

(19) 日本国特許庁(JP)

再公表特許(A1)

(11) 国際公開番号

W02013/157281

発行日 平成27年12月21日 (2015.12.21)

(43) 国際公開日 平成25年10月24日 (2013.10.24)

(51) Int. Cl.	F I	テーマコード (参考)
FO4C 29/02 (2006.01)	FO4C 29/02 351A	3H003
FO4B 39/04 (2006.01)	FO4B 39/04 J	3H129

審査請求 有 予備審査請求 未請求 (全 29 頁)

出願番号	特願2014-511120 (P2014-511120)	(71) 出願人	00006013 三菱電機株式会社 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(21) 国際出願番号	PCT/JP2013/050637	(74) 代理人	100098604 弁理士 安島 清
(22) 国際出願日	平成25年1月16日 (2013.1.16)	(74) 代理人	100087620 弁理士 高梨 範夫
(11) 特許番号	特許第5813215号 (P5813215)	(74) 代理人	100125494 弁理士 山東 元希
(45) 特許公報発行日	平成27年11月17日 (2015.11.17)	(74) 代理人	100141324 弁理士 小河 卓
(31) 優先権主張番号	特願2012-95863 (P2012-95863)	(74) 代理人	100153936 弁理士 村田 健誠
(32) 優先日	平成24年4月19日 (2012.4.19)	(74) 代理人	100160831 弁理士 大谷 元
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 密閉形圧縮機及びこの密閉形圧縮機を備えた蒸気圧縮式冷凍サイクル装置

(57) 【要約】

回転子の上方に設けられ同期回転する遠心羽根車を有し、下側空間に流入した冷媒が回転子風穴を上昇して上側空間へ流入して吐出管から流出する密閉形圧縮機であって、遠心羽根車は、回転子の上方に設けられた油分離板と、油分離板の下面に立設された複数の羽根とを備え、隣接する2枚の羽根の間に形成された羽根間流路と、回転子風穴から流出した冷媒を羽根間流路の内側入口に導く羽根内側流路を形成し、羽根間流路の外側出口を全周方向に配置し、羽根間流路通過時に昇圧した冷媒を外周出口から上側空間に流出させるものであり、油分離板を羽根間流路の上面側と羽根内側流路の上方側に配置し、羽根間流路を通過しないで羽根内側流路から直接吐出管へ流出する短絡経路を塞いだ。

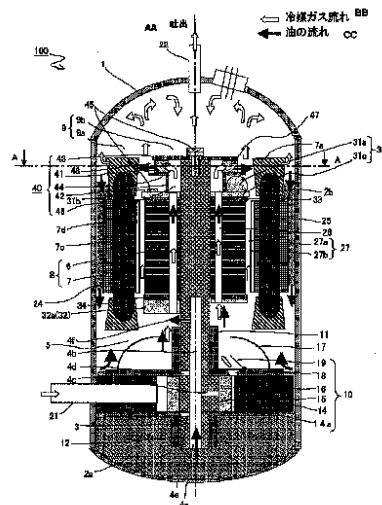


FIG. 1:
AA Discharge
BB Flow of refrigerant gas
CC Flow of oil

【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

底部に潤滑油を貯蔵する密閉容器と、
前記密閉容器の内部に設けられ固定子及び回転子を有する電動機と、
前記回転子に取り付けられた駆動軸と、
前記密閉容器の内部に設けられ、前記駆動軸の回転によって冷媒を圧縮する圧縮機構と

、
前記回転子の上方に設けられ前記回転子と同期して回転する遠心羽根車と、
前記電動機の上側空間に連通し該上側空間から冷媒を前記密閉容器の外部回路に流出させる吐出管と、

を備え、
前記回転子には、上下方向に貫通する回転子風穴が形成され、
前記電動機の下側空間に流入した前記冷媒が、前記回転子風穴を上昇して前記電動機の上側空間へ流入し、前記吐出管から流出する密閉形圧縮機であって、

前記遠心羽根車は、
前記回転子の上端から上側に所定間隔をおいて設けられた油分離板と、
前記油分離板の下面から下方に立設され、内周側から外周側へ向かって設けられた複数の羽根と、

隣接する 2 枚の前記羽根の間に羽根間流路と、前記回転子風穴の上端口から流出した前記冷媒を前記羽根間流路の内周側入口に導く羽根内側流路とを形成し、

前記羽根間流路は内周側入口から外周側出口へ導くように全周方向に配置され、
前記羽根間流路を通過時に昇圧した冷媒を外周側出口から前記上側空間に流出させるものであり、

前記油分離板は、前記羽根間流路の上部側と前記羽根内側流路の上端側とを塞いで、前記羽根間流路を通過しないで、直接前記吐出管へ流出する短絡経路を塞いだことを特徴とする密閉形圧縮機。

【請求項 2】

前記羽根間流路の上面側は全て、前記油分離板で覆われていることを特徴とする請求項 1 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 3】

前記羽根間流路の下面側を覆う下面仕切板は、前記回転子風穴の上端口から距離を一定に保つように設置されたことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 4】

前記回転子の上端には、該回転子に固定するための支持平板と、前記支持平板から一部が上側に張り出して錘の働きをする凸部とで形成された上側バランスウエイトを備え、前記下面仕切板、前記上側バランスウエイトの前記支持平板、及び、前記上側バランスウエイトの前記凸部の上面側のうちの少なくとも 1 つで、前記羽根間流路の下面側を覆ったことを特徴とする請求項 3 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 5】

少なくとも、前記上側バランスウエイトの前記凸部と対向する範囲の前記羽根の下部には、前記羽根間流路の下面を内周側入口から外周側出口まで閉塞する前記下面仕切板を備え、

下部に前記下面仕切板が配置されていない前記羽根は、前記上側バランスウエイトの前記支持平板の上端近傍まで延設されていることを特徴とする請求項 4 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 6】

上端部が前記下面仕切板の内周側端部と接続され、下端部が前記回転子風穴の外周側において前記回転子風穴の上端開口部が形成された部材の上端に当接し、前記回転子風穴から流出した前記冷媒を前記羽根間流路に導く流れガイドを備えたことを特徴とする請求項 3 ~ 請求項 5 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

10

20

30

40

50

【請求項 7】

前記下面仕切板は、複数の前記羽根の下部全面に配置され、
前記羽根の上下方向長さが均一となっていることを特徴とする請求項 3 又は請求項 4 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 8】

上端部が前記下面仕切板の内周側端部と接続され、下端部が前記回転子風穴の外周側において前記回転子風穴の上端開口部が形成された部材の上端に当接し、前記回転子風穴から流出した前記冷媒を前記羽根間流路に導く中空筒状の流れガイドを備えたことを特徴とする請求項 7 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 9】

複数の前記羽根は、前記駆動軸に対して軸対称に配置されていることを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 8 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 10】

前記回転子に形成された前記回転子風穴の流路面積は、前記回転子の外周と前記固定子の内周との間に形成される流路の面積よりも大きいことを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 9 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 11】

平面視において、
前記回転子風穴は、前記駆動軸を中心として前記羽根の内周側端部を接続した円である短径円周よりも内周側に配置されていることを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 10 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 12】

前記油分離板は、駆動軸に対して対称な円板であることを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 11 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 13】

前記下面仕切板は、
駆動軸に対して対称な円板であり、
前記駆動軸を中心として前記羽根の内周側端部を接続した円である短径円周よりも内側に、前記回転子風穴から流出した前記冷媒が前記羽根間流路に流入する流路穴が形成されていることを特徴とする請求項 7、又は、請求項 7 に従属する請求項 8 ~ 請求項 12 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 14】

平面視において、前記羽根はそれぞれ、前記駆動軸を中心として前記羽根の内周側端部を接続した円である短径円周に対して ± 5 度以内の範囲で接するように入口角が定められたことを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 13 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 15】

前記羽根は直線羽根であることを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 14 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 16】

複数の前記羽根は、1 枚の板から複数の前記羽根を直角に曲げて起こすことで形成されたことを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 15 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 17】

前記回転子の上端には、該回転子に固定するための支持平板と前記支持平板から一部が上側に張り出して錘の働きをする凸部とで形成された上側バランスウエイトを備え、
前記上側バランスウエイトの前記凸部と前記遠心羽根車の前記羽根間流路の外周側出口との周囲を全領域、あるいは、周囲の一部領域を囲んで、前記羽根間流路の前記外周側出口から径方向の流れを妨げる覆い壁を前記固定子側に設けたことを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 16 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 18】

前記覆い壁は、少なくとも前記上側バランスウエイトの前記凸部の周囲の全領域に渡っ

10

20

30

40

50

て完全に覆うものであることを特徴とする請求項 17 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 19】

前記固定子は、コアに巻かれたコイルが該固定子の上側に突出した部分である電動機上部コイル渡り線部が複数形成され、

隣接する前記電動機上部コイル渡り線部には、前記羽根間流路の外周側出口から径方向の流出した冷媒を、前記密閉容器の側壁方向に導くラジアル方向流路が、全周に渡って複数配置され、

前記ラジアル方向流路は、ディフューザ形状であって、上方から平面視すると前記駆動軸の回転前進方向に傾けて配置したことを特徴とする請求項 17 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 20】

前記回転子の上端には、該回転子に固定するための支持平板と前記支持平板から一部が上側に張り出して錘の働きをする凸部とで形成された上側バランスウエイトを備え、

前記回転子の上端に設けられた上側バランスウエイトの前記凸部の周囲を全領域に渡って囲み、前記回転子に同期回転する円筒側壁を設けたことを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 16 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 21】

前記円筒側壁は、

前記羽根間流路の前記外周側出口から径方向の流れを妨げて、前記遠心羽根車の出口の一部を構成することを特徴とする請求項 20 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 22】

請求項 1 ~ 請求項 21 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機と、
該密閉形圧縮機で圧縮された前記冷媒から放熱させる放熱器と、
該放熱器から流出した前記冷媒を膨張させる膨張機構と、
該膨張機構から流出した前記冷媒に吸熱させる蒸発器と、
を備えたことを特徴とする蒸気圧縮式冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、密閉形圧縮機及びこの密閉形圧縮機を備えた蒸気圧縮式冷凍サイクル装置に関し、特に、油分離効果の高い密閉形圧縮機及びこの密閉形圧縮機を備えた蒸気圧縮式冷凍サイクル装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来から、蒸気圧縮式冷凍サイクル装置（ヒートポンプ機器や冷凍サイクル機器）に使用される冷媒圧縮機では、電動機による回転力が駆動軸によって圧縮機構に伝達され、冷媒ガスを圧縮する冷媒圧縮機が用いられている。このような冷媒圧縮機は、圧縮機構で圧縮された冷媒ガスが密閉容器内に吐出され、電動機部ガス流路を通して電動機に対して下側の空間から上側の空間に移動した後、密閉容器外の冷媒回路へ吐出される。このとき、圧縮機構に供給された潤滑油が、冷媒ガスに混ざって、密閉容器外に吐出される。従来から、冷媒回路へ持ち出す油吐出量が増加すると熱交換器の性能が低下、あるいは、密閉容器内の貯油量が減少すると圧縮ガス漏れ増加による圧縮機効率低下、さらには、圧縮機潤滑不良による信頼性低下を生じることが問題点であった。

【0003】

近年、冷媒圧縮機の小型化開発や、環境負荷の小さい代替冷媒（自然冷媒を含む）へ使用冷媒を転換することが加速され、密閉容器内での油分離技術の高度化が求められている。一方、密閉容器内で電動機が高速回転する際の冷媒・潤滑油の流動状態と油分離のメカニズムは非常に複雑であり、かつ、高圧の密閉容器内の観察実験も容易でないため、未解明な部分が多く、解決されていない技術課題も多かった。

【0004】

特許文献 1 に記載の高圧シェル型スクロール圧縮機は、密閉容器内の上側に配置した圧

10

20

30

40

50

縮機構で吸入した冷媒を圧縮して、一旦、密閉容器底の油溜りまで下降させたのち、電動機ガス流路を通して電動機下側空間から上側空間に上昇させ、圧縮機吐出管から高压ガスを吐出する。この特許文献1に記載の高圧シェル型スクロール圧縮機は、電動機回転子の上部に設けられたファンと、電動機固定子側と電動機回転子側に取り付けられた仕切り壁とを備えている。そして、ファンの回転による遠心力と、仕切り壁の隙間を流れる圧力抵抗とによって冷媒と潤滑油とを分離し、冷媒と分離されていない潤滑油が吐出管へ直接流入すること、つまり、潤滑油が密閉容器から流出することを防止している。

【0005】

また、特許文献2には、密閉容器内の上部に収納された電動要素と、電動要素によって駆動される圧縮要素と、電動要素の回転子の上部エンドリングに所定間隔をおいて対設された油分離板と、油分離板に植立された攪拌羽根とを備えた密閉型電動圧縮機において、油分離板の下面のみに攪拌羽根を植立させるようにしたことを特徴とする密閉型電動圧縮機の油分離装置が開示されている。

10

【0006】

特許文献1及び特許文献2に開示された油分離装置（特許文献1におけるファン及び仕切り壁、特許文献2における油分離板及び攪拌羽根）による圧縮機密閉容器内の油分離状態を改善する効果は一般的に確認されている。

【0007】

さらに、最近では進歩の著しい3次元流体シミュレーション技術を活用して、圧縮機密閉容器内の冷媒と潤滑油の流動状態を可視化することが可能となり、新たな知見が得られるようになった。例えば、特許文献3には、密閉容器内に設けられた電動機の回転子の上端に固定された上側バランスウエイトの回転方向先端付近で発生するヘッド圧上昇を利用して、先端部付近から下端に向かって油戻し用流路を形成し、上記回転子の周囲に表出する高濃度な潤滑油を電動機下側へ戻して油上がりを防止する冷媒圧縮機が開示されている。

20

通常、現行圧縮機に用いられるDCブラシレスモータの回転子では、円形の鋼板を積層し上面と下面を金属平板で挟み込んで一体化した円筒形状の構造であり、この回転子の上端の上側には上側バランスウエイト、下端には下側バランスウエイトが付設されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

30

【0008】

【特許文献1】特許第3925392号公報

【特許文献2】実開平5-61487号公報

【特許文献3】特開2009-264175号公報

【非特許文献】

【0009】

【非特許文献1】「ターボ送風機と圧縮機」コロナ社（昭和63年）

【非特許文献2】「流体機械工学」コロナ社（昭和58年）

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

40

【0010】

一般的に、高性能な遠心送風機を構成するためには、非特許文献1に記載されるように、羽根車自体の形状、羽根車に流入前の流路形状、羽根車から流出後の流路形状等について理論計算に基づく設計が行われる。

【0011】

しかしながら、特許文献1及び特許文献2には、それぞれに開示された電動機回転子（ロータ）の上部に取り付けたファン及び羽根について理論的な設計方法は開示されておらず、油分離状態を改善するために最適なファン及び羽根を構成するまでには至っていない。従来密閉形圧縮機では、遠心ファンをより適切に用いることで、油分離性能をさらに向上させる余地が残っている。

50

【 0 0 1 2 】

例えば、特許文献 1 に記載の高圧シェル型スクロール圧縮機は、電動機回転子の上部に設けられたファンは、上側バランスウエイトの無い片側にのみ配置するので、不均一なファンの回転により、電動機上側空間内の圧力分布と流速分布に大きく変動を生じる。これをロータリ圧縮機にそのまま適用すると、電動機上部空間内に浮遊する油滴が重力で沈降するのを妨げたり、あるいは、ステータの上部に溜まった油の油面をかき乱すので、かえって油滴を巻き上げて密閉容器外への流出量を増加させる可能性がある。

【 0 0 1 3 】

また、特許文献 2 に記載のロータリ圧縮機は、電動機回転子の上部に設けられた油分離板には攪拌羽根の内周側の中心付近に大きな円形穴が空けられており、この円形穴に密閉容器外へ冷媒を導く吐出管が挿入されている。この円形穴と吐出管の間には冷媒ガスが流通するのに十分な隙間があるため、回転子を上下方向に貫通する回転子風穴を上昇した冷媒ガスが攪拌羽根の間に形成された羽根間流路を通過しないで、吐出管に直接流れ込む流路構成となっている。

10

【 0 0 1 4 】

本発明は、上述のような課題を解決するためになされたものであり、容器内で電動機回転子上部に取り付けられた羽根の回転を利用して潤滑油を分離する密閉形圧縮機であって、容器内の底部に貯蔵される潤滑油量が低下することを防止し、潤滑不良による信頼性低下と省エネ性能の低下とを抑制することができる密閉形圧縮機を得ることを第 1 の目的とする。また、この密閉形圧縮機を備えた蒸気圧縮式冷凍サイクル装置を得ることを第 2 の目的とする。

20

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 5 】

本発明に係る密閉形圧縮機は、底部に潤滑油を貯蔵する密閉容器と、前記密閉容器の内部に設けられ固定子及び回転子を有する電動機と、前記回転子に取り付けられた駆動軸と、前記密閉容器の内部に設けられ、前記駆動軸の回転によって冷媒を圧縮する圧縮機構と、前記回転子の上方に設けられ前記回転子と同期して回転する遠心羽根車と、前記電動機の上側空間に連通し該上側空間から冷媒を前記密閉容器の外部回路に流出させる吐出管と、を備え、前記回転子には、上下方向に貫通する回転子風穴が形成され、前記電動機の下側空間に流入した前記冷媒が、前記回転子風穴を上昇して前記電動機の上側空間へ流入し、前記吐出管から流出する密閉形圧縮機であって、

30

前記遠心羽根車は、前記回転子の上端から上側に所定間隔をおいて設けられた油分離板と、前記油分離板の下面から下方に立設され、内周側から外周側へ向かって設けられた複数の羽根と、隣接する 2 枚の前記羽根の間に羽根間流路と、前記回転子風穴の上端口から流出した前記冷媒を前記羽根間流路の内周側入口に導く羽根内側流路とを形成し、前記羽根間流路は内周側入口から外周側出口へ導くように全周方向に配置され、前記羽根間流路を通過時に昇圧した冷媒を外周側出口から前記上側空間に流出させるものであり、

前記油分離板は、前記羽根間流路の上部側と前記羽根内側流路の上端側とを塞いで、前記羽根間流路を通過しないで、直接前記吐出管へ流出する短絡経路を塞いだものである。

40

【 0 0 1 6 】

また、本発明に係る蒸気圧縮式冷凍サイクル装置は、本発明に係る密閉形圧縮機と、該密閉形圧縮機で圧縮された前記冷媒から放熱させる放熱器と、該放熱器から流出した前記冷媒を膨張させる膨張機構と、該膨張機構から流出した前記冷媒に吸熱させる蒸発器と、を備えたものである。

【発明の効果】

【 0 0 1 7 】

本発明によれば、容器内での潤滑油貯蔵量の低下を防ぐことができ、潤滑不良による信頼性低下を抑える効果と省エネ性能を向上させる効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 1 8 】

50

【図 1】本発明の実施の形態 1 による密閉形圧縮機の構造を示す縦断面図である。

【図 2】本発明の実施の形態 1 による密閉形圧縮機の横断面図（図 1 の A - A 断面図）である。

【図 3】本発明の実施の形態 1 による遠心羽根車の羽根（8 枚の場合）の展開図である。

【図 4】本発明の実施の形態 1 による切り起こし後の羽根（8 枚の場合）の構成を示す上側からの投影図である。

【図 5】図 4 の P 部拡大図である。

【図 6】本発明の実施の形態 1 による遠心羽根車による油上がり改善効果を比較した棒グラフである。

【図 7】本実施の形態 1 による密閉形圧縮機の密閉容器内における静的な力の釣合い関係を示す特性図（縦断面図）である。

10

【図 8】本実施の形態 1 に係る密閉形圧縮機を搭載した蒸気圧縮式冷凍サイクル装置の構成図である。

【図 9】本発明の実施の形態 2 による密閉形圧縮機の構造を示す縦断面図である。

【図 10】本発明の実施の形態 2 による密閉形圧縮機の横断面図（図 9 の A - A 断面図）である。

【図 11】本発明の実施の形態 3 による密閉形圧縮機の横断面図である。

【図 12】本発明の実施の形態 4 による密閉形圧縮機の構造を示す縦断面図である。

【図 13】本発明の実施の形態 4 による回転子上部の構成を示す斜視図である。

【図 14】本発明の実施の形態 5 による密閉形圧縮機の構造を示す縦断面図である。

20

【発明を実施するための形態】

【0019】

実施の形態 1 .

図 1 は、本発明の実施の形態 1 による密閉形圧縮機の構造を示す縦断面図である。また、図 2 は、本発明の実施の形態 1 による密閉形圧縮機の横断面図（図 1 の A - A 断面図）である。まず、これら図 1 及び図 2 を用いて、本実施の形態 1 に係る密閉形圧縮機 100 の基本構造及び動作を説明する。

【0020】

< 密閉形圧縮機 100 の基本構造及び動作 >

本実施の形態 1 に係る密閉形圧縮機 100 は、高圧シェル型の密閉形ロータリ圧縮機であり、図 1 に示すように、下部に潤滑油を貯留する密閉容器底部油溜り 2a が形成された密閉容器 1 と、該密閉容器 1 の内部に収容された電動機 8、駆動軸 3 及び圧縮機構 10 と、を備えている。

30

【0021】

電動機 8 は、内周部に上下方向に貫通する貫通孔が形成された略円筒形状の固定子 7 と、該固定子 7 の内周側に所定のエアギャップ 27a を介して配置された略円筒形状の回転子 6 と、を備えている。本実施の形態 1 に係る電動機 8 は、例えば DC ブラシレスモータである。この固定子 7 は、鋼板を積層して構成されており、コア 7d に高密度にコイルが巻きつけられコイル巻き線ブロック 7c が形成されている。固定子 7 は、密閉容器 1 の内周面に圧入や溶接等によって取り付けられている。また、回転子 6 は、鋼板を積層し、これら積層鋼板の上端と下端を回転子上部固定基板 33 と回転子下部固定基板 34 によって挟持したものである。そして、回転子 6 は、その内部に磁石が配置されている。また、回転子上部固定基板 33 の上面と回転子下部固定基板 34 の下面には、それぞれ逆位相に凸部出っ張りを有する上側バランスウエイト 31 と下側バランスウエイト 32 が配置されている。また、本実施の形態 1 に係る回転子 6 には、上下方向に貫通する 4 本の回転子風穴 26 が形成されている。なお、回転子風穴 26 の数は、少なくとも 1 本あればよい。

40

【0022】

駆動軸 3 は、上端部が電動機 8 の回転子 6 に取り付けられ、下端部が圧縮機構 10 に取り付けられるものである。つまり、駆動軸 3 は、電動機 8 の駆動力を圧縮機構 10 に伝達するものである。この駆動軸 3 は、電動機 8 の下方に配置された上側軸受部 11 及び下側

50

軸受部 1 2 によって回転自在に保持されている。

【 0 0 2 3 】

圧縮機構 1 0 は、駆動軸 3 を介して伝達された電動機 8 の駆動力によって冷媒を圧縮するものである。本発明は圧縮機構の構成を限定するものではないが、本実施の形態 1 ではロータリ式の圧縮機構を採用している。この圧縮機構 1 0 は、シリンダ 1 4 及び回転ピストン 1 6 等を備えている。シリンダ 1 4 は、上下方向に貫通する貫通穴が形成され、該貫通穴の上下開口部を上側軸受部 1 1 及び下側軸受部 1 2 で閉塞されている。そして、シリンダ 1 4 の上記貫通穴がシリンダ室 1 4 a となっている。回転ピストン 1 6 は、このシリンダ室 1 4 a に配置されている。この回転ピストン 1 6 は、略円筒形状をしており、駆動軸 3 に偏心して設けられた偏心ピン軸部 1 5 の外周に取り付けられている。つまり、本実施の形態 1 に係る圧縮機構 1 0 は、駆動軸 3 の回転に伴って偏心ピン軸部 1 5 が公転し、偏心ピン軸部 1 5 と共に回転ピストン 1 6 がシリンダ室 1 4 a 内を公転することにより、吸入管 2 1 から吸入された冷媒ガスがシリンダ室 1 4 a 内部で圧縮される構成となっている。なお、この圧縮された冷媒ガスは、所定の圧力になると、上側軸受部 1 1 の上面に形成された吐出ポート 1 8 を開閉する吐出弁 1 9 を押し上げて吐出ポート 1 8 を通り、シリンダ室 1 4 a から吐出マフラ 1 7 の内部空間に吐出される。

10

【 0 0 2 4 】

< 吐出ガス流出経路 >

圧縮されて吐出マフラ 1 7 の内部空間に吐出された冷媒ガスは、さらに、電動機下側空間 5、及び電動機を上下方向に貫く流路を通して電動機上側空間 9 (固定子上側空間 9 a 及び回転子上側空間 9 b) に流入する。そして、電動機上側空間 9 に流入した冷媒は、密閉容器の上部に設けられた吐出管 2 2、つまり、電動機上側空間 9 に連通する吐出管 2 2 から密閉容器 1 外に吐出され、放熱器側冷媒回路に送られる。

20

【 0 0 2 5 】

電動機を上下方向に貫く主なガス流路としては、以下に示す 4 つの流路がある。

(1) 回転子風穴 2 6 : 回転子 6 を上下方向 (つまり、駆動軸 3 の軸方向) に貫通する流路、

(2) 固定子内周流路 2 7 : 回転子 6 の外周と固定子 7 の内周との間に形成されたエアギャップ 2 7 a と、固定子 7 のコア内周部切欠き流路 2 7 b とで構成する流路、

(3) 固定子外周流路 2 5 : 固定子 7 のコア 7 d の外周を切欠き、密閉容器 1 の円筒側壁内周と固定子 7 との隙間に形成した流路、

30

(4) コイル隙間流路 2 4 : 固定子のコア 7 d に高密度にコイルが巻きつけられコイル巻き線ブロック 7 c の間に生じる上下方向に貫く隙間流路、

【 0 0 2 6 】

なお、本実施の形態 1 の電動機 8 として、分布巻きコイルの固定子 7 を備えた DC ブラシレスモータと想定すると、(4) のコイル隙間流路 2 4 の流路面積 (流路を流れ方向と垂直に切断した場合の面積) は十分小さくなるので、無視してよい。また、(1) の回転子風穴 2 6 は、磁石と緩衝しなければ大きな穴を開けて効率に影響がなく、十分大きな流路面積をとることが可能である。一方、(2) の固定子内周流路 2 7 及び (3) の固定子外周流路 2 5 は、流路面積を大きくするほど電動機 8 の効率が低下するため、流路面積の大きさは制約される。

40

【 0 0 2 7 】

< 油流動と油流出経路 >

圧縮機構 1 0 の各部には、密閉容器底部油溜り 2 a に貯蔵された潤滑油が供給される。詳しくは、駆動軸 3 が回転することにより、密閉容器底部油溜り 2 a に貯蔵された潤滑油を駆動軸 3 の下端の油吸込み穴 4 a から吸い上げて、駆動軸 3 の軸心を貫通する中空穴 4 b に流入させる。そして、給油穴 4 c, 4 d, 4 e からそれぞれ、偏心ピン軸部 1 5 外周と回転ピストン 1 6 内周との間、駆動軸 3 外周と上側軸受部 1 1 内周との隙間、駆動軸 3 外周と下側軸受部 1 2 内周との隙間に潤滑油を供給し、圧縮機構 1 0 の潤滑と圧縮ガスのシールに寄与させる。なお、中空穴 4 b に流入した潤滑油のうち、給油穴 4 c, 4 d, 4

50

e に流れ込まなかった潤滑油は、中空穴 4 b の上端部近傍（上側軸受部 1 1 の上方）に連通するガス抜き穴 4 f から、電動機下側空間 5 に流出する。

【 0 0 2 8 】

密閉容器底部油溜り 2 a の高圧の潤滑油は、駆動軸 3 の給油穴 4 c やその他隙間を經由して、回転ピストン 1 6 の上下面の隙間を通して差圧でシリンダ室 1 4 a に供給され、その潤滑油の一部は、圧縮されて吐出ポート 1 8 から冷媒ガスに混ざって電動機下側空間 5 に吐出される。また、中空穴 4 b に流入した潤滑油のうち、給油穴 4 c , 4 d , 4 e に流れ込まなかった潤滑油は、中空穴 4 b の上端部近傍（上側軸受部 1 1 の上方）に連通するガス抜き穴 4 f から、電動機下側空間 5 に流出する。また、回転子 6 が回転することで、密閉容器底部油溜り 2 a の油面は攪拌されて波立って、シリンダ室 1 4 a から吐出された冷媒ガスによって潤滑油が巻き上げられる。以上のように、電動機下側空間 5 で冷媒ガスに混入した潤滑油の粒子（油滴）のうちで油分離されないものは、冷媒ガスとともに、電動機下側空間 5 から、電動機を上下方向に貫くガス流路（ 1 ）,（ 2 ）,（ 3 ）,（ 4 ）を通して、電動機上側空間 9 まで上昇する。さらに、電動機上側空間 9 で油分離されない油滴は冷媒ガスといっしょに吐出管 2 2 から密閉容器 1 外へ流出する。油流出率は [油流出量 /（油流出量 + 冷媒循環量）] で定義され、油流出率が小さいほど、油分離状態が良好であるといえる。

10

【 0 0 2 9 】

< 固定子上部油溜り 2 b と課題 >

電動機上側空間 9 で油分離された油滴は、回転子 6 の回転作用により遠心力が働いて、固定子上側空間 9 a で密閉容器 1 の側壁側に集まりやすく、ちょうど固定子 7 の外周部上側に油滴が沈降しやすい。この油滴は固定子外周流路 2 5 を通って、電動機上側空間 9 から電動機下側空間 5 へ落下しながら戻ってくる。

20

【 0 0 3 0 】

このとき、

- ・ 固定子外周流路 2 5 の流路面積が固定子 7 の外周上部上側に落下する油滴に対して相対的に大きい場合、固定子外周流路 2 5 内は、上昇する冷媒ガスと重力で下降する油滴とが共存する状態で、潤滑油が落下する。
- ・ ガス冷媒の流量が増加して固定子 7 の外周上部上側に落下する油滴が増えると、固定子外周流路 2 5 内は、固定子外周流路 2 5 を油滴が塞いだ状態で、潤滑油が流れ落ちる。
- ・ さらに、ガス冷媒の流量が増加すると、圧力損失による電動機上側空間 9 の圧力低下が大きくなって、固定子 7 の外周部上側にさらに潤滑油が溜まる状態となる。つまり、図 1 に示すような固定子上部油溜り 2 b が生じる状態となる。このため、固定子 7 の外周部上側に溜まった油量分だけ、密閉容器底部油溜り 2 a に貯蔵される油量が減少し、密閉容器底部油溜り 2 a の油面高さも低下する。あるいは、固定子上部油溜り 2 b から巻き上げられて、冷媒ガスといっしょに吐出管 2 2 から密閉容器外へ流出する油量が増加する。その結果、圧縮機構 1 0 への給油量が低下し、潤滑信頼性の低下や圧縮ガス漏れ量増加を招く原因となる。

30

【 0 0 3 1 】

そこで、本発明の実施の形態 1 では回転子 6 の上方に次のような遠心羽根車 4 0 を設け、密閉容器 1 外へ流出する油量の増加、つまり、密閉容器底部油溜り 2 a に貯留する油量の減少を防止している。具体的には、当該遠心羽根車 4 0 によって電動機上側空間 9 の圧力を高めることにより、電動機上側空間 9 の圧力を電動機下側空間 5 に比べて高くするか、あるいは、電動機上側空間 9 の圧力低下を従来よりも抑止し、密閉容器 1 外へ流出する油量の増加（つまり、密閉容器底部油溜り 2 a に貯留する油量の減少）を防止している。

40

以下、本実施の形態 1 に係る遠心羽根車 4 0 を構成する構成要素を、当該構成要素が有する効果と共に説明する。

【 0 0 3 2 】

< 遠心羽根車 4 0 の構成と特徴 >

図 1 に示すように、積層鋼板からなる回転子 6 は上端と下端を回転子上部固定基板 3 3

50

と回転子下部固定基板 3 4 とによって挟まれており、それぞれ逆位相に配置された上側バランスウエイト 3 1 の凸部 3 1 a と下側バランスウエイト 3 2 の凸部 3 2 a が、回転子の外周縁に沿って所定の厚さを有して設けられている。さらに、上側バランスウエイト 3 1 より上側となる駆動軸 3 の先端には、遠心羽根車 4 0 が固定ボルト 4 5 で取り付けられている。後述のように、本実施の形態 1 に係る遠心羽根車 4 0 は、羽根上側円板 4 3 と、羽根上側円板 4 3 の下面部から下方に立設された複数（本実施の形態 1 では 8 枚）の羽根 4 1 と、を備えた構成となっている。そして、回転子 6 に形成された回転子風穴 2 6 から回転子 6 の上方に流出した冷媒ガスは、羽根内側流路 4 6 を通って、遠心羽根車 4 0 に流入する構成となっている。このため、本実施の形態 1 では、回転子風穴 2 6 から回転子 6 の上方に流出した冷媒ガスが遠心羽根車 4 0 に流入しやすいように、回転子風穴 2 6 を上側

10

【 0 0 3 3 】

(A) 遠心羽根車 4 0 のコスト低減効果

図 3 は、本発明の実施の形態 1 による遠心羽根車の羽根（ 8 枚の場合）の展開図である。また、図 4 は、本発明の実施の形態 1 による切り起こし後の羽根（ 8 枚の場合）の構成を示す上側からの投影図である。また、図 5 は、図 4 の P 部拡大図である。

本実施の形態 1 では、遠心羽根車 4 0 のコスト低減を図るため、図 3 の展開図に示すような 1 枚の金属薄板から 8 枚の直線羽根を直角に切り起こし、図 4 に示すような軸対称な 8 枚羽根を作製した。

【 0 0 3 4 】

図 5 に示すように、駆動軸 3 を中心として各羽根 4 1 の内周側端部を接続した円を短径円周 4 1 b とし、駆動軸 3 を中心として各羽根 4 1 の外周側端部を接続した円を長径円周 4 1 c とすると、各羽根 4 1 は、短径円周 4 1 b から長径円周 4 1 c まで直線状に伸びる直線羽根となっている。また、各羽根 4 1 は、短径円周 4 1 b の接線となす入口角 θ_1 がほぼ 0 度となっている。なお、図 5 に示すように、長径円周 4 1 c の接線と各羽根 4 1 とがなす角度 θ_2 は出口角 θ_2 である。また、各羽根 4 1 の間に形成される流路である羽根間流路 4 7 のうちで 2 枚の羽根 4 1 が重なり合う領域が有効流路領域 4 7 a で、その有効流路領域 4 7 a にある羽根 4 1 の有効長さは 4 7 b である。本実施の形態 1 では、羽根 4 1 の全長 4 1 e のうち 1 / 4 以上の有効長さ 4 7 b を確保した。

20

【 0 0 3 5 】

(B) 遠心羽根車 4 0 の漏れ低減効果

ところが、図 3 ~ 図 5 に示した軸対称な 8 枚羽根だけを駆動軸 3 の上端に取り付けると、羽根間流路 4 7 の下側全面と、羽根間流路 4 7 の上側一部分が開口されて塞がれないため、羽根間流路 4 7 の途中から流出入する流れが発生する。特に、羽根間流路 4 7 の有効流路領域 4 7 a の上下面を塞がれていないとファン効率が著しく低下する。そこで、本実施の形態 1 では、以下の対策を実施している。

- ・羽根間流路 4 7 の上面部を隙間なく塞ぐ羽根上側円板 4 3 を取り付ける。特に、羽根間流路 4 7 の有効流路領域 4 7 a の上面を塞ぐ。

- ・また、羽根間流路 4 7 の下面部を隙間なく塞ぐ羽根下側円板 4 4 を取り付ける。特に、羽根間流路 4 7 の有効流路領域 4 7 a の下面を塞ぐ。この羽根下側円板 4 4 には、回転子風穴 2 6 から回転子 6 の上方に流出した冷媒ガスが羽根間流路 4 7 に流入するように、短径円周 4 1 b の内周側に流路穴が形成されている。

40

【 0 0 3 6 】

ここで、羽根上側円板 4 3 が本発明における油分離板に相当し、羽根下側円板 4 4 が本発明における下面仕切板に相当する。なお、油分離板及び下面仕切板は必ずしも円板形状である必要はなく、上記の範囲を閉塞できるものであればよい。また、油分離板及び下面仕切板は 1 枚の板でなく、複数の板を組合せたものであってもよい。本実施の形態 1 では、油分離板及び下面仕切板が回転した際に駆動軸 3 に偏心加重がかかることを防止するため、油分離板及び下面仕切板を、駆動軸 3 に対して軸対称な円板形状としている。

【 0 0 3 7 】

50

また、羽根間流路 4 7 の出口側から遠心羽根車 4 0 を流出した冷媒ガスが羽根間流路 4 7 の入口側に再度吸引されること（短絡すること）を防止することにより、羽根間流路 4 7 の入口側と出口側との差圧が大きくなり、遠心羽根車 4 0 の昇圧効果を高めることができる。そこで、本実施の形態 1 では、回転子風穴 2 6 の上端から羽根間流路 4 7 の入口側に冷媒ガスを導く羽根内側流路 4 6 と、羽根間流路 4 7 の出口側と、を仕切る以下の流れガイドを設ける。

- ・下端部が回転子風穴 2 6 より外周側となる回転子 6 の上端に当接し、上端部が羽根下側円板 4 4 の流路穴に接続され、内部が羽根内側流路 4 6 となる中空筒形状（例えば中空円筒形状）の内周側流れガイド 4 2 を設ける。なお、本実施の形態 1 では、上側バランスウエイト 3 1 は、凸部 3 1 a を回転子 6 に固定するための支持平板 3 1 c を備えている。そして、この支持平板 3 1 c に、回転子風穴 2 6 の上端開口部が形成されている。このような場合、内周側流れガイド 4 2 の下端は、支持平板 3 1 c（つまり、回転子風穴 2 6 の上端開口部が形成された部材）の上端に当接させてもよい。

- ・回転子風穴 2 6 から回転子 6 の上方に流出した冷媒ガスが羽根間流路 4 7 に流入せずに電動機上側空間 9 へ流出すること（例えば、羽根上側円板 4 3 の略中心部に形成された孔等がある場合に発生）を防止するため、短径円周 4 1 b の内周側も羽根上側円板 4 3 で閉塞している。

【0038】

(C) 遠心羽根車 4 0 の流動損失低減効果

本実施の形態 1 では、遠心羽根車 4 0 で生じる圧力損失を低減するために、以下のよう

- ・羽根内側流路 4 6 を通って羽根内側流路 4 6 の入口側に導きやすいように、回転子風穴 2 6 は短径円周 4 1 b より内周側に配置した。

- ・遠心羽根車 4 0 を構成する羽根 4 1 は、入口角 θ_1 が ± 5 度以内の範囲とした。非特許文献 1（p 216）によれば、羽根車入口における相対流入角と羽根入口角との差である入射角 i_b が 5 deg 以上では衝突損失が発生し、圧縮機損失の原因となる。空調条件のような高速回転においては、羽根 4 1 の内周側端部での回転移動速度のほうが、冷媒流速に比べて大きいので、羽根 4 1 を遠心羽根車 4 0 の内周側開口部（羽根下側円板 4 4 の流路穴）とほぼ接するように配置するのがよい。

【0039】

(D) 固定子外周流路 2 5 上側への静圧伝達方法

固定子 7 の上端には、コイル巻き線ブロック 7 c から固定子 7 の上方へ突出したコイル部分である電動機上部コイル渡り線部 7 a が複数形成されている。本実施の形態 1 では、固定子 7 上端から突出した複数の電動機上部コイル渡り線部 7 a の形状と、上側バランスウエイト 3 1 の凸部 3 1 a と遠心羽根車 4 0 の高さを工夫している。上側バランスウエイト 3 1 の凸部 3 1 a はコイル巻き線ブロック 7 c とほぼ同じ高さとし、電動機上部コイル渡り線部 7 a は遠心羽根車 4 0 の羽根 4 1 上端とほぼ同じ高さに配置した。回転する上側バランスウエイト 3 1 の凸部 3 1 a は、ヘッド先端側から回転進行方向に向かって大きな圧力（全圧）上昇を発生し、この圧力（全圧）上昇は電動機上側空間 9 全体に広がる。とくに、同一の水平断面内で激しい圧力変動と圧力分布を発生し（特許文献 3 参照）、回転子 6 が回転する一周ごとに、圧力と流速が大きく変動するため、固定子外周流路 2 5 の上側の固定子上側空間 9 a を浮遊する油滴と固定子上部油溜り 2 b の油面をかき乱す要因となる。そこで、本実施の形態 1 では、上側バランスウエイト 3 1 の凸部 3 1 a の高さまでをコイル巻き線ブロック 7 c で覆い隠して油滴の巻き上げを防止する。また、上側バランスウエイト 3 1 の凸部 3 1 a に比べると影響は小さいが、遠心羽根車 4 0 も固定子上部油溜り 2 b をかき乱す小さな要因となりうるので、電動機上部コイル渡り線部 7 a で周囲を覆うが、一方、遠心羽根車 4 0 で昇圧された全圧が、固定子外周部上側に伝わりやすくするため、隣接する電動機上部コイル渡り線部 7 a の間にラジアル方向流路 2 8 を形成している。また、固定子外周流路 2 5 の上側には、密閉容器 1 の側壁とコイル巻き線ブロック 7 c に挟まれた空間に、固定子上部油溜り 2 b を確保する。

【 0 0 4 0 】

< 昇圧効果の検証 >

図 6 は、本発明の実施の形態 1 による遠心羽根車による油上がり改善効果を比較した棒グラフである。左縦軸は、固定子外周流路 2 5 の下側圧力（電動機下側空間 5 側圧力） P_1 と、固定子外周流路 2 5 の上側圧力（電動機上側空間 9 側圧力） P_2 と、の差を示している。また、右縦軸は、固定子外周流路 2 5 の上端から上側に溜まった潤滑油の油面高さ（固定子上部油溜り 2 b の油面高さであり、図 6 には固定子外周部上油面高さとして記す） H を示している。

【 0 0 4 1 】

電動機下側空間 5 から電動機上側空間 9 へ移動する油流速が比較的緩やかだと仮定し、固定子外周流路 2 5 の長さ H_0 （ $H_0 = 80 \text{ mm}$ ）とすると、固定子上部油面高さ H は、静的な力の釣合い（圧力と重力の釣合い）の関係から以下の式（1）で求められる。

【 0 0 4 2 】

【数 1】

$$\Delta H = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} - H_0 \quad \dots (1)$$

【 0 0 4 3 】

なお、式 1 において、 ρ は潤滑油の密度であり、 g は重力加速度である。

【 0 0 4 4 】

また、図 7 に、本実施の形態 1 による密閉形圧縮機の密閉容器内における静的な力の釣合い関係を縦断面図において示す。計算条件は冷媒種：R22、ASHRAE 条件の吐出圧：2.15 MPa で、冷媒ガス流量 160 kg/h、電動機 8 の回転数：50 rps を仮定した。遠心羽根車 40 の羽根 41 の高さは 10 mm、羽根 41 の入口端部を接続した円周径は 44 mm、羽根 41 の出口端部を接続した円周径は 64 mm である。電動機は、回転子は磁石内蔵形 DC ブラシレスモータ形式で回転子風穴を 2 個設けて、固定子は分布巻きコイルで、固定子外周流路 2 5 が油で塞がった状態を仮定する。3次元汎用熱流体解析ツール（特許文献 3 参照）を用いて密閉容器内の静圧分布を計算し、固定子外周流路 2 5 上部付近と下端付近の圧力 P_1 と P_2 を求めて、固定子外周部上下差圧（ $P_1 - P_2$ ）を式（1）代入して固定子外周部上油面高さを算出した。

【 0 0 4 5 】

図 6 からわかるように、例 1）の場合、つまり、遠心羽根車 40 が無い場合、上下差圧（ $P_1 - P_2$ ）は 1420 Pa となり、固定子外周部上部油面高さ（ H ）は 50 mm と予測される。

また、例 2）の場合、つまり、羽根上側円板 43 と 8 枚の羽根 41 で遠心羽根車 40 を構成した場合、上下差圧（ $P_1 - P_2$ ）は 1020 Pa となり固定子上部油面高さ（ H ）は 22 mm と予測される。遠心ファンの昇圧効果により上下差圧（ $P_1 - P_2$ ）が 400 Pa 低減された。

さらに、例 3）の場合、つまり、羽根上側円板 43、8 枚の羽根 41 及び羽根下側円板 44 で遠心羽根車 40 を構成した場合、固定子上部油面高さ（ H ）は -3 mm と予測され、昇圧効果により上下差圧（ $P_1 - P_2$ ）が 800 Pa となった。つまり、固定子外周部の上は潤滑油が全く溜まらない状態である。

【 0 0 4 6 】

ここで、回転子 6 と回転体（駆動軸 3 や遠心羽根車 40）による仕事を算出すると、例 1）の場合は 9 W となり、例 2）の場合は 11 W となり、例 3）の場合は 13 W となった。また、例 3）の場合、遠心羽根車の仕事量は 6 W であった。これらの仕事量は電動機 8 の入力 2.5 kW に対して 1% 以下である。

【 0 0 4 7 】

非特許文献 2（p132）には、各種ファンの全圧効率が示されており、遠心送風機（遠心羽根車）のターボファン（出口角 < 90 度）、ラジアルファン（出口角 = 90 度）、

10

20

30

40

50

多翼ファン（出口角 > 90度）で比較すると、一般的にターボファンが最も高効率である。通常、羽根の入口角₁が0度前後で最も高効率である。また、出口角₂が大きいほど羽根サイズに対する比昇圧量が大きいことが知られている。

【0048】

そこで、本実施の形態1では、油分離を改善するために得たい昇圧効果は1kPa程度であるから、ファン効率を重視して、入口角₁が0度前後のターボファンとして遠心羽根車40を設計した。圧縮機構10を駆動する軸回転を利用するためファン動作のための機械損失増加はないとすると、ファン効率（昇圧仕事量/軸出力）は約50%である。

【0049】

なお、ラジアル方向流路28がない場合、固定子外周流路25上部の昇圧効果は、遠心羽根車40出口の昇圧効果の約20%であった。次に、本実施の形態1のようにラジアル方向流路28の流路面積を羽根間流路47の流路面積の半分程度確保すると、固定子外周流路25上部の昇圧効果は、遠心羽根車40で得られた昇圧効果の40%程度であった。

10

【0050】

<蒸気圧縮式冷凍サイクル装置101と油流出率>

図8は、本実施の形態1に係る密閉形圧縮機を搭載した蒸気圧縮式冷凍サイクル装置の構成図である。

蒸気圧縮式冷凍サイクル装置101は、密閉形圧縮機100と、放熱器104（CO₂冷媒の場合はガスクーラ、フロン冷媒の場合は凝縮器に相当）と、膨張機構103と、蒸発器102とを順次配管で接続し、冷媒回路を構成している。本実施の形態1では、冷媒としてCO₂冷媒を用いている。また、放熱器104として、冷媒が放出した熱によって給湯タンク105から循環してきた水を加熱する水熱交換器を採用している。また、蒸発器102として、冷媒が外気から熱を吸収する空気熱交換器を採用している。

20

【0051】

このように構成された蒸気圧縮式冷凍サイクル装置101において、15から90まで水を沸き上げる運転に相当する給湯定格運転を行い、密閉形圧縮機100から吐出された冷媒中に含まれる潤滑油の流出率（油流出率）と給湯COPを計測した。なお、密閉形圧縮機100から吐出された冷媒中に含まれる潤滑油の流出は、密閉形圧縮機100と放熱器104との間に設けた油分離計測器によって計測した。

【0052】

その結果、例1)の場合、油流出率は1.4%となり、給湯COPは4.45となった。また、例2)の場合、油流出率は1.0%となり、給湯COPは4.48となった。また、例3)の場合、油流出率は0.5%となり、給湯COPは4.52となった。つまり、例3)の場合、給湯COPが例1)の場合よりも1.5%改善した。このことより、本実施の形態1に係る密閉形圧縮機100を蒸気圧縮式冷凍サイクル装置101に用いることによって、油流出率が低下できるので、熱交換器（詳しくは放熱器104）内に潤滑油が付着することによる性能低下を防止でき、蒸気圧縮式冷凍サイクル装置101の省エネ効率の改善や信頼性向上を図れることがわかる。

30

【0053】

なお、本実施の形態1で示した蒸気圧縮式冷凍サイクル装置101は、あくまでも一例である。冷媒としてCO₂冷媒を使用してもよいし、放熱器104として空気熱交換器を採用しても勿論よい。冷媒の種類や熱交換器の種類に限定されることなく、本実施の形態1に係る密閉形圧縮機100を蒸気圧縮式冷凍サイクル装置101に用いることによって、油流出率が低下し、蒸気圧縮式冷凍サイクル装置101の省エネ効率の改善や信頼性向上を図ることができる。

40

【0054】

<効果>

以上、本実施の形態1のように構成された密閉形圧縮機100は、羽根上側円板43によって、羽根41の上部で短径円周41bより内周側、及び、羽根間流路47を閉塞して、吐出管22への短絡流路を塞いでいるので、密閉容器1内における潤滑油貯蔵量の低下

50

を防ぐことができ、潤滑不良による信頼性低下を抑える効果と、省エネ性能が向上するという効果を得ることができる。

【0055】

また、羽根間流路47の下部を閉塞する羽根下側円板44を設けることにより、(B)の遠心羽根車40の漏れ低減効果がより向上する。このため、密閉容器1内における潤滑油貯蔵量の低下をより防ぐことができ、潤滑不良による信頼性低下を抑える効果と、省エネ性能が向上するという効果をより得ることができる。

【0056】

また、内周側流れガイド42を設けることにより、(B)の遠心羽根車40の漏れ低減効果がさらに向上する。このため、密閉容器1内における潤滑油貯蔵量の低下をさらに防ぐことができ、潤滑不良による信頼性低下を抑える効果と、省エネ性能が向上するという効果をさらに得ることができる。

10

【0057】

また、回転子風穴26を短径円周41bより内周側に配置することにより、(C)の遠心羽根車40の流動損失低減効果がより向上する。このため、密閉容器1内における潤滑油貯蔵量の低下をより防ぐことができ、潤滑不良による信頼性低下を抑える効果と、省エネ性能が向上するという効果をより得ることができる。

【0058】

また、遠心羽根車40は、羽根41の入口角 θ_1 が ± 5 度以内となっているので、(C)の遠心羽根車40の流動損失低減効果がさらに向上する。このため、密閉容器1内における潤滑油貯蔵量の低下をさらに防ぐことができ、潤滑不良による信頼性低下を抑える効果と、省エネ性能が向上するという効果をさらに得ることができる。

20

【0059】

また、遠心羽根車40の各羽根41を、一枚の板から折り曲げて形成しているため、遠心羽根車40の製造コストを低減できる。

【0060】

また、隣接する電動機上部コイル渡り線部7aの間にラジアル方向流路28を形成することにより、(D)の固定子外周流路25上側への静圧上昇伝達効果がより向上する。このため、密閉容器1内における潤滑油貯蔵量の低下をより防ぐことができ、潤滑不良による信頼性低下を抑える効果と、省エネ性能が向上するという効果をより得ることができる。

30

【0061】

実施の形態2

図9は、本発明の実施の形態2による密閉形圧縮機の構造を示す縦断面図である。また、図10は、本発明の実施の形態2による密閉形圧縮機の横断面図(図9のA-A断面図)である。

本実施の形態2に係る密閉形圧縮機100と実施の形態1で示した密閉形圧縮機100との間で異なる点は、遠心羽根車40の形状と、遠心羽根車40近傍の構成である。なお、本実施の形態2の密閉形圧縮機100のその他の構成と動作は上記実施の形態1と同様であるので説明は省略する。

40

【0062】

詳しくは、実施の形態1では、遠心羽根車40を構成する8枚の羽根41は駆動軸3に対して軸対称に配置されていた。また、各羽根41は、羽根の角度、全長41e(図3参照)及び高さ41d(図3参照)が等しかった。一方、本実施の形態2では、遠心羽根車40を構成する8枚の羽根41のうち、上側バランスウエイト31の凸部31aの上側に配置される羽根のほうが、凸部31a以外の平坦部31b(つまり、支持平板31cの上側平坦面)に配置された羽根41よりも高さが短くなっている。また、本実施の形態2では、支持平板31cを固定する固定ボルト45が羽根間流路47に入り込んだ部分の羽根41間隔を広めに配置しているため、遠心羽根車40を構成する8枚の羽根41は駆動軸3に対して軸対称でない構成となっている。

50

【 0 0 6 3 】

このような不均一な 8 枚羽根 4 1 であっても、実施の形態 1 の (B) 遠心羽根車 4 0 の漏れ低減効果、及び、(C) 遠心羽根車 4 0 の流動損失低減効果、で説明したように設計すれば、実施の形態 1 に準じた効果が得られる。但し、各羽根 4 1 の高さが不均一な場合には、羽根間流路 4 7 の下側を隙間なく覆うのが難しいので注意を要する。例えば、上側バランスウエイト 3 1 は張り出した凸部 3 1 a と支持平板 3 1 c とを一体の鋳物で作る場合が多く、上側バランスウエイト 3 1 の凸部 3 1 a の上面側は湾曲している場合が多い。このため、少なくとも上側バランスウエイト 3 1 の凸部 3 1 a と対向する位置に配置された羽根間流路 4 7 の下側を、平面視円弧状のランサカバー 3 0 (実施の形態 1 で示した羽根下側円板 4 4 に相当) で覆って隙間を無くすことが好ましい。このとき、ランサカバー 3 0 の上部に配置される羽根 4 1 は、高さ 4 1 d の低いものとなる。また、その他の羽根 4 1 は、支持平板 3 1 c の上面側の平坦部 3 1 b 近傍まで (つまり、回転子 6 の上端側と隙間を埋めるように) 延設された、高さ 4 1 d の高いものとなる。本実施の形態 2 では、回転子 6 の回転子風穴 2 6 から流出した冷媒がさらに羽根間流路 4 7 に流入しやすくするため、ランサカバー 3 0 と支持平板 3 1 c (つまり、回転子 6 の上端) との間に、ランサカバー 3 0 の形状に対応した平面視略円弧状の内周側流れガイド 4 2 も設けている。

10

【 0 0 6 4 】

なお、本実施の形態 2 のような不均一な羽根 4 1 も、実施の形態 1 と同様に、一枚の金属板から製作することができる。つまり、図 3 の実施の形態 1 による遠心羽根車 4 0 の 8 枚羽根の展開面のうちで、例えば 4 枚の羽根の高さ 4 1 d を長く設計すれば、1 枚の金属板を曲げて製作することが可能である。

20

【 0 0 6 5 】

< 効果 >

以上、本実施の形態 2 のように構成された密閉形圧縮機 1 0 0 においても、電動機上側空間 9 で分離された潤滑油は固定子 7 の上側に溜ることがなくなり、電動機下側空間 5 へ、さらには、密閉容器底部油溜り 2 a へ潤滑油を還流することが可能となる。このため、密閉形圧縮機 1 0 0 外への油吐出量を低減でき、かつ、密閉容器 1 内に封入した潤滑油を有効活用できるため、熱交換器の性能低下を抑える効果 (省エネ性能の向上) や、密閉容器 1 内の貯油量が減少することによって生じる潤滑不良による信頼性低下を抑える効果が得られる。

30

つまり、本実施の形態 2 のように構成された密閉形圧縮機 1 0 0 においても、実施の形態 1 に準じた効果を得ることができる。

【 0 0 6 6 】

なお、8 枚の羽根 4 1 が不均一であると、遠心羽根車 4 0 で昇圧した圧力の変動が大きくなり、流体振動騒音の原因や駆動軸 3 のトルク変動増加の原因となり、しいては、ファン効率と圧縮機効率を低下させる要因になりうる。このため、本実施の形態 2 で示した遠心羽根車 4 0 を密閉形圧縮機 1 0 0 に採用しても実施の形態 1 に準じた効果を得られるが、実施の形態 1 で示した遠心羽根車 4 0 を密閉形圧縮機 1 0 0 に採用した方が好ましい。

40

【 0 0 6 7 】

実施の形態 3 .

図 1 1 は、本発明の実施の形態 3 による密閉形圧縮機の横断面図である。

本実施の形態 3 に係る密閉形圧縮機 1 0 0 と実施の形態 1 で示した密閉形圧縮機 1 0 0 との間で異なる点は、ラジアル方向流路 2 8 の構成である。なお、本実施の形態 3 の密閉形圧縮機 1 0 0 のその他の構成と動作は上記実施の形態 1 と同様であるので説明は省略する。なお、本実施の形態 3 で示すラジアル方向流路 2 8 の構成を実施の形態 2 で示した密閉形圧縮機 1 0 0 に採用しても勿論よい。

【 0 0 6 8 】

実施の形態 1 では、遠心羽根車 4 0 が回転することで回転子風穴 2 6 から羽根間流路 4 7 に流入した冷媒は、昇圧されてラジアル方向に流出し、大部分は電動機上部コイル渡り

50

線部 7 a に衝突後、円筒形状の羽根外側流路 4 8 (遠心羽根車 4 0 の外周と電動機上部コイル渡り線部 7 a との間に形成された流路、図 1 を参照) を通って上昇する。また、羽根間流路 4 7 からラジアル方向に流出した冷媒の一部は、ラジアル方向流路 2 8 を通って広がる。このとき、ラジアル方向流路 2 8 の流路面積が小さいと、遠心羽根車 4 0 出口の圧力が固定子外周流路 2 5 まで伝わりにくくなる。また、ラジアル方向流路 2 8 の流路面積が大きいと、固定子外周流路 2 5 上部の油溜まりを攪拌して潤滑油を巻き上げやすくなり、かえって油流出量が増加する。さらに、遠心羽根車 4 0 で昇圧された冷媒ガスの運動エネルギーが固定子外周流路 2 5 の上側の空間で効率よく静圧に変換されないと、圧力損失になる。

【 0 0 6 9 】

上述のように、ラジアル方向流路 2 8 がない場合、固定子外周流路 2 5 上部の昇圧効果は、遠心羽根車 4 0 出口の昇圧効果の約 2 0 % であった。また、実施の形態 1 のようにラジアル方向流路 2 8 の流路面積を羽根間流路 4 7 の流路面積の半分程度確保すると、固定子外周流路 2 5 上部の昇圧効果は、遠心羽根車 4 0 で得られた昇圧効果の 4 0 % 程度であった。

【 0 0 7 0 】

そこで、本実施の形態 3 では、電動機上部コイル渡り線部 7 a の形状と配置を工夫して、隣接する電動機上部コイル渡り線部 7 a の間に形成されたラジアル方向流路 2 8 をディフューザ形状 (上流側から下流側にかけて流路断面積が次第に大きくなる形状) に構成することで、遠心羽根車 4 0 で昇圧された冷媒ガスの運動エネルギーを効率よく静圧に変換し、固定子外周流路 2 5 の上側で静圧を高める効果を狙ったものである。また、本実施の形態 3 では、遠心羽根車 4 0 から流出した冷媒ガスの流れ方向に沿うように、平面視においてラジアル方向流路 2 8 を駆動軸 3 の回転前進方向 (図 1 1 における時計回り方向) に傾けている。このようにラジアル方向流路 2 8 をディフューザ流路形状に構成することにより、固定子外周流路 2 5 上部の昇圧効果は遠心羽根車 4 0 出口の昇圧効果の約 6 0 % まで向上した。

【 0 0 7 1 】

< 効果 >

このような構成であれば、電動機上側空間 9 での流動損失を低減し、実施の形態 1 と同等以上に固定子外周流路 2 5 の上側で静圧を高める効果を得られる。このため、電動機上側空間 9 で分離された潤滑油は、固定子 7 の上側に溜ることがよりなくなり、電動機下側空間 5 へ、さらには、密閉容器底部油溜り 2 a へ潤滑油を還流することが可能となる。このため、密閉形圧縮機 1 0 0 外への油吐出量を低減でき、かつ、密閉容器 1 内に封入した潤滑油を有効活用できるため、熱交換器の性能低下を抑える効果 (省エネ性能の向上) や、密閉容器 1 内の貯油量が減少することによって生じる潤滑不良による信頼性低下を抑える効果が得られる。

つまり、本実施の形態 3 のように構成された密閉形圧縮機 1 0 0 においては、実施の形態 1 と同等以上に、密閉容器 1 内における潤滑油貯蔵量の低下を防ぐことができ、潤滑不良による信頼性低下を抑える効果と、省エネ性能が向上するという効果を得ることができる。

【 0 0 7 2 】

実施の形態 4 .

図 1 2 は、本発明の実施の形態 4 による密閉形圧縮機の構造を示す縦断面図である。また、図 1 3 は、本発明の実施の形態 4 による回転子上部の構成を示す斜視図である。本実施の形態 4 に係る密閉形圧縮機 1 0 0 と実施の形態 1 で示した密閉形圧縮機 1 0 0 との間で異なる点について説明する。

【 0 0 7 3 】

実施の形態 1 では、固定子外周流路 2 5 の上側の固定子上側空間 9 a に対する固定子上部油溜り 2 b の油面をかき乱す要因となる上側バランスウエイト 3 1 の凸部 3 1 a の回転の影響を打ち消すため、凸部 3 1 a の周囲をコイル巻き線ブロック 7 c で覆っていた。こ

10

20

30

40

50

れに対して、本実施の形態 4 では、円筒側壁 37 を上側バランスウエイト 31 の支持平板 31c の上側の平坦部 31b から立ち上げて、上側バランスウエイト 31 の凸部 31a の高さまで覆っている。本実施の形態 4 に係る密閉形圧縮機 100 は、固定子 7 が集中巻きコイルの電動機 8 を用いているため、コイル巻き線ブロック 7c と電動機上部コイル渡り線部 7a が小さくなった。このため、本実施の形態 4 では、上側バランスウエイト 31 の凸部 31a と遠心羽根車 40 の一部を覆う手段として円筒側壁 37 を用いる。この際、羽根間流路 47 の出口 47c と円筒側壁 37 との間に十分な隙間を設けて、羽根外側流路 48 を確保する。また、円筒側壁 37 は、羽根間流路 47 の外周側出口（出口 47c）から径方向の流れを妨げて、遠心羽根車 40 の出口の一部を構成する。遠心羽根車 40 で昇圧された冷媒ガスは、羽根外側流路 48 を通過して、固定子上側空間 9a に流出され昇圧し、さらに、電動機上側空間 9 に広がる。

10

【0074】

なお、本実施の形態 4 の円筒側壁 37 の底面は支持平板 31c を用いて形成したが、円筒側壁 37 と底面とをカップ形状に一体成型したものであってもよい。さらに、カップの底面側に油抜き孔 39 を設ければ、カップに溜まった油を抜くことも可能である。

【0075】

以上、本実施の形態 4 のように構成された密閉形圧縮機 100 においても、密閉容器 1 内の貯油量が減少することによって生じる潤滑不良による信頼性低下を抑える効果が得られ、実施の形態 1 と同様な効果を得ることができる。

20

【0076】

実施の形態 5 .

図 14 は、本発明の実施の形態 5 による密閉形圧縮機の構造を示す縦断面図である。

本実施の形態 5 に係る密閉形圧縮機 200 は、図 14 に示すように高圧シェル型の密閉形スクロール圧縮機となっている。つまり、本実施の形態 5 に係る密閉形圧縮機 200 は、圧縮機構がスクロール型である点（以下、スクロール型の圧縮機構を圧縮機構 210 と称する）、及び、圧縮機構 210 を電動機 8 よりも上側に配置した点が実施の形態 1 と異なっている。また、本実施の形態 5 に係る密閉形圧縮機 200 は、密閉容器 1 内において吐出管 22 より上側となる空間に吐出ポート 18 から圧縮した冷媒を一端吐出する点が、実施の形態 1 とは異なる。なお、本発明の特徴である回転子 6 上部の構成と遠心羽根車 40 の構成は実施の形態 1 と全く同じであり説明は省略する。

30

【0077】

<密閉形圧縮機 200 の基本構造及び動作>

本実施の形態 5 の密閉形圧縮機 200 の基本構造及び動作について簡単に説明する。

【0078】

上述のように、本実施の形態 5 に係る圧縮機構 210 は、固定スクロール 51 及び揺動スクロール 52 を備えている。固定スクロール 51 は、下面に板状渦巻歯が形成されたものであり、圧縮機構筐体 50 に固定されている。揺動スクロール 52 は、上面に固定スクロール 51 の板状渦巻歯を噛み合う板状渦巻歯が形成され、駆動軸 3 の上端部に摺動自在に設けられている。固定スクロール 51 の板状渦巻歯と揺動スクロール 52 の板状渦巻歯とが噛み合うことにより、両板状渦巻歯の間に圧縮室 53 が形成される。また、揺動スクロール 52 が固定スクロール 51 に対して偏芯巡回運動することにより、圧縮室 53 の体積が徐々に減少し、シリンダ室 14a の冷媒を圧縮する。

40

【0079】

なお、圧縮機構筐体 50 は、密閉容器 1 の内周面に圧入や溶接により固定されており、駆動軸 3 を回転自在に支持する上側軸受部 54 が形成されている。上側軸受部 54 は、電動機 8 の下方に設けられた下側軸受部 55 と共に駆動軸 3 を回転自在に支持する。また、圧縮機構筐体 50 は、その外周部と密閉容器 1 との間に冷媒流路 57 が形成されている。また、圧縮機構筐体 50 の下方には、電動機 8 の固定子 7 の上端から圧縮機構筐体 50 の下面まで延設され、密閉容器 1 と所定の間隔を介して配置された電動機上側空間外周カバー 59 が設けられている。つまり、この電動機上側空間外周カバー 59 と密閉容器 1 との

50

間には、冷媒流路 5 7 と連通する電動機上側空間外周流路 5 8 が形成されている。

【 0 0 8 0 】

< 吐出ガス流出経路 >

回転子 6 及び駆動軸 3 が回転することにより、揺動スクロール 5 2 が固定スクロール 5 1 に対して偏芯旋回運動を行う。これにより、低圧の吸入冷媒は、吸入管 2 1 (図 1 4 中の (1)) から、固定スクロール 5 1 及び揺動スクロール 5 2 の板状渦巻歯で形成される圧縮室 5 3 に吸入される。上側軸受部 5 4 と下側軸受部 5 5 で支持される駆動軸 3 により駆動される揺動スクロール 5 2 が偏芯旋回運動するに伴って、圧縮室 5 3 の容積を減少させる。この圧縮行程により吸入冷媒は高圧となり、固定スクロール 5 1 の吐出ポート 1 8 より密閉容器 1 内の上部シェル吐出空間 (図 1 4 中の (2)) に吐出される。

10

【 0 0 8 1 】

吐出ポート 1 8 から吐出された冷媒は、圧縮機構筐体 5 0 の外周側と密閉容器 1 との隙間で形成される冷媒流路 5 7 を下方方向に流れる。そして、この冷媒は、電動機上側空間外周カバー 5 9 と密閉容器 1 との隙間で形成される電動機上側空間外周流路 5 8 (図 1 4 中の (3)) を通って固定子外周流路 2 5 に導かれる。固定子外周流路 2 5 に流入した冷媒は、固定子外周流路 2 5 を下方方向に流れて電動機下側空間 5 (図 1 4 中の (4)) に流入し、下側軸受部 5 5 が形成された下側軸受部 1 2 まで到達する。この過程で冷媒は噴霧状態で混入する潤滑油を分離し、分離した潤滑油は下側軸受部 1 2 に開けられた油戻し穴 1 2 a から密閉容器底部油溜り 2 a に還流される。

20

【 0 0 8 2 】

一方、電動機下側空間 5 に到達した冷媒は、電動機下側空間 5 から回転子 6 の回転子風穴 2 6 に通って上昇し、回転子 6 の上部に取り付けた遠心羽根車 4 0 の羽根内側流路 4 6 (図 1 4 中の (5)) に流入する。この冷媒は、遠心羽根車 4 0 の羽根間流路 4 7 に吸い込まれ、遠心羽根車 4 0 の回転速度により昇圧されながら外周側に流れて、羽根外側流路 4 8 を通って上昇し、電動機上側空間 9 (図 1 4 中の (6)) に一旦開放されたのち、密閉容器 1 の吐出管 2 2 から外部回路に吐出される (図 1 4 中の (7)) 。

【 0 0 8 3 】

< 油流動と油流出経路 >

圧縮機構 2 1 0 の各部には、密閉容器底部油溜り 2 a に貯蔵された潤滑油が供給される。詳しくは、駆動軸 3 が回転することにより、密閉容器底部油溜り 2 a に貯蔵された潤滑油を駆動軸 3 の下端の油吸込み穴 4 a から吸い上げて、駆動軸 3 の軸心を貫通する中空穴 4 b に流入させる。そして、給油穴 4 d , 4 e からそれぞれ、駆動軸 3 外周と上側軸受部 5 4 内周との隙間、駆動軸 3 外周と下側軸受部 5 5 内周との隙間に潤滑油を供給し、圧縮機構 2 1 0 の潤滑と圧縮ガスのシールに寄与させる。なお、給油穴 4 c とその他の給油隙間を経由して、圧縮室 5 3 にも潤滑油の一部が供給される。この潤滑油は、圧縮室 5 3 で圧縮され、吐出ポート 1 8 から冷媒ガスに混ざって上部シェル吐出空間 (図 1 4 中の (2)) に吐出される。

30

【 0 0 8 4 】

電動機上側空間外周流路 5 8 と固定子外周流路 2 5 とを通過して下降し電動機下側空間 5 (図 1 4 中の (4)) に達した冷媒ガスは、下側軸受部 1 2 等の壁に衝突することで油分離する。しかしながら、一部の潤滑油は回転子 6 の回転により巻き上げられて、冷媒ガスといっしょに回転子風穴 2 6 を通って上昇し、羽根内側流路 4 6 (図 1 4 中の (5)) に流入する。そして、この潤滑油は、羽根内側流路 4 6 から遠心羽根車 4 0 の羽根間流路 4 7 に流入し、遠心羽根車 4 0 の羽根間流路 4 7 で昇圧された冷媒ガスといっしょに遠心羽根車 4 0 の外周側に流出し、羽根外側流路 4 8 を通って電動機上側空間 9 (図 1 4 中の (6)) に達する。また、駆動軸 3 の給油穴 4 d から上側軸受部 5 4 に供給された潤滑油の一部も、駆動軸 3 外周と上側軸受部 5 4 内周との隙間を下方に流れ、電動機上側空間 9 (図 1 4 中の (6)) に放出される。以上の電動機上側空間 9 (図 1 4 中の (6)) に達した潤滑油 (油滴) のうちで、油分離されなかった油滴は冷媒ガスといっしょに吐出管 2 2 から密閉容器外へ放出される。

40

50

【 0 0 8 5 】

< 固定子上部油溜り 2 b と課題 >

電動機上側空間 9 で油分離された油滴は、回転子 6 の回転作用により遠心力が働いて、固定子上側空間 9 a で密閉容器 1 の側壁側に集まりやすく、ちょうど固定子 7 の外周上側に油滴が沈降し、固定子上部油溜り 2 b を形成しやすい。固定子上部油溜り 2 b の油は、コイル巻き線ブロック 7 c のコイル隙間流路 2 4 や固定子内周流路 2 7 を通って、電動機上側空間 9 から電動機下側空間 5 へ重力落下するが、電動機上側空間 9 の圧力低下が大きいと、固定子上部油面高さ (H) が高くなり、密閉容器底部油溜り 2 a に貯蔵される油量が減少し、油面高さも低下する。あるいは、固定子上部油溜り 2 b から巻き上げられて、冷媒ガスといっしょに吐出管 2 2 から密閉容器外へ流出する油量が増加する。その結果、圧縮機構 2 1 0 への給油量が低下し潤滑信頼性の低下や圧縮ガス漏れ量増加を招く原因となる。

10

【 0 0 8 6 】

そこで、本実施の形態 5 では、本発明の実施の形態 1 と同様に回転子 6 の上方に配置された遠心羽根車 4 0 を適切に設計配置することで、電動機上側空間 9 の圧力を高めることにより、電動機上側空間 9 の圧力を電動機下側空間 5 に比べて高くするか、あるいは、電動機上側空間 9 の圧力低下を従来よりも抑止し、密閉容器 1 外へ流出する油量の増加 (つまり、密閉容器底部油溜り 2 a に貯留する油量の減少) を防止している。遠心羽根車を適切に設計配置する手段については、実施の形態 1 から 3 と同様にして、(A) 遠心羽根車 4 0 のコスト低減効果、(B) 遠心羽根車 4 0 の漏れ低減効果、(C) 遠心羽根車 4 0 の流動損失低減効果、(D) 固定子外周流路 2 5 上側への静圧上昇伝達効果、について注意を払うことが重要である。

20

【 0 0 8 7 】

< 効果 >

このような構成によれば、密閉容器 1 内で回転子 6 の回転を利用して、電動機上側空間 9 を昇圧する効果 (例えば数 k P a レベル) が得られる。その結果、密閉形圧縮機 2 0 0 の外部回路への油流出を低減することができ、かつ、密閉容器 1 内に封入した潤滑油を有効活用できるため、熱交換器の性能低下を抑える効果 (省エネ性能の向上) や、密閉容器 1 内の貯油量が減少することによって生じる潤滑不良による信頼性低下を抑える効果が得られる。

30

つまり、本実施の形態 5 のように構成された密閉形圧縮機 2 0 0 においても、実施の形態 1 と同様の効果を得ることができる。

【 0 0 8 8 】

以上、実施の形態 1 から実施の形態 3 では高圧シェル型の密閉形ローリングピストン式ロータリ圧縮機について、実施の形態 5 では、高圧シェル型の密閉形スクロール圧縮機について説明した。圧縮機構と電動機が同じ密閉容器内に共存する密閉形圧縮機において、電動機 8 の回転子 6 と固定子 7 の配置が同様で、冷媒が電動機下側空間 5 から電動機上側空間 9 へ流れが同様であれば、その他のシェル形式やその他の圧縮形式においても実施の形態 1 から実施の形態 5 と同様の手段を用いて同様の効果が得られる。例えば、半密閉式の場合も同様の効果が得られる。あるいは、中間圧シェル形式の場合や、低圧シェル形式の場合にも同様の効果が得られる。また、その他の回転形圧縮方式 (スライディングベーン式、スイング式等) についても同様の効果が得られる。

40

【 符号の説明 】

【 0 0 8 9 】

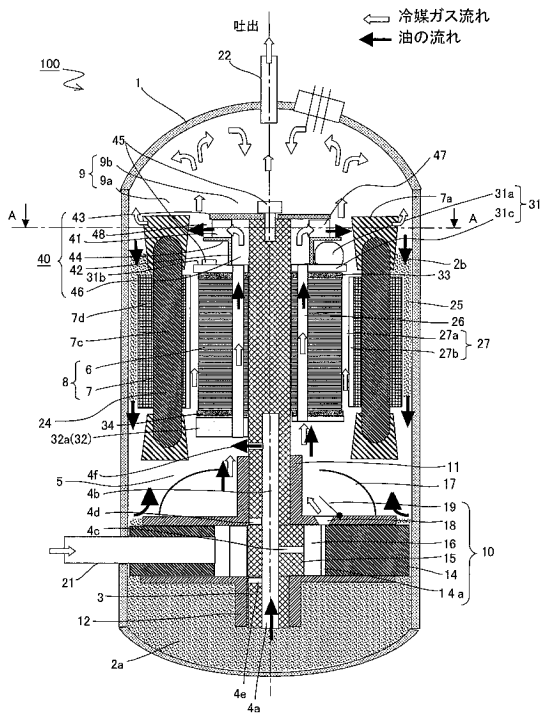
1 密閉容器、2 a 密閉容器底部油溜り、2 b 固定子上部油溜り、3 駆動軸、4 a 油吸込み穴、4 b 中空穴、4 c , 4 d , 4 e 給油穴、4 f ガス抜き穴、5 電動機下側空間、6 回転子、7 固定子、7 a 電動機上部コイル渡り線部、7 c コイル巻き線ブロック、7 d コア、8 電動機、9 電動機上側空間、9 a 固定子上側空間、9 b 回転子上側空間、1 0 圧縮機構、1 1 上側軸受部、1 2 下側軸受部、1 2 a 油戻し穴、1 4 シリンダ、1 4 a シリンダ室、1 5 偏心ピン軸部、1 6

50

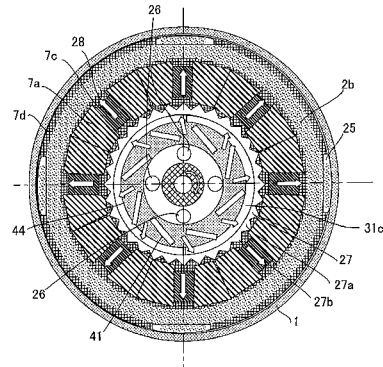
回転ピストン、17 吐出マフラ、18 吐出ポート、19 吐出弁、21 吸入管、22 吐出管、24 コイル隙間流路、25 固定子外周流路、26 回転子風穴、27 固定子内周流路、27a エアギャップ、27b コア内周部切欠き流路、28 ラジアル方向流路、30 バランサカバー、31 上側バランスウエイト、31a 凸部、31b 平坦部、31c 支持平板、32 下側バランスウエイト、32a 凸部、33 回転子上部固定基板、34 回転子下部固定基板、37 円筒側壁、39 油抜き孔、40 遠心羽根車、41 羽根、41b 短径円周、41c 長径円周、41d 高さ、41e 全長、42 内周側流れガイド、43 羽根上側円板、44 羽根下側円板、45 固定ボルト、46 羽根内側流路、47 羽根間流路、47a 有効流路領域、47b 有効長さ、47c 出口、48 羽根外側流路、50 圧縮機構筐体、51 固定スクロール、52 揺動スクロール、53 圧縮室、54 上側軸受部、55 下側軸受部、57 冷媒流路、58 電動機上側空間外周流路、59 電動機上側空間外周カバー、100 密閉形圧縮機、101 蒸気圧縮式冷凍サイクル装置、102 蒸発器、103 膨張機構、104 放熱器、105 給湯タンク、106 油分離計測器、200 密閉形圧縮機、210 圧縮機構。

10

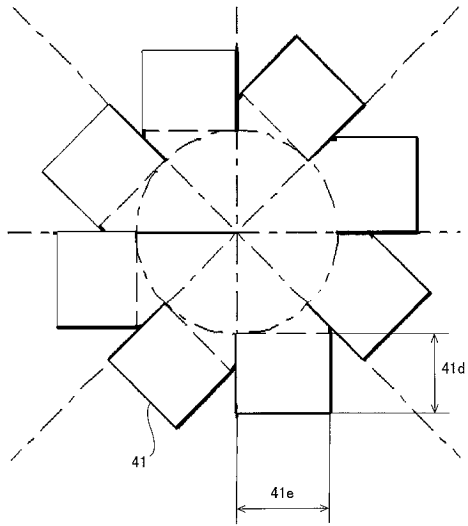
【 図 1 】



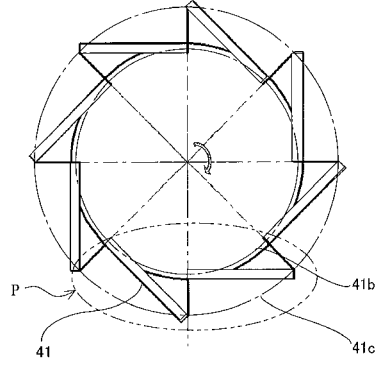
【 図 2 】



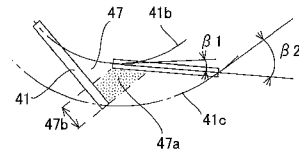
【 図 3 】



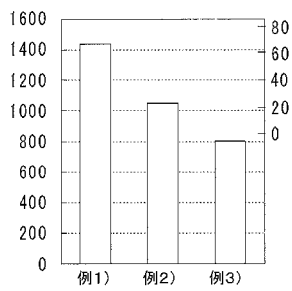
【 図 4 】



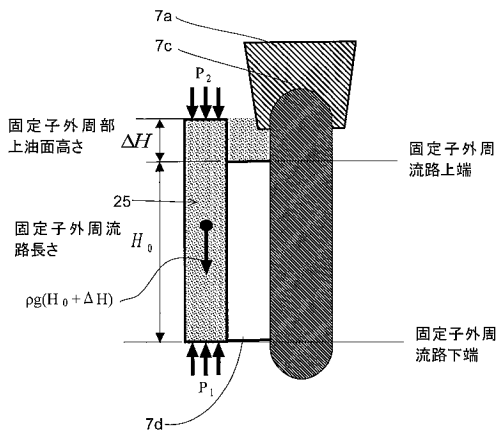
【 図 5 】



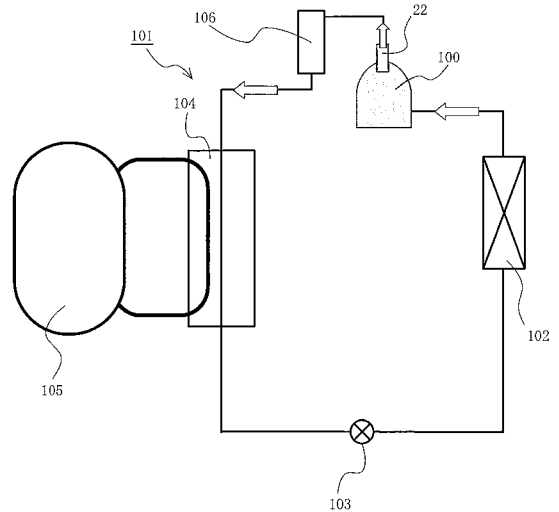
【 図 6 】



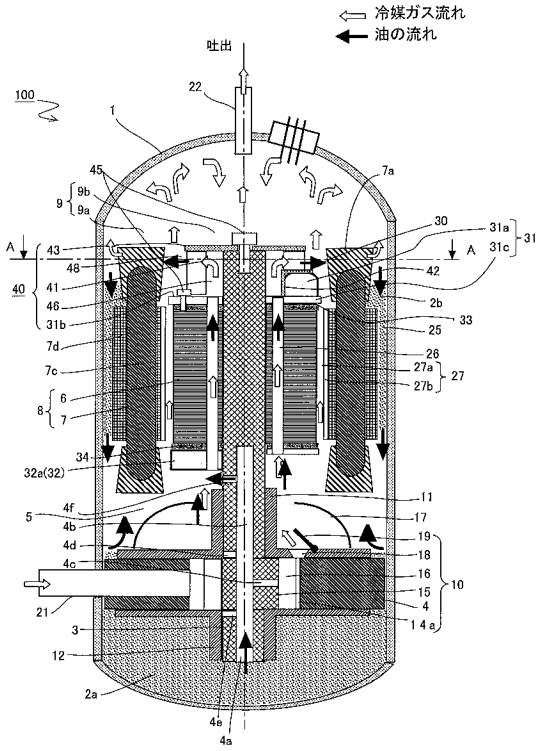
【 図 7 】



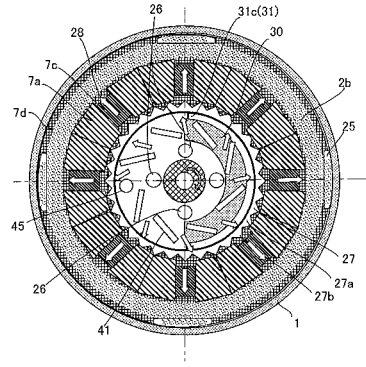
【 図 8 】



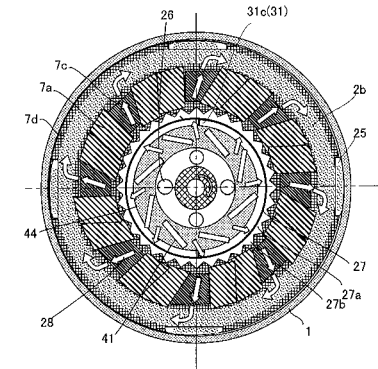
【図 9】



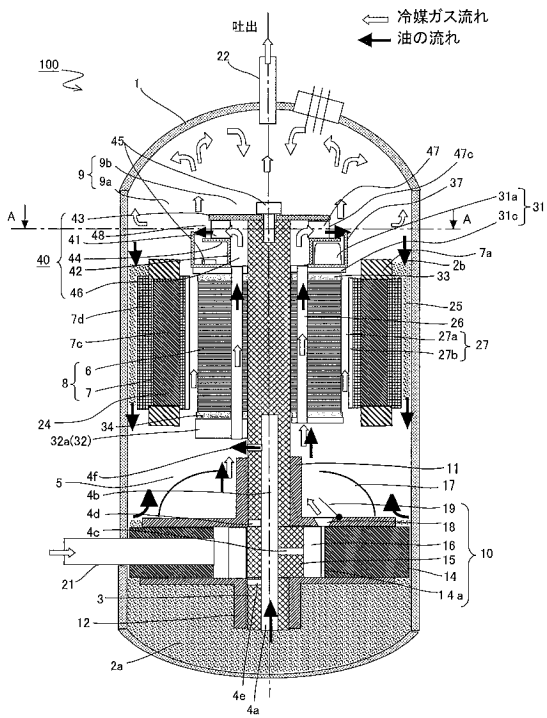
【図 10】



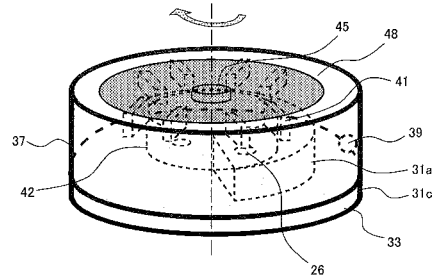
【図 11】



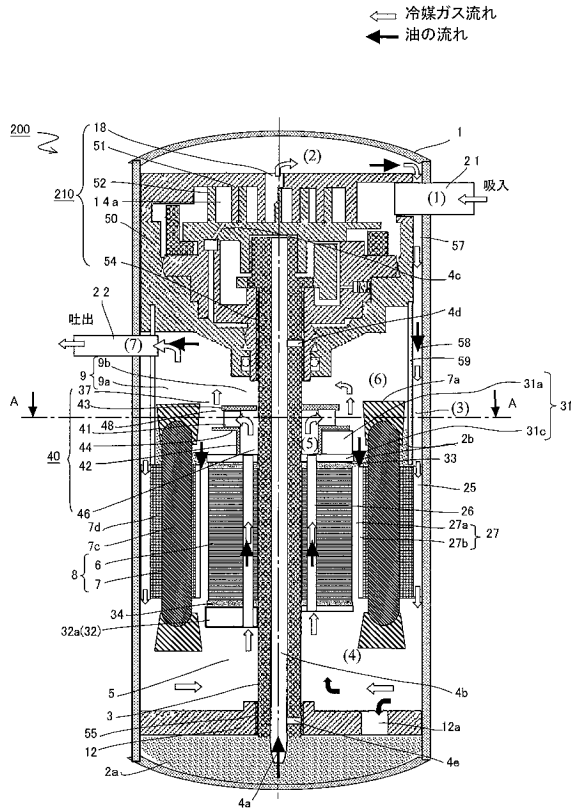
【図 12】



【図 13】



【 図 1 4 】



【 手続補正書 】

【 提出日 】平成26年10月2日(2014.10.2)

【 手続補正 1 】

【 補正対象書類名 】明細書

【 補正対象項目名 】0 0 1 5

【 補正方法 】変更

【 補正の内容 】

【 0 0 1 5 】

本発明に係る密閉形圧縮機は、底部に潤滑油を貯蔵する密閉容器と、前記密閉容器の内部に設けられ固定子及び回転子を有する電動機と、前記回転子に取り付けられた駆動軸と、前記密閉容器の内部に設けられ、前記駆動軸の回転によって冷媒を圧縮する圧縮機構と、前記回転子の上方に設けられ前記回転子と同期して回転する遠心羽根車と、前記回転子を上下方向に貫通する回転子風穴と、前記電動機の下側空間に流入した前記冷媒が、前記回転子風穴を上昇して前記電動機の上側空間へ流入し、該上側空間から冷媒を前記密閉容器の外部回路に流出させる吐出管と、を備えた密閉形圧縮機であって、

前記遠心羽根車は、前記回転子の上端から上側に距離をおいて設けられた油分離板及び下面仕切板と、前記油分離板の下面から下方に立設され、内周側から外周側へ向かって設けられた複数の羽根と、隣接する2枚の前記羽根の間に羽根間流路と、前記回転子風穴から流出した前記冷媒を前記羽根間流路の内周側入口に導く羽根内側流路とを形成し、前記羽根間流路を内周側入口から外周側出口へ導くように全周方向に配置し、前記羽根間流路を通過時に昇圧した冷媒を外周側出口から前記上側空間に流出させるものであり、前記油分離板が前記羽根間流路の上面側を覆って前記羽根内側流路の上端側を塞ぐ、さらに、前記下面仕切板が前記羽根間流路の下面側を覆うことによって、前記回転子風穴を上昇した前記冷媒が前記羽根間流路を通過しないで、前記吐出管へ直接流出する短絡経路を塞ぐものである。

【手続補正 2】

【補正対象書類名】特許請求の範囲

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

底部に潤滑油を貯蔵する密閉容器と、
前記密閉容器の内部に設けられ固定子及び回転子を有する電動機と、
前記回転子に取り付けられた駆動軸と、
前記密閉容器の内部に設けられ、前記駆動軸の回転によって冷媒を圧縮する圧縮機構と

、
前記回転子の上方に設けられ前記回転子と同期して回転する遠心羽根車と、
前記回転子を上下方向に貫通する回転子風穴と、
前記電動機の下側空間に流入した前記冷媒が、前記回転子風穴を上昇して前記電動機の上側空間へ流入し、該上側空間から冷媒を前記密閉容器の外部回路に流出させる吐出管と

を備えた密閉形圧縮機であって、
前記遠心羽根車は、
前記回転子の上端から上側に距離をおいて設けられた油分離板及び下面仕切板と、
前記油分離板の下面から下方に立設され、内周側から外周側へ向かって設けられた複数の羽根と、
隣接する 2 枚の前記羽根の間に羽根間流路と、前記回転子風穴から流出した前記冷媒を前記羽根間流路の内周側入口に導く羽根内側流路とを形成し、
前記羽根間流路を内周側入口から外周側出口へ導くように全周方向に配置し、
前記羽根間流路を通過時に昇圧した冷媒を外周側出口から前記上側空間に流出させるものであり、
前記油分離板が前記羽根間流路の上面側を覆って前記羽根内側流路の上端側を塞ぐ、さらに、前記下面仕切板が前記羽根間流路の下面側を覆うことによって、前記回転子風穴を上昇した前記冷媒が前記羽根間流路を通過しないで、前記吐出管へ直接流出する短絡経路を塞ぐことを特徴とする密閉形圧縮機。

【請求項 2】

前記羽根間流路の上面側は全て前記油分離板で覆われおり、前記羽根間流路の下面側は全て前記下面仕切板で覆われていることを特徴とする請求項 1 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 3】

前記下面仕切板は、前記駆動軸の方向に前記油分離板と一定距離を離して平行に取り付けたことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 4】

前記回転子の上端には、該回転子に固定するための支持平板と、前記支持平板から一部が上側に張り出して錘の働きをする凸部とで形成された上側バランスウエイトを備え、前記下面仕切板、前記上側バランスウエイトの前記支持平板、及び、前記上側バランスウエイトの前記凸部の上面側のうちの少なくとも 1 つで、前記羽根間流路の下面側を覆ったことを特徴とする請求項 3 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 5】

少なくとも、前記上側バランスウエイトの前記凸部と対向する範囲の前記羽根の下部には、前記羽根間流路の下面を内周側入口から外周側出口まで閉塞する前記下面仕切板を備え、

下部に前記下面仕切板が配置されていない前記羽根は、前記上側バランスウエイトの前記支持平板の上端近傍まで延設されていることを特徴とする請求項 4 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 6】

上端部が前記下面仕切板の内周側端部と接続され、下端部が前記回転子風穴の外周側において前記回転子風穴の上端開口部が形成された部材の上端に当接し、前記回転子風穴から流出した前記冷媒を前記羽根間流路に導く流れガイドを備えたことを特徴とする請求項 3～請求項 5 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 7】

前記下面仕切板は、複数の前記羽根の下部全面に配置され、前記羽根の上下方向長さが均一となっていることを特徴とする請求項 3 又は請求項 4 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 8】

上端部が前記下面仕切板の内周側端部と接続され、下端部が前記回転子風穴の外周側において前記回転子風穴の上端開口部が形成された部材の上端に当接し、前記回転子風穴から流出した前記冷媒を前記羽根間流路に導く中空筒状の流れガイドを備えたことを特徴とする請求項 7 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 9】

複数の前記羽根は、前記駆動軸に対して軸対称に配置されていることを特徴とする請求項 1～請求項 8 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 10】

前記回転子に形成された前記回転子風穴の流路面積は、前記回転子の外周と前記固定子の内周との間に形成される流路の面積よりも大きいことを特徴とする請求項 1～請求項 9 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 11】

平面視において、前記回転子風穴は、前記駆動軸を中心として前記羽根の内周側端部を接続した円である短径円周よりも内周側に配置されていることを特徴とする請求項 1～請求項 10 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 12】

前記油分離板は、前記駆動軸に対して対称な円板であることを特徴とする請求項 1～請求項 11 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 13】

前記下面仕切板は、前記駆動軸に対して対称な円板であり、前記駆動軸を中心として前記羽根の内周側端部を接続した円である短径円周よりも内側に、前記回転子風穴から流出した前記冷媒が前記羽根間流路に流入する流路穴が形成されていることを特徴とする請求項 7、又は、請求項 7 に従属する請求項 8～請求項 12 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 14】

平面視において、前記羽根はそれぞれ、前記駆動軸を中心として前記羽根の内周側端部を接続した円である短径円周に対して ± 5 度以内の範囲で接するように入口角が定められたことを特徴とする請求項 1～請求項 13 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 15】

前記羽根は直線羽根であることを特徴とする請求項 1～請求項 14 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 16】

複数の前記羽根は、1枚の板から複数の前記羽根を直角に曲げて起こすことで形成されたことを特徴とする請求項 1～請求項 15 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 17】

前記回転子の上端には、該回転子に固定するための支持平板と前記支持平板から一部が上側に張り出して錘の働きをする凸部とで形成された上側バランスウエイトを備え、前記上側バランスウエイトの前記凸部と前記遠心羽根車の前記羽根間流路の外周側出口

との周囲を全領域、あるいは、周囲の一部領域を囲んで、前記羽根間流路の前記外周側出口から径方向の流れを妨げる覆い壁を前記固定子側に設けたことを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 16 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 18】

前記覆い壁は、少なくとも前記上側バランスウエイトの前記凸部の周囲の全領域に渡って完全に覆うものであることを特徴とする請求項 17 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 19】

前記固定子は、コアに巻かれたコイルが該固定子の側面に突出した部分である電動機上部コイル渡り線部が複数形成され、

隣接する前記電動機上部コイル渡り線部には、前記羽根間流路の外周側出口から径方向の流出した冷媒を、前記密閉容器の側壁方向に導くラジアル方向流路が、全周に渡って複数配置され、

前記ラジアル方向流路は、ディフューザ形状であって、上方から平面視すると前記駆動軸の回転前進方向に傾けて配置したことを特徴とする請求項 17 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 20】

前記回転子の側面には、該回転子に固定するための支持平板と前記支持平板から一部が側面に張り出して錘の働きをする凸部とで形成された側面バランスウエイトを備え、

前記回転子の側面に設けられた側面バランスウエイトの前記凸部の周囲を全領域に渡って囲み、前記回転子に同期回転する円筒側壁を設けたことを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 16 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 21】

前記円筒側壁は、

前記羽根間流路の前記外周側出口から径方向の流れを妨げて、前記遠心羽根車の出口の一部を構成することを特徴とする請求項 20 に記載の密閉形圧縮機。

【請求項 22】

請求項 1 ~ 請求項 21 のいずれか一項に記載の密閉形圧縮機と、
該密閉形圧縮機で圧縮された前記冷媒から放熱させる放熱器と、
該放熱器から流出した前記冷媒を膨張させる膨張機構と、
該膨張機構から流出した前記冷媒に吸熱させる蒸発器と、
を備えたことを特徴とする蒸気圧縮式冷凍サイクル装置。

【 国際調査報告 】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/050637

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER F04C29/02(2006.01)i, F04B39/04(2006.01)i, F04C29/00(2006.01)i, F25B1/04(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) F04C29/02, F04B39/04, F04C29/00, F25B1/04 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 1996-2013 Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2013 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2013 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 52-24805 Y2 (Tokyo Shibaura Electric Co., Ltd.), 06 June 1977 (06.06.1977), column 3, line 24 to column 5, line 20; fig. 1 to 4 (Family: none)	1, 2, 9, 12, 15, 16, 22
Y	JP 57-68583 A (Hitachi, Ltd.), 26 April 1982 (26.04.1982), page 2, upper left column, lines 2 to 19; fig. 1 to 2 (Family: none)	1, 2, 9, 12, 15, 16, 22
A	JP 2010-265849 A (Toshiba Carrier Corp.), 25 November 2010 (25.11.2010), entire text; all drawings (Family: none)	1-22
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> 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 15 April, 2013 (15.04.13)		Date of mailing of the international search report 23 April, 2013 (23.04.13)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office		Authorized officer
Facsimile No.		Telephone No.

国際調査報告		国際出願番号 PCT/J P 2 0 1 3 / 0 5 0 6 3 7									
A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F04C29/02(2006.01)i, F04B39/04(2006.01)i, F04C29/00(2006.01)i, F25B1/04(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 (IPC)) Int.Cl. F04C29/02, F04B39/04, F04C29/00, F25B1/04											
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 <table border="0"> <tr> <td>日本国実用新案公報</td> <td>1922-1996年</td> </tr> <tr> <td>日本国公開実用新案公報</td> <td>1971-2013年</td> </tr> <tr> <td>日本国実用新案登録公報</td> <td>1996-2013年</td> </tr> <tr> <td>日本国登録実用新案公報</td> <td>1994-2013年</td> </tr> </table>				日本国実用新案公報	1922-1996年	日本国公開実用新案公報	1971-2013年	日本国実用新案登録公報	1996-2013年	日本国登録実用新案公報	1994-2013年
日本国実用新案公報	1922-1996年										
日本国公開実用新案公報	1971-2013年										
日本国実用新案登録公報	1996-2013年										
日本国登録実用新案公報	1994-2013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 52-24805 Y2 (東京芝浦電気株式会社) 1977.06.06, 第3欄第24行-第5欄第20行, 第1図-第4図 (ファミリーなし)	1, 2, 9, 12, 15, 16, 22									
Y	JP 57-68583 A (株式会社日立製作所) 1982.04.26, 公報第2頁左上欄第2-19行, 第1-2図 (ファミリーなし)	1, 2, 9, 12, 15, 16, 22									
A	JP 2010-265849 A (東芝キャリア株式会社) 2010.11.25, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-22									
<input type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> 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		の日の後に公表された文献									
「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		「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									
「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		「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									
「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)		「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									
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献		「&」同一パテントファミリー文献									
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願											
国際調査を完了した日 15.04.2013		国際調査報告の発送日 23.04.2013									
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/J P) 郵便番号100-8915 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) 尾崎 和寛	30 8922								
		電話番号 03-3581-1101 内線 3358									

フロントページの続き

(81)指定国 AP(BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), EA(AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), EP(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), OA(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG), AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, 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, 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, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC

(74)代理人 100166084

弁理士 横井 堅太郎

(72)発明者 横山 哲英

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

(72)発明者 諸江 将吾

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

(72)発明者 白藤 好範

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

(72)発明者 西木 照彦

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

(72)発明者 加藤 太郎

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

(72)発明者 前山 英明

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

(72)発明者 長澤 宏樹

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

(72)発明者 新宮 啓介

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

Fターム(参考) 3H003 AA05 AB03 AB04 AC03 BH06 CF00 CF04

3H129 AA02 AA04 AA13 AA14 AA32 AB03 BB05 BB35 BB42 BB50

CC07 CC25 CC44 CC45

(注)この公表は、国際事務局(WIPO)により国際公開された公報を基に作成したものである。なおこの公表に係る日本語特許出願(日本語実用新案登録出願)の国際公開の効果は、特許法第184条の10第1項(実用新案法第48条の13第2項)により生ずるものであり、本掲載とは関係ありません。