

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2004-198002

(P2004-198002A)

(43) 公開日 平成16年7月15日(2004.7.15)

(51) Int. Cl.⁷

F 2 5 B 5/02

F 2 5 B 1/00

F I

F 2 5 B 5/02 5 3 0 D

F 2 5 B 5/02 5 1 0 Q

F 2 5 B 1/00 3 9 5 Z

テーマコード (参考)

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2002-365319 (P2002-365319)

(22) 出願日 平成14年12月17日(2002.12.17)

(71) 出願人 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(74) 代理人 100100022

弁理士 伊藤 洋二

(74) 代理人 100108198

弁理士 三浦 高広

(74) 代理人 100111578

弁理士 水野 史博

(72) 発明者 太田 宏己

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内

(72) 発明者 山口 素弘

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 蒸気圧縮式冷凍機

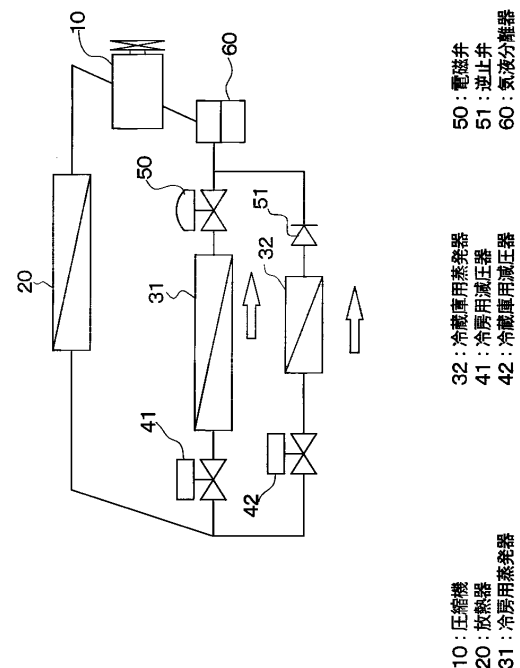
(57) 【要約】

【課題】 冷房用蒸発器に冷媒を循環させる場合と冷蔵庫用蒸発器に冷媒を循環させる場合とを切り替えながら蒸気圧縮式冷凍機を運転する蒸気圧縮式冷凍機において、十分な冷凍能力を発生させる。

【解決手段】 冷媒を二酸化炭素とする。R134aは、0℃のときの蒸発圧力は約0.2MPaであり、その状態の平均冷媒密度は約10kg/m³であり、二酸化炭素は、-10℃のときの蒸発圧力は約2.6MPaであり、その状態の平均冷媒密度は約71kg/m³と、R134aに比べて非常に大きい。したがって、実際に圧縮機10により吸引される質量流量がR134aに比べて大きくなるので、冷蔵庫用蒸発器32内の圧力を所定圧力まで速やかに低下させることができる。延いては、冷房用蒸発器31及び冷蔵庫用蒸発器32に実際に冷媒を循環させて冷凍能力を発揮させる時間が長くすることができるので、十分な冷凍能力を発生させることできる。

【選択図】

図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

低温側の熱を高温側に移動させる蒸気圧縮式冷凍機であって、
圧縮機（１０）にて圧縮された高圧冷媒を放冷する放熱器（２０）と、
冷媒を蒸発させて冷凍能力を発生させる第１蒸発器（３１）と、
前記第１蒸発器（３１）より低い圧力にて冷媒を蒸発させて冷凍能力を発生させる第２蒸発器（３２）と、
前記第１蒸発器（３１）に冷媒を循環させる場合と前記第２蒸発器（３２）に冷媒を循環させる場合とを切り替える切替手段（５０）とを有し、
前記冷媒として、二酸化炭素が用いられていることを特徴とする蒸気圧縮式冷凍機。 10

【請求項 2】

低温側の熱を高温側に移動させる蒸気圧縮式冷凍機であって、
圧縮機（１０）にて圧縮された高圧冷媒を放冷する放熱器（２０）と、
冷媒を蒸発させて冷凍能力を発生させる第１蒸発器（３１）と、
前記第１蒸発器（３１）より低い圧力にて冷媒を蒸発させて冷凍能力を発生させる第２蒸発器（３２）と、
前記第１蒸発器（３１）に冷媒を循環させる場合と前記第２蒸発器（３２）に冷媒を循環させる場合とを切り替える切替手段（５０）と、
前記放熱器（２０）から流出した高圧冷媒を減圧加速するノズルを有し、前記ノズルから噴射される高速冷媒流の巻き込み作用により、前記第１蒸発器（３１）及び第２蒸発器（３２）のうち少なくとも一方の蒸発器に冷媒を循環させるエジェクタポンプ（７０）とを備え、
前記冷媒として、二酸化炭素が用いられていることを特徴とする蒸気圧縮式冷凍機。 20

【請求項 3】

前記第１、２蒸発器（３１、３２）は、前記エジェクタポンプ（７０）に吸引される冷媒流れに対して並列に接続されていることを特徴とする請求項 2 に記載の蒸気圧縮式冷凍機。

【請求項 4】

前記第１蒸発器（３１）を循環する冷媒は、前記エジェクタポンプ（７０）により循環させられ、
前記放熱器（２０）を流出した冷媒を前記エジェクタポンプ（７０）を迂回させて前記第２蒸発器（３２）に導く冷媒通路（３２a）が設けられており、
さらに、前記冷媒通路（３２a）に前記第２蒸発器（３２）に流入する冷媒を減圧する減圧器（４２）が設けられていることを特徴とする請求項 2 に記載の蒸気圧縮式冷凍機。 30

【請求項 5】

前記第１蒸発器（３１）を循環する冷媒は、前記エジェクタポンプ（７０）により循環させられており、
前記放熱器（２０）から流出した高圧冷媒を減圧加速するノズルを有し、前記ノズルから噴射される高速冷媒流の巻き込み作用により、前記第２蒸発器（３２）に冷媒を循環させる第２のエジェクタポンプ（７１）を備えることを特徴とする請求項 2 に記載の蒸気圧縮式冷凍機。 40

【請求項 6】

前記放熱器（２０）を流出した冷媒と前記圧縮機（１０）に吸引される冷媒とを熱交換する内部熱交換器（８０）を備えることを特徴とする請求項 1 ないし 5 のいずれか 1 つに記載の蒸気圧縮式冷凍機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、蒸発温度、つまり蒸発圧力が異なる２種類の蒸発器を備える蒸気圧縮式冷凍機に関するもので、氷点（０℃）以上の温度にて冷媒を蒸発させる蒸発器と氷点より低い温 50

度にて冷媒を蒸発させる蒸発器とを備える蒸気圧縮式冷凍機に適用して有効である。

【0002】

【従来の技術】

蒸発温度が異なる2種類の蒸発器を備える蒸気圧縮式冷凍機では、従来、氷点以上の温度にて冷媒を蒸発させる第1蒸発器に流入する冷媒を減圧する第1減圧器、氷点より低い温度にて冷媒を蒸発させる第2蒸発器に流入する冷媒を減圧する第2減圧器、及び第1蒸発器に冷媒を循環させる場合と第2蒸発器に冷媒を循環させる場合とを切り替える切替手段等から構成されている（例えば、特許文献1参照）。

【0003】

【特許文献1】

特開昭58-33075号公報

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、従来の蒸気圧縮式冷凍機に用いられているR134a等の冷媒は、0℃のときの蒸発圧力は約0.2MPaであり、その状態の平均冷媒密度は約10kg/m³と二酸化炭素に比べて非常に小さい。

【0005】

このため、第1蒸発器以降の低圧配管、アキュムレータ及びアキュムレータから圧縮機までの配管内の圧力を低下させるべく、圧縮機を稼働させて前記の配管及びアキュムレータに残留する冷媒を吸引しても、冷媒密度が小さいため、実際に圧縮機により吸引される冷媒量（質量流量）も小さく、第2蒸発器内の圧力と等しい圧力まで低下させるに必要な時間を短縮することが難しい。

【0006】

したがって、特許文献1に記載の発明のごとく、第1蒸発器に冷媒を循環させる場合と第2蒸発器に冷媒を循環させる場合とを切り替えながら蒸気圧縮式冷凍機を運転すると、第2蒸発器内の圧力を低下させるために多くの時間を消費せざるを得ないため、第1蒸発器又は第2蒸発器に実際に冷媒を循環させて冷凍能力を発揮させる時間が短くなってしまい、十分な冷凍能力を発生させることできないという問題が発生する。

【0007】

因みに、蒸発器内では、気液二相状態から乾き度が変化していくので、冷媒が循環しているときには、蒸発器の冷媒入口側から冷媒出口側に向かうほど、つまり乾き度が大きくなるほど冷媒密度は小さくなり、蒸発器内全域において、冷媒密度が一定と言うものではない。

【0008】

本発明は、上記点に鑑み、第1には、従来と異なる新規な蒸気圧縮式冷凍機を提供し、第2には、第1蒸発器に冷媒を循環させる場合と第1蒸発器より低い圧力で冷媒を蒸発させる第2蒸発器に冷媒を循環させる場合とを切り替えながら蒸気圧縮式冷凍機を運転する蒸気圧縮式冷凍機において、十分な冷凍能力を発生させることを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】

本発明は、上記目的を達成するために、請求項1に記載の発明では、低温側の熱を高温側に移動させる蒸気圧縮式冷凍機であって、圧縮機（10）にて圧縮された高圧冷媒を放冷する放熱器（20）と、冷媒を蒸発させて冷凍能力を発生させる第1蒸発器（31）と、第1蒸発器（31）より低い圧力にて冷媒を蒸発させて冷凍能力を発生させる第2蒸発器（32）と、第1蒸発器（31）に冷媒を循環させる場合と第2蒸発器（32）に冷媒を循環させる場合とを切り替える切替手段（50）とを有し、冷媒として、二酸化炭素が用いられていることを特徴とする。

【0010】

そして、従来の蒸気圧縮式冷凍機に用いられているR134aは、前述のごとく、0℃のときの蒸発圧力は約0.2MPaであり、その状態の平均冷媒密度は約10kg/m³で

10

20

30

40

50

あり、二酸化炭素は、 -10°C のときの蒸発圧力は約 2.6MPa であり、その状態の平均冷媒密度は約 $71\text{kg}/\text{m}^3$ と、 R134a に比べて非常に大きい。

【0011】

したがって、実際に圧縮機(10)により吸引される冷媒量(質量流量)が R134a に比べて大きくなるので、第2蒸発器(32)内の圧力を所定圧力まで速やかに低下させることができる。

【0012】

延いては、第1蒸発器(31)及び第2蒸発器(32)に実際に冷媒を循環させて冷凍能力を発揮させる時間を長くすることができるので、十分な冷凍能力を発生させることができる。

10

【0013】

請求項2に記載の発明では、低温側の熱を高温側に移動させる蒸気圧縮式冷凍機であって、圧縮機(10)にて圧縮された高圧冷媒を放冷する放熱器(20)と、冷媒を蒸発させて冷凍能力を発生させる第1蒸発器(31)と、第1蒸発器(31)より低い圧力にて冷媒を蒸発させて冷凍能力を発生させる第2蒸発器(32)と、第1蒸発器(31)に冷媒を循環させる場合と第2蒸発器(32)に冷媒を循環させる場合とを切り替える切替手段(50)と、放熱器(20)から流出した高圧冷媒を減圧加速するノズルを有し、ノズルから噴射される高速冷媒流の巻き込み作用により、第1蒸発器(31)及び第2蒸発器(32)のうち少なくとも一方の蒸発器に冷媒を循環させるエジェクタポンプ(70)とを備え、冷媒として、二酸化炭素が用いられていることを特徴とする。

20

【0014】

そして、従来の蒸気圧縮式冷凍機に用いられている R134a は、前述のごとく、 0°C のときの蒸発圧力は約 0.2MPa であり、その状態の平均冷媒密度は約 $10\text{kg}/\text{m}^3$ であり、二酸化炭素は、 -10°C のときの蒸発圧力は約 2.6MPa であり、その状態の平均冷媒密度は約 $71\text{kg}/\text{m}^3$ と、 R134a に比べて非常に大きい。

【0015】

したがって、実際に圧縮機(10)により吸引される冷媒量(質量流量)が R134a に比べて大きくなるので、第2蒸発器(32)内の圧力を所定圧力まで速やかに低下させることができる。

【0016】

30

延いては、第1蒸発器(31)及び第2蒸発器(32)に実際に冷媒を循環させて冷凍能力を発揮させる時間が長くすることができるので、十分な冷凍能力を発生させることができる。

【0017】

また、冷媒は、少なくとも圧縮機(10)→放熱器(20)→エジェクタポンプ(70)→圧縮機(10)の順で循環し続けるので、冷媒流量が大きく変化してしまうことを抑制できる。したがって、冷媒流量の急変に伴って発生する配管振動や水撃現象により異音発生を抑制することができる。

【0018】

請求項3に記載の発明では、第1、2蒸発器(31、32)は、エジェクタポンプ(70)に吸引される冷媒流れに対して並列に接続されていることを特徴とするものである。

40

【0019】

請求項4に記載の発明では、第1蒸発器(31)を循環する冷媒は、エジェクタポンプ(70)により循環させられ、放熱器(20)を流出した冷媒をエジェクタポンプ(70)を迂回させて第2蒸発器(32)に導く冷媒通路(32a)が設けられており、さらに、冷媒通路(32a)に第2蒸発器(32)に流入する冷媒を減圧する減圧器(42)が設けられていることを特徴とするものである。

【0020】

請求項5に記載の発明では、第1蒸発器(31)を循環する冷媒は、エジェクタポンプ(70)により循環させられており、放熱器(20)から流出した高圧冷媒を減圧加速する

50

ノズルを有し、ノズルから噴射される高速冷媒流の巻き込み作用により、第２蒸発器（３２）に冷媒を循環させる第２のエジェクタポンプ（７１）を備えることを特徴とするものである。

【００２１】

請求項６に記載の発明では、放熱器（２０）を流出した冷媒と圧縮機（１０）に吸引される冷媒とを熱交換する内部熱交換器（８０）を備えることを特徴とするものである。

【００２２】

因みに、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示す一例である。

【００２３】

【発明の実施の形態】

（第１実施形態）

本実施形態は、本発明に係る蒸気圧縮式冷凍機を、冷蔵冷凍庫を備える車両の空調装置に適用したものであって、図１は本実施形態に係る蒸気圧縮式冷凍機の模式図である。

【００２４】

圧縮機１０は電磁クラッチを介して走行用エンジンから動力を得て冷媒を吸入圧縮するものであり、放熱器２０は圧縮機１０から吐出した高温・高圧の冷媒と室外空気とを熱交換して冷媒を冷却する高圧側熱交換器である。

【００２５】

ここで、本実施形態では、冷媒を二酸化炭素とするとともに、外気温度が冷媒の臨界温度より高いときには、高圧側の冷媒圧力、つまり圧縮機１０の吐出圧を冷媒の臨界圧力以上としている。

【００２６】

したがって、高圧側冷媒圧力が臨界圧力より高いときには、高圧冷媒は放熱器２０内で相変化することなく、冷媒温度を低下させながらそのエンタルピを低下させ、高圧側冷媒圧力が臨界圧力より低いときには、高圧冷媒は放熱器２０内で相変化（凝縮）しながらそのエンタルピを低下させる。

【００２７】

また、冷房用蒸発器３１は、減圧された低圧冷媒と室内に吹き出す空気とを熱交換させて液相冷媒を蒸発させることにより室内に吹き出す空気を冷却する低圧側熱交換器であり、冷蔵庫用蒸発器３２は冷蔵冷凍庫内を循環する空気と減圧された冷媒とを熱交換させて液相冷媒を蒸発させることにより庫内を冷却する低圧側熱交換器である。

【００２８】

なお、冷蔵庫用蒸発器３２は庫内を冷却するための蒸発器であるため、冷蔵庫用蒸発器３２内の蒸発圧力、つまり蒸発温度は冷房用蒸発器３１より低い。具体的には、冷房用蒸発器３１は空調用の蒸発器であるため、その蒸発温度は氷点より高く、一方、冷蔵庫用蒸発器３２は庫内を冷却するための蒸発器であるため、どの蒸発温度は氷点より低い。

【００２９】

冷房用減圧器４１は放熱器２０から流出した冷媒を等エンタルピ的に減圧して冷房用蒸発器３１に供給するもので、その絞り開度は、高圧側冷媒温度（本実施形態では、放熱器２０出口側での冷媒温度）に基づいて決定される目標圧力となるように制御される。

【００３０】

なお、目標圧力は、高圧側冷媒温度に対して蒸気圧縮式冷凍機の成績係数が略最大となるような圧力である。

【００３１】

因みに、本実施形態に係る冷房用減圧器４１はステッピングモータ等の電気的アクチュエータにより絞り開度が調節される電気式膨脹弁である。

【００３２】

冷蔵庫用減圧器４２は放熱器２０から流出した冷媒を等エンタルピ的に減圧して冷蔵庫用蒸発器３２に供給するもので、その絞り開度は、冷蔵庫用蒸発器３２内の圧力が所定圧力

10

20

30

40

50

(以下、冷蔵温度圧力と呼ぶ。)となるようにより制御される。なお、本実施形態では、冷蔵庫用減圧器 4 2 として、冷蔵庫用蒸発器 3 2 内の圧力を機械的に感知して絞り開度を制御する機械式の膨脹弁を採用している。

【0033】

電磁弁 5 0 は冷房用蒸発器 3 1 の冷媒流出口側の冷媒通路を開閉することにより、冷房用蒸発器 3 1 に冷媒を循環させる場合と冷蔵庫用蒸発器 3 2 に冷媒を循環させる場合とを切り替える切替手段をなすものであり、逆止弁 5 1 は冷媒が一方向に流れることのみを許容することにより、冷房用蒸発器 3 1 に冷媒を循環させるときに冷蔵庫用蒸発器 3 2 に冷媒が循環してしまうことを防止するためのものである。

【0034】

気液分離器 6 0 は蒸発器 3 1、3 2 から流出した冷媒を気相冷媒と液相冷媒とに分離して余剰冷媒を液相冷媒として蓄えとともに、気相冷媒を圧縮機 1 0 の吸入側に供給するものである。

【0035】

次に、本実施形態に係る蒸気圧縮式冷凍機の作動及びその効果を述べる。

【0036】

1. 空調運転モード

この運転モードは、室内に吹き出す空気を冷却するモードであり、具体的には、電磁弁 5 0 を全開として圧縮機 1 0 を稼働させるものである。

【0037】

このとき、冷房用減圧器 4 1 の開度は高圧側冷媒圧力が目標圧力となるように制御され、冷房用蒸発器 3 1 の温度が所定温度となるように圧縮機 1 0 の稼働率、つまり電磁クラッチの ON-OFF 比率が制御される。

【0038】

なお、冷房用蒸発器 3 1 の温度として、本実施形態では、冷房用蒸発器 3 1 を通過した直後の空気温度を採用しているが、本実施形態はこれに限定されるものではなく、例えば冷房用蒸発器 3 1 内の圧力又は冷房用蒸発器 3 1 の表面温度等を用いてもよい。

【0039】

このため、低圧側の冷媒圧力は、冷房用蒸発器 3 1 の蒸発温度に対応する圧力となるので、冷蔵庫用減圧器 4 2 は冷蔵庫用蒸発器 3 2 内の圧力を冷房用蒸発器 3 1 の蒸発温度に対応する圧力より低い圧力にすべく作動するので、冷蔵庫用減圧器 4 2 は全閉となり、冷房用蒸発器 3 1 にのみ冷媒が循環し、室内に吹き出す空気が冷却される。

【0040】

2. 庫内冷却モード

この運転モードは、冷蔵冷凍庫内を冷却するモードであり、具体的には、電磁弁 5 0 を全閉として圧縮機 1 0 を稼働させるものである。

【0041】

このとき、電磁弁 5 0 が閉じられているので、冷房用蒸発器 3 1 に冷媒は循環せず、冷房用蒸発器 3 1 での冷媒の蒸発が停止するものの、圧縮機 1 0 が稼働しているので、気液分離器 6 0 及び電磁弁 5 0 及び逆止弁 5 1 以降の配管内の冷媒が吸引されて低圧側冷媒圧力が冷蔵庫用蒸発器 3 2 内の圧力まで低下していく。

【0042】

そして、低圧側冷媒圧力が冷蔵温度圧力以下となると、冷蔵庫用減圧器 4 2 が開くので、冷蔵庫用減圧器 4 2 より上流側に溜まった冷媒が一気に冷蔵庫用減圧器 4 2 を流れて大きく減圧された状態で冷蔵庫用蒸発器 3 2 内に流入して蒸発して庫内を冷却する。

【0043】

このとき、従来の蒸気圧縮式冷凍機に用いられている R 1 3 4 a は、前述のごとく、0℃のときの蒸発圧力は約 0.2 MPa であり、その状態の平均冷媒密度は約 10 kg/m³ であり、二酸化炭素は、-10℃のときの蒸発圧力は約 2.6 MPa であり、その状態の平均冷媒密度は約 710 kg/m³ と、R 1 3 4 a に比べて非常に大きい。

10

20

30

40

50

【0044】

したがって、実際に圧縮機10により吸引される冷媒量（質量流量）がR134aに比べて大きくなるので、冷蔵庫用蒸発器32内の圧力を所定圧力まで速やかに低下させることができる。延いては、冷房用蒸発器31及び冷蔵庫用蒸発器32に実際に冷媒を循環させて冷凍能力を発揮させる時間が長くすることができるので、十分な冷凍能力を発生させることができる。

【0045】

なお、空調運転モードと庫内冷却モードとは、電磁弁50を所定時間毎に開閉することにより所定時間毎に交互に切り替える。

【0046】

10

（第2実施形態）

本実施形態は、図2に示すように、蒸気圧縮式冷凍機として、低圧側冷媒をエジェクタポンプ70にて循環させるエジェクタサイクルに本発明を適用したものである。

【0047】

なお、エジェクタポンプ70とは、放熱器20から流出する冷媒を減圧膨張させて蒸発した気相冷媒を吸引するとともに、膨張エネルギーを圧力エネルギーに変換して圧縮機10の吸入圧を上昇させるエジェクタ（JIS Z 8126 番号2.1.2.3等参照）である。

【0048】

具体的には、流入する高圧冷媒の圧力エネルギーを速度エネルギーに変換して冷媒を等エントロピ的に減圧膨張させるノズル、ノズルから噴射する高い速度の冷媒流の巻き込み作用により蒸発した気相冷媒を吸引しながら、ノズルから噴射する冷媒流とを混合する混合部、及びノズルから噴射する冷媒と蒸発器から吸引した冷媒とを混合させながら速度エネルギーを圧力エネルギーに変換して冷媒の圧力を昇圧させるディフューザ等からなるものである。

20

【0049】

このとき、混合部においては、ノズルから噴射する駆動流の運動量と蒸発器30から吸引される吸引流の運動量との和が保存されるように駆動流と吸引流とが混合するので、混合部においても冷媒の圧力が（静圧）が上昇する。

【0050】

30

一方、ディフューザにおいては、通路断面積を徐々に拡大することにより、冷媒の速度エネルギー（動圧）を圧力エネルギー（静圧）に変換するので、エジェクタポンプ70においては、混合部及びディフューザの両者にて冷媒圧力を昇圧する。そこで、混合部とディフューザとを総称して昇圧部と呼ぶ。

【0051】

因みに、本実施形態では、ノズルから噴出する冷媒の速度を音速以上まで加速するために、通路途中に通路面積が最も縮小した喉部を有するラバールノズル（流体力学（東京大学出版会）参照）を採用しているが、勿論、先細ノズルを採用してもよいことは言うまでもない。

【0052】

40

次に、本実施形態の作動を述べる。

【0053】

1. 空調運転モード

冷房用蒸発器31の前後に設けられた2つの電磁弁50を全開として圧縮機10を稼働させる。

【0054】

これにより、気液分離器60から気相冷媒が圧縮機10に吸入され、圧縮された冷媒が放熱器20に吐出される。そして、放熱器20にて冷却された冷媒は、エジェクタポンプ70のノズルにて減圧膨張して冷房用蒸発器31及び冷蔵庫用蒸発器32内の冷媒を吸引するが、前述のごとく、冷蔵庫用減圧器42は全閉であるので、最終的には、冷房用蒸発器

50

31で蒸発した気相冷媒のみが吸引される。

【0055】

そして、冷房用蒸発器31から吸引された冷媒とノズルから吹き出す冷媒とは、混合部にて混合しながらディフューザにてその動圧が静圧に変換されて気液分離器60に戻る。

【0056】

一方、エJECTAポンプ70にて冷房用蒸発器31内の冷媒が吸引されるため、冷房用蒸発器31には気液分離器60から液相冷媒が供給され、その供給された冷媒は、室内に吹き出す空気から吸熱して蒸発する。つまり、冷房用蒸発器31のみに冷媒が循環することとなる。

【0057】

2. 庫内冷却モード

2つ電磁弁50を全閉として圧縮機10を稼働させる。このとき、2つの電磁弁50が閉じられているので、冷房用蒸発器31に冷媒は循環せず、冷房用蒸発器31での冷媒の蒸発が停止するものの、圧縮機10が稼働しているので、エJECTAポンプ70は逆止弁51より冷媒流れ下流側の冷媒を吸引し続ける。

【0058】

そして、冷蔵庫用蒸発器32内が冷蔵温度圧力以下となると、逆止弁51及び冷蔵庫用減圧器42が開くので、気液分離器60に溜まった冷媒が一気に冷蔵庫用減圧器42を流れて大きく減圧された状態で冷蔵庫用蒸発器32内に流入して蒸発して庫内を冷却する。

【0059】

ところで、本実施形態では、空調運転モードと庫内冷却モードと切り替える時であっても、少なくとも冷媒は、圧縮機10→放熱器20→エJECTAポンプ70（ノズル→混合部→ディフューザ）→気液分離器60→圧縮機10の順で循環し続けるので、冷媒流量が大きく変化してしまうことを抑制できる。したがって、冷媒流量の急変に伴って発生する配管振動や水撃現象により異音発生を抑制することができる。

【0060】

因みに、第1実施形態では、空調運転モードから庫内冷却モードに切り替える際に冷媒流量が実質的に略0となる瞬間があるので、上記の異音が発生し易い。

【0061】

（第3実施形態）

第2実施形態では、エJECTAポンプ70に吸引される冷媒流れに対して冷房用蒸発器31及び冷蔵庫用蒸発器32を並列に接続することにより1個のエJECTAポンプ70にて冷房用蒸発器31又は冷蔵庫用蒸発器32に冷媒を循環させていたが、本実施形態は、図3に示すように、エJECTAポンプ70を冷房用蒸発器31に冷媒を循環させる専用ポンプとし、冷蔵庫用蒸発器32に冷媒を循環させる第2のエJECTAポンプ71を設けたものである。

【0062】

なお、第2のエJECTAポンプ71の構造はエJECTAポンプ70と同じであり、蒸気圧縮式冷凍機の作動、つまり冷媒流れも第2実施形態と同じである。

【0063】

（第4実施形態）

本実施形態は、第1実施形態と第2実施形態とを組み合わせたものである。具体的には、図4に示すように、放熱器20を流出した冷媒をエJECTAポンプ70を迂回させて冷蔵庫用蒸発器32に導く冷媒通路32aを設け、この冷媒通路32aに冷蔵庫用減圧器42を設けたものである。

【0064】

これにより、空調運転モード時においては、第2実施形態と同様に冷媒が循環して冷房用蒸発器31で冷凍能力が発生し、庫内冷却モード時においては、第1実施形態と同様に冷媒が循環して冷房用蒸発器31で冷凍能力が発生する。

【0065】

10

20

30

40

50

つまり、本実施形態は、空調運転モード時においてはエジェクタサイクルとして作動させ、庫内冷却モード時においては膨脹弁サイクルとして作動させるものである。なお、膨脹弁サイクルとは、高圧冷媒を等エンタルピ的に減圧膨脹させる蒸気圧縮式冷凍機を言う。

【0066】

(第5実施形態)

本実施形態は、図5に示すように、放熱器20を流出した冷媒と圧縮機10に吸引される冷媒とを熱交換する内部熱交換器80を設けたものである。

【0067】

なお、図5は第2実施形態に係る蒸気圧縮式冷凍機に本実施形態を適用した例であるが、本実施形態はこれに限定されるものではなく、第1、3、4実施形態のいずれかに適用してもよいことは言うまでもない。 10

【0068】

(その他の実施形態)

上述の実施形態では、電磁クラッチにて圧縮機10の稼働率、つまり吐出流量を制御したが、本発明はこれに限定されるものではなく、可変容量型圧縮機にて吐出容量を制御する、又は圧縮機10を電動モータにて駆動して圧縮機10の回転数を制御する等して吐出流量を制御してもよい。

【0069】

また、第1実施形態において、気液分離器60を迂回して冷蔵庫用蒸発器32の冷媒出口側と圧縮機10の吸入側とを繋ぐバイパス通路、及びこのバイパス通路を開閉する電磁弁を設けて、電磁弁50を閉じた時から冷蔵庫用減圧器42が開くまではバイパス通路を開き、冷蔵庫用減圧器42が開いた時にバイパス通路を閉じてよい。 20

【0070】

これによれば、気液分離器60内の冷媒が吸引されてしまうことが抑制できるので、電磁弁50を閉じた時から冷蔵庫用減圧器42が開くまでの時間を短縮することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態に係る蒸気圧縮式冷凍機の模式図である。

【図2】本発明の第2実施形態に係る蒸気圧縮式冷凍機の模式図である。

【図3】本発明の第3実施形態に係る蒸気圧縮式冷凍機の模式図である。

【図4】本発明の第4実施形態に係る蒸気圧縮式冷凍機の模式図である。 30

【図5】本発明の第5実施形態に係る蒸気圧縮式冷凍機の模式図である。

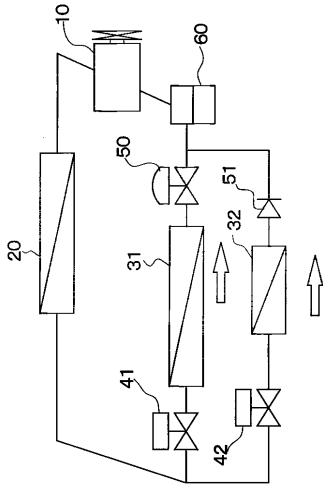
【符号の説明】

10…圧縮機、20…放熱器、31…冷房用蒸発器、

32…冷蔵庫用蒸発器、41…冷房用減圧器、42…冷蔵庫用減圧器、

50…電磁弁、51…逆止弁、60…気液分離器。

【図 1】

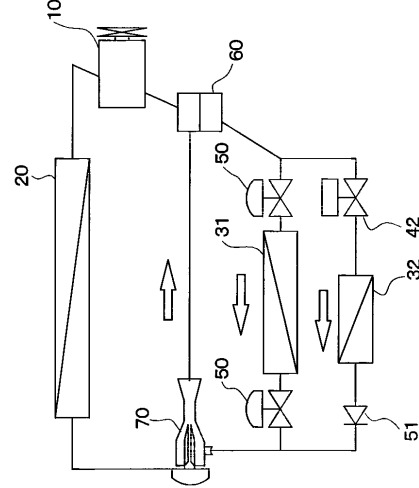


10 : 圧縮機
20 : 放熱器
31 : 冷房用蒸発器

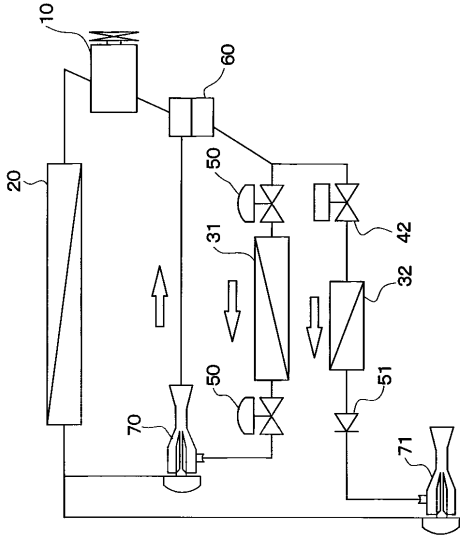
32 : 冷蔵庫用蒸発器
41 : 冷房用減圧器
42 : 冷蔵庫用減圧器

50 : 電磁弁
51 : 逆止弁
60 : 気液分離器

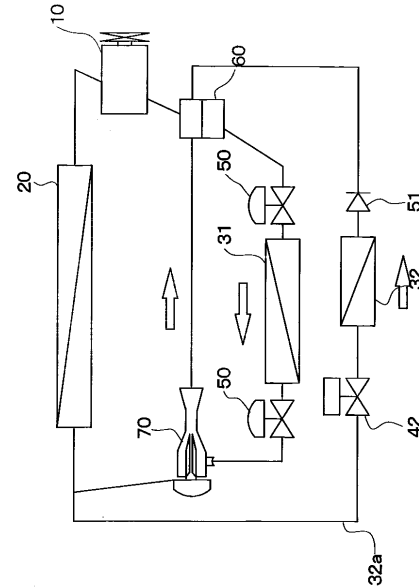
【図 2】



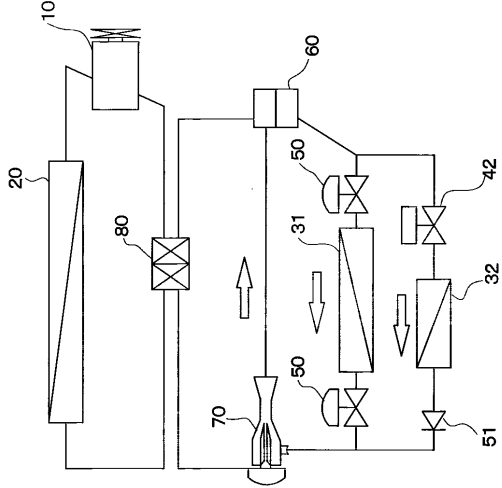
【図 3】



【図 4】



【図 5】



フロントページの続き

(72)発明者 北村 圭一
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内