(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2021年6月24日(24.06.2021)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2021/124557 A1

(51) 国際特許分類:
G01B 7/00 (2006.01) *F04C 29/00* (2006.01)
F04B 49/10 (2006.01)

(21) 国際出願番号： PCT/JP2019/050134

(22) 国際出願日： 2019年12月20日(20.12.2019)

(25) 国際出願の言語： 日本語

(26) 国際公開の言語： 日本語

(71) 出願人:三菱電機株式会社(**MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION**) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 Tokyo (JP).

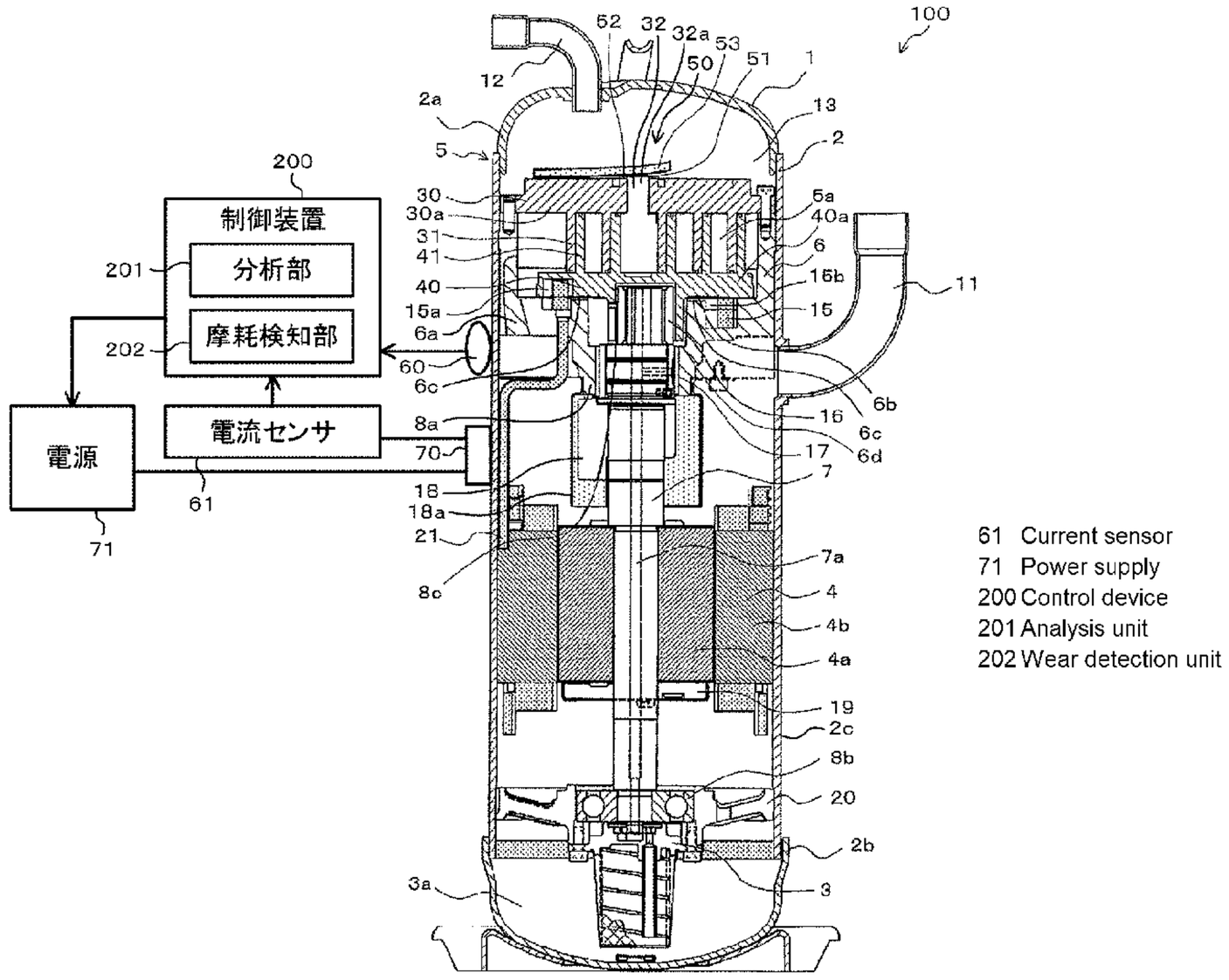
(72) 発明者: 今西 俊貴 (**IMANISHI, Toshiki**); 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). ▲高▼村 祐司(**TAKAMURA, Yuji**); 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 達脇 浩平(**TATSUWAKI, Kohei**); 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人きさ特許商標事務所 (**KISA PATENT & TRADEMARK FIRM**); 〒1050001 東京都港区虎ノ門二丁目10番1号 虎ノ門ツインビルディング東棟8階 Tokyo (JP).

(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH,

(54) **Title:** COMPRESSOR SYSTEM, COMPRESSOR, AND REFRIGERATION CYCLE DEVICE

(54) 発明の名称： 圧縮機システム、圧縮機および冷凍サイクル装置



61 Current sensor
71 Power supply
200 Control device
201 Analysis unit
202 Wear detection unit

(57) **Abstract:** A compressor system comprising a compressor that has a bearing for supporting a rotating shaft, a sensor that measures an index value associated with movement of the rotating shaft during operation of the compressor, and a wear detection unit that detects the condition of wear of the bearing on the basis of the value measured by the sensor. The bearing is configured from a plain bearing. A plurality of voids are formed in the bearing so as to be located at intervals in the circumferential direction. A configuration is adopted so that, due to wear of the bearing, the positional relationship

［続葉有］

WO 2021/124557 A1

CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告(条約第21条(3))

between the inner peripheral surface of the bearing and the plurality of voids changes, changing the shape of the inner peripheral surface of the bearing. The wear detection unit detects the condition of wear of the bearing on the basis of the change in a measurement value caused by a change in the shape of the inner peripheral surface of the bearing.

(57) 要約:圧縮機システムは、回転軸を支持する軸受を有する圧縮機と、圧縮機の運転中の回転軸の動きと相関がある指標値を測定するセンサーと、センサーの測定値に基づいて軸受の摩耗具合を検知する摩耗検知部とを備える。軸受はすべり軸受で構成されている。軸受において周方向に間隔を空けて複数の空隙が形成され、軸受の摩耗により、軸受の内周面と複数の空隙との位置関係が変化して軸受の内周面形状が変化するように構成されている。摩耗検知部は、軸受の内周面形状の変化に起因する測定値の変化に基づいて軸受の摩耗具合を検知する。

明　細　書

発明の名称 ： 圧縮機システム、圧縮機および冷凍サイクル装置

技術分野

[0001] 本発明は、回転軸を支持する軸受を有する圧縮機を備えた圧縮機システム、圧縮機および冷凍サイクル装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、密閉式圧縮機における軸受の摩耗を検知する装置として、特許文献１がある。特許文献１では、回転軸に対して僅かの空隙を保ち、且つ回転軸を取り巻くように複数の金属片を設けている。複数の金属片は、樹脂などの絶縁物でモールドされて、筒状に構成され、回転軸の外周に配置されることで、回転軸を取り巻くように配置されている。そして、この筒状部材において金属片と回転軸との間のモールド部分が軸受として機能しており、軸受が摩耗すると、回転軸が金属片に接触し、回転軸に流れる電流が変化する。特許文献１では、その電流変化に基づいて軸受の摩耗を検知するようにしている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開平３－２３９９０１号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 特許文献１では、軸受の摩耗を検知できるようにするために、圧縮機において複数の金属片をモールドした筒状部材が必要であり、圧縮機の構造が複雑となるという問題があった。

[0005] 本発明は、上記のような課題を解決するためのものであり、簡易な構造で軸受の摩耗を検知しやすい圧縮機を備えた圧縮機システム、圧縮機および冷凍サイクル装置を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0006] 本発明に係る圧縮機システムは、回転軸を支持する軸受を有する圧縮機と、圧縮機の運転中の回転軸の動きと相関がある指標値を測定するセンサーと、センサーの測定値に基づいて軸受の摩耗具合を検知する摩耗検知部とを備え、軸受はすべり軸受で構成されており、軸受において周方向に間隔を空けて複数の空隙が形成され、軸受の摩耗により、軸受の内周面と複数の空隙との位置関係が変化して軸受の内周面形状が変化するように構成され、摩耗検知部は、軸受の内周面形状の変化に起因する測定値の変化に基づいて軸受の摩耗具合を検知するものである。

発明の効果

[0007] 本発明によれば、摩耗が進むと、軸受の内周面と複数の空隙との位置関係が変化して軸受の内周面形状が変化することを用いて軸受の摩耗具合を検知でき、軸受の内周面形状の変化は、軸受に複数の空隙を設けた構成によって実現できる。したがって、軸受に複数の空隙を設けただけの簡易な構造で軸受の摩耗具合の検知が可能となる。

図面の簡単な説明

[0008] [図1]実施の形態１に係る圧縮機システムを示す概略断面図である。

[図2]実施の形態１に係る圧縮機の軸受の概略断面図である。

[図3]図２の空隙を含む周辺部分の拡大概略断面図である。

[図4]実施の形態１に係る圧縮機システムの分析部による周波数分析結果おける異常ピークの発生周波数を示す図である。

[図5]実施の形態１に係る圧縮機システムの分析部における正常時の周波数分析結果の一例を示す図である。

[図6]実施の形態１に係る圧縮機システムの分析部における異常時の周波数分析結果の一例を示す図である。

[図7]実施の形態２に係る圧縮機の軸受の概略断面図である。

[図8]図７の第２空隙を含む周辺部分の拡大断面図である。

[図9]実施の形態２に係る圧縮機システムの分析部におけるδ１摩耗時の周波数分析結果の一例を示す図である。

[図10]実施の形態３に係る圧縮機システムにおけるパターン１の場合の異常発生の軸受と、周波数分析に基づく異常ピークの発生周波数との関係を示す図である。

[図11]実施の形態３に係る圧縮機システムにおけるパターン２の場合の異常発生の軸受と、周波数分析に基づく異常ピークの発生周波数との関係を示す図である。

[図12]実施の形態３に係る圧縮機システムにおけるパターン３の場合の異常発生の軸受と、周波数分析に基づく異常ピークの発生周波数との関係を示す図である。

[図13]実施の形態４に係る圧縮機システムにおける軸受の概略断面図である。

[図14]図１３の空隙を含む周辺部分の拡大概略断面図である。

[図15]実施の形態４に係る圧縮機システムにおける正常時の周波数分析結果の一例を示す図である。

[図16]実施の形態４に係る圧縮機システムにおける異常時の周波数分析結果の一例を示す図である。

[図17]実施の形態４に係る圧縮機システムにおける主軸受および揺動軸受の両方に空隙を設けた場合の正常時の周波数分析結果の一例を示す図である。

[図18]実施の形態４に係る圧縮機システムにおいて主軸受のみに摩耗異常が発生した場合の周波数分析結果を示す図である。

[図19]実施の形態４に係る圧縮機システムにおいて揺動軸受のみに摩耗異常が発生した場合の周波数分析結果を示す図である。

[図20]実施の形態５に係る冷凍サイクル装置の冷媒回路を示す図である。

発明を実施するための形態

[0009] 以下、実施の形態に係る圧縮機について図面を参照しながら説明する。以下の図面において、同一の符号を付したものは、同一またはこれに相当するものであり、以下に記載する実施の形態の全文において共通することとする。そして、明細書全文に表わされている構成要素の形態は、あくまでも例示

であって、明細書に記載された形態に限定するものではない。また、図面では各構成部材の大きさの関係が実際のものとは異なる場合がある。また、理解を容易にするために方向を表す用語（例えば「上」、「下」、「右」、「左」、「前」、「後」など）を適宜用いるが、それらの表記は、説明の便宜上、そのように記載しているだけであって、装置或いは部品の配置および向きを限定するものではない。

[0010] ［実施の形態１］

［圧縮機１００の構成］

図１は、実施の形態１に係る圧縮機システムを示す概略断面図である。圧縮機システムは、圧縮機１００と、圧縮機１００の軸受の摩耗を検知する摩耗検知機能を備えた制御装置２００とを備えている。圧縮機１００は、例えば、シェルに低圧の冷媒が満たされるスクロール圧縮機である。圧縮機１００は、例えば、冷蔵庫あるいは冷凍庫、自動販売機、空気調和装置、冷凍装置、給湯器などの、冷凍用途または空調用途に用いられる後述の冷凍サイクル装置に適用される。圧縮機１００は、冷凍サイクル装置の冷媒回路を循環する冷媒を吸入し、圧縮して高温高圧の状態にして吐出する。

[0011] まず、圧縮機１００の構成について説明する。圧縮機１００は、図１に示すように、シェル２と、油ポンプ３と、モータ４と、圧縮機構部５と、フレーム６と、回転軸７と、を備える。さらに、圧縮機１００は、吸入管１１と、吐出管１２と、サブフレーム２０と、排油パイプ２１と、振動センサー６０と、電流センサー６１と、給電部７０とを備える。

[0012] （シェル２）

シェル２は、ミドルシェル２ｃと、ミドルシェル２ｃの上部に配置されたアッパーシェル２ａと、ミドルシェル２ｃの下部に配置されたロアーシェル２ｂとを有し、圧縮機１００の外郭を構成する。シェル２は、有底円筒状であり、下部に油溜り３ａを有する。シェル２の内部には、油ポンプ３、モータ４、圧縮機構部５、フレーム６、回転軸７、サブフレーム２０、排油パイプ２１などが収容されている。ミドルシェル２ｃは、シェル２の円筒状の周

壁を構成する。シェル２は、ドーム状のアッパーシェル２ａによって、ミドルシェル２ｃの上端部が塞がれている。また、シェル２は、ロアーシェル２ｂによって、ミドルシェル２ｃの下端部が塞がれている。シェル２のアッパーシェル２ａと圧縮機構部５との間には、吐出チャンバ１３が形成されており、吐出チャンバ１３は、高圧空間になっている。吐出チャンバ１３は、圧縮機構部５の上方に設けられており、圧縮機構部５にて圧縮されて吐出される冷媒を収容する。

[0013] （油ポンプ３）

油ポンプ３は、シェル２に収容され、油溜り３ａから油を吸い上げる。油ポンプ３は、シェル２内の下部に設けられる。そして、油ポンプ３は、油溜り３ａから吸い上げた油を圧縮機１００の軸受部などの被潤滑部に供給し、被潤滑部を潤滑させる。油ポンプ３に吸い上げられて揺動軸受８ｃを潤滑した後の油は、例えば、フレーム６の内部空間６ｄに蓄えられた後、後述のスラスト軸受６ｂに設けられた放射状の給油溝６ｃを通過する。給油溝６ｃを通過した油は、後述のオルダム溝１５ａおよび１５ｂを有し、オルダムリング１５が配置されるオルダムリング空間に流れてオルダムリング１５を潤滑する。オルダムリング空間には、排油パイプ２１の一端が連通し、オルダムリング空間内の油は排油パイプ２１を通って油溜り３ａに戻される。

[0014] （モータ４）

モータ４は、シェル２の内部において、フレーム６とサブフレーム２０との間に設置され、回転軸７を回転させる。モータ４は、ミドルシェル２ｃの内周壁に固定されたステータ４ｂと、ステータ４ｂの内周側に配置されたロータ４ａと、を有している。ステータ４ｂは、圧縮機１００の外部から供給される電力によって、ロータ４ａを回転させる。ステータ４ｂは、例えば、積層鉄心に複数相の巻線を装着して構成されている。ロータ４ａには、揺動スクロール４０にモータ４の回転駆動力を伝達する回転軸７が固定されている。ステータ４ｂに電力が供給されると、ロータ４ａは、回転軸７と一体となって回転する。モータ４は、例えば、インバータ制御等により、回転軸７

の回転数を変更することができる。

[0015] （圧縮機構部５）

圧縮機構部５は、シェル２内に配置され、吸入管１１からシェル２内に吸入される流体を圧縮するものである。流体としては、例えば冷媒を適用できる。圧縮機構部５は、冷媒を圧縮する圧縮室５ａを構成し、圧縮機構部５には、圧縮室５ａで圧縮された冷媒を吐出する吐出口３２が形成されている。圧縮機構部５は、シェル２に固定された固定スクロール３０と、固定スクロール３０に対して揺動（すなわち、公転運動）する揺動スクロール４０とを備える。固定スクロール３０は、例えば、フレーム６の筒状開口部を塞ぐようにフレーム６の上端部に配置され、ボルトなどの固定具によってフレーム６に固定されている。なお、固定スクロール３０がフレーム６に固定される例について説明したが、固定スクロール３０は、フレーム６に固定されずにシェル２のミドルシェル２ｃに直接固定された構成としてもよい。

[0016] 固定スクロール３０は、揺動スクロール４０とともに冷媒を圧縮する。固定スクロール３０は、揺動スクロール４０に対向して配置されている。固定スクロール３０は、鏡板３０ａと、鏡板３０ａの下面にて下方向に延びる渦巻部３１とを有する。渦巻部３１は、揺動スクロール４０と対向する鏡板３０ａの壁面から揺動スクロール４０側に突出し、鏡板３０ａと平行な面で切断した断面形状が渦巻形状の突起である。

[0017] 鏡板３０ａは、固定スクロール３０の渦巻部３１、および、揺動スクロール４０の後述の渦巻部４１とともに、圧縮室５ａを構成する。鏡板３０ａは、その外周面がミドルシェル２ｃの内周面に対向するとともに、鏡板３０ａの下端面のうちの外周縁側がフレーム６の上端面に当接した状態でシェル２内に固定されている。鏡板３０ａは、円板形状の部材であり、鏡板３０ａの中央部には、圧縮室５ａで圧縮された冷媒を吐出するための吐出口３２が貫通して形成されている。吐出口３２の出口側には、吐出弁機構５０が設置されている。吐出弁機構５０は、吐出口３２の出口側の開口端部３２ａの周囲形成された弁座５２と、弁座５２に設けられ、内外の圧力差で吐出口３２を

開閉する板ばね状のリード弁５１と、弁座５２に設けられ、リード弁５１の最大開度を規制するリード弁押さえ５３とを有する。吐出弁機構５０は、吐出口３２の出口側の開口端部３２ａから吐出される冷媒の逆流を防止する。

[0018] 揺動スクロール４０は、固定スクロール３０に対向して配置されている。揺動スクロール４０は、固定スクロール３０に対して偏心している。揺動スクロール４０は、鏡板４０ａと、鏡板４０ａの上面にて上方向に延びる渦巻部４１とを有する。渦巻部４１は、固定スクロール３０と対向する鏡板４０ａの壁面から固定スクロール３０側に突出し、鏡板４０ａと平行な面で切断した断面形状が渦巻形状の突起である。鏡板４０ａは、揺動スクロール４０の渦巻部４１、および、固定スクロール３０の渦巻部３１とともに、圧縮室５ａを構成する。鏡板４０ａは、円板形状の部材であり、回転軸７の回転によってフレーム６内で揺動運動する。揺動スクロール４０は、フレーム６によって軸方向のスラスト荷重が支持されている。鏡板４０ａにおいて渦巻部４１が形成されている壁面とは反対側の壁面は、スラスト軸受６ｂとして作用する。揺動スクロール４０は、オルダムリング１５によって自転運動が規制され、固定スクロール３０に対して公転旋回運動、言い換えれば揺動運動を行う。

[0019] オルダムリング１５は、揺動スクロール４０のスラスト軸受６ｂに配置され、揺動スクロール４０の自転運動を阻止する。オルダムリング１５は、揺動スクロール４０の自転運動を阻止するとともに、揺動スクロール４０の揺動運動を可能にする。オルダムリング１５の上下面には、互いに直交するように突設された図示しない爪が形成されている。オルダムリング１５の爪は、揺動スクロール４０に形成されたオルダム溝１５ａおよびフレーム６に形成されたオルダム溝１５ｂにそれぞれ嵌め込まれている。

[0020] 固定スクロール３０と揺動スクロール４０とは、渦巻部３１と渦巻部４１とを対向させ、互いの渦巻部３１と渦巻部４１とを噛み合わせた状態でミドルシェル２ｃ内に収容されている。固定スクロール３０の渦巻部３１と揺動スクロール４０の渦巻部４１とが噛み合った空間によって、圧縮室５ａが形

成されている。揺動スクロール４０が、回転軸７の回転により揺動運動することで、圧縮室５ａにおいてガス状態の冷媒が圧縮される。

[0021]（フレーム６）

フレーム６は、筒状に形成されており、外周部はシェル２に固定され、内周部には圧縮機構部５を収納する。フレーム６は、圧縮機構部５の揺動スクロール４０を保持する。フレーム６は、圧縮機１００の運転中に生じるスラスト軸受荷重を、揺動スクロール４０のスラスト軸受６ｂを介して支持する。また、フレーム６は、主軸受８ａを介して回転軸７を回転自在に支持する。フレーム６には、吸入ポート６ａが形成されている。吸入管１１からシェル２内に吸入されたガス状態の冷媒は、吸入ポート６ａを通って圧縮機構部５に流入する。

[0022] フレーム６と主軸受８ａとの間には、スリーブ１７が設けられている。スリーブ１７は、筒状の部材である。スリーブ１７は、フレーム６と回転軸７との傾斜を吸収する。

[0023]（回転軸７）

回転軸７は、モータ４と揺動スクロール４０とにそれぞれ接続され、モータ４の回転力を揺動スクロール４０に伝達する。回転軸７は、ロータ４ａよりも上方に位置する回転軸分が、フレーム６に設けられた主軸受８ａによって回転自在に支持されている。また、回転軸７は、ロータ４ａより下方に位置する回転軸分が、サブフレーム２０の副軸受８ｂによって回転自在に支持されている。回転軸７の下端には、油溜り３ａに溜まった油を吸い上げる油ポンプ３が設けられている。回転軸７の内部には、油ポンプ３によって吸い上げられる油を上方に流通させる油通路７ａが形成されている。

[0024] 回転軸７の上部の外周面にはスライダ１６が取り付けられている。スライダ１６は、筒状の部材である。スライダ１６は、揺動スクロール４０の下部の内側面に位置する。揺動スクロール４０は、このスライダ１６を介して回転軸７に取り付けられている。これにより、回転軸７の回転に伴って揺動スクロール４０が回転する。なお、揺動スクロール４０とスライダ１６との間

には、揺動軸受８ｃが設けられている。

[0025] 回転軸７には、第１バランサ１８が取り付けられている。第１バランサ１８は、回転軸７の上部に、例えば、焼き嵌めによって固定されている。第１バランサ１８は、フレーム６とロータ４ａとの間に配置されている。なお、第１バランサ１８は、バランサカバー１８ａ内に収容されている。また、ロータ４ａの下端部には、第２バランサ１９が取り付けられている。第２バランサ１９は、ロータ４ａとサブフレーム２０との間に配置されている。第１バランサ１８および第２バランサ１９は、揺動スクロール４０およびスライダ１６によって生じるアンバランスを相殺する。

[0026] （主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃ）

主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃはすべり軸受で構成されている。ここでいうすべり軸受とは、固定された円筒状の金属または樹脂と回転する金属とが、摺動面間の相対運動を利用して油の流体膜を形成し、軸受を構成するものをさす。

[0027] （吸入管１１）

吸入管１１は、ガス状態の冷媒をシェル２の内部に吸入する管である。吸入管１１は、シェル２の側壁部に設けられており、ミドルシェル２ｃに接続されている。

[0028] （吐出管１２）

吐出管１２は、圧縮機構部５で圧縮された冷媒をシェル２の外部に吐出する管である。吐出管１２は、シェル２の上部に設けられており、アッパーシェル２ａに接続されている。吐出管１２は、シェル２内の吐出チャンバ１３と、シェル２の外部の冷媒回路とを接続する。

[0029] （サブフレーム２０）

サブフレーム２０は、シェル２の内部におけるモータ４の下方に設けられ、ミドルシェル２ｃの内周面に固定されている。サブフレーム２０は、副軸受８ｂを介して回転軸７を回転自在に支持する。この副軸受８ｂは、玉軸受で構成されているが、玉軸受に限定されるものではなく、他の軸受による構

成であってもよい。副軸受８ｂは、サブフレーム２０の中央部に固定された副軸受収納部に嵌め込まれている。

[0030]（排油パイプ２１）

排油パイプ２１は、上述したようにオルダムリング空間に一端が連通してフレーム６と揺動スクロール４０との間の空間に連通している。排油パイプ２１の他端は、シェル２内の下方に向けて延びており、フレーム６とサブフレーム２０との間の空間に連通している。排油パイプ２１は、フレーム６と揺動スクロール４０との間の空間に流通する油のうち、過剰な油を、フレーム６とサブフレーム２０との間の空間に流出させる。フレーム６とサブフレーム２０との間の空間に流出した油は、サブフレーム２０を通過して油溜り３ａに戻される。

[0031]（振動センサー６０）

振動センサー６０はシェル２に取り付けられ、運転中の圧縮機１００の振動を測定する。振動センサー６０は、シェル２の外周面において主軸受８ａまたは揺動軸受８ｃの高さ位置に取り付けられて、シェル２の半径方向の振動を測定する。振動センサー６０の形式としては、例えば圧電式加速度ピックアップがある。振動センサー６０は制御装置２００に接続されている。振動センサー６０で測定された加速度は、圧縮機１００の振動値として制御装置２００に送信される。

[0032]（電流センサー６１）

電流センサー６１は、圧縮機１００に流れる電流値、具体的にはモータ４に流れる電流値を測定する。電流センサー６１で測定された電流値は制御装置２００に送信される。

[0033]（給電部７０、電源７１）

給電部７０は、モータ４に給電する部分であり、給電端子（図示せず）等を備えている。給電端子は、シェル２を貫通して取り付けられており、この給電端子により、モータ４に電源７１から電力が供給される。

[0034]［制御装置２００の説明］

制御装置２００は、分析部２０１と摩耗検知部２０２とを備えている。分析部２０１は、圧縮機１００の運転中の回転軸７の動きと相関がある指標値を測定するセンサーで測定された電流値を周波数分析する。センサーとして、本実施の形態１では振動センサー６０または電流センサー６１を用いており、分析部２０１は、振動センサー６０で測定された振動値または電流センサー６１で測定された電流値の周波数分析を行う。摩耗検知部２０２は、分析部２０１の分析結果に基づいて軸受の摩耗具合を検知する。摩耗検知対象の軸受は、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃである。分析部２０１および摩耗検知部２０２における処理の詳細については後述する。

[0035] 制御装置２００は、専用のハードウェア、またはメモリに格納されるプログラムを実行するＣＰＵ（Ｃｅｎｔｒａｌ　Ｐｒｏｃｅｓｓｉｎｇ　Ｕｎｉｔ）で構成されている。なお、ＣＰＵは、中央処理装置、処理装置、演算装置、マイクロプロセッサ、マイクロコンピュータ、またはプロセッサともいう。

[0036] 制御装置２００が専用のハードウェアである場合、制御装置２００は、例えば、単一回路、複合回路、ＡＳＩＣ（Ａｐｐｌｉｃａｔｉｏｎ　Ｓｐｅｃｉｆｉｃ　Ｉｎｔｅｇｒａｔｅｄ　Ｃｉｒｃｕｉｔ）、ＦＰＧＡ（Ｆｉｅｌｄ－Ｐｒｏｇｒａｍｍａｂｌｅ　Ｇａｔｅ　Ａｒｒａｙ）、またはこれらを組み合わせたものが該当する。制御装置２００が実現する各機能部のそれぞれを、個別のハードウェアで実現してもよいし、各機能部を一つのハードウェアで実現してもよい。

[0037] 制御装置２００がＣＰＵの場合、制御装置２００が実行する各機能は、ソフトウェア、ファームウェア、またはソフトウェアとファームウェアとの組み合わせにより実現される。ソフトウェアおよびファームウェアはプログラムとして記述され、メモリに格納される。ＣＰＵは、メモリに格納されたプログラムを読み出して実行することにより、制御装置２００の各機能を実現する。ここで、メモリは、例えば、ＲＡＭ、ＲＯＭ、フラッシュメモリ、ＥＰＲＯＭ、またはＥＥＰＲＯＭ等の、不揮発性または揮発性の半導体メモリ

である。

[0038] 制御装置２００の機能の一部を専用のハードウェアで実現し、一部をソフトウェアまたはファームウェアで実現するようにしてもよい。

[0039] ［圧縮機１００の動作説明］

次に、圧縮機１００の動作について説明する。電源７１から給電部７０を介してステータ４ｂに電力が供給されると、ステータ４ｂに磁界が発生する。この磁界は、ロータ４ａを回転させるように働く。すなわち、ステータ４ｂに電力が供給されると、ロータ４ａがトルクを発生し、主軸受８ａと副軸受８ｂとで支持された回転軸７が回転する。回転軸７に接続された揺動スクロール４０はオルダムリング１５により自転を規制され、揺動運動する。これらの動作により、圧縮機１００は、固定スクロール３０の渦巻部３１と揺動スクロール４０の渦巻部４１との組み合せで形成される圧縮室５ａの容積を変化させる。

[0040] 揺動スクロール４０の揺動運動に伴い、吸入管１１からシェル２内に吸入されるガス状態の冷媒は圧縮室５ａに取り込まれ、中心に向かいつつ圧縮されて行く。そして、圧縮された冷媒は、固定スクロール３０の鏡板３０ａに形成されている吐出口３２から吐出弁機構５０を開弁させて吐出され、吐出管１２から圧縮機１００の外部の冷媒回路へ排出される。

[0041] なお、圧縮機１００は、揺動スクロール４０とオルダムリング１５との運動に伴うアンバランスを、回転軸７に取り付けられた第１バランサ１８とロータ４ａに取り付けられた第２バランサ１９とによって釣り合わせる。また、圧縮機１００は、シェル２の下部に貯留する潤滑油を、回転軸７内に設けられる油通路７ａから主軸受８ａ、副軸受８ｂおよびスラスト面などの各摺動部に供給する。

[0042] ［主軸受８ａの動作］

圧縮機１００が駆動されると、スリーブ１７と主軸受８ａの内周面とは、油を介して相対運動を行う。スリーブ１７は第１バランサ１８の遠心力と圧縮機構部５から受けるガス荷重との合力方向に向けて、主軸受８ａの内周面

に押し付けられながら、内周面に対して相対運動を行う。この相対運動では、スリーブ１７が主軸受８ａの内周面に油を介して接触しながら回転する。スリーブ１７は筒状であるため、回転軸７に直交する断面で見ると、スリーブ１７において主軸受８ａの内周面に対する接触箇所は１箇所であり、この接触部分が回転軸７の回転に伴って周方向に相対移動する。

[0043] ［揺動軸受８ｃの動作］

圧縮機１００が駆動されると、スライダ１６と揺動軸受８ｃの内周面とは、油を介して相対運動を行う。スライダ１６は第１バランサ１８の遠心力と圧縮機構部５から受けるガス荷重との合力方向に向けて、揺動軸受８ｃの内周面に押し付けられながら、内周面に対して相対運動を行う。この相対運動では、スライダ１６が揺動軸受８ｃの内周面に油を介して接触しながら回転する。スライダ１６は筒状であるため、回転軸７に直交する断面で見ると、スライダ１６において揺動軸受８ｃの内周面に対する接触箇所は１箇所であり、この接触部分が回転軸７の回転に伴って周方向に相対移動する。

[0044] ［摩耗検知］

圧縮機１００において、冷媒とともに油が圧縮機外に排出される、いわゆる油の持ち出し量の増加等が生じた場合、圧縮機１００内に油がなくなり、スリーブ１７と主軸受８ａの内周面とが固体同士で接触することで、主軸受８ａの内周面の全周が摩耗する。揺動軸受８ｃにおいても同様であり、回転軸７と揺動軸受８ｃの内周面とが固体同士で接触することで、揺動軸受８ｃの内周面の全周が摩耗する。つまり、軸受と、その内側の筒状部材との接触により軸受が摩耗する。

[0045] 本実施の形態１では、これらの軸受の摩耗具合を検知する。具体的には、本実施の形態１では、軸受の摩耗が進行して、摩擦量が規定値を超えた摩擦異常を検知する。この規定値は適宜設定可能であるが、以下では、信頼性の面での摩耗量の許容限度を示す許容摩耗量に設定されているものとして説明を行う。

[0046] また、本実施の形態１では、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのうち、片方

のみが摩擦異常の検知対象である場合について説明する。摩擦異常の検知対象である軸受の構造は、摩擦異常の検知対象を主軸受８ａとする場合も、揺動軸受８ｃとする場合も同じである。そこで、摩擦異常の検知対象の軸受を軸受８０と総称し、軸受８０の具体的な構造について説明する。その後、摩擦異常検知方法について説明する。また、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃの両方を摩擦異常の検知対象とする場合については、後述の実施の形態３で説明する。

[0047] ［軸受８０の詳細構成］

（軸受８０の全体構成）

図２は、実施の形態１に係る圧縮機の軸受の概略断面図である。図３は、図２の空隙を含む周辺部分の拡大概略断面図である。

図２に示すように軸受８０は円筒状の部材であり、例えば２つの部材を構成部品として備えている。すなわち、軸受８０は、円筒状の裏金８１と、裏金８１の内周側に設けられた円筒状の合金８２とを備えている。裏金８１の金属には、合金８２に使用する金属の引張強度よりも大きい引張強度を有する金属が用いられる。合金８２には、摺動性のよい、例えば銅合金またはアルミ合金等が用いられる。

[0048] 合金８２の外周面には、複数の空隙８３が形成されている。複数の空隙８３は周方向に等間隔に配置されている。ここでは、空隙８３が３つ形成された例を示しているが、２つ以上であればよい。合金８２は、複数の空隙８３が形成されることで強度が下がる。このため、軸受８０は、構成部品が合金８２だけでは軸受荷重によって破壊される可能性がある。このため、軸受８０は、合金８２と裏金８１との両方を合わせて構成されている。なお、強度が確保できるのであれば、軸受８０を合金８２の１部品で構成してもよい。

[0049] 空隙８３は、合金８２の外周面に形成された凹部によって構成されている。図３に示すように、この凹部の底面８３ａと軸受８０の内周面８２ａとの間の第一距離δ１は、許容摩耗量に設定されており、例えば数十μｍである。または、この第一距離δ１は、許容摩耗量より大きくてもよい。第一距離

δ１を許容摩耗量よりも大きく設定する場合、第一距離δ１は以下のようにして設定される。

[0050] 空隙８３の凹部の底面８３ａと合金８２の内周面８２ａとの間の部分８２ｂ（図３参照。以下、許容摩耗肉厚部８２ｂという）の肉厚は、軸受８０の内周面８２ａが軸受８０の内側の筒状部材との接触により摩耗することで、薄くなる。なお、合金８２の内周面８２ａ全体が摩耗するが、ここでは許容摩耗肉厚部８２ｂに着目する。摩耗が進行すると、許容摩耗肉厚部８２ｂの肉厚が薄くなって脆弱となるため、軸受８０に作用する軸受過重が過大である場合、許容摩耗肉厚部８２ｂが空隙８３内に陥没する。したがって、許容摩耗肉厚部８２ｂが空隙８３内に陥没するときの許容摩耗肉厚部８２ｂの肉厚を、許容摩耗量に加算し、加算して得られた厚さを、第一距離δ１に設定してもよい。これにより、軸受８０に作用する軸受過重が過大である場合において、軸受８０の内周面８２ａが許容摩耗量、摩耗した際に、許容摩耗肉厚部８２ｂの陥没が生じることになる。言い換えれば、軸受８０の内周面８２ａの摩耗量が許容摩耗量に達する前に、許容摩耗肉厚部８２ｂが陥没する事態を避けることができる。

[0051] 本実施の形態１における摩擦異常検知方法の詳細については後述するが、摩擦の進行により許容摩耗肉厚部８２ｂが消失して、空隙８３が軸受８０の内側空間に連通することを用いて摩擦異常を検知する方法である。言い換えれば、空隙８３が軸受８０の内側空間に連通することで軸受８０の内周面の形状が変化することを用いて摩擦異常を検知する方法である。したがって、許容摩耗肉厚部８２ｂが空隙８３内に陥没する場合も、軸受８０の内周面の形状が変化するため、摩擦異常を検知できる。

[0052] ［摩擦異常検知原理］

次に、軸受８０の摩耗検知原理について説明する。

圧縮機１００の運転中、回転軸７が回転することにより、上述したように、回転軸７に直交する断面で見ると、軸受８０の内側の筒状部材は、軸受８０の内周面８２ａに対して一点で接触しながら回転する。この接触点は、内

周面８２ａ上を、油を介した状態で相対移動する。そして、圧縮機１００に液冷媒が戻る液バック等が生じて油が液冷媒によって希釈されたり、圧縮機１００内の油量が低下したり等により、軸受８０と筒状部材とが固体接触して軸受８０の内周面８２ａが摩耗する。軸受８０の内周面８２ａの摩耗が進行すると、ついには許容摩耗肉厚部８２ｂが消失する。

[0053] 許容摩耗肉厚部８２ｂが消失していないときには、筒状部材と軸受８０の内周面８２ａとの接触点の状態が安定していることから、筒状部材と軸受８０の内周面８２ａとの間に安定した油膜が形成されている。しかし、許容摩耗肉厚部８２ｂが消失して空隙８３が軸受８０の内側空間に連通すると、軸受８０の内周面８２ａの形状が急激に変化することで油膜の形成不良が生じ、その結果、回転軸７の振動が大きくなって振動値および電流値が大きくなる。本実施の形態１では、このように軸受８０の内周面８２ａの形状が変化することによる振動値および電流値の変化を用いて摩擦異常を検知する。

[0054] ここで、許容摩耗肉厚部８２ｂの肉厚に相当する第一距離δ１は、上述したように許容摩耗量に設定されている。このため、許容摩耗肉厚部８２ｂが消失したということは、軸受８０の内周面８２ａにおいて、許容摩耗量を超える摩擦が生じたということである。したがって、振動値および電流値の変化を検知することで、摩擦異常を検知することができる。

[0055] ［空隙８３の周方向の幅W］

以上の摩擦異常検知を行うにあたっては、空隙８３の周方向の幅Wを以下のように設定する必要がある。軸受８０とその内側の筒状部材とは、上述したように運転中に一点で接触しており、その接触点が回転軸７の回転に伴って周方向に相対移動する。振動値または電流値を周波数分析する際のサンプリング間隔［ｓ］は、その接触点が空隙８３の周方向の幅Wだけ進むのに要する時間ｔ１よりも短い必要があり、時間ｔ１の逆数が周波数分析を行う周波数レンジとなる。ここで、周波数分析では、周波数レンジの２．５６倍のサンプリング周波数ｆｓを用いる必要があることが知られている。また、サンプリング周波数ｆｓとして設定できる最大周波数は、周波数分析に用いる

アナライザーに応じて決まっており、ここではその最大周波数５１．２［ｋＨｚ］をサンプリング周波数ｆｓとしている。したがって、時間ｔ１＝２．５６／５１．２×１０^{3}＝０．０５×１０$^{-3}$となる。

[0056] 以上を踏まえ、空隙８３の周方向の幅Wは、回転軸７の速度Ｖに、接触点が空隙８３の周方向の幅Wだけ進むのに要する時間ｔ１を乗算、して得られた長さよりも長くすることを条件として、以下により算出する。

[0057] Ｗ［ｍｍ］≧ｔ１［ｓ］×Ｖ［ｍｍ／ｓ］

ここで、

速さＶ＝軸受８０の内径×π×回転数ｒ

時間ｔ１＝０．０５×１０$^{-3}$［ｓ］

[0058] したがって、回転軸７の最低回転数ｒ＝３０［ｒｐｓ］、軸受８０の内径Ｄ＝４０［ｍｍ］とすると、

W≧０．０５×１０$^{-3}$×４０×π×３０＝０．１８８４

[0059] つまり、この例では、空隙８３の周方向の幅Wを０．１８８４［ｍｍ］以上とする。幅Wの上限値は以下のように設定する。δ１摩耗後には、軸受８０において軸受として機能する有効な内周面部分の周方向の長さが、空隙８３の個数Ｎ個×幅Ｗ［ｍｍ］の分、短くなる。そのため、幅Wが大きすぎると、δ１以上摩耗後に軸受８０が軸受として機能しなくなり、圧縮機が故障に至る。その故障に至る限界の幅が、空隙８３の周方向の幅Wの上限値となる。

[0060] ［分析部２０１および摩耗検知部２０２］

図４は、実施の形態１に係る圧縮機システムの分析部による周波数分析結果おける異常ピークの発生周波数を示す図である。

軸受８０において複数の空隙８３は等間隔に配置されている。このように複数の空隙８３を等間隔に配置することにより、空隙８３の個数がＮ個の場合、異常時には、図４に示すように、軸受８０に設けた空隙の個数Ｎとモータ４の回転周波数ｆとの積によって算出される周波数に、異常ピークが発生する。本実施の形態１における周波数分析は、高速フーリエ変換（ＦＦＴ）

を想定している。ＦＦＴにおいては、フーリエ変換を基礎としているため、その解析する信号がどの時間を切り取っても周期性を持つことが前提となっている。そのため、空隙８３の配置が等間隔であることで、周波数分析によってピーク値を得ることができる。ここで、解析する信号とは、電流値の時系列データにおける空隙８３に起因した電流値の変動、または振動値の時系列データにおける空隙８３に起因した電流値の変動である。

[0061] 図５は、実施の形態１に係る圧縮機システムの分析部における正常時の周波数分析結果の一例を示す図である。図６は、実施の形態１に係る圧縮機システムの分析部における異常時の周波数分析結果の一例を示す図である。図５および図６において、横軸は周波数［Ｈｚ］、縦軸は振動強度［ｍ／ｓ^2］である。ｆはモータ４の回転周波数である。振動強度は加速度である。図５および図６は、振動値を周波数分析した結果を示しているが、電流値を周波数分析した結果も同様の結果となる。図６は、空隙の個数が３個の場合の異常時の周波数分析結果を示している。

[0062] 正常時は、図５に示すようにモータ４の回転周波数ｆの１次成分が主にピークとして検知される。異常時は、つまり許容摩耗量の摩擦が発生した時は、図６に示すように、空隙８３の個数である「３」と回転周波数「ｆ」との積によって算出される３×ｆの周波数において、ピーク値が設定値を超える異常ピークが発生する。

[0063] したがって、摩耗検知部２０２は、分析部２０１で得られた周波数分析結果において、３×ｆの周波数におけるピーク値が、予め設定した設定値を超えている場合、異常が発生したと検知する。

[0064] 摩耗検知部２０２が異常を検知した場合は、圧縮機１００の寿命が近いことを意味する。このため、制御装置２００は、運転中の最高回転周波数を下げるように圧縮機１００を制御する。例えば、運転中の最高回転周波数を、正常時の最高回転周波数の８０％等にする。また、制御装置２００は、摩耗検知部２０２が異常を検知した場合、異常が発生した旨をメンテナンス会社に通知する。メンテナンス会社の作業員は、通知により圧縮機１００の寿命

が近くなっていることが分かるため、交換用圧縮機の準備を実施する。

[0065] ここで、空隙８３の個数は、複数個であればよいが、３個以上が望ましい。これは、以下の理由による。振動値または電流値の周波数分析結果においては、上述したようにモータ４の回転周波数ｆの１次成分が大きく検知される。このため、空隙８３が１つであると、空隙８３の有無による振動値または電流値の変化を検知できない可能性がある。したがって、空隙８３は３個以上が望ましい。また、軸受８０の信頼性の観点から空隙８３は６個以下が望ましい。

[0066] なお、周波数分析を実施するのは振動値および電流値のどちらでもよいが、両方実施することで、故障検知への精度がより向上する。つまり、振動値および電流値の両方の周波数分析結果において、空隙８３の個数Ｎ×回転周波数ｆの周波数にて異常ピークが発生している場合に異常と判定する。これにより、より精度の高い検知結果を得ることができ、故障検知精度が高まる。

[0067] 以上、摩擦異常の検知対象を、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃの一方とする場合について説明した。主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのうち、どちらが摩耗しやすいか、圧縮機１００の仕様および使用方法によって予め判明している場合は、摩耗しやすい方の軸受のみに複数の空隙８３を設けた構造とすればよい。

[0068] ［実施の形態１の効果］

本実施の形態１の圧縮機システムは、回転軸７を支持する軸受８０を有する圧縮機１００と、圧縮機１００の運転中の回転軸７の動きと相関がある指標値を測定するセンサーと、センサーの測定値に基づいて軸受の摩耗具合を検知する摩耗検知部２０２とを備える。軸受８０はすべり軸受で構成されており、軸受８０において周方向に間隔を空けて複数の空隙８３が形成され、軸受８０の摩耗により、軸受８０の内周面８２ａと複数の空隙８３との位置関係が変化して軸受８０の内周面形状が変化するように構成されている。摩耗検知部２０２は、軸受８０の内周面形状の変化に起因する測定値の変化に

基づいて軸受８０の摩耗具合を検知する。

[0069] これにより、軸受８０に複数の空隙８３を設けただけの簡易な構造で軸受８０の摩耗具合の検知が可能となる。そして、軸受８０の摩耗具合を検知できることで、異常状態の早期検知が可能となり、圧縮機１００が完全に停止する前に、新しい圧縮機に交換することが可能となる。

[0070] 軸受８０の内周面から複数の空隙８３の少なくとも一部の空隙までの径方向の距離が、摩耗量の許容限度を示す許容摩耗量に設定されている。

[0071] これにより、摩耗量が許容摩耗量を超えた摩耗異常を検知できる。

[0072] 本実施の形態１は、軸受８０は、円筒状の裏金８１と、裏金８１の内側に設けられた円筒状の合金８２とを備えており、複数の空隙８３は合金８２の外周面に形成されている。

[0073] このような構成によって、軸受８０に複数の空隙８３を設けた構成を得ることができる。

[0074] 指標値は、圧縮機の振動を示す振動値または圧縮機を流れる電流値である。

[0075] このように、圧縮機１００の運転中の回転軸７の動きと相関がある指標値として振動値または電流値を用いることができる。

[0076] ［実施の形態２］

実施の形態２は、軸受８０の内周面８２ａからの径方向の距離が異なる複数種類の空隙を軸受８０に設けた構成を有する。以下、実施の形態２が実施の形態１と異なる構成を中心に説明する。

[0077] 図７は、実施の形態２に係る圧縮機の軸受の概略断面図である。図８は、図７の第２空隙を含む周辺部分の拡大断面図である。

実施の形態２の軸受８０Ａは、軸受８０Ａの内周面からの距離が異なる２種類の第１空隙８４ａと第２空隙８４ｂとを有する。第１空隙８４ａおよび第２空隙８４ｂは、合金８２の外周面に形成された凹部で構成されており、凹部の深さが異なることで、軸受８０Ａの内周面からの距離が異なる構成となっている。第１空隙８４ａを形成する凹部の底面８４ａ１と内周面８２ａ

との距離は図３と同様にδ１である。第２空隙８４ｂを形成する凹部の底面８４ｂ１と内周面８２ａとの距離は、図８に示すようにδ２である。δ１とδ２とは、δ１＞δ２の関係を有する。

[0078] 第１空隙８４ａの数と第２空隙８４ｂの数とは同一であり、ここでは３つである。第１空隙８４ａと第２空隙８４ｂの配置は交互となっており、等間隔の配置となっている。すなわち、各種類の空隙は、種類毎に交互であって、各空隙同士の間隔が周方向において等間隔の配置となっている。このような配置とすることで、周波数分析結果において、空隙の個数×ｆの周波数において異常ピークを検出することができる。

[0079] 図９は、実施の形態２に係る圧縮機システムの分析部におけるδ１摩耗時の周波数分析結果の一例を示す図である。

軸受８０Ａにおいて、δ２の摩耗が生じた場合、実施の形態１と同様に、図６に示したように、３×ｆの周波数において、異常ピークが発生する。そして、軸受８０Ａの摩擦がさらに進んでδ１の摩擦が生じた場合、軸受８０Ａでは計６個の空隙が軸受８０Ａの内側空間に連通した状態となり、図９に示すように６×ｆの周波数において異常ピークが発生する。

[0080] したがって、軸受８０の内周面８２ａからの距離が異なる２種類の空隙が軸受８０Ａに３個ずつ設けられていることが予め分かっていれば、周波数分析結果において、３×ｆの周波数において異常ピークが発生していれば、δ２の摩耗が発生したことを検知できる。また、６×ｆの周波数において異常ピークが発生した場合、δ１の摩耗が発生したことを検知できる。

[0081] なお、ここでは、空隙の種類を２種類としたが、３種類以上としてもよい。この場合も、各種類の空隙の数を同数とし、各種類毎に交互であって、各空隙同士の間隔が周方向において等間隔の配置とすることで、上記と同様にして摩耗を検知できる。

[0082] ［実施の形態２の効果］

実施の形態２によれば、実施の形態１と同様の効果が得られるとともに、以下の効果が得られる。実施の形態２では、深さの異なる２種類の空隙を軸

受８０Ａに設けたことで、摩耗量の進行度合いを検知できる。このため、圧縮機交換の緊急度を確認することが可能となる。上記実施の形態１では、許容摩擦量δ１の摩耗が生じた摩耗異常を検知しており、圧縮機１００が完全に停止する状況に近い状況にあり、早急の圧縮機交換が必要である。これに対し、実施の形態２では、許容摩擦量δ１の摩耗に達する前のδ２の摩耗が生じたことについても検知できるため、交換までに猶予があることを知ることができる。したがって、例えば複数の圧縮機１００を管理している場合において、交換用の圧縮機の数量が潤沢にない場合は、優先順位をつけて交換することが可能となる。

[0083] ［実施の形態３］

実施の形態３では、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃの両方を、摩擦異常の検知対象とする場合について説明する。以下、実施の形態３が実施の形態１と異なる構成を中心に説明する。

[0084] 主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃの両方を、摩擦異常の検知対象とする場合は、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのそれぞれに空隙を設ける。空隙の配置位置は、主軸受８ａ側に設ける空隙と揺動軸受８ｃ側に設ける空隙とで同一位相にないことが好ましい。同一位相にあると、振動が増幅されて圧縮機１００の信頼性が低くなるためである。

[0085] 主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃの両方に空隙を設ける場合として、以下の３パターンについて説明する。

パターン１：主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのそれぞれの空隙の個数が同じ場合。

パターン２：主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのそれぞれの空隙の個数が異なる場合。

パターン３：実施の形態２を適用し、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのそれぞれに、深さの異なる２種類の空隙を設けた場合。

[0086] （パターン１）

図１０は、実施の形態３に係る圧縮機システムにおけるパターン１の場合

の異常発生の軸受と、周波数分析に基づく異常ピークの発生周波数との関係を示す図である。

図１０は、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのそれぞれに、Ｎ個ずつ、同一位相にならないように空隙を設けた場合の異常発生の軸受と、異常ピークの発生周波数との関係を示している。

[0087] 図１０より、例えばＮ＝３個ずつ、同一位相にならないように空隙を設けた場合、主軸受８ａのみに摩擦異常が発生した場合、３×ｆの周波数において異常ピークが発生する。また、揺動軸受８ｃのみに摩擦異常が発生した場合も、３×ｆの周波数において異常ピークが発生する。そして主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃの両方に摩擦異常が発生した場合、２×３×ｆの周波数において異常ピークが発生する。

[0088] したがって、周波数分析結果において、３×ｆの周波数において異常ピークが発生している場合、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのどちらかに異常が発生していることを検知できる。そして、周波数６ｆにおいて異常ピークが発生している場合、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃの両方に異常が発生していることを検知できる。

[0089] （パターン２）

図１１は、実施の形態３に係る圧縮機システムにおけるパターン２の場合の異常発生の軸受と、周波数分析に基づく異常ピークの発生周波数との関係を示す図である。図１１は、主軸受８ａの空隙がＮ個、揺動軸受８ｃの空隙がＭ個であり、同一位相にならないように空隙を設けた場合の異常発生の軸受と、異常ピークの発生周波数との関係を示している。

[0090] 異常発生の軸受と、異常ピークの発生周波数と間には図１１に示す関係があるため、Ｎ×ｆの周波数に異常ピークが発生していれば、主軸受８ａに異常が発生したことを検知できる。また、Ｍ×ｆの周波数に異常ピークが発生していれば、揺動軸受８ｃに異常が発生したことを検知できる。また、Ｎ×ｆの周波数とＭ×ｆの周波数との両方に異常ピークが発生していれば、主軸受８ａと揺動軸受８ｃとの両方に異常が発生したことを検知できる。

[0091] このパターン３のように、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのそれぞれの空隙の個数を異ならせた場合、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのどちらで摩耗異常が発生したのか、つまり摩耗箇所を検知することができる。

[0092]（パターン３）

図１２は、実施の形態３に係る圧縮機システムにおけるパターン３の場合の異常発生の軸受と、周波数分析に基づく異常ピークの発生周波数との関係を示す図である。図１２は以下の配置の場合における、異常発生の軸受と異常ピークの発生周波数との関係を示している。すなわち、主軸受８ａに、深さの異なる２種類の第１空隙８４ａおよび第２空隙８４ｂがそれぞれＮ個ずつ設けられている。また、揺動軸受８ｃに、深さの異なる第１空隙８４ａおよび第２空隙８４ｂがそれぞれＭ個ずつ設けられている。主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのそれぞれにおいて、各種類の空隙は、種類毎に交互であって、各空隙同士の間隔が周方向において等間隔の配置となっている。また、主軸受８ａと揺動軸受８ｃとにおいて同一位相にならないように各空隙が配置されている。

[0093] このパターン３の場合も、パターン１およびパターン２と考え方は同じであり、図１２に示した関係があるため、この関係を予め知っていることで、摩耗箇所と摩耗量の進行度合いとを検知できる。例えば、Ｎ×ｆの周波数のみに異常ピークが発生していれば、主軸受８ａのみにδ２の摩耗が発生していることを検知できる。また、Ｎ×ｆとＭ×ｆの２つの周波数において異常ピークが発生していれば、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃの両方に、δ２の摩耗が発生していることを検知できる。また、（２×Ｎ）×ｆと（２×Ｍ）×ｆの両方の周波数に異常ピークが発生していれば、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃの両方にδ１の摩擦が生じ、異常が発生していることを検知できる。

[0094] なお、ここでは、空隙の種類を２種類としたが、３種類以上としてもよい。この場合も、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのそれぞれにおいて、各種類の空隙の数を同数とし、各種類毎に交互であって、各空隙同士の間隔が周方

向において等間隔の配置とすることで、上記と同様にして摩耗を検知できる。

[0095] ［実施の形態３の効果］

実施の形態３によれば、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃの両方に空隙を設けておくことで、両方の軸受異常を検知できる。

[0096] また、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのそれぞれの空隙の個数を異ならせておくことで、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのどちらで摩耗異常が発生したのか、つまり摩耗箇所を検知することができる。したがって、冷凍サイクル装置の運転方法と摩耗箇所とを関連付けることにより、摩耗量が小さくなるように冷凍サイクル装置の運転方法の是正をすることができ、圧縮機１００の信頼性向上に寄与できる。例えば、液バックが生じた場合には揺動軸受８ｃの摩耗が進みやすいため、揺動軸受８ｃの摩耗異常を検知した場合、液バックが生じない運転に変更するといった対応が可能である。

[0097] また、実施の形態３では、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのそれぞれの空隙の個数を異ならせ、さらに、各軸受の空隙を深さの異なる複数種の同数の空隙で構成し、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのそれぞれにおいて、各種類の空隙を、種類毎に交互であって、各空隙同士の間隔が周方向において等間隔に配置した構成とした。これにより、摩擦箇所と摩擦量の進行度合いとの両方を検知できる。

[0098] ［実施の形態４］

実施の形態４は、軸受の内周面に空隙を設けたものである。以下、実施の形態４が実施の形態１と異なる構成を中心に説明する。また、実施の形態４では、摩擦異常の検知対象を、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃの一方とする場合について説明する。

[0099] 図１３は、実施の形態４に係る圧縮機システムにおける軸受の概略断面図である。図１４は、図１３の空隙を含む周辺部分の拡大概略断面図である。

実施の形態４の軸受８０Ｂは、軸受８０Ｂの内周面８２ａに複数の空隙８５を設けた構成を有する。空隙８５は内周面８２ａに形成された凹部によっ

て構成されている。空隙８５を構成する凹部の底面８５ａと軸受８０Ｂの内周面８２ａとの間の第一距離δ１（図１４参照）は、ここでは許容摩耗量に設定した例を示しているが、δ１よりも短いδ２に設定してもよい。空隙８５を構成する凹部の底面８５ａと軸受８０Ｂの内周面８２ａとの間の第一距離は、どの程度の摩耗を検知したいかに応じて適宜設定すればよい。

[0100] ［摩擦異常検知原理］

図１５は、実施の形態４に係る圧縮機システムにおける正常時の周波数分析結果の一例を示す図である。図１６は、実施の形態４に係る圧縮機システムにおける異常時の周波数分析結果の一例を示す図である。ここでは、軸受８０Ｂの空隙８５の個数が３個の例を示している。

[0101] 実施の形態４においては、正常時において３個の空隙８５が軸受８０Ｂの内側空間に連通した状態となっているため、図１５に示すように、３×ｆの周波数に、設定値を超えるピーク値を有する正常ピークが発生している。そして、軸受８０Ｂの摩耗が進行し、軸受８０Ｂに設けた空隙が無くなって軸受８０Ｂの内周面８２ａが、全周において面一の状態に面形状が変化すると、図１６に示すように３×ｆの周波数における正常ピークが無くなる。したがって、軸受８０Ｂに空隙８５が３個設けられていることが分かっていれば、周波数分析結果において３×ｆの周波数において設定値を超えるピークが発生していなければ、摩耗異常が発生したことを検知できる。

[0102] ここでは、摩擦異常の検知対象を、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃの一方とする場合について説明したが、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃの両方を摩擦異常の検知対象とした場合も同様にして異常検知を行える。この場合、主軸受８ａおよび揺動軸受８ｃのそれぞれの内周面に空隙を設ける。主軸受８ａに例えば空隙を３つ、揺動軸受８ｃに例えば空隙を４つ設けた場合、正常時の周波数分析結果および異常時の周波数結果は、次の図１７～図１９に示すようになる。

[0103] 図１７は、実施の形態４に係る圧縮機システムにおける主軸受および揺動軸受の両方に空隙を設けた場合の正常時の周波数分析結果の一例を示す図で

ある。図１８は、実施の形態４に係る圧縮機システムにおいて主軸受のみに摩耗異常が発生した場合の周波数分析結果を示す図である。図１９は、実施の形態４に係る圧縮機システムにおいて揺動軸受のみに摩耗異常が発生した場合の周波数分析結果を示す図である。

[0104] 図１７に示すように、正常時には、３×ｆの周波数と４×ｆの周波数に正常ピークが発生している。そして、主軸受８ａのみに摩耗異常が発生した場合、図１８に示す周波数結果となる。揺動軸受８ｃのみに摩耗異常が発生した場合、図１９に示す周波数結果となる。したがって、主軸受８ａの内周面に空隙が３個、揺動軸受８ｃの内周面に空隙が４個設けられていることが分かっていれば、図１８に示すように周波数分析結果において３×ｆの周波数において設定値を超える正常ピークが発生していなければ、主軸受８ａに摩耗異常が発生したことを検知できる。また、周波数分析結果において４×ｆの周波数において設定値を超える正常ピークが発生していなければ、揺動軸受８ｃに摩耗異常が発生したことを検知できる。

[0105] ［実施の形態４の効果］

実施の形態４によれば、実施の形態１と同様の効果を得ることができる。また、上記実施の形態１から実施の形態３では、摩耗が進むと許容摩耗肉厚部８２ｂが薄くなるため、許容摩耗肉厚部８２ｂを適切に設定していないと、軸受荷重が付加された場合に、許容摩耗量の摩耗に達する前に許容摩耗肉厚部８２ｂが空隙内に陥没する可能性がある。そのため、摩耗量が許容摩耗量に達する前に異常ピークが発生する可能性があり、摩擦異常を正確に検知することができない。これに対し、実施の形態４では、そもそも許容摩耗肉厚部８２ｂが設けられていないので、このような陥没を回避でき、摩擦異常を正確に検知できる。

[0106] ［実施の形態５］

実施の形態５は、実施の形態１～実施の形態４のいずれかの圧縮機システムを備えた冷凍サイクル装置に関するものである。

[0107] 図２０は、実施の形態５に係る冷凍サイクル装置の冷媒回路を示す図であ

る。

冷凍サイクル装置３００は、実施の形態１～実施の形態４のいずれかの圧縮機システムを備えている。そして、冷凍サイクル装置３００は、圧縮機１００と、凝縮器３０１と、減圧装置としての膨張弁３０２と、蒸発器３０３とを備えている。圧縮機システムの圧縮機１００から吐出されたガス冷媒は凝縮器３０１に流入し、凝縮器３０１を通過する空気と熱交換して高圧液冷媒となって流出する。凝縮器３０１を流出した高圧液冷媒は膨張弁３０２で減圧されて低圧の気液二相冷媒となり、蒸発器３０３に流入する。蒸発器３０３に流入した低圧の気液二相冷媒は、蒸発器３０３を通過する空気と熱交換して低圧ガス冷媒となり、再び圧縮機１００に吸入される。

[0108] このように構成された冷凍サイクル装置３００は、実施の形態１～実施の形態４のいずれかの圧縮機システムを備えることで、圧縮機１００の異常状態の早期検知が可能となり、圧縮機が完全に停止する前に、新しい圧縮機に交換することが可能となる。これにより、冷凍サイクルが停止して、顧客が不利益をこうむることがなくなる。

[0109] なお、冷凍サイクル装置３００は、冷蔵庫、冷凍庫、自動販売機、空気調和装置または給湯器等に適用することができる。

符号の説明

[0110] ２　シェル、２ａ　アッパーシェル、２ｂ　ロアーシェル、２ｃ　ミドルシェル、３　油ポンプ、３ａ　油溜り、４　モータ、４ａ　ロータ、４ｂ　ステータ、５　圧縮機構部、５ａ　圧縮室、６　フレーム、６ａ　吸入ポート、６ｂ　スラスト軸受、６ｃ　給油溝、６ｄ　内部空間、６ｆ　周波数、７　回転軸、７ａ　油通路、８ａ　主軸受、８ｂ　副軸受、８ｃ　揺動軸受、１１　吸入管、１２　吐出管、１３　吐出チャンバ、１５　オルダムリング、１５ａ　オルダム溝、１５ｂ　オルダム溝、１６　スライダ、１７　スリーブ、１８　第１バランサ、１８ａ　バランサカバー、１９　第２バランサ、２０　サブフレーム、２１　排油パイプ、３０　固定スクロール、３０ａ　鏡板、３１　渦巻部、３２　吐出口、３２ａ　開口端部、４０　揺動ス

クロール、４０ａ　鏡板、４１　渦巻部、５０　吐出弁機構、５１　リード弁、５２　弁座、５３　リード弁押さえ、６０　振動センサー、６１　電流センサー、７０　給電部、７１　電源、８０　軸受、８０Ａ　軸受、８０Ｂ　軸受、８１　裏金、８２　合金、８２ａ　内周面、８２ｂ　許容摩耗肉厚部、８３　空隙、８３ａ　底面、８４ａ　第１空隙、８４ａ１　底面、８４ｂ　第２空隙、８４ｂ１　底面、８５　空隙、８５ａ　底面、１００　圧縮機、２００　制御装置、２０１　分析部、２０２　摩耗検知部、３００　冷凍サイクル装置、３０１　凝縮器、３０２　膨張弁、３０３　蒸発器。

請求の範囲

[請求項1] 回転軸を支持する軸受を有する圧縮機と、

前記圧縮機の運転中の前記回転軸の動きと相関がある指標値を測定するセンサーと、

前記センサーの測定値に基づいて前記軸受の摩耗具合を検知する摩耗検知部とを備え、

前記軸受はすべり軸受で構成されており、前記軸受において周方向に間隔を空けて複数の空隙が形成され、前記軸受の摩耗により、前記軸受の内周面と前記複数の空隙との位置関係が変化して前記軸受の内周面形状が変化するように構成され、

前記摩耗検知部は、前記軸受の内周面形状の変化に起因する前記測定値の変化に基づいて前記軸受の摩耗具合を検知する圧縮機システム。

[請求項2] 前記複数の空隙は、前記軸受の内周面からの距離が異なる複数種類の空隙を有する請求項１記載の圧縮機システム。

[請求項3] 各種類の前記空隙は、種類毎に交互であって、各空隙同士の間隔が前記周方向において等間隔となっている請求項２記載の圧縮機システム。

[請求項4] 前記軸受の内周面から前記複数の空隙の少なくとも一部の空隙までの径方向の距離が、摩耗量の許容限度を示す許容摩耗量に設定されている請求項１～請求項３のいずれか一項に記載の圧縮機システム。

[請求項5] 前記軸受は、円筒状の裏金と、前記裏金の内側に設けられた円筒状の合金とを備えている請求項１～請求項４のいずれか一項に記載の圧縮機システム。

[請求項6] 前記複数の空隙は前記合金の外周面に形成されている請求項５記載の圧縮機システム。

[請求項7] 前記複数の空隙は、前記軸受の内周面に形成されている請求項１～請求項５のいずれか一項に記載の圧縮機システム。

[請求項8] 前記軸受は、前記回転軸を異なる位置で支持する主軸受および揺動軸受を有し、

前記主軸受および前記揺動軸受のそれぞれに前記複数の空隙が設けられている請求項１～請求項７のいずれか一項に記載の圧縮機システム。

[請求項9] 前記主軸受の前記複数の空隙の個数と前記揺動軸受の前記複数の空隙の個数とが異なる請求項８記載の圧縮機システム。

[請求項10] 前記主軸受の前記複数種類の空隙は各種類で同数であり、また、前記揺動軸受の前記複数種類の空隙は各種類で同数であり、前記主軸受および前記揺動軸受のそれぞれにおいて、各種類の前記空隙は、種類毎に交互であって、各空隙同士の間隔が前記周方向において等間隔となっている請求項２に従属する請求項８または請求項９記載の圧縮機システム。

[請求項11] 前記指標値は、前記圧縮機の振動を示す振動値または前記圧縮機を流れる電流値である請求項１～請求項１０のいずれか一項に記載の圧縮機システム。

[請求項12] 回転軸を支持する軸受を有する圧縮機であって、

前記軸受はすべり軸受で構成され、周方向に間隔を空けて複数の空隙が形成されており、前記軸受の摩耗により、前記軸受の内周面と前記複数の空隙との位置関係が変化して前記軸受の内周面形状が変化するように構成されている圧縮機。

[請求項13] 前記複数の空隙は、前記軸受の内周面からの距離が異なる複数種類の空隙を有する請求項１２記載の圧縮機。

[請求項14] 各種類の前記空隙は、種類毎に交互であって、各空隙同士の間隔が前記周方向において等間隔となっている請求項１３記載の圧縮機。

[請求項15] 前記複数の空隙の少なくとも一部の空隙は、前記軸受の内周面からの径方向の距離が、摩耗量の許容限度を示す許容摩耗量に設定されている請求項１２～請求項１４のいずれか一項に記載の圧縮機。

[請求項16] 前記軸受は、円筒状の裏金と、前記裏金の内側に設けられた円筒状の合金とを備えている請求項１２～請求項１５のいずれか一項に記載の圧縮機。

[請求項17] 前記複数の空隙は、前記合金の外周面に形成されている請求項１６記載の圧縮機。

[請求項18] 前記複数の空隙は、前記軸受の内周面に形成されている請求項１２～請求項１６のいずれか一項に記載の圧縮機。

[請求項19] 前記軸受は、前記回転軸を異なる位置で支持する主軸受および揺動軸受を有し、

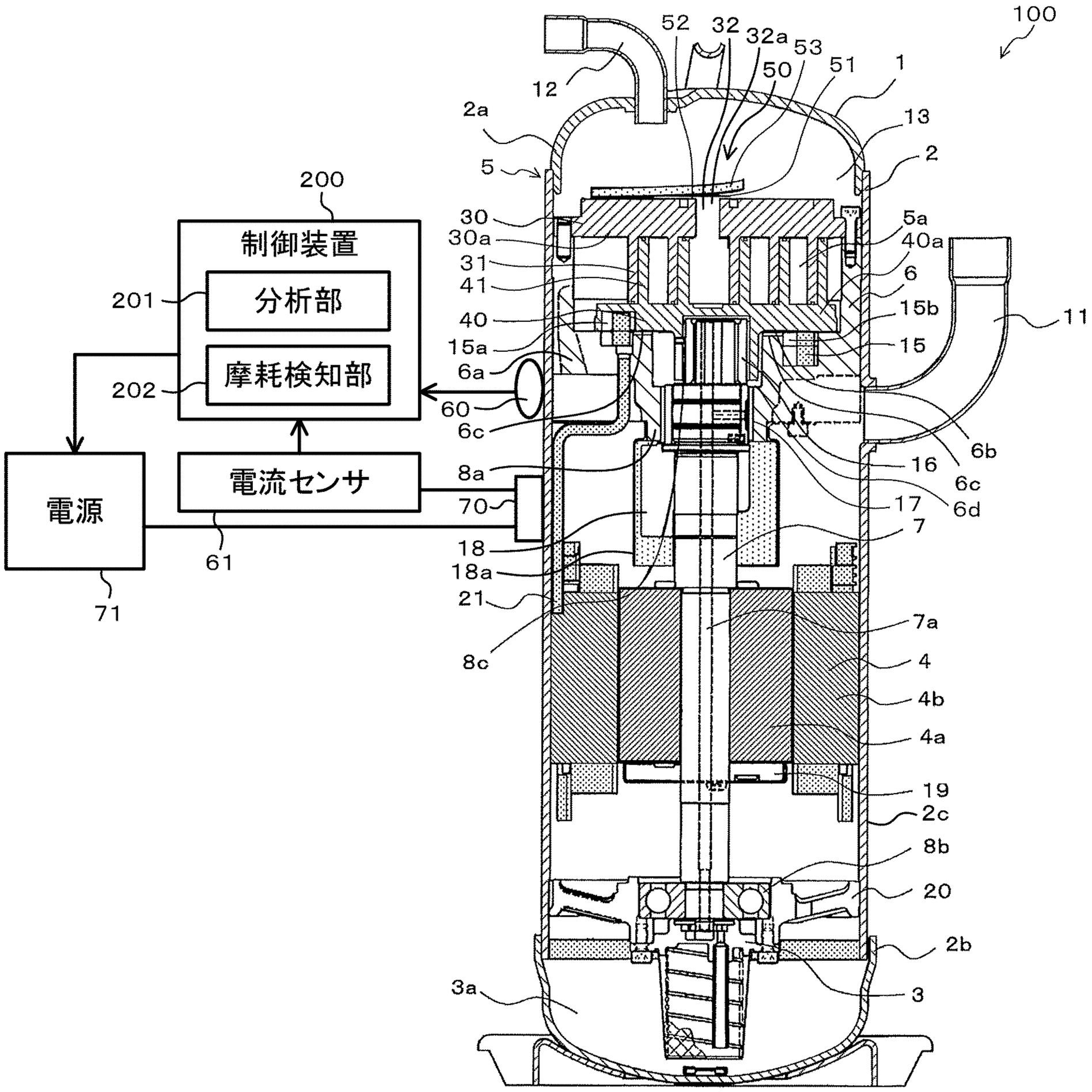
前記主軸受および前記揺動軸受のそれぞれに前記複数の空隙が設けられている請求項１２～請求項１８のいずれか一項に記載の圧縮機。

[請求項20] 前記主軸受の前記複数の空隙の個数と前記揺動軸受の前記複数の空隙の個数とが異なる請求項１９記載の圧縮機。

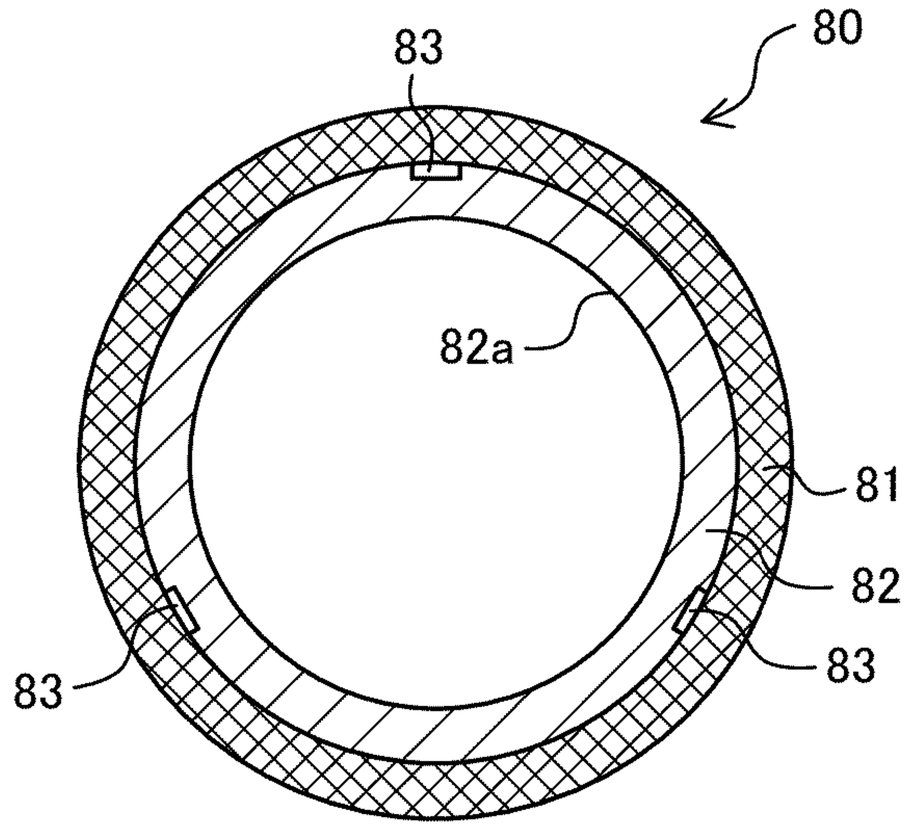
[請求項21] 前記主軸受の前記複数種類の空隙は各種類で同数であり、また、前記揺動軸受の前記複数種類の空隙は各種類で同数であり、前記主軸受および前記揺動軸受のそれぞれにおいて、各種類の前記空隙は、種類毎に交互であって、各空隙同士の間隔が前記周方向において等間隔となっている請求項１３に従属する請求項１９または請求項２０記載の圧縮機。

[請求項22] 請求項１～請求項１１のいずれか一項に記載の圧縮機システムを備えた冷凍サイクル装置。

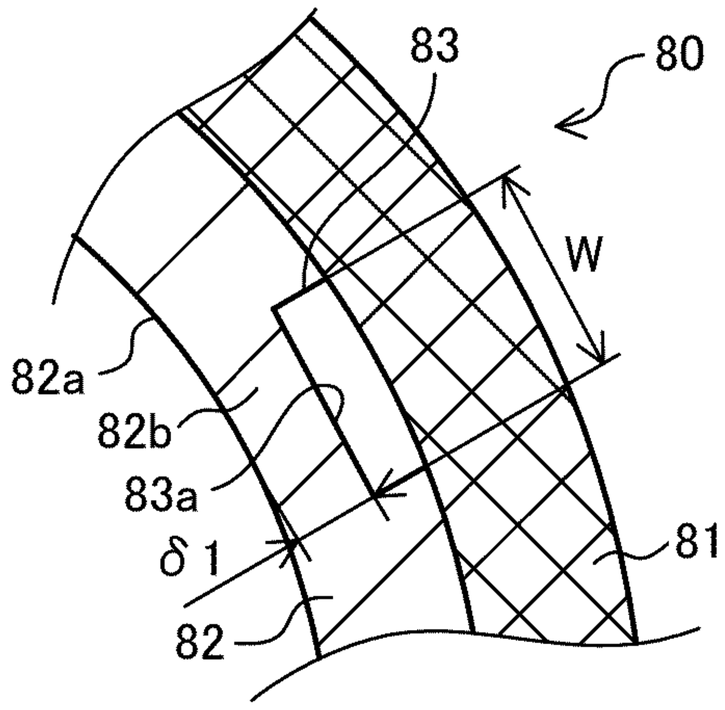
[図1]


100
52
32
32a
53
51
1
12
2a
13
5
2
200
制御装置
分析部
摩耗検知部
電流センサ
電源
201
202
61
71
30
30a
31
41
40
15a
6a
60
6c
8a
70
18
18a
21
8c
5a
40a
6
15b
15
11
6b
16
6c
17
6d
7
7a
4
4b
4a
19
2c
8b
20
2b
3
3a

[図2]


80
83
82a
81
82
83
83

[図3]



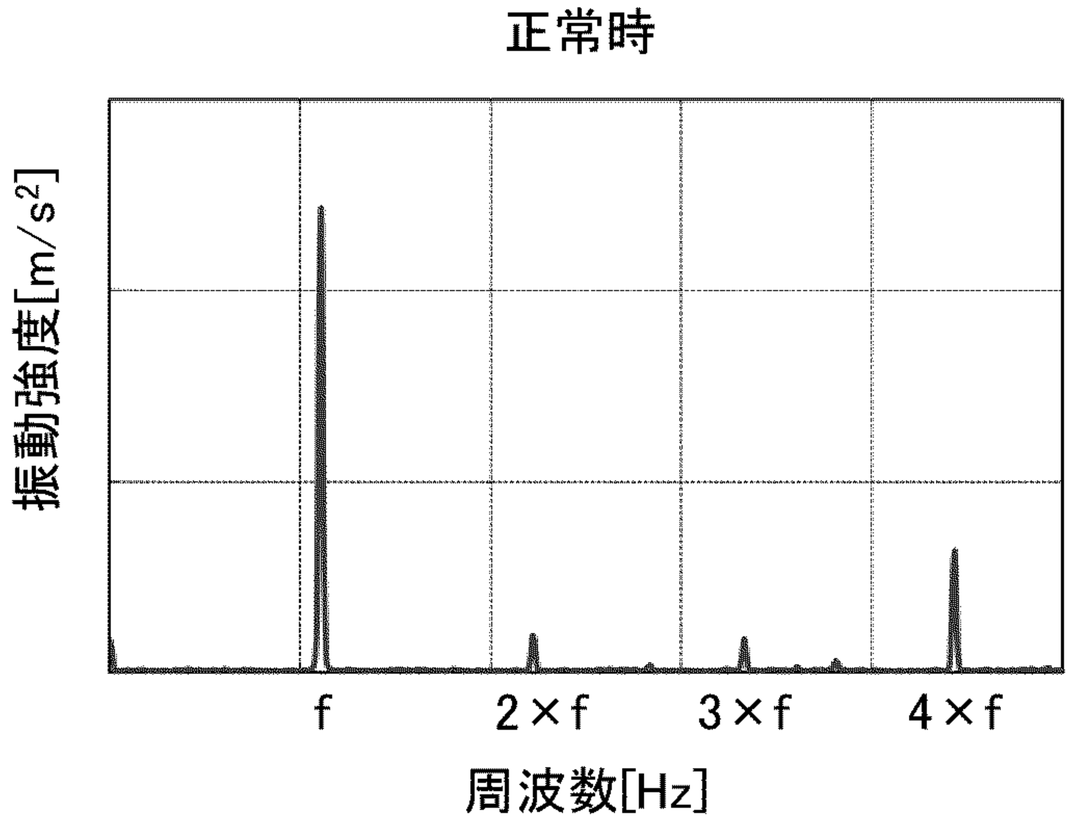
[図4]

	異常ピークの発生周波数
軸受	N×f

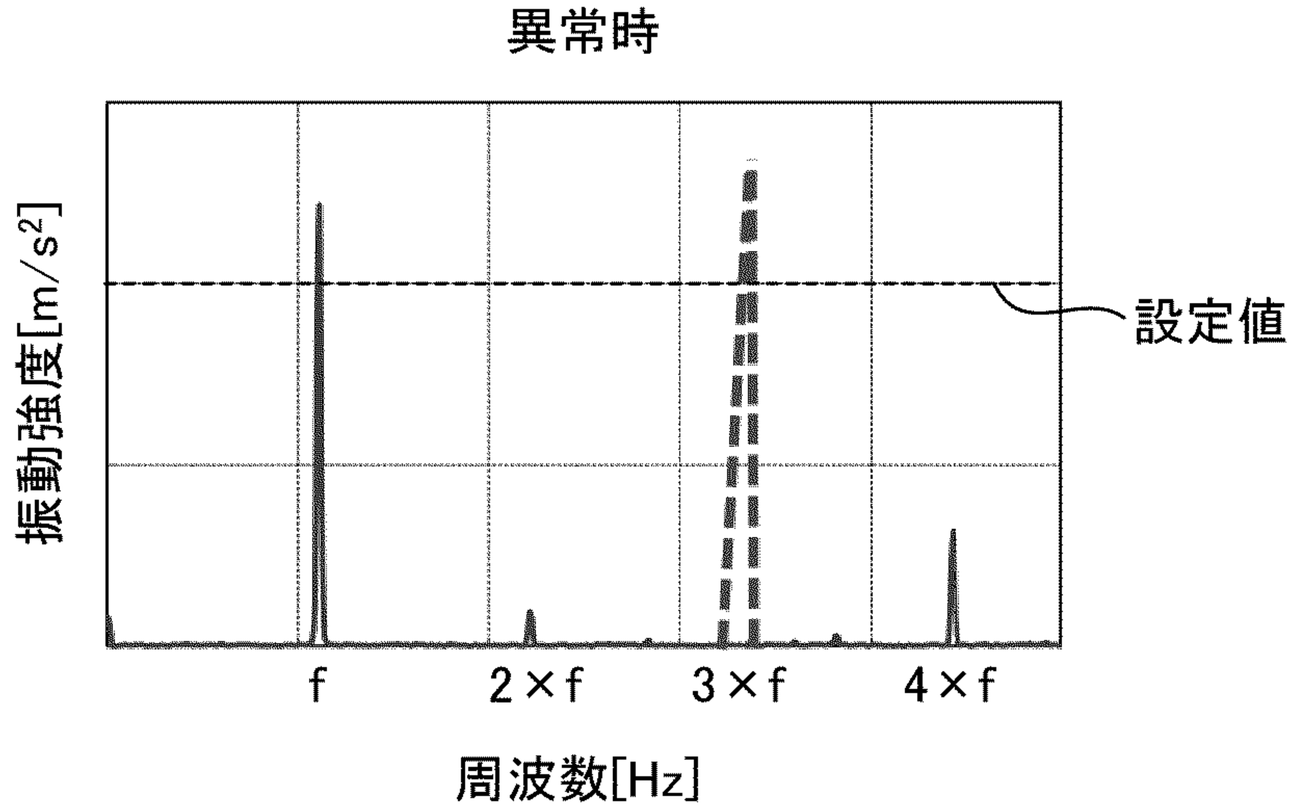
f :回転周波数

N:軸受の空隙の個数

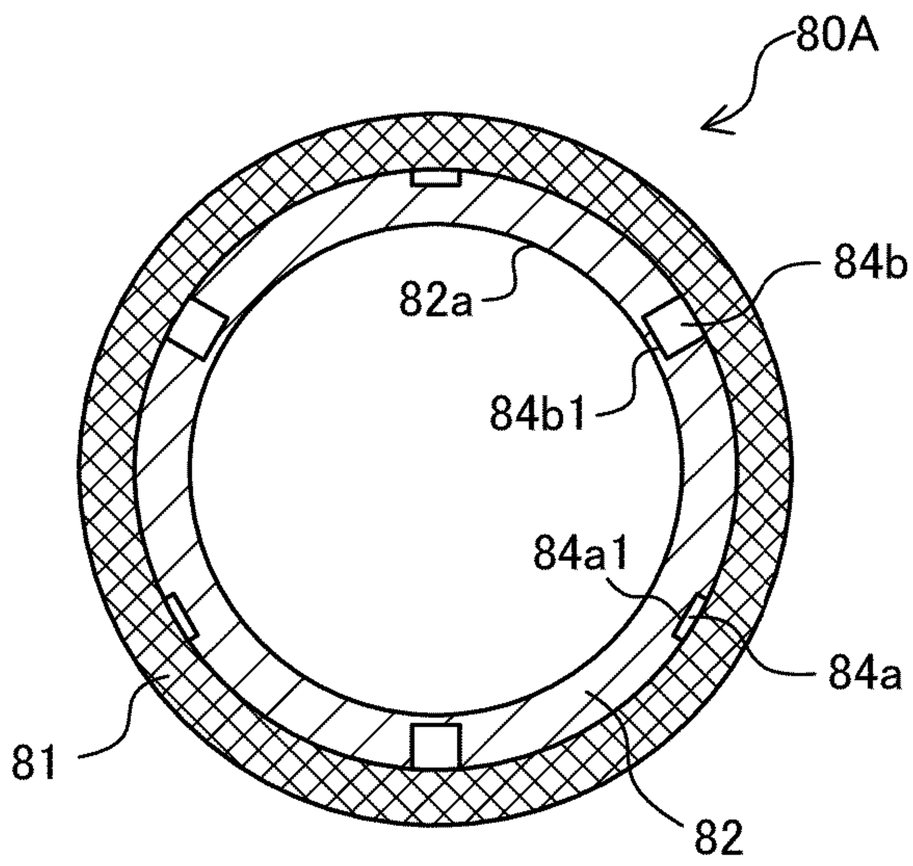
[図5]



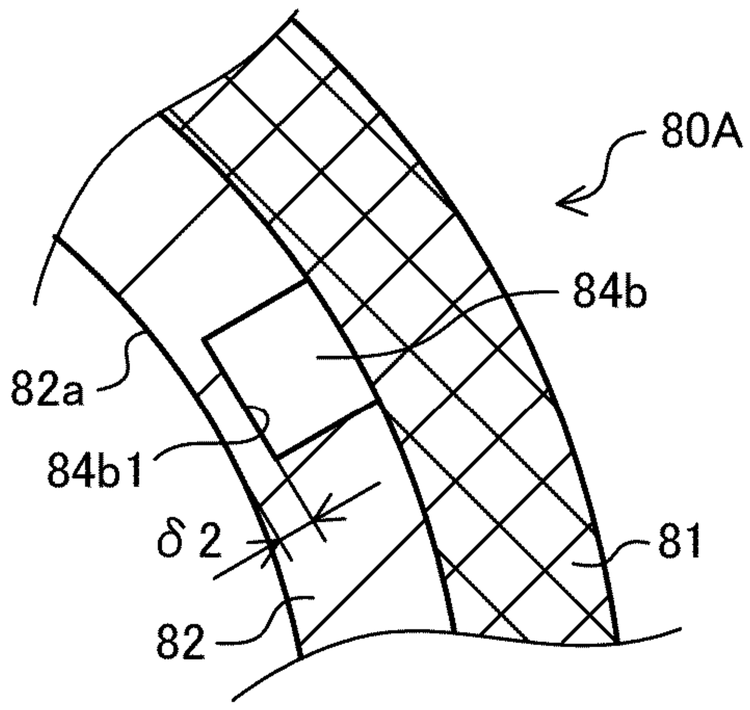
[図6]



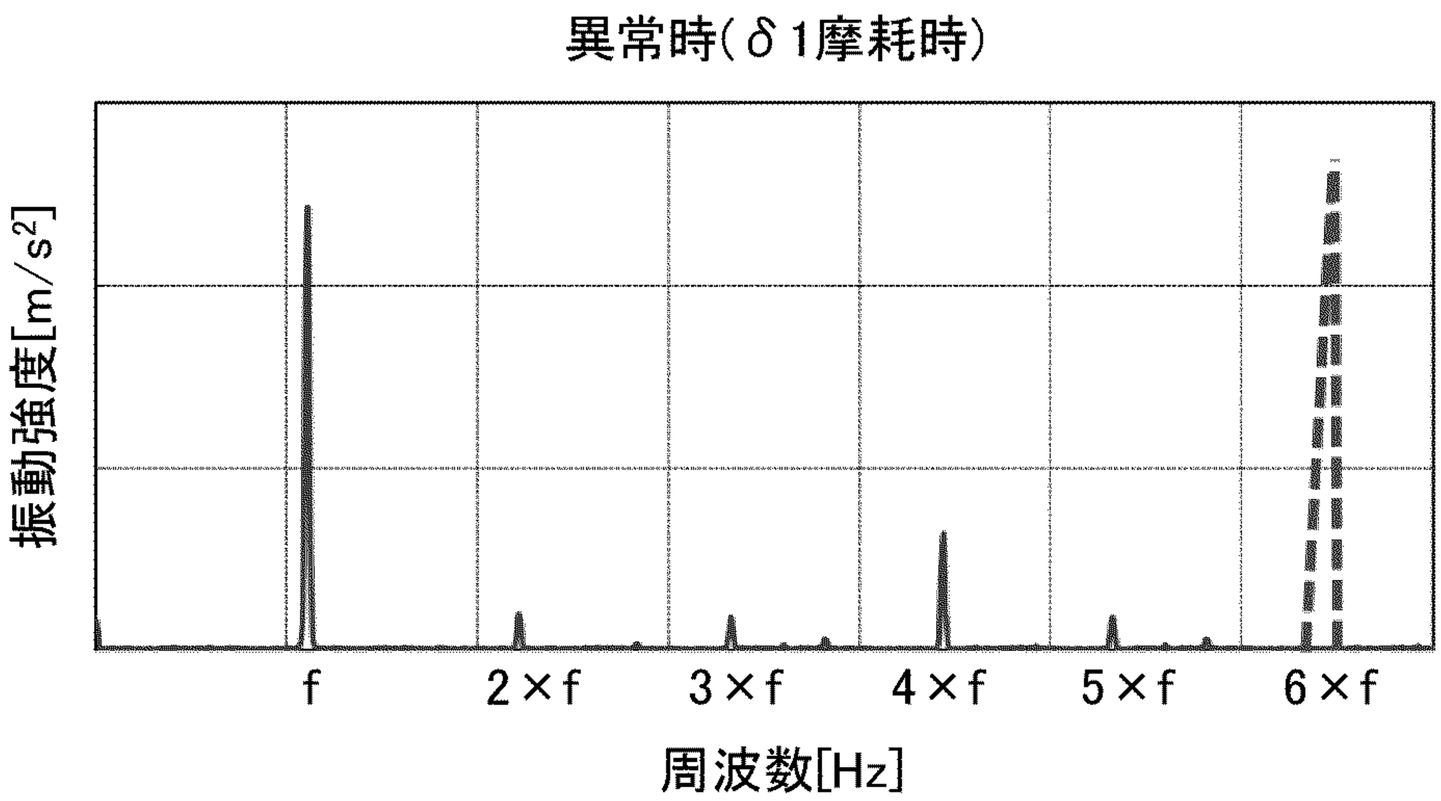
[図7]


80A
84b
82a
84b1
84a1
84a
81
82

[図8]


80A
84b
82a
84b1
δ2
81
82

[図9]


異常時(δ1摩耗時)
振動強度[m/s²]
f
2×f
3×f
4×f
5×f
6×f
周波数[Hz]

[図10]

異常発生の軸受	異常ピークの発生周波数
主軸受のみ	N×f
振動軸受のみ	N×f
主軸受と振動軸受の両方	2×N×f

f：回転周波数

N：主軸受および振動軸受のそれぞれの空隙の個数

[図11]

異常発生の軸受	異常ピークの発生周波数
主軸受のみ	N×f
振動軸受のみ	M×f
主軸受と振動軸受の両方	N×f、M×f

f：回転周波数

N：主軸受の空隙の個数

M：振動軸受の空隙の個数

[図12]

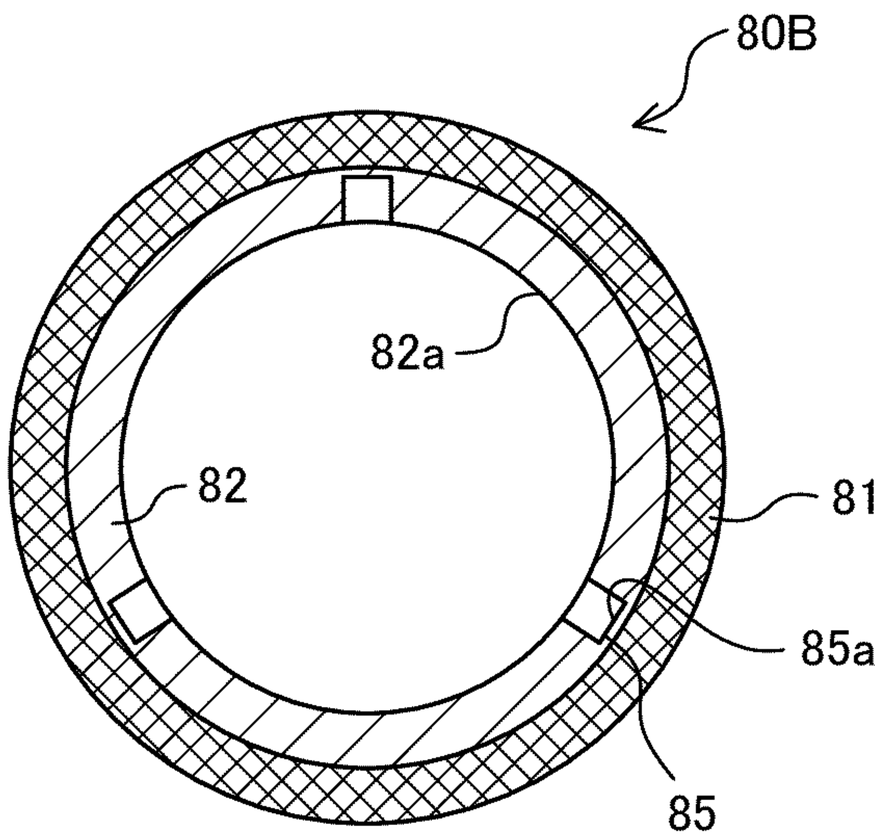
異常発生の軸受	異常ピークの発生周波数
主軸受のみ　（δ2摩耗）	N×f
主軸受のみ　（δ1摩耗）	2×N×f
振動軸受のみ（δ2摩耗）	M×f
振動軸受のみ（δ1摩耗）	2×M×f
主軸受　（δ2摩耗） 振動軸受（δ2摩耗）	N×f、M×f
主軸受　（δ1摩耗） 振動軸受（δ2摩耗）	(2×N)×f、M×f
主軸受　（δ2摩耗） 振動軸受（δ1摩耗）	N×f、(2×M)×f
主軸受　（δ1摩耗） 振動軸受（δ1摩耗）	(2×N)×f、(2×M)×f

f：回転周波数

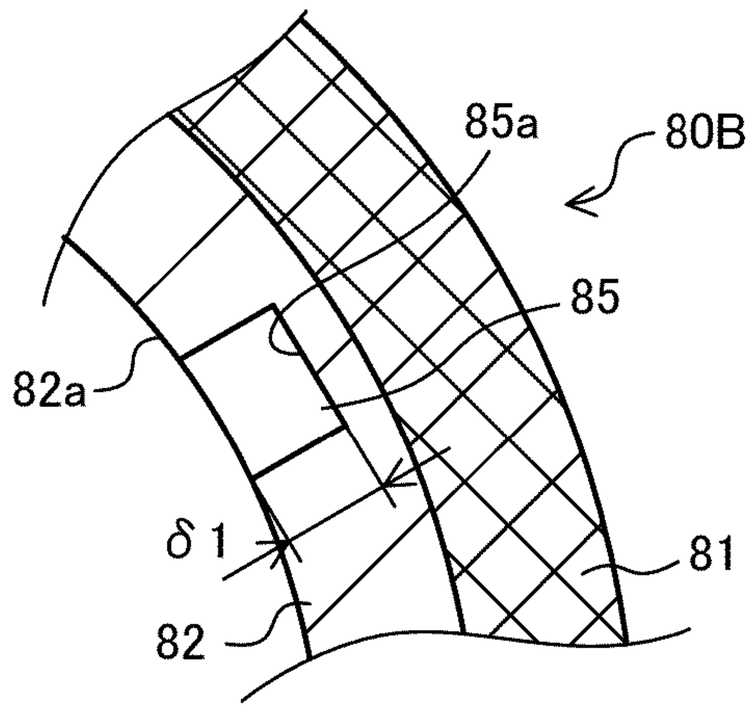
N：主軸受の第1空隙および第2空隙のそれぞれの個数

M：振動軸受の第1空隙および第2空隙のそれぞれの個数

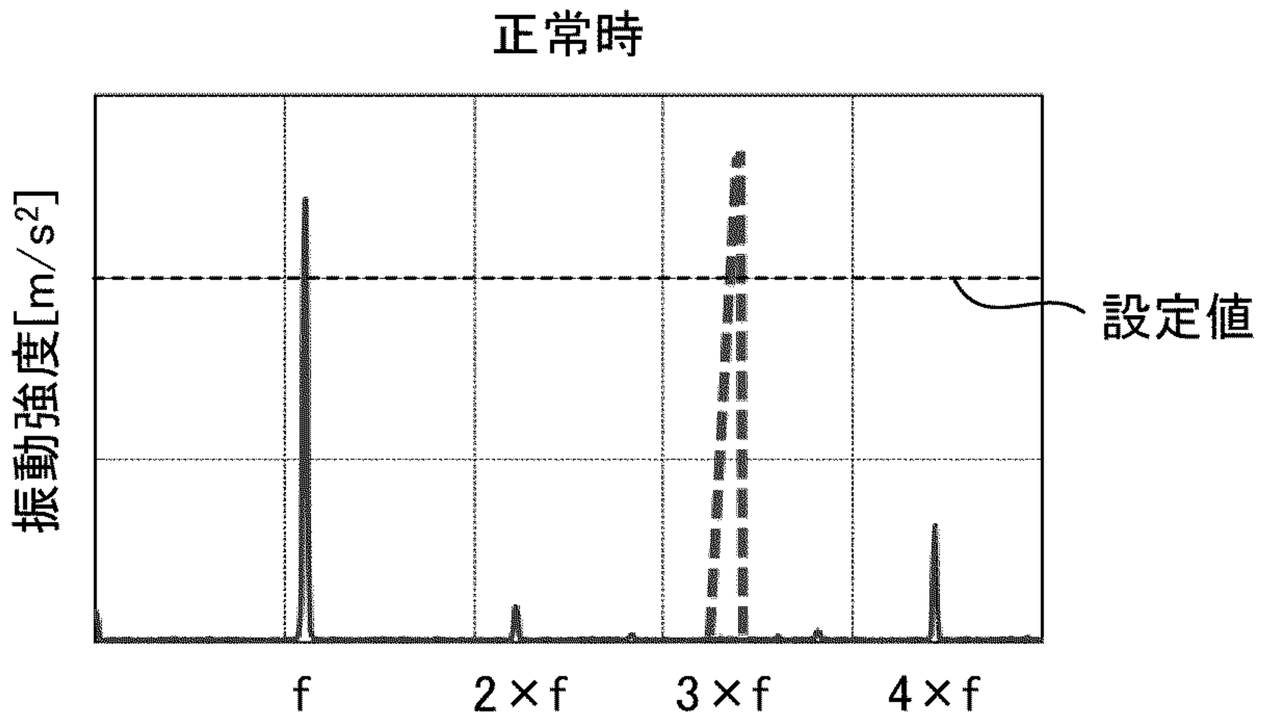
[図13]


80B
82a
82
81
85a
85

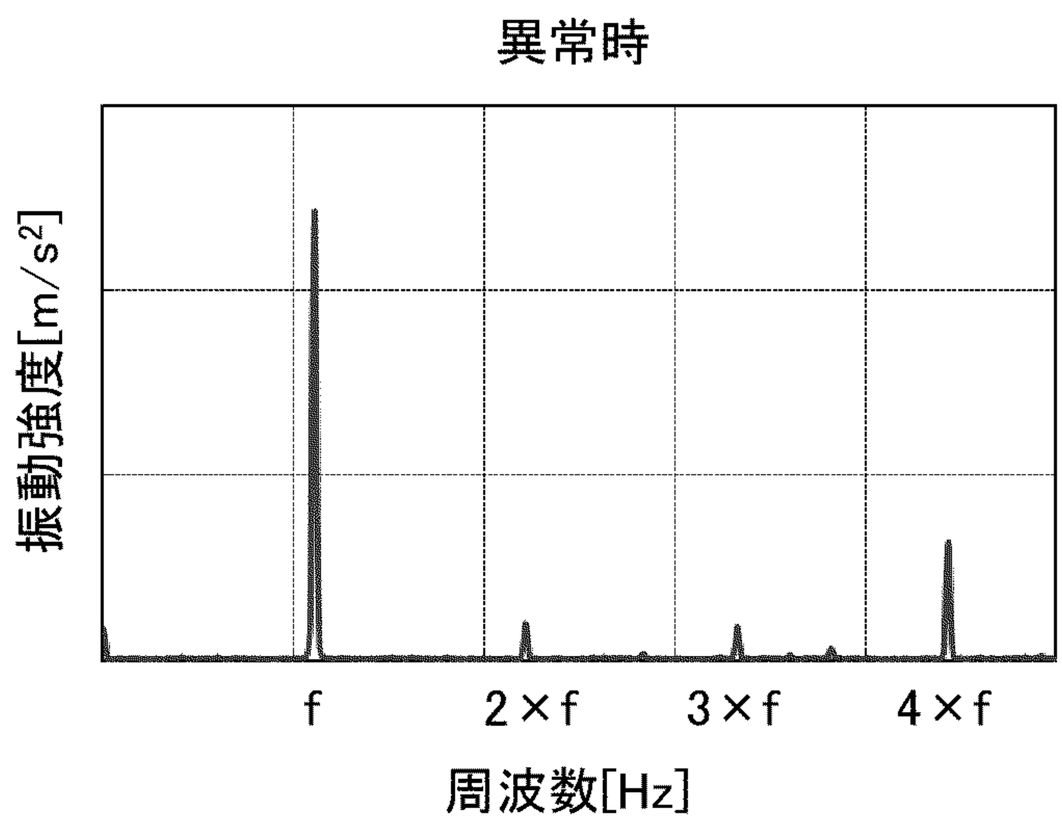
[図14]


85a
80B
85
82a
δ1
81
82

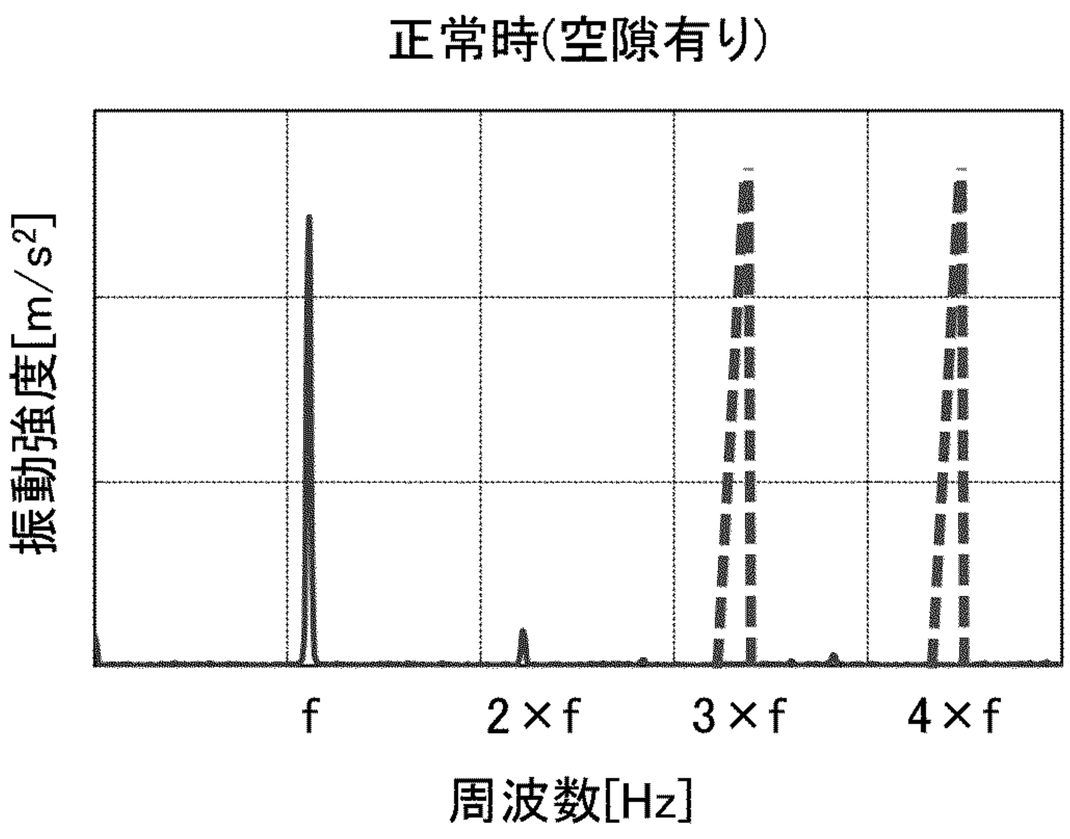
[図15]


正常時
振動強度[m/s²]
設定値
f
2×f
3×f
4×f
周波数[Hz]

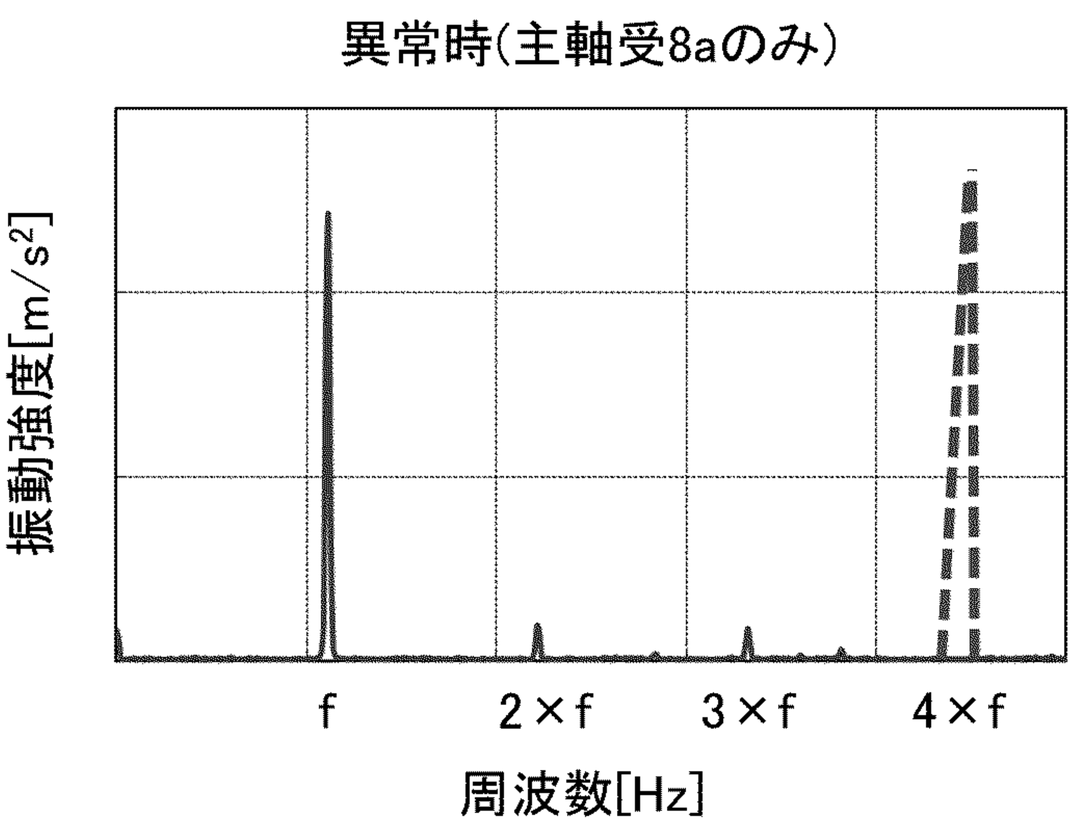
[図16]


異常時
振動強度[m/s²]
f
2×f
3×f
4×f
周波数[Hz]

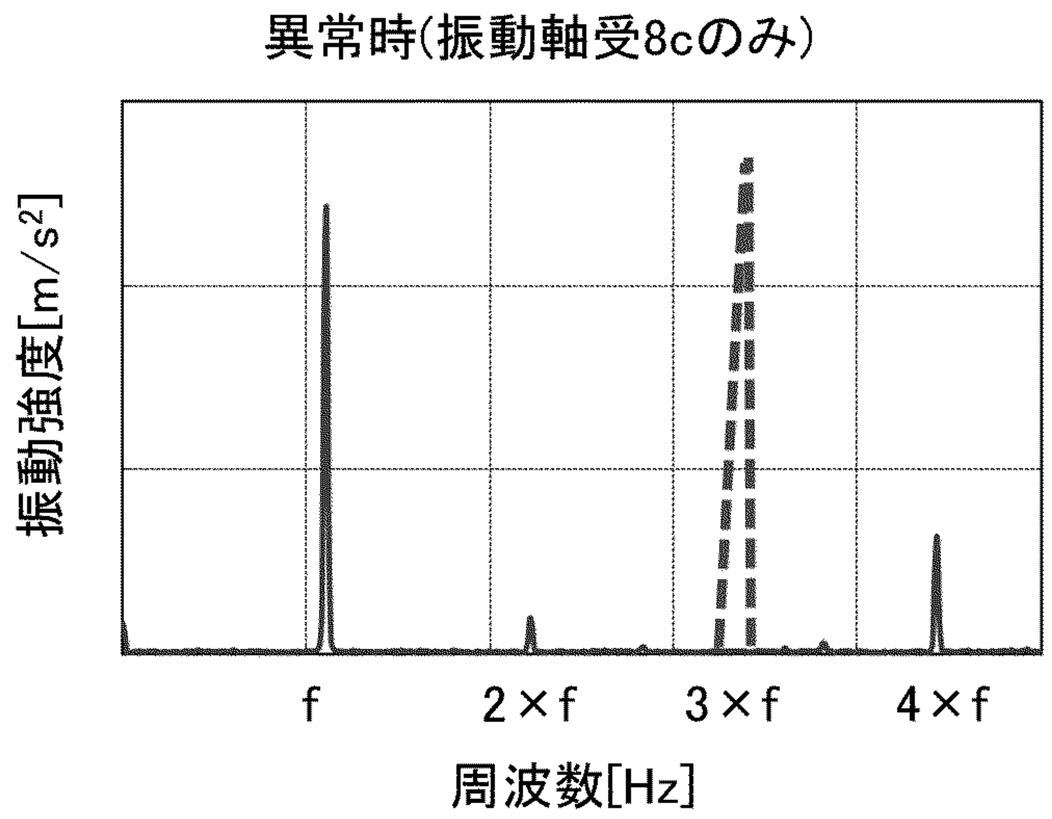
[図17]


正常時(空隙有り)
振動強度[m/s²]
f
2×f
3×f
4×f
周波数[Hz]

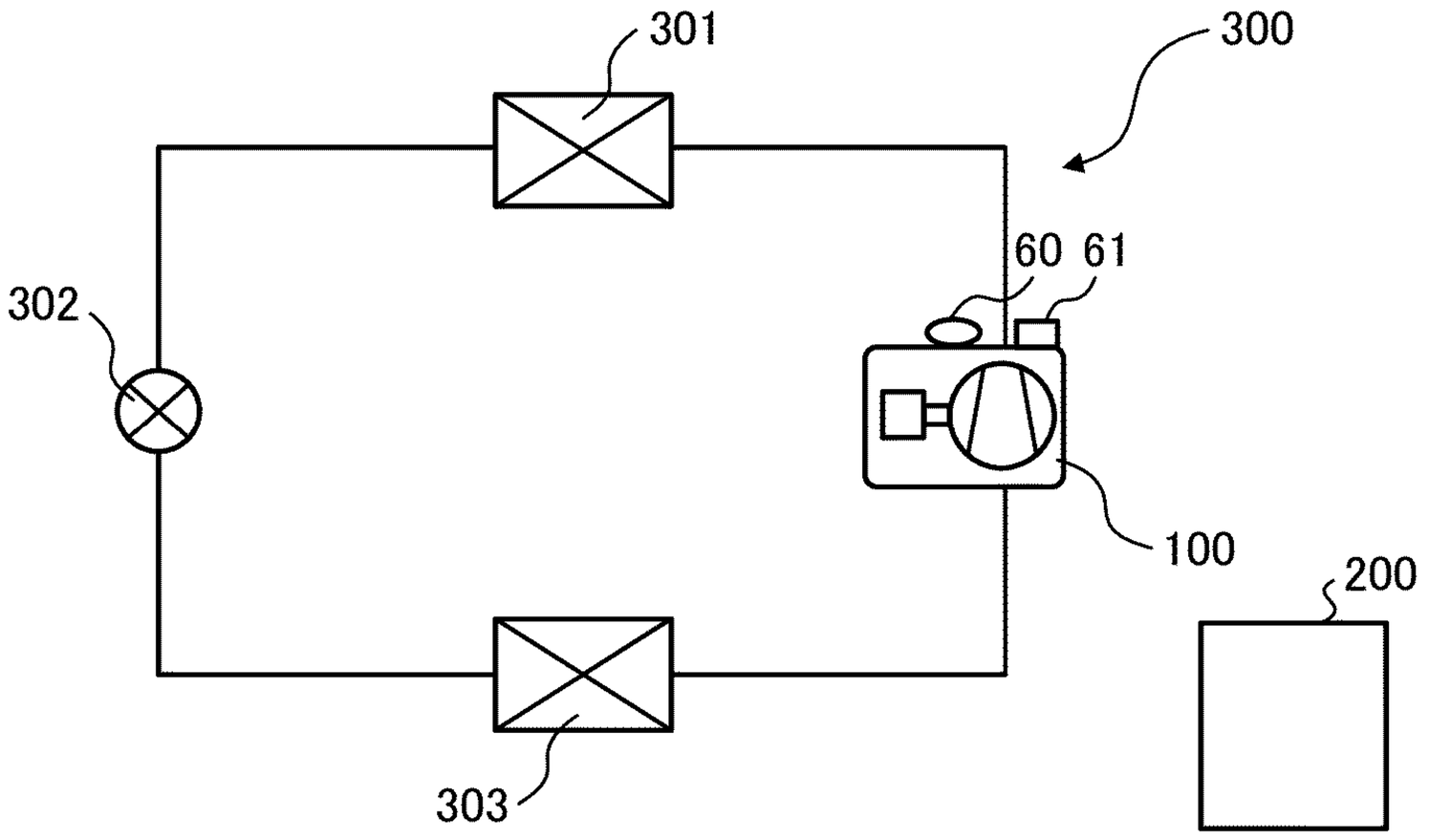
[図18]


異常時(主軸受8aのみ)
振動強度[m/s²]
f
2×f
3×f
4×f
周波数[Hz]

[図19]


異常時(振動軸受8cのみ)
振動強度[m/s2]
f
2×f
3×f
4×f
周波数[Hz]

[図20]


301
300
60
61
302
100
200
303

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2019/050134

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int. Cl. G01B7/00(2006.01)i, F04B49/10(2006.01)i, F04G29/00(2006.01)i
FI: F04C29/00 G, G01B7/00 W, F04B49/10 331D

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
Int. Cl. G01B7/00, F04B49/10, F04C29/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Published examined utility model applications of Japan	1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan	1971-2020
Registered utility model specifications of Japan	1996-2020
Published registered utility model applications of Japan	1994-2020

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2008-75625 A (EBARA CORP.) 03 April 2008, paragraphs [0032]-[0034], [0049]-[0052], fig. 8, 9, 24	1-5, 7-16, 18-22
A		6, 17
Y	JP 8-285565 A (NIKKISO CO., LTD.) 01 November 1996, paragraphs [0020]-[0031], fig. 1-5	1, 4-5, 8-9, 11-12, 15-16, 19-20, 22
A		2-3, 6-7, 10, 13-14, 17-18, 21
Y	WO 2016/143186 A1 (MITSUBISHI ELECTRIC CORP.) 15 September 2016, paragraph [0002], fig. 1	1-5, 7-16, 18-22

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
21.02.2020	10.03.2020

Name and mailing address of the ISA/	Authorized officer
Japan Patent Office 3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915, Japan	Telephone No.

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (January 2015)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2019/050134

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	CD-ROM of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 50150/1991 (Laid-open No. 1880/1993) (MITSUBISHI ELECTRIC CORP.) 14 January 1993, paragraph [0004], fig. 1	1-5, 7-16, 18-22
Y	JP 2019-105356 A (TAIHO KOGYO CO., LTD.) 27 June 2019, paragraphs [0011]-[0013], fig. 1	5, 7-11, 16, 18-22
A	JP 2019-65828 A (TORISHIMA PUMP MFG CO., LTD.) 25 April 2019, paragraphs [0029]-[0036], fig. 1-5	1-22

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.
PCT/JP2019/050134

Patent Documents referred to in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
JP 2008-75625 A	03.04.2008	(Family: none)	
JP 8-285565 A	01.11.1996	(Family: none)	
WO 2016/143186 A1	15.09.2016	(Family: none)	
JP 5-1880 U1	14.01.1993	(Family: none)	
JP 2019-105356 A	27.06.2019	(Family: none)	
JP 2019-65828 A	25.04.2019	(Family: none)	

国際調査報告

国際出願番号 PCT/JP2019/050134

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

G01B 7/00(2006.01)i; F04B 49/10(2006.01)i; F04C 29/00(2006.01)i
FI: F04C29/00 G; G01B7/00 W; F04B49/10 331D

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

G01B7/00; F04B49/10; F04C29/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０２０年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０２０年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０２０年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー*	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
Y	JP 2008-75625 A (株式会社荏原製作所) 03.04.2008 (2008-04-03) 段落0032-0034,0049-0052, 図8-9,24	1-5,7-16,18-22
A		6,17
Y	JP 8-285565 A (日機装株式会社) 01.11.1996 (1996-11-01) 段落0020-0031, 図1-5	1,4-5,8-9,11-12, 15-16,19-20,22
A		2-3,6-7,10, 13-14,17-18,21
Y	WO 2016/143186 A1 (三菱電機株式会社) 15.09.2016 (2016-09-15) 段落0002, 図1	1-5,7-16,18-22
Y	日本国実用新案登録出願3-50150号(日本国実用新案登録出願公開5-1880号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を記録したCD-ROM (三菱電機株式会社) 14.01.1993 (1993-01-14) 段落0004, 図1	1-5,7-16,18-22
Y	JP 2019-105356 A (大豊工業株式会社) 27.06.2019 (2019-06-27) 段落0011-0013, 図1	5,7-11,16,18-22

☑ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☑ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー
"A" 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
"E" 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
"L" 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
"O" 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
"P" 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献
"T" 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と抵触するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
"X" 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
"Y" 特に関連のある文献であって、当該文献と他の１以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
"&" 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日	国際調査報告の発送日
21.02.2020	10.03.2020

名称及びあて先
日本国特許庁(ISA/JP)
〒100-8915
日本国
東京都千代田区霞が関三丁目４番３号

権限のある職員（特許庁審査官）
大瀬　円 30 4487
電話番号 03-3581-1101 内線 3358

国際調査報告

国際出願番号
PCT/JP2019/050134

C.　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー*	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
A	JP 2019-65828 A (株式会社酉島製作所) 25.04.2019 (2019-04-25) 段落0029-0036, 図1-5	1-22

国際調査報告
パテントファミリーに関する情報

国際出願番号
PCT/JP2019/050134

引用文献			公表日	パテントファミリー文献	公表日
JP	2008-75625	A	03.04.2008	（ファミリーなし）	
JP	8-285565	A	01.11.1996	（ファミリーなし）	
WO	2016/143186	A1	15.09.2016	（ファミリーなし）	
JP	5-1880	U1	14.01.1993	（ファミリーなし）	
JP	2019-105356	A	27.06.2019	（ファミリーなし）	
JP	2019-65828	A	25.04.2019	（ファミリーなし）	