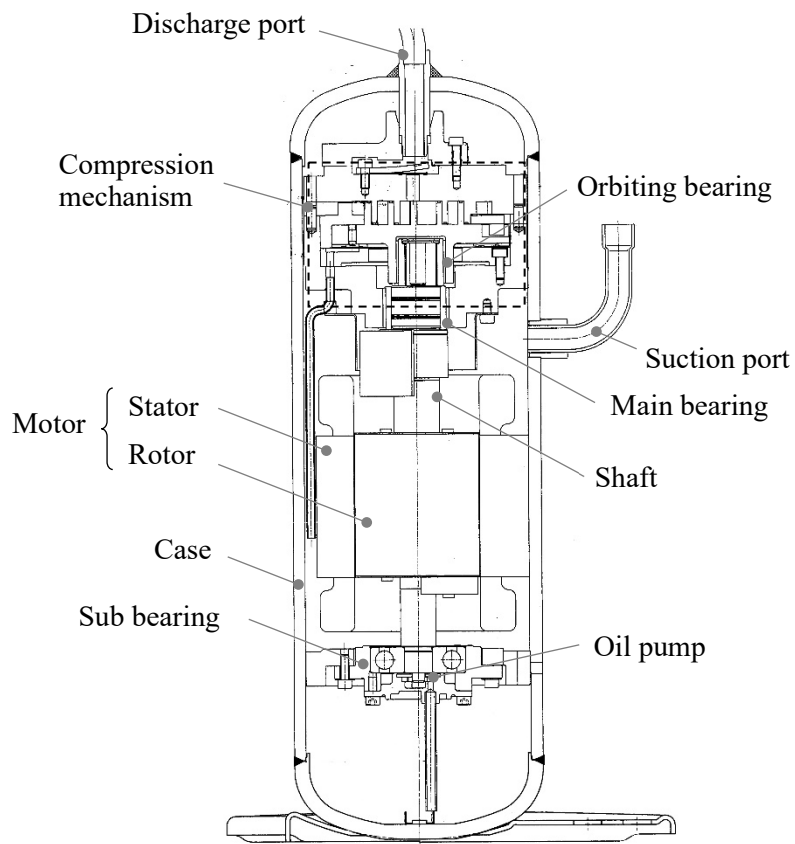


Fig. 1-7 Cross section view of scroll compressor

Fig. 1-8 に圧縮室の上面図を示す。圧縮室はインボリュート曲線で構成された固定スクロールと、これに対して揺動運動を行う揺動スクロールから構成されている。固定スクロールと揺動スクロールは互いに対称な形状で形成されており、これらを勘合することで、圧縮室①～③を形成する。揺動スクロールは固定スクロールに図の1～3, 1'～3' で接触し、隣接する圧縮空間をそれぞれ密閉する。Fig. 1-8 において、揺動スクロールが揺動運動を行うと圧縮室は容積を縮小しながら③から①へと移動し、冷媒を圧縮する。連続的に圧縮ガスを吐出するのでトルク変動がきわめて小さく、低振動、低騒音の特徴があり、大きな容量帯のユニットに搭載されることが多い。

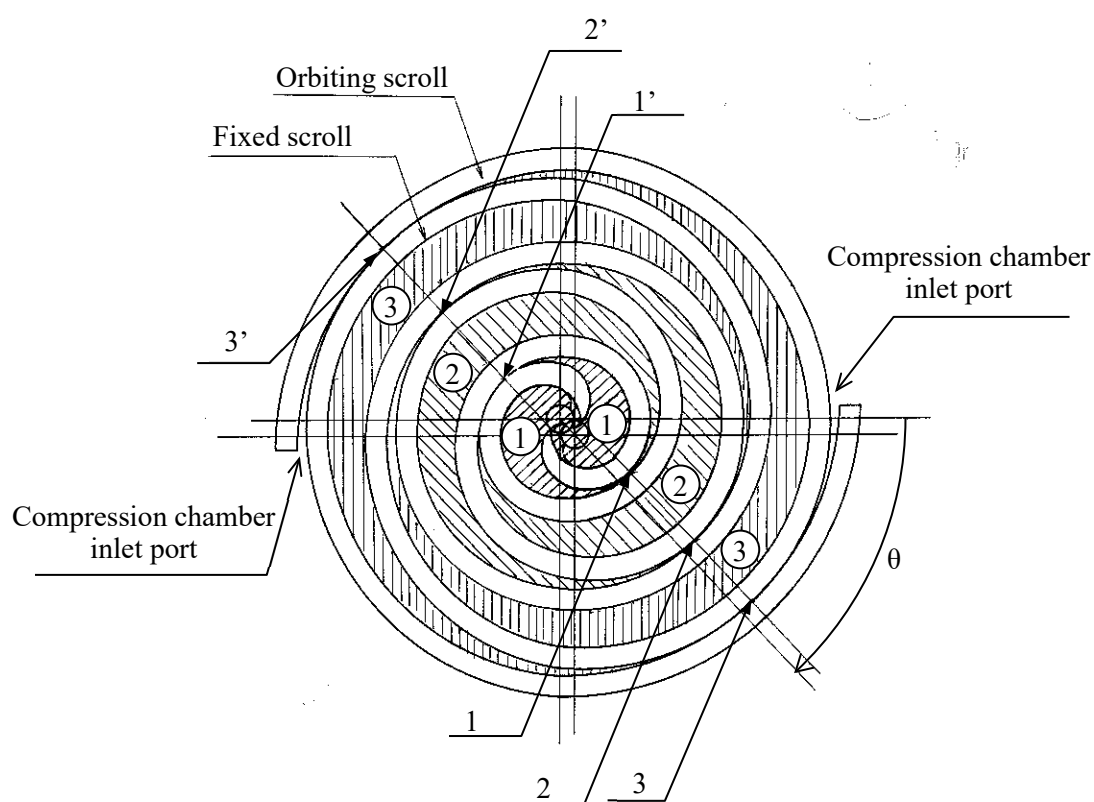


Fig. 1-8 Top view of compressor chamber

スクロール圧縮機の冷媒の圧縮過程では、圧縮された冷媒による反力、揺動スクロールの遠心力及び自重が発生する。Table 1-6 にしゅう動部と潤滑状態を示す。しゅう動部は圧縮機構部 (No. 1-3) と軸受部 (No. 4-7) に大別できる³¹⁾。チップシール、渦巻側面、オルダム継手は境界潤滑でしゅう動する。軸受は4部品あり定常運転では流体潤滑を基本として省エネ性を確保する。起動停止時など過渡的な境界潤滑環境に対しては長期にわたって性能が維持できる高耐力、高信頼性重視の構造となっている。冷媒圧縮機のしゅう動部に関するこれまでの研究について次節で述べる。

Table 1-6 Sliding parts list of scroll compressor

No.	Sliding parts combination	Lubrication condition
1	Tip seal / Wrap bottom	Boundary lubrication
2	Wrap side between fixed and orbiting scroll	
3	Oldham coupling / fixed and orbiting scroll	
4	Sub bearing / Shaft	Boundary – fluid lubrication
5	Thrust bearing / Orbiting scroll	
6	Main bearing / Main shaft	
7	Orbiting bearing / Eccentric shaft	

1.5 圧縮機のトライボロジー問題

一般的にトライボロジーの問題について考えるとき、しゅう動部で発生する摩擦や摩擦に関わる物理量は、以下の因子から影響を受けて変化すると考えられている³²⁾。

- (1) しゅう動部を支える機械の剛性と作動条件
- (2) しゅう動部の材料とその組み合わせ
- (3) 材料と潤滑膜を取り巻く環境
- (4) 潤滑膜

具体的に、(1)では荷重や速度などの作動条件や、運動形態が挙げられる。(2)では固体の材質、表面粗さ、硬さ、形状がトライボロジー現象に影響を及ぼす。(3)では雰囲気ガスの種類、温度、湿度などが要因となる。(4)では潤滑膜そのものの有無、膜厚、膜の物理的・化学的性質が問題とされる。冷媒圧縮機のしゅう動部品においては特に(3)の雰囲気ガスである冷媒の影響が大きく、さらには冷媒が(4)の潤滑膜の特性をも変化させる。例えば、冷媒組成を形成する分子の影響、冷媒溶解によって変化する冷凍機油の粘度、周囲の温度圧力に依存した冷媒の相変化および溶解度の変化などがある。本節では冷媒がトライボロジー現象に及ぼす影響を研究したこれまでの事例について概説する。

1.5.1 境界・混合潤滑特性

1.5.1.1 圧縮機特有のしゅう動部構造

先に示した通り、ロータリ圧縮機ではヘルツ接触となるベーン先端部のしゅう動が苛酷であり、冷媒のHFC化で潤滑性が悪化する³³⁾ことから、複数のグループで研究がな

されてきた。田中らはベーン先端の混合潤滑解析モデルの構築，実験検証を通じて1回転中においてほぼ固体接触していることを明らかにした^{34), 35)}。呉服らは広範囲にわたる運転条件下でマルチベーン式圧縮機のベーン先端の油膜形成状態を実験的に明らかにした³⁶⁾⁻³⁸⁾。材料によるしゅう動性改善という観点では，ベーン先端の摩耗抑制のためにベーンにDLC被膜を施して実用化した例^{39), 40)}や，軽くて高強度の繊維強化アルミニウム合金を開発した例⁴¹⁾がある。

冷媒環境下において樹脂のしゅう動材としての適用可否を研究した一例としては，R 134a 雰囲気でのPTFEの潤滑特性評価がある⁴²⁾⁻⁴⁴⁾。

しゅう動部を潤滑する冷凍機油の供給構造やその特性の研究も盛んである。圧縮機のしゅう動部を潤滑する冷凍機油は圧力容器下部に貯留しており，容積型ポンプもしくは冷媒の吸入圧力と吐出圧力の差圧によってしゅう動部に供給される。圧縮機の運転中，ある一定量の冷凍機油はミスト状になり冷媒の流れによって圧縮機から配管へ持ち出される。冷凍機油の配管への持ち出し量が多いと圧縮機のしゅう動部は油不足により焼付きの恐れがある。また，配管内に冷凍機油が多いと熱交換性能が悪化する。これらのことから，しゅう動部への給油は十分に行いつつ，圧縮機外への持ち出し量を増やさないことが給油系の設計として肝要である。これらの課題解決のため，給油特性の理論的・実験的検討⁴⁵⁾，給油量と圧縮機性能の相関調査と効率向上⁴⁶⁾⁻⁴⁸⁾，給油量適正化のための構造検討^{49), 50)}などが行われている。

1.5.1.2 冷媒の雰囲気効果

大気中であれば酸素が存在し金属表面に酸化物等の保護被膜を生成しているが，冷媒雰囲気には酸素が存在しない。したがって，大気中で組み立てたしゅう動部品が冷媒環境でしゅう動して摩耗すると酸化物被膜は再生産されない。ただし，初期の冷媒であるCFC，HCFCには極圧性を有する塩素⁵¹⁾が含まれていたため，冷媒自体がしゅう動面に塩化物もしくはフッ化物の極圧膜を形成し摩耗や焼付きを自然に抑制していた⁵²⁾⁻⁵⁴⁾。これに対してHFCは塩素を含まず潤滑性に乏しい。三科らはCFC，HCFC，HFC，および窒素の潤滑特性を比較するため，無潤滑のガス雰囲気で摩擦試験を行い，摩擦係数はCFCとHCFCが最も低く，窒素が高く，HFCはそれらの中間に位置することを報告した⁵⁴⁾。また，摩擦面の表面分析結果からCFC，HCFCの極圧効果には及ばないものの，HFCにもフッ化鉄によると推察される極圧効果があることが示された。田中らは混合潤滑状態の摩擦係数を測定し，HFCはHCFCよりも摩擦係数が高い傾向にあるが，HFCの中では組成の違いが摩擦係数に与える影響は小さいことを述べている⁵⁵⁾。ただし，後述するが，冷凍機油との組合せによってはHFCの組成が耐焼付き性に差を及ぼすことがわかっている。

1.5.1.3 冷凍機油に求められる性能

冷凍機油の性能で特に重視されるものとして、潤滑性もさることながら幅広い温度での安定性、低温での流動性、冷媒と互いに溶け合う性質（相溶性）が挙げられる^{56),57)}。圧縮機では冷媒が高温、高压に圧縮され、条件によっては 100°Cを超える場合もある。一方、冷媒とともに吐出されたわずかな冷凍機油は蒸発器で冷媒の蒸発温度まで冷却されるため、その温度においても凝固せずに流動性が確保される必要がある。一例では冷凍機油の流動点として-30°Cよりも低いことが求められる。さらにはこのように広範な温度条件において冷媒と冷凍機油が溶け合うことが重要である。相溶性を有することで圧縮機から冷凍サイクルへ吐出された冷凍機油は冷凍サイクル内の一部に滞留することなく圧縮機へと返油することが可能となる。配管長の短い RAC では一部で非相溶油が使われているが、相溶性に乏しいと冷凍サイクルの配管長が長くなるほど、冷凍機油の局所的な滞留量が増えて圧縮機のしゅう動部で油が枯渇し、焼付きのリスクが高まる。CFC, HCFC には相溶性の観点からナフテン系、パラフィン系鉱油が使用されていた。しかし、鉱油は HFC に対して相溶性を有さないため、冷媒の切替えに合わせて相溶性を有する POE や PVE などの合成潤滑油の開発⁵⁸⁾⁻⁶⁰⁾が行われた。潤滑油の開発では冷媒の塩素原子に代わって冷媒環境下で耐摩耗性を確保する潤滑メカニズムの発見が課題となった。村木らは冷凍機油に溶解する HFC 冷媒量が増えるほど、フッ化物の生成を促進し摩耗を抑制することを示した⁶¹⁾。一方、中尾らは冷凍機油と冷媒の二層分離温度に着目し HFC 環境下における耐焼付き性を考察した⁶²⁾。しゅう動部近傍の温度が二層分離温度を上回ると、冷媒と冷凍機油が分離して部分的に極めて濃度の薄い油で潤滑される。HFC の組成によっては二層分離温度に差があるため、耐焼付き性に差が生じることを明らかにした。また、冷凍機油には一般的にしゅう動部の保護の目的で摩耗防止剤や極圧添加剤が含まれており、これまで HFC 共存化における添加剤の効果が検討されている^{63),64)}。

1.5.2 すべり軸受の流体潤滑特性

1.5.2.1 すべり軸受の数値解析手法

圧縮機の回転軸はすべり軸受で支持されることが多く、軸と軸受を薄い油膜で隔てて非接触で運転できるように設計する。Fig. 1-9 に一般的な真円ジャーナルタイプのすべり軸受の断面図を示す。軸と軸受のすきまに潤滑油が存在し、軸の回転によって潤滑油が回転方向に引き込まれる。通常、軸に作用する荷重によって軸受すきま内部で軸は荷重方向に偏心する。このため、潤滑油は先狭まりの流路を流れ、これにより油膜圧力が発生する。油膜圧力を積分して得られる油膜反力が荷重と釣り合うように軸受内部で軸の位置が動いて安定的に回転する。このとき、軸受中心から軸中心までの距離を半径すきまで無次元化した値を偏心率と呼び、これは軸受設計で重要なパラメータである。と

ここで、すべり軸受の流体潤滑理論は1880年代にレイノルズによって定式化された⁶⁵⁾。すべり軸受の狭いすきまに流れる油膜に発生する圧力を求める式をレイノルズ方程式という。レイノルズ方程式を解くことですべり軸受に作用する荷重を支持する油膜圧力や油膜厚さなどの諸特性を得ることができる。

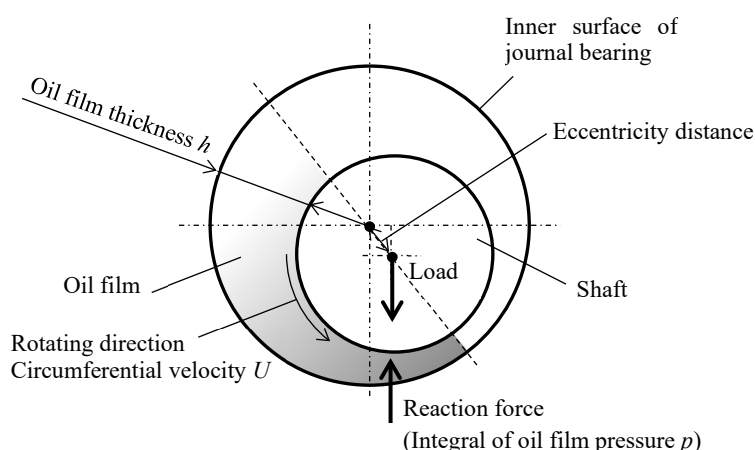


Fig. 1-9 Cross section view of journal bearing

前述の通り、すべり軸受の歴史は古く、その種類や油膜の流れ場の解き方など体系的にまとめたものが多い⁶⁶⁾⁻⁷⁰⁾。Eq.(1-1)に平衡状態におけるレイノルズ方程式を示す。ここで、 x は周方向、 z は軸方向座標である。 h は油膜厚さ、 p は油膜圧力、 η は潤滑油の粘度、 U は軸表面のすべり速度である。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1-1)$$

Eq.(1-1)は解析的に解くことはできない。そこで、簡単に解くために軸受長さについて近似する手法がある。例えば、軸方向に軸受が十分長いと仮定し、Eq.(1-1)左辺の第2項を省略する手法を無限長近似という。反対に軸方向に軸受が十分短いと仮定し、左辺の第1項を省略する手法を短軸受近似という。短軸受近似は偏心率が小さいときに実際とよく合うといわれている。しかし、すべり軸受の諸元や運転条件に幅広く対応するためには、Eq.(1-1)を差分法、または有限要素法により数値的に解くことが一般的である。これまでにすべり軸受に関する数多くの研究がなされてきており、ここに取り組みの一部を概説する。すべり軸受に静荷重が作用する場合には、近似度が高く計算の容易な解法の研究がなされた⁷¹⁾。通常、すべり軸受に作用する荷重は変動することが多い。変動荷重時は静荷重と異なり油膜のスライズ効果が追加されるため、これを考慮した理論が検討された^{72),73)}。すべり軸受で支持するロータシャフトはしばしば振動が問題となる

ことがあり、非線形振動挙動を解析する試みもなされている⁷⁴⁾。すべり軸受では軸受直径に対してすきまが 1/1000 のオーダであるため、組付け誤差やミスアライメントにより、軸が軸受内で容易に傾斜する。傾斜した軸に作用する荷重を支持するすべり軸受の負荷容量を計算により求めた例⁷⁵⁾もある。軸が傾斜すると負荷容量は低下するが、軸受を軸の傾斜に追従して変形するように薄肉化することで負荷容量を向上させる取り組み⁷⁶⁾がなされた。すべり軸受に供給する潤滑油の状態変化を解析に導入した例もある。すべり軸受で生じる摩擦熱に起因して軸受温度が上昇するため、軸受すきまの潤滑油粘度を温度に合わせて変化させる手法⁷⁷⁾がある。以上、荷重条件、軸受の変形、粘度変化などを解析に導入することで製品そのものの運転条件をよりよく模擬できるように解析手法は改善がなされてきた。

1.5.2.2 圧縮機用すべり軸受への数値解析の適用

さて、すべり軸受を圧縮機に適用する場合においても、実機の軸挙動を模擬するために様々な取り組みがなされている。服部らはロータリ圧縮機のすべり軸受を対象に実機で起こりうるいくつかの現象を解析的に解明した⁷⁸⁾⁻⁸²⁾。ロータリ圧縮機の回転軸には比較的大きな変動荷重が作用し、それを2つのすべり軸受で支持する。当然ながら2つのすべり軸受は組立の過程でミスアライメントを生じる。また、圧縮機の稼働中には冷媒を圧縮する荷重によって回転軸がたわむ。このように、ミスアライメントのある複数軸受系における変動荷重を受ける傾斜軸受の軸受特性を明らかにするとともに、軸と軸受の片当たりを防止するために軸のたわみに追従して軸受が変形する実用的な構造の油膜形成能力について解析的に検討がなされている。松井らはレシプロ圧縮機のすべり軸受について数値解析を行い損失低減の検討を行った⁸³⁾。

スクロール圧縮機にはジャーナル式ではなくスラスト式のすべり軸受もあり、揺動スクロールに発生するガス荷重を支持する。前述のようにすべり軸受は先狭まりのすきまを油が流れることで油膜圧力が発生するため、軸と軸受が平行では負荷容量が発生しない。また、回転運動ではなく揺動運動を行う特殊性、作用荷重が大きい、などの点から荷重により弾性変形するスラスト軸受の油膜圧力発生機構に関する研究⁸⁴⁾⁻⁸⁹⁾も多い。

1.5.2.3 すべり軸受の実験評価

宇佐美らのグループでは軸のたわみによるすべり軸受での片当たり防止の目的から、あらかじめ端部をテーパ形状に加工した軸受の耐焼付き性を評価した⁹⁰⁾⁻⁹¹⁾。渦電流変位計を用いて変動荷重が作用するすべり軸受の油膜厚さを評価した例⁹²⁾もある。これらは大気中での実験評価である。一方、冷媒環境下での実験評価例もいくつか見られる。ただし、冷媒環境を実験室で再現するためには圧力容器が必要であり、配線の取り回しやシールなどを考慮して装置が大がかりとなる傾向にある。そのため、圧力容器内に設置する試験部をコンパクトに設計するために、ブロックオンリング型⁵⁵⁾、⁶¹⁾やリングオ

ンディスク型^{62), 63)}の試験形態が採用されることが多いと考えられる。これに対して冷媒環境でのすべり軸受の評価事例は少ないが、例えば吉村らは CFC と HFC それぞれが溶解した冷凍機油で潤滑されたすべり軸受の特性を実験評価し、相溶油は非相溶油に比べて流体潤滑から境界潤滑に移行しやすいことを明らかにした⁹³⁾。Kim ら⁹⁴⁾はスクロール圧縮機の運転中におけるスラスト軸受の油膜厚さを、Wang ら⁹⁵⁾はすべり軸受の軸心軌跡を渦電流変位計で計測している。

1.5.3 本研究の課題と今後の展開

以上、空調機器における冷媒の変遷、および、これに伴うトライボロジー問題の歴史を振り返ってきた。これらをもとに今後取り組むべき課題を述べる。

地球温暖化防止の観点から、空調機器に使用する冷媒は現在主流の HFC を削減し HFO に代替する流れである。しかし、HFO 単体では RAC, PAC, VRF の性能を HFC 同等に確保することが困難であることから、GWP 総量値を削減しつつ、空調性能を維持するために HFO と HFC を混合した冷媒が各種提案されている。一方、圧縮機のしゅう動部は冷媒に曝露される環境であり、冷媒の変更に伴ってしゅう動部の潤滑状態が変化する。特にすべり軸受は境界潤滑から流体潤滑まで幅広い領域でしゅう動するため、HFO 適用によって生じるトライボロジー問題への体系的な対策が課題である。以下に圧縮機に HFO を適用した場合のすべり軸受の課題について具体的に述べる。

境界潤滑領域ではしゅう動部に介在する冷媒の組成が摩擦特性に影響を及ぼす。HFO は分子構造に不飽和結合を有することが特徴であり、過去の研究において不飽和結合の炭化水素は金属面への吸着性が強く、腐食を抑制することが知られている⁹⁶⁾。このことから、HFO もしゅう動面への吸着効果を有することが想定され、境界潤滑状態におけるトライボロジー特性に影響を及ぼすと考えられる。さらには冷媒、冷凍機油に加えて極圧添加剤も存在するため、しゅう動面での境界潤滑特性は複雑化する。しかし、HFO の組成や HFC との比率、極圧添加剤との相互作用を詳細に検討した例は少ない。

すべり軸受の流体潤滑領域では軸受すきまの油膜のレイノルズ方程式を解き、油膜厚さや損失を試算して運転条件に合わせたすべり軸受諸元を設計してきた。これからの空調機開発において HFO 単体で従来同等の性能を維持しようとするれば、空調サイクルにおける単位時間当たりの冷媒循環量を増大する必要がある。加えて、近年の夏の猛暑、または寒冷地への対応のために圧縮機はサイズを維持してハイパワー化する傾向にある。これらのニーズに対応するためには圧縮室の行程容積もしくは最大運転回転数を拡大しなければならない。行程容積の拡大では圧縮機構で発生する冷媒圧縮荷重の増大に伴って、すべり軸受の荷重も増大する。高速化ではすべり軸受の油膜のせん断に起因した発熱により、冷凍機油の粘度が低下し、すべり軸受の負荷容量が低下する。これまで、すべり軸受の設計は冷凍機油の粘度を一定と仮定してレイノルズ方程式を解き、軸受特

性（最小油膜厚さ，油膜圧力，油膜温度，摩擦係数等）を把握する方法が主流であった。しかし，圧縮機のしゅう動部を潤滑する冷凍機油には冷媒が溶解しており，温度と圧力条件によって，その冷媒溶解度と溶解粘度が変化する。また，冷凍機油と冷媒が溶解・分離すると熱が発生する⁹⁷⁾。特に高負荷，高回転数では温度，圧力および発生熱による冷媒溶解度と溶解粘度の変化が無視できずに，軸受特性に影響を与えると推測する。しかし，冷媒環境下ですべり軸受の特性（油膜厚さ，油膜圧力など）を実験的に評価する事例は少なく，また，すべり軸受の潤滑解析に冷媒溶解度の影響を加味した例は見られない。

以上のように，圧縮機へ HFO を適用するにあたり，すべり軸受の境界潤滑特性，流体潤滑特性に及ぼす冷媒の影響を明らかにすることが本研究の課題である。この課題解決により，地球温暖化防止と圧縮機の信頼性担保を両立することが本研究の工学的な意義と言える。また，学術的な意義を以下に示す。境界潤滑特性においては，潤滑油とその添加剤ならびに不飽和結合を有する雰囲気ガスの共存する環境で，しゅう動面に形成される境界潤滑膜の形成メカニズムを明らかにすることである。流体潤滑特性においては，条件によって溶解・分離する二液混合液の軸受すきまでの挙動解明，および流体潤滑理論を適用する点にある。レイノルズによって定式化された理論は時を経て熱流体潤滑理論に進化した歴史がある⁹⁸⁾。本研究では溶解・分離による熱変化を熱流体潤滑理論に導入する点において，わずかではあるが理論の適用範囲を拡張すると言える。

さて，本研究で得られる成果の一部は今後の発展により，冷媒環境の圧縮機用すべり軸受のみならず一般的にも展開できると考える。対象は例えば潤滑油のキャビテーション問題である。潤滑油中には溶解空気量が約 10 vol% も存在しており，負圧によって気体性キャビテーションが発生することがある⁹⁹⁾。すべり軸受の逆くさび領域で発生するキャビテーションが軸受すきま内を循環して，くさび領域に侵入すると油膜圧力が発生せずに焼付きに至ることがある。キャビテーションの発生の程度を詳細に検討するためには，軸受すきまにおける気液二相流解析が別途必要になるが，気相発生メカニズムの解明には溶解・分離を考慮した熱流体潤滑理論の考え方が適用できると思われる。

1.6 本研究の目的と本論文の構成

本博士論文は，以下に示す全 6 章で構成される。各章の関係は Fig. 1-10 に示すとおりである。

第 1 章の「序論」では，今や生活必需品である空調機器の歴史と構造にはじまり，空調機器の性能を左右する冷媒の組成および環境への影響，環境保護に向けた冷媒開発の歴史を説明した。また，キーデバイスである圧縮機に関して，しゅう動部の環境，潤滑状態などに依存したトライボロジー問題に対するこれまでの取組みを振り返った。冷媒の変遷とそれに対応した圧縮機開発の歴史を足がかりに，第 1 章では，環境負荷の更な

る軽減に向けた低 GWP 冷媒の方向性と、その冷媒を採用した圧縮機の解決すべきトライボロジー問題をまとめた。

第 2 章の「非相溶の基油との組合せにおける HFO 冷媒の境界潤滑特性」では、低 GWP 冷媒の有力候補である HFO の境界潤滑特性を評価し、HFC と比較する。HFO の特徴である不飽和結合がしゅう動表面の境界潤滑膜形成に及ぼす影響を考察する。冷媒組成の影響評価を容易にするため、冷媒に対して非相溶の冷凍機油を用いて、試験中の溶解度の変化を抑制するとともに、極圧添加剤を添加しない基油を試験に供する。

第 3 章の「極圧添加剤を含む相溶油との組合せにおける HFO 冷媒の境界潤滑特性」では、第 2 章からの展開として、より実用的な条件での評価を行った。すなわち、冷媒に対して相溶性を有し極圧添加剤を含む冷凍機油を用いた。冷媒は HFO と HFC を混合して供した。しゅう動面では冷媒と極圧添加剤および基油が混在することとなり、主には冷媒と極圧添加剤の競争の観点から境界潤滑特性を考察する。

第 4 章の「冷媒環境におけるすべり軸受の流体潤滑特性に関する実験的検討」では、冷媒環境下ですべり軸受特性を評価可能な摩擦試験装置を開発し、冷媒と冷凍機油の溶解、分離による溶解粘度の変化、さらには熱変化を考慮した軸受特性について考察する。試験装置の検討においては、油膜圧力、油膜厚さ、軸受温度を同時計測する装置構成、渦電流式微小変位計を軸内部に挿入して回転中の油膜厚さを連続的に計測できる仕様、の具現化に工夫を凝らした。

第 5 章の「冷媒環境におけるすべり軸受の流体潤滑特性に関する理論的検討」では、第 4 章で得た冷媒環境でのすべり軸受特性の知見を基に、課題となる負荷容量低下による摩耗、焼付きリスクに対して、油膜厚さを精緻に予測する解析手法を検討し、高負荷、高速時の軸受特性について考察する。具体的には荷重とすべり速度の増加によって発生する摩擦熱、溶解・分離熱及び冷媒溶解度の変化による粘度変化を考慮した熱流体潤滑解析を構築する。油膜の温度変化には軸受への給油量が変数となるため、流量の連続性から圧力方程式を導出する点、エネルギー方程式に溶解・分離熱を追加した点、冷媒と冷凍機油の密度や比熱をデータベース化して解析中に参照する点などを工夫した。

最後に第 6 章の「総括」では、第 2 章、第 3 章で考察した境界潤滑特性と、第 4 章、第 5 章で考察した流体潤滑特性を総合して、今後、圧縮機へ低 GWP 冷媒を適用する際に必要なすべり軸受の特性を総括する。

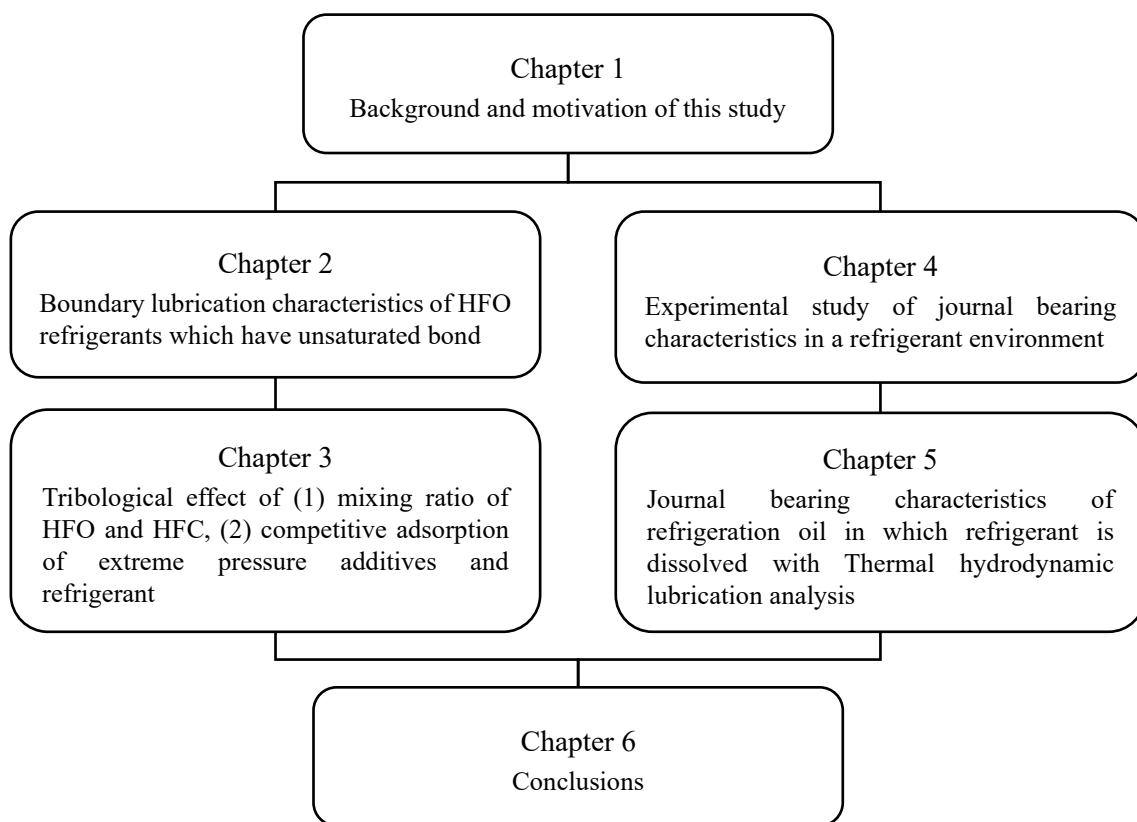


Fig. 1-10 Flow chart of this thesis

参考文献

- 1) 平成 26 年全国消費実態調査 主要耐久消費財に関する結果: 総務省統計局, (2015).
- 2) 関田真澄, 国産エアコンの歴史, *日本機械学会誌*, 2009, **112**(1078), pp. 446-447.
- 3) 一般社団法人 日本冷凍空調工業会, 家庭用エアコン (ルームエアコン) 国内出荷実績 <<https://www.jraia.or.jp/statistic/detail.html?ca=0&ca2=0>>, (参照日 2020年3月4日).
- 4) 社団法人 日本冷凍空調学会編, 新版 第 6 版 冷凍空調便覧 第 II 巻 機器編(2006), pp. 247-249.
- 5) 古高靖久, フロン問題とその代替化の動向, *日本食品低温保蔵学会誌*, 1990, **16**(2), pp. 69-74.
- 6) Standard 34-1978 – Number Designation of Refrigerants: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, (1978).
- 7) 小山繁, 平成 27 年度 NEDO 「TSC Foresight セミナー (第 2 回)」 発表資料, 東京 (2015) , pp. 1-58.
- 8) 渡部康一, 日本機械学会熱工学講演会講演論文集, 沖縄 (2002) , pp. 339-344.

- 9) 海藤俊介, 空調用冷媒の動向, 年報 NTT ファシリティーズ総研レポート, 2017, No. 28 2017年6月, pp. 53-56.
- 10) Midgley, Jr., T. and Henne, A.L., *Ind. Eng. Chem.*, Atlanta (1930), pp.542-545.
- 11) Molina, M.J., Rowland, F. S., Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone, *Nature*, 1974, **249**, pp. 810-812.
- 12) McLinden, M.O. and Vamling, L., “Heat Pumps for Energy Efficiency and Environmental Progress”, (ed. by J. Bosma), 1993, Elsevier, Amsterdam (1993), pp. 115-126.
- 13) McLinden, M.O., Annex 18: An International study of refrigerant properties, *IEA Heat Pump Centre Newsletter*, 1994, **12**(1), pp. 28-31.
- 14) McLinden, M.O. and Watanabe, K., *Proc. of the 20th Int. Congress of Refrig.*, Sydney (1999), IIR/IIF.
- 15) 二宮康司, 京都議定書・京都メカニズムとわが国の地球温暖化対策, *オレオサイエンス*, 2008, **8**(5), pp. 205-215.
- 16) モントリオール議定書キガリ改正を踏まえた今後の HFC 規制のあり方について: 産業構造審議会製造産業分科会化学物質政策小委員会フロン類等対策ワーキンググループ 中央環境審議会地球環境部会フロン類等対策小委員会, (2017).
- 17) *Handbook for the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer Fourteenth edition (2020): UN environment programme Ozone Secretariat*, (2020).
- 18) Standard 15-2019 (packaged w/ Standard 34-2019) – Safety Standard for Refrigeration Systems and Designation and Safety Classification of Refrigerants (ANSI Approved): American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, (2019).
- 19) Corporate News 2012年9月27日「世界初 次世代省エネ冷媒 HFC32 をエアコンに採用 温暖化係数が低い冷媒への転換により地球温暖化防止に貢献」: ダイキン工業株式会社, (2012).
- 20) 中村伸, 東井上真哉, 石橋晃, 加藤央平, 丹田翼, パッケージエアコン向け扁平感熱交換器, *三菱電機技報*, 2017, 91(10), pp.558-560.
- 21) Press Release, May 20, 2010, Honeywell and DuPont Announce Joint Venture to Manufacture New Automotive Refrigerant: Honeywell International, Inc., (2010).
- 22) Bobbo, S., Fedele, L., and Brown, J. S., “Advances in New Heat Transfer Fluids, From Numerical to Experimental Techniques”, (ed. by A. A. Minea), 2017, CRC Press, FL, pp.451-455.
- 23) 仙波昇, 日本機械学会熱工学カンファレンス講演論文集, 名古屋 (2019), No.19-303.
- 24) 荒野喆也, エアコン技術発展の系統化調査, *国立科学博物館技術の系統化調査報告*, 2017, 24, pp.106-184.
- 25) 谷真男, 新井聡経, 五前尚久, 加藤太郎, 岩崎俊明, 高効率・小型 空調用ツイントータリ圧縮機, *冷凍*, 2014, **89**(1040), pp.372-373.

- 26) 飯塚董, 石山明彦, 環境対応家電用冷媒圧縮機のトライボロジー技術動向, トライボロジスト, 2003, **48**(7), pp.564-570.
- 27) Creux, L., "Rotary Engine", 1905, US Patent 801 182.
- 28) 平賀正治, 容積式うず巻流体機械, ターボ機械, 1983, **11**(5), pp. 276-284.
- 29) 寺田浩清, 内川直志, 小谷純久, 千秋隆雄, スクロール圧縮機搭載パッケージ形空調機, 1983, **58**(672), pp. 991-997.
- 30) 森下悦生ほか, スクロール圧縮機, 三菱電機技報, 1984, **58**(5), 41-45.
- 31) 石井徳章, 山本修一, スクロール圧縮機の基本的な最適化設計, ターボ機械, 1993, **21**(12), pp. 729-733.
- 32) 村木正芳, "図解 トライボロジー 摩擦の科学と潤滑技術", 2007, 日刊工業新聞社, 東京, pp. 6-7.
- 33) 服部仁志, EHL 解析によるロータリコンプレッサ用軸受のトライボ設計, トライボロジスト, 1998, **43**(3), pp.209-212.
- 34) 田中真二, 京極啓史, 中原綱光, 冷凍・空調用ロータリ圧縮機の潤滑特性—ベーン先端部の混合潤滑解析—, トライボロジスト, 1996, **41**(3), pp.247-254.
- 35) 田中真二, 京極啓史, 中原綱光, 河原克己, 冷凍・空調用ロータリ圧縮機の潤滑特性 (その 2) —ベーン先端部混合潤滑解析の実験的検証—, トライボロジスト, 2000, **45**(7), pp.554-561.
- 36) 呉服栄太, 村木正芳, マルチベーン式圧縮機のベーン先端とシリンダ間の油膜形成に及ぼす諸要因, トライボロジスト, 2008, **53**(6), pp.401-407.
- 37) 呉服栄太, 村木正芳, マルチベーン式圧縮機の圧縮室内冷媒圧力の計測とベーン潤滑に与える影響, トライボロジスト, 2010, **55**(4), pp.284-291.
- 38) 呉服栄太, 村木正芳, マルチベーン式圧縮機のベーン先端部の潤滑解析, トライボロジスト, 2019, **64**(12), pp.747-758.
- 39) 中尾英人, 前山英明, 服部直隆, 高山智生, 自然冷媒 CO₂ 対応単段ロータリ圧縮機のベーン先端部における摩擦抑制技術, 日本冷凍空調学会論文集, 2008, **25**(4), pp.365-374.
- 40) 平山卓也, 青木俊公, 志田勝吾, 畑山昌宏, シェアフェット フェルティ モナリ, 岡田成浩, ロータリ圧縮機の大容量高効率化に関する研究, 日本冷凍空調学会論文集, 2017, **34**(3), pp.261-271.
- 41) 小松原健夫, 小保方芳信, 繊維強化アルミニウム合金の開発とコンプレッサしゅう動部品としての評価, 日本冷凍空調学会論文集, 2002, **19**(1), pp.73-81.
- 42) 田中章浩, 代替フロン等の雰囲気中におけるプラスチック材料の摩擦・摩耗, トライボロジスト, 1992, **37**(4), pp.312-318.
- 43) 田中章浩, 代替フロン環境下において PTFE により潤滑された炭素鋼の摩擦摩耗, トライボロジスト, 1992, **37**(11), pp.944-951.

- 44) 田中章浩, 代替フロン環境下での炭素鋼の摩擦摩耗に対する PTFE 系材料の影響, *トライボロジスト*, 1994, **39**(3), pp.255-262.
- 45) 伊藤隆英, 小林寛之, 藤谷誠, 村田伸夫, ロータリ圧縮機給油系の研究, *日本冷凍空調学会論文集*, 1993, **10**(3), pp.429-436.
- 46) 澤井清, 作田淳, 飯田登, 鷺田晃, 森本敬, 石井徳章, 空調用 R410A スクロール圧縮機の高効率化に関する実験的研究 -第1報: 圧縮室へのオイル供給量が性能に及ぼす影響の検討-, *日本冷凍空調学会論文集*, 2007, **24**(3), pp.265-272.
- 47) 澤井清, 鷺田晃, 作田淳, 飯田登, 森本敬, 石井徳章, 空調用 R410A スクロール圧縮機の高効率化に関する実験的研究 -第2報: 圧縮室への給油方式の変更による高効率化-, *日本冷凍空調学会論文集*, 2009, **26**(4), pp.387-395.
- 48) 澤井清, 鷺田晃, 二上義幸, 飯田登, 森本敬, 石井徳章, CO₂ スクロール圧縮機の圧縮室への給油に関する実験的研究, *日本冷凍空調学会論文集*, 2009, **26**(4), pp.429-437.
- 49) 近野雅嗣, 柳瀬裕一, 松永睦憲, 中村聡, 太田原優, スクロール圧縮機の圧縮室給油量適正化に関する研究, *日本冷凍空調学会論文集*, 2015, **32**(2), pp.175-182.
- 50) 永田修平, 加納奨一, 鈴木啓愛, 冷蔵庫用レシプロ圧縮機の給油機構に関するロバストパラメータ設計, *日本冷凍空調学会論文集*, 2018, **35**(2), pp.109-118.
- 51) 日吉博, 切削油における塩素系添加剤の効果について, *トライボロジスト*, 1961, **6**(3), pp.237-244.
- 52) 水原和行, 冷媒代替化における問題点, *トライボロジスト*, 1998, **43**(3), pp.179-182.
- 53) Mizuhara, K., Akei, M., and Matsuzaki, T., The Friction and Wear Behavior in Controlled Alternative Refrigerant Atmosphere, *Tribology Transaction*, 1994, **37**(1), pp.120-128.
- 54) 三科正太郎, 河原克巳, 水原和行, トライボロジー会議 '92 秋 盛岡 予稿集, 盛岡 (1992) , 433.
- 55) 田中真二, 桃園聡, 京極啓史, 中原綱光, 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, *トライボロジスト*, 1998, **44**(5), pp.358-365.
- 56) 木村好次ほか, “トライボロジーハンドブック”, (社団法人日本トライボロジー学会編), 2001, 株式会社養賢堂, 東京, pp. 673-674.
- 57) 開米貴, 冷凍機油の最近の動向, *トライボロジスト*, 1990, **35**(9), pp.621-626.
- 58) 萩原敏也, 代替冷媒対応冷凍機油, *トライボロジスト*, 1997, **42**(3), pp.199-204.
- 59) 角南元司, 瀧川克也, 代替冷媒用冷凍機油の現状と展望, *トライボロジスト*, 1997, **42**(8), pp.607-612.
- 60) 川口泰宏, HFC 系混合冷媒用の潤滑油, *冷凍*, 1997, **72**(835), pp.483-488.
- 61) 村木正芳, 董大明, 佐野孝, 冷媒雰囲気下におけるポリオールエステル基油の摩擦・摩耗特性, *トライボロジスト*, 1998, **43**(1), pp.43-49.

- 62) 中尾英人, 松木哲三, 矢野賢司, ハイドロフルオロカーボン系冷媒とエステル油混合液の耐焼付き性能に及ぼす臨界溶解温度の影響, *トライボロジスト*, 2007, **52**(12), pp.880-887.
- 63) 山口英宏, 今井八郎, 山本哲也, 山本勉, 植木裕, 滝沢貴久男, 福島清司, 代替冷媒環境下におけるコンプレッサ材の摩擦摩耗特性に及ぼす冷凍機油添加剤の影響, *日本冷凍空調学会論文集*, 1999, **16**(3), pp. 229-238.
- 64) 金重炫, 山本雄二, 権藤誠吾, 代替冷媒用潤滑油の摩擦摩耗特性に及ぼす添加剤の影響, *日本機械学会論文集 (C 編)*, 1999, 65(631), pp.1201-1206.
- 65) Reynolds, O., On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 1886, **177**, pp.157-234.
- 66) 林洋次, 滑り軸受 (1), *ターボ機械*, 1982, **10**(6), pp.366-372.
- 67) 林洋次, 滑り軸受 (2), *ターボ機械*, 1982, **10**(8), pp.492-500.
- 68) 林洋次, 滑り軸受 (3), *ターボ機械*, 1982, **10**(10), pp.627-633.
- 69) 林洋次, 滑り軸受 (4), *ターボ機械*, 1982, **10**(12), pp.736-742.
- 70) 林洋次, 滑り軸受 (5), *ターボ機械*, 1983, **11**(2), pp.110-119.
- 71) 青木弘, 有限巾ジャーナル軸受の理論, *潤滑*, 1958, **3**(6), pp.285-292.
- 72) 中川栄一, 青木弘, 動荷重を受けるジャーナル軸受における軸心軌跡の計算法について, *潤滑*, 1970, **15**(7), pp.385-390.
- 73) 加藤孝久, 堀幸夫, レイノルズ方程式の行列形式表示によるジャーナル軸受の動特性解析, *日本機械学会論文集 (C 編)*, 1988, **54**(500), pp.935-942.
- 74) 山田真睦, 井上剛志, 真円ジャーナル軸受・弾性ロータ系で発生する非同期振動の非線形振動解析, *日本機械学会論文集 (C 編)*, 2013, **79**(806), pp.3550-3560.
- 75) 菅波拓也, 佐藤勝紀, 松川公映, 塚本和幸, 軸傾斜の方向と大きさがジャーナルすべり軸受の性能に及ぼす影響, *トライボロジスト*, 2005, **50**(1), pp.47-54.
- 76) 菅波拓也, 佐藤勝紀, 松川公映, 塚本和幸, 薄肉円筒部を軸受端に有する傾斜対策軸受の負荷容量, *トライボロジスト*, 2005, **50**(1), pp.73-81.
- 77) 菅波拓也, 増田隆広, 山本明, 佐野賢三, ジャーナルすべり軸受の性能に及ぼす粘度変化の影響, *トライボロジスト*, 1976, **21**(8), pp.519-526.
- 78) 服部仁志, 川島教嗣, 大きな動荷重が作用するロータ・すべり軸受系の動解析 (剛体ロータ系の諸特性に及ぼす軸受組立ミスアライメントの影響), *日本機械学会論文集 (C 編)*, 1990, **56**(530), pp.2684-2691.
- 79) 服部仁志, 大きな動荷重が作用するロータ・すべり軸受系の動解析 (弾性ロータ系への適用), *日本機械学会論文集 (C 編)*, 1990, **56**(531), pp.2984-2991.
- 80) 服部仁志, 大きな動荷重が作用するロータ・すべり軸受系の動解析 (軸受油膜の剛性, 減衰係数の変化), *日本機械学会論文集 (C 編)*, 1991, **57**(543), pp.3606-3611.

- 81) 服部仁志, ロータリコンプレッサ用軸受の弾性流体潤滑解析 (軸受端部における薄肉構造の効果), *日本機械学会論文集 (C 編)*, 1998, **64**(624), pp.3171-3178.
- 82) 服部仁志, 伊藤安孝, 平山卓也, 三浦一彦, ロータリコンプレッサ用軸受の混合潤滑解析 -低速回転における油膜中の固体接触について-, *日本冷凍空調学会論文集*, 2008, **25**(4), pp.337-346.
- 83) 松井大, 橋内葉子, 稲垣耕, 軸受損失発生メカニズム解明による高効率レシプロ圧縮機の開発, *日本冷凍空調学会論文集*, 2011, **28**(2), pp.125-136.
- 84) 佐藤創, 伊藤隆英, 小林寛之, スクロール圧縮機スラスト軸受の摩擦特性, *日本冷凍空調学会論文集*, 2008, **25**(4), pp.347-354.
- 85) 永田修平, 香曾我部弘勝, 関山伸哉, 小野利明, 冷蔵庫用レシプロ圧縮機に用いる低摩擦スラスト軸受に関する研究, *日本冷凍空調学会論文集*, 2013, **30**(3), pp.231-241.
- 86) 奥達也, 阿南景子, 石井徳章, 澤井清, 森本敬, 鷺田晃, スクロール圧縮機スラスト軸受部における潤滑メカニズムに関する実験的研究, *日本冷凍空調学会論文集*, 2007, **24**(1), pp.65-75.
- 87) 奥達也, 石井徳章, 阿南景子, 澤井清, 森本敬, 鷺田晃, スクロール圧縮機スラスト軸受部における潤滑メカニズムに関する理論的研究, *日本冷凍空調学会論文集*, 2007, **24**(1), pp.77-88.
- 88) 奥達也, 石井徳章, 阿南景子, 澤井清, 森本敬, 飯田登, スクロール圧縮機スラストスライド軸受の最適設計, *日本冷凍空調学会論文集*, 2007, **24**(3), pp.253-264.
- 89) 石井徳章, 奥達也, 阿南景子, 辻琢磨, 小笹俊博, 澤井清, 森本敬, 飯田登, スクロール圧縮機スラスト軸受における潤滑特性に関する実験的研究 -軸受の厚さおよび形状の影響-, *日本冷凍空調学会論文集*, 2008, **25**(4), pp.355-364.
- 90) 樋田雅人, 宇佐美初彦, *日本機械学会年次大会講演論文集*, 札幌 (2015), S1160204.
- 91) 石田貴規, 中島直哉, 宇佐美初彦, ベルマウス形状を有するジャーナル軸受の摩擦特性, *トライボロジスト*, 2017, **62**(11), pp.718-727.
- 92) 山田博之, 佐々木辰也, 荒木宏, 津村渉子, 五前尚久, *日本機械学会関西支部第 94 期定時総会講演会*, 滋賀 (2019), 715.
- 93) 吉村多佳雄, 森田一郎, 小林正則, HFC-134a および CFC-12 冷媒の溶解した冷凍機油を用いたジャーナル軸受の特性, *日本機械学会論文集 (C 編)*, 1996, **62**(594), pp.665-671.
- 94) Kim, M., Shim, J., Kim, J., Jang, D., Park, S., Multiphysics simulation and experiment of a thrust bearing in scroll compressors, *Tribology International*, 2020, **142**, 105969.
- 95) Wang, C., Xing, Z., Hou, F., Wu, H., Yu, Z., Research on axis orbit of the journal bearing lubricated with oil and refrigerant mixtures in a twin-screw refrigeration compressor, *International Journal of Refrigeration*, 2018, **90**, pp.1-11.

- 96) 荒牧国次, 市村昌明, 二重結合を持つ化合物による酸中の鉄腐食の抑制, *防食技術*, 1980, **29**(9), pp.437-442.
- 97) 柳沢正, 清水孝, 冷媒の溶解した冷凍機油の流動特性の研究, *日本機械学会論文集 (B 編)*, 1986, **52**(479), pp.2581-2587.
- 98) 中原綱光, 流体潤滑理論の進展の技術史的視点による俯瞰, *トライボロジスト*, 2016, **61**(11), pp.720-727.
- 99) 大津健史, 潤滑におけるキャビテーション —キャビテーションの成長現象—, *トライボロジスト*, 2013, **58**(6), pp.373-380.

第2章 非相溶の基油との組合せにおける HFO 冷媒の境界潤滑特性

2.1 緒言

HFO を空調機器に適用するうえで圧縮機の信頼性を確保するためには冷媒と冷凍機油の組合せにおけるしゅう動部の潤滑性を把握し、焼付きや摩耗を抑制することが重要である。本章及び第3章では冷媒環境下におけるしゅう動部の境界潤滑特性を明らかにする。

HFO の分子構造の特徴は不飽和結合を有することである。不飽和結合は付加反応を起こしうするため、油やしゅう動部との反応によりトライボロジー特性に何らかの影響を与えると考えられる。Olivier らはプロパン、プロピレンの吸着作用について研究しており、不飽和結合の存在によりプロピレンは金属表面への吸着作用が大きくなることを明らかにしている¹⁾。しかし、冷媒の不飽和結合がしゅう動部の耐焼付き性、耐摩耗性に与える影響についての報告は少ない。そこで、不飽和及び飽和冷媒の耐焼付き性、耐摩耗性を明らかにするための検討を行った。本研究の主たる評価冷媒は HFO と HFC であるが、あわせて R 290 (プロパン) と R 1270 (プロピレン) の耐焼付き性、耐摩耗性を評価した。R 1270 は不飽和結合を有する冷媒であり、かつ金属表面への吸着効果がすでに明らか¹⁾となっていることから冷媒の分子構造が耐焼付き性、耐摩耗性に及ぼす影響を把握するための予備知識になると考えたためである。フロン冷媒に関して飽和冷媒としては R 134a, R 125 を、不飽和冷媒では R 1234yf, R 1234ze を選択し、それぞれの冷媒環境下及び比較対象として大気中でしゅう動試験を行い、試験後のしゅう動面観察と合わせて考察を行った。

2.2 冷媒と冷凍機油

使用した7種類の冷媒と冷凍機油の組合せを Table 2-1 に示す。炭化水素系の不飽和冷媒としては R 1270 (プロピレン) を対象とし、R 1270 と同じ炭素数3の R 290 (プロパン) を飽和冷媒として選択した。フロン系冷媒の不飽和冷媒としては R 1234yf, R 1234ze を、比較のための飽和冷媒としては R 134a, R 125 を対象とした。R 134a は耐熱性や材料適合性など地球温暖化係数以外の物理的性質が R 1234yf と非常に類似している^{2),3)}。また、R 134a と炭素数が同一でフッ素と水素の数が異なる R 125 も比較対象としている。さらに、飽和冷媒と不飽和冷媒を混合した場合の耐焼付き性について検討するため R 134a と R 1234yf の重量比率が 40 : 60 の混合冷媒も用意した。ここで、重量比率を決定する上では R 1234yf の特徴の一つである可燃性に着目した。可燃性の冷媒を機器に適用する場合、取扱いに関して可燃性ガスとしての規制に従う必要がある。ここ

で、R 1234yfに R 134a を 35%以上混合すると不燃冷媒として取り扱う事ができるが、R 134a の混合は地球温暖化係数の増加につながる。冷媒の不燃性を維持しつつ地球温暖化係数を低く保つために、R 134a と R 1234yf の重量比率を 40 : 60 とした⁴⁾。冷凍機油は圧縮機の寝込み起動時などに粘度を確保できる非相溶油とし、炭化水素冷媒にはポリアルキレングリコール (PAG) 油を、HFC, HFO 系冷媒及び大気中の試験にはアルキルベンゼン (AB) 油を用いた。

Table 2-1 Refrigerant characteristics and combination of oil

Refrigerant		Molecular structure	GWP	Saturated vapor pressure (298 K)	Refrigeration oil
Hydrocarbon	R 290	CH ₃ CH ₂ CH ₃	3	1.0MPa	PAG 46 mm ² /s@313K
	R 1270	CH ₃ CH=CH ₂	2	1.2MPa	
Hydro fluorocarbon	R 134a	CH ₂ FCF ₃	1300	0.7MPa	AB 8 mm ² /s@313K
	R 125	CHF ₂ CF ₃	3170	1.4MPa	
Hydro fluoroolefin	R 1234yf	CF ₃ CF=CH ₂	1	0.7MPa	
	R 1234ze	CF ₃ CH=CHF	1	0.5MPa	
HFC & HFO mixture	R 134a (40%) R 1234yf (60%)	-	-	0.7MPa	

2.3 焼付き試験

2.3.1 試験装置

焼付き試験に使用した試験装置の概略構造を Fig. 2-1 に示す。試験形態は焼付きを発生させやすくすることを目的に、油膜が形成されにくいディスクオンディスク形式を採用した。ドーナツ形状の平板で形成される回転側試験片を圧力容器内の回転軸側に、円形状の平板で形成される固定側試験片を負荷軸側にそれぞれの中心位置が合致するように取り付けた。両試験片は試験が開始され、荷重が負荷されるまでは分離された状態にある。試験荷重は圧力容器の上側に設置されたばねによって試験部に負荷される。バネの上部にはロードセルが固定されており、試験部に負荷される荷重を計測することができる。また、負荷軸に取り付けたストップとストップの端部に取り付けたロードセルによりしゅう動部で発生する摩擦力を測定することができる。固定側試験片ホルダと負荷軸との間にφ10 mm の鋼球を取り付けて、固定側試験片ホルダを負荷軸から分離する。この構造により固定側試験片ホルダはユニバーサルに動作可能であり、固定側と回転側の両試験片の片あたりを防止することが可能である。圧力容器には温調配管を設け、雰

囲気温度を制御して試験を行った。雰囲気温度は圧力容器下部の熱電対で測定した。冷媒と冷凍機油は液面がしゅう動面よりも高くなるように量を決定し封入した。液冷媒と冷凍機油が十分に攪拌できるように回転ホルダに攪拌棒を取付けた。

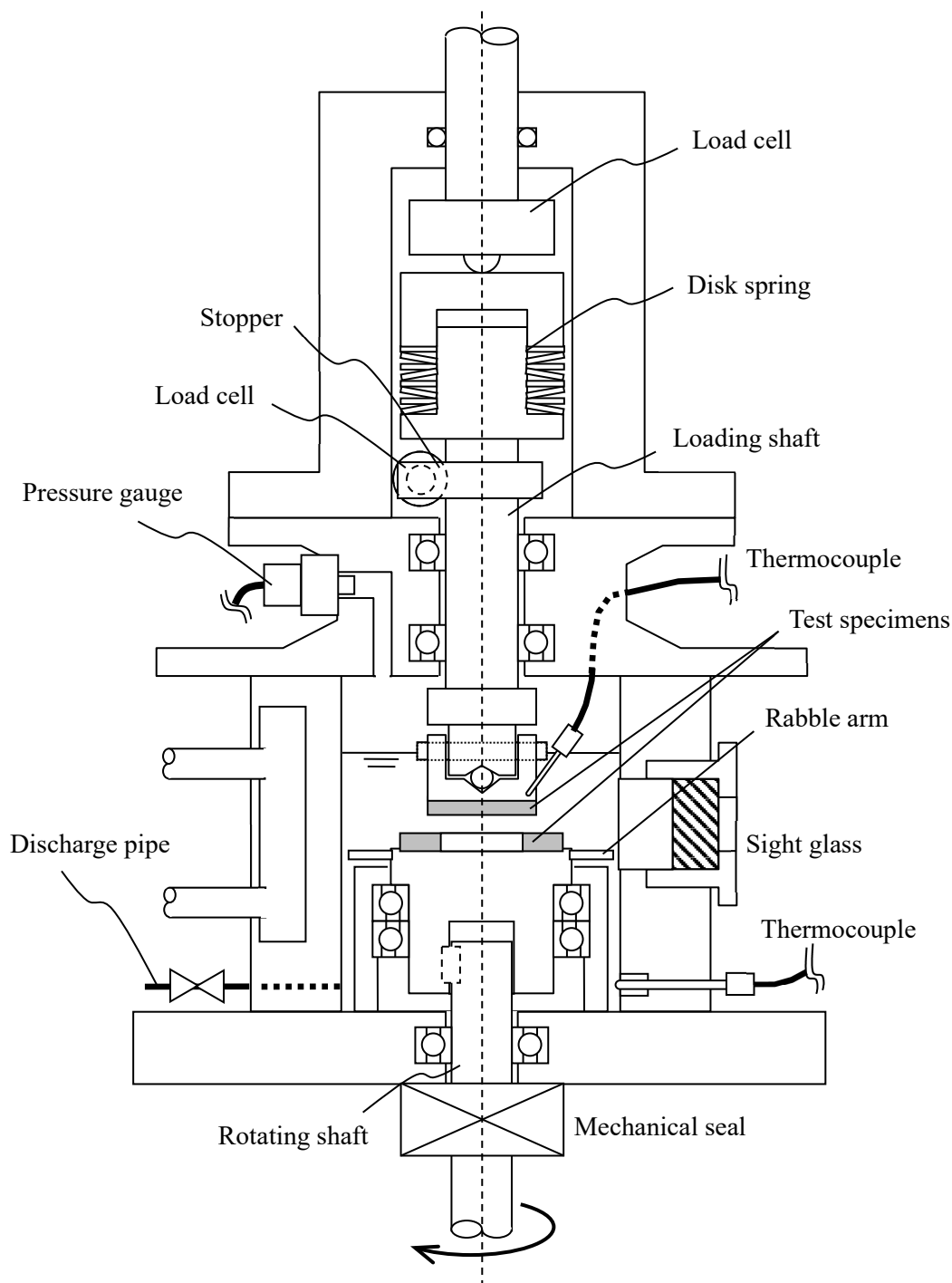


Fig. 2-1 Seizure experimental apparatus

2.3.2 供試材

Fig. 2-2 に本試験装置のしゅう動面への給油方法を示す。固定側試験片ホルダには側面から下面中央部へ繋がる給油経路を設け、固定側試験片の中心部にはこの給油穴と連結した穴 ($\phi 3\text{ mm}$) を設けた。

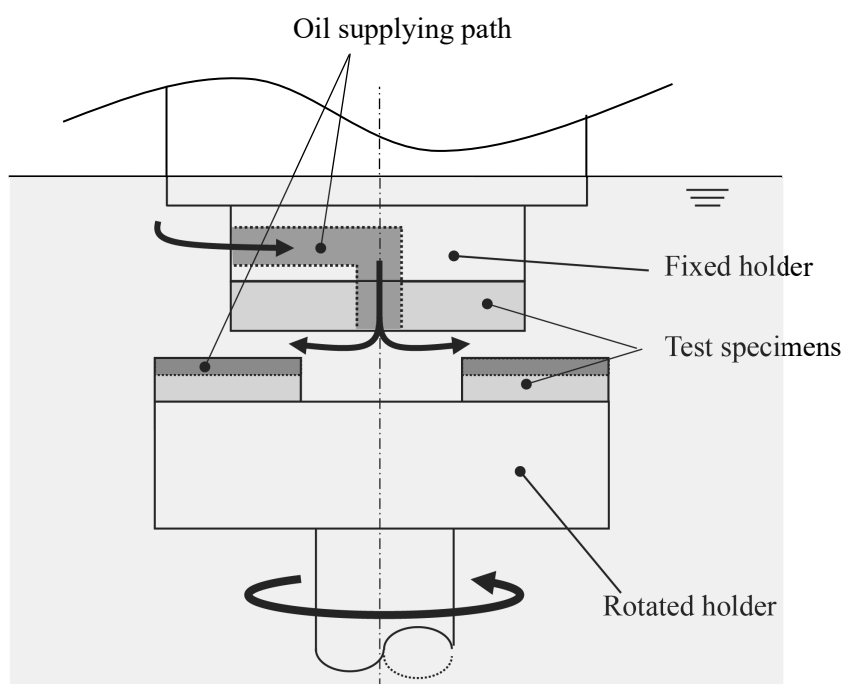
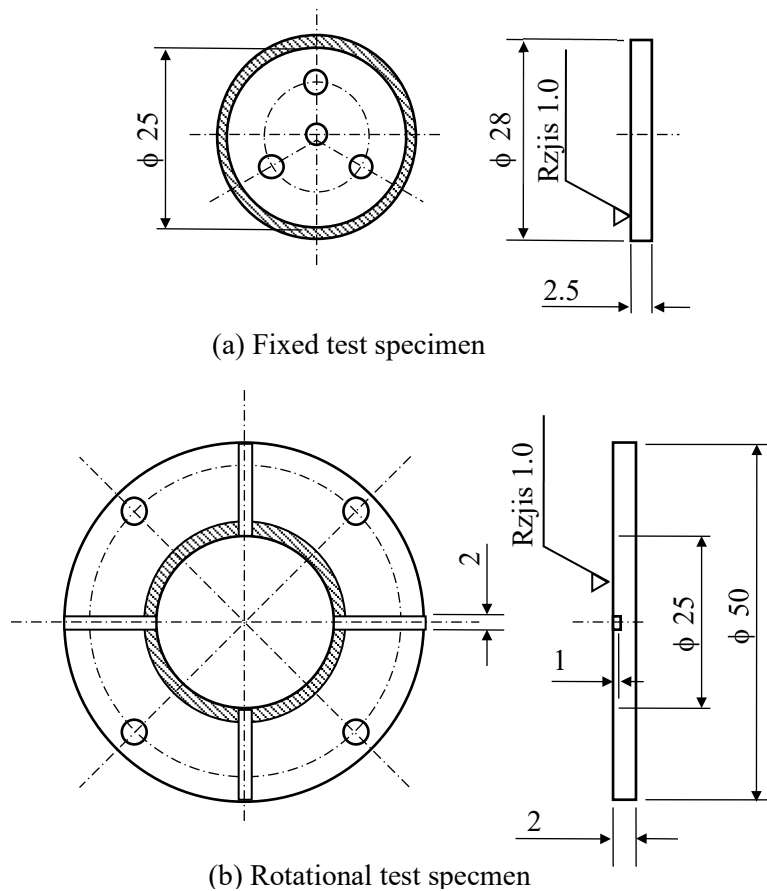


Fig. 2-2 Oil supply procedure

Fig. 2-3 に供試材の形状を示す。回転側試験片のしゅう動面には内周から外周に通じる放射状の給油溝を設けた。回転側試験片が回転すると、これらの給油溝を介してしゅう動面に冷媒と冷凍機油の混合液を供給することができる。しゅう動部は斜線で示した $\phi 25\text{--}28\text{ mm}$ の平面部分であり、その面積は 112.9 mm^2 である。しゅう動面の表面粗度は研削加工により十点平均粗さで $1.0\text{ }\mu\text{m}$ 以下に設定した。Table 2-2 に供試材の材質を示す。ヤング率、ビッカース硬度は超微小硬度計で 5 回ずつ測定した値の平均値を採用した。



(a) Fixed test specimen

(b) Rotational test specimen

Fig. 2-3 Test specimen

Table 2-2 Material of test specimen

Test specimen	Material	Young's modulus	Vickers hardness
Fixed test specimen	Gray cast iron	220 GPa	HV 460
Rotational test specimen	Ductile cast iron	240 GPa	HV 465

2.3.3 試験条件

試験条件を Table 2-3 に示す。圧力容器に液状態の冷媒と冷凍機油を冷凍機油の重量比率が 10 wt%になるように封入し、雰囲気温度を 298 K に温調した。このとき圧力容器内の圧力は Table 2-1 に示す飽和蒸気圧となる。R 1234yf, R 1234ze, R 134a 及び R 125 については試験条件における冷媒と油の混合液の溶解粘度を測定した。いずれの冷媒でも溶解粘度は 1 mPa・s 以下でありほぼ同等であった。なお、粘度計の測定レンジは 2–20 mPa・s であり溶解粘度の測定結果は参考値であることを付しておく。なお、大気中の AB 油の粘度は温度粘度線図から読み取り 298 K において 14 mm²/s であった。無負荷の状態でもータを回転し、しゅう動部のすべり速度が 2.8 m/s に到達した後、試験片への

負荷を開始した。しゅう動部への負荷は無負荷から 1 分間に 100 N ずつ増加するステップ荷重とし、摩擦係数が急激に上昇する点において焼付きが発生したと判断した。

Table 2-3 Seizure experimental conditions

Initial chamber temperature	298 K
Oil concentration	10 wt%
Sliding velocity	2.8 m/s
Incremental load	Stepping 100 N/min
Data sampling rate	5 s ⁻¹
Sliding area	112.9 mm ²

2.4 摩耗試験

2.4.1 試験装置

Fig. 2-1 に示した試験装置の圧力容器内部をピンオンディスク型試験機に変更して摩耗試験を行った。摩耗試験時における圧力容器内部の概略図を Fig. 2-4 に示す。ピンホルダにピンを 3 本取り付け、ピンホルダの中心とディスクの中心位置が合致するように設定した。この構造により、試験後のディスクには一本のしゅう動痕が残る。

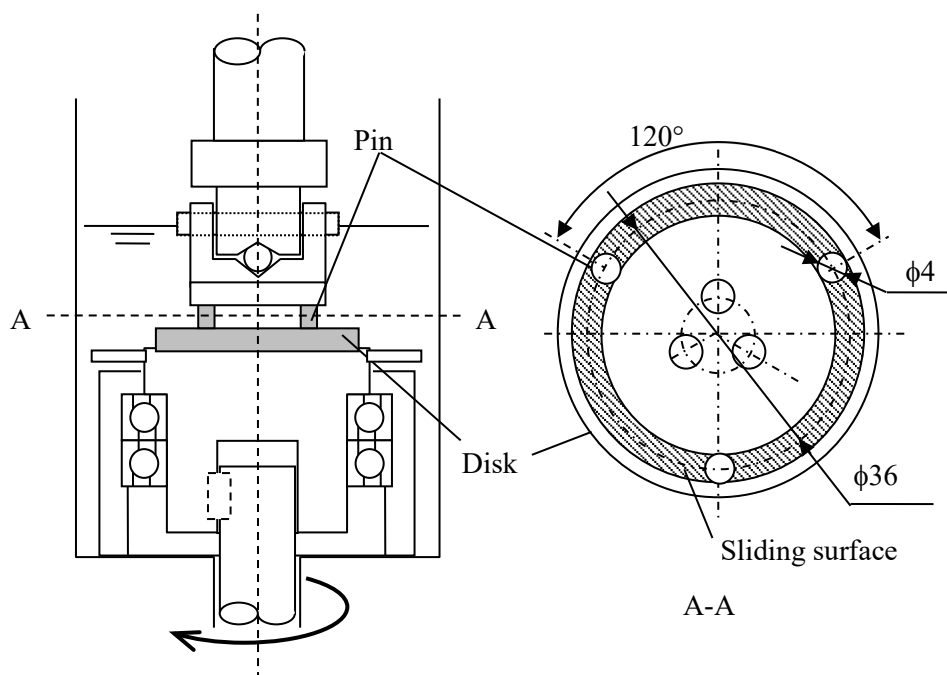


Fig. 2-4 Wear experimental apparatus

2.4.2 供試材

ディスクのしゅう動部は Fig. 2-4 の斜線で示した部分である。しゅう動面の表面粗度は研削加工により十点平均粗さで $1.0 \mu\text{m}$ 以下に設定した。供試材の材質は Table 2-2 に記載の焼付き試験に使用したものと同一であり、ピンにダクタイル鋳鉄を、ディスクにねずみ鋳鉄を使用した。

2.4.3 試験条件

摩耗試験の条件を Table 2-4 に示す。圧力容器に規定量の冷凍機油と冷媒を封入し、雰囲気温度を 298 K に温調した。圧縮機のすべり軸受部において、油膜が形成されにくい低速時のしゅう動を模擬し、すべり速度は圧縮機の回転数が 30 s^{-1} 相当である 1.5 m/s に設定した。無負荷の状態でもータ回転し、すべり速度を 1.5 m/s にした後、試験片への負荷を開始した。押付荷重を 1130 N に設定し、48 時間の摩耗試験を行った。

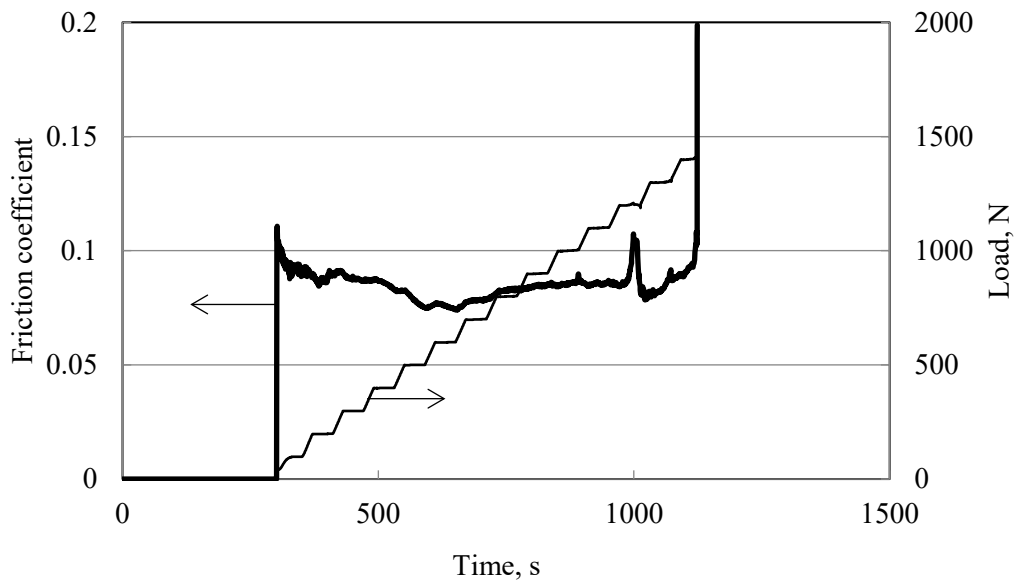
Table 2-4 Wear experimental conditions

Initial chamber temperature	298 K
Oil concentration	70 vol%
Sliding velocity	1.5 m/s
Contact pressure (Load)	30 MPa (1130 N)
Sliding time	48 h

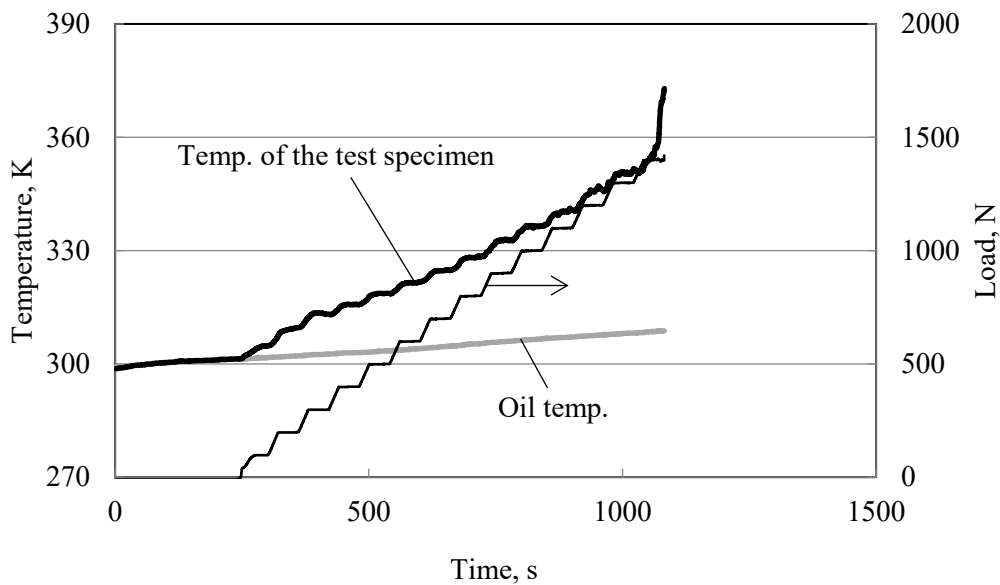
2.5 試験結果

2.5.1 耐焼付き性

Fig. 2-5 に一例として R 1234yf 環境における負荷荷重と摩擦係数及び温度の関係を示す。荷重が 1300 N 以下では摩擦係数が 0.08 程度で安定しているが、 1400 N に到達すると摩擦係数が急激に上昇したため試験を停止した。固定側試験片の温度は荷重の増加に比例して高くなり、焼付き発生時には急激に上昇している。また、圧力容器下部の油温は荷重の増加とともに若干上昇傾向にあるが固定側試験片の温度と比較すると小さい。いずれの冷媒においても同様に焼付き直前には温度が急激に上昇していることを確認した。



(a) Friction coefficient



(b) Temperature

Fig. 2-5 Friction coefficient and test specimen temperature of R 1234yf atmosphere

Fig. 2-6 に試験前後の回転試験片のしゅう動面観察写真を示す. a 図に示すように試験前の回転試験片にはダクタイル鋳鉄特有の球状黒鉛が確認できる. また, c 図に示すように摩擦係数が急激に上昇した後のしゅう動面は凝着痕が確認され, 本試験においては摩擦係数が 0.2 を超えれば凝着による焼付きが発生したと判断し, このときの荷重を焼付き荷重と定義した. 一方で, b 図に示すように焼付きに至る前の摩擦係数が 0.08 程度を推移している段階で試験を停止して観察した写真には大きな凝着痕が確認できな

い. なお, R 1234yf 以外の冷媒においても摩擦係数の急激な上昇後には凝着痕が発生していることを確認済みである.

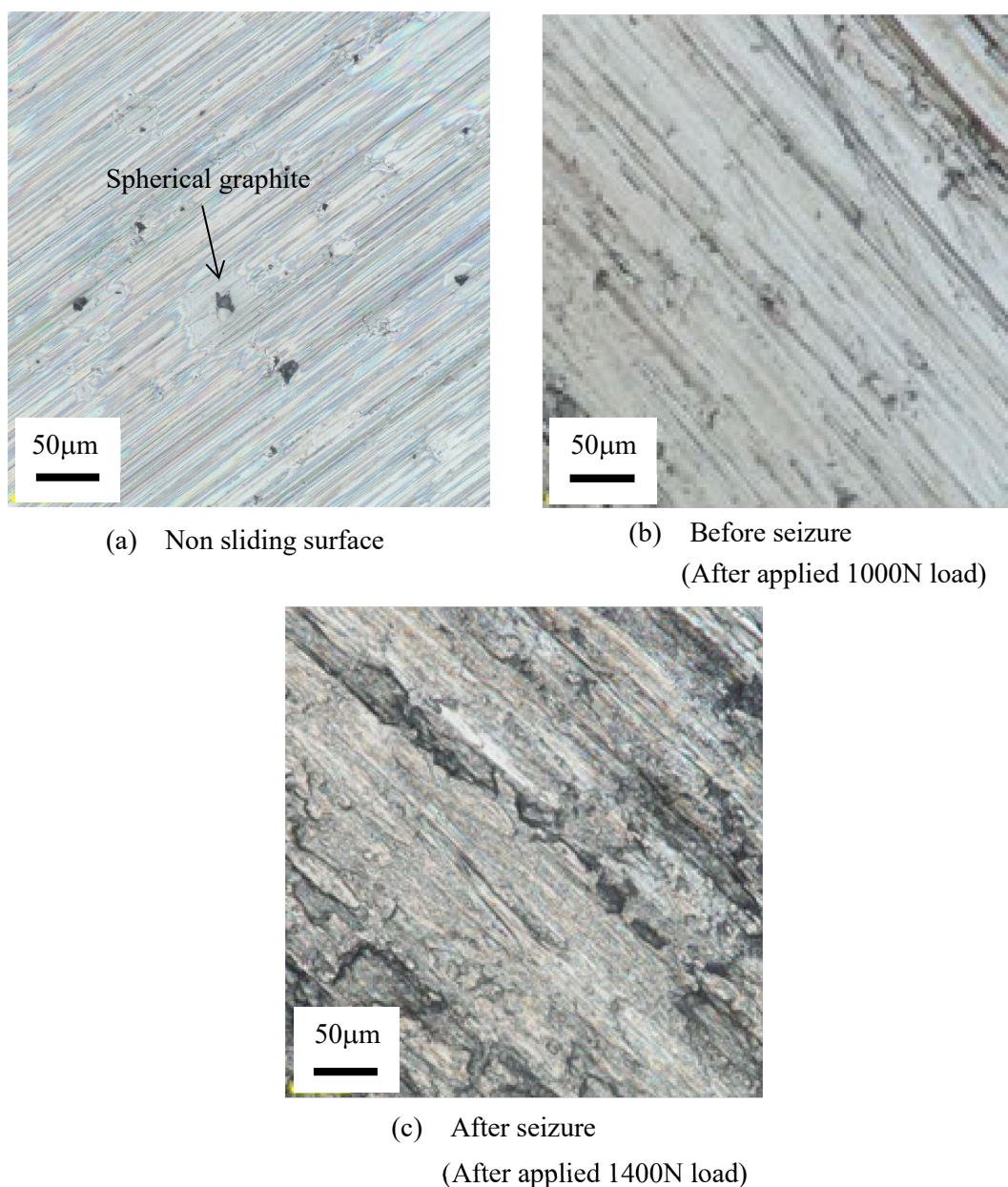
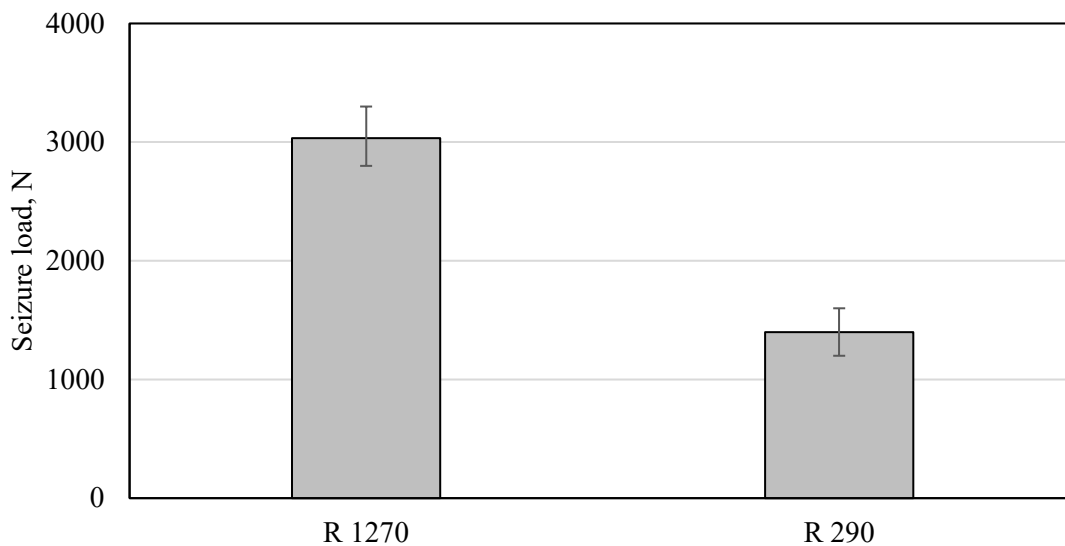


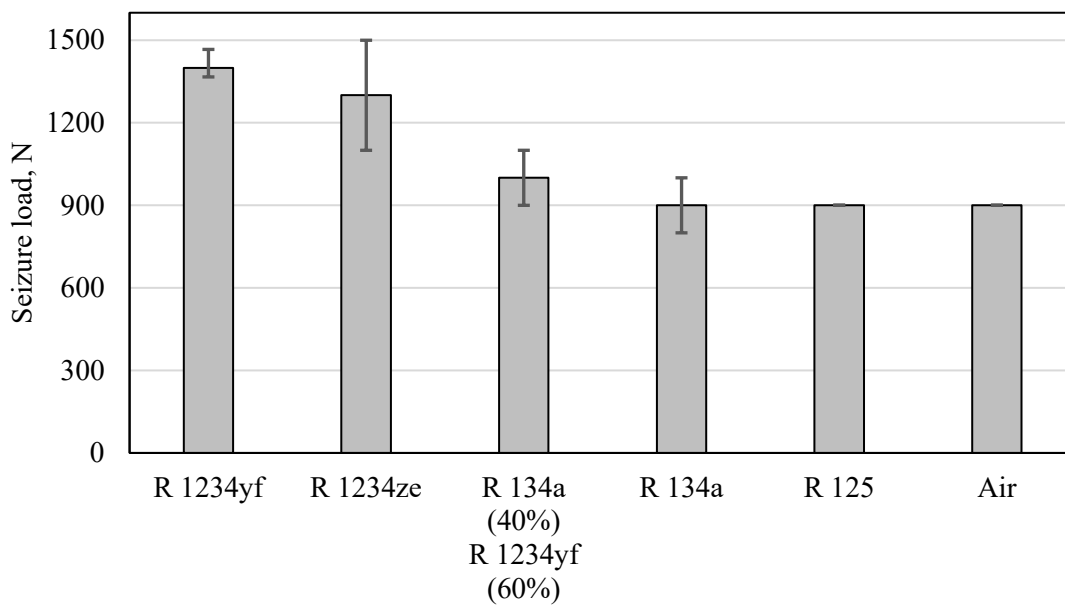
Fig. 2-6 Microscopy image of sliding surface

Fig. 2-7 に各種冷媒環境における焼付き荷重を示す. 炭素数がそれぞれ等しい R 1270 と R 290 の場合, 不飽和結合である R 1270 の方が R 290 よりも焼付き荷重が大きい. HFO, HFC においても, 不飽和結合である R 1234yf 及び R 1234ze 環境における焼付き荷重は R 134a と R 125 よりも高いことがわかる. これら冷媒種の分子構造の違いを比

較してみると、R 134a と R 125 の炭素数は 2 で等しく、フッ素数と水素数が異なるが、これは耐焼付き性に影響を及ぼさないことを示唆している。次に、R 1234yf 及び R 1234ze と R 134a を比較するとフッ素数と水素数は同等で、炭素数と二重結合の有無に差がある。また、R 134a と R 1234yf を 40 : 60 で混合した場合にはそれぞれ単独の冷媒における焼付き荷重の中間の値を示した。



(a) HC



(b) HFO and HFC

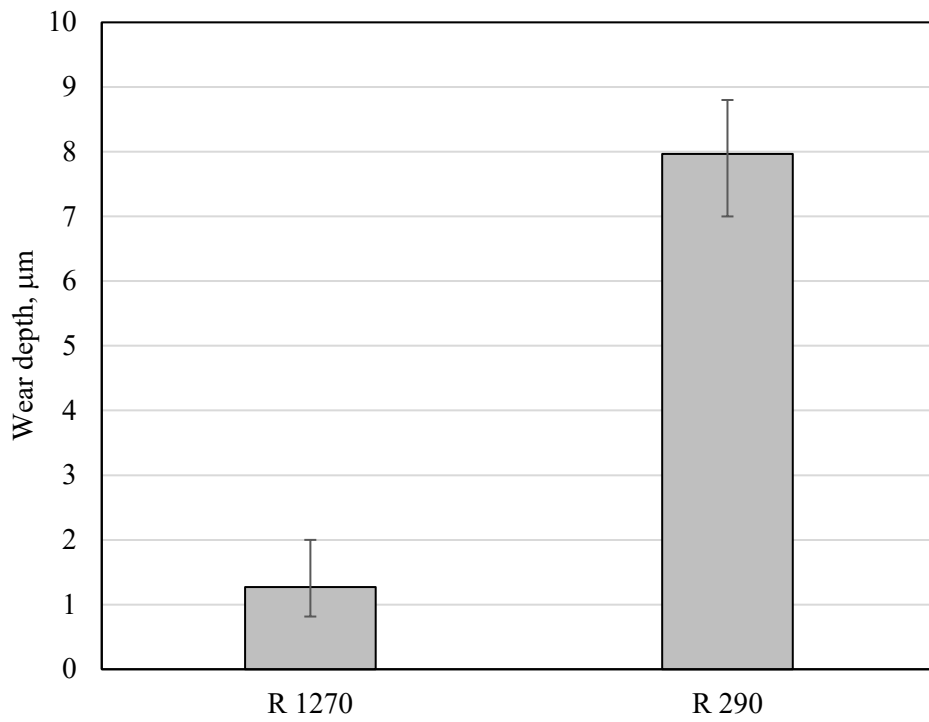
Fig. 2-7 Seizure load

これらの結果から、二重結合の有無が冷媒環境における耐焼付き性に影響を及ぼすと考えられる。ここで、二重結合を含む炭化水素は二重結合の持つ π 電子による金属表面への吸着により還元反応を抑制することが言われている⁵⁾。また、荒巻らは同一炭素数の化合物において二重結合をもつ化合物のほうが二重結合をもたない化合物よりも酸中における鉄腐食の抑制効果が高いことを実験的に示した⁶⁾。さらに、二重結合による安定な金属表面への炭化水素の吸着は π 電子を金属の空のd軌道へ供与することと、金属のd電子を反結合性軌道に逆供与することで起こり、分子全体で化学吸着すると考えている。なお、吸着には物理吸着と化学吸着の2種類がある。物理吸着はファン・デル・ワールス力によるものであり、化学吸着は吸着分子と固体表面との間の電荷移動により強く吸着する。さらに、化学吸着した分子は表面反応により分解、反応膜を形成する。表面化学反応は一般に高い温度で発生することが知られている⁷⁾。しかるに、二重結合を有する冷媒環境での焼付試験中のしゅう動部では次に示す現象が起きていると考えられる。まず、しゅう動によって真実接触面で活性な新生面が現れる。次に、冷媒が新生面へ吸着し、さらに摩擦熱を受けて冷媒が分解して冷媒由来のフッ素の化学反応膜を生成する。

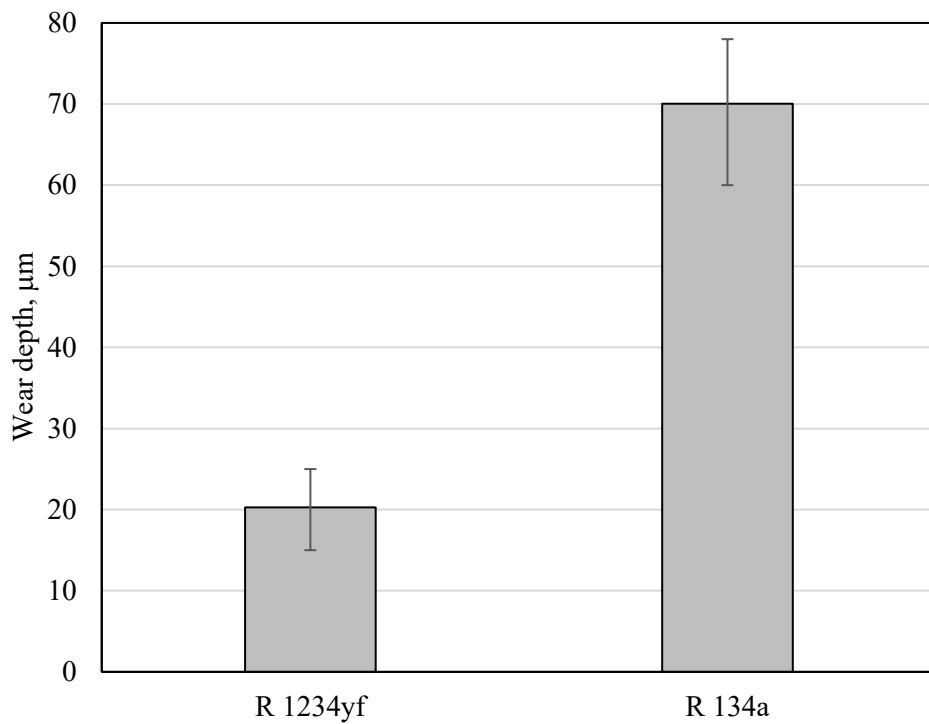
ここで、しゅう動面への冷媒と油の吸着のしやすさについて考える。HFO及びHFC冷媒と共に使用したAB油は極性が低く、極性の高い冷媒が選択的にしゅう動面へ吸着する⁸⁾。一方、炭化水素系冷媒が無極性であることに対してPAG油は極性が高い。したがって、油がしゅう動面に吸着するが、プロピレンについては二重結合の反応性の高さにより、冷媒の吸着も起こっていると考えられる。大気中とR 134a及びR 125の環境下における焼付き試験の結果については2.6節で考察する。

2.5.2 耐摩耗性

試験後のピン及びディスクの摩耗深さを測定し、それらを合計した値を摩耗深さとした。Fig. 2-8に摩耗試験の結果を示す。R 1270はR 290よりも摩耗量が少ない。また、R 1234yfはR 134aよりも摩耗量が少ない。どちらの試験結果からも不飽和冷媒の方が飽和冷媒よりも耐摩耗性に優れていることがわかる。



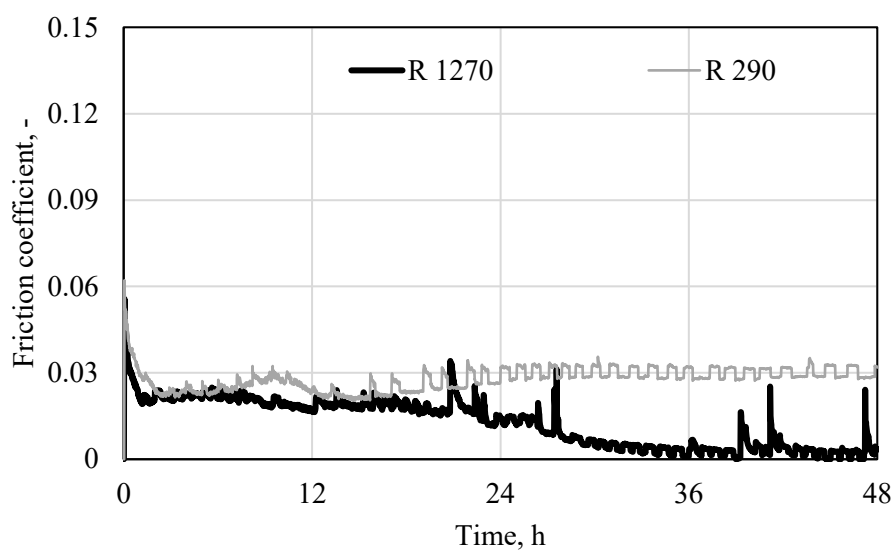
(a) HC



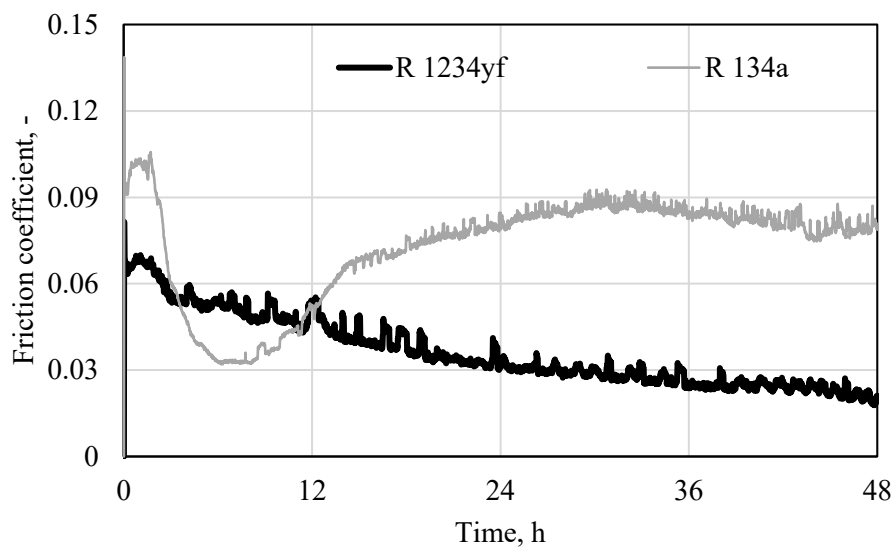
(b) HFO and HFC

Fig. 2-8 Total wear depth of pin and disk

Fig. 2-9 に摩耗試験中の摩擦係数の経時変化を示す. a 図より HC 環境下における摩擦係数は R 290 よりも R 1270 の方が小さい. 先に示した摩耗量の傾向と一致する. b 図に示す R 1234yf と R 134a の比較においても HC と同様, 不飽和冷媒の摩擦係数が飽和冷媒に比して小さい結果であった. いずれの図においても試験前半は飽和冷媒と不飽和冷媒の摩擦係数の差が小さく, 試験片の表面粗さ突起部の摩耗が進行するなじみ過程であると推測する. その後, 摩擦係数の差が拡大する局面では, 新生面が露出して不飽和冷媒環境ではしゅう動面へ冷媒が吸着して摩擦係数を下げたと考える. なお, a 図と b 図の摩擦係数の差はそれぞれ冷凍機油の粘度が異なるためと考える.



(a) HC



(b) HFO and HFC

Fig. 2-9 Friction coefficient during wear test

2.6 しゅう動面分析

各種冷媒環境下における耐焼付き性に影響を与える因子を明らかにするため、それぞれの冷媒雰囲気で行った焼付き試験後の回転側試験片の表面の元素を TOF-SIMS (Time of Flight Secondary Ion Mass Spectrometry, 飛行時間二次イオン質量分析法)により分析した。Table 2-5 に分析条件を示す。Fig. 2-10 に焼付き試験後のディスク写真を示す。図に示すように、しゅう動面と非しゅう動面の2箇所を分析した。試験片は焼付き試験後にアセトン液中で超音波洗浄した。

Table 2-5 Analysis conditions

Analysis Mode	Mass spectrum
Primary ion	Ga ⁺
Secondary ion polarity	Negative
Mass range	1-2000
Analyzed area	100 μm × 100 μm
Analysis time	5 min

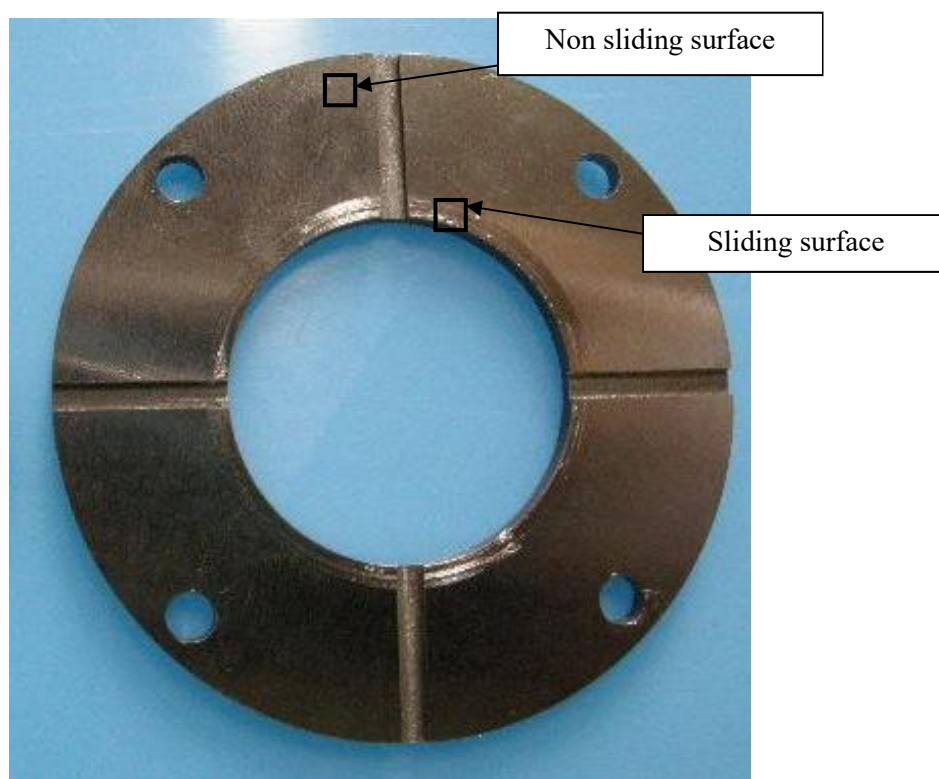


Fig. 2-10 Test disk after seizure test

Fig. 2-11 に試験片ごとの非しゅう動面に対するしゅう動面のフッ素イオン量比を示す。図に示すように R 1234yf, R 1234ze 環境下で試験を行った回転側試験片では R 134a, R 125 環境下の場合よりも非しゅう動面に対するしゅう動面でのフッ素イオン量比が大きい。フッ素は反応性が極めて高く、また、常温常圧では気体であるため、試験片上で化合物になっているフッ素が検出されたと考えられる。不飽和結合を有する R 1234yf, R 1234ze は金属面への吸着性が強いため、2.5.1 項で説明したとおり、しゅう動中に試験片に吸着膜を形成し、その膜が摩擦熱によりしゅう動面に化学反応膜としてフッ素化合物層を形成したと考えられる。この分析でフッ素化合物の同定には至らなかったが、Akram らによれば R 1234yf 環境における鋳鉄同士のしゅう動によりしゅう動面にフッ化鉄(III)と、鉄-フッ素結合の有機物が確認されている⁹⁾。本研究においてもこれらの化合物が形成されていると推測する。また、R 134a と R 1234yf の混合冷媒では R 1234yf, R 134a 単独の場合の中間のフッ素イオン量比であった。大気中と R 134a, R 125 環境のそれぞれで使用した試験片のしゅう動面を比較すると、フッ素イオン量にほとんど差がないため焼付き試験で同等の結果が得られたと考えられる。Fig. 2-12 にフッ素イオン量比と焼付き荷重の関係を示す。本試験ではフッ素イオン量比と焼付き荷重に正の強い相関が認められる。

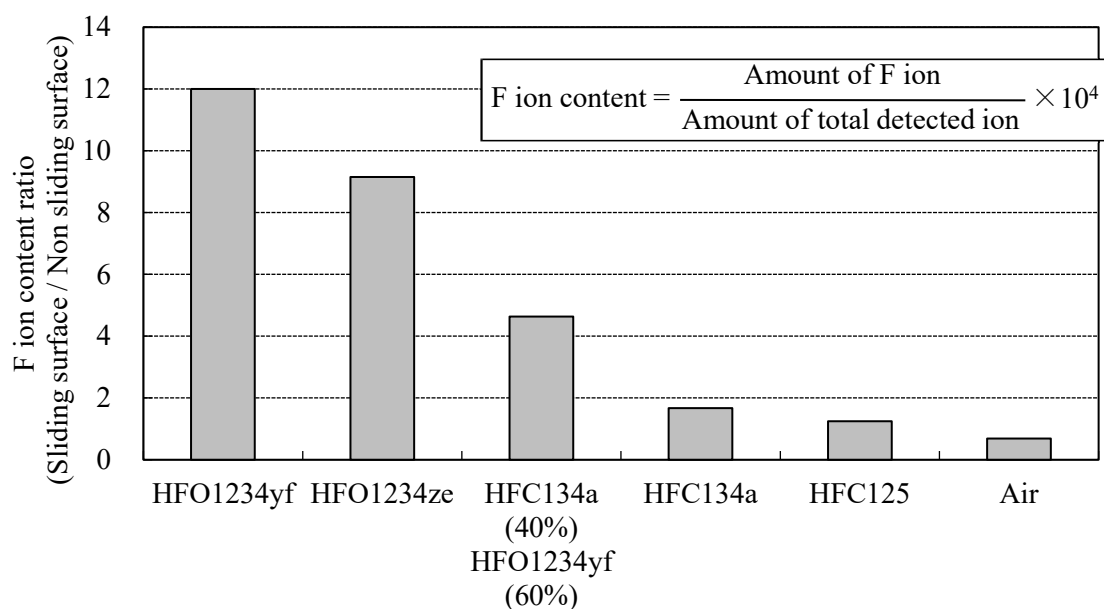


Fig. 2-11 Fluorine ion content measured by TOF-SIMS

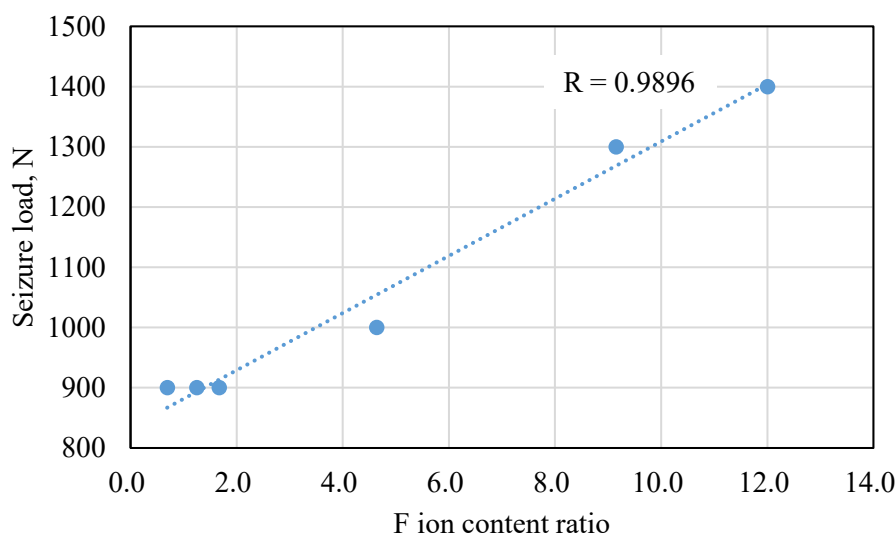


Fig. 2-12 Relationship of F ion content ratio and seizure load

2.7 結言

本章では、冷媒種が境界潤滑特性に及ぼす影響を検討した。低 GWP 冷媒の候補であるハイドロフルオロオレフィン(HFO) は不飽和結合を有することが特徴であり、飽和冷媒である従来のハイドロフルオロカーボン(HFC)と境界潤滑特性に差が生じると考えられる。そこで、冷媒と冷凍機油に曝露される圧縮機のすべり軸受において、起動停止などの固体接触時を模擬した焼付き試験、摩耗試験を行った。試験では冷媒自身の境界潤滑特性を評価するために非相溶の基油を用いた。冷媒がしゅう動部の境界潤滑特性に及ぼす影響を考察した結果、以下の知見を得た。

- HFO 系の R 1234yf と R 1234ze は、HFC 系の R 134a と R 125 よりも焼付き荷重が高く、R 1234yf と R 134a の混合冷媒の焼付き荷重は、それぞれの単体冷媒の中間の値を示した。
- HFO 系の R 1234yf は、HFC 系の R 134a に比べて摩擦係数、摩耗量ともに小さい値を示した。
- 摩擦面のフッ素イオン比(しゅう動面/非しゅう動面)と焼付き荷重との間には、強い正の相関(相関係数 0.99)があることが明らかとなった。
- 耐焼付き性および耐摩耗性において、HFO 系が HFC 系よりも優れる要因は、高い反応性を有する不飽和冷媒の HFO が摩擦によって分解し、しゅう動面に冷媒由来のフッ素化合物からなる境界潤滑膜を形成しやすいためと考えられる。

参考文献

- 1) Olivier, M., Bougard, J. and Jadot, R., Adsorption of Propane Propylene and Propadiene on Activated Carbon, *Applied Thermal Engineering*, 1996, **16**(5), pp.383-387.
- 2) Akasaka, R., Kayukawa, Y., Tanaka, K. and Higashi, Y., “JSRAE Thermodynamic Table Vol.3 HFO-1234yf”, 2010, Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Tokyo.
- 3) Minor, B., Spatz, M., Proc. of the 19th International Compressor Engineering Conference at Purdue, U. S. (2008), 2349.
- 4) Yamada, Y., Proc. of International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Tokyo (2010).
- 5) Zucchi, F., Zucchini, G. L., Trabanelli, G., Proceedings of 3rd European symposium on corrosion inhibitors, Italy (1971), pp.121-135.
- 6) 荒巻国次, 市村昌明, 二重結合を持つ化合物による酸中の鉄腐食の抑制, *防食技術*, 1980, **29**(9), pp.437-442.
- 7) 小西誠一, 上田亨, “潤滑油の基礎と応用”, 1992, コロナ社, 東京, 53.
- 8) 夏目喜孝, 荒平和治, 代替冷媒仕様カーエアコンとトライボロジー, *トライボロジスト*, 1995, **40**(9), pp.718-723.
- 9) Akram, M. W., Polychronopoulou, K., Polycarpou, A. A., Lubricity of environmentally friendly HFO-1234yf refrigerant, *Tribology International*, 2013, **57**, pp.92-100.

第3章 極圧添加剤を含む相溶油との組合せにおける HFO 冷媒の境界

潤滑特性

3.1 緒言

HFO を空調機器に適用するうえで圧縮機の信頼性を確保するためには冷媒と冷凍機油の組合せにおけるしゅう動部の潤滑性を把握し、焼付きや摩耗を抑制することが重要である。第2章では HFO の不飽和結合に着目し、冷媒と非相溶の基油との混合液下における耐焼付き性、耐摩耗性を評価した。しかし、HFO として本研究で取り上げている R 1234yf は密度が低いいため単体で RAC, PAC, VRF に適用するだけでは省エネ性が悪化する課題がある¹⁾。そこで、HFO を HFC (例えば R 32)に混合し、省エネ性維持と低 GWP 化を両立する方策が取られた様々な混合冷媒が提案されている²⁾。一方、冷凍機油は基油に極圧添加剤³⁾が添加され、しゅう動材料と反応して境界潤滑膜を生成し焼付きを防止する。一般には硫黄化合物やリン化合物が極圧添加剤として使用される。この場合、しゅう動面には冷媒、冷凍機油、添加剤が存在して相互に影響するため境界潤滑特性は複雑な様相を示す。さらには HFC, HFO 冷媒の混合比によってもこの特性が変化すると考えられる。

本章では第2章からの展開としてより実用的な条件での評価を行う。すなわち、冷媒に対して相溶性を有し極圧添加剤を含む冷凍機油を用いた。冷媒は R 32, R 1234yf および数種の HFC / HFO 混合冷媒を用いた。これらの組合せで液冷媒と冷凍機油の混合環境における耐焼付き性の評価を行った。しゅう動面では複数の冷媒と極圧添加剤および基油が混在することとなり、主には冷媒と極圧添加剤の競争が焦点となる。耐焼付き性評価後のしゅう動面に形成された境界潤滑膜の分析、液冷媒が溶解した冷凍機油の粘度評価により冷媒と極圧添加剤の競争の観点から境界潤滑特性を考察する。

3.2 冷媒と冷凍機油

Table 3-1 に使用した冷媒と冷凍機油の組成を示す。R 32, R 1234yf を比較対象とし、HFC / HFO 混合冷媒 4 種のトライボロジー特性を評価することとした。R 463A は R 410A の代替候補、R 454B は R 32 の代替候補である。R 463A には R 1234yf, R 744 が、R 454B には R 1234yf が含まれるために GWP が低くなる。460X, および 370Y2 は R 1123 が含まれる。これらの冷媒に対して相溶性を有する冷凍機油として極圧添加剤を含有した VG46 の POE (Polyol ester)油を使用した。

Table 3-1 Characteristics of HFO / HFC refrigerants and refrigeration oil

	Refrigerant	R 32	R 463A	R 454B	460X	370Y2	R 1234yf
Composition (wt%)	R 32	100	36	68.9	68	55	-
	R 134a	-	14	-	-	-	-
	R 125	-	30	-	-	-	-
	R 744	-	6	-	-	-	-
	R 1234yf	-	14	31.1	-	26	100
	R 1123	-	-	-	32	19	
GWP		675	1494	466	459	373	1
Flammability (safety classification)		Lower (A2L)	No (A1)	Lower (A2L)	Lower	Lower	Lower (A2L)
Refrigeration oil	POE (46 mm ² /s @ 313K) with EP agent						

3.3 実験方法

3.3.1 焼付き試験

試験装置及び方法は 2.3.1 項に記載の通りである。試験条件を Table 3-2 に示す。試験片はスクロール圧縮機のすべり軸受と軸材料を想定し、固定試験片に銅スズ合金を、回転試験片にはクロムモリブデン鋼を使用した。

Table 3-2 Seizure experimental conditions

Materials	Fixed disk: copper tin alloy Rotating disk: chromium molybdenum steel
Initial chamber temperature	298 K
Oil concentration	10 wt%
Sliding velocity	4.2 m/s
Incremental load	Stepping 100 N/min
Data sampling rate	5 s ⁻¹
Sliding area	112.9 mm ²

3.3.2 混合粘度計測

Fig. 3-1 に冷媒 / 冷凍機油の混合液の粘度測定に用いた圧力容器の概略図を示す。圧力容器には真空引きおよび冷媒導入用のポート、ゲージ圧計、シーース熱電対、粘度計を設けた。圧力容器内に規定量の冷凍機油を投入し、真空引きした後、規定量の冷媒を封入する。圧力容器を恒温槽に設置して冷媒と冷凍機油の混合液を 10 分間攪拌して均一に混合し、温度が一定となった後に容器内の圧力、混合液の温度と粘度を測定した。Table 3-3 に測定条件を示す。液冷媒に対する冷凍機油の重量比は、40–60 wt% の範囲とした。圧力容器内の温度は、253–293 K の範囲で変化させた。

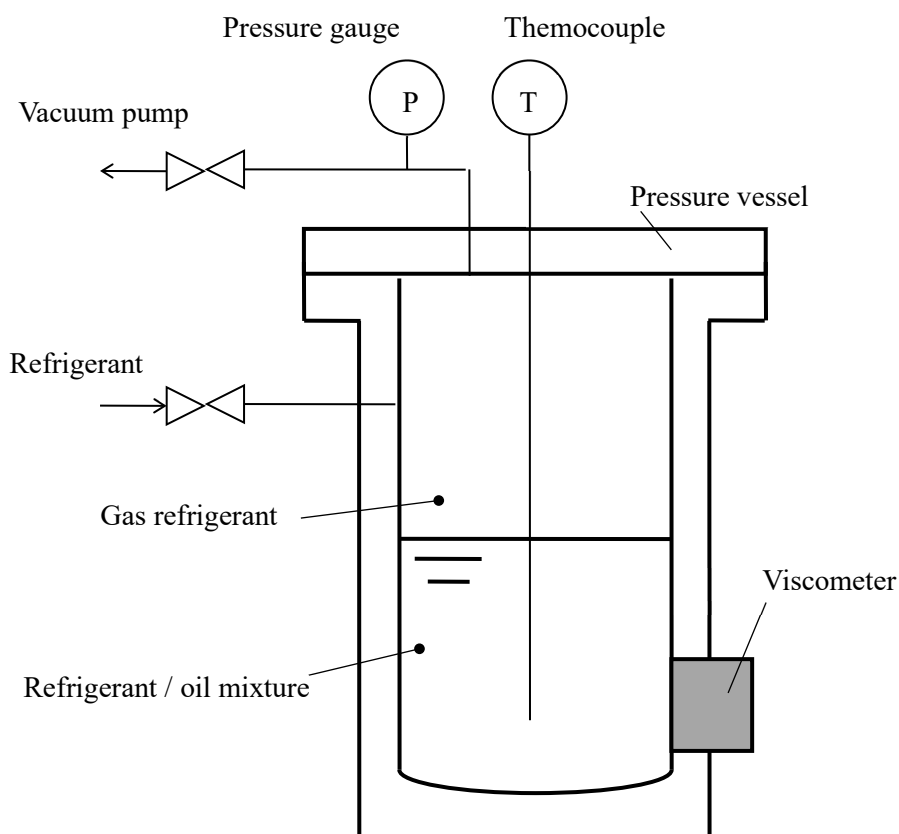


Fig. 3-1 Schematic of the viscosity measurement of refrigerant / oil mixtures

Table 3-3 Experimental conditions of the viscosity measurement

Temperature in the pressure vessel	253, 273, 293 K
Oil ratio in oil and liquid refrigerant mixture	40, 50, 60 wt%

3.4 試験結果

3.4.1 耐焼付き性

Fig. 3-2 に各冷媒の焼付き荷重と冷媒組成に対する HFO 冷媒のモル分率を示す。焼付き試験は冷媒ごとに 3 回実施して焼付き荷重を平均した。エラーバーはばらつきを示す。図に示すように、HFO を含む混合冷媒の焼付き荷重は R 32 よりも低い。また、冷媒中の HFO のモル比が増加すると焼付き荷重が低下する。

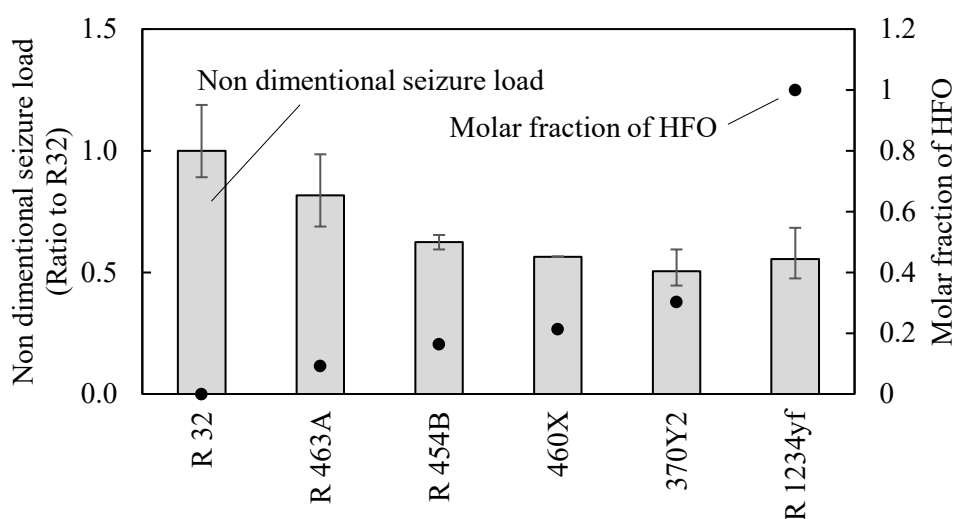
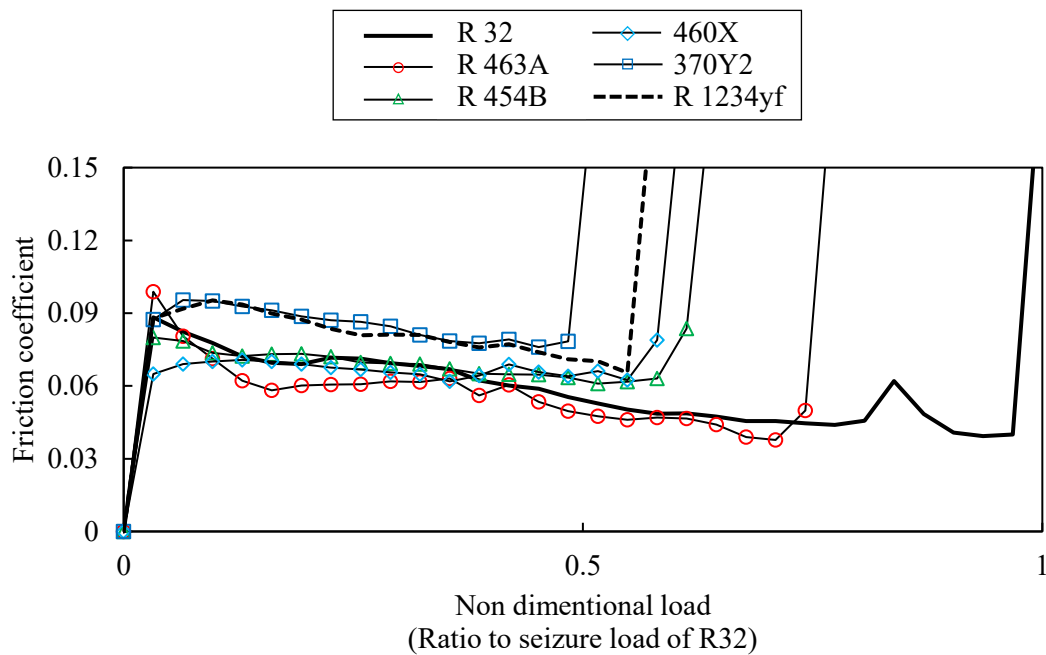
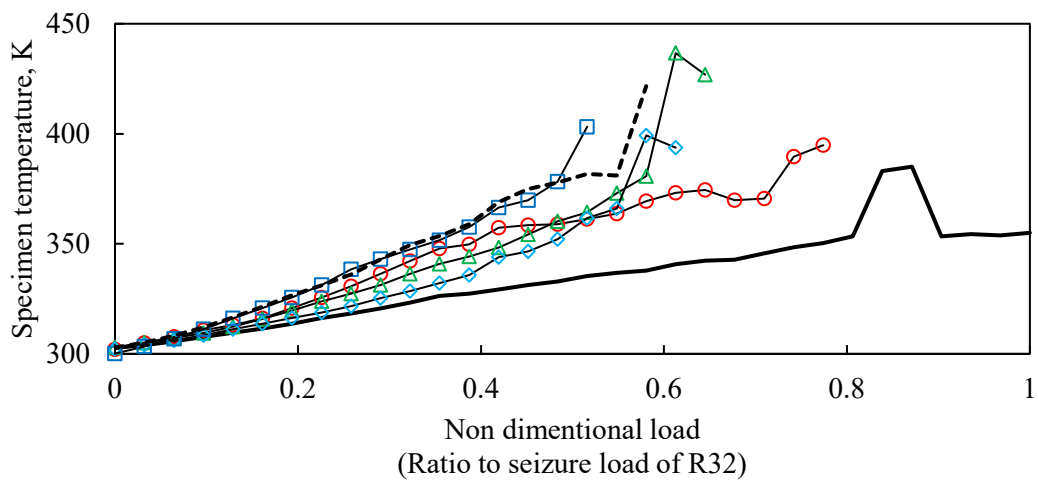


Fig. 3-2 Seizure load of test specimen lubricated with oil / refrigerant mixtures and molar fraction of HFO

Fig. 3-3 に焼付き試験中の荷重に対する平均摩擦係数および試験片温度の関係を示す。図は冷媒ごと 3 回の試験結果のうち、焼付き荷重の中央値をとった個体データを表している。横軸の荷重は R 32 での焼付き荷重中央値で無次元化した。焼付き荷重が最も高い R 32 とそれに準ずる R 463A の摩擦係数は低い傾向にある。一方で R 1234yf, 370Y2 は摩擦係数が高く、概ね焼付き荷重と摩擦係数の大小関係の傾向が一致する。摩擦係数と同様に焼付き荷重が高いほど試験片温度は低い傾向にあり、混合冷媒環境下における摩擦係数と試験片温度は R 32 単体と R 1234yf 単体の場合の中間に位置している。焼付き現象はしゅう動面の温度上昇、局所的な凝着部の拡大、境界潤滑膜の機能喪失に起因する⁴⁾。本試験では、摩擦係数が高いほど試験片温度が増大し焼付きやすくなったと考える。なお、横軸 0.85 付近で R 32 の摩擦係数と試験片温度に変動がみられる。局所的な凝着の発生で一時的に摩擦係数が上昇したが、凝着部の脱落としゅう動面系外への放出によって摩擦係数が上昇前の値に回復したと考える。



(a) Friction coefficient



(b) Specimen temperature

Fig. 3-3 Relationship of load and friction coefficient and specimen temperature

冷媒種により焼付き荷重が異なるメカニズムについて以降で考察を行う。第2章では不飽和結合を持つHFOは冷媒の分解性が高く、飽和結合のHFCよりもしゅう動面に冷媒由来の境界潤滑膜を形成しやすいと考察した。その理由としてしゅう動面では吸着したHFO由来のフッ素分子が摩擦熱により金属表面にフッ化物層を形成すると考えられる。それにもかかわらず本試験結果においてHFO/HFC混合冷媒の焼付き荷重がR32

と比較して低下する原因は、フッ化物層がしゅう動面に形成されることで、冷凍機油中の極圧添加剤に由来する境界潤滑膜の形成を阻害したためと考える。そこで、HFC、HFOそれぞれの単一冷媒である R 32 と R 1234yf の 2 種類で再試験を行い、しゅう動面の観察および元素分析を行った。焼付き発生後にはしゅう動面で凝着が発生し、表面の境界潤滑膜が脱落することが想定される。また、前述のとおり焼付き発生直前にも局所的な凝着が発生しうる。そこで、境界潤滑膜の検出を容易にするため 2 種類の冷媒における再試験はそれぞれの冷媒における焼付き荷重に対して 80%の荷重が負荷された時点で停止した。Fig. 3-4 に固定試験片のしゅう動面の光学顕微鏡画像を示す。R 1234yf 環境下で試験を行ったしゅう動面では、摩耗痕を明確に観察できるが、R 32 の場合にはしゅう動痕が観察されず研磨痕が残っている。なお、図示しないが回転試験片のしゅう動面はいずれの冷媒の場合も a 図と同様に研磨痕が残っている状態であった。

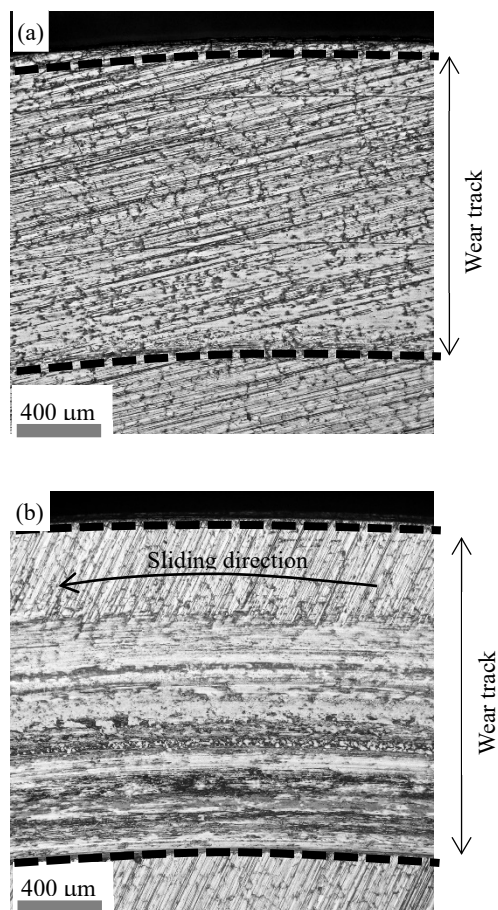


Fig. 3-4 Optical microscope images of the sliding surfaces of fixed disk after seizure experiment in (a) R32 / POE and (b) R 1234yf / POE mixtures

次に、固定試験片のしゅう動面と未使用品表面の元素分析を行った。分析には SEM-EDX を用い、加速電圧 15kV、スタンダードレス ZAF 法にて定量した。Fig. 3-5 に分析結果を示す。R 1234yf のしゅう動面のフッ素含有量は、R 32 の場合よりも高い。この結果から HFO が含まれる冷媒環境下ではしゅう動面にフッ化物層が形成される可能性が高いことを示している。一方、R 32 環境下のしゅう動面ではリンおよび硫黄含有量が高い。リンと硫黄は冷凍機油の極圧添加剤に由来すると考えられ、しゅう動面にリンと硫化物の境界潤滑膜を形成することで高面圧下での摩擦特性を向上させる。フッ化物層は、極圧添加剤としゅう動面との化学反応によるリン、硫黄の境界潤滑膜の形成を抑制すると考えられる。以上のとおり、HFO を含む環境では極圧添加剤由来の境界潤滑膜がしゅう動面に形成されにくいため、R 32 に比べて R 1234yf の環境で焼付き試験中の摩擦係数が高く、しゅう動面の摩耗痕がみられ、結果的に耐焼付き性能が低下したと考える。

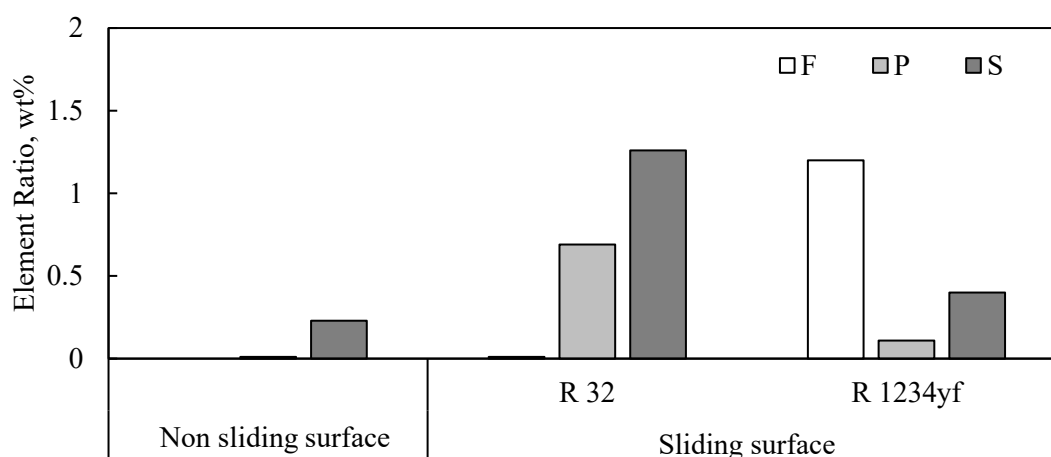


Fig. 3-5 EDX analysis of fluorine, Phosphorus and sulfur content in the sliding surfaces and non sliding surface of virgin specimen

3.4.2 冷媒 / 冷凍機油混合液の混合粘度

液冷媒と冷凍機油の混合粘度が耐焼付き性に及ぼす影響を明らかにするため、液冷媒と冷凍機油の混合粘度を計測した。Fig. 3-6 に液冷媒が溶解した冷凍機油の粘度を示す。本研究で用いた POE 油に対しては R 32 と R 1234yf 以外の混合冷媒において R 32 比率が小さいほど粘度が高い傾向にあることがわかる。一方、R 32 と R 1234yf では混合粘度に及ぼす液冷媒の寄与度が冷凍機油よりも大きく、温度によらず混合粘度はほぼ一定であった。

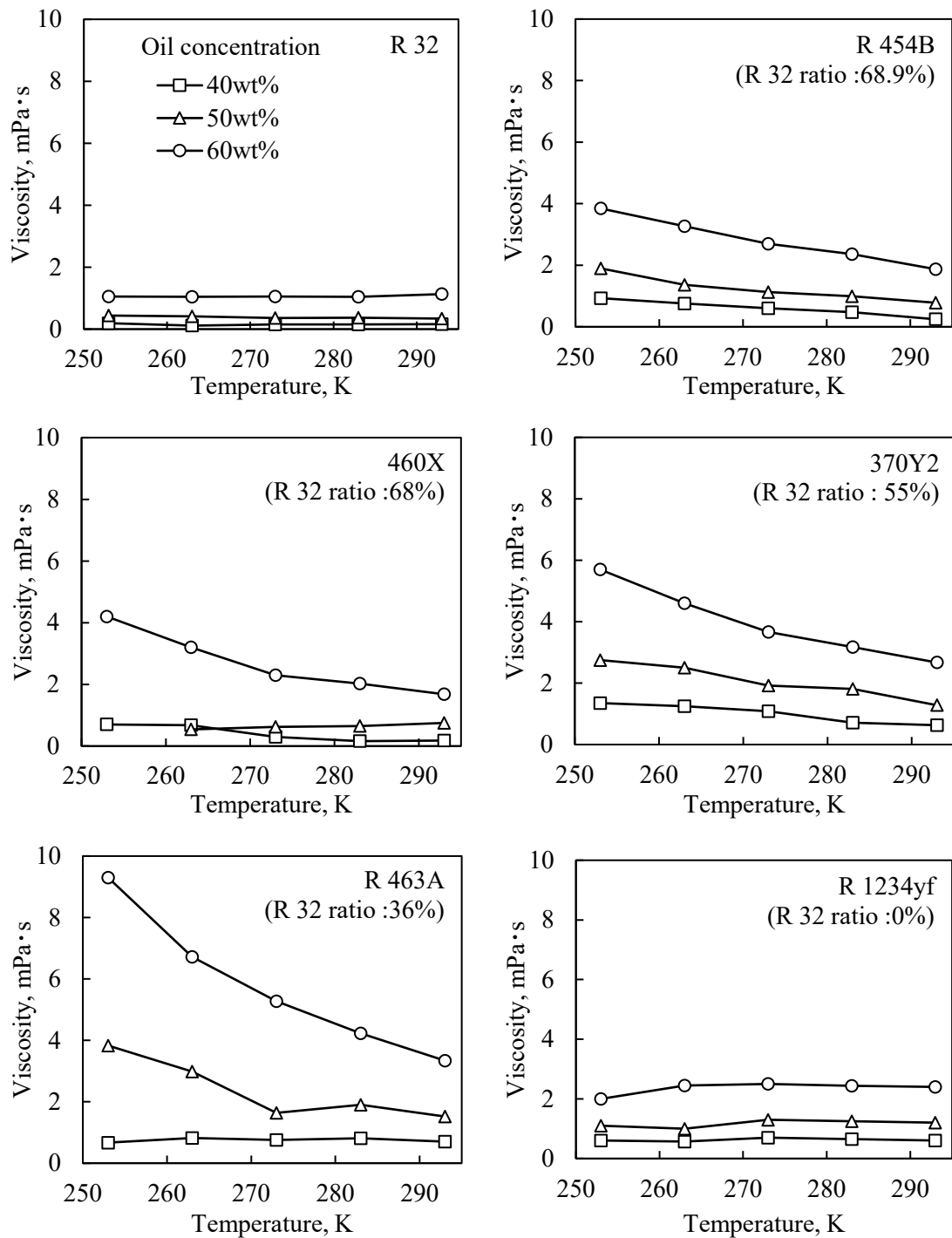


Fig. 3-6 Viscosity of oil / refrigerant mixtures

Fig. 3-7 に各冷媒の 293 K における飽和液粘度と Fig. 3-6 から抽出した POE 油との混合粘度を示す。飽和液粘度は REFPROP⁵⁾ 10 を用いて算出した。R 1234yf 以外の場合、冷媒ごとの混合粘度は飽和液粘度と同一の大小関係であり、このことから使用した POE 油に対する溶解度は各冷媒でほぼ同等であると推測する。いずれの冷媒においても 40

wt%で混合粘度は $1 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ 未満である。焼付き試験中の油濃度は $10 \text{ wt}\%$ であり、この時の混合粘度はさらに低く、ほぼ液冷媒粘度と同等と考えられる。したがって、焼付き試験中の各冷媒の混合粘度の差はほとんどなく、混合粘度が焼付き試験の結果に及ぼす影響は無視できると推測する。

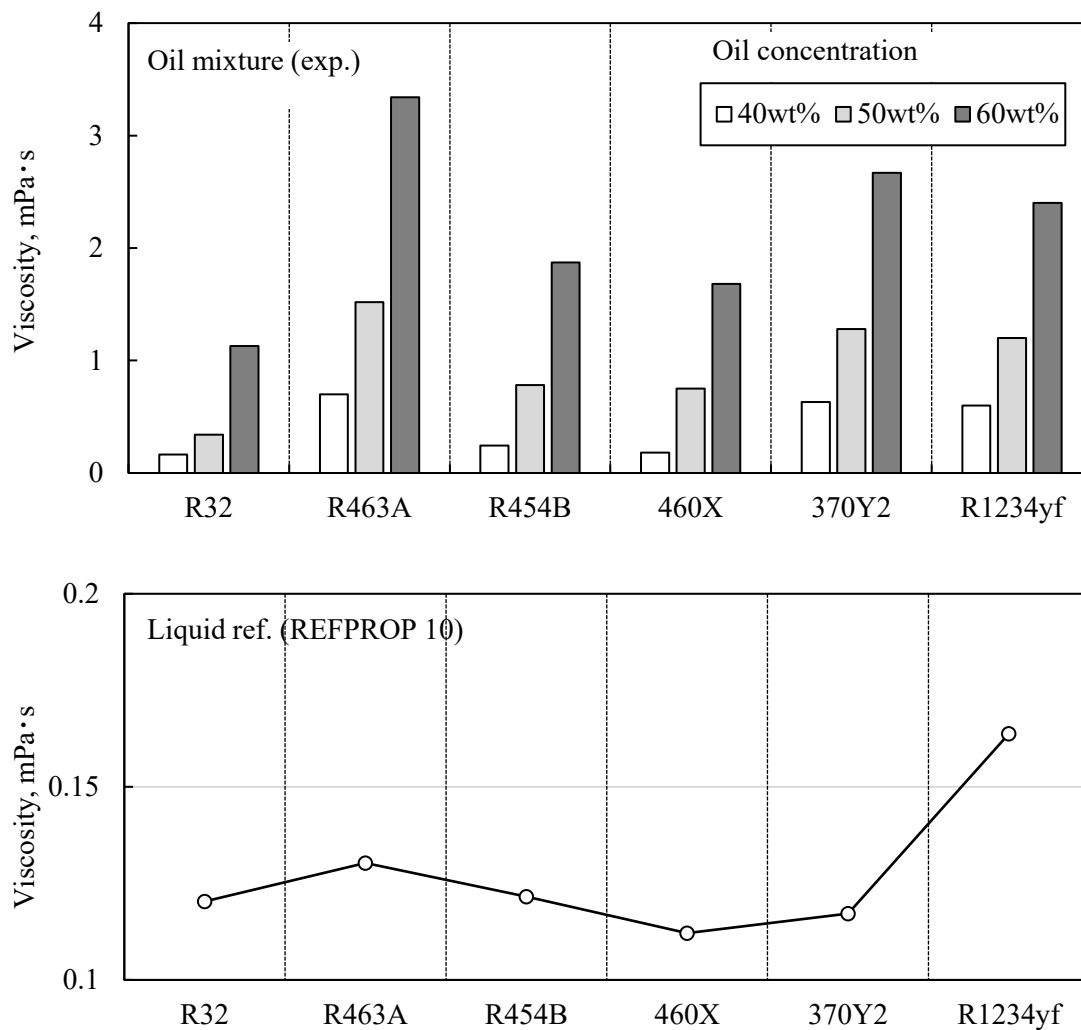


Fig. 3-7 Viscosity of oil / refrigerant mixture and liquid refrigerant

なお、液冷媒の粘度は冷媒のモル質量に依存する。Fig. 3-8 に冷媒のモル質量を示す。R 32 と R 1234yf 以外は混合冷媒であるため、冷媒を構成する単一冷媒のモル質量を冷媒比率で按分して算出した。モル質量は Fig. 3-7 の液冷媒粘度とよく一致することがわかる。

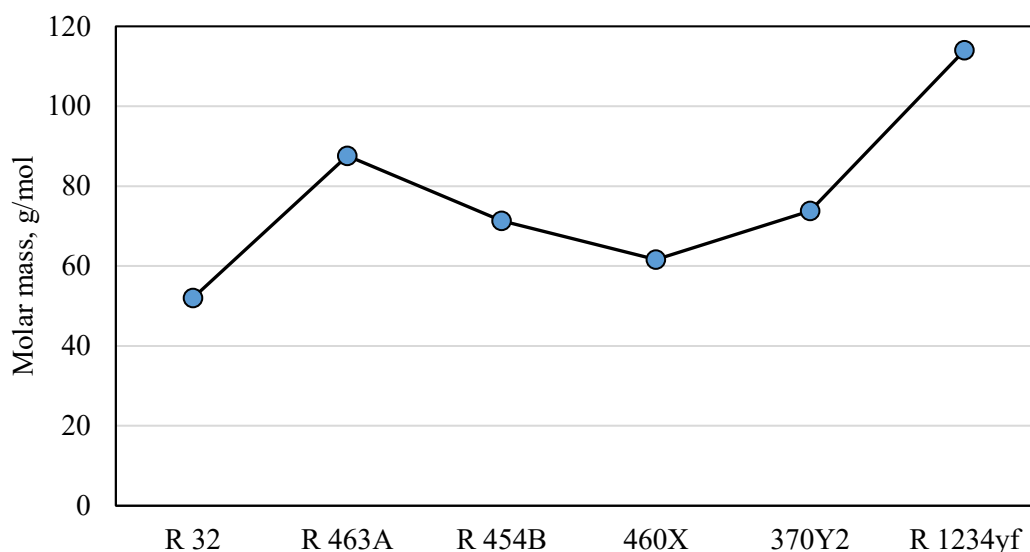


Fig. 3-8 Molar mass of refrigerants

以上、液冷媒と冷凍機油の混合液環境下では混合粘度よりもしゅう動面に吸着する境界潤滑膜の種類によって耐焼付き性能が決定づけられ、リンや硫黄の化合物層が存在することでトライボロジー特性が向上することを明らかにした。

3.5 結言

本章では、ハイドロフルオロオレフィン(HFO)とハイドロフルオロカーボン(HFC)の混合比、冷媒と冷凍機油との溶解性、および極圧添加剤との相互作用が境界潤滑特性に及ぼす影響を明らかにした。具体的には HFC に HFO を混合した数種類の候補冷媒を選択し、冷媒に対して相溶性を有し極圧添加剤を混合した冷凍機油との組合せで焼付き試験を実施し、表面分析結果を踏まえて境界潤滑特性を考察した。その結果、以下の知見を得た。

- 焼付き試験中の混合粘度は各冷媒でほぼ同等であったが、HFO のモル比が小さいほど焼付き荷重は高く、摩擦係数は低い値を示した。
- HFC 系の R 32 冷媒中のしゅう動面からはリンと硫黄が多く検出された。一方で、HFO 系の R 1234yf 冷媒中のしゅう動面からはフッ素が多く検出された。
- HFO 系の R 1234yf は冷媒由来のフッ素化合物をしゅう動面に形成し、極圧添加剤由来の境界潤滑膜の形成を阻害するため、HFC 系の R32 よりも摩擦特性および耐焼付き性が劣ったものと考えられる。

参考文献

- 1) Bobbo, S., Fedele, L., and Brown, J. S., “Advances in New Heat Transfer Fluids, From Numerical to Experimental Techniques”, (ed. by A. A. Minea), 2017, CRC Press, FL, pp.451-455.
- 2) 仙波昇, 日本機械学会熱工学カンファレンス講演論文集, 名古屋 (2019), No.19-303.
- 3) 小西誠一, 上田亨, “潤滑油の基礎と応用”, 1992, コロナ社, 東京, pp.57-66.
- 4) 山本雄二, 兼田楨宏, “トライボロジー”, 第2版, 1998, 理工学社, 東京, pp.203-206.
- 5) 佐藤春樹, 冷媒熱物性に関するデータベースの紹介, *Netsu Bussei*, 1994, **8**(2), pp115-116.

第4章 冷媒環境でのすべり軸受の流体潤滑特性に関する実験的検討

4.1 緒言

すべり軸受の流体潤滑領域では軸受すきまの油膜のレイノルズ方程式を解き、油膜厚さや損失を試算して運転条件に合わせたすべり軸受諸元を設計してきた。これからの空調機開発において HFO 単体で従来同等の性能を維持しようとするれば、空調サイクルにおける単位時間当たりの冷媒循環量を増大する必要がある。加えて、近年の夏の猛暑、または寒冷地への対応のために圧縮機はサイズを維持して運転範囲の上限を拡大する傾向にある。圧縮機の上限拡大には、行程容積の拡大、もしくは最大運転周波数の拡大の2通りの方法がある。これまでに平山らはロータリ圧縮機の行程容積拡大に関する要素技術開発を行った¹⁾。佐藤らはスクロール圧縮機の渦巻形状を3次元的に設計することで大容量化を実現した²⁾。また、小松原らは高速運転時に発生するしゅう動部の摩耗を抑制する目的で強化繊維を配合した合金の開発を行った³⁾。運転範囲の上限拡大に関する課題の一つとして、本研究では軸の回転を支持するすべり軸受の信頼性確保に取り組んだ。行程容積の拡大では圧縮機構で発生する冷媒圧縮荷重の増大に伴って、すべり軸受の荷重も増大する。高速化ではすべり軸受の油膜のせん断に起因した発熱により、冷凍機油の粘度が低下し、すべり軸受の負荷容量が低下する。また、圧縮機のしゅう動部を潤滑する冷凍機油には冷媒が溶解しており、温度と圧力条件によって、その冷媒溶解度と溶解粘度が変化する⁴⁾。冷媒環境でのすべり軸受の特性評価には吉村らの研究がある⁵⁾。吉村らは R 134a とそれに溶解しやすい POE 油、溶解しにくい AB 油を用いて、すべり軸受の摩擦係数と温度を計測した。その結果、冷媒の溶解しやすい冷凍機油では冷媒の溶解しにくい冷凍機油に比べて、ゾンマーフェルト数の小さい領域で摩擦係数の上昇を確認した。また、しゅう動部に存在する油膜の冷媒溶解度、粘度の変化を評価した例には以下のものがある。小山らは冷凍機油に溶解した冷媒がすべり軸受の摩擦係数に及ぼす影響を実験的に明らかにした。その結果、軸受入口の冷凍機油粘度を用いて解析した摩擦係数に対して実測値は高い傾向を示した。軸受すきまの油膜から冷媒が分離して冷凍機油粘度が増加することが示唆された⁶⁾。有年らは冷媒環境下で EHL 油膜の冷媒溶解度を in-situ 測定した。その結果、しゅう動部の前縁では圧力容器内の圧力、温度に依存した冷媒溶解度と測定結果が一致したが、しゅう動部では冷媒溶解度が瞬時に変化する様相が捉えられた⁷⁾。また、冷凍機油と冷媒が溶解・分離する際には熱が発生することが知られている⁸⁾。これらのことから、冷凍機油の冷媒溶解度、粘度は軸受すきま内部においても油膜圧力、温度及び発生熱に依存して瞬時変化し、特に高負荷、高回転数ではこの変化が無視できずに、偏心率が悪化して焼付きや摩耗が懸念される。そこで、冷媒環境下ですべり軸受特性を評価可能な摩擦試験装置を開発し、すべり軸受の

特性評価を行った。得られた結果から冷媒と冷凍機油の溶解，分離時による溶解粘度の変化，さらには熱変化を考慮した軸受特性について考察する。

4.2 試験装置

冷媒環境下ですべり軸受の特性評価を行える試験装置を開発した。本装置はすべり軸受の油膜圧力，油膜厚さ，軸受温度を同時計測できる。特徴は油膜厚さの計測方法であり，渦電流式微小変位計を軸内部に埋込み，軸回転中の軸と軸受のすきま，すなわち，油膜厚さを連続的に計測できるようにした。Fig. 4-1 に試験装置を示す。データ計測用の PC，ロガー，制御盤およびサーキュレータ本体以外はすべて圧力容器内に配置した。試験部はトルクメータを介してモータに接続した。容器下部に設置したポンプモータで油槽の潤滑油を流量計を介して試験部に供給する。油槽に恒温循環器を取り付けて潤滑油を一定温度に制御する。主モータとポンプモータは制御盤で独立に制御する。試験軸を支持するサポート軸受の中間に試験軸受を配置し，ロードセルを介して負荷機構で軸受ホルダを上方向に押すことで試験軸受から試験軸に荷重を付与する。試験軸内部に渦電流式微小変位計を埋め込み，軸受すきまの変位すなわち油膜厚さを計測する。計測データはスリップリングを介してロガーに保存する。Fig. 4-2 に試験軸受の断面図を示す。油膜圧力計測用のポートを P で，軸受温度計測用のポートを T で表す。それぞれ 5 点計測ポートを設けた。軸受上部から軸の回転方向に θ を定義する。各ポートの角度はカッコ内に示す。圧力計測点は軸受内周面に $\phi 0.8 \text{ mm}$ の貫通穴をあけて軸受背面から圧力計を挿入しネジ部でシールした。温度計測点は軸受内周面から 1 mm セットバックして配置し， $\phi 1.6 \text{ mm}$ の K 型熱電対を挿入した。渦電流式微小変位計は軸の表面近傍にボルトで固定し，樹脂で埋めて高温硬化した。その後，センサヘッドから軸表面までの距離が 0.2 mm となるように軸表面を研磨し，滑らかな円周面を形成した。Fig. 4-3 に渦電流式微小変位計を埋め込んだ軸の写真を示す。

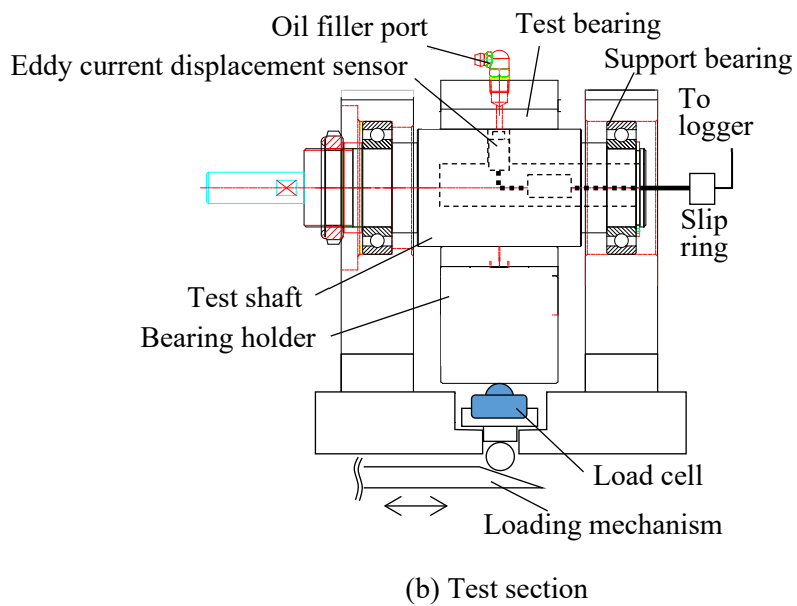
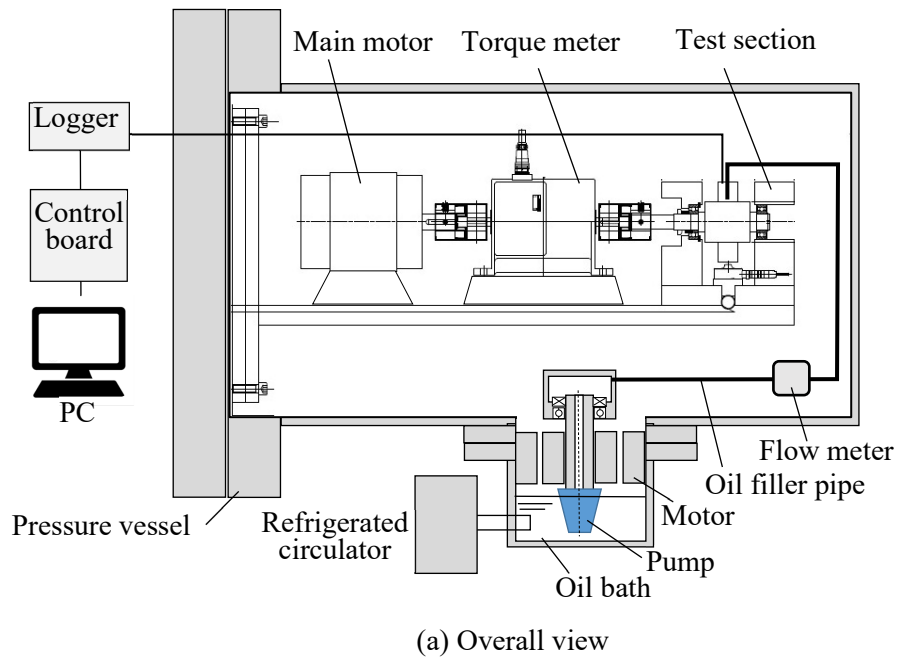


Fig. 4-1 Experimental apparatus

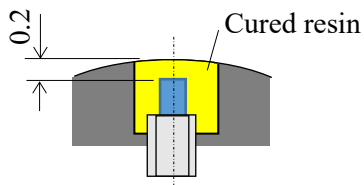
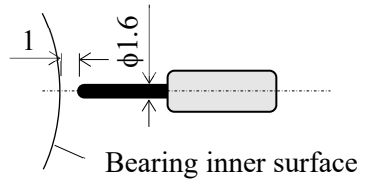
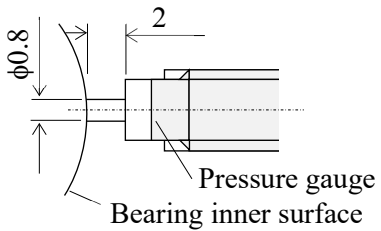
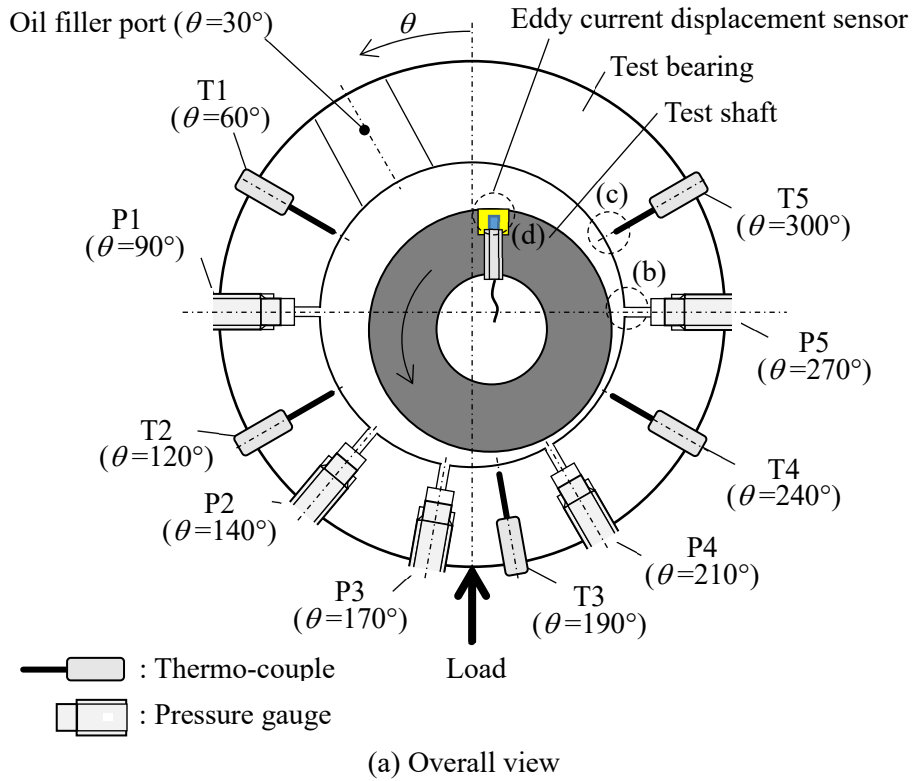
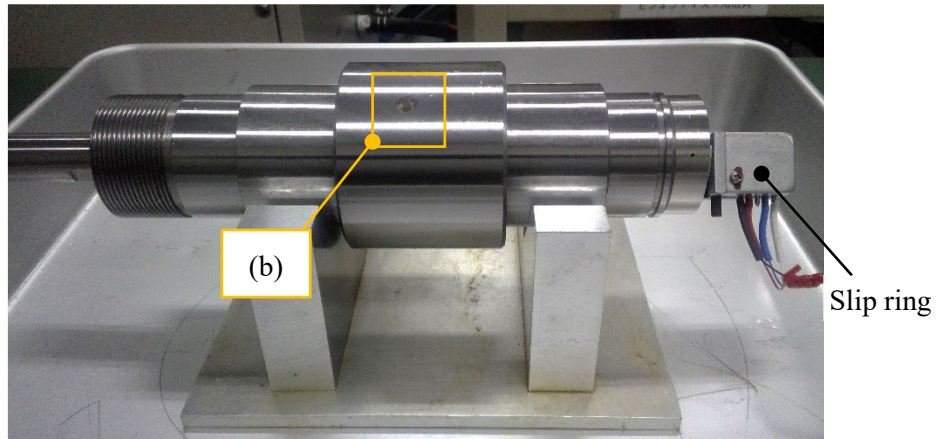
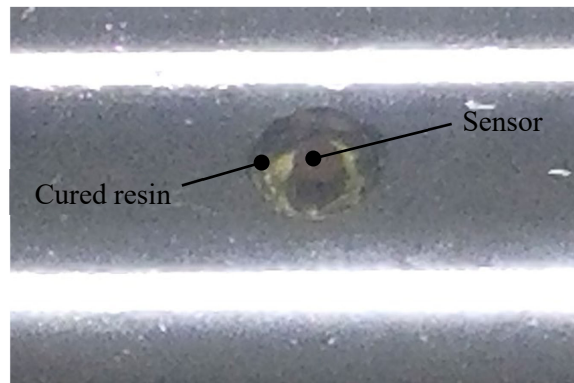


Fig. 4-2 Bearing cross sectional view



(a) Overall view



(b) Eddy current displacement sensor

Fig. 4-3 Picture of test shaft and eddy current displacement sensor mounted in shaft surface

4.3 試験条件

軸受諸元，実験条件をそれぞれ，Table 4-1，Table 4-2 に示す．試験には冷媒として R 410A を，冷凍機油として R 410A と相溶性を有する POE を使用した．冷媒が冷凍機油に十分溶解した状態で圧力容器内の圧力が 1 MPa となるように冷媒を圧力容器に充填し，給油温度を 303 K で制御した．Table 4-2 に示す範囲で軸受面圧と周速を変化させ，軸受温度が安定した定常状態で軸受特性（油膜圧力，軸受温度，摩擦係数，油膜厚さ）を計測した．なお，軸受面圧は軸受への荷重を軸受の投影面積で除した値である．

Table 4-1 Bearing specifications

Length to diameter ratio (L/D), -		0.8
Radial clearance ratio (C/R), -		1.2×10^{-3}
Oil filler port area, mm ²		200
Material	Shaft	Steel
	Bearing	Cast iron
Surface roughness (Ra)	Shaft	Ra0.2
	Bearing	Ra0.2

Table 4-2 Test conditions

Bearing pressure, MPa	0.3–3.1
Circumferential velocity, m/s	2.5–11.3
Refrigerant & Refrigeration oil	R410A & POE (VG32)
Ambient pressure, MPa	1.0
Inlet oil temperature, K	303

4.4 試験装置の特性

開発した試験装置で得られるデータの傾向を把握するため大気中で予備試験を行った。試験条件は油温 313 K，軸受面圧 2.4 MPa，周速 11.3 m/s，給油流量 4,100 mm³/s とした。

4.4.1 渦電流式微小変位計の出力

Fig. 4-4 に渦電流式微小変位計の出力電圧波形を示す。軸の回転とともに周期的な正弦波を観測でき、これが油膜厚さの変化に対応している。1 周期ごとに電圧値がレンジオーバーする原因は渦電流式微小変位計が給油孔を通過するためである。レンジオーバーの発生タイミングから軸の回転角を算出し回転角ごとの油膜厚さに換算することができる。一定軸受面圧，一定周速のもと，定常状態での任意の 1 サイクルデータを抽出し，あらかじめ取得した出力電圧と変位の校正曲線を用いて油膜厚さを算出する。Fig. 4-5 に 1 回転中の油膜厚さ分布を示す。油膜厚さ h は直径すきま $2C$ で無次元化した。軸受角 $15\text{--}45^\circ$ の範囲は渦電流式微小変位計が給油孔を通過する位相でありデータを削除した。図に示した無次元油膜厚さは理論的に Eq. (4-1) で表わされる。

$$\frac{h}{2C} = \frac{1}{2} + \frac{\varepsilon}{2} \cos \phi \quad (4-1)$$

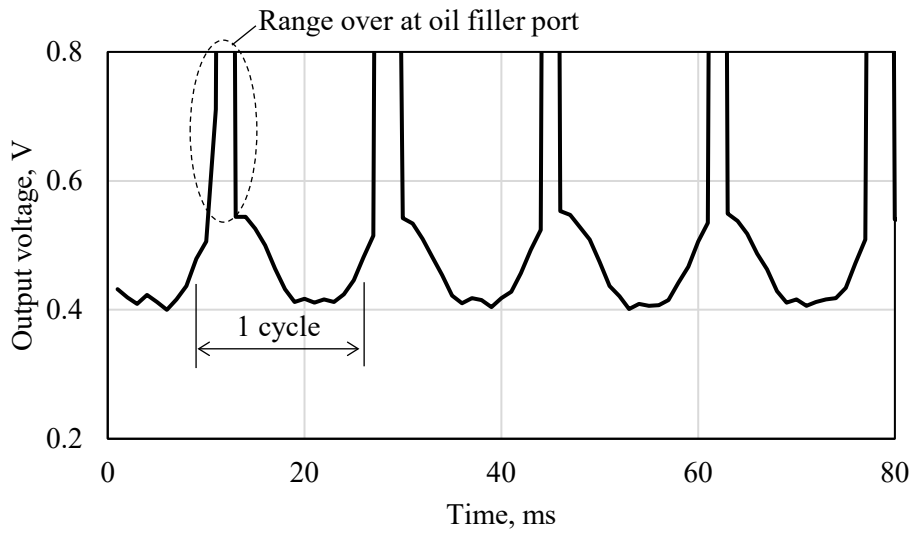


Fig. 4-4 Output voltage of eddy current displacement sensor

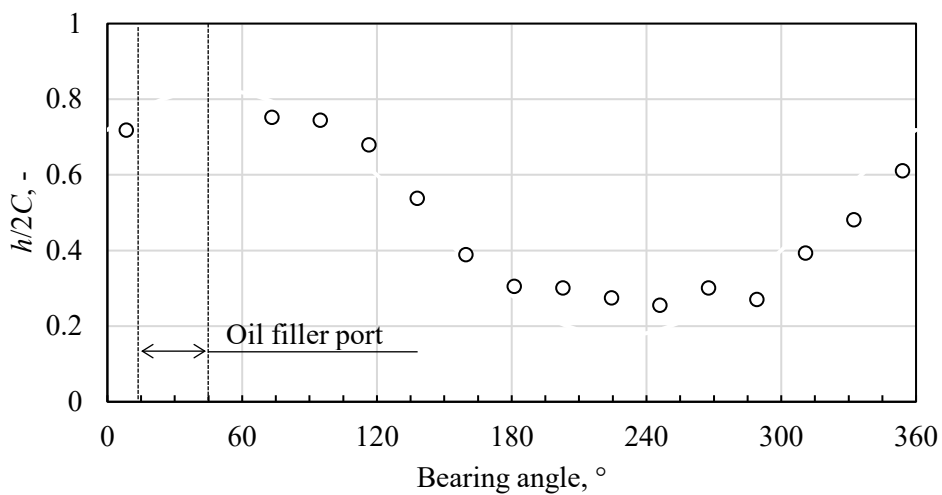


Fig. 4-5 Oil film thickness

ここで ε は偏心率、 ϕ は油膜厚さの最大値の位相からの回転角である。図中では軸受角 60° 付近が油膜厚さの最大値位相であると読み取れる。図の無次元油膜厚さは回転角に対して余弦曲線を描いており、Eq. (4-1) の理論通りに対応したデータが取得できると考える。Eq. (4-1) において $\phi = \pi$ で油膜厚さは最小値をとり、このときは偏心率が大きいほど油膜厚さは薄くなる。

4.4.2 油膜圧力と軸受温度

Fig. 4-6 に 1 回転中の油膜圧力分布を示す. Fig. 4-5 から最小油膜厚さの位相は 240° 近傍であり, 240° より前縁にくさびによる油膜圧力が発生する様子をとらえられている. Fig. 4-7 に軸受温度分布を示す. ここで, 軸受温度は Fig. 4-2 に示したように軸受内周面から半径方向に 1 mm 離れた点の温度である. 実験結果は $0-240^\circ$ のくさび領域で後流側ほど高い. 油膜厚さの漸減, 油膜圧力の上昇によりせん断応力が増大するため

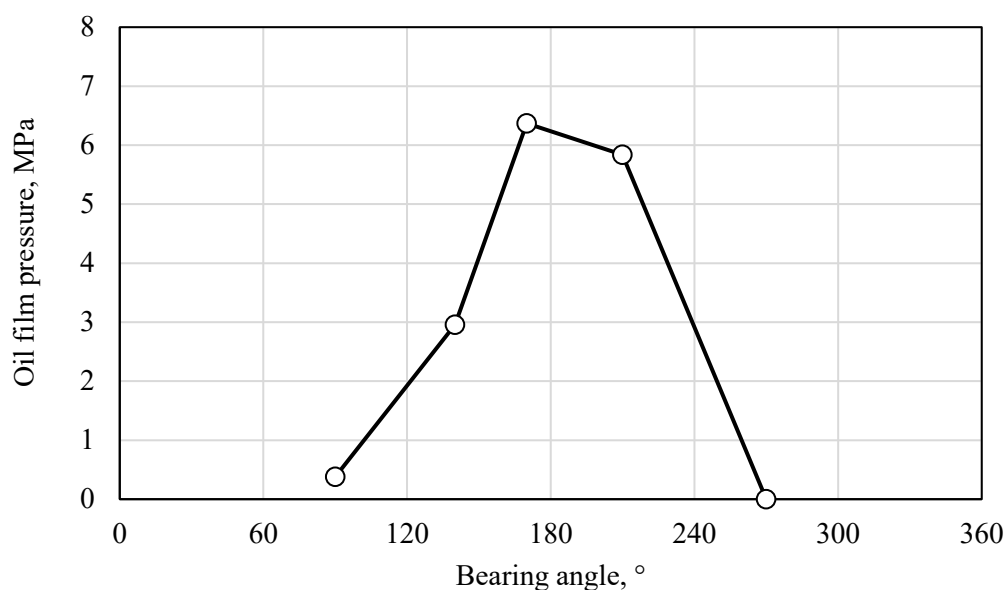


Fig. 4-6 Oil film pressure

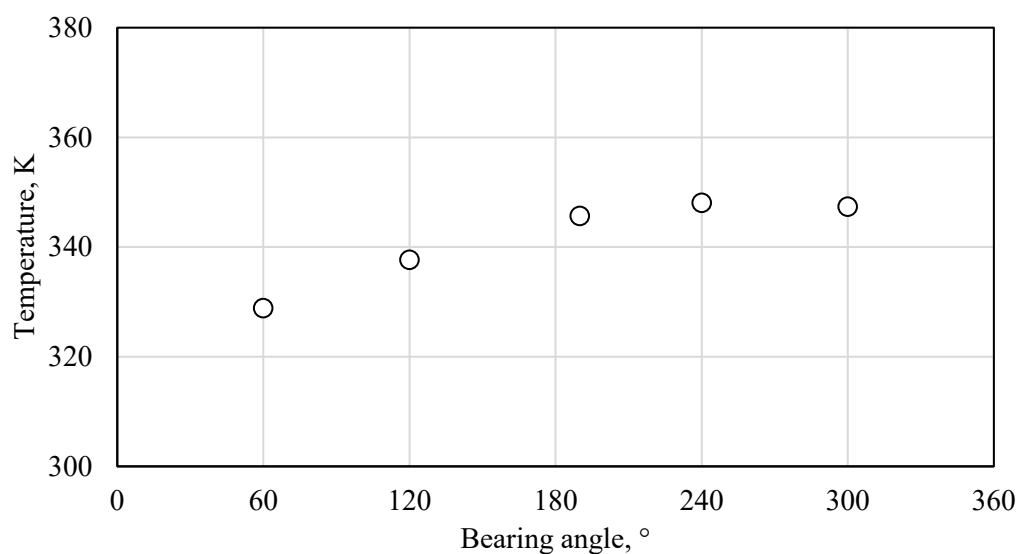


Fig. 4-7 Bearing temperature

ある。また、 240° 以降の逆くさび領域では温度上昇は見られない。この原因は逆くさび領域で軸受すきまに油が満たされていないためと考える。 30° の給油ポートから最小油膜厚さの位相 ($\theta=240^\circ$ 近辺) に到達する間に軸受すきまは先狭まりとなり、軸受端部から油が漏れる。逆くさび領域では最小油膜厚さの位相よりも流路の断面積が大きくなるが、軸受端部からの油の流入はないため、空隙が存在することになる。すなわち、油膜のせん断が発生しないため温度が一定であったと考える。ここで、給油温度は313Kであり油膜のせん断による温度上昇は最大で35K程度であった。

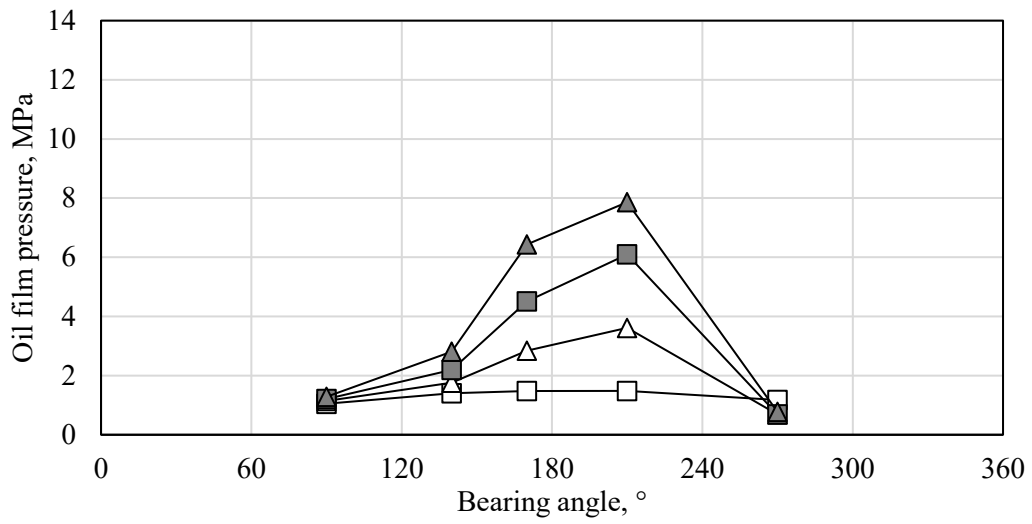
4.5 冷媒環境での軸受特性評価結果

4.5.1 軸受面圧とすべり速度の影響

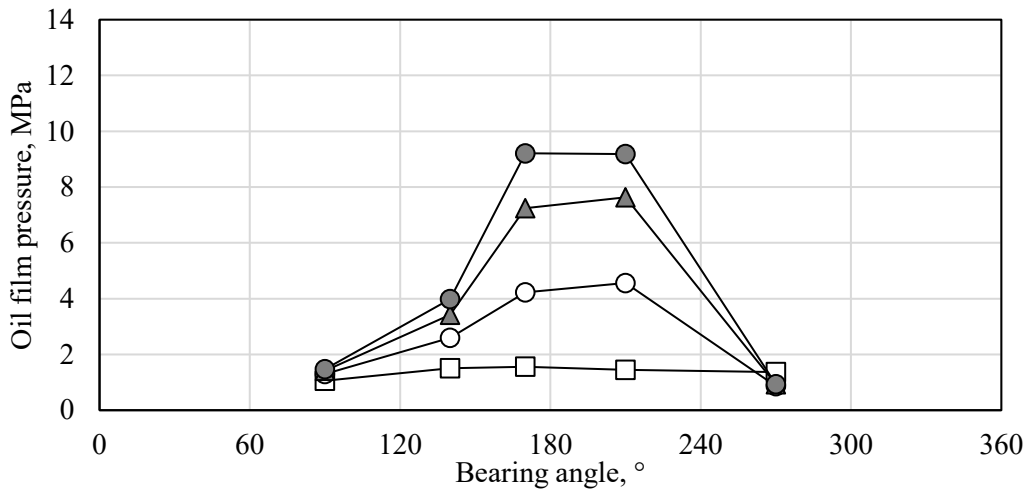
Table 4-2 に示す条件で冷媒環境の軸受特性（油膜圧力、油膜厚さ、軸受温度）を評価した。Table 4-3 に図の凡例と給油量を示す。給油量は給油ポンプの回転数とポンプ効率に依存して変化する。試験中は給油ポンプの回転数を一定としたが、給油量の実測値はTable 4-3 に示すように1900–4000 mm³/s まで変化した。これは軸受面圧と周速に依存して給油孔位置での軸受すきまが変化するためである。軸受すきまは給油孔に発生する給油圧力、ひいてはポンプ効率に影響を及ぼすため給油量は変化する。Fig. 4-8 に1回転中の圧力分布を示す。いずれの周速においても軸受面圧の増加に伴って油膜圧力の最大値が増加する。

Table 4-3 Usage guide of figure and supply oil flow rate

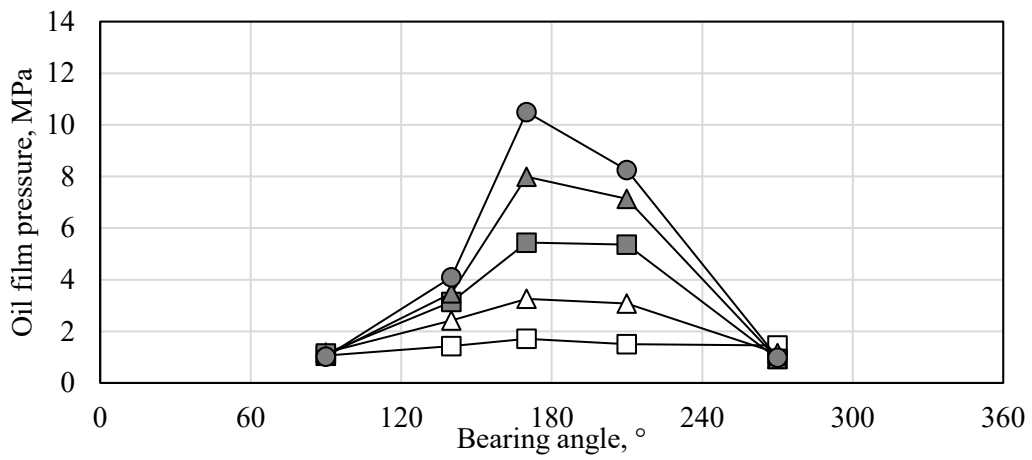
Bearing pressure [MPa]	Usage guide	Supply oil flow rate [mm ³ /s]		
		@2.5m/s	@5.7m/s	@11.3m/s
0.3	□	1900	1900	2600
1.0	△	2100	-	4000
1.4	○	-	3500	-
1.7	■	2100	-	3800
2.4	▲	2100	3700	3100
3.1	●	-	3700	2600



(a) 2.5 m/s



(b) 5.7 m/s



(c) 11.3m/s

Fig. 4-8 Oil film pressure

Fig. 4-9, Fig. 4-10, Fig. 4-11 に周速が 2.5, 5.7, 11.3 m/s のときのそれぞれの無次元油膜厚さを示す. 軸受面圧の増加もしくは周速の減少に伴って, 無次元油膜厚さの最小値が小さくなることがわかる. 大気中の試験結果と同様に, おおむね余弦曲線を描くことがわかる.

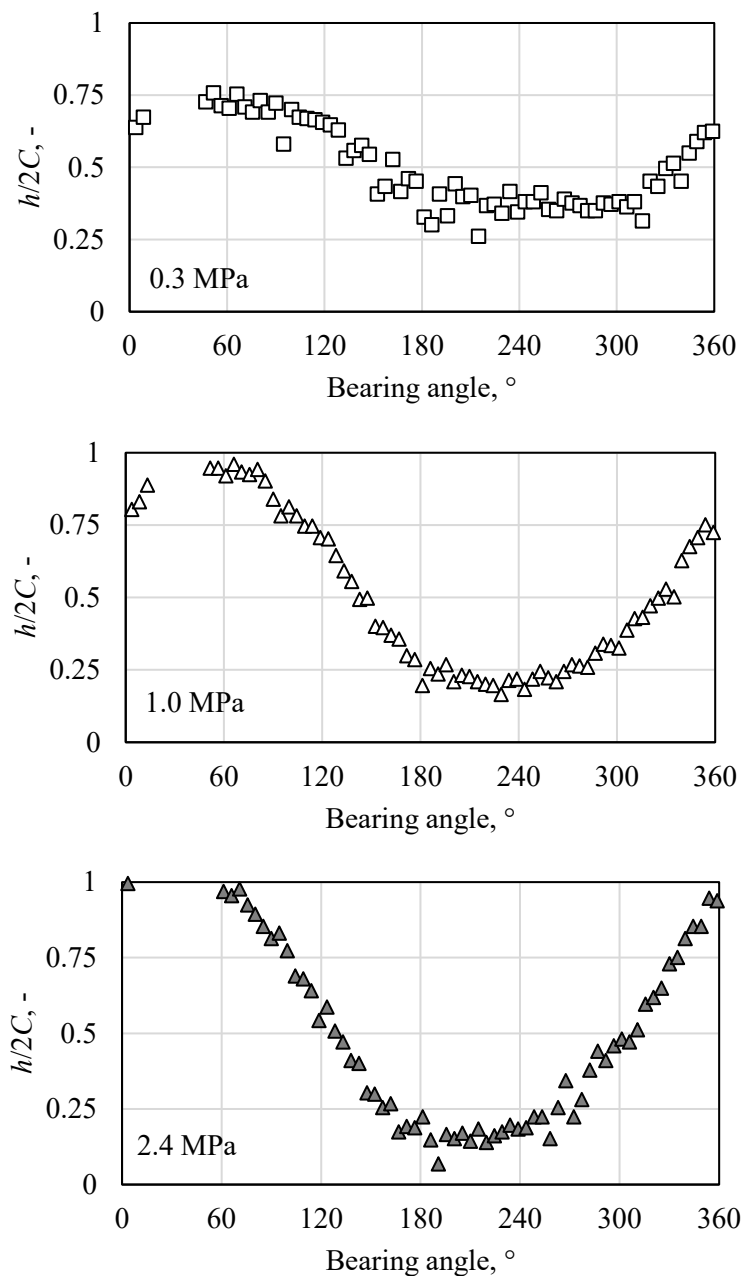


Fig. 4-9 Oil film thickness of circumferential velocity 2.5 m/s

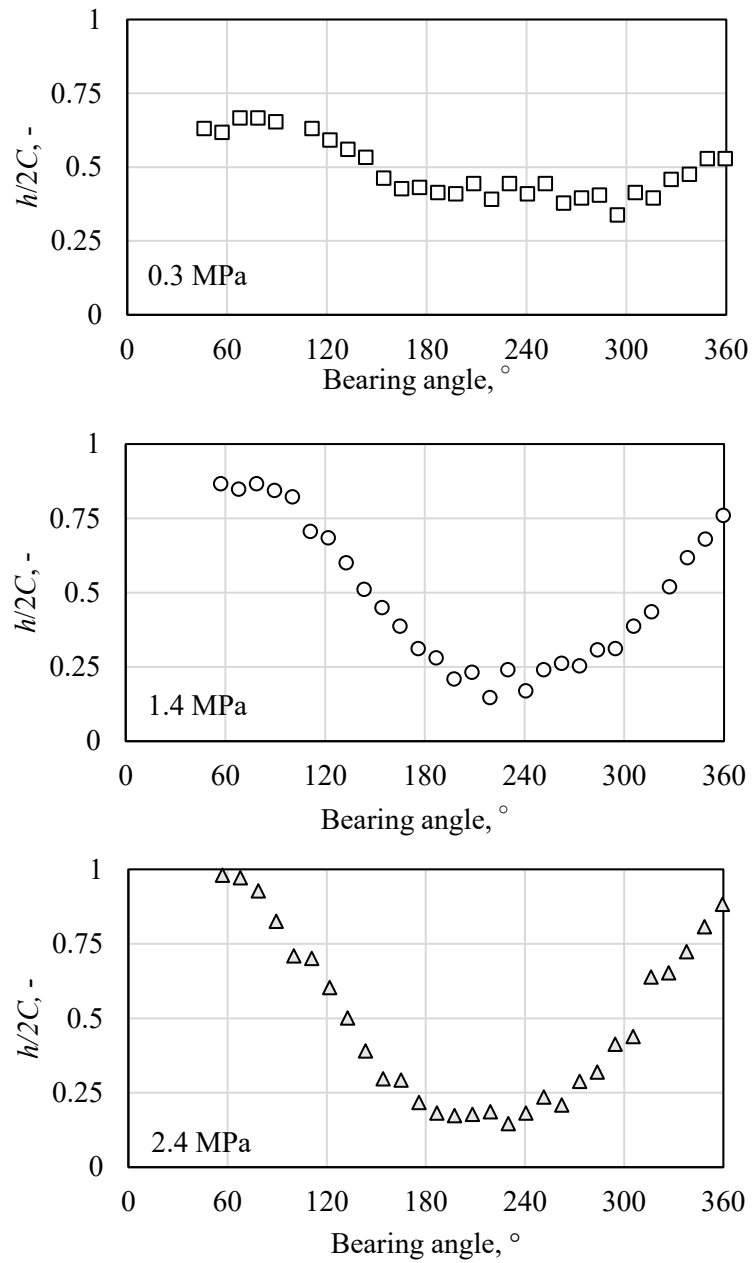


Fig. 4-10 Oil film thickness of circumferential velocity 5.7 m/s

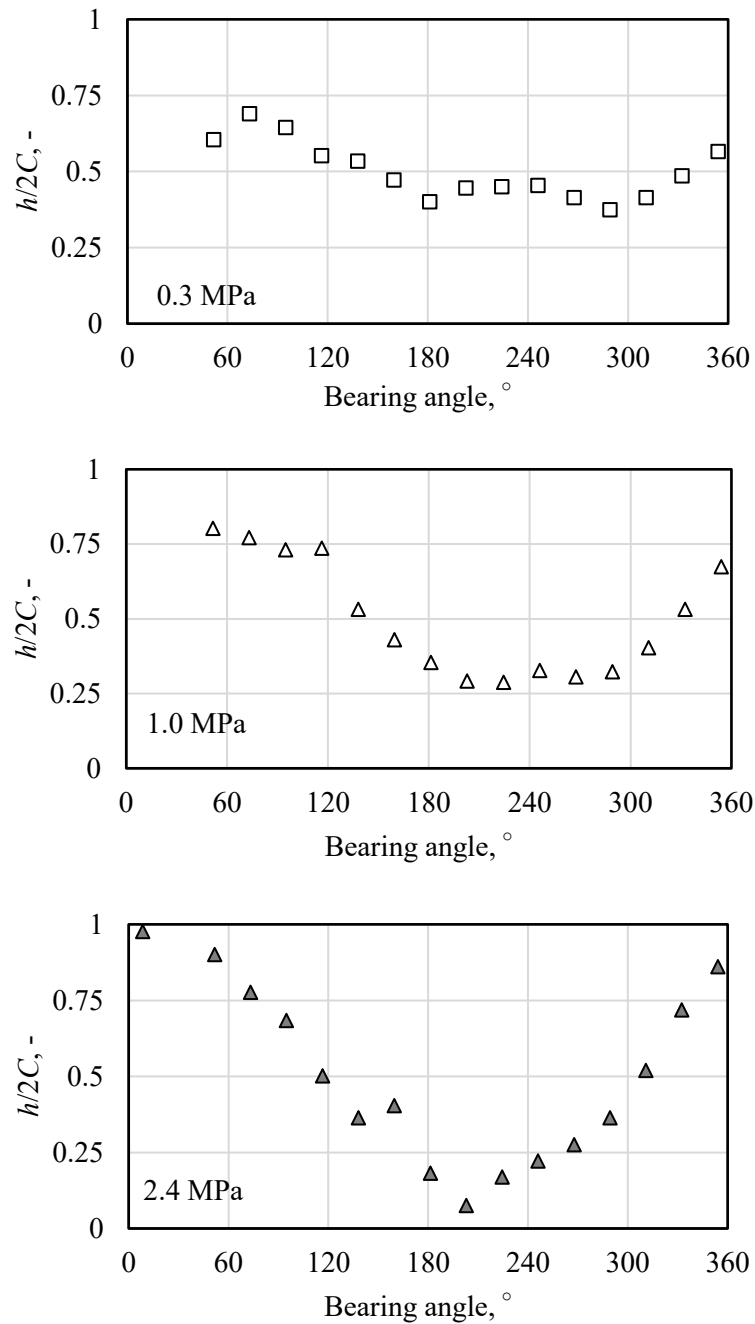


Fig. 4-11 Oil film thickness of circumferential velocity 11.3 m/s

軸受角ごとの油膜厚さから最小二乗法近似を用いて軸中心座標を算出し、軸心軌跡に変換した。Fig. 4-12 に軸心軌跡を示す。周速の減少に伴って偏心率は増加する。また、軸受面圧が増加することで軸心は円弧状の軌跡を描く一般的な軸受特性をとらえられており、妥当な結果を得たと考える。

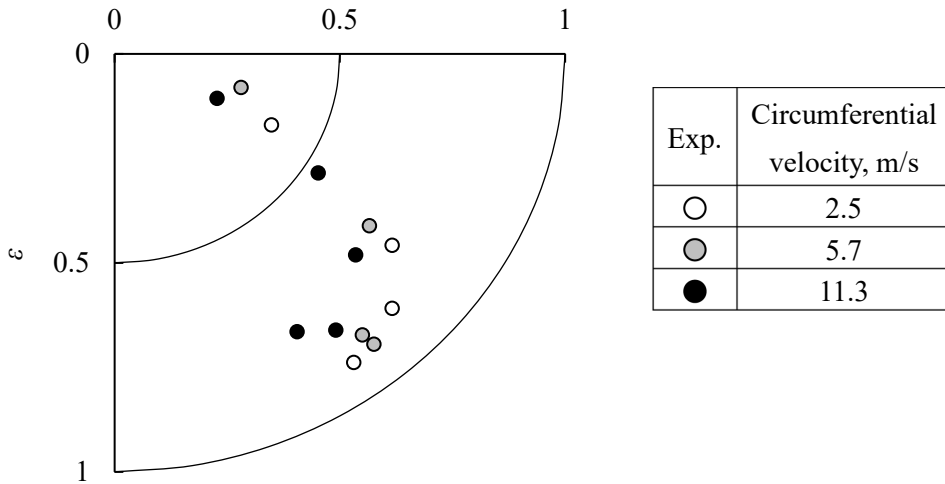
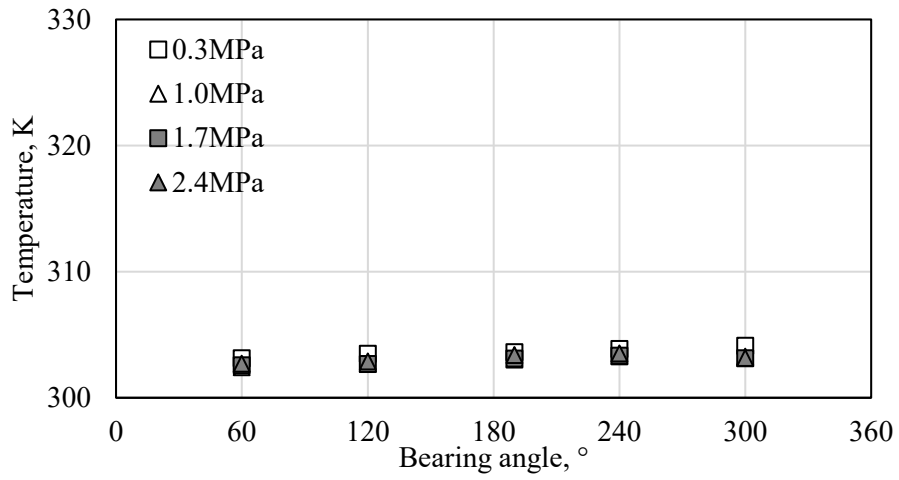


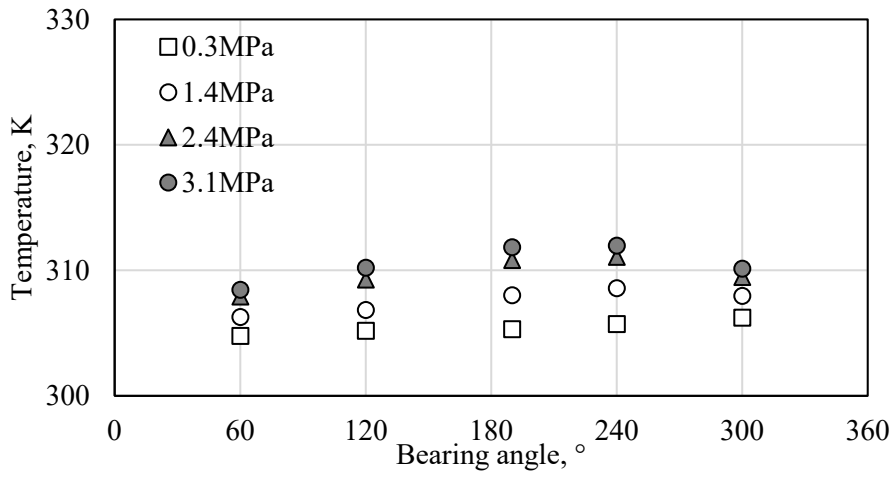
Fig. 4-12 Journal center locus

Fig. 4-13 に軸受温度分布を示す. 周速 2.5 m/s における軸受温度は軸受面圧によらずほぼ同等であり, かつ軸受の周方向に一定であった. 周速が 5.7, 11.3 m/s の場合, 軸受温度が給油孔から後流に向かって上昇していることが確認できる. この傾向は軸受面圧が大きいほど顕著である. また, 軸受面圧が大きいほど 240° よりも後流では軸受温度が減少する. これは Fig. 4-7 に示すように大気中の試験では確認されておらず, 冷媒環境下特有の現象である. Fig. 4-8 から 240° は油膜圧力の減圧過程であり, 冷凍機油から冷媒が分離する時の分離熱によって 300° 付近までに軸受温度が低下すると考えられる.

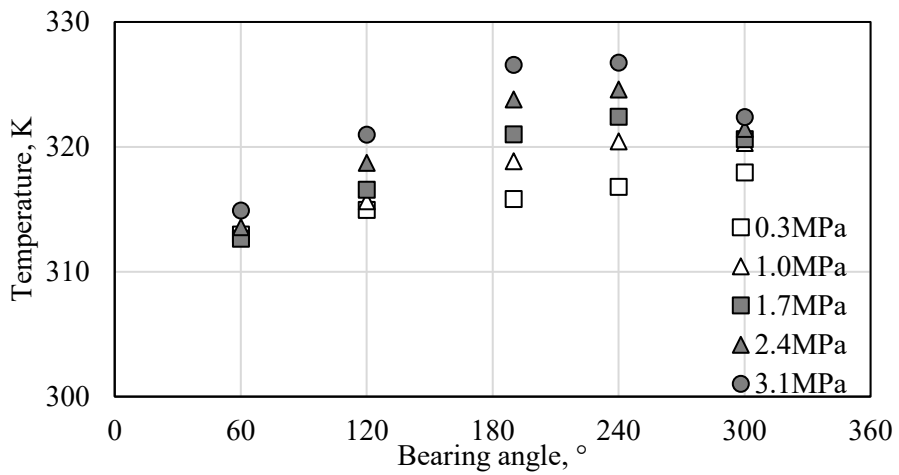
軸受角 240° と 300° における軸受温度の差を温度低下量として, 軸受の PV 値との相関を調査した. Fig. 4-14 に PV と温度低下量の相関を示す. 周速にかかわらず, 温度低下量は PV に比例することがわかる. この原因は溶解度の変化が圧力と温度に依存するためと考える. 一般的に PV が大きいほど, (1)くさび領域と逆くさび領域の境界で油膜圧力の減圧量が大きく, (2)油膜温度が高く, 減圧による溶解度の低下量が大きい. したがって, PV が大きいほど溶解度の低下量が大きく, これに起因して温度低下量が大きくなると考える. 本節では, 逆くさび領域で温度降下をとらえられたことから冷媒が冷凍機油から分離する際に熱が奪われることの裏付けが得られた.



(a) 2.5 m/s



(b) 5.7 m/s



(c) 11.3 m/s

Fig. 4-13 Bearing temperature

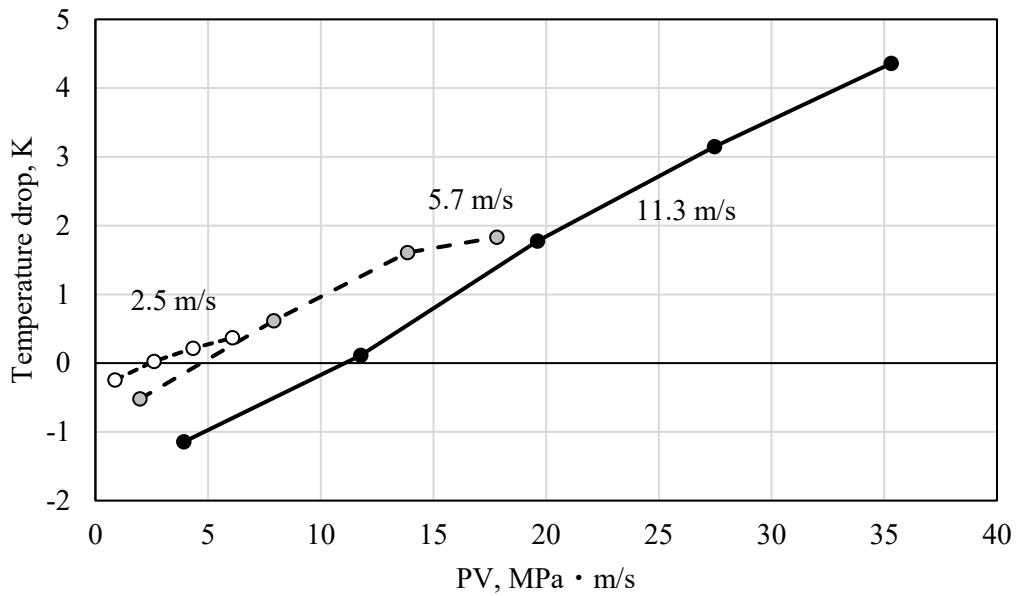


Fig. 4-14 Relationship of PV and temperature drop

4.5.2 軸受特性とゾンマーフェルト数の関係

摩擦係数と偏心率をゾンマーフェルト数に対して整理する。摩擦係数はトルクメータで計測した摩擦トルクから換算する。Fig. 4-1 に示すように試験部には試験軸受のほか、2つのサポート軸受があり、計測したトルクはこれらの合算値である。摩擦トルクはEq. (4-2)で表わされる。ここで、 r 、 μ 、 W はしゅう動半径、摩擦係数、軸受荷重である。添え字の b 、 j はそれぞれサポート軸受、試験軸受を表す。サポート軸受到に作用する荷重はEq. (4-3)で表わされ、試験軸受の摩擦係数はEq. (4-2)、(4-3)からEq. (4-4)として得られる。サポート軸受の摩擦係数は一般的な値⁹⁾として0.0015を採用し試験軸受の摩擦係数を算出した。

$$T = 2r_b\mu_bW_b + r_j\mu_jW \quad (4-2)$$

$$W_b = \frac{1}{2}W \quad (4-3)$$

$$\mu_j = \frac{T - r_b\mu_bW}{r_jW} \quad (4-4)$$

Fig. 4-15 にゾンマーフェルト数に対する摩擦係数を, Fig. 4-16 にゾンマーフェルト数に対する偏心率を示す. 簡単のためゾンマーフェルト数の算出には給油孔での粘度を用いた. Fig. 4-15 に示すように同一のゾンマーフェルト数で比較すると低速ほど摩擦係数が大きい. 軸受すきまを流れる油膜の温度は Fig. 4-13 の軸受温度に比例すると考えれば低速ほど油膜温度が低く, 粘度が高いことが原因と考えられる. Fig. 4-16 に示すように同一のゾンマーフェルト数に対し周速が高いと偏心率が高い. 発熱および冷媒の溶解によって粘度が低下するためと考えられる.

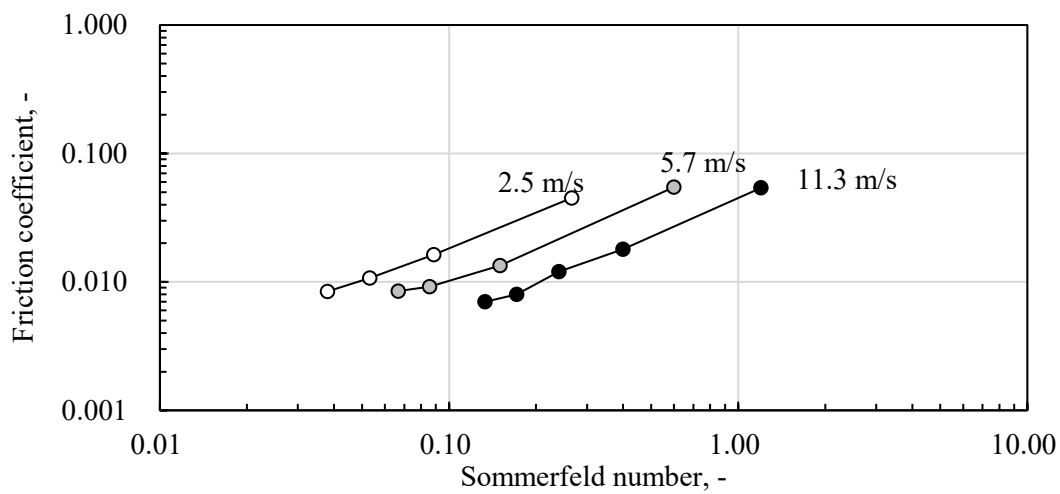


Fig. 4-15 Friction coefficient

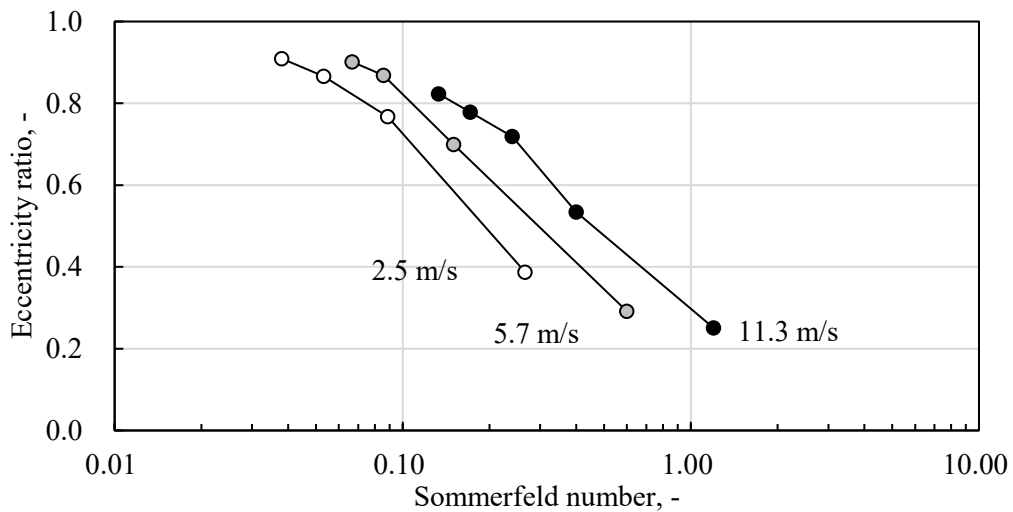


Fig. 4-16 Eccentricity ratio

4.6 結言

摩擦熱と溶解・分離熱による冷媒溶解度，および溶解粘度の変化がすべり軸受の特性に及ぼす影響を明らかにするため，冷媒環境下ですべり軸受の特性（油膜厚さ，油膜圧力，軸受温度，摩擦係数）を評価する試験装置を開発した．本試験装置を用い，圧力・温度・溶解粘度特性が既知の冷媒環境（R 410A/POE）においてすべり軸受特性を評価し，以下の知見を得た．

- 油膜厚さ，油膜圧力，軸受温度のそれぞれの計測結果は定性的に理論に沿うものである．また，油膜厚さが最小の軸受角において，軸受温度の勾配と油膜圧力が減少することから，それぞれの計測結果に整合がとれ，すべり軸受の評価が可能であることを確認した．
- 冷媒環境下の試験では周速 5.7 m/s 以上，軸受面圧 2.7 MPa 以上の条件において，最小油膜厚さの位相から後流の逆くさび領域で軸受温度が低下することを確認した．この逆くさび領域の温度低下の要因は，冷凍機油に溶解した冷媒が分離する際に冷凍機油から熱を奪ったためと考えられる．
- 偏心率の高い領域において同一のゾンマーフェルト数でも周速が大きいほど偏心率が大きくなることを明らかにした．

冷媒分離の熱，偏心率と周速の関係から，高負荷・高回転数時の軸受特性の試算には冷凍機油の冷媒溶解度，溶解粘度の変化を考慮する必要性を明らかにした．

参考文献

- 1) 平山卓也，青木俊公，志田勝吾，畑山昌宏，ジャフエット フェルティ モナリ，岡田成浩，ロータリ圧縮機の大容量高効率化に関する研究，*日本冷凍空調学会論文集*，2017，**34**(3)，pp.261-271.
- 2) 佐藤創，伊藤隆英，松田進，藤谷誠，小林寛之，水野尚夫，三次元スクロール搭載高効率大容量スクロール圧縮機 GU シリーズ，*三菱重工技報*，2006，**43**(2)，pp.10-13.
- 3) 小松原健夫，小保方芳信，繊維強化アルミニウム合金の開発とコンプレッサしゅう動部品としての評価，*日本冷凍空調学会論文集*，2002，**19**(1)，pp.73-81.
- 4) 篠田耕三，“溶液と溶解度 機能性溶液・組織体溶液”，第 3 版，1991，丸善株式会社，東京，pp.74-130.
- 5) 吉村多佳雄，森田一郎，小林正則，HFC-134a および CFC-12 冷媒の溶解した冷凍機油を用いたジャーナル軸受の特性，*日本機械学会論文集 (C 編)*，1996，**62**(594)，pp.665-671.

- 6) 小山昌喜, 坪野勇, 渡部一孝, 関口浩一, 日本機械学会年次大会講演論文集, 名古屋 (2000), pp.381-382.
- 7) 有年宏真, 田中真二, 日本機械学会関東支部第 14 期総会講演会講演論文集, 東京 (2008), pp.27-28.
- 8) 柳沢正, 清水孝, 冷媒の溶解した冷凍機油の流動特性の研究, 日本機械学会論文集 (B 編), 1986, **52**(479), pp.2581-2587.
- 9) Hjertzen, D. G., "Tribology Handbook", (ed. by M. J. Neale), 1973, Butterworths, London, A18.

第5章 冷媒環境でのすべり軸受の流体潤滑特性に関する理論的検討

5.1 緒言

第4章で高負荷高回転数でのすべり軸受特性には冷媒溶解度や溶解粘度の変化を考慮することが重要であると述べた。しかし、すべり軸受の設計は冷凍機油の粘度を一定と仮定してレイノルズ方程式を解き、軸受特性（最小油膜厚さ、油膜圧力、油膜温度、摩擦係数等）を把握する方法がこれまで主流であった。この方法ではすべり軸受の挙動を再現できず油膜厚さの過大評価が危惧されるが、冷媒溶解度の影響を加味した熱流体潤滑解析の例は見られない。そこで、軸受油膜の温度および冷媒溶解度に起因する溶解粘度の変化を捉えた熱流体潤滑解析モデルを構築し、摩擦による発熱とそれによる冷媒溶解度、溶解粘度変化が軸受特性に及ぼす影響について理論的に評価する。

5.2 主な記号

a	冷媒溶解度	wt%
A	係数	-
b	定数	-
C	軸受半径すきま	m
C_p	定圧比熱	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
G	補正係数	-
h	油膜厚さ	m
K	無次元係数	-
L	軸受幅	m
n	定数	-
N	回転数	rps
m	定数	-
p	油膜圧力	Pa
P	圧力	Pa
q	単位幅流量	$m^2 \cdot s^{-1}$
Q	流量	$m^3 \cdot s^{-1}$
r	溶解・分離熱	$J \cdot kg^{-1}$
R	軸受半径	m
Re	レイノルズ数	-
S	ゾンマーフェルト数	-
T	温度	K
u	周方向流速	$m \cdot s^{-1}$
U	軸表面速度	$m \cdot s^{-1}$
v	給油流速	$m \cdot s^{-1}$
V	半径方向速度	$m \cdot s^{-1}$
W	軸受荷重	N
x	周方向座標	-
y	半径方向座標	-
z	軸方向座標	-

ギリシャ記号

ε	偏心率	-
η	粘性係数	$Pa \cdot s$
ν	動粘度	$m^2 \cdot s^{-1}$
θ	軸受角度	°
ρ	密度	$kg \cdot m^{-3}$
τ	せん断応力	Pa
ω	角速度	$rad \cdot s^{-1}$

添え字

0	初期値
ave	平均値
b	軸受
in	半径方向流入
g	ガス
p	圧力
l	液
x	周方向
x1	周方向流入
x2	周方向流出
y	半径方向
z	軸方向
z1	軸方向流入
z2	軸方向流出

無次元数

$$\bar{a} = 0.01 \times a$$

$$\bar{C}_p = C_p / C_{p0}$$

$$\bar{h} = h / C$$

$$\bar{\rho} = \rho / \rho_0$$

$$\bar{\eta} = \eta / \eta_0$$

$$\bar{Q} = Q / R\omega CL$$

$$\bar{p} = \frac{p}{6\eta_0\omega\left(\frac{R}{C}\right)^2} = \frac{p}{K_p}$$

$$\bar{T} = \frac{T}{\frac{6\eta_0\omega}{\rho_0 C_p}\left(\frac{R}{C}\right)^2} = \frac{T}{K_p / \rho_0 C_p}$$

$$\bar{\theta} = x / R$$

$$\bar{y} = y / C$$

$$\bar{z} = z / L$$

$$\bar{v} = v / R\omega$$

$$S = \eta \frac{N}{p} \left(\frac{R}{C}\right)^2$$

5.3 解析手法

5.3.1 熱流体潤滑解析モデル

解析対象は圧縮機内の回転軸を支持するすべり軸受であり，Fig. 5-1 にすべり軸受の断面図を示す．軸受特性に及ぼす冷凍機油の粘度変化の影響に特化した評価を行うために，軸受荷重は $\theta = 180^\circ$ 方向のみに作用する静荷重とした．なお，給油孔の断面形状は長方形とし，その位置は軸受表面に対して垂直に，任意の位置に設定できるようにモデル化した．

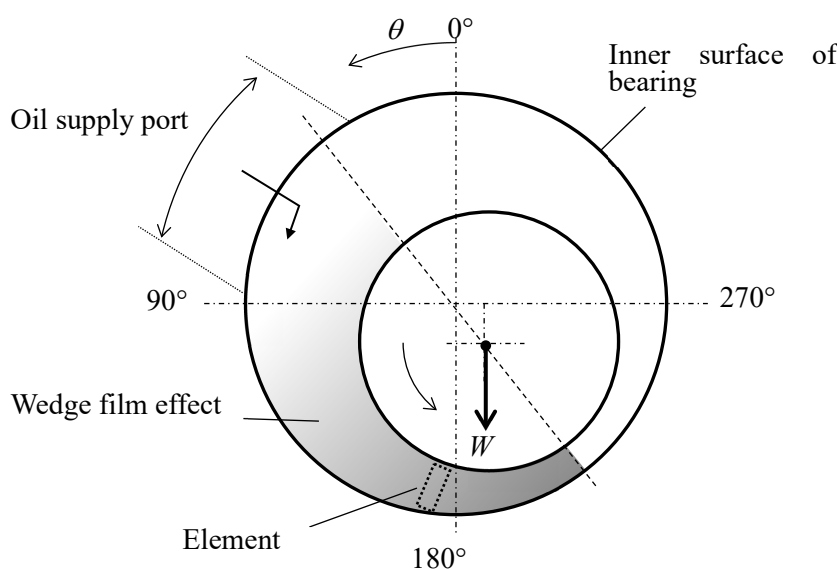


Fig. 5-1 Cross section view of journal bearing

空調用圧縮機の軸受を模擬するために考慮した解析モデルの概要について述べる．圧縮機の定常運転を想定し，給油孔から供給される冷凍機油の冷媒溶解度は飽和状態であると考え．給油機構は容積型ポンプを想定し流量一定の強制給油とする．給油条件がすべり軸受特性に及ぼす影響について検討した過去の例では，給油孔断面積において圧力一定とみなす場合¹⁾，給油量一定とする場合²⁾の2つの方法がある．ただし，文献1)に示すように圧力一定とみなす場合には，差分化における誤差が大きくなるため偏心率が高い場合に収束解を得られないという解析上の制約がある．また，給油孔がくさびによる油膜圧力の高い位置に設置されると，給油孔付近の圧力は給油圧力まで低下することになる．容積型ポンプを想定して簡単のためにポンプ効率を無視すれば，給油孔付近の圧力は流量に依存して二次的に決まると考えられることから，本研究では文献2)の方法を採用した．軸受内のくさび領域では油膜の圧力勾配に応じて冷凍機油の側方漏れが

発生するため、軸受すきま内へのガス冷媒の侵入は考えない。一方、逆くさび領域では圧力の低下により冷媒溶解度が低下し、冷媒が冷凍機油から分離してガス化する。逆くさび領域のすきま体積以上のガス冷媒は軸受端部から外部に排出される。かつ、軸受両端の外部には軸受内の冷凍機油が飽和溶解に達するための十分な冷媒が常に存在する。以上のことから軸受内では冷凍機油の飽和溶解度の変化をとらえることで現象を模擬できると考える。また、軸受すきま内での冷凍機油の冷媒溶解度は給油孔から流入する冷凍機油の飽和溶解度を上限とする。そこで、解析モデルでは流量の連続性、エネルギー保存則の条件のもと、圧力温度を求めて冷媒溶解度、溶解粘度を算出する。Fig. 5-2に解析モデルを示す。軸受油膜の発熱や冷媒溶解度による油膜の温度、粘度の変化には軸受への給油量が変数となる。そこで、Fig. 5-1 に示す微小要素における流量の連続性から油膜の圧力方程式を導出した。微小要素は Fig. 5-2(a) に示すような柱状要素を考える。

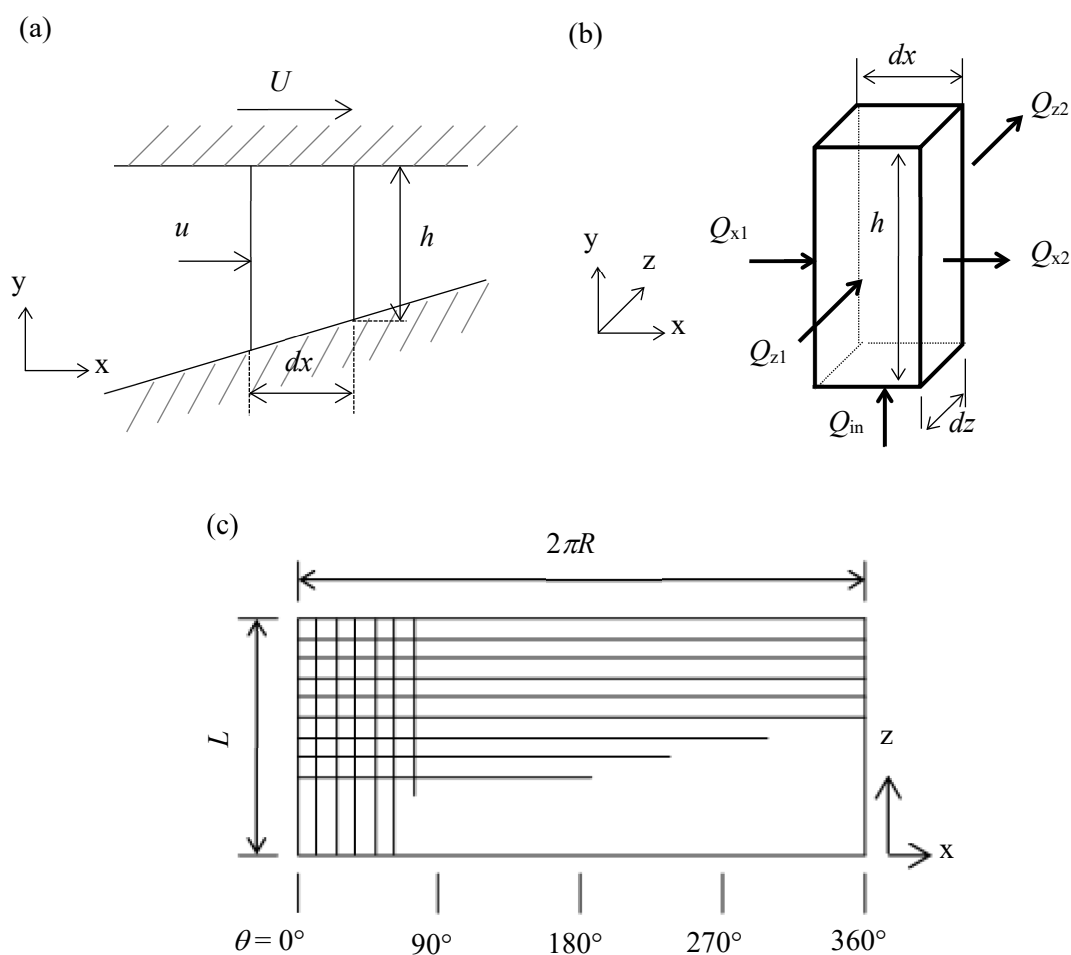


Fig. 5-2 Analysis model (a: element, b: continuity of flow rate, c: development view of journal bearing surface, depth direction is $y(r)$)

流速 u を y 方向に積分した単位幅流量 q_x は Eq.(5-1)で表され, 同様に軸方向の単位幅流量 q_z は Eq.(5-2)で表される. 無次元の乱流係数 G_x, G_z は局所レイノルズ数 $Re=Uh/\nu$ の関数であり, 層流域 ($Re < 2300$) では Eq. (5-3) で定義し, 乱流域 ($Re \geq 2300$) では Eqs. (5-4) and (5-5)で定義した^{3),4)}. Eqs.(5-1) and (5-2)は無次元化すると Eqs.(5-6) and (5-7)のように表される.

$$q_x = \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{\eta} G_x \frac{\partial p}{\partial x} \quad (5-1)$$

$$q_z = -\frac{h^3}{\eta} G_z \frac{\partial p}{\partial z} \quad (5-2)$$

$$\frac{1}{G_x} = \frac{1}{G_z} = 12 \quad (5-3)$$

$$\frac{1}{G_x} = 12 + 0.0136Re^{0.9} \quad (5-4)$$

$$\frac{1}{G_z} = 12 + 0.0043Re^{0.96} \quad (5-5)$$

$$\bar{q}_x = \frac{\bar{h}}{2} - 6G_x \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\theta}} \quad (5-6)$$

$$\bar{q}_z = -6G_z \left(\frac{R}{L} \right) \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \quad (5-7)$$

Fig. 5-2(b) に示す微小体積における流量の連続性を考える. 流量の保存式は Eq.(5-8)で表される. ここで, y 方向の給油速度を v とおくと, Eq.(5-9)を得る. x, z 方向の流量は Eqs.(5-10) and (5-11)である.

$$Q_{in} + Q_{x1} - Q_{x2} + Q_{z1} - Q_{z2} = 0 \quad (5-8)$$

$$Q_{in} = v dx dz \quad (5-9)$$

$$Q_x = q_x dz \quad (5-10)$$

$$Q_z = q_z dx \quad (5-11)$$

Eqs.(5-6) and (5-7)および冒頭に記載した無次元数を用いて Eqs.(5-8)–(5-11)を Eqs.(5-12)–(5-15)のように無次元化する．さらに Eqs.(5-16) and (5-17)を定義し，Eq.(5-12)に Eqs.(5-13)–(5-15)を代入して，Eqs.(5-16) and (5-17)を用いて整理すると無次元圧力方程式は Eq.(5-18)となる．

$$\bar{Q}_{in} + \bar{Q}_{x1} - \bar{Q}_{x2} + \bar{Q}_{z1} - \bar{Q}_{z2} = 0 \quad (5-12)$$

$$\bar{Q}_{in} = \left(\frac{R}{C}\right) \bar{v} d\bar{\theta} d\bar{z} \quad (5-13)$$

$$\bar{Q}_x = \left(\frac{\bar{h}}{2} - 6G_x \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\theta}}\right) d\bar{z} \quad (5-14)$$

$$\bar{Q}_z = -6G_z \left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} d\bar{\theta} \quad (5-15)$$

$$X = 12G_x \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} \quad (5-16)$$

$$Z = 12G_z \left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} \quad (5-17)$$

$$\frac{1}{d\bar{\theta}} \left\{ \left(\bar{h} - X \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\theta}} \right)_{\bar{\theta}=1} - \left(\bar{h} - X \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\theta}} \right)_{\bar{\theta}=2} \right\} - \frac{1}{d\bar{z}} \left\{ \left(Z \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right)_{\bar{z}=1} - \left(Z \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right)_{\bar{z}=2} \right\} + 2 \left(\frac{R}{C} \right) \bar{v} = 0$$

$$(5-18)$$

油膜の温度，粘度の変化を求めるためのエネルギー方程式は Eq.(5-19)で表される．ここで，冷媒が冷凍機油に対して溶解，分離するときには溶解・分離熱が発生する⁵⁾．以降では便宜上，これらの熱をまとめて分離熱と呼ぶ．冷媒溶解度の変化で生じる分離熱は右辺第三項で表される．また，無次元のクエットせん断応力 は層流域では 1，乱流域では Eq.(5-20)で定義した．

$$\rho C_p \left(q_x \frac{\partial T}{\partial x} + q_{in} \frac{\partial T}{\partial y} + q_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{h^3}{\eta} \left\{ G_x \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + G_z \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 \right\} + \bar{\tau} \frac{\eta U^2}{h} - \rho r \left(q_x \frac{da_x}{dx} - q_y \frac{da_y}{dy} - q_z \frac{da_z}{dz} \right)$$

(5-19)

$$\bar{\tau} = 1 + 0.0012 Re^{0.94}$$

(5-20)

給油部分の油膜厚さ方向の温度と冷媒溶解度の勾配を Eqs.(5-21) and (5-22)で近似して Eq.(5-19)を無次元化して整理すると無次元エネルギー方程式は Eq.(5-23)と表される。ここに係数 A は Eqs.(5-24)–(5-28)で定義した。なお、冷媒の温度と圧力による密度と比熱の変化は、物性表⁶⁾から得てデータベース化した。また、冷媒が溶解している冷凍機油の密度と比熱は、Eqs.(5-29) and (5-30)のように質量比で設定した。

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} = \frac{\bar{T} - \bar{T}_{in}}{1/2\bar{h}} = \frac{2(\bar{T} - \bar{T}_{in})}{\bar{h}}$$

(5-21)

$$\frac{\partial \bar{a}_y}{\partial \bar{y}} = \frac{\bar{a}_y - \bar{a}_{in}}{1/2\bar{h}} = \frac{2(\bar{a}_y - \bar{a}_{in})}{\bar{h}}$$

(5-22)

$$A_1 \frac{\partial \bar{T}}{\partial \theta} + A_2 \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} + (A_4 - A_5) \bar{T} = A_3 - A_4 \bar{T}_{in} + A_5$$

(5-23)

$$A_1 = \overline{\rho C_p} \left(1 - 12 G_x \frac{\bar{h}^2}{\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right)$$

(5-24)

$$A_2 = \overline{\rho C_p} \left\{ -12 G_z \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\bar{h}^2}{\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right\}$$

(5-25)

$$A_3 = 12 \frac{\bar{h}^2}{\eta} \left\{ G_x \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right)^2 + G_z \left(\frac{R}{L} \right)^2 \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right)^2 \right\} + \frac{1}{3} \bar{\tau}_c \frac{\bar{\eta}}{\bar{h}^2}$$

(5-26)

$$A_4 = 4 \overline{\rho C_p} \frac{\bar{q}_y}{\bar{h}^2} \left(\frac{R}{C} \right)$$

(5-27)

$$A_5 = -\frac{r\rho_0}{K_p} \frac{1}{C_p} \left\{ A_1 \frac{d\bar{a}}{d\theta} + A_2 \frac{d\bar{a}}{dz} + A_4 (\bar{a} - \bar{a}_{in}) \right\} \quad (5-28)$$

$$\rho = (1-a)\rho_1 + a\rho_g \quad (5-29)$$

$$C_p = (1-a)C_{p1} + aC_{pg} \quad (5-30)$$

Fig. 5-2 (c) は軸受を周方向に展開した図であり、図中の x 方向は、Fig. 5-1 中の θ の関数である。解析モデルとして軸受すきまを軸受幅方向 (z 方向) および軸受周方向に細分化してスタガード格子を形成した。無次元化した圧力方程式およびエネルギー方程式の離散化には陰解法の差分法を適用した。 $\theta = 0^\circ$ で周期境界条件を与え、油膜にはレイノルズの境界条件を適用した。軸外表面および軸受内表面の境界には断熱境界条件を与え、油膜から軸および軸受への放熱は無視した。圧力方程式とエネルギー方程式を連成して解き、軸受すきまの油膜反力と作用荷重のつり合いから軸心位置を求めた。また油膜厚さは、軸受直径および軸受幅と比較し $1/1000$ スケール程度であるため、油膜の圧力および粘性係数は、油膜厚さ方向に一定とした。粘性係数は油膜の圧力および温度に対して従属的に変化させ、軸受特性解析の繰り返し計算に常に反映させた。

5.3.2 溶解粘度特性モデル

前述のように、圧縮機内では冷凍機油に冷媒が溶解し、溶解粘度は溶解粘度線図で表わされる。本研究でモデルとして使用した POE (VG32) と R 410A では Fig. 5-3 に示すような特性を持つ。Fig. 5-3 (a) の各冷媒溶解度線を 2 次関数で近似し、圧力を温度で関数化した。次に Fig. 5-3 (b) の溶解粘度線図を Walther の実験式 Eq. (5-31)⁷⁾ を用いて近似し、油膜の圧力および温度に従属する動粘度 ν を算出した。定数 b は溶解粘度 ν の範囲により Eqs. (5-32)–(5-34) のように定義され、定数 n および m は冷媒と冷凍機油の組み合わせにより決定する。近似した冷媒溶解度の適用範囲は 0–40 %、温度は 233 K 以上である。温度と圧力の入力から溶解度および溶解粘度を算出する方法は以下のとおりである。まず、Fig. 5-3 (a) において入力温度と入力圧力の座標を決定する。その座標を挟む上下の等溶解度線の近似曲線に入力温度を代入して等溶解度線上の圧力を得る。得られた圧力 2 点とその時の溶解度を線形補完して、入力圧力における溶解度を得る。次に、Fig. 5-3 (b) 上で入力温度の縦線と交差する等溶解度線のうち、先ほど得た溶解度を挟む 2 本の等溶解度線を判断する。それらの溶解度と粘度の関係を線形として入力温度と溶解度に合致する溶解粘度を算出する。

$$\log \{ \log(\nu + b) \} = n - m \log T \quad (5-31)$$

$$b = 0.7 \quad (\nu < 1.0 \times 10^{-3}) \quad (5-32)$$

$$b = 0.65 \quad (1.0 \times 10^{-3} \leq \nu \leq 1.5 \times 10^{-3}) \quad (5-33)$$

$$b = 0.6 \quad (\nu > 1.5 \times 10^{-3}) \quad (5-34)$$

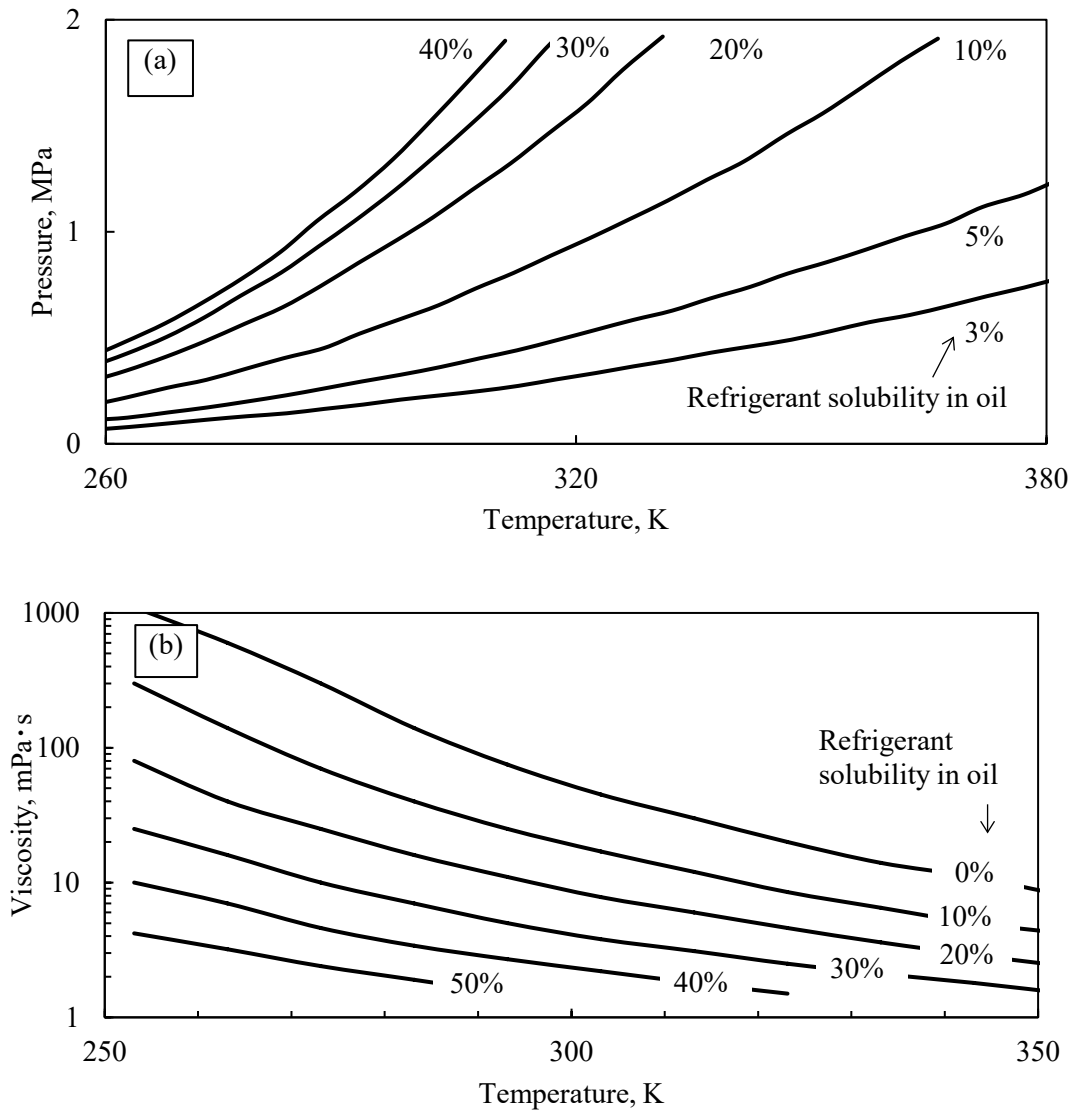


Fig. 5-3 Solubility characteristics (a: pressure – temperature chart, b: viscosity – temperature chart)

5.3.3 解析フロー及び条件

Fig. 5-4 にフローチャートを示す. はじめに温度と圧力の初期値を与えて粘度を算出し, 軸受解析サブルーチンで粘度一定の解析を行って油膜圧力と軸心位置の初期値を決定する. 求めた油膜圧力と軸心位置および給油孔からの流量, 温度を加味したエネルギー

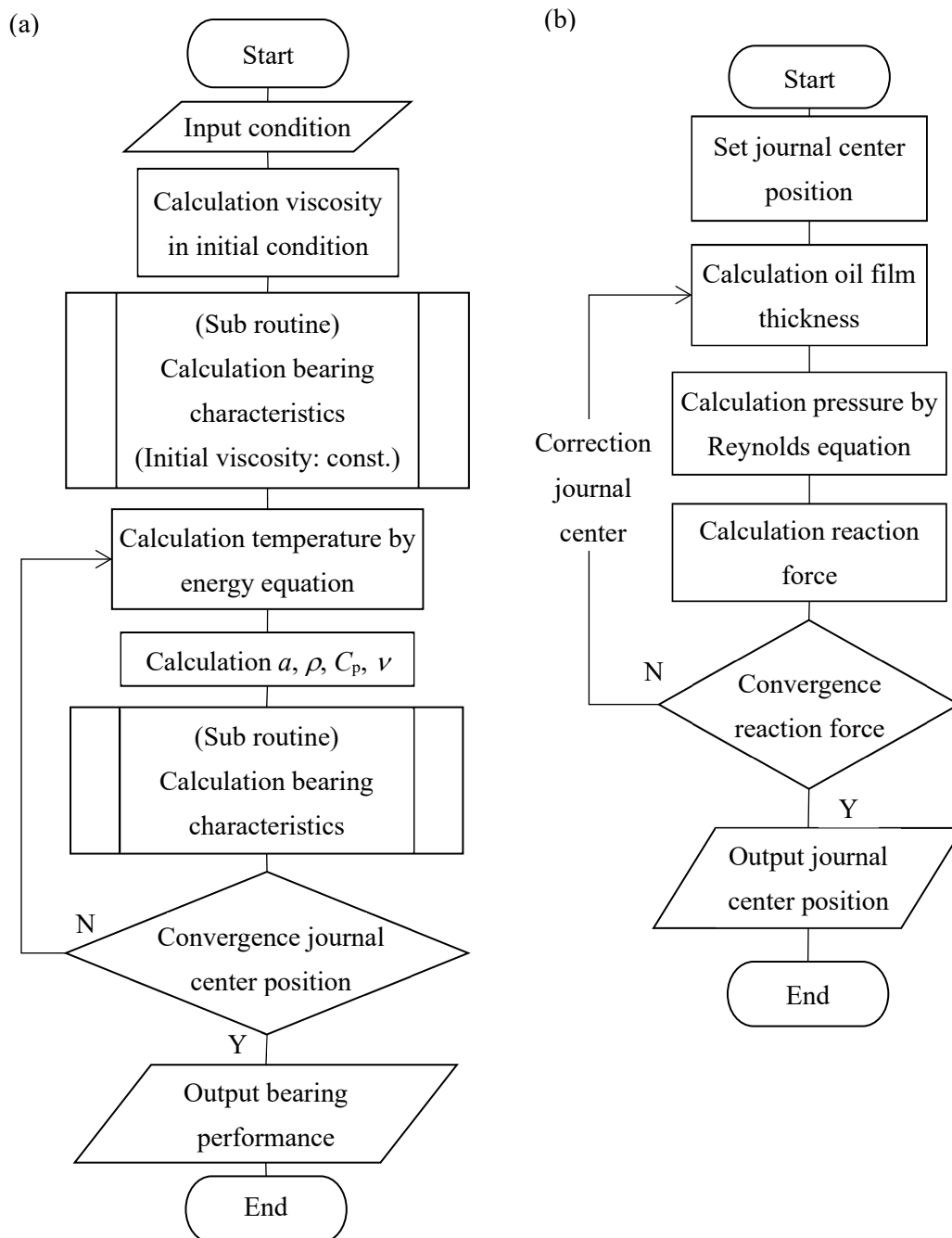


Fig. 5-4 Flow chart (a: main routine, b: sub routine)

一方程式より油膜の温度分布を算出する。圧力分布と温度分布から冷媒溶解度および粘度分布を算出し、再び軸受解析サブルーチンにより油膜圧力および軸心位置を求める。ここで、油膜圧力は給油孔からの流量を加味したレイノルズ方程式を解いて算出する。

給油は流量をインプットとして Eq.(5-18)に示した無次元圧力方程式を解くことで、給油孔位置の圧力分布を算出した。なお、給油流速は流量を給油孔面積で除した平均値で与えられる。軸心位置が収束するまで繰返し計算を行った後、軸受特性計算を実施して計算が完了する。ここで、軸受解析サブルーチンでは、軸心位置の仮定値より油膜反力を算出した後、油膜反力の x 成分の積算値が 1×10^{-5} 以下となるように軸心位置を変数として繰返し計算を行う。以上、構築した解析モデルの前提条件を以下にまとめる。

- (1) 軸と軸受表面に断熱境界条件を与える。
- (2) 冷凍機油の冷媒溶解度の変化に伴う分離熱を考慮する。
- (3) 冷凍機油は圧縮機内の環境を想定した温度、冷媒溶解度、粘度とし、給油孔からのみ供給する。
- (4) 軸受両端の境界条件には圧縮機内の環境に準じた温度、圧力を一定として与える。
- (5) 冷媒が冷凍機油に対して溶解、分離する速度は考慮せず、簡単のため温度圧力の変化に対して直ちに追従する仮定とする。

開発した熱流体潤滑解析を用いて軸受特性（油膜の温度、粘度、冷媒溶解度、軸心位置等）を評価し、粘度が一定の流体潤滑解析結果と比較する。Table 5-1 に解析条件を示す。軸受特性に影響を及ぼす因子のうち、軸受形状、周囲温度・圧力は固定し、面圧、回転数、給油流量、分離熱を変数とした。

Table 5-1 Analysis conditions

Bearing configuration	
Shaft diameter ratio (L/2R), -	0.75
Clearance ratio (C/R), -	1.8×10^{-3}
Operating condition	
Rotating speed, rps	60-240
Applied pressure, MPa	0.08-5.8
Boundary pressure, MPa	0.93
Boundary temperature, K	323
Oil physical property	
Specific heat, J/(kg·K)	1,832
Density, kg/m ³	974
Oil supply condition	
Oil supply port area, mm ²	200
Oil supply port width, °	30-87
Oil supply amount, mm ³ /s	2,500-10,000
Supply oil temperature, K	323
Refrigerant physical property	
Dissociation heat, kJ/kg	0-40

ここで、分離熱は Eqs.(5-35) and (5-36)に示す溶解に要するエネルギー ΔE_M に依存する⁸⁾。 δ は溶解パラメータ、 n はモル数、 V は体積、 ΔE_V は凝集エネルギーである。添え字 1, 2 はそれぞれ冷媒と油を表す。溶解パラメータの差が増加すると溶解に要するエネルギーが増加するため冷媒溶解度は減少する傾向にある。一方、分離時はエネルギーの正負が逆転するため、溶解パラメータの差が増加すると分離に必要なエネルギーは減少する。冷媒溶解度は凝集エネルギー密度 $\Delta E_V/V$ に比例するため、分離に要するエネルギーにもおおむね比例する。

$$\Delta E_M = \frac{n_1 V_1 n_2 V_2}{n_1 V_1 + n_2 V_2} (\delta_1 - \delta_2)^2 \quad (5-35)$$

$$\delta = \left(\frac{\Delta E_V}{V} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5-36)$$

柳沢らの実験結果⁵⁾によると R 22 / 鉱油の組合せにおける分離熱は 105 kJ/kg 程度と結論付けている。また、本研究における組合せ (R 410A / POE) と R 22 / 鉱油の冷媒溶解特性を比較すると、同一の圧力温度条件で R 410A / POE の冷媒溶解度は R 22 / 鉱油の 48–58 % 程度であった。そこで、本研究では R 22 / 鉱油の場合に比べて約半分以下の分離熱を与えて評価を行った。

5.4 解析結果

5.4.1 分離熱の影響

はじめに、分離熱が軸受特性に及ぼす影響を明らかにする。 Fig. 5-5, Fig. 5-6, Fig. 5-7 に軸方向中心における周方向の圧力、冷媒溶解度、温度、粘度および油膜厚さ分布を示す。回転数、面圧、給油量はそれぞれ 120 rps, 2.5 MPa, 5,000 mm³/s に固定し、分離熱が 0 (分離熱なし), 20, 40 kJ/kg で比較する。 a 図に示すように軸受角 120–240° でくさびによる油膜圧力が発生し、240° 以降は逆くさびの領域であり周囲圧力となる。なお、横軸の軸受角は Fig. 5-1 に示すように反負荷側を 0° としている。30–87° の位置では一定流量の給油により結果的に圧力が上昇する。また、60° 以降はこれに加えてくさびによる圧力上昇もみられる。240° 近傍の圧力低下に伴って b 図のように冷媒溶解度が減少する。 c 図において 0 kJ/kg の場合には 240° の前後でせん断抵抗により滑らかに温度が上昇する。一方、20, 40 kJ/kg の場合は冷媒溶解度の低下によって冷媒が分離し油膜温度が低下する。給油孔位置では供給した冷凍機油とすきま内を循環した冷凍機油が混合する。両者の割合によって、供給冷凍機油の温度 323 K, 溶解粘度 9.5 mPa・s までは

回復しないが、 87° まで油膜温度の低下，溶解粘度の上昇がみられる． e 図に示すようにそれぞれの分離熱において偏心角が異なるため， a 図の油膜圧力において値が周囲圧と等しくなる軸受角（ 240° 付近）に差が生じる．

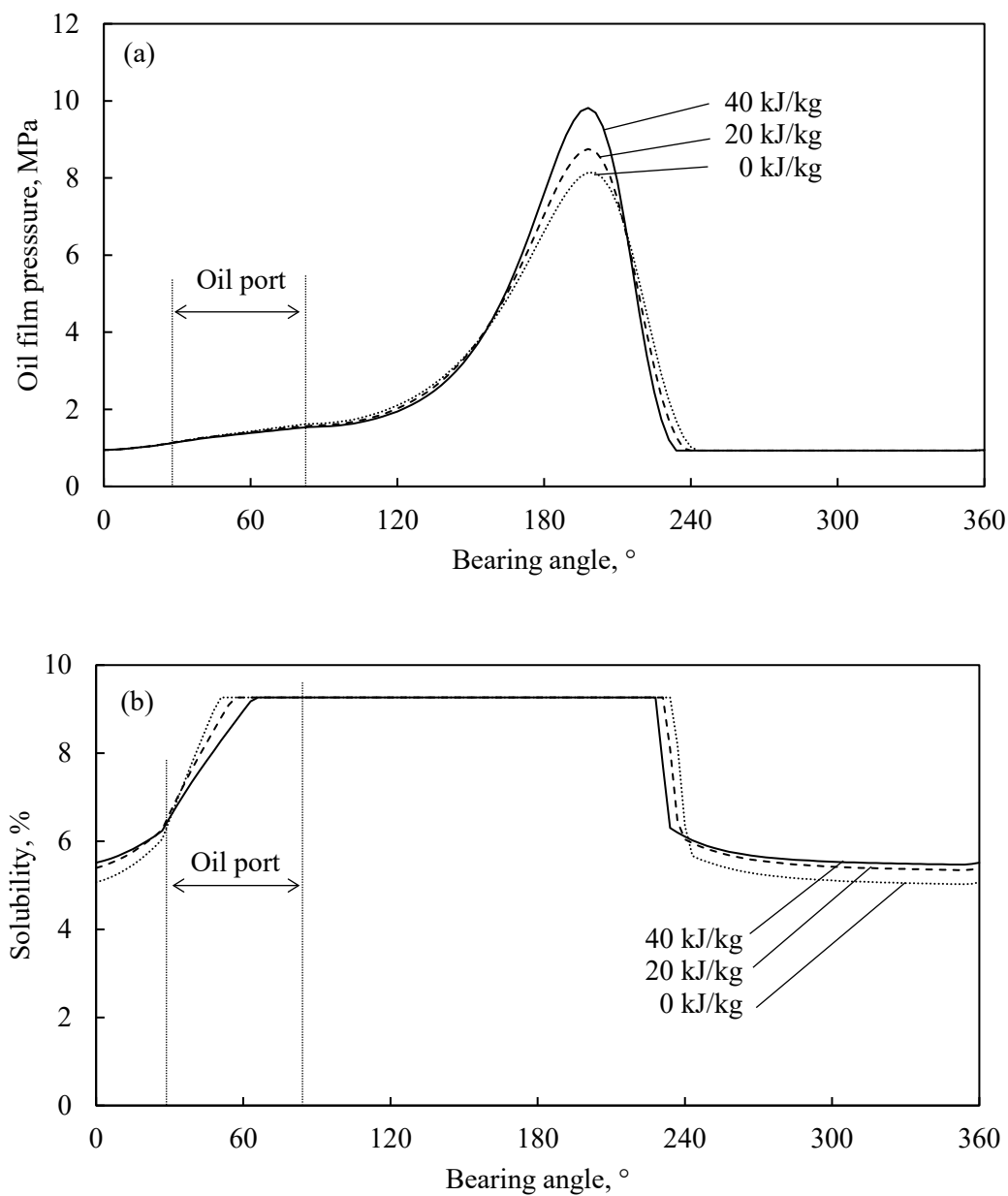


Fig. 5-5 Parameter distribution (a: pressure, b: solubility) at $Q=5,000\text{mm}^3/\text{s}$, $N=120$ rps, $P_b=2.5$ MPa

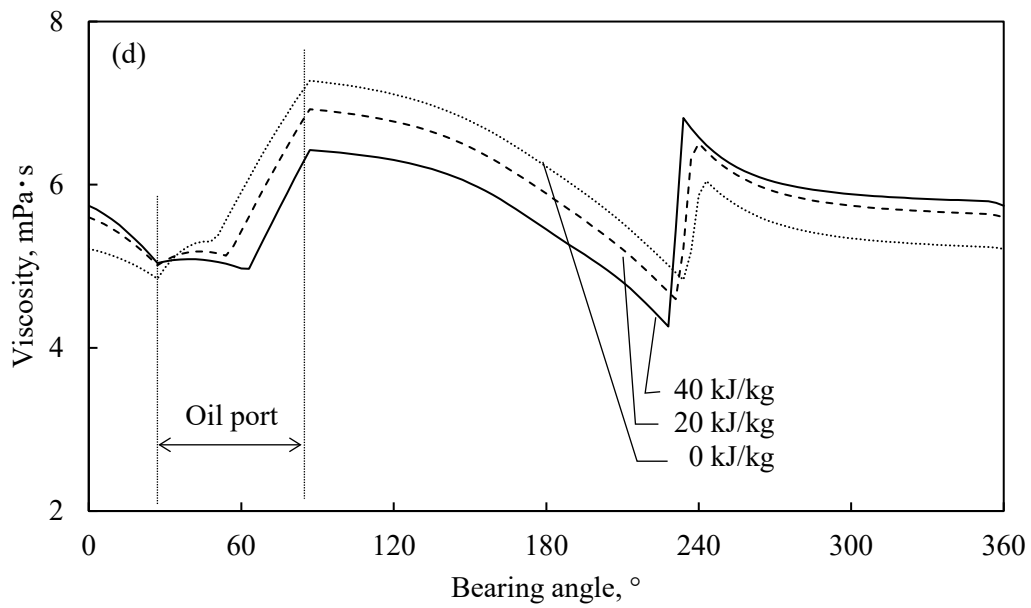
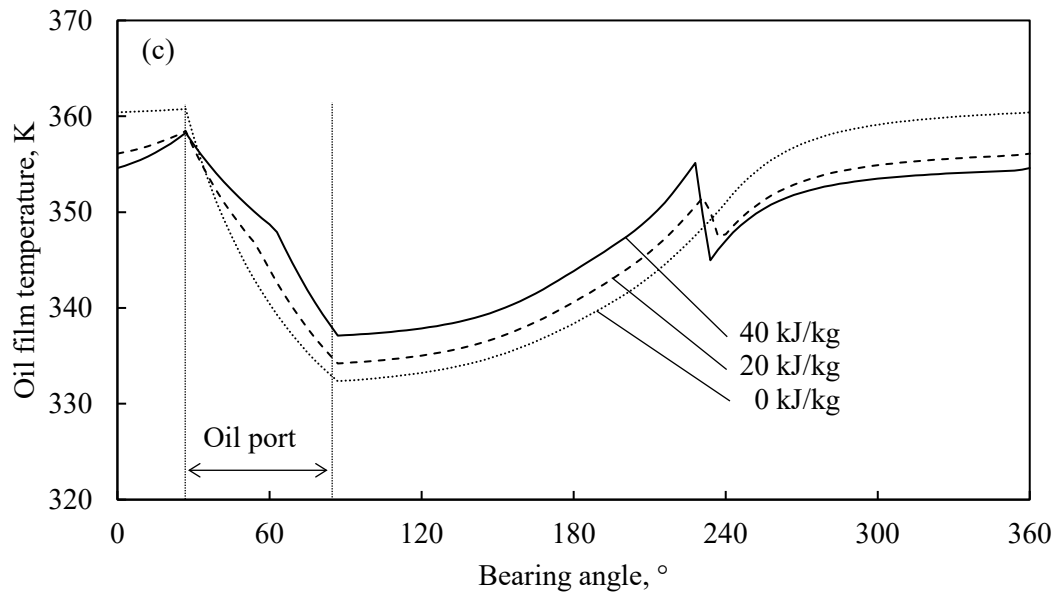


Fig. 5-6 Parameter distribution (c: temperature, d: viscosity) at $Q=5,000 \text{ mm}^3/\text{s}$, $N=120$ rps, $P_b=2.5 \text{ MPa}$

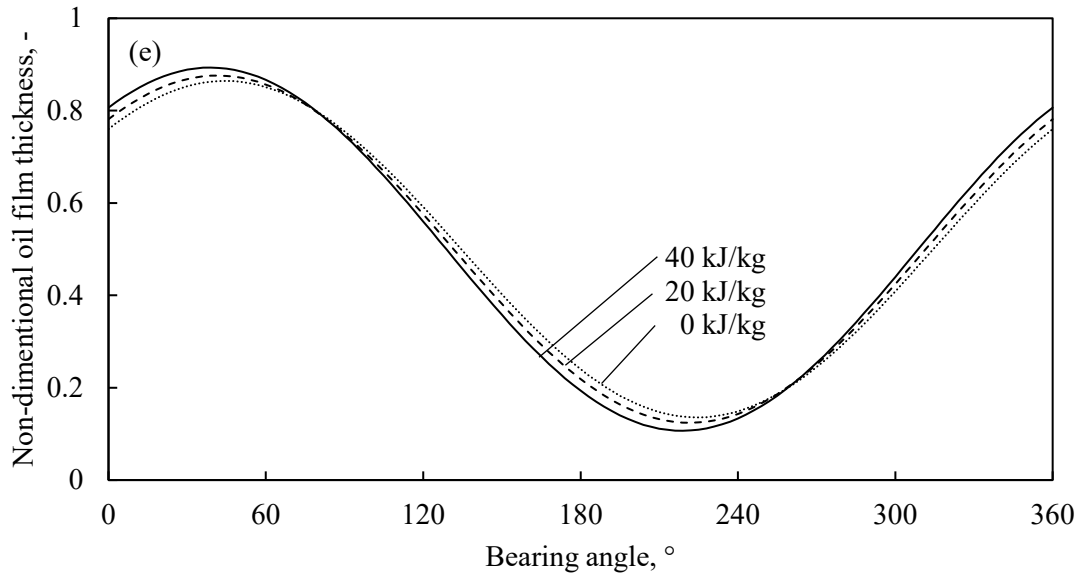


Fig. 5-7 Parameter distribution (e: oil film thickness) at $Q=5,000 \text{ mm}^3/\text{s}$, $N=120 \text{ rps}$, $P_b=2.5 \text{ MPa}$

Fig. 5-8 にパラメータとして与えた分離熱に対する偏心率の関係を示す。分離熱が大きいと偏心率は大きくなる。これはくさび形状の領域で油膜温度が上昇し溶解粘度が低下するためである。本節では冷凍機油に対する冷媒の分離熱をモデル化し、逆くさび領域での温度降下を再現した。また、分離熱の寄与度を評価した。モデル検証には別途実験評価が必要であるが、本章ではこれ以降、分離熱を 20 kJ/kg と仮定して軸受特性を解析する。

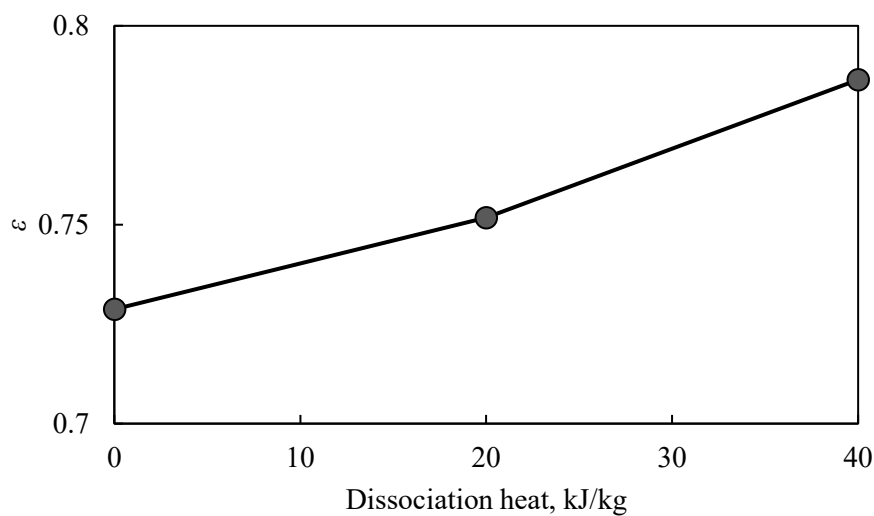


Fig. 5-8 Relationship of dissociation heat and eccentricity ratio

5.4.2 回転数と荷重の影響

分離熱，給油流量をそれぞれ 20 kJ/kg ， $5,000 \text{ mm}^3/\text{s}$ に固定し，回転数と荷重が軸受特性に及ぼす影響について検討する．Fig. 5-9 にゾンマーフェルト数に対する平均溶解粘度および偏心率の特性を示す．横軸のゾンマーフェルト数は代表粘度として給油時の値を用いて算出した．粘度変化を加味した各特性線は回転数が一定で荷重を変数としている．また，比較対象として，粘度一定で軸受すきまに冷凍機油が常に満たされていると仮定した計算結果を点線で記載した．a 図に示すように粘度一定の解析では，平均粘度が $9.5 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ で一定であり，これは周囲の圧力，温度によって決定した値である．ゾンマーフェルト数が小さい（荷重が大きい）ほど，回転数が高いほど平均粘度は小さくなる．原因は油膜のせん断による温度上昇である．また，ゾンマーフェルト数が大きい領域では荷重が小さいために摩擦による温度上昇は回転数ごとにほぼ一定であり，平均粘度が一定値に漸近する．b 図に示すようにゾンマーフェルト数がおおむね 0.4 以下の荷重が大きい領域では，同一のゾンマーフェルト数において回転数が高いほど，偏心率が大きい．上述したように回転数に起因した粘度低下のためである．高速，高負荷条件ほど粘度一定の解析との差異が大きくなるため，冷凍機油の熱的变化を考慮した設計が必要となることがわかる．この結果は Fig. 4-16 に示す実験結果とも定性的に一致する．一方，ゾンマーフェルト数が 0.4 以上の場合，偏心率と回転数の関係が逆転しており，このメカニズムを明らかにするため，偏心率を軸心軌跡に換算し Fig. 5-10 に示す．

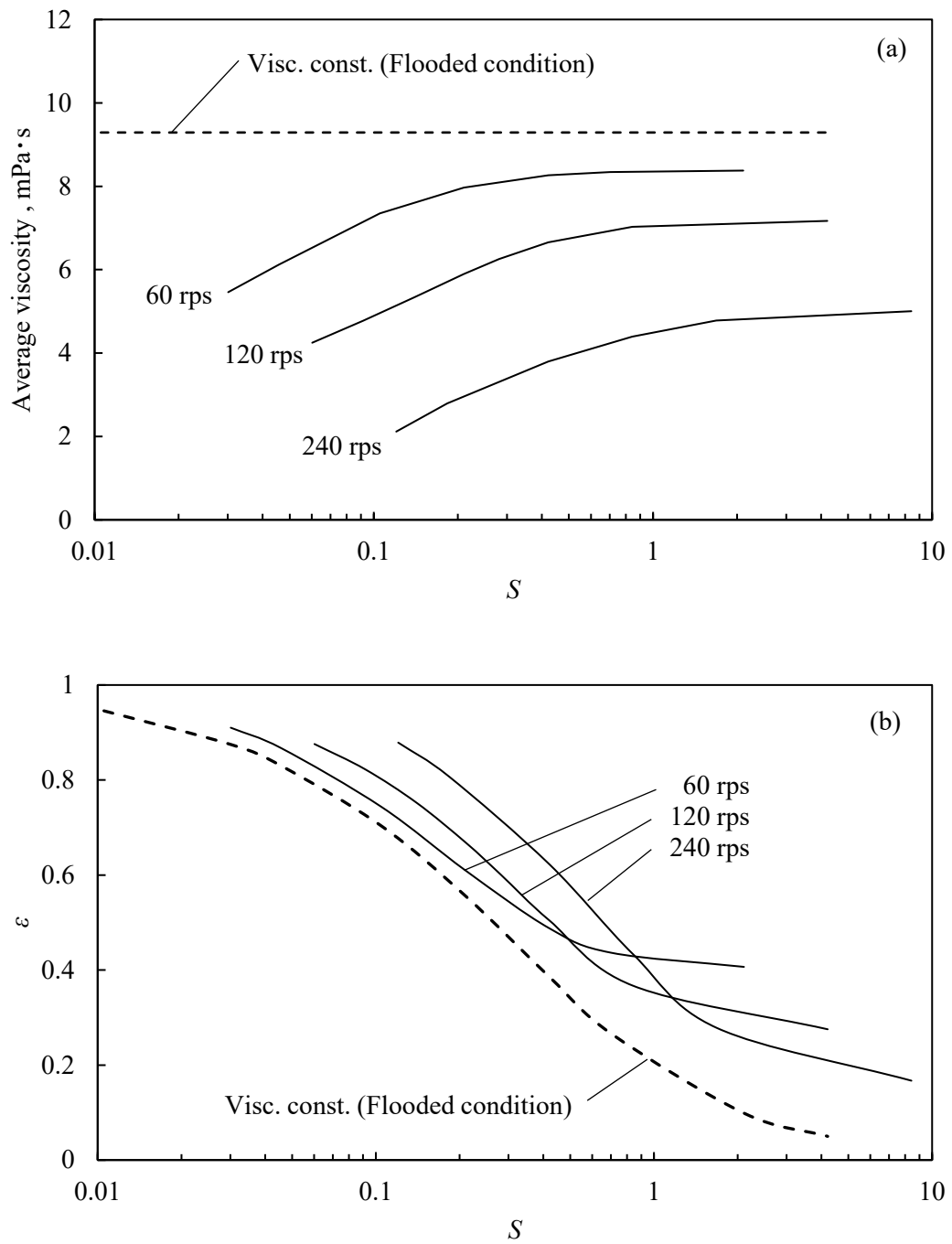


Fig. 5-9 Bearing parameter (a: average viscosity, b: eccentricity ratio) at $r = 20$ kJ/kg, $Q = 5,000$ mm³/s

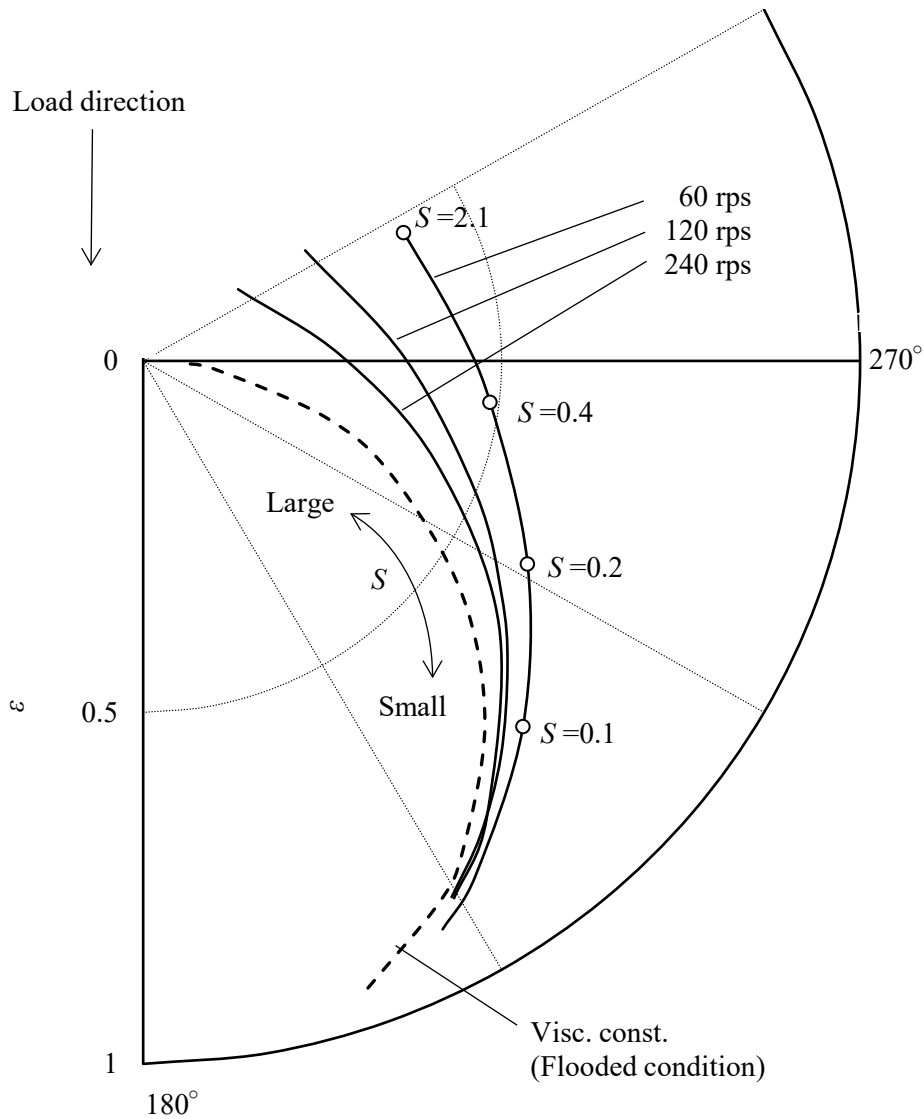


Fig. 5-10 Journal center locus

Fig. 5-10 に示すように低速低負荷ほど軸は荷重に対して垂直な 270° 方向に偏心することがわかった。この現象は油膜の熱的变化ではなく、給油圧力に起因すると推定し、60 rps の軸心軌跡に示した 4 点での油膜圧力分布を比較した。Fig. 5-11 に 60 rps 時の各ゾンマーフェルト数における圧力分布を示す。ゾンマーフェルト数が大きくなるほど、 $120\text{--}300^\circ$ に発生する油膜圧力の極大値が軸受後流側に移動するとともに、給油圧力に対して相対的に油膜圧力が小さくなる。給油圧力により見かけの荷重が増加することで軸心が 270° 方向へ移動し、ゾンマーフェルト数が大きい領域で偏心率の減少割合が小さくなることがわかった。また、偏心率が小さいほど給油位置でのすきまの流路がせまいため、ゾンマーフェルト数が大きいと給油圧力が高い結果となる。なお、他の回転数

の場合も同様の傾向を示すことを確認した。また、回転数が高いほど油膜圧力が大きく、相対的に給油圧力の影響が小さくなるため、ゾンマーフェルト数の大きい領域で粘度一定の軸心軌跡に近づくことがわかった。

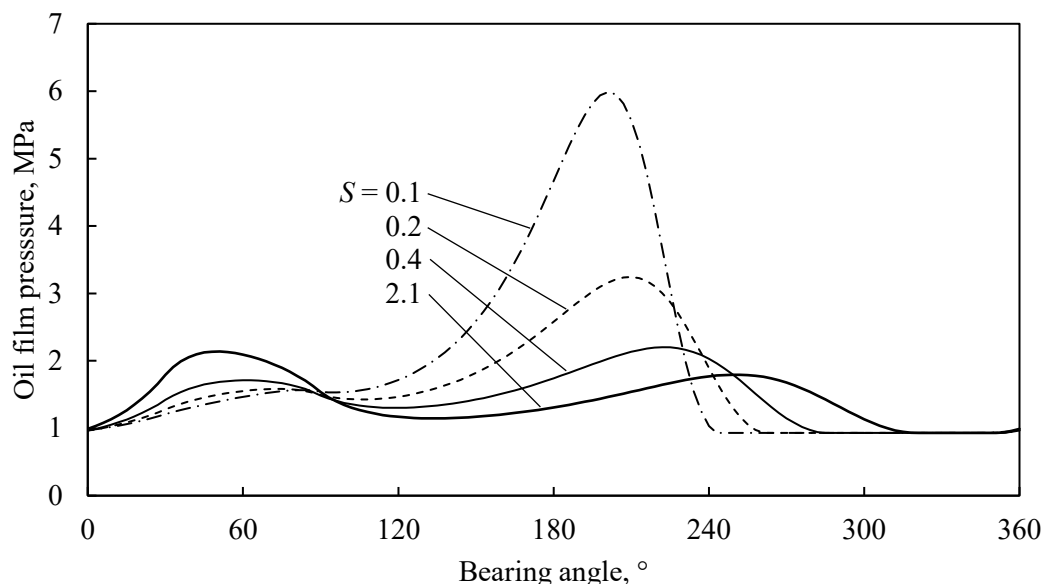


Fig. 5-11 Pressure distribution at $z/L = 0.5$, $N = 60$ rps, $r = 20$ kJ/kg, $Q = 5,000$ mm³/s

5.4.3 給油量を変化させた場合

ゾンマーフェルト数が大きい領域では給油圧力によって偏心率が大きくなる一方で、ゾンマーフェルト数の小さい高負荷時、および高速では潤滑のために給油量を大きくする必要はあることは経験的にわかっている。そこで、給油量が軸受特性に与える影響を調査した。Fig. 5-12 に回転数を 240 rps とし、給油量が 2,500, 5,000, 10,000 mm³/s の場合の偏心率特性を示す。各給油量の線は $S = 1.5$ 付近で交差し、ゾンマーフェルト数が小さい領域では、前節での推定通り、給油量が大きいほど偏心率が小さいことがわかる。ここで図中の点は $P_b = 0.08$ MPa であり、その平均粘度は給油量が大きい方から順に 6.0, 5.0, 4.2 であった。粘度が高いにもかかわらず給油量の大きい方の偏心率が大きい原因を Fig. 5-13 の圧力分布で考察する。給油量が大きいとくさびの油膜圧力に対して相対的に給油圧力が大きくなることがわかる。30–87° 付近の圧力発生により給油量が大きいと見かけの荷重が大きくなる。これにより偏心率が大きくなる。

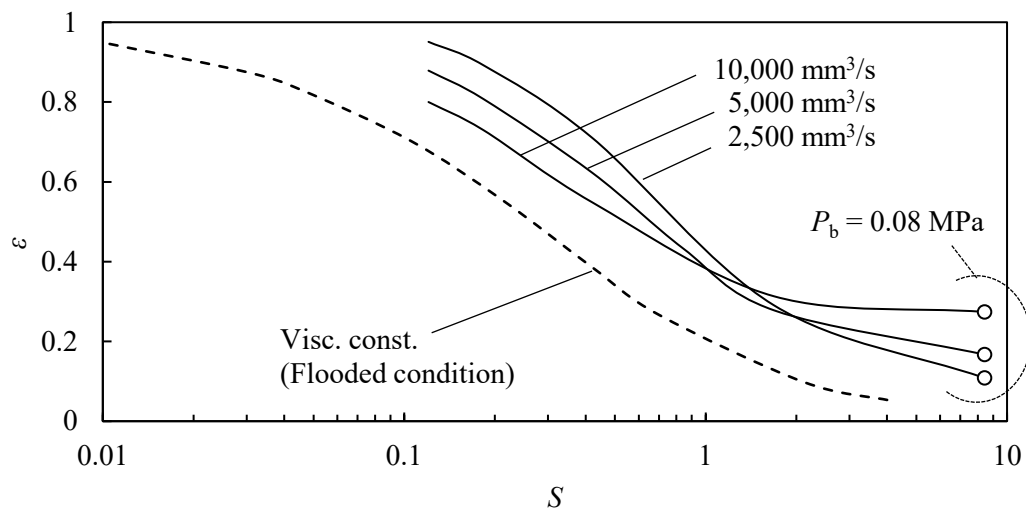


Fig. 5-12 Eccentricity ratio at $N = 240$ rps

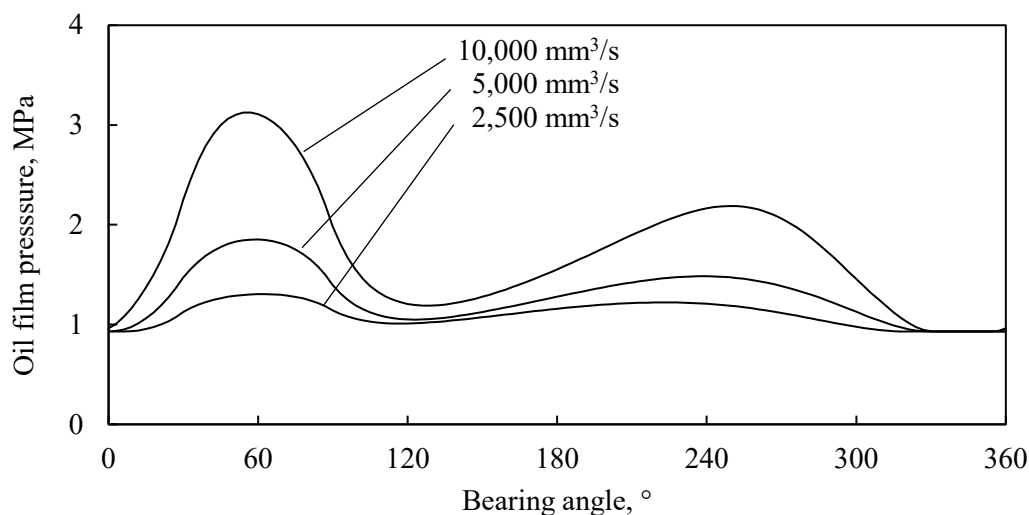


Fig. 5-13 Pressure distribution at $z/L = 0.5$, $N = 240$ rps

次にゾンマーフェルト数が小さい領域で軸受を潤滑するための必要給油量を評価する。評価指標として給油流速比と温度上昇率を定義する。給油流速比は軸の回転速度 U に対する給油速度 v の比で、給油速度は前述の通り給油量を給油孔面積で除した平均値である。温度上昇率は給油温度 T_{in} に対する油膜の平均温度 T_{ave} の比である。Fig. 5-14 に給油流速比に対する偏心率、温度上昇率、平均粘度の関係を示す。給油流速比が小さいとスターブ潤滑となり、温度上昇により粘度が低下して偏心率が高くなる。特に偏心率の大きな条件で温度上昇率は高い値を示すが、解析モデルで軸と軸受に断熱境界条件を与えているため、これは安全側の評価結果となっている。本解析結果の例では給油流速比が概ね 0.003 以下でスターブ潤滑となり、油膜温度が上昇し始めることがわかった。

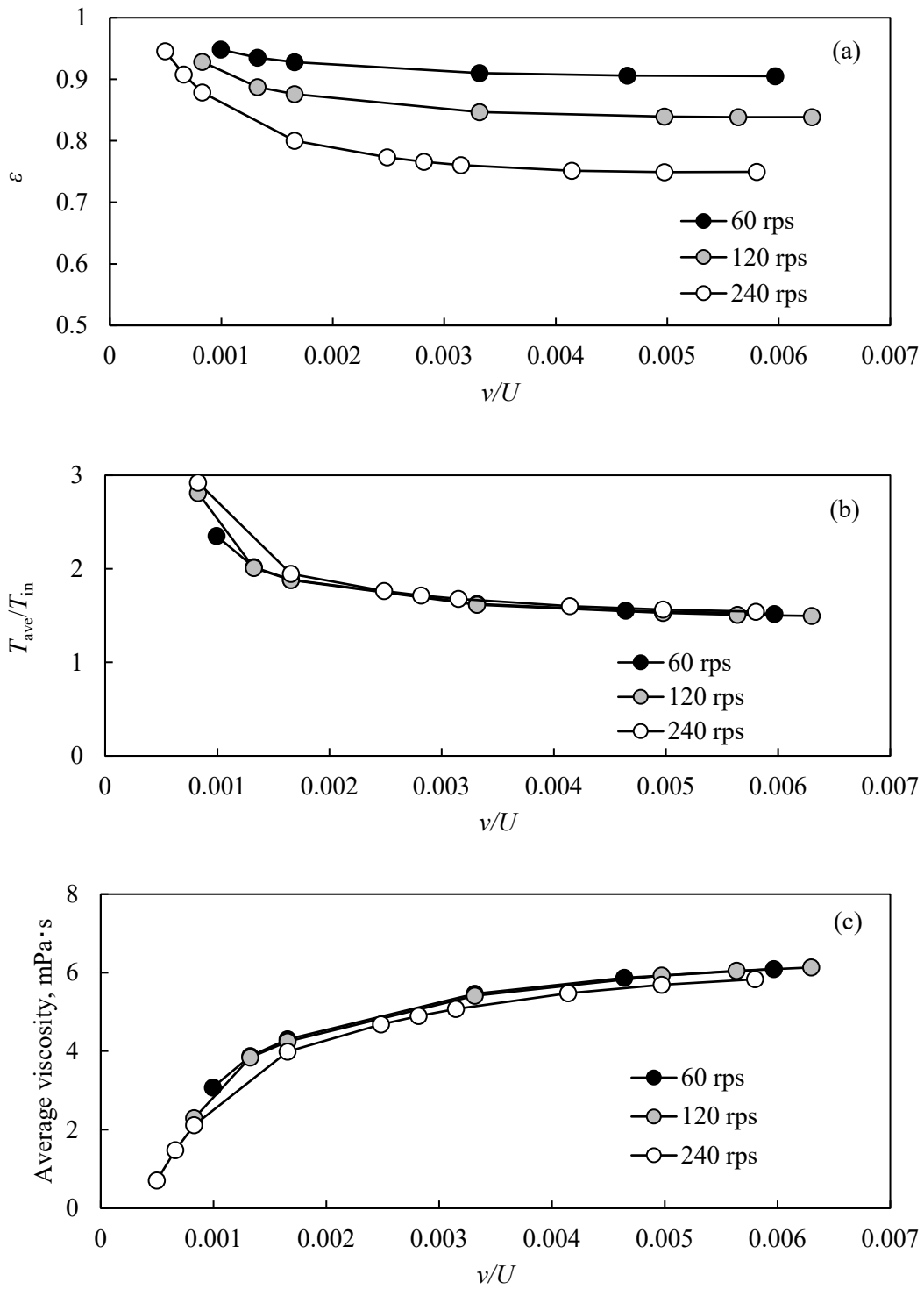


Fig. 5-14 Relationship of lubricating flow ratio and (a) eccentricity ratio, (b) temperature increase ratio, (c) average viscosity

5.5 結言

本章では、HFO を適用した圧縮機の定常運転を想定して、すべり軸受の流体潤滑特性を検討した。HFO を適用した圧縮機において、従来冷媒と同等能力を確保するためには運転範囲の上限を拡大する必要があるが、すべり軸受のしゅう動条件は高負荷・高回転数となるため、冷凍機油の冷媒溶解度の変化が無視できない。そのため、従来の粘度一定の流体潤滑解析ではすべり軸受の挙動を再現できず油膜厚さの過大評価が危惧された。そこで、摩擦熱と溶解・分離熱による冷媒溶解度、および溶解粘度の変化をモデル化可能な熱流体潤滑解析を新たに構築した。荷重、回転数、溶解・分離熱、給油量などの変数が溶解粘度をはじめとする軸受特性に及ぼす影響を評価し、以下の知見を得た。

- 構築した熱流体潤滑解析により、軸受すきま内の油膜温度と溶解粘度の分布を明らかにし、くさび領域では溶解・分離熱が大きいほど油膜温度が高く、溶解粘度は低下することを確認した。
- 逆くさび領域では、油膜から冷媒が分離して冷媒溶解度が低下するとともに、分離時に油膜から熱が奪われることがモデル化できた。
- 軸受の偏心率は、分離熱に比例して大きくなる。また、分離熱一定のもとでは、高負荷・高回転数ほど偏心率は大きくなることを明らかにした。

これらのことから、高負荷・高回転数で軸受特性を試算するためには、分離熱を考慮した熱流体潤滑解析を用いることが肝要であるとの結論に至った。

参考文献

- 1) 池内健, 森美郎, ジャーナル軸受の各種給油条件下における静特性, *潤滑*, 1982, **27**(7), pp.533-540.
- 2) 小野京右, 道村晴一, 田村章義, 平均流れ理論に基づく円筒ジャーナル軸受の動特性解析, *日本機械学会論文集 (C 編)*, 1985, **51**(471), pp.3026-3033.
- 3) 菅波拓也, 増田隆広, 大石紀夫, 田熊良行, 高周速ジャーナルすべり軸受の性能解析法, *潤滑*, 1980, **25**(9), pp.607-612.
- 4) Ng, C., Pan, C. H. T., A Linearized Turbulent Lubrication Theory, *Transactions of the ASME. Ser. D, Journal of basic engineering*, 1965, **87**(3), pp.675-682.
- 5) 柳沢正, 清水孝, 冷媒の溶解した冷凍機油の流動特性の研究, *日本機械学会論文集 (B 編)*, 1986, **52**(479), pp.2581-2587.
- 6) 西尾茂文, “伝熱工学資料”, 第 5 版, 2009, 丸善株式会社, 東京, p.321.

- 7) Jean, B., Jacques, D. and Guy, P. (Translated from French by Nissim, M.), “Rheological Properties of Lubricants”, 1985, Editions Technip, France, pp. 93-94.
- 8) 篠田耕三, “溶液と溶解度 機能性溶液・組織体溶液”, 第 3 版, 1991, 丸善株式会社, 東京, pp.74-130.

第6章 総括

地球温暖化防止の観点から空調機器に使用する冷媒は現在主流の HFC を削減し、HFO への代替が進む。HFO 単体では RAC, PAC, VRF の性能を HFC 同等に確保することが困難であり、HFO と HFC を混合した冷媒が各種提案されている。一方、空調機器のキーデバイスである圧縮機では冷媒の変更によってしゅう動部の潤滑特性が変化する。特にすべり軸受は境界潤滑から流体潤滑まで幅広い範囲でしゅう動するため、HFO を適用する際に生じるトライボロジー問題への体系的な対策が求められる。本研究では、HFO を適用した圧縮機のすべり軸受について、境界潤滑時のしゅう動面における境界潤滑膜の生成メカニズムの解明、および冷凍機油と冷媒の溶解・分離が流体潤滑時の軸受特性に及ぼす影響の解明を研究課題とした。以下に本研究で得られた成果を総括する。

第2章の「非相溶の基油との組合せにおける HFO 冷媒の境界潤滑特性」では、HFO の特徴である不飽和結合がしゅう動面の境界潤滑膜の形成に影響を及ぼすと仮説をたて、非相溶の基油との組合せで冷媒の耐焼付き性、耐摩耗性を評価した。HFO である R 1234yf, R 1234ze は、これらと類似の性質を持つ HFC の R 134a と比して耐焼付き性、耐摩耗性ともに優れていることがわかった。HFO 環境下では HFC 環境下よりもしゅう動面にフッ素イオンが多く検出されたことから、反応性の高い不飽和結合がしゅう動によって分解し、冷媒由来のフッ素がしゅう動面に境界潤滑膜を形成すると結論付けた。HC である R 1270 と R 290 の環境下においても HFO, HFC の場合と同様に、不飽和結合を有する R 1270 の方が耐焼付き性、耐摩耗性に優れていることから、上記の仮説が妥当であることの裏付けとなった。

第3章の「極圧添加剤を含む相溶油との組合せにおける HFO 冷媒の境界潤滑特性」では、第2章からの展開として、より実機に近い条件を模擬すべく HFC に HFO を混合した数種類の冷媒候補を選択し、極圧添加剤を含み冷媒に対して相溶性の冷凍機油を用いた場合の境界潤滑特性を検討した。液冷媒と冷凍機油の混合液中で耐焼付き性評価を行い、表面分析及び液冷媒と冷凍機油の混合粘度の結果から考察した。その結果、冷媒中の HFO のモル比が小さいほど摩擦係数が低く耐焼付き性が向上することがわかった。これは第2章と逆の結果であった。この原因を明らかにするため、R 32 と R 1234yf のそれぞれの環境で試験を実施した後のしゅう動面を SEM-EDX で分析した。その結果、R 32 環境ではしゅう動面にリン、硫黄が検出された。リン、硫黄は冷凍機油の極圧添加剤に由来すると考えられ、しゅう動面に境界潤滑膜を形成することで高面圧化での摩擦特性を向上させる。一方、R 1234yf 環境ではしゅう動面にリン、硫黄よりもフッ素が多く検出された。冷媒由来のフッ素によってしゅう動面にフッ素化合物を形成し極圧添加

剤に由来すると考えられるリン系、硫黄系の境界潤滑膜の形成を阻害することを明らかにした。

第4章の「冷媒環境でのすべり軸受の流体潤滑特性に関する実験的検討」では、冷媒環境下ですべり軸受の特性（油膜厚さ、油膜圧力、軸受温度、摩擦係数）を評価する試験装置を開発した。本試験装置の基礎特性評価、および R 410A / POE の組合せにおけるすべり軸受の特性を評価し、冷媒と冷凍機油の溶解、分離による溶解粘度の変化、さらには熱変化が軸受特性に及ぼす影響を考察した。その結果、冷媒環境における高負荷、高回転数条件では、逆くさび領域で温度が低下し、冷媒が冷凍機油から分離する際に熱が奪われる裏付けを得た。また、偏心率の高い領域において、同一のゾンマーフェルト数条件では周速が高いほど偏心率は増加した。これらのことから高負荷、高回転数での軸受特性の試算には冷凍機油の冷媒溶解度、溶解粘度の変化を考慮する必要性を明らかにした。

第5章の「冷媒環境でのすべり軸受の流体潤滑特性に関する理論的検討」では、第4章で得た冷媒環境でのすべり軸受特性の知見を基に、負荷容量低下による焼付き、摩耗リスクに対して、油膜厚さを精緻に予測する解析手法を検討した。油膜の温度および冷媒溶解度の変化による粘度変化をモデル化した熱流体潤滑解析技術を開発して、解析により軸受面圧、回転数、給油条件が軸受特性に及ぼす影響を評価した。その結果、軸受すきまにおける冷媒溶解度・溶解粘度の分布を定量化し、分離熱を考慮することで逆くさび領域での温度低下を再現した。また、軸受すきまのくさび領域での油膜温度増加に伴う粘度低下により偏心率が大きくなることを明らかにした。そのほかにゾンマーフェルト数が小さい領域では油膜の粘度低下が促進し、高速ほど偏心率が大きくなること、ゾンマーフェルト数が大きい領域では給油圧力と軸受のくさびによる油膜圧力のバランスにより軸心軌跡が決定すること、給油流速比を定義することで油膜の温度上昇率を整理できる可能性が示唆されたことなどの知見を得た。これらをもとに圧縮機の運転範囲上限拡大のための軸受設計への指標を得た。

最後に、HFO を適用した圧縮機用すべり軸受の潤滑特性について総括する。境界潤滑状態において不飽和結合の効果により HFO は HFC よりも冷媒由来のフッ素化合物をしゅう動面に形成しやすい。しかし、冷凍機油に極圧添加剤が含まれる場合はフッ素と極圧添加剤由来の成分との競争によって境界潤滑膜が決定することを示した。HFO を適用する際には極圧添加剤の効果を向上するため、含有量や極性の向上もしくは冷媒の分解を抑制する安定剤の添加などを検討することが設計指針となると考える。流体潤滑状態においては実験によって分離熱の影響を定性的に確認し、これを再現する解析モデルを検討した。粘度一定の解析と比較して冷凍機油に対する冷媒の溶解・分離による熱、溶解度の変化を考慮することで偏心率は大きくなることを明らかにした。今後、HFO の適用と並行して進むであろう圧縮機の運転範囲の上限拡大において、すべり軸受の設計には本研究で構築した解析モデルが有効と考える。

一方，本研究の発展として以下の課題が挙げられる。

[境界潤滑特性] しゅう動面に形成される境界潤滑膜は冷媒由来のもの，極圧添加剤由来のものが分布すると考えられる．冷凍機油への極圧添加剤の含有量や極圧添加剤の極性，もしくは冷媒の分解を抑制する安定剤が境界潤滑特性に及ぼす影響を明らかにすることで，冷媒種に応じた適切な耐焼付き性，耐摩耗性を得られるようになることを考える．また，本研究では冷媒と冷凍機油の環境での焼付き試験，摩耗試験および試験片の表面分析から境界潤滑膜の推定を行ったが，より詳細に検討するためにはしゅう動面近傍における境界潤滑膜のモデリングが必要となる．例えば分子動力学を活用して冷媒と冷凍機油をモデリングし，しゅう動面の界面における吸着を解析的に解くことで境界潤滑膜の生成メカニズムの詳細が明らかになると考える．ナノスケールでの現象理解，実験室レベルの評価，製品の耐久試験とつなげることで学術的知見の工学応用が充実化する．

[流体潤滑特性] 冷媒と冷凍機油の溶解度と溶解粘度（以降，溶解特性）は圧力と温度に依存して決定する．現状では冷媒と冷凍機油の組合せごとに溶解特性がデータベース化されており，本研究ではデータベースを基に溶解特性を関数化して熱流体潤滑解析に導入した．今後，新たな冷媒が提案されるときには冷媒，冷凍機油の物性から溶解特性を予測することができればデータベースがなくとも迅速に新しい組合せの特性を評価できるようになる．また，今回，すべり軸受の逆くさび領域における冷凍機油からの冷媒の分離とその発生熱を考慮した．解析条件には軸と軸受に断熱境界条件を与えた．しかし，しゅう動部からの放熱や逆くさび領域での空隙によるせん断抵抗の抑制は考慮できていない．これらを考えることで，より解析手法として精緻化すると考える．継続的にこのテーマに取り組むことで，更に発展した研究成果が得られると考えている．

今後，上記の課題に取り組むとともに，圧縮機用すべり軸受にとどまらず，汎用的なすべり軸受の問題に得られた知見を展開すること，そして，得られた成果を製品設計へ応用することが重要である．大学における学術的な現象の理解と深掘りをいかに工学的に応用できるレベルまで落とし込むことができるか，この問題はグローバル化した現代において日本のプレゼンスを向上する上で必須課題であり，産学の連携をますます拡大することが筆者も含めてエンジニアの責務となる．

研究業績

本博士論文を構成する原著論文

- 佐々木辰也, 水野康太, 中尾英人, 前山英明, 高橋真一, 非相溶油を適用した HFO および HC 冷媒のトライボロジー特性 — 冷媒の不飽和結合がトライボロジー特性に及ぼす影響 —, *トライボロジスト*, 2016, **61**(5), pp.334-341.
- 佐々木辰也, 池田叔美, 石園文彦, 佐藤勝紀, 佐々木信也, 冷媒溶解と発熱を考慮した圧縮機の軸受特性に関する研究 — 第 1 報 : 解析モデルと理論構築 —, *日本冷凍空調学会論文集*, 2019, **36**(2), pp.65-76.
- 佐々木辰也, 井戸慎一郎, 小山修平, 佐々木信也, 相溶油を適用した HFC/HFO 混合冷媒のトライボロジー特性, *日本冷凍空調学会論文集*, 2020, **37**(1), pp.59-66.
- 佐々木辰也, 佐々木信也, 冷媒溶解と発熱を考慮した圧縮機の軸受特性に関する研究 — 第 2 報 : 解析モデルの実験検証 —, *日本冷凍空調学会論文集*, 2021, **38**(1).

Translated Paper

- Sasaki, T., Ikeda, Y., Ishizono, F., Sato, K., and Sasaki, S., Study on Bearing Characteristics of Compressor Considering Refrigerant Dissolution and Friction Heat – 1st Report: Analysis Modeling and Theory Construction -, *Transaction of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers*, 2019, 36(4), pp. 199-209.

国際学会

- Sasaki, T., Mizuno, K., Nakao, H., Maeyama, H., and Takahashi, S., Proceedings of 20th International Compressor Engineering Conference at Purdue, US (2010), 1135.
- Sasaki, T., Mizuno, K., Nakao, H., Maeyama, H., and Takahashi, S., Proceedings of The International Symposium on New Refrigerants and Environment Technology 2010, Kobe (2010), 0302.
- Ido, S., Sasaki, T., Mizuno, K., and Koyama, S., Proceedings of 24th International Compressor Engineering Conference at Purdue, US (2018), 1337.
- Ido, S., Sasaki, T., Mizuno, K., and Koyama, S., Proceedings of The International Symposium on New Refrigerants and Environment Technology 2018, Kobe (2018), TS066.
- Sasaki, T., Ikeda, Y., and Sasaki, S., Proceedings of 25th International Compressor Engineering Conference at Purdue, US (2021).

国内学会

- 池田叔美, 佐々木辰也, 高村祐司, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, 東京 (2015), E212.
- 佐々木辰也, 池田叔美, 石園文彦, 佐藤勝紀, 佐々木信也, トライボロジー会議 春 予稿集, 東京 (2019), F18.
- 佐々木辰也, 佐々木信也, トライボロジー会議 秋 予稿集, 別府 (2020), E32.

寄稿

- 佐々木辰也, 水野康太, 中尾英人, 高橋真一, 非相溶油を適用した HFO 及び HC 冷媒のトライボロジー特性, 三菱電機技報, 2019, 93(6), pp. 367-370.
- 井戸慎一郎, 佐々木辰也, 小山修平, HFO 系冷媒を適用した冷媒圧縮機のトライボロジー特性評価技術, 冷凍, 2019, 94(1102), pp.503-506.

受賞

- 日本機械学会 2017 年度関西支部賞(研究賞), 非相溶油を適用した HFO および HC 冷媒のトライボロジー特性

謝辞

本博士論文は筆者が東京理科大学大学院 工学研究科 機械工学専攻 博士課程において主に行った研究成果をまとめたものである。指導教官である佐々木信也教授には、本研究を遂行するにあたり、様々な視点から多くのご助言をいただいた。ここに、深く感謝の意を表す。同大学院 工学研究科 機械工学専攻の山本誠教授、牛島邦晴教授、宮武正明准教授、理工学研究科 機械工学専攻 野口昭治教授、ならびに国立研究開発法人産業技術総合研究所の是永敦主任研究員には、副査としてご助言いただくとともに本論文の細部にわたりご指導いただいたことを厚く御礼申し上げる。また、佐々木研究室での定期的な勉強会ではトライボロジーにかかわる様々な議論を交わすことで重要な知識を得ることができた。川田将平助教、渡部誠也助教をはじめ、勉強会のメンバーには本研究に対して多くのアドバイスをいただき感謝する。

企業活動における成果の一部を研究成果としてまとめるにあたって、所属する三菱電機株式会社に全面的に支援いただいた。企業において継続的に1つの研究課題に取り組める環境が大変幸運であったことはさることながら、博士課程への進学を後押ししていただいた中川博之氏、山田彰二博士、坂入威郎博士のご厚情に拝謝申し上げます。加えて、研究をまとめあげることができたのは共同研究者諸氏の様々なご協力とご助言の賜物である。水野康太博士にはしゅう動面の化学分析にご協力いただいた。中尾英人氏には論文の信頼性、一貫性を得るためにアドバイスをいただいた。前山英明氏、高橋真一氏、石園文彦氏、小山修平氏らは本研究にご理解いただき、工学的有用性の観点からご助言いただいた。日々の研究活動では、井戸慎一郎博士、池田叔美博士らをはじめとするフリクション機構グループのメンバーとの活発な議論により考察を深めるができた。三菱電機エンジニアリング株式会社の佐藤勝紀氏には数値解析技術の実装に関して多大なるご協力をいただいた。ここに御礼申し上げます。

本研究において重要なデータである冷媒と冷凍機油の圧力/温度/冷媒溶解度の特性線図と温度/冷媒溶解度/粘度の特性線図は ENEOS 株式会社にご提供いただいた。ここに記して謝意を表す。

最後に、これまでの研学生活を全面的に支えてくれた妻の恭子、長女の里緒、長男の啓輔に深く感謝する。

2021年3月

佐々木 辰也

Tatsuya Sasaki