

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2009年3月5日 (05.03.2009)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2009/028261 A1

(51) 国際特許分類:

F04C 18/356 (2006.01) F04C 29/02 (2006.01)
F04C 23/00 (2006.01)

(21) 国際出願番号:

PCT/JP2008/062080

(22) 国際出願日:

2008年7月3日 (03.07.2008)

(25) 国際出願の言語:

日本語

(26) 国際公開の言語:

日本語

(30) 優先権データ:

特願2007-221082 2007年8月28日 (28.08.2007) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 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; および

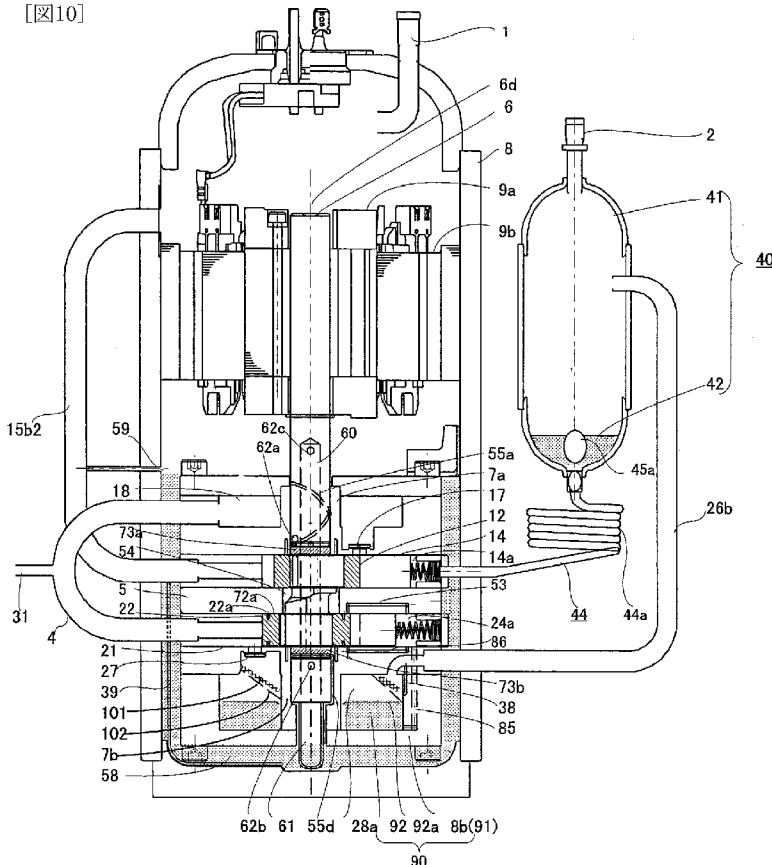
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 横山 哲英 (YOKOYAMA, Tetsuhide) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 幸田 利秀 (KODA, Toshihide) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 関屋 慎 (SEKIYA, Shin) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 佐々木 圭 (SASAKI, Kei) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代

[続葉有]

(54) Title: ROTARY COMPRESSOR

(54) 発明の名称: ロータリ圧縮機

[図10]



(57) Abstract: A natural refrigerant low-pressure shell-type rotary compressor in which the amount of oil contained on the high-pressure side is reduced with sufficient lubrication and sealing performance at a sliding section secured. The compressor has a rotary refrigerant compression mechanism provided in a low-pressure enclosed container and having vanes, an oil separation element for separating lubricating oil from the refrigerant, and an oil supply passage for supplying the separated lubricating oil to a vane back pressure chamber of the compression mechanism, a crankshaft, a bearing, a cylinder, a piston, and oil supply spaces between the vanes. Vane skip is suppressed, and efficient lubrication and high sealing performance at the sliding section and a reduction in the amount of the oil contained on the high-pressure side are achieved at the same time. The compressor is highly reliable, is of low cost, has high performance, and uses a reduced amount of refrigerant.

(57) 要約: 摺動部の潤滑およびシール性能を確保し、高圧側貯油量を低減した自然冷媒低圧シェル型ロータリ圧縮機を得るために、ロータリ圧縮機は、低圧密閉容器内に設けられ、ベーンを有するロータリ型の冷媒圧

縮機構と、冷媒から潤滑油を分離する油分離要素と、分離された潤滑油を、圧縮機構のベーン背圧室ならびにクランク軸、軸受、シリンダ、ピストンおよびベーン間の給油隙間に供給する給油経路とを備えている。

[続葉有]

WO 2009/028261 A1



田区丸の内二丁目 7 番 3 号 三菱電機株式会社内
Tokyo (JP). 前山 英明 (MAEYAMA, Hideaki) [JP/JP];
〒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).

MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI,
NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE,
SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ,
UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(74) 代理人: 曾我 道治, 外(SOGA, Michiharu et al.); 〒
1000005 東京都千代田区丸の内三丁目 1 番 1 号 国際
ビルディング 8 階 曾我特許事務所 Tokyo (JP).

(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, LS, MW, MZ, NA, SD,
SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY,
KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG,
CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU,
IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE,
SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ,
GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

(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, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE,
DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH,
GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM,
KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA,

添付公開書類:
— 国際調査報告書

明 細 書

ロータリ圧縮機

技術分野

[0001] 本発明はロータリ圧縮機に関し、特に自然冷媒低圧シェル型のロータリ圧縮機に関するものである。

背景技術

[0002] ロータリ圧縮機は、小型化が可能なこと、また、構造が簡単であることから、冷凍冷蔵庫、空調機、ヒートポンプ式給湯機等に広く用いられている(非特許文献1参照)。近年、地球温暖化防止を図る観点から、フロンに代わる新たな冷媒として、オゾン層破壊係数がゼロで地球温暖化係数の小さな自然冷媒が注目されており、特に、毒性がなくて不燃性の二酸化炭素(CO_2)冷媒と、可燃性であるが冷媒特性に優れた炭化水素(HC)冷媒が期待されている。表1には、フロン冷媒(R22、R410A)とHC冷媒(イソブタン、プロパン)、 CO_2 冷媒を用いたロータリ圧縮機の運転条件を比較表として示し、Ashrae-T条件基準(凝縮温度(CT)/蒸発温度(ET)=54.4/7.2[$^{\circ}\text{C}$] $^{\circ}\text{C}$]、サブクール/スーパーヒート=8.3/27.8[K])から圧縮機吸入温度(T_s)=35 $^{\circ}\text{C}$ 、膨張弁前温度(T_{exp})=46.1 $^{\circ}\text{C}$ の条件での圧縮機の運転条件を示す。

[0003] 図1の表1のようにフロン冷媒を用いた圧縮機に比べて、 CO_2 冷媒を用いた圧縮機は動作圧力が高い。例えば、ヒートポンプ式給湯機の吸入圧力(P_s)は4MPa、吐出圧力(P_d)は10MPa程度である。そのため、従来のロータリ圧縮機ではシリンダ内で偏心回転する回転ピストンに圧接してシリンダ内を吸入室(低圧)と圧縮室(低圧から高圧)に仕切っているベーンに大きな押しつけ荷重がかかる問題があった。また、高圧シェル型圧縮機の密閉容器は吐出圧力(P_s)に耐えうる強度が必要なため、肉厚が増して重量とコストが上昇する問題があった。その解決策として、低圧シェル型二段ロータリ圧縮機で、高圧冷媒を油分離器で分離した油をベーン背圧室に導入する発明が提案されている(例えば特許文献1参照)。

[0004] ロータリ圧縮機を低圧シェル化するためには大きな課題が3つあり、(1)ベーン飛びを抑えること、(2)摺動部の潤滑性能の確保、(3)漏れシール性能の確保が必要で

ある。

[0005] 特許文献1記載の発明により課題(1)は解決したが、低圧の密閉容器内の潤滑油を圧縮機構部に給油する構造のため課題(2)と(3)は未解決であった。

[0006] 一方、炭化水素は摺動部潤滑性能、漏れシール性能、理論冷凍サイクルCOPの観点からフロン冷媒と同等の冷媒特性を備えており、しかも従来のフロン冷媒と同等圧力で動作可能である。既にイソブタンを用いた冷凍冷蔵庫が量産されているが、可燃性冷媒の危険性から、国際規格で冷媒許容充填量が制限されている(非特許文献2参照)。例えば、IEC規格によると、家庭用エアコンに充填できる炭化水素冷媒量は約150kg以内となる。

[0007] この解決手段としても密閉容器の低圧シェル化は有効であり、密閉容器内の冷媒と貯蔵した潤滑油の運転時の圧力を低く抑えて、潤滑油に溶け込んだ冷媒量と溶け込まない冷媒量とともに低減することができる。

[0008] 特許文献2には、密閉容器内に圧縮機構部を備え、該圧縮機構部にて圧縮された冷媒を冷媒吐出管により密閉容器外に吐出するロータリ圧縮機において、冷媒吐出管に接続された油分離器、油分離器の油戻し管を密閉容器内に連通させる構造が開示されている。この提案においては、高圧の油分離器側に貯まる油量を調整する手段を備えていないため、高圧側油量が増加しすぎると潤滑油に溶解する冷媒量が増えるので、冷媒を所定より多めに充填しなければならないので冷媒封入量を低減する効果が得られない可能性がある。一方、高圧側油量が減少しすぎると、高圧の冷媒を低圧側に戻すことになり、性能が急激に低下することが危惧される。以上より低圧シェル型圧縮機においてHC冷媒充填量を低減するためには課題として、(4)高圧側に貯蔵する油量を適量に調整する手段が必要である。

[0009] 特許文献1:特開2006-200504号公報

特許文献2:特開2004-239204号公報

非特許文献1:財団法人日本冷凍空調学会編、上級標準テキスト冷凍空調技術:冷凍編(平成12年)第100頁

非特許文献2:財団法人ヒートポンプ・蓄熱センター編、ノンフロン技術:自然冷媒の新潮流(平成16年)第172頁

発明の開示

発明が解決しようとする課題

- [0010] 従ってこの発明の目的は、(2)摺動部(軸受、ベーン)の潤滑性能確保、(3)回転ピストン及びベーンのシール性能確保、(4)高压側に貯蔵する油量低減の3つの課題を解決し、CO₂冷媒あるいはHC冷媒を用いた低压シェル型ロータリ圧縮機を得ることである。

課題を解決するための手段

- [0011] このような目的を達成するため、本発明のロータリ圧縮機は、外部冷媒回路に吸入管および吐出管で接続され、低压の冷媒を封入する密閉容器と、上記密閉容器内に設けられた電動機と、上記密閉容器内に設けられ、低压の冷媒を吸入し圧縮する圧縮機構とを備え、上記圧縮機構は、上記電動機に連結されて軸受で支持されたクランク軸、上記クランク軸によって駆動され、シリンダ内を偏心回転する回転ピストン、シリンダ内に吸入室および圧縮室を形成し、背後にベーン背圧室を形成するベーンを有し、上記圧縮室から吐出する圧力を調整する吐出弁と高压吐出マフラ、上記圧縮室から高压の冷媒が外部冷媒回路へ導く前に経由する油分離要素を1個以上備え、そのうち、少なくとも1個の油分離要素は前記高压吐出マフラの機能を兼ねる、さらに、少なくとも1個の油分離要素から分離した潤滑油を上記ベーン背圧室に供給する給油手段と給油経路を備えたことを特徴とするロータリ圧縮機である。

発明の効果

- [0012] このような構成を備えた自然冷媒(CO₂冷媒及びHC冷媒)低压シェル型ロータリ圧縮機は、(1)ベーン飛びを抑えること、(2)摺動部の潤滑性能確保、(3)摺動部のシール性能確保、(4)高压側に貯蔵する油量の低減の要求を同時に満たし、高信頼性化、低コスト化、高性能化、及び冷媒量の低減が可能である。

図面の簡単な説明

- [0013] [図1]フロン冷媒、HC冷媒、CO₂冷媒を用いたロータリ圧縮機の運転条件を比較して示す表である。

[図2]この発明の実施の形態1に係るロータリ圧縮機の全体構成を示す組立て図であ

る。(実施の形態1)

[図3]図1のロータリ圧縮機の第1の圧縮機構の構成を示す概略横断面図である。(実施の形態1)

[図4]図2に示す高段側の圧縮機構における給油隙間を誇張して示す横断面図である。(実施の形態1)

[図5]図2に示す高段側の圧縮機構における給油隙間を誇張して示す縦断面図である。(実施の形態1)

[図6]プロパン冷媒を用いた場合の本発明のロータリ圧縮機の効果を従来技術と比較して示す表である。(実施の形態1)

[図7]CO₂冷媒を用いた場合の本発明のロータリ圧縮機の効果を従来技術と比較して示す表である。(実施の形態1)

[図8]この発明の実施の形態2に係るロータリ圧縮機の全体構成を示す組立て図である。(実施の形態2)

[図9]この発明の実施の形態3に係るロータリ圧縮機の全体構成を示す組立て図である。(実施の形態3)

[図10]この発明の実施の形態4に係るロータリ圧縮機の全体構成を示す組立て図である。(実施の形態4)

発明を実施するための最良の形態

- [0014] 以下、添付図面を参照して本発明をベーン式ロータリ圧縮機に適用した例として複数の実施の形態を説明する。なお、以下の説明では、「低压」、「中間圧」および「高压」の用語を用いるが、これらは冷媒圧力について、相対的な大きさの程度を表したものであって、絶対的な値を示すものではない。「低压」、「中間圧」および「高压」は、それぞれ第1段圧縮前の圧力、第1段圧縮後で第2段圧縮前の圧力および第2段圧縮後の圧力を表すものである。また、二段圧縮機は、密閉容器内の圧力レベルによって大きく三種類に分類される。密閉容器内圧力(但し、ここでは密閉容器の主要部分の圧力を指す。部分的に圧力が異なる場合もある。)が蒸発器圧力、または、第1の圧縮機構の吸入圧力に等しい場合は「低压シェル型」、第1の圧縮機構の吐出圧力、または、第2の圧縮機構の吸入圧力に等しい場合は「中間圧シェル型」、ガスク

ーラ(超臨界以下で用いる場合はフロン冷媒と同様の凝縮器)圧力、または、第2の圧縮機構の吐出圧力に等しい場合は「高圧シェル型」である。

また、二段圧縮機で第1の圧縮機構とは低段側圧縮機構、第2の圧縮機構とは高段側圧縮機構を意味する。

実施の形態1

[0015] 図2は本発明の実施の形態1による低压シェル型二段ロータリ圧縮機の全体構成を示す組立て図である。本発明のロータリ圧縮機は、密閉容器8と、密閉容器8内に設けられた電動機9と、電動機9によって駆動されるクランク軸6と、クランク軸6の両端を支持する長軸側軸受7aと短軸側軸受7bと、第1及び第2の圧縮機構10、20を備え、密閉容器8外に油分離要素40を備えている。

[0016] 図3は図2に示す低段側圧縮機構(第1の圧縮機構)の構成を示す横断面図である。高段側圧縮機構(第2の圧縮機構)の構成も低段側と同様であり、括弧内の参照符号で示す。クランク軸6が軸心6dまわりに回転するに伴い、クランク軸偏心部6aと低段側回転ピストン12は低段側シリンダ11内で偏心方向に接するように偏心しながら矢印で示す方向に回転する。ベーン位置を基点に圧縮方向に回転して、偏心方向の角度がシリンダ吸入口15aのときに圧縮を開始し、吐出圧力に達すると吐出弁17が開いて冷媒ガスの吐出を開始する。なお、図3の横断面図に示す給油経路用穴51aと51bの穴は実施の形態4で用いるものであり、本実施の形態1では不要である。

[0017] 図4および図5は、図2に示す本発明の回転ピストン型二段ロータリ圧縮機の冷媒圧縮機の高段側の圧縮機構20において給油される隙間を誇張して示す断面図である。給油される隙間の第1は、短軸側軸受7bとクランク軸6との間の軸受隙間70bであり、クランク軸6の短軸部の表面は縦油溝56cがある部分とない部分がある。縦油溝56cのない軸受先端部分は、隙間シール部73aの機能を兼ねる。第2は圧縮機構20の給油を受けるべき隙間である給油隙間である。給油隙間は、図示の例では、回転ピストン22の上下端面が中間プレート5及び下側支持部材82との間にそれぞれ形成するシール隙間72a、72b、回転ピストン22の偏心方向の周面とシリンダ21の内周面との間のシール隙間72cと、ベーン24の側面とベーン24を案内するシリンダ21のベーン溝との間の摺動隙間24cとを含むものである。図4および図5では、高段側

の圧縮機構20について説明した。低段側の圧縮機構10も同様の構成であり説明を省略する。

[0018] 図2において、低圧の冷媒は圧縮機吸入管1から一旦、密閉容器8内を経由したのちに、低段側吸入管15b(本実施の形態では、密閉容器8内に設置した電動機9の隙間を通る経路である密閉容器内の配管15b1と通らない密閉容器外の配管15b2を用いた)から第1の圧縮機構10のシリンダ11内の吸入室15に吸入される。第1の圧縮機構10により低圧から中間圧に圧縮された冷媒は、吐出弁17から吐出マフラ18aに吐出される。中間圧の冷媒は、中間連結部4を経て第2の圧縮機構20のシリンダ21内の吸入室25に吸入され、圧縮された後、高圧の冷媒として吐出弁27から吐出マフラ28aに吐出される。高圧の冷媒は、高段側吐出管26bから密閉容器8の外部にある油分離器40の高圧容器41内に入って潤滑油が分離され、油分離後の高圧冷媒は圧縮機吐出管2から図示してない冷媒回路高圧熱交換器(凝縮器)側に送られる。図示の例では、旋回流入による遠心分離とデミスタ47を組み合わせた油分離方式が用いられている。

[0019] 油分離後の高圧の潤滑油は一旦高圧容器41内の油貯蔵部42に貯蔵された後、給油調整穴43から給油経路44を通して低段側ベーン背圧室14aと高段側ベーン背圧室24aに送られる。給油経路44に接続されたキャピラリ管44aには流量調整効果があり、逆止弁44bは停止時にシリンダ内に潤滑油が溜まることを防ぐ。

[0020] 低段側ベーン背圧室14aと高段側ベーン背圧室24aに送られた潤滑油は、中間プレート5に形成された給油経路53内で絞り52により減圧調整されてから、一旦、クランク軸6と中間プレート5内側で形成する空間54に送られ、そこから、回転ピストン12、22それぞれのシリンダ内シール隙間71、72に給油される。シリンダ内シール隙間71、72は、高段側圧縮機構20の回転ピストン22については、図4および5に示されるように、回転ピストン端面と中間プレート6とのシール隙間72a、回転ピストン端面と短軸側軸受7bとのシール隙間72b、回転ピストン偏心方向のシール隙間72cに分類される。図2において、空間54に供給された油は、高段側回転ピストンの端面と中間プレートとのシール隙間70aに給油される経路と、クランク軸偏心部6a、6bの表面に形成された縦油溝56b、軸受構造用溝57に潤滑油が送られる。従って、回転ピスト

ン12、22のシリンダ内シール隙間70、71には十分な量の油が潤沢に供給され、高いシール性能が確保できる。潤滑油はさらに、クランク軸6と長軸側軸受7aおよび短軸側軸受7bとの間の軸受隙間70aおよび軸受隙間70bを通して、低压シェル型の密閉容器8内に流出し、油貯蔵部58に潤滑油が貯蔵される。

[0021] このように、潤滑油の貯蔵部は、低压シェルである密閉容器8側の油貯蔵部58と、高压の油分離器40側の油貯蔵部42とに分かれている。本発明ではHC冷媒貯蔵量を低減するため、定常運転時に低压シェル側の油貯蔵部58に所定量(例えば2/3)の潤滑油が貯蔵され、高压の油分離器側の油貯蔵部42に所定量(例えば1/3)以下の潤滑油が貯蔵されるように給油経路の隙間や絞りを設計されている。これを実現するためには、以下の機能が必要である。

[0022] (1) 高压側潤滑油の漏れ低減

油分離器40を含む給油経路内を循環する高压側油がこの循環経路から流出する経路は、圧縮機吐出管2から外部回路に流出するか、クランク軸6と軸受7a、7bの軸受隙間70a、70bから密閉容器8内に流出するかのいずれかである。高压側油量が安定するためには、油分離器40の油分離効率が高いことと、軸受隙間70a、70bからの漏れが少ないことが必要である。軸受隙間70a、70bからの漏れを少なくするため、クランク軸6と軸受7a、7bの間に軸受シール部73a、73bを設ける。本実施の形態では軸受隙間70a、70bが軸受シール部73a、73bを兼ねる場合で示したが、独立して設けることもできる。軸受シール部73は、隙間シール、ラビリンスシール、市販の回転運動用オイルシール(JIS、B2402)やキャップシール(例えば、三菱電線製)がある。

[0023] (2) 油面調整機能

油貯蔵のバランスが崩れる場合がありうるので、以下のような油面調整機能を設ける。

(例1) 油分離器油貯蔵部42の油面が許容値以上に上昇した場合

油面調整器45が動作して潤滑油を油戻し回路48を通して密閉容器8側へ戻す。図示の例では、油面調整器45は、潤滑油中で浮力を有する浮き45aを備えていて、定常運転時には浮き5aが差圧で下側に押し付けられていて油戻し回路46に通ずる

小穴45bは塞がれているが、許容油面を超えると浮力が差圧に勝って浮き45aが浮き上がり、小穴45bが開いて潤滑油が油戻し回路48を通して密閉容器8側へ戻される。

[0024] あるいは、以下のような油面調整機能(例1')を用いる。圧縮機吐出管2に開けた小穴に接続した細管37が、油分離器油貯蔵部42の油面が許容値以上に上昇した場合に、潤滑油を吸い上げて、冷媒といっしょに圧縮外の回路へ吐出することによって、油面高さを調整し油分離器油貯蔵量を所定量以下に保つ。

[0025] (例2)密閉容器8側の油面が許容値以上になる(油分離器40側の潤滑油の枯渇が危惧される)場合

低段側吸入管15bのうち密閉容器8内を通る配管15b1には油吸入用調整穴59があけてあり、ここから潤滑油をインジェクション吸入して冷媒混合状態で圧縮機シリンダ内に供給し、潤滑性能とシール性能を維持する。また、低段側から吸入する潤滑油量が増加すると、いずれ油分離器40内に溜まる潤滑油量が回復する。

[0026] (例3)密閉容器8側の油面が許容値以下になる(冷媒回路で滞留が危惧される)場合

クランク軸6の中空部60の下端に油ポンプ用回転体61が付けられており、密閉容器8側の油貯蔵部58の底にある潤滑油を汲み上げ、中空部60の上端の貫通穴62から電動機下側に潤滑油を拡散させ、低段吐出マフラ18のフタ18bの上面に形成した油だまり63の潤滑油を低段吸入管である配管15b1の油面調整用きり穴59から吸入して冷媒と混合した状態で圧縮機シリンダ内に供給し、潤滑性能とシール性能とを保持する。

[0027] (例4)さらに、低段側吸入管15b2に開けた小穴に接続した細管39が、密閉容器内油貯蔵部58の底まで導かれており、密閉容器8側の油面が許容値以下になる(冷媒回路で滞留が危惧される)場合においても、吸入管15b2の油面調整用穴59から一定量の潤滑油を吸入して冷媒といっしょに圧縮機シリンダ内に供給し、潤滑性能とシール性能とを保持する。

[0028] この実施の形態1では、冷媒が密閉容器8内を経由して低段側シリンダ内に吸入される経路として、密閉容器内に設置した電動機の隙間を通る経路である配管15b1と

、一旦、密閉容器から外部に出て電動機の隙間を通らない経路15b2の二つの経路を設けた。後者の経路には開度を調整するバルブ32が付いており、二つの経路を通る流量の割合を調整して、低段側に吸入される冷媒の温度を調整する。

[0029] 図6の表2はプロパン冷媒を用いた場合の本発明の効果を示す。Ashrae-T条件基準で1kw入力相当で空調用圧縮機を設計する。潤滑油はパラフィン系鉱油を用いて、密閉容器(低压側)油貯蔵部の圧力は0.59MPa、油温は50℃、冷媒溶解度15wt%、密閉容器(高压側)油貯蔵部の圧力は1.88MPa、温度は80℃、冷媒溶解度33wt%、である。従来一般の(例えば特開2006-200504の方法の比較例1に示すような)高压シェル型二段ロータリ圧縮機である。従来の発明1とは特開2006-200504の方法に従って設計した低压シェル型二段ロータリ圧縮機である。実施の形態1で設計した場合は、圧縮機効率75%、体積効率90%、圧縮機内冷媒量72gと予測される。従来一般例の高压シェル型ロータリ圧縮機に比べると、圧縮機効率と体積効率は同等を維持しながら、圧縮機内冷媒封入量を約1/2に低減し、密閉容器肉厚を約1/2に低減できる。また、従来の発明1の低压シェル型ロータリ圧縮機に比べると、圧縮機効率と体積効率を約10%改善でき、圧縮機内冷媒封入量を一定に保つことができる。

[0030] 図7の表3はCO₂冷媒を用いた場合の本発明の効果を示す。CO₂冷媒の場合もプロパン冷媒の場合と同様の効果が得られる。特に、高压で動作するCO₂冷媒の場合、密閉容器(シェル外径120mm、鋳鉄)の肉厚が加工費と材料費に占める割合が高い。約1/2に薄肉化できるので大幅なコスト低減が可能である。

[0031] 以上のように構成を備えた自然冷媒(CO₂冷媒及びHC冷媒)低压シェル型ロータリ圧縮機は、(1)ベーン飛び防止、(2)摺動部(軸受、ベーン)の潤滑性能確保、(3)回転ピストン及びベーンのシール性能確保、(4)高压側の油貯蔵量の低減、以上を同時に満足し、信頼性化、低コスト化、高性能化、及び冷媒量の低減を可能にする。

[0032] 本実施の形態では、プロパン冷媒とパラフィン系鉱油を用いて比較したが、HC冷媒やCO₂冷媒に対して潤滑性良好な弱相溶性の冷凍機油として、PAG改油(PAG(ポリアリキルグリコール)にEO(エチレンオキサイド)成分を調合したもので、例えば、松村石油株式会社のバーレルフリーズ(R)PAGシリーズなど)が実用化されており、こ

れを用いれば、油中溶解冷媒量をパラフィン系鉱油に比べて半減でき、圧縮機内冷媒封入量を大幅に低減することができる。

- [0033] この実施の形態1においては、潤滑油を圧縮機構に供給する給油手段は、潤滑油を、油貯蔵部42から給油調製穴43、給油経路44を通して低段側ベーン背圧室14aおよび高段側ベーン背圧室24aに供給する第1の給油経路(ベーン背圧室に供給する給油経路)を備えている。また、低段側および高段側ベーン背圧室14aおよび24aから更に、給油経路53を通してクランク軸6と中間プレート5との間の空間54に供給され、この空間54から圧縮機構10、20の軸受隙間およびシール隙間を含む様々な給油隙間に供給する第2の給油経路(圧縮機構の給油隙間に供給する給油経路)を備えている。第2の給油経路は、(1)空間54から低段側回転ピストンと中間プレートとの間のシール隙間70a、70b、シリンダ11、21との間のシール隙間70cに給油する経路と、(2)空間54からクランク軸偏心部6a、6bと回転ピストン12、22との間のすきま流、クランクシャフト油溝56bおよび軸受構造用溝57を通りシリンダ内シール隙間70cに給油する経路と、(3)空間54から回転ピストンのシリンダとの間のシール隙間71を通してクランク軸6と短軸側軸受7bおよび長軸側軸受7aとの間の軸受隙間70a、70bに給油する経路とを備えている。

実施の形態2

- [0034] 図8は実施の形態2に係る低压シェル型二段ロータリ圧縮機の全体構成を示す組立て図である。このロータリ圧縮機が図1～図7に示されている実施の形態1のロータリ圧縮機に対して構成上で相違している点は、低段吐出マフラ18、低段吐出弁17および中間連結部を中間プレート5内に構成したことと、油分離器90を密閉容器8内の高段吐出マフラ容器28の内部空間28bに設けて、高段吐出マフラを兼ねた構造であり、従って油分離器90によって分離された高压の潤滑油の給油経路が異なっていることである。これ以外の構成は実施の形態1と同様であるので説明を省略する。

- [0035] すなわち、中間プレート5は上下2枚の合わせ板すなわち第1中間プレート5aおよび第2中間プレート5bで構成されており、低段側の第1の圧縮機構10のシリンダ11内で低压の冷媒を圧縮して中間圧にされた冷媒は、第1中間プレート5aに取り付けられた低段吐出弁17から、第1および第2中間プレート5aと5bの間に形成された低段吐

出マフラ空間18a内に吐出される。ここで中間インジェクション配管31から注入される冷媒と合流し、シリンダ吸入口15aから高段側の第2の圧縮機構20のシリンダ内に流入する。

[0036] この実施の形態では、冷媒は高段側の第2の圧縮機構20のシリンダ21内で高圧まで圧縮された後、吐出弁27から油分離器90の機能を兼ねる高段吐出マフラ空間28aに吐出される。冷媒がデミスタ97を通過するときに潤滑油が吸着されて、吸着された潤滑油は重力で高压容器の下方の油貯蔵部92に集められる。

[0037] 油貯蔵部92の潤滑油は、油用消波板92aで囲われており、給油細管94cから差圧で、クランクシャフト中空部60内を通過してクランク軸中空部貫通穴62から軸受7a、7bとクランク軸6との間の軸受隙間70a、70b、軸受シール部73a、73b、及び、回転ピストン12、22を上下面で挟む軸受7b、中間プレート5、軸受7aとのシール隙間71a、71b、72a、72bに給油され、さらに、シリンダ11、21内の回転ピストン偏心方向シール隙間71c、72cに給油され、これら可動部の潤滑とシールに寄与する。また、これらの軸受隙間70a、70b、軸受シール部73a、73b、及び、ピストンシール隙間71、72から溢れて、中間プレート5の内側空間に供給された油は、中間プレート内の給油経路53を通過してベーン背圧室14aと24bに供給される。ベーン背圧は高段側を高压、低段側を中間圧にするのが適正であり、絞り流路52を使って低段側ベーン背圧を高压から減圧してある。また、軸受7a、7bに供給された潤滑油は長軸側軸受7aとクランク軸6との隙間70aの上端から低压シェル容器である密閉容器8内に噴出する。これ以外の各摺動部(回転ピストン、ベーン)に供給された潤滑油は、シリンダ内に入り冷媒と混合されて、高段側吐出部26から油分離器90に吐出され、分離された油は圧縮機内を、分離されない油は冷凍サイクル回路内をそれぞれ循環する。

[0038] この実施の形態においては、定常運転時に低压シェル側油貯蔵部58に2/3の油が貯蔵されるように給油経路の隙間や絞り流路を設計するが、過渡的に油貯蔵バランスが崩れる場合がありうるので、以下のように、実施の形態1の(例4)と同様な記載密閉容器側油面調整機能を設ける。低段側吸入管15b1の小穴に接続した細管39が、密閉容器内油貯蔵部58の底まで導かれており、密閉容器8側の油面が許容値以下になる場合においても、配管15b1の油面調整用きり穴59から一定量の潤滑油

を吸入して冷媒といっしょに圧縮機シリンダ内に供給し、潤滑性能とシール性能を保持する。

[0039] また、以下のような油面調整機能を用いる。高压側吐出管26bに開けた小穴に接続した細管37が、油分離器油貯蔵部92の油面が許容値以上に上昇した場合に、潤滑油を吸い上げて、冷媒といっしょに圧縮外の回路へ吐出することによって、油面高さを調整し油分離器油貯蔵量を所定量以下に保つ。

[0040] 図6の表2はプロパン冷媒を用いた場合の本発明の効果を示す。Ashrae-T条件基準で1kw入力相当で空調用圧縮機を設計する。潤滑油はパラフィン系鉱油を用いて、密閉容器(低压側)油貯蔵部の圧力は0.59MPa、油温は50℃、冷媒溶解度10wt%、密閉容器(高压側)油貯蔵部の圧力は1.88MPa、温度は80℃、冷媒溶解度33wt%、である。従来一般例とは例えば特開2006-200504の方法の比較例1に示すような高压シェル型二段ロータリ圧縮機に吸入マフラを低段側圧縮機構に吸入前にマフラを備えたものである。従来一般例の発明1とは特開2006-200504の方法に従って設計した低压シェル型二段ロータリ圧縮機である。実施の形態2で設計した場合は、圧縮機効率75%、体積効率90%、圧縮機内冷媒量90gと予測される。従来一般例の高压シェル型ロータリ圧縮機に比べると、圧縮機効率と体積効率は同等を維持しながら、冷媒封入量を約2/3に低減し、密閉容器肉厚を約1/2に低減できる。また、従来一般例の発明1の低压シェル型ロータリ圧縮機に比べると、圧縮機効率と体積効率を約10%改善し、圧縮機内冷媒封入量を一定に保つことができる。

[0041] この実施の形態2においては、潤滑油を圧縮機構に供給する給油手段は、潤滑油を、ベーン背圧室14a、24aに供給する第1の給油経路と、圧縮機構の給油隙間に供給する第2の給油経路とを備えている。第2の給油経路は、(1)油貯蔵部92から給油細管94c、クランクシャフト中空部60およびクランク軸中空部貫通穴62を通して軸受7a、7bとクランク軸6との間の軸受隙間70a、70bに供給する経路と、(2)クランク軸中空部貫通穴62から、回転ピストン12の上下端面が上側支持部材81及び中間プレート5との間にそれぞれ形成するシール隙間71a、71bに供給する経路、または、回転ピストン22の上下端面が中間プレート5及び下側支持部材82との間にそれぞれ

れ形成するシール隙間72a、72bに供給する経路と、(3)クランク軸中空部貫通穴62からシリンダ11、21との間のシール隙間70、71を通して(即ち回転ピストン12、22を上下面で挟む軸受7b、中間プレート5、軸受7aを通して)シリンダ11、21内の回転ピストン偏心方向シール隙間13、23に供給する経路とを備えている。第1の給油経路は、潤滑油を、軸受隙間70a、70b及びシール隙間71、72から更に、中間プレート内の給油経路53を通してベーン背圧室14aおよび24aに供給する給油経路である。

- [0042] 以上のような構成を備えた自然冷媒(CO₂冷媒及びHC冷媒)低压シェル型二段ロータリ圧縮機は、実施の形態1と同様な効果が得られ、(1)ベーン飛び防止、(2)摺動部(軸受、ベーン)の潤滑性能確保、(3)回転ピストン及びベーンのシール性能確保、および(4)高压側の油貯蔵量の低減の課題を同時に満足し、信頼性化、低コスト化、高性能化、及び冷媒量の低減を可能にする。

実施の形態3

- [0043] 図9は実施の形態2に係る低压シェル型単段ロータリ圧縮機の全体構成を示す組立て図である。実施の形態2のロータリ圧縮機との構成上の相違点は、1つの圧縮機構からなる単段ロータリ圧縮機であること、さらに、密閉容器8の底部シェル構造が油分離器用高压容器41と吐出マフラ18を兼ねる構造にし、この容器41内にクランク軸6の下端に油分離手段として作用する旋回流発生用回転体64を設け、給油手段として油ポンプ用回転体61を取り付けたことである。これ以外の点は実施の形態2と同様であり説明を省略する。ただし、単段の圧縮機構自体は図3～5に示す実施の形態1の圧縮機構と同様であり、単段の圧縮機構の図符号は、実施の形態2の第1の(低段側)圧縮機構の参照符号を用いて表わす。

- [0044] このロータリ圧縮機は、密閉容器8内に、電動機9と、電動機9によって駆動されるクランク軸6と、クランク軸6の両端を支持する短軸側軸受7aおよび長軸側軸受7bと、圧縮機構10とを備えている。低压の冷媒は、密閉容器8内を経由して吸入管15b1から圧縮機構10のシリンダ11内に吸入され、圧縮機構10で高压にまで圧縮され、吐出弁17から油分離器90を備えた吐出マフラ空間18a内に吐出される。

- [0045] クランク軸6の下端には、そこに取り付けられた旋回流発生用回転体64により冷媒の旋

回流が発生し、油分離器用高压容器91内でサイクロン方式の油分離が行われる。遠心力で外周に飛ばされた潤滑油は壁面を伝って、重力で高压容器の下方の油貯蔵部92に集められる。油貯蔵部92内の油は油用消波板92aで囲われており、クランク軸6の下端に取り付けられて共に回転する油ポンプの揚力と差圧で、油ポンプ用回転体61からクランク軸中空部60内を通り、クランク軸中空部貫通穴62から軸受7a、7bとクランク軸6の軸受隙間72、73、及び回転ピストン12のシリンダとのシール隙間70に給油され、各摺動部の潤滑とシールに寄与する。また、短軸側軸受7bを兼ねる下部支持部材82に形成した給油経路85を通してベーン背圧室14aにも給油される。

[0046] 長軸側軸受7a側に供給された潤滑油はクランク軸6との軸受隙間70aの上端から低压シェル容器である密閉容器8内に噴出する。また、短軸受7bの内側には螺旋溝55bがきいてあり、クランク軸6が回転すると油が上から下へ巻き下げられる構造であり、短軸側軸受7b側に供給された潤滑油は、クランク軸6との軸受隙間70bの下端から油分離器用高压容器91内に戻る。これ以外の各摺動部(回転ピストン、ベーン)に給油された潤滑油は、シリンダ内に入り冷媒と混合されて、高段側吐出部26から油分離器90へ吐出され、分離された潤滑油は油貯蔵部92にもどるが、分離されない潤滑油は冷凍サイクル回路内をそれぞれ循環する。

[0047] この実施の形態3においても、定常運転時に低压シェル側油貯蔵部58に1/3の油が貯蔵されるように給油経路の隙間や絞り流路を設計するが、油貯蔵のバランスが崩れる場合がありうるので、実施の形態2と同様な油面調整機能(例1')および(例3')を設ける。

[0048] この実施の形態3においては、潤滑油を圧縮機構に供給する給油手段は、潤滑油を、短軸側軸受7bを兼ねる下部支持部材82に形成した給油経路85を通してベーン背圧室14aに供給する第1の給油経路と、油貯蔵部42内の潤滑油を油ポンプ用回転体61からクランク軸中空部60、クランク軸中空部貫通穴62を通して(1)軸受7a、7bに供給する経路、(2)クランク軸6の隙間、および(3)回転ピストン12のシリンダの隙間に供給する経路を有する第2の給油経路とを備えている。

[0049] 以上のように構成を備えた自然冷媒(CO₂冷媒及びHC冷媒)低压シェル型単段ロ

一タリ圧縮機は、実施の形態2と同様な効果が得られるので、(1)ベーン飛び防止、(2)摺動部(軸受、ベーン)の潤滑性能確保、(3)回転ピストン及びベーンのシール性能確保、(4)高圧側の油貯蔵量の低減、以上の課題を同時に満足し、信頼性化、低コスト化、高性能化、及び冷媒量の低減を可能にする。

実施の形態4

[0050] 図10は実施の形態4に係る低圧シェル型二段ロータリ圧縮機の全体構成を示す組立て図である。このロータリ圧縮機は、油分離要素90を密閉容器8内の高段吐出マフラ28を兼ねる点で、実施の形態2のロータリ圧縮機と同様であるが、これに加えて、密閉容器外にも油分離要素40も設けた点異なる。

[0051] 第2の圧縮機構のシリンダ21内の吸入室25に吸入され、圧縮された後、高圧の冷媒として吐出弁27から吐出マフラ28の内部空間28aに吐出され、ここで、旋回流入による遠心分離とデミスタ101を組み合わせた油分離方式で分離された油は、パンチメタル102を伝って、一旦、92に貯蔵され、油分離器容器91と下側支持部材82に開けられた給油経路86を通して高段ベーン背圧室24aに供給され、さらに、下側支持部材82に開けられた給油経路85を通して、高段側回転ピストン22の上下端面シール隙間72aと72bに給油される。22の上下端面には給油溝22a、22bがリング状に切っており、ここに給油する。92に貯蔵された油量が基準値を超えると、高段側吐出配管26bに繋がる細管38を通して26b内を流れる冷媒に油が吸入され、26bから密閉容器外の油分離器40に供給される。40で分離された油は給油経路44から低段ベーン背圧室14aに供給される。油分離要素40の油量を少ない状態で安定に保つため、油量が少なくなると戻り量を抑制する手段が用いられ、例えば、給油経路にはキャピラリー細管を用いてガス混じり状態で流動抵抗を大きくしたり、あるいは、油貯蔵部42に浮き45aを浮かべて、油面が下がると給油経路口の流動抵抗を大きくしたりする手段を用いる。また、軸受7a、7bの隙間シール73aと73bは、軸受隙間70a、70bとは区別できるように配置した。この隙間シール73aと73bは回転ピストン上下端面の隙間から軸受隙間に油が漏れにくくする効果がある。

[0052] また、クランク軸6の中空部60の下端に油ポンプ用回転体61が付けられており、密閉容器8側の油貯蔵部58の底にある低圧状態の潤滑油を汲み上げ、中空部貫通穴

62a、60bからクランク軸6と主軸受7a、7bとの隙間70a、70bに給油する。軸受7aの内周側には螺旋溝55aがきつてあり、クランク軸6が回転すると油を下から上方に巻き上げることができるので、軸受隙間7aの上端まで給油可能である。

[0053] また、62bから軸受隙間70bに給油し、軸受7bの内周側に設けた流路55dを通して、軸受隙間7b全体に給油可能である。本実施の形態4のような軸受給油方法を用いれば、過渡的に密閉容器内の低圧側油量が極端に低下しても、主軸受け7a、7bへの給油が可能であるので、信頼性をできる。

[0054] 以上の実施の形態4で設計した場合は、圧縮機効率70%、体積効率85%となり、圧縮機内冷媒量72gと予測される。従来一般例の高圧シェル型ロータリ圧縮機に比べると、圧縮機効率と体積効率は少し低下するものの、冷媒封入量を約1/2に低減し、密閉容器肉厚を約1/2に低減できる。また、従来の発明1の低圧シェル型ロータリ圧縮機に比べると、圧縮機効率と体積効率を約5%改善し、圧縮機内冷媒封入量を一定に保つことができる。

[0055] 以上のような構成を備えた自然冷媒(CO₂冷媒及びHC冷媒)低圧シェル型単段ロータリ圧縮機は、実施の形態1と同様な効果が得られるので、(1)ベーン飛び防止、(2)摺動部(軸受、ベーン)の潤滑性能確保、(3)回転ピストン及びベーンのシール性能確保、(4)高圧側の油貯蔵量の低減、以上の課題を同時に満足し、信頼性化、低コスト化、高性能化、及び冷媒量の低減を可能にする。

[0056] 以上の実施の形態では、本発明の低圧シェル型ロータリ圧縮機にHC冷媒を用いた場合の効果を示したが、HC冷媒以外のCO₂冷媒、フロン冷媒などの種々の冷媒を用いることができ、それぞれ、(1)ベーン飛びを防止、(2)摺動部(軸受、ベーン)の潤滑性能確保、(3)回転ピストン及びベーンのシール性能確保、(4)高圧側の油貯蔵量の低減、以上を同時に満足し、信頼性化、低コスト化、高性能化、及び冷媒量の低減が可能である。フロン冷媒使用量を低減することは地球温暖化対策に有効であり、また、可燃性や毒性がある場合には安全性の観点から有効である。

[0057] 以上の実施の形態1、2、3に示したように、低圧シェル型二段ロータリ圧縮機において、高圧側潤滑油を摺動部(軸受、ベーン)やシール部に供給する経路を中間プレート内に設けることにより、コンパクトな構成を低コストで実現することが可能になっ

た。

[0058] 以上の実施の形態では、低圧シェル型ロータリ圧縮機として、回転ピストン式の場合について説明したが、本発明は、スライディングベーン式やスイング式などの様々なロータリ圧縮機に適用できるものである。スライディングベーン式の場合は回転ピストン式と同様の効果が得られ、スイング式の場合は(1)ベーン飛びの防止以外の同様の効果が得られる。

請求の範囲

- [1] 外部冷媒回路に吸入管および吐出管で接続され、低圧の冷媒を封入する密閉容器と、上記密閉容器内に設けられた電動機と、上記密閉容器内に設けられ、低圧の冷媒を吸入し圧縮する圧縮機構とを備え、

上記圧縮機構は、上記電動機に連結されて軸受で支持されたクランク軸、上記クランク軸によって駆動され、シリンダ内を偏心回転する回転ピストン、シリンダ内に吸入室および圧縮室を形成し、背後にベーン背圧室を形成するベーンを有し、上記圧縮室から吐出する圧力を調整する吐出弁と高压吐出マフラ、上記圧縮室から高压の冷媒が外部冷媒回路へ導く前に経由する油分離要素を1個以上備え、そのうち、少なくとも1個の油分離要素は前記高压吐出マフラの機能を兼ねる、さらに、少なくとも1個の油分離要素から分離した潤滑油を上記ベーン背圧室に供給する給油手段と給油経路を備えたことを特徴とするロータリ圧縮機。

- [2] 外部冷媒回路に吸入管および吐出管で接続され、低圧の冷媒を封入する密閉容器と、上記密閉容器内に設けられた電動機と、上記密閉容器内に設けられ、低圧の冷媒を吸入し圧縮する第1圧縮機構、第1圧縮機構で昇圧した中間圧の冷媒を吸入し圧縮する第2の圧縮機構とを備え、

上記第1及び第2の圧縮機構は、上記電動機に連結されて軸受で支持されたクランク軸、上記クランク軸によって駆動され、シリンダ内を偏心回転する回転ピストン、シリンダ内に吸入室および圧縮室を形成し、背後にベーン背圧室を形成するベーンを有し、上記圧縮室から吐出する圧力を調整する吐出弁を備え、上記第2の圧縮機構により圧縮した高压の冷媒が外部冷媒回路へ吐出される前に経由する油分離要素を1個以上備え、そのうち、少なくとも1個の油分離要素は上記油分離要素で分離した潤滑油を上記ベーン背圧室への給油経路および上記軸受隙間と上記給油隙間との少なくともいずれか一方に供給する給油経路が、上記中間プレート内に形成されていることを特徴とするロータリ圧縮機。

。

- [3] 上記圧縮機構が中間プレートで仕切られた第1および第2の圧縮機構を備えた二段式圧縮機構であり、

上記第1の圧縮機構の吐出弁および圧縮した冷媒を吐出する空間が、上記中間プレート内に形成されていることを特徴とする請求項2に記載のロータリ圧縮機

- [4] 上記油分離要素は、前記密閉容器と圧力的に区画された同一空間内に、上記吐出弁、油分離機能、及び、油貯蔵部を備えて、高压吐出マフラの機能を兼ねることを特徴とする請求項1または2に記載のロータリ圧縮機。
- [5] 上記圧縮室から高压の冷媒を外部冷媒回路へ導く前に経由する上記油分離要素の少なくとも1個からは分離した潤滑油を上記ベーン背圧室に供給する給油手段と給油経路、さらに、上記給油経路以外で上記圧縮機構の給油隙間に供給する給油経路とを備えたことを特徴とする請求項1または2に記載のロータリ圧縮機。
- [6] 上記密閉容器側に低压の潤滑油、及び、上記油分離要素側と高压の潤滑油をそれぞれ油貯蔵部を有し、上記油分離要素側の油貯蔵部の油貯蔵量が所定値以上になったときに、冷媒を上記密閉容器側の油貯蔵部に戻す油戻し経路を備えていることを特徴とする請求項1または2に記載のロータリ圧縮機。
- [7] 上記密閉容器側に潤滑油を貯蔵する油貯蔵部を備え、上記油貯蔵部の油貯蔵量が所定値以上になったときに、冷媒を、上記密閉容器内を経由して、上記圧縮機構の上記シリンダ内に低压の冷媒を吸入する経路に、混入させる手段を備えていることを特徴とする請求項1または2に記載のロータリ圧縮機。
- [8] 上記油分離要素が、上記圧縮機構の上記クランク軸の軸端に設けられ、上記油分離要素内で回転して、上記油分離要素内に旋回流れを発生させる回転体を備えて遠心分離機能を促進することを特徴とする請求項1または2に記載のロータリ圧縮機。
- [9] 上記圧縮機構により圧縮した高压の冷媒が外部冷媒回路へ吐出される前に経由する油分離要素を複数個有し、そのうち2個以上の油分離要素を直列に配管接続したことを特徴とする請求項1または2に記載のロータリ圧縮機。
- [10] 上記2個の油分離要素が直列に配管接続され、前段油分離要素の油貯蔵部の側面には、所定の高さに前記配管に繋がる吐出口が設けられ、前記の油貯蔵部の油面高さが所定以上のとき前記配管から冷媒といっしょに後段油分離要素に吐出される油面高さ調整機能を有することを特徴とする請求項9に記載のロータリ圧縮機。

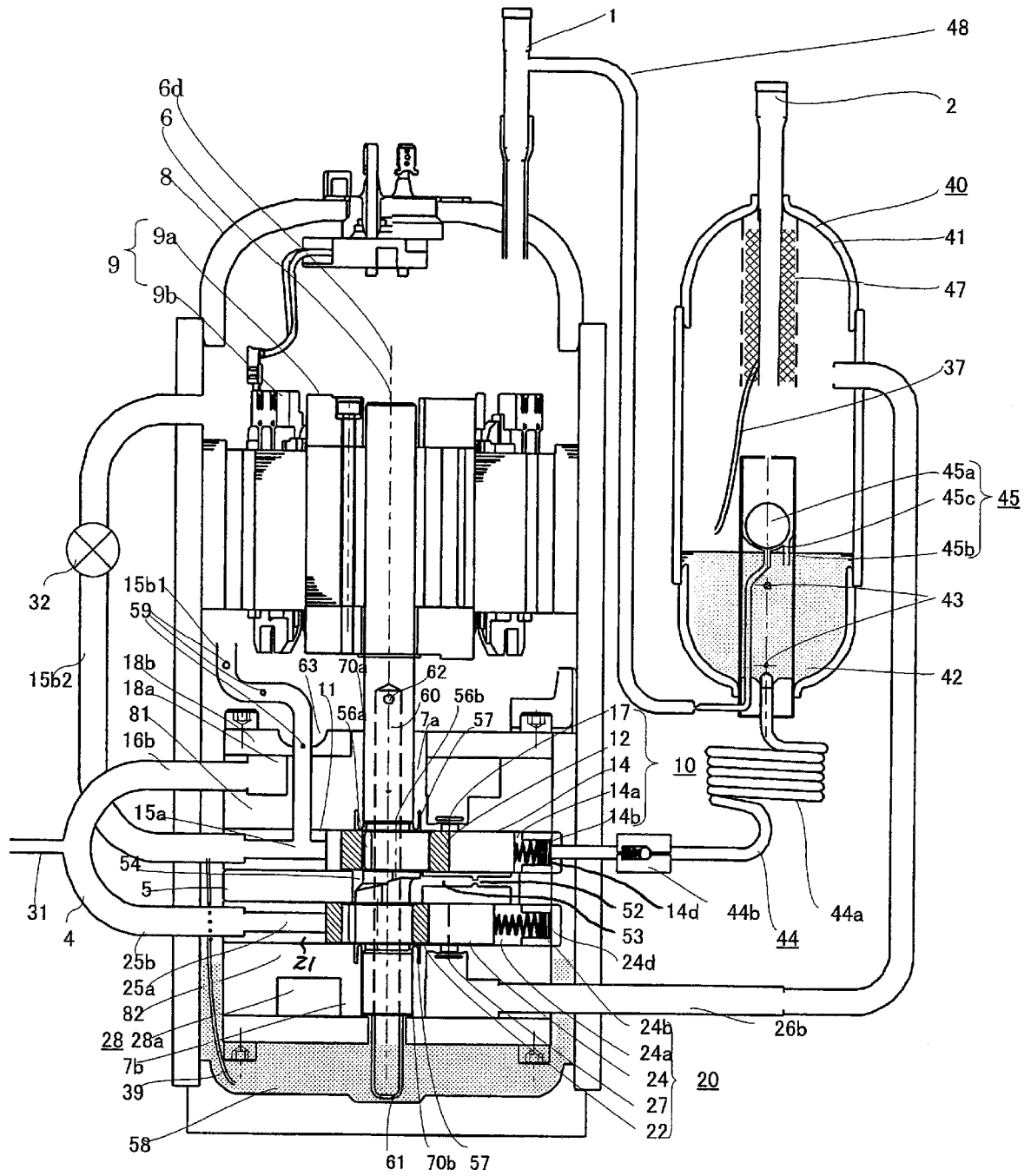
- [11] 上記冷媒の主成分は炭酸ガスまたは炭化水素ガスであり、かつ、上記潤滑油の主成分はポリアルキルグリコールであることを特徴とする請求項1または2に記載のロータリ圧縮機。

[図1]

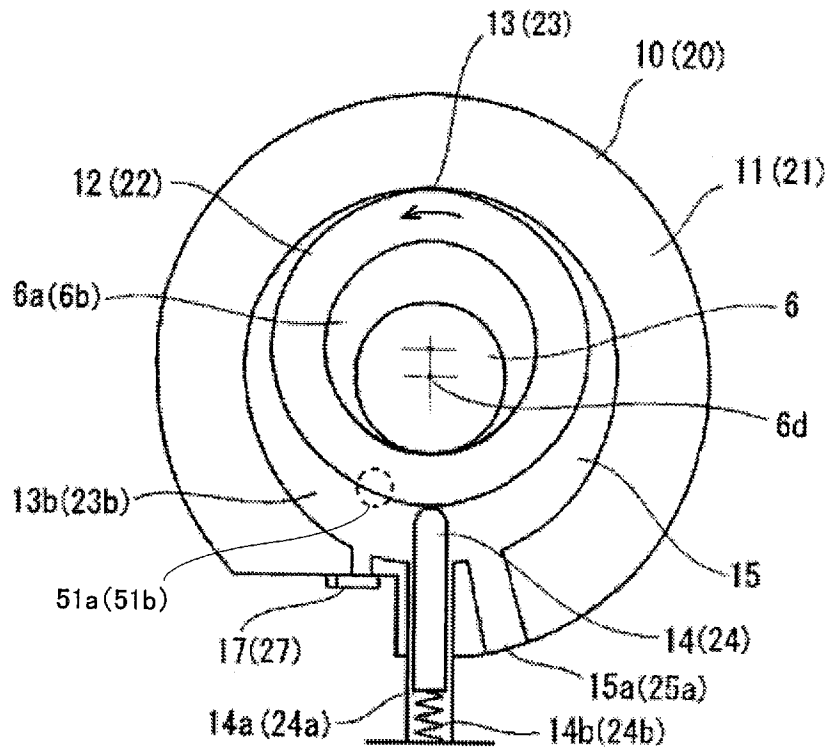
表1 フロン冷媒とCO2冷媒、HC冷媒の運転条件比較(Ashrea-T基準)

比較項目	冷媒種	フロン冷媒		HC冷媒			CO2冷媒
		R22	R410A	Isobutan	Propane	Propylene	CO2
条件 圧力	Pd(吐出圧力) [MPa]	2.15	3.39	0.76	1.88	2.26	11.18
	Ps(吸入圧力) [MPa]	0.63	1.00	0.20	0.59	0.72	4.20
	圧縮比(Pd/Ps)	3.43	3.39	3.80	3.19	3.13	2.66
	差圧(Pd-Ps) [MPa]	1.52	2.39	0.56	1.29	1.54	6.98
条件 温度	Td(吐出温度) [°C]	101.8	101.3	74.9	84.0	90.0	117.1
	Ts(吸入温度) [°C]	35.0	35.0	35.0	35.0	35.0	35.0
	Texp(膨張前温度) [°C]	46.1	46.1	46.1	46.1	46.1	46.1
条件 密度	ρ_d (吐出密度) [kg/m ³]	70.8	100.1	17.6	34.7	39.2	195.6
	ρ_s (吸入密度) [kg/m ³]	23.3	32.4	4.8	11.7	13.2	92.4

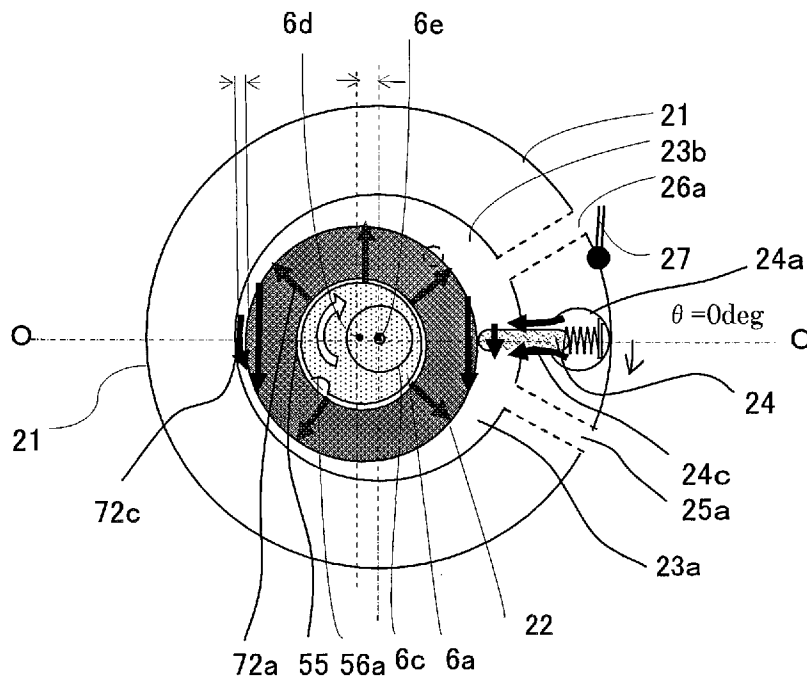
[図2]



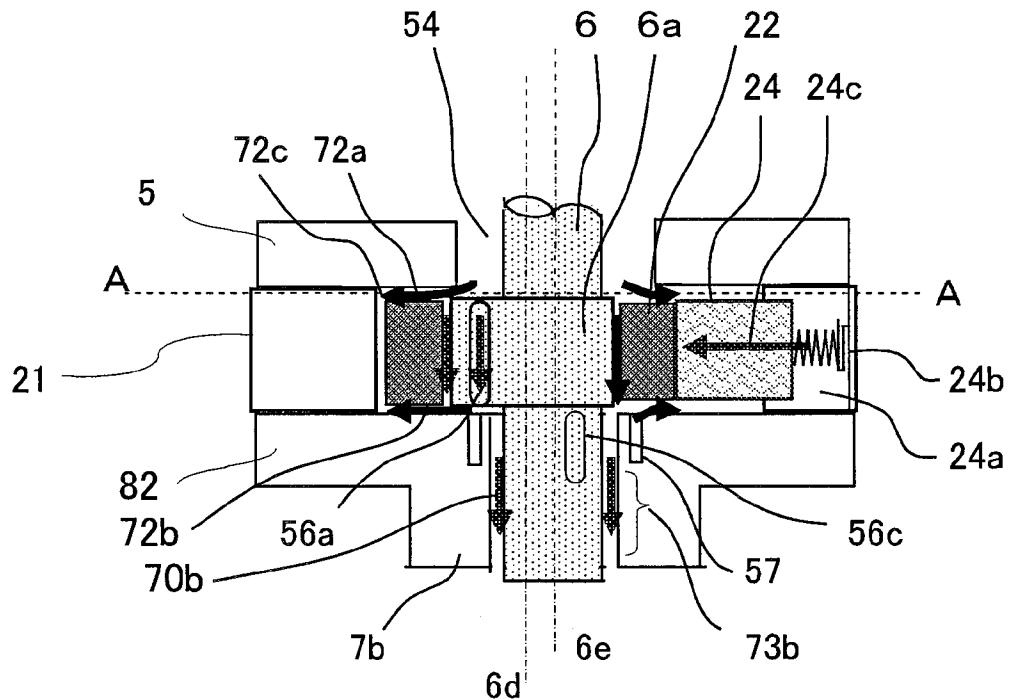
[図3]



[図4]



[図5]



[図6]

表2 プロパン冷媒を用いた場合の本発明効果

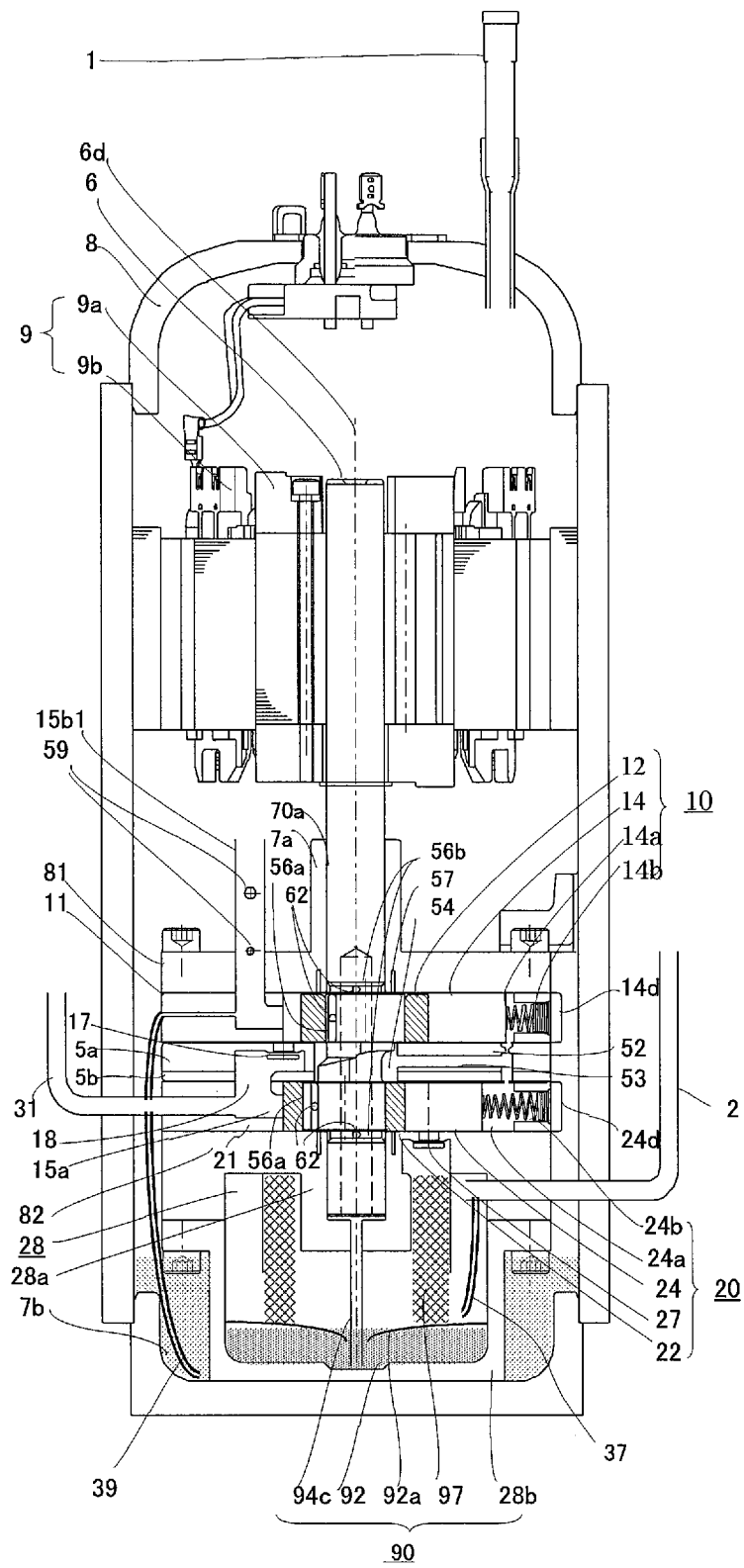
比較項目		従来1 高压シェル型 吸入マフ外装	従来2 低压シェル型 外装油分離器か らベーン部給油	実施の形態1 低压シェル型 内装油分離器か ら全てに給油	実施の形態3 低压シェル型 内装油分離器か ら全てに給油	実施の形態4 低压シェル型 外装油分離器か ら全てに給油
運転 条件	高压側圧力 (Pd) [MPa]	1.88	←	←	←	←
	高压側冷媒圧力 (ρd) [kg/m ³]	34.8	←	←	←	←
	低压側冷媒圧力 (Ps) [MPa]	0.59	←	←	←	←
	低压側冷媒圧力 (ρs) [kg/m ³]	11.7	←	←	←	←
	起動時圧力 [MPa]	1.20	1.00	←	←	←
	排除容積	24cc	←	←	←	←
	圧縮機内高压側容積	1000cc	200cc	←	100cc	200cc
	圧縮機内低压側容積	200cc	1000cc	←	1000cc	1000cc
	回転数	60Hz	←	←	←	←
本発明 の効果	密閉容器 (外径120mm) シェル肉厚	2mm	1mm	1mm	1mm	1mm
	圧縮機効率	75%	65%	75%	75%	70%
	体積効率	90%	80%	90%	90%	90%
	圧縮機内非溶解冷媒	37g	19g	←	15g	19g
	圧縮機内冷媒封入量	137g	56~112g	72g	91g	72g
潤滑油 条件	油種	パラフィン系鉱油	←	←	←	←
	圧縮機内全油封入量	300g	←	←	←	←
	圧縮機内全溶解冷媒量	100g	37~93g	53g	76g	53g
	高压側 油貯蔵量	300g	30~270g	100g	200g	100g
	油温	80°C	←	←	←	←
	冷媒溶解度	33wt%	←	←	←	←
	溶解冷媒量	100g	10~90g	33g	66g	33g
	低压側 油貯蔵量	0g	270~30g	200g	100g	200g
	油温	50°C	←	←	←	←
	冷媒溶解度	10wt%	←	←	←	←
	溶解冷媒量	0g	27~3g	20g	10g	20g

[図7]

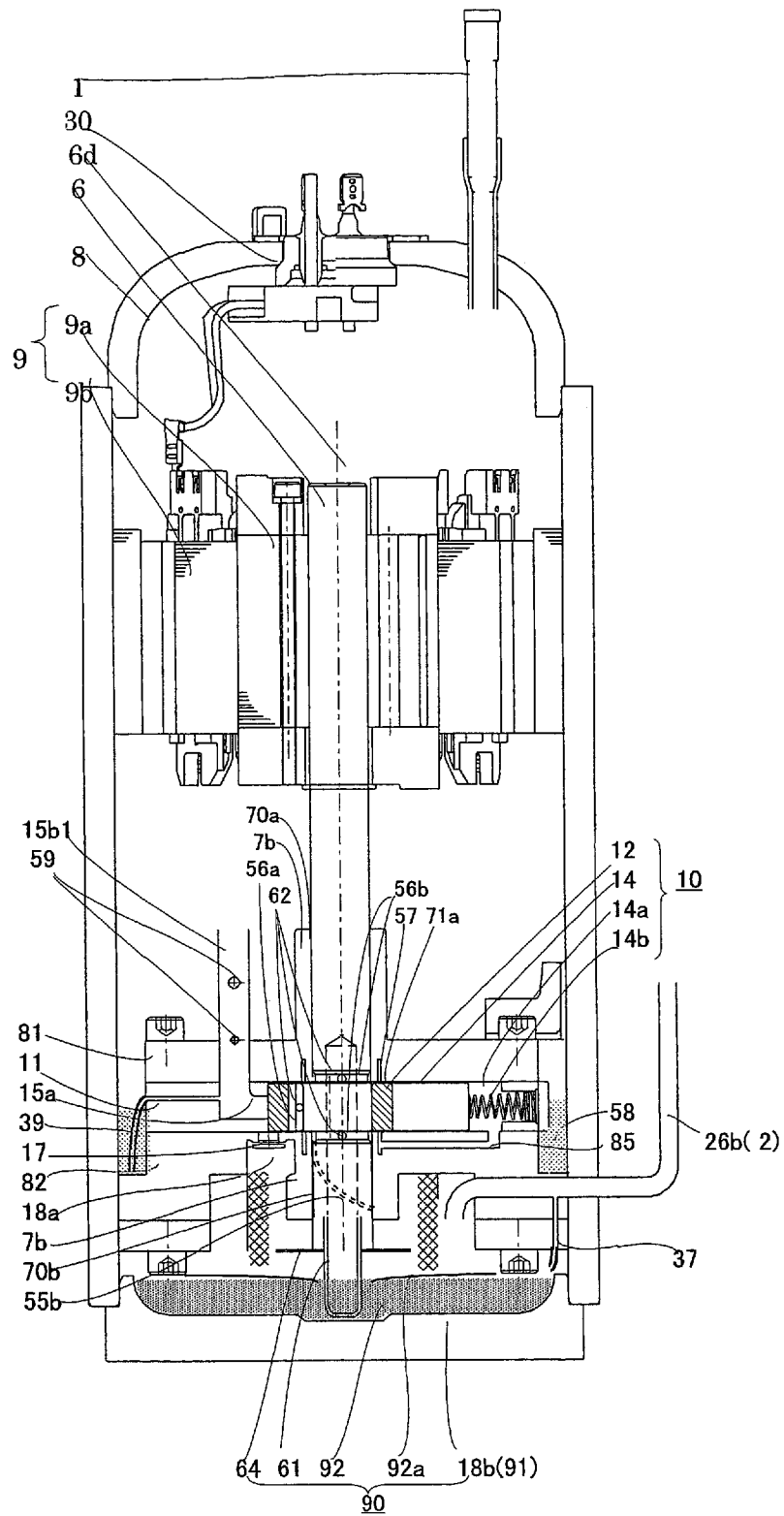
表3 CO2冷媒を用いた場合の運転条件と本発明効果

比較項目		従来例 1 高压シェル型 吸入マフ外装	従来例 2 低压シェル型 外装油分離器か らベーン部給油	実施の形態1 低压シェル型 外装油分離器 ら全てに給油
運転 条件	高压側圧力(Pd) [MPa]	11.80	←	←
	高压側冷媒圧力(ρd) [kg/m ³]	195.5	←	←
	低压側圧力(Ps) [MPa]	4.20	←	←
	低压側冷媒圧力(ρs) [kg/m ³]	92.4	←	←
	起動時圧力 [MPa]	8.00	6.50	←
	排除容積	3.7cc	←	←
	圧縮機内高压側容積	1000cc	200cc	←
	圧縮機内低压側容積	200cc	1000cc	←
	回転数	60Hz	←	←
本発明 の効果	密閉容器(外径120mm)シェル肉厚	10mm	5mm	5mm
	圧縮機効率	73%	65%	73%
	体積効率	88%	78%	88%
	圧縮機内非溶解冷媒	234g	132g	132g
	圧縮機内冷媒封入量	354g	171~243g	192g
潤滑油 条件	油種	PAG油	←	←
	圧縮機内全油封入量	300g	←	←
	圧縮機内全溶解冷媒量	120g	39~111g	60g
	高压側 油貯蔵量	300g	30~270g	100g
	油温	90°C	←	←
	冷媒溶解度	40wt%	←	←
	溶解冷媒量	100g	12~108g	40g
	低压側 油貯蔵量	0g	270~30g	200g
	油温	50°C	←	←
	冷媒溶解度	10wt%	←	←
	溶解冷媒量	0g	27~3g	20g

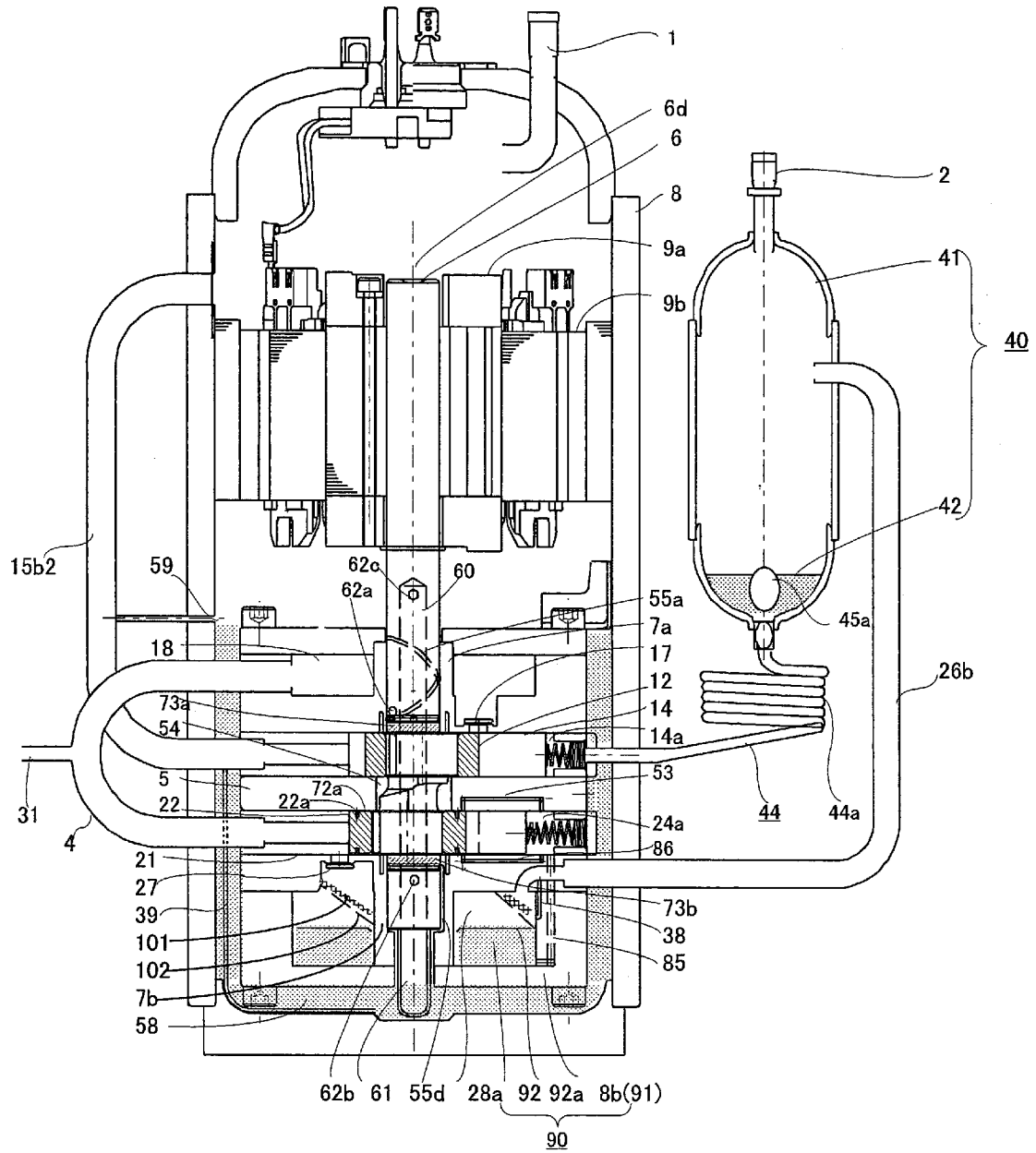
[図8]



[図9]



[図10]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2008/062080

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04C18/356(2006.01) i, F04C23/00(2006.01) i, F04C29/02(2006.01) i

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)

F04C18/356, F04C23/00, F04C29/02

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2008
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2008	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2008

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 2002-276578 A (Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.), 25 September, 2002 (25.09.02), Par. Nos. [0034] to [0056]; Figs. 1 to 3 (Family: none)	1-11
Y	JP 2006-258002 A (Toshiba Carrier Corp.), 28 September, 2006 (28.09.06), Par. Nos. [0010] to [0017]; Fig. 1 (Family: none)	1-11

☒ 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
06 August, 2008 (06.08.08)

Date of mailing of the international search report
19 August, 2008 (19.08.08)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2008/062080

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 179404/1986 (Laid-open No. 83483/1988) (Toshiba Corp.), 01 June, 1988 (01.06.88), Fig. 2 (Family: none)	3
Y	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 159437/1986 (Laid-open No. 66767/1988) (Toshiba Corp.), 06 May, 1988 (06.05.88), Fig. 2 (Family: none)	3
Y	JP 6-280768 A (Daikin Industries, Ltd.), 04 October, 1994 (04.10.94), Par. No. [0020]; Fig. 5 (Family: none)	6, 7, 10
Y	JP 63-205489 A (Hitachi, Ltd.), 24 August, 1988 (24.08.88), Page 3, upper right column, lines 9 to 17; Figs. 1, 3 (Family: none)	6, 7, 10
Y	JP 11-118272 A (Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.), 30 April, 1999 (30.04.99), Fig. 3 (Family: none)	8
Y	CD-ROM of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 1972/1992 (Laid-open No. 61487/1993) (Mitsubishi Electric Corp.), 13 August, 1993 (13.08.93), Figs. 8, 9 (Family: none)	8
A	JP 4-134196 A (Daikin Industries, Ltd.), 08 May, 1992 (08.05.92), Page 2, upper right column, lines 6 to 15; Fig. 6 (Family: none)	1-11

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (I P C))

Int.Cl. F04C18/356 (2006. 01) i, F04C23/00 (2006. 01) i, F04C29/02 (2006. 01) i

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 (I P C))

Int.Cl. F04C18/356, F04C23/00, F04C29/02

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 0 8 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 0 8 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 0 8 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 請求の範囲の番号
Y	JP 2002-276578 A (松下電器産業株式会社) 2002. 09. 25, 34-56 段落, 図 1-3 (ファミリーなし)	1 - 1 1
Y	JP 2006-258002 A (東芝キャリア株式会社) 2006. 09. 28, 10-17 段落, 図 1 (ファミリーなし)	1 - 1 1

☒ 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矛盾するものではなく、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

0 6 . 0 8 . 2 0 0 8

国際調査報告の発送日

1 9 . 0 8 . 2 0 0 8

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (I S A / J P)

郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5

東京都千代田区霞が関三丁目 4 番 3 号

特許庁審査官 (権限のある職員)

田谷 宗隆

3 0

3 5 1 8

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 5 8

C (続き) . 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 請求の範囲の番号
Y	日本国実用新案登録出願61-179404号(日本国実用新案登録出願公開63-83483号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム(株式会社東芝)1988.06.01, 第2図(ファミリーなし)	3
Y	日本国実用新案登録出願61-159437号(日本国実用新案登録出願公開63-66767号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム(株式会社東芝)1988.05.06, 第2図(ファミリーなし)	3
Y	JP 6-280768 A (ダイキン工業株式会社) 1994.10.04, 20 段落, 図5 (ファミリーなし)	6、7、10
Y	JP 63-205489 A (株式会社日立製作所) 1988.08.24, 3 ページ右上欄9-17 行, 第1、3 図 (ファミリーなし)	6、7、10
Y	JP 11-118272 A (松下電器産業株式会社) 1999.04.30, 図3 (ファミリーなし)	8
Y	日本国実用新案登録出願4-1972号(日本国実用新案登録出願公開5-61487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)1993.08.13, 図8、9 (ファミリーなし)	8
A	JP 4-134196 A (ダイキン工業株式会社) 1992.05.08, 2 ページ右上欄6-15 行, 第6 図 (ファミリーなし)	1-11