

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4832458号
(P4832458)

(45) 発行日 平成23年12月7日(2011.12.7)

(24) 登録日 平成23年9月30日(2011.9.30)

(51) Int.Cl. F I
F 2 5 B 41/00 (2006.01) F 2 5 B 41/00 C
F 2 5 B 1/00 (2006.01) F 2 5 B 1/00 3 O 4 Z
 F 2 5 B 1/00 3 8 9 A

請求項の数 5 (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2008-64666 (P2008-64666)	(73) 特許権者	000004260
(22) 出願日	平成20年3月13日(2008.3.13)		株式会社デンソー
(65) 公開番号	特開2009-222256 (P2009-222256A)		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(43) 公開日	平成21年10月1日(2009.10.1)	(74) 代理人	100123191
審査請求日	平成21年12月15日(2009.12.15)		弁理士 伊藤 高順
審判番号	不服2010-28995 (P2010-28995/J1)	(74) 代理人	100158492
審判請求日	平成22年12月22日(2010.12.22)		弁理士 加藤 大登
		(74) 代理人	100138542
			弁理士 井口 亮社
		(74) 代理人	100096998
			弁理士 碓氷 裕彦
		(72) 発明者	山田 悦久
			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】 蒸気圧縮式冷凍サイクル

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

冷媒を吸入して高圧冷媒に圧縮する圧縮機(1)と、
 前記圧縮機(1)から吐出された前記高圧冷媒の熱を外部へ放出する放熱器(2)と、
 前記放熱器(2)下流側の冷媒を気液2相状態に減圧する第1絞り手段(3)と、
 前記第1絞り手段(3)によって減圧された冷媒の流れを第1側および第2側に分配する流量分配器(8)と、
 前記流量分配器(8)によって分配された前記第1側の冷媒を減圧膨張させるノズル部(5a)、前記ノズル部(5a)から噴出する高い速度の冷媒流により冷媒を吸引する吸引部(5b)、および前記高い速度の冷媒と前記吸引部(5b)からの吸引冷媒とを混合して昇圧する昇圧部(5c)を有するエジェクタ(5)と、
 前記エジェクタ(5)から流出した冷媒を外部からの吸熱によって蒸発させ、前記圧縮機(1)側に流出させる第1蒸発器(6)と、
 前記流量分配器(8)によって分配された前記第2側の冷媒を前記吸引部(5b)に導く吸引用通路(9)と、
 前記吸引用通路(9)に設けられて、前記第2側の冷媒を減圧膨張させる第2絞り手段(4)と、
 前記吸引用通路(9)の前記第2絞り手段(4)よりも下流側に設けられて、前記第2側の冷媒を外部からの吸熱によって蒸発させる第2蒸発器(7)とを備える蒸気圧縮式冷凍サイクルにおいて、

前記流量分配器(8)は、前記放熱器(2)の放熱負荷、あるいは前記第1、第2蒸発器(6、7)の吸熱負荷に応じて、前記第1側および前記第2側への冷媒流量比を調節可能とし、

前記流量分配器(8)は、前記各熱負荷が所定熱負荷よりも低い側となる低負荷時には、前記第1側の冷媒の乾き度(X1)が、前記第2側の冷媒の乾き度(X2)よりも小さくなるように調節し、前記各熱負荷が所定熱負荷よりも高い側となる高負荷時には、前記第1側の冷媒の乾き度(X1)が、前記第2側の冷媒の乾き度(X2)よりも大きくなるように調節することを特徴とする蒸気圧縮式冷凍サイクル。

【請求項2】

前記流量分配器(8)は、前記エジェクタ(5)に一体的に形成されたことを特徴とする請求項1に記載の蒸気圧縮式冷凍サイクル。

10

【請求項3】

前記流量分配器(8)は、前記第1絞り手段(3)に一体的に形成されたことを特徴とする請求項1に記載の蒸気圧縮式冷凍サイクル。

【請求項4】

前記流量分配器(8)は、前記第2絞り手段(4)に一体的に形成されたことを特徴とする請求項1に記載の蒸気圧縮式冷凍サイクル。

【請求項5】

前記流量分配器(8)、前記エジェクタ(5)、および前記第1蒸発器(6)は、一体的に形成されたことを特徴とする請求項1に記載の蒸気圧縮式冷凍サイクル。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、流体を減圧すると共に、高速で噴出する作動流体の吸引作用によって流体輸送を行う運動量輸送式ポンプであるエジェクタを、冷凍サイクルにおける冷媒減圧手段および冷媒循環手段として使用した蒸気圧縮式冷凍サイクルに関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来の蒸気圧縮式冷凍サイクルとして、例えば、特許文献1に記載されているように、圧縮機によって超臨界状態に圧縮され、放熱器において冷却された冷媒を減圧する手段として、エジェクタを用いたものが知られている。エジェクタは、放熱器から流出される冷媒の圧力エネルギーをノズルによって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。そして、エジェクタは、ノズルから噴射される高い速度の冷媒流により、蒸発器にて蒸発した気相冷媒を吸引し、ノズルから噴射される冷媒と吸引冷媒とを混合させながらディフューザによって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上昇(昇圧)させる。この冷媒圧力の昇圧分によって圧縮機の動力低減が可能となり、冷凍サイクルの成績係数(COP)の向上が可能となる。

30

【0003】

引用文献1においては、エジェクタにおけるノズル内の通路を形成する内壁を、角部が無い滑らかな曲面で形成することで、冷媒の渦流れ等の発生を抑制し、スムーズな流れを形成して、エジェクタ効率を向上させるようにしている。

40

【特許文献1】特開2004-116807号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、上記のようにエジェクタを用いた蒸気圧縮式冷凍サイクルにおいては、図6に示すように、冷凍サイクルの熱負荷の変動によって、エジェクタのノズル入口部における冷媒が、超臨界状態もしくは遷移臨界状態の場合に対して、例えば気液二相状態となる場合には、エジェクタの入力エネルギーとなる圧力エネルギーが小さくなり、ノズル効率が低下すると共に、昇圧量が低下し、冷凍サイクルCOPの向上効果が十分に発揮できな

50

いという問題があった。

【 0 0 0 5 】

本発明の目的は、上記点に鑑みてなされたものであり、冷凍サイクルの熱負荷の変動に応じて、エジェクタのノズル入口部における圧力エネルギーが変化しても、エジェクタによる昇圧効果を確保して、冷凍サイクルCOPの向上を可能とする蒸気圧縮式冷凍サイクルを提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 6 】

上記目的を達成するために、以下の技術的手段を採用する。

【 0 0 0 7 】

請求項1に記載の発明では、冷媒を吸入して高圧冷媒に圧縮する圧縮機(1)と、
圧縮機(1)から吐出された高圧冷媒の熱を外部へ放出する放熱器(2)と、
放熱器(2)下流側の冷媒を気液2相状態に減圧する第1絞り手段(3)と、
第1絞り手段(3)によって減圧された冷媒の流れを第1側および第2側に分配する流量分配器(8)と、

流量分配器(8)によって分配された第1側の冷媒を減圧膨張させるノズル部(5a)、このノズル部(5a)から噴出する高い速度の冷媒流により冷媒を吸引する吸引部(5b)、および高い速度の冷媒と吸引部(5b)からの吸引冷媒とを混合して昇圧する昇圧部(5c)を有するエジェクタ(5)と、

エジェクタ(5)から流出した冷媒を外部からの吸熱によって蒸発させ、圧縮機(1)側に流出させる第1蒸発器(6)と、

流量分配器(8)によって分配された第2側の冷媒を吸引部(5b)に導く吸引用通路(9)と、

吸引用通路(9)に設けられて、第2側の冷媒を減圧膨張させる第2絞り手段(4)と

、
吸引用通路(9)の第2絞り手段(4)よりも下流側に設けられて、第2側の冷媒を外部からの吸熱によって蒸発させる第2蒸発器(7)とを備える蒸気圧縮式冷凍サイクルにおいて、

流量分配器(8)は、放熱器(2)の放熱負荷、あるいは第1、第2蒸発器(6、7)の吸熱負荷に応じて、第1側および第2側への冷媒流量比を調節可能とし、

流量分配器(8)は、各熱負荷が所定熱負荷よりも低い側となる低負荷時には、第1側の冷媒の乾き度(X1)が、第2側の冷媒の乾き度(X2)よりも小さくなるように調節し、前記各熱負荷が所定熱負荷よりも高い側となる高負荷時には、前記第1側の冷媒の乾き度(X1)が、前記第2側の冷媒の乾き度(X2)よりも大きくなるように調節することを特徴としている。

【 0 0 0 8 】

これにより、各熱負荷に応じて、エジェクタ(5)のノズル部(5a)に対して冷媒流量を調節することで入力エネルギーとなる圧力エネルギーを調節できるので、適切な昇圧量を確保することが可能となり、エジェクタ効率を高め、冷凍サイクルCOPを向上させることができる。

エジェクタ(5)のノズル部(5a)に流入される冷媒の流量をノズル流量(G_n)、吸引部(5b)に流入される冷媒の流量を吸引流量(G_e)とした時に、エジェクタ(5)においては、ノズル流量(G_n)に対する吸引流量(G_e)の比、即ち流量比(G_e / G_n)が小さくなるほど、エジェクタ(5)による昇圧量は大きくなる。

よって、低負荷時には、冷凍サイクルを循環する冷媒流量が低下し、エジェクタ(5)に与えられる入力エネルギーが小さくなり、昇圧量が小さくなる中で、第1側の冷媒の乾き度(X1)を小さくすることで、第1側(ノズル部側)の液相冷媒流量を増加させ、流量比(G_e / G_n)を小さくして、昇圧量を大きくすることができる。よって、低負荷時におけるエジェクタ効率を高く維持すると共に、昇圧量を確保して、冷凍サイクルCOPを向上させることができる。

10

20

30

40

50

次に、高負荷時においては、冷凍サイクルを循環する冷媒流量が多くなる。この時、ノズル部(5a)へのノズル流量(G_n)が過度に多くなると、ノズル部(5a)内で冷媒の不足膨張が起こり、ノズル部(5a)の効率が低下するため、エネルギー回収量が減少して、その結果としてエジェクタ(5)の入力エネルギーが減少する。

従って、高負荷時には、第1側の冷媒の乾き度(X_1)を大きくすることで、第1側(ノズル部側)の液相冷媒流量を減少させ、ノズル部(5a)内で冷媒を適正膨張させることができ、ノズル部(5a)の効率を向上させることができる。よって、ノズル部(5a)の効率向上に伴う昇圧量を確保することができ、冷凍サイクルCOPを向上させることができる。

【0015】

請求項2に記載の発明では、流量分配器(8)は、エジェクタ(5)に一体的に形成されたことを特徴としている。

【0016】

また、請求項3に記載の発明では、流量分配器(8)は、第1絞り手段(3)に一体的に形成されたことを特徴としている。

【0017】

また、請求項4に記載の発明では、流量分配器(8)は、第2絞り手段(4)に一体的に形成されたことを特徴としている。

【0018】

請求項2～請求項4に記載の発明によれば、流量分配器(8)近傍の機器の小型化が可能となり、相手側組付け部に対して搭載性に優れた蒸気圧縮式冷凍サイクルとすることができる。

【0019】

更に、請求項5に記載の発明では、流量分配器(8)、エジェクタ(5)、および第1蒸発器(6)は、一体的に形成されたことを特徴としている。

【0020】

これにより、例えば第1蒸発器(6)を基本部材として、流量分配器(8)、およびエジェクタ(5)に対する専用の搭載スペース、組付け工数を不要として、相手側組付け部に対して搭載性に優れた蒸気圧縮式冷凍サイクルとすることができる。

【0021】

なお、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。

【発明を実施するための最良の形態】

【0022】

(第1実施形態)

図1は、本発明を適用した第1実施形態の蒸気圧縮式冷凍サイクルを示している。この蒸気圧縮式冷凍サイクルは、車両に搭載されるものであって、圧縮機1、放熱器2、レシーバ2a、膨張弁3、流量分配器8、エジェクタ5、および第1蒸発器6が冷媒配管によって環状に接続されると共に、流量分配器8から分岐されてエジェクタ5に接続される吸引用流路9にキャピラリ4および第2蒸発器7が設けられて形成されている。圧縮機1は、図示しない制御装置によってその作動が制御されるようになっている。

【0023】

圧縮機1は、後述する第1蒸発器6から流出される冷媒を吸入し、高温高圧に圧縮して後述する放熱器2側へ吐出する流体機械であり、図示しない電磁クラッチおよびベルトを介して車両走行用エンジンにより回転駆動される。圧縮機1は、例えば、電磁式容量制御弁に図示しない制御装置からの制御信号が入力されることにより、吐出容量が可変される斜板式可変容量型圧縮機となっている。

【0024】

尚、本実施形態の圧縮機1では斜板室の圧力の調整により吐出容量を100%から略0%付近まで連続的に変化させることができる。従って、吐出容量を略0%付近に減少させ

10

20

30

40

50

ることにより、圧縮機 1 が実質的に作動停止状態にすることができる。よって、圧縮機 1 の回転軸をプーリ、ベルト V を介して車両エンジンに常時連結するクラッチレスの構成としても良い。

【 0 0 2 5 】

放熱器 2 は、圧縮機 1 から吐出された高圧冷媒と図示しない送風機により強制的に送風される車室外空気との間で熱交換を行うことにより、高圧冷媒の熱を車室外空気（外部）に放出させて（放熱させて）冷却する熱交換器である。尚、放熱器 2 の冷媒流出側には、冷却された冷媒の気液を分離して、液冷媒のみを後述する膨張弁 3 側に流出させるレシーバ 2 a が設けられている。レシーバ 2 a は、放熱器 2 と一体で形成されている。

【 0 0 2 6 】

膨張弁 3 は、放熱器 2（レシーバ 2 a）から流出される高圧冷媒を減圧する第 1 絞り手段である。この膨張弁 3 は、第 1 蒸発器 6 から流出される冷媒の温度に応じて膨張弁 3 の弁開度が調整される感温式の膨張弁である。

【 0 0 2 7 】

流量分配器 8 は、内部に第 1 側となる第 1 流路 8 1 と、第 2 側となる第 2 流路 8 2 とが形成された立方体または矩形体の部材であり、膨張弁 3 で減圧されて流入される冷媒を第 1、第 2 流路 8 1、8 2 にそれぞれ分配する。流量分配器 8 には、膨張弁 3 から繋がる基本流路 8 a が天地方向に形成されている。第 1 流路 8 1 は基本流路 8 a の反膨張弁側となる下端部から水平方向に折れ曲がるように形成されており、また第 2 流路 8 2 は基本流路 8 a の途中部位から水平方向に折れ曲がるように形成されている。流量分配器 8 は、放熱器 2（レシーバ 2 a）から流出される冷媒流量 G（圧縮機流量 G）に伴う冷媒の慣性力、遠心力、重力等によって、第 1、第 2 流路 8 1、8 2 への冷媒分配量（後述するノズル流量 G_n 、吸引流量 G_e ）を調節する自己制御機能を備えている。

【 0 0 2 8 】

尚、流量分配器 8 は、冷媒配管と同じ材質（例えば、アルミニウム）で形成されており、アルミ製のブロックを切削して形成したり、アルミダイキャストや、鍛造によって形成したりして製作することができる。また、流量分配器 8 は、真鍮や銅によって構成してもよい。流量分配器 8 の基本流路 8 a、第 1 流路 8 1、および第 2 流路 8 2 のそれぞれは、接続されるそれぞれの冷媒配管とろう付け接合されている。

【 0 0 2 9 】

流量分配器 8 の第 1 流路 8 1 と接続される冷媒配管はエジェクタ 5 と接続されている。このエジェクタ 5 は、冷媒を減圧する減圧手段であると共に、高速で噴出する冷媒流の吸引作用（巻き込み作用）によって冷媒の循環を行う流体輸送用の冷媒循環手段でもある。

【 0 0 3 0 】

エジェクタ 5 には、流量分配器 8 で分配された第 1 流路 8 1 からの冷媒を取り入れ、その通路面積を小さく絞って冷媒の圧力エネルギーを速度エネルギーに変換して等エントロピ的に減圧膨張させるノズル部 5 a と、ノズル部 5 a の冷媒噴出口と連通するように配置され、後述する第 2 蒸発器 7 からの気相冷媒を吸引する吸引部 5 b とが備えられている。

【 0 0 3 1 】

更に、エジェクタ 5 には、ノズル部 5 a および吸引部 5 b の下流側で、ノズル部 5 a から噴出される高速度の冷媒と吸引部 5 b からの吸引冷媒とを混合すると共に、混合した冷媒流れを減速し、速度エネルギーを圧力エネルギーに変換して昇圧させる昇圧部 5 c が設けられている。昇圧部 5 c は、冷媒の通路断面面積を徐々に大きくする形状（ディフューザ形状）に形成されることで、上記の昇圧機能を有するようになっている。

【 0 0 3 2 】

昇圧部 5 c の冷媒流れ方向下流側には第 1 蒸発器 6 が接続されている。第 1 蒸発器 6 は、強制的に送風される外部空気（外部）からの吸熱作用によって、内部を流通する冷媒を蒸発させる熱交換器（吸熱器）である。第 1 蒸発器 6 の冷媒流出側は、冷媒配管によって圧縮機 1 の吸入側に接続されている。

【 0 0 3 3 】

10

20

30

40

50

吸引用通路 9 は、流量分配器 8 の第 2 流路 8 2 から上記エジェクタ 5 の吸引部 5 b に接続される配管である。吸引用通路 9 には、第 2 絞り手段であるキャピラリ 4 と、キャピラリ 4 よりも下流側となる部位に配設される第 2 蒸発器 7 とが設けられている。

【 0 0 3 4 】

キャピラリ 4 は、第 2 蒸発器 8 へ流入する冷媒の流量調整と減圧を行うものであり、螺旋状に巻回された細管によって形成されている。尚、第 2 絞り手段は、オリフィスなどの固定絞りにて構成しても良い。

【 0 0 3 5 】

第 2 蒸発器 7 は、強制的に送風される外部空気（外部）からの吸熱作用によって、内部を流通する冷媒を蒸発させる熱交換器（吸熱器）である。第 2 蒸発器 7 は、上記第 1 蒸発器 6 に対して、外部空気の流れの下流側に直列配置されている。

10

【 0 0 3 6 】

図示しない制御装置は、CPU、ROM および RAM 等を含む周知のマイクロコンピュータとその周辺回路から構成されている。この制御装置には、乗員による操作パネル（図示せず）からの各種操作信号（空調作動スイッチ、設定温度スイッチ等）、各種センサ群からの検出信号等が入力されるようになっており、制御装置は、これらの入力信号を用いて ROM 内に記憶された制御プログラムに基づいて各種演算、処理を行って各種機器（主に圧縮機 1）の作動を制御する。

【 0 0 3 7 】

次に、上述構成に基づく本実施形態の作動について、図 2 ~ 図 5 を加えて説明する。乗員からの空調作動スイッチ、設定温度スイッチ等が入力されると、制御装置から出力される制御信号が圧縮機 1 の電磁クラッチに通電され、電磁クラッチが接続状態となり、圧縮機 1 に車両走行用エンジンから回転駆動力が伝達される。

20

【 0 0 3 8 】

そして、制御装置から圧縮機 1 の電磁式容量制御弁に制御プログラムに基づいて制御電流 I_n （制御信号）が出力されると、圧縮機 1 の吐出容量が調節され、圧縮機 1 は第 1 蒸発器 6 から気相冷媒を吸入、圧縮して吐出する。

【 0 0 3 9 】

圧縮機 1 から圧縮吐出された高温高圧の気相冷媒は放熱器 2 に流入する。放熱器 2 では高温高圧の冷媒が車室外空気により冷却されて凝縮する。放熱器 2 から流出した放熱後の

30

高圧冷媒は、レシーバ 2 a に流入して、レシーバ 2 a によって気液二相に分離される。

【 0 0 4 0 】

そして、レシーバ 2 a から流出した液相冷媒は、膨張弁 3 によって所望の圧力に減圧膨張され、気液二相冷媒となる。この気液二相冷媒は、流量分配器 8 へ流入し、流量分配器 8 によって、第 1 流路 8 1 からエジェクタ 5 へ向かう冷媒流れ（第 1 側の冷媒）と、第 2 流路 8 2 からキャピラリ 4 へ向かう冷媒流れ（第 2 側の冷媒）とにそれぞれ適切な流量で分配される。

【 0 0 4 1 】

そして、流量分配器 8 の第 1 流路 8 1 からエジェクタ 5 に流入した冷媒は、ノズル部 5 a で減圧され膨張する。この減圧膨張時に冷媒の圧力エネルギーが速度エネルギーに変換されるので、冷媒はノズル部 5 a の噴出口から高速度となって噴出する。そして、この冷媒噴出流の冷媒吸引作用により、吸引部 5 b から第 2 蒸発器 7 を通過した後の冷媒が吸引されることになる。

40

【 0 0 4 2 】

ノズル部 5 a から噴出した冷媒と吸引部 5 b に吸引された冷媒は、ノズル部 5 a の下流側の昇圧部 5 c に流入する。この昇圧部 5 c では通路面積の拡大により、冷媒の速度エネルギーが圧力エネルギーに変換されるため、冷媒の圧力が上昇する。

【 0 0 4 3 】

そして、エジェクタ 5 の昇圧部 5 c から流出された冷媒は第 1 蒸発器 6 に流入する。第 1 蒸発器 6 では、低圧冷媒が外部空気から吸熱して蒸発する。つまり、外部空気が冷却さ

50

れることになる。そして、第 1 蒸発器 6 を通過後の冷媒は圧縮機 1 に吸入され、再び圧縮される。

【 0 0 4 4 】

また、流量分配器 8 の第 2 流路 8 1 から吸引用通路 9 を通り、キャピラリ 4 に流入した冷媒は、キャピラリ 4 によって減圧されて低圧冷媒となり、この低圧冷媒が第 2 蒸発器 7 に流入する。第 2 蒸発器 7 では、流入した低圧冷媒が第 1 蒸発器 6 で冷却された外部空気から更に吸熱して蒸発する。つまり、外部空気が更に冷却されることになる。そして、第 2 蒸発器 7 で蒸発した冷媒は、エジェクタ 5 の吸引部 5 b から吸引されて、昇圧部 5 c でノズル部 5 a を通過した液相冷媒と混合して第 1 蒸発器 6 に流入していく。

【 0 0 4 5 】

ここで、エジェクタ 5 のノズル部 5 a に流入される冷媒流量をノズル流量 G_n とし、また吸引部 5 b に流入される冷媒流量を吸引流量 G_e とした時、図 2 (図 4) に示すように、エジェクタ 5 においては、ノズル流量 G_n に対する吸引流量 G_e の比、即ち流量比 G_e / G_n が小さくなるほど、エジェクタ 5 による昇圧量は大きくなるようになっている。

【 0 0 4 6 】

よって、夏場等で放熱器 2 の放熱負荷、あるいは第 1、第 2 蒸発器 6、7 の吸熱負荷 (以下、総じて熱負荷) が所定負荷 (以下、高負荷時) となるような場合は、必要とされる冷凍能力が大きく、圧縮機 1 から吐出される圧縮機流量 G が増加される。そして、流量分配器 8 の第 1 流路 8 1 からエジェクタ 5 のノズル部 5 a に供給されるノズル流量 G_n も増加され、ノズル効率を高く維持でき、エジェクタ効率が増加する。具体的には、図 3 の高負荷線図に示すように、第 1 流路 8 1 側の冷媒の乾き度 (以下、ノズル入口乾き度) X_1 と第 2 流路 8 2 側の冷媒の乾き度 (以下、キャピラリ入口乾き度) X_2 とが同等に調節されて、その結果、エジェクタ 5 による昇圧量が確保され (図 2 の A 点)、冷凍サイクル COP の向上効果分を高く維持することができる。

【 0 0 4 7 】

しかしながら、春先、冬場等のように熱負荷が上記高負荷時より低い側となる低負荷時においては、通常、必要とされる冷凍能力が小さくなり、圧縮機流量 G が低下され、ノズル流量 G_n も低下されて、エジェクタ 5 による昇圧量が小さくなり (図 2 の B 点)、その結果、上記高負荷時ほどの COP 向上効果が得られなくなる。

【 0 0 4 8 】

ここで、本実施形態の流量分配器 8 は、熱負荷に応じて第 1 流路 8 1 側、および第 2 流路 8 2 側への冷媒流量比を調節可能としているので、低負荷時においても以下のように高い COP 向上効果を得ることができる。

【 0 0 4 9 】

即ち、低負荷時においては、図 3 の低負荷線図に示すように、流量分配器 8 は、圧縮機流量 G の低下に応じて、液冷媒の慣性力、遠心力、重力等によって第 1 流路 8 1 側に優先的に液相冷媒を供給する。具体的には、流量分配器 8 は、ノズル入口乾き度 X_1 をキャピラリ入口乾き度 X_2 よりも小さくすることで、ノズル部 5 a 側の液相冷媒流量を増加させ (図 2 の作動 1 - 入力エネルギー増加)、流量比 G_e / G_n を小さくして (図 2 の作動 2 - 流量比低下)、昇圧量を大きくする (図 2 の作動 3 - 昇圧量確保、C 点)。よって、低負荷時におけるエジェクタ効率を高く維持すると共に、昇圧量を確保して、冷凍サイクル COP を向上させることができる。

【 0 0 5 0 】

次に、熱負荷が上記高負荷時よりも更に高くなる超高負荷時 (所定負荷よりも高い側となる高負荷時) の作動について説明する。超高負荷時においては、冷凍サイクルを循環する圧縮機流量 G が過度に多くなる。ノズル部 5 a へのノズル流量 G_n が過度に多くなると、ノズル部 5 a 内で冷媒の不足膨張が起こり、ノズル部 5 a の効率が低下するため、エネルギー回収量が減少して、その結果としてエジェクタ 5 の入力エネルギーが減少し、昇圧量が小さくなる (図 4 の D 点)。

【 0 0 5 1 】

10

20

30

40

50

従って、超高負荷時においては、図5の超高負荷線図に示すように、流量分配器8は、圧縮機流量Gの増加に応じて、第1流路81側の液相冷媒量を低下させる。具体的には、流量分配器8は、ノズル入口乾き度X1をキャピラリ入口乾き度X2よりも大きくすることで、ノズル部5a側の液相冷媒流量を減少させ、ノズル部5a内で冷媒を適正膨張させ、ノズル部5aの効率を向上させる(図4の作動1-適正膨張による入力エネルギー増加)。この時、流量比 G_e / G_n は、低負荷時とは逆に大きくなる(図4の作動2-流量比増加)。よって、超高負荷時においては、流量比 G_e / G_n は増加するものの、ノズル入口乾き度X1をキャピラリ入口乾き度X2より大きくすることで、ノズル効率が向上し入力エネルギーが増大する効果により、ノズル部5aの効率向上に伴う昇圧量を確保することができ(図4の作動3-昇圧量確保、E点)、冷凍サイクルCOPを向上させることができる。

10

【0052】

(第2実施形態)

上記第1実施形態では、各機器(3~6、8)は個々に独立形成されたものとして説明したが、以下のような一体成形品としても良い。

【0053】

即ち、流量分配器8と膨張弁3とを一体的に形成しても良い。また流量分配器8とキャピラリ4とを一体的に形成しても良い。また、流量分配器8とエジェクタ5とを一体的に形成しても良い。これにより、流量分配器8近傍の機器の小型化が可能となり、車両に対して搭載性に優れた蒸気圧縮式冷凍サイクルとすることができる。

20

【0054】

更には、流量分配器8、エジェクタ5、および第1蒸発器6を一体的に形成するようにしても良い。これにより、例えば第1蒸発器6を基本部材として、流量分配器8、およびエジェクタ5に対する専用の搭載スペース、組付け工数を不要として、車両に対して搭載性に優れた蒸気圧縮式冷凍サイクルとすることができる。

【0055】

(他の実施形態)

以上、本発明の好ましい実施形態について説明したが、本発明は上述した実施形態に何ら制限されることなく、本発明の主旨を逸脱しない範囲において種々変形して実施することが可能である。

30

【0056】

上記実施形態における蒸気圧縮式冷凍サイクルは、上記のような車両用空調装置に代えて、家庭用の給湯器用または室内空調用のヒートポンプサイクルに適用することができる。

【0057】

圧縮機1は、斜板式の可変容量型圧縮機に限らず、スクロール式やロータリー式等の固定容量型のもので良い。

【0058】

また、レシーバ2aを廃止して、第1蒸発器6の冷媒流出側にアキュムレータを設けたものとしても良い。また、第1絞り手段として、電気式の流量調節弁としたり、固定式の流量調節弁としても良い。

40

【0059】

また、上記実施形態におけるエジェクタは、ノズルの冷媒流路面積を可変することによって可変流量型でも良い。

【0060】

また、上記実施形態においては、特に冷媒の種類を特定していないが、フロン系冷媒、HC系冷媒、二酸化炭素冷媒等を用いるものであって、通常サイクルに加えて超臨界サイクルおよび亜臨界サイクルに適用されるものとしてすることができる。

【図面の簡単な説明】

【0061】

50

【図1】本発明の実施形態における蒸気圧縮式冷凍サイクルの全体構成を示す模式図である。

【図2】低負荷時におけるエジェクタの昇圧量を示すグラフである。

【図3】低負荷時における冷凍サイクルの作動を示す作動線図である。

【図4】超高負荷時におけるエジェクタの昇圧量を示すグラフである。

【図5】超高負荷時における冷凍サイクルの作動を示す作動線図である。

【図6】エジェクタによる昇圧量が低下する場合を示すグラフである。

【符号の説明】

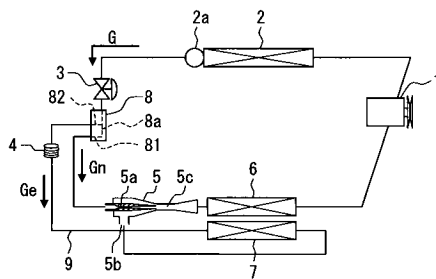
【0062】

- 1 圧縮機
- 2 放熱器
- 3 膨張弁（第1絞り手段）
- 4 キャピラリ（第2絞り手段）
- 5 エジェクタ
- 5 a ノズル部
- 5 b 吸引部
- 5 c 昇圧部
- 6 第1蒸発器
- 7 第2蒸発器
- 8 流量分配器
- 9 吸引用通路

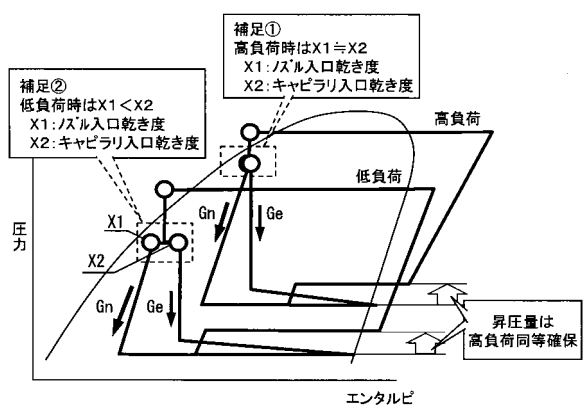
10

20

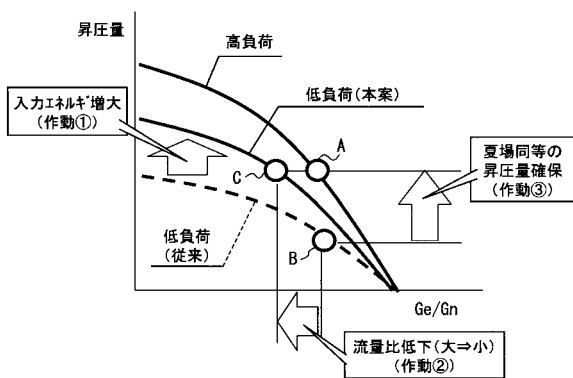
【図1】



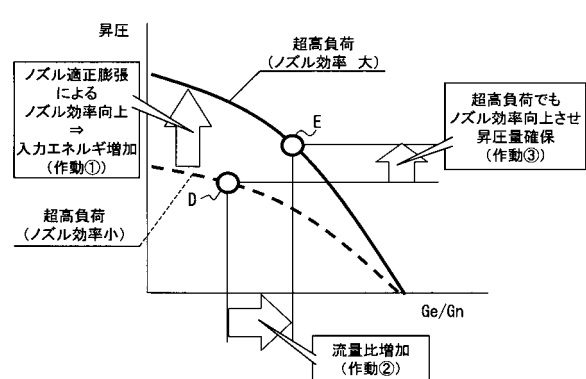
【図3】



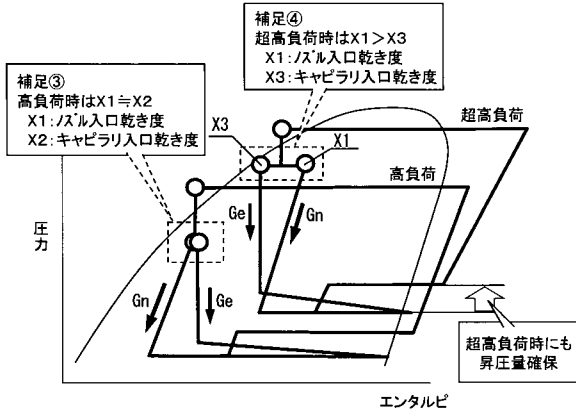
【図2】



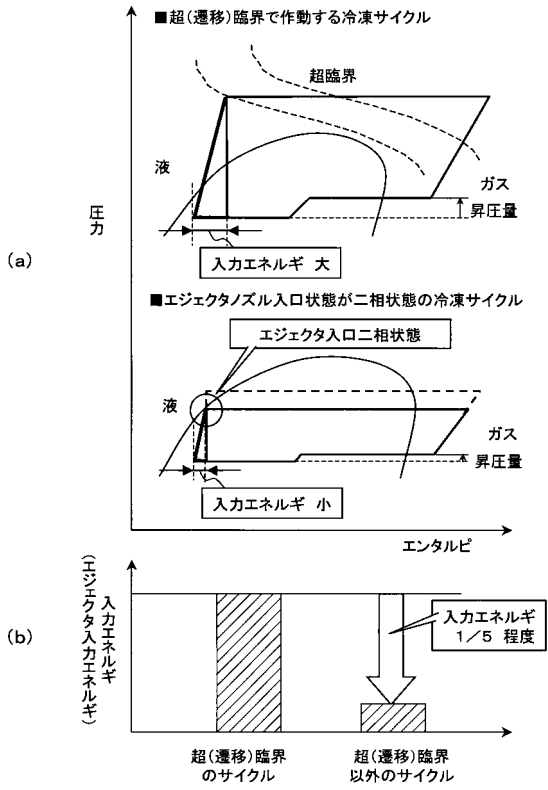
【図4】



【図5】



【図6】



フロントページの続き

- (72)発明者 西嶋 春幸
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 尾形 豪太
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 五丁 美歌
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 茅野 健太
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

合議体

- 審判長 岡本 昌直
審判官 長浜 義憲
審判官 佐野 遵

- (56)参考文献 特開2007-46806(JP,A)
特開2008-8591(JP,A)
特開2007-162962(JP,A)
特開2007-163016(JP,A)
特開2001-153473(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

- F25B41/00
F25B1/00