

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5852368号
(P5852368)

(45) 発行日 平成28年2月3日 (2016.2.3)

(24) 登録日 平成27年12月11日 (2015.12.11)

(51) Int. Cl.	F 1
B 6 0 H 1/32 (2006.01)	B 6 0 H 1/32 6 2 1 B
B 6 0 K 11/04 (2006.01)	B 6 0 H 1/32 6 2 4 H
B 6 0 K 1/04 (2006.01)	B 6 0 H 1/32 6 1 3 Z
B 6 0 K 8/00 (2006.01)	B 6 0 K 11/04 G
	B 6 0 K 1/04 Z

請求項の数 7 (全 20 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2011-188837 (P2011-188837)	(73) 特許権者	000003207
(22) 出願日	平成23年8月31日 (2011.8.31)		トヨタ自動車株式会社
(65) 公開番号	特開2013-49366 (P2013-49366A)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(43) 公開日	平成25年3月14日 (2013.3.14)	(73) 特許権者	000004695
審査請求日	平成26年7月4日 (2014.7.4)		株式会社日本自動車部品総合研究所
			愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地
		(74) 代理人	110001195
			特許業務法人深見特許事務所
		(72) 発明者	城島 悠樹
			愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		(72) 発明者	川上 芳昭
			愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 冷却装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

発熱源を冷却する冷却装置であって、
 冷媒を循環させるための圧縮機と、
 前記冷媒と外気との間で熱交換する第一熱交換器と、
 前記冷媒を減圧する減圧器と、
 前記冷媒と空調用空気との間で熱交換する第二熱交換器と、
 前記第一熱交換器と前記減圧器との間を流れる前記冷媒を用いて前記発熱源を冷却する冷却部と、
 前記冷却部で前記発熱源と熱交換して気化した気相冷媒を貯留する蓄ガス器と、を備え

10

前記気相冷媒は、前記圧縮機の運転時に前記蓄ガス器へ流入して前記蓄ガス器に貯留され、前記圧縮機の停止時に前記蓄ガス器から流出する、冷却装置。

【請求項 2】

前記蓄ガス器から前記気相冷媒を強制排出する排出部を備える、請求項 1 に記載の冷却装置。

【請求項 3】

前記蓄ガス器から流出する前記気相冷媒の前記冷却部への流れを禁止する逆止弁を備える、請求項 1 または請求項 2 に記載の冷却装置。

【請求項 4】

20

前記第一熱交換器と前記減圧器との間の前記冷媒の経路において並列に接続された第一通路と第二通路とを備え、

前記発熱源は、前記第二通路を流れる前記冷媒により冷却される、請求項 1 から請求項 3 のいずれかに記載の冷却装置。

【請求項 5】

前記圧縮機と前記第一熱交換器との間を前記冷媒が流れる第三通路と、

前記第二通路の前記冷却部に対し前記減圧器に近接する側と前記第三通路とを連通する連通路と、を備える、請求項 4 に記載の冷却装置。

【請求項 6】

前記第二通路の前記冷却部に対し前記減圧器に近接する側と、前記連通路と、の連通状態を切り換える、切換弁を備える、請求項 5 に記載の冷却装置。

10

【請求項 7】

前記圧縮機の停止時に前記冷媒が前記連通路へ流れるように、前記切換弁の開閉を設定する、請求項 6 に記載の冷却装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、冷却装置に関し、特に、蒸気圧縮式冷凍サイクルを利用して発熱源を冷却する冷却装置に関する。

【背景技術】

20

【0002】

近年、環境問題対策の一つとして、モータの駆動力により走行するハイブリッド車、燃料電池車、電気自動車などが注目されている。このような車両において、モータ、ジェネレータ、インバータ、コンバータおよびバッテリーなどの電気機器は、電力の授受によって発熱する。そのため、これらの電気機器を冷却する必要がある。そこで、車両用空調装置として使用される蒸気圧縮式冷凍サイクルを利用して、発熱体を冷却する技術が提案されている。

【0003】

たとえば特開 2007-69733 号公報（特許文献 1）には、膨張弁から圧縮機へ至る冷媒通路に、空調用の空気と熱交換する熱交換器と、発熱体と熱交換する熱交換器と、を並列に配置し、空調装置用の冷媒を利用して発熱体を冷却するシステムが開示されている。また特開 2005-90862 号公報（特許文献 2）には、空調用の冷凍サイクルの減圧器、蒸発器および圧縮機をバイパスするバイパス通路に、発熱体を冷却するための発熱体冷却手段を設けた、冷却システムが開示されている。

30

【0004】

一方、車両用空調装置に関し、特開 2003-285633 号公報（特許文献 3）には、圧縮機作動時に蓄冷材を有する蓄冷熱交換器を通過させ、圧縮機停止後に蓄冷材の蓄冷熱により冷媒を冷却してエアコンを作動させる装置が開示されている。特開 2011-1048 号公報（特許文献 4）には、車内用蓄熱ユニットの蓄熱材が熱量を蓄熱し、車内用蓄熱ユニットはその熱量を熱交換媒体に熱交換する、車両用空調システムが開示されている。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献 1】 特開 2007-69733 号公報

【特許文献 2】 特開 2005-90862 号公報

【特許文献 3】 特開 2003-285633 号公報

【特許文献 4】 特開 2011-1048 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

50

【0006】

特許文献1, 2に開示されている冷却装置では、電気機器などの発熱源を冷却するための冷却経路が蒸気圧縮式冷凍サイクル内に組み入れられており、発熱源を冷却するとき、減圧器を通過した後の気液二相状態の冷媒が発熱源を冷却する冷媒経路に導入される。発熱源を冷却するための冷媒の流量が減少すると、発熱源の冷却性能が低下してしまう問題がある。

【0007】

本発明は上記の課題に鑑みてなされたものであり、その主たる目的は、発熱源を安定して冷却できる、冷却装置を提供することである。

【課題を解決するための手段】

10

【0008】

本発明に係る冷却装置は、発熱源を冷却する冷却装置であって、冷媒を循環させるための圧縮機と、冷媒と外気との間で熱交換する第一熱交換器と、冷媒を減圧する減圧器と、冷媒と空調用空気との間で熱交換する第二熱交換器と、第一熱交換器と減圧器との間を流れる冷媒を用いて発熱源を冷却する冷却部と、冷却部で発熱源と熱交換して気化した気相冷媒を貯留する蓄ガス器と、を備える。

【0009】

上記冷却装置において好ましくは、気相冷媒は、圧縮機の運転時に蓄ガス器へ流入して蓄ガス器に貯留され、圧縮機の停止時に蓄ガス器から流出する。

【0010】

20

上記冷却装置において好ましくは、蓄ガス器から気相冷媒を強制排出する排出部を備える。

【0011】

上記冷却装置において好ましくは、蓄ガス器から流出する気相冷媒の冷却部への流れを禁止する逆止弁を備える。

【0012】

上記冷却装置において好ましくは、第一熱交換器と減圧器との間の冷媒の経路において並列に接続された第一通路と第二通路とを備え、発熱源は、第二通路を流れる冷媒により冷却される。

【0013】

30

上記冷却装置において好ましくは、圧縮機と第一熱交換器との間を冷媒が流れる第三通路と、第二通路の冷却部に対し減圧器に近接する側と第三通路とを連通する連通路と、を備える。

【0014】

上記冷却装置において好ましくは、第二通路の冷却部に対し減圧器に近接する側と、連通路と、の連通状態を切り換える、切換弁を備える。

【0015】

上記冷却装置において好ましくは、圧縮機の停止時に冷媒が連通路へ流れるように、切換弁の開閉を設定する。

【発明の効果】

40

【0016】

本発明の冷却装置によると、発熱源の冷却能力の低下を抑制し、発熱源を安定して冷却することができる。

【図面の簡単な説明】

【0017】

【図1】実施の形態1の冷却装置の構成を示す模式図である。

【図2】蒸気圧縮式冷凍サイクルの冷媒の状態を示すモリエル線図である。

【図3】蒸気圧縮式冷凍サイクルの運転中の、HV機器を冷却する冷媒の流れを示す模式図である。

【図4】図3に示す蓄ガス器の詳細を示す拡大図である。

50

【図 5】蒸気圧縮式冷凍サイクルの停止中の、HV 機器を冷却する冷媒の流れを示す模式図である。

【図 6】図 5 に示す蓄ガス器の詳細を示す拡大図である。

【図 7】実施の形態 2 の蓄ガス器の詳細を示す模式図である。

【図 8】実施の形態 3 の蓄ガス器への気相冷媒の流出入を示す第 1 の模式図である。

【図 9】実施の形態 3 の蓄ガス器への気相冷媒の流出入を示す第 2 の模式図である。

【発明を実施するための形態】

【0018】

以下、図面に基づいてこの発明の実施の形態を説明する。なお、以下の図面において、同一または相当する部分には同一の参照番号を付し、その説明は繰返さない。

10

【0019】

(実施の形態 1)

図 1 は、実施の形態 1 の冷却装置 1 の構成を示す模式図である。図 1 に示すように、冷却装置 1 は、蒸気圧縮式冷凍サイクル 10 を備える。蒸気圧縮式冷凍サイクル 10 は、たとえば、車両の車内の冷房を行なうために、車両に搭載される。蒸気圧縮式冷凍サイクル 10 を用いた冷房は、たとえば、冷房を行なうためのスイッチがオンされた場合、または、自動的に車両の室内の温度を設定温度になるように調整する自動制御モードが選択されており、かつ、車室内の温度が設定温度よりも高い場合に行なわれる。

【0020】

蒸気圧縮式冷凍サイクル 10 は、圧縮機 12 と、第一熱交換器としての熱交換器 14 と、熱交換器 15 と、減圧器の一例としての膨張弁 16 と、第二熱交換器としての熱交換器 18 と、を含む。

20

【0021】

圧縮機 12 は、車両に搭載されたモータまたはエンジンを動力源として作動し、冷媒ガスを断熱的に圧縮して過熱状態冷媒ガスとする。圧縮機 12 は、蒸気圧縮式冷凍サイクル 10 の作動時に熱交換器 18 から流通する冷媒を吸入圧縮して、冷媒通路 21 に高温高圧の気相冷媒を吐出する。圧縮機 12 は、冷媒通路 21 に冷媒を吐出することで、蒸気圧縮式冷凍サイクル 10 に冷媒を循環させる。

【0022】

熱交換器 14、15 は、圧縮機 12 において圧縮された過熱状態冷媒ガスを、外部媒体へ等圧的に放熱させて冷媒液とする。圧縮機 12 から吐出された高圧の気相冷媒は、熱交換器 14、15 において周囲に放熱し冷却されることによって、凝縮（液化）する。熱交換器 14、15 は、冷媒を流通するチューブと、チューブ内を流通する冷媒と熱交換器 14、15 の周囲の空気との間で熱交換するためのフィンと、を含む。熱交換器 14、15 は、車両の走行によって発生する自然の通風またはエンジン冷却用のラジエータファンなどの冷却ファンからの強制通風によって供給された冷却風と冷媒との間で、熱交換を行なう。熱交換器 14、15 における熱交換によって、冷媒の温度は低下し冷媒は液化する。

30

【0023】

膨張弁 16 は、冷媒通路 25 を流通する高圧の液相冷媒を小さな孔から噴射させることにより膨張させて、低温・低圧の霧状冷媒に変化させる。膨張弁 16 は、熱交換器 14、15 によって凝縮された冷媒液を減圧して、気液混合状態の湿り蒸気とする。なお、冷媒液を減圧するための減圧器は、絞り膨張する膨張弁 16 に限られず、毛細管であってもよい。

40

【0024】

熱交換器 18 は、その内部を流通する霧状冷媒が気化することによって、熱交換器 18 に接触するように導入された周囲の空気の熱を吸収する。熱交換器 18 は、膨張弁 16 によって減圧された冷媒を用いて、冷媒の湿り蒸気が蒸発して冷媒ガスとなる際の気化熱を、車両の室内へ流通する空調用空気から吸収して、車両の室内の冷房を行なう。熱が熱交換器 18 に吸収されることによって温度が低下した空調用空気が車両の室内に再び戻されることによって、車両の室内の冷房が行なわれる。冷媒は、熱交換器 18 において周囲か

50

ら吸熱し加熱される。

【0025】

熱交換器18は、冷媒を流通するチューブと、チューブ内を流通する冷媒と熱交換器18の周囲の空気との間で熱交換するためのフィンと、を含む。チューブ内には、湿り蒸気状態の冷媒が流通する。冷媒は、チューブ内を流通する際に、フィンを経由して車両の室内の空気の熱を蒸発潜熱として吸収することによって蒸発し、さらに顕熱によって過熱蒸気になる。気化した冷媒は、冷媒通路27を経由して圧縮機12へ流通する。圧縮機12は、熱交換器18から流通する冷媒を圧縮する。

【0026】

蒸気圧縮式冷凍サイクル10はまた、圧縮機12と熱交換器14とを連通する第三通路としての冷媒通路21と、熱交換器14と熱交換器15とを連通する冷媒通路22、23、24と、熱交換器15と膨張弁16とを連通する冷媒通路25と、膨張弁16と熱交換器18とを連通する冷媒通路26と、熱交換器18と圧縮機12とを連通する冷媒通路27と、を含む。

【0027】

冷媒通路21は、冷媒を圧縮機12から熱交換器14に流通させるための通路である。冷媒は、冷媒通路21を経由して、圧縮機12と熱交換器14との間を、圧縮機12の出口から熱交換器14の入口へ向かって流れる。冷媒通路22～25は、冷媒を熱交換器14から膨張弁16に流通させるための通路である。冷媒は、冷媒通路22～25を経由して、熱交換器14と膨張弁16との間を、熱交換器14の出口から膨張弁16の入口へ向

【0028】

冷媒通路26は、冷媒を膨張弁16から熱交換器18に流通させるための通路である。冷媒は、冷媒通路26を経由して、膨張弁16と熱交換器18との間を、膨張弁16の出口から熱交換器18の入口へ向かって流れる。冷媒通路27は、冷媒を熱交換器18から圧縮機12に流通させるための通路である。冷媒は、冷媒通路27を経由して、熱交換器18と圧縮機12との間を、熱交換器18の出口から圧縮機12の入口へ向かって流れる。

【0029】

蒸気圧縮式冷凍サイクル10は、圧縮機12、熱交換器14、15、膨張弁16および熱交換器18が、冷媒通路21～27によって連結されて構成される。なお、蒸気圧縮式冷凍サイクル10の冷媒としては、たとえば二酸化炭素、プロパンやイソブタンなどの炭化水素、アンモニアまたは水などを用いることができる。

【0030】

蒸気圧縮式冷凍サイクル10はまた、熱交換器14と膨張弁16との間を流れる冷媒の経路上に配置された、気液分離器40を含む。気液分離器40は、熱交換器14から流出する冷媒を気相冷媒と液相冷媒とに分離する。気液分離器40の内部には、液相冷媒である冷媒液と、気相冷媒である冷媒蒸気と、が蓄蔵されている。気液分離器40には、冷媒通路22、23と、冷媒通路34とが連結されている。

【0031】

熱交換器14の出口側において冷媒は、飽和液と飽和蒸気とが混合した気液二相状態の湿り蒸気の状態にある。熱交換器14から流出した冷媒は、冷媒通路22を通過して気液分離器40へ供給される。冷媒通路22から気液分離器40へ流入する気液二相状態の冷媒は、気液分離器40の内部において気相と液相とに分離される。気液分離器40は、熱交換器14によって凝縮された冷媒を液体状の冷媒液とガス状の冷媒蒸気とに分離して、一時的に蓄える。

【0032】

分離された冷媒液は、冷媒通路34を経由して、気液分離器40の外部へ流出する。気液分離器40内の液相中に配置された冷媒通路34の端部は、液相冷媒の気液分離器40からの流出口を形成する。分離された冷媒蒸気は、冷媒通路23を経由して、気液分離器

10

20

30

40

50

40の外部へ流出する。気液分離器40内の気相中に配置された冷媒通路23の端部は、気相冷媒の気液分離器40からの流出口を形成する。気液分離器40から導出された気相の冷媒蒸気は、第三熱交換器としての熱交換器15において周囲に放熱し冷却されることによって、凝縮する。

【0033】

気液分離器40の内部では、冷媒液が下側、冷媒蒸気が上側に溜まる。気液分離器40から冷媒液を導出する冷媒通路34の端部は、気液分離器40の底部に連結されている。冷媒通路34を経由して、気液分離器40の底側から冷媒液のみが気液分離器40の外部へ送り出される。気液分離器40から冷媒蒸気を導出する冷媒通路23の端部は、気液分離器40の天井部に連結されている。冷媒通路23を経由して、気液分離器40の天井側から冷媒蒸気のみが気液分離器40の外部へ送り出される。これにより、気液分離器40は、気相冷媒と液相冷媒との分離を確実にこなうことができる。

10

【0034】

熱交換器14の出口から膨張弁16の入口へ向かって流れる冷媒が流通する経路は、熱交換器14の出口側から気液分離器40へ至る冷媒通路22と、気液分離器40から冷媒蒸気を流出させ後述する流量調整弁28を経由する冷媒通路23と、熱交換器15の入口側へ連結される冷媒通路24と、熱交換器15の出口側から冷媒を膨張弁16へ流通させる冷媒通路25と、を含む。第一通路としての冷媒通路23には、気液分離器40で分離された気相冷媒が流れる。

【0035】

20

熱交換器14と熱交換器15との間を流通する冷媒の経路はまた、気液分離器40と冷却部30とを連通する冷媒通路34と、冷却部30と冷媒通路24とを連通する冷媒通路36と、を含む。冷媒通路34を経由して、気液分離器40から冷却部30へ冷媒液が流通する。冷却部30を通過した冷媒は、冷媒通路36を経由して、冷媒通路24へ戻る。第二通路としての冷媒通路34、36には、気液分離器40で分離された液相冷媒が流れる。冷却部30は、気液分離器40と膨張弁16との間を熱交換器14から熱交換器15へ向けて流通する冷媒の経路において並列に接続された第一通路と第二通路とのうち、第二通路上に設けられている。

【0036】

図1に示すD点は、冷媒通路23と冷媒通路24と冷媒通路36との連結点を示す。つまりD点は、冷媒通路23の下流側（熱交換器15に近接する側）の端部、冷媒通路24の上流側（熱交換器14に近接する側）の端部、および、冷媒通路36の下流側の端部を示す。冷媒通路23は、気液分離器40から膨張弁16へ向かう冷媒が流通する経路の、気液分離器40からD点へ至る一部を形成する。

30

【0037】

冷却装置1は、冷媒通路23と並列に配置された冷媒の経路を備え、冷却部30は、当該冷媒の経路上に設けられている。冷却部30は、車両に搭載される電気機器であるHV（Hybrid Vehicle）機器31と、冷媒が流通する配管である冷却通路32とを含む。HV機器31は、発熱源の一例である。冷却通路32の一方の端部は、冷媒通路34に接続される。冷却通路32の他方の端部は、冷媒通路36に接続される。

40

【0038】

気液分離器40と図1に示すD点との間の冷媒通路23に並列に接続された冷媒の経路は、冷却部30よりも上流側（気液分離器40に近接する側）の冷媒通路34と、冷却部30に含まれる冷却通路32と、冷却部30よりも下流側（熱交換器15に近接する側）の冷媒通路36と、を含む。冷媒通路34は、気液分離器40から冷却部30に、液相の冷媒を流通させるための通路である。冷媒通路36は、冷却部30からD点に冷媒を流通させるための通路である。D点は、冷媒通路23、24と、冷媒通路36と、の分岐点である。

【0039】

気液分離器40から流出した冷媒液は、冷媒通路34を経由して、冷却部30へ向かっ

50

て流通する。冷却部 30 へ流通し、冷却通路 32 を経由して流れる冷媒は、発熱源としての H V 機器 31 から熱を奪って、H V 機器 31 を冷却させる。冷却部 30 は、気液分離器 40 において分離され冷媒通路 34 を経由して冷却通路 32 へ流れる液相の冷媒を用いて、H V 機器 31 を冷却する。冷却部 30 において、冷却通路 32 内を流通する冷媒と、H V 機器 31 と、が熱交換することにより、H V 機器 31 は冷却され、冷媒は加熱される。冷媒はさらに冷媒通路 36 を経由して冷却部 30 から D 点へ向かって流通し、冷媒通路 24 を経由して熱交換器 15 へ至る。

【0040】

冷却部 30 は、冷却通路 32 において H V 機器 31 と冷媒との間で熱交換が可能な構造を有するように設けられる。本実施の形態においては、冷却部 30 は、たとえば、H V 機器 31 の筐体に冷却通路 32 の外周面が直接接触するように形成された冷却通路 32 を有する。冷却通路 32 は、H V 機器 31 の筐体と隣接する部分を有する。当該部分において、冷却通路 32 を流通する冷媒と、H V 機器 31 との間で、熱交換が可能となる。

10

【0041】

H V 機器 31 は、蒸気圧縮式冷凍サイクル 10 の熱交換器 14 から熱交換器 15 に至る冷媒の経路の一部を形成する冷却通路 32 の外周面に直接接続されて、冷却される。冷却通路 32 の外部に H V 機器 31 が配置されるので、冷却通路 32 の内部を流通する冷媒の流れに H V 機器 31 が干渉することはない。そのため、蒸気圧縮式冷凍サイクル 10 の圧力損失は増大しないので、圧縮機 12 の動力を増大させることなく、H V 機器 31 を冷却することができる。

20

【0042】

代替的には、冷却部 30 は、H V 機器 31 と冷却通路 32 との間に介在して配置された任意の公知のヒートパイプを備えてもよい。この場合 H V 機器 31 は、冷却通路 32 の外周面にヒートパイプを介して接続され、H V 機器 31 から冷却通路 32 へヒートパイプを経由して熱伝達することにより、冷却される。H V 機器 31 をヒートパイプの加熱部とし冷却通路 32 をヒートパイプの冷却部とすることで、冷却通路 32 と H V 機器 31 との間の熱伝達効率が高められるので、H V 機器 31 の冷却効率を向上できる。たとえばウィック式のヒートパイプを使用することができる。

【0043】

ヒートパイプによって H V 機器 31 から冷却通路 32 へ確実に熱伝達することができるので、H V 機器 31 と冷却通路 32 との間に距離があってもよく、H V 機器 31 に冷却通路 32 を接触させるために冷却通路 32 を複雑に配置する必要がない。その結果、H V 機器 31 の配置の自由度を向上することができる。

30

【0044】

H V 機器 31 は、電力の授受によって発熱する電気機器を含む。電気機器は、たとえば、直流電力を交流電力に変換するためのインバータ、回転電機であるモータジェネレータ、蓄電装置であるバッテリー、バッテリーの電圧を昇圧させるためのコンバータ、バッテリーの電圧を降圧するための D C / D C コンバータなどの、少なくともいずれか一つを含む。バッテリーは、リチウムイオン電池あるいはニッケル水素電池等の二次電池である。バッテリーに代えてキャパシタが用いられてもよい。

40

【0045】

熱交換器 18 は、空気が流通するダクト 90 の内部に配置されている。熱交換器 18 は、冷媒とダクト 90 内を流通する空調用空気との間で熱交換して、空調用空気の温度を調節する。ダクト 90 は、ダクト 90 に空調用空気が流入する入口であるダクト入口 91 と、ダクト 90 から空調用空気が流出する出口であるダクト出口 92 と、を有する。ダクト 90 の内部の、ダクト入口 91 の近傍には、ファン 93 が配置されている。

【0046】

ファン 93 が駆動することにより、ダクト 90 内に空気が流通する。ファン 93 が稼働すると、ダクト入口 91 を経由してダクト 90 の内部へ空調用空気が流入する。ダクト 90 へ流入する空気は、外気であってもよく、車両の室内の空気であってもよい。図 1 中の

50

矢印95は、熱交換器18を経由して流通し、蒸気圧縮式冷凍サイクル10の冷媒と熱交換する空調用空気の流れを示す。冷房運転時には、熱交換器18において空調用空気が冷却され、冷媒は空調用空気からの熱伝達を受けて加熱される。矢印96は、熱交換器18で温度調節され、ダクト出口92を経由してダクト90から流出する、空調用空気の流れを示す。

【0047】

冷媒は、圧縮機12と熱交換器14、15と膨張弁16と熱交換器18とが冷媒通路21～27によって順次接続された冷媒循環流路を通して、蒸気圧縮式冷凍サイクル10内を循環する。蒸気圧縮式冷凍サイクル10内を、図1に示すA点、B点、C点、D点、E点およびF点を順に通過するように冷媒が流れ、圧縮機12と熱交換器14、15と膨張弁16と熱交換器18とに冷媒が循環する。

10

【0048】

図2は、蒸気圧縮式冷凍サイクル10の冷媒の状態を示すモリエル線図である。図2中の横軸は、冷媒の比エンタルピー（単位： kJ/kg ）を示し、縦軸は、冷媒の絶対圧力（単位： MPa ）を示す。図中の曲線は、冷媒の飽和蒸気線および飽和液線である。図2中には、熱交換器14の出口の冷媒通路22から気液分離器40を経由して冷媒通路34へ流入し、HV機器31を冷却し、冷媒通路36からD点を経由して熱交換器15の入口の冷媒通路24へ戻る、蒸気圧縮式冷凍サイクル10中の各点（すなわちA、B、C、D、EおよびF点）における冷媒の熱力学状態が示される。

20

【0049】

図2に示すように、圧縮機12に吸入された過熱蒸気状態の冷媒（A点）は、圧縮機12において等比エントロピー線に沿って断熱圧縮される。圧縮するに従って冷媒の圧力と温度とが上昇し、高温高压の過熱度の大きい過熱蒸気になって（B点）、冷媒は熱交換器14へと流れる。圧縮機12から吐出された気相冷媒は、熱交換器14において周囲に放熱し冷却されることによって、凝縮（液化）する。熱交換器14における外気との熱交換によって、冷媒の温度は低下し冷媒は液化する。熱交換器14へ入った高压の冷媒蒸気は、熱交換器14において等圧のまま過熱蒸気から乾き飽和蒸気になり、凝縮潜熱を放出し徐々に液化して気液混合状態の湿り蒸気になる。気液二相状態である冷媒のうち、凝縮した冷媒は飽和液の状態である（C点）。

30

【0050】

冷媒は気液分離器40において気相冷媒と液相冷媒とに分離される。気液分離された冷媒のうち、液相の冷媒液が、気液分離器40から冷媒通路34を経由して冷却部30の冷却通路32へ流れ、HV機器31を冷却する。冷却部30において、熱交換器14を通して凝縮された飽和液状態の液冷媒に熱を放出することで、HV機器31が冷却される。HV機器31との熱交換により、冷媒が加熱され、冷媒の乾き度が増大する。冷媒は、HV機器31から潜熱を受け取って一部気化することにより、飽和液と飽和蒸気とが混合した湿り蒸気となる（D点）。

【0051】

その後冷媒は、熱交換器15に流入する。冷媒の湿り蒸気は、熱交換器15において外気と熱交換して冷却されることにより再度凝縮され、冷媒の全部が凝縮すると飽和液になり、さらに顕熱を放出して過冷却された過冷却液になる（E点）。その後冷媒は、冷媒通路25を経由して膨張弁16に流入する。膨張弁16において、過冷却液状態の冷媒は絞り膨張され、比エンタルピーは変化せず温度と圧力とが低下して、低温低压の気液混合状態の湿り蒸気となる（F点）。

40

【0052】

膨張弁16から出た湿り蒸気状態の冷媒は、冷媒通路26を経由して熱交換器18へ流入する。熱交換器18のチューブ内には、湿り蒸気状態の冷媒が流入する。冷媒は、熱交換器18のチューブ内を流通する際に、フィンを経由して車両の室内の空気の熱を蒸発潜熱として吸収することによって、等圧のまま蒸発する。全ての冷媒が乾き飽和蒸気になると、さらに顕熱によって冷媒蒸気は温度上昇して、過熱蒸気となる（A点）。その後冷媒

50

は、冷媒通路 27 を経由して圧縮機 12 に吸入される。圧縮機 12 は、熱交換器 18 から流通する冷媒を圧縮する。

【0053】

冷媒はこのようなサイクルに従って、圧縮、凝縮、絞り膨張、蒸発の状態変化を連続的に繰り返す。なお、上述した蒸気圧縮式冷凍サイクルの説明では、理論冷凍サイクルについて説明しているが、実際の蒸気圧縮式冷凍サイクル 10 では、圧縮機 12 における損失、冷媒の圧力損失および熱損失を考慮する必要があるのは勿論である。

【0054】

蒸気圧縮式冷凍サイクル 10 の運転中に、冷媒は、蒸発器として作用する熱交換器 18 において蒸発する際に気化熱を車両の室内の空気から吸収して、車室内の冷房を行なう。加えて、熱交換器 14 から流出し気液分離器 40 で気液分離された高圧の液冷媒が冷却部 30 へ流通し、HV 機器 31 と熱交換することで HV 機器 31 を冷却する。冷却装置 1 は、車両に搭載された発熱源である HV 機器 31 を、車両の室内の空調用の蒸気圧縮式冷凍サイクル 10 を利用して、冷却する。なお、HV 機器 31 を冷却するために必要とされる温度は、少なくとも HV 機器 31 の温度範囲として目標となる温度範囲の上限値よりも低い温度であることが望ましい。

10

【0055】

熱交換器 18 において被冷却部を冷却するために設けられた蒸気圧縮式冷凍サイクル 10 を利用して、HV 機器 31 の冷却が行なわれるので、HV 機器 31 の冷却のために、専用の水循環ポンプまたは冷却ファンなどの機器を設ける必要はない。そのため、HV 機器 31 の冷却装置 1 のために必要な構成を低減でき、装置構成を単純にできるので、冷却装置 1 の製造コストを低減することができる。加えて、HV 機器 31 の冷却のためにポンプや冷却ファンなどの動力源を運転する必要がなく、動力源を運転するための消費動力を必要としない。したがって、HV 機器 31 の冷却のための消費動力を低減することができる。

20

【0056】

熱交換器 14 では、冷媒を湿り蒸気の状態にまで冷却すればよく、気液混合状態の冷媒は気液分離器 40 により分離され、飽和液状態の冷媒液のみが冷却部 30 へ供給される。HV 機器 31 から蒸発潜熱を受け取り一部気化した湿り蒸気の状態の冷媒は、熱交換器 15 で再度冷却される。湿り蒸気状態の冷媒を凝縮させ完全に飽和液にするまで、冷媒は一定の温度で状態変化する。熱交換器 15 はさらに、車両の室内の冷房のために必要な程度の過冷却度にまで、液相冷媒を過冷却する。冷媒の過冷却度を過度に大きくする必要がないので、熱交換器 14、15 の容量を低減することができる。したがって、車室用の冷房能力を確保でき、かつ、熱交換器 14、15 のサイズを低減することができるので小型化され車載用に有利な、冷却装置 1 を得ることができる。

30

【0057】

熱交換器 14 の出口から膨張弁 16 の入口へ向かう冷媒の経路の一部を形成する冷媒通路 23 は、熱交換器 14 と熱交換器 15 との間に設けられている。気液分離器 40 から膨張弁 16 へ向かう冷媒が流通する経路として、冷却部 30 を通過しない経路である冷媒通路 23 と、冷却部 30 を経由して HV 機器 31 を冷却する冷媒の経路である冷媒通路 34、36 および冷却通路 32 と、が並列に設けられる。冷媒通路 34、36 を含む HV 機器 31 の冷却系は、冷媒通路 23 と並列に接続されている。そのため、熱交換器 14 から流出した冷媒の一部のみが、冷却部 30 へ流れる。HV 機器 31 の冷却のために必要な量の冷媒を冷却部 30 へ流通させ、HV 機器 31 は適切に冷却される。したがって、HV 機器 31 が過冷却されることを防止できる。

40

【0058】

熱交換器 14 から直接熱交換器 15 へ流れる冷媒の経路と、熱交換器 14 から冷却部 30 を経由して熱交換器 15 へ流れる冷媒の経路と、を並列に設け、一部の冷媒のみを冷媒通路 34、36 へ流通させることで、HV 機器 31 の冷却系に冷媒が流れる際の圧力損失を低減することができる。全ての冷媒が冷却部 30 に流れないので、冷却部 30 を経由す

50

る冷媒の流通に係る圧力損失を低減することができ、それに伴い、冷媒を循環させるための圧縮機 1 2 の運転に必要な消費電力を低減することができる。

【0059】

膨張弁 1 6 を通過した後の低温低圧の冷媒を H V 機器 3 1 の冷却に使用すると、熱交換器 1 8 における車室内の空気の冷却能力が減少して、車室用の冷房能力が低下する。これに対し、本実施の形態の冷却装置 1 では、蒸気圧縮式冷凍サイクル 1 0 において、圧縮機 1 2 から吐出された高圧の冷媒は、第一の凝縮器としての熱交換器 1 4 と、第二の凝縮器としての熱交換器 1 5 と、の両方によって凝縮される。圧縮機 1 2 と膨張弁 1 6 との間に二段の熱交換器 1 4 , 1 5 を配置し、H V 機器 3 1 を冷却する冷却部 3 0 は、熱交換器 1 4 と熱交換器 1 5 との間に設けられている。熱交換器 1 5 は、冷却部 3 0 から膨張弁 1 6 10 に向けて流通する冷媒の経路上に設けられている。

【0060】

H V 機器 3 1 から蒸発潜熱を受けて加熱された冷媒を熱交換器 1 5 において十分に冷却することにより、膨張弁 1 6 の出口において、冷媒は、車両の室内の冷房のために本来必要とされる温度および圧力を有する。そのため、熱交換器 1 8 において冷媒が蒸発するときに外部から受け取る熱量を十分に大きくすることができる。このように、冷媒を十分に冷却できる熱交換器 1 5 の放熱能力を定めることにより、車室内の空気を冷却する冷房の能力に影響を与えることなく、H V 機器 3 1 を冷却することができる。したがって、H V 機器 3 1 の冷却能力と、車室用の冷房能力との両方を、確実に確保することができる。

【0061】

熱交換器 1 4 から冷却部 3 0 へ流れる冷媒は、H V 機器 3 1 を冷却するときに、H V 機器 3 1 から熱を受け取り加熱される。冷却部 3 0 において冷媒が飽和蒸気温度以上に加熱され冷媒の全量が気化すると、冷媒と H V 機器 3 1 との熱交換量が減少して H V 機器 3 1 を効率よく冷却できなくなり、また冷媒が配管内を流れる際の圧力損失が増大する。そのため、H V 機器 3 1 を冷却した後に冷媒の全量が気化しない程度に、熱交換器 1 4 において十分に冷媒を冷却するのが望ましい。

【0062】

具体的には、熱交換器 1 4 の出口における冷媒の状態を飽和液に近づけ、典型的には熱交換器 1 4 の出口において冷媒が飽和液線上にある状態にする。このように冷媒を十分に冷却できる能力を熱交換器 1 4 が有する結果、熱交換器 1 4 の冷媒から熱を放出させる放熱能力は、熱交換器 1 5 の放熱能力よりも高くなる。放熱能力が相対的に大きい熱交換器 1 4 において冷媒を十分に冷却することにより、H V 機器 3 1 から熱を受け取った冷媒を湿り蒸気の状態に留めることができ、冷媒と H V 機器 3 1 との熱交換量の減少を回避できるので、H V 機器 3 1 を十分に効率よく冷却することができる。H V 機器 3 1 を冷却した後の湿り蒸気の状態の冷媒は、熱交換器 1 5 において効率よく再度冷却され、飽和温度を下回る過冷却液の状態にまで冷却される。したがって、車室用の冷房能力と H V 機器 3 1 の冷却能力との両方を確保した、冷却装置 1 を提供することができる。

【0063】

熱交換器 1 4 の出口において気液二相状態にある冷媒は、気液分離器 4 0 内において、気相と液相とに分離される。気液分離器 4 0 で分離された気相冷媒は、冷媒通路 2 3 , 2 4 を経由して流通し直接熱交換器 1 5 に供給される。気液分離器 4 0 で分離された液相冷媒は、冷媒通路 3 4 を経由して流通し、冷却部 3 0 に供給されて H V 機器 3 1 を冷却する。この液相冷媒は、過不足の全くない真に飽和液状態の冷媒である。気液分離器 4 0 から液相の冷媒のみを取り出し冷却部 3 0 へ流すことにより、熱交換器 1 4 の能力を最大限に活用して H V 機器 3 1 を冷却することができるので、H V 機器 3 1 の冷却能力を向上させた冷却装置 1 を提供することができる。

【0064】

気液分離器 4 0 の出口で飽和液の状態にある冷媒を H V 機器 3 1 を冷却する冷却通路 3 2 に導入することにより、冷媒通路 3 4 , 3 6 および冷却通路 3 2 を含む H V 機器 3 1 の冷却系を流れる冷媒のうち、気相状態の冷媒を最小限に抑えることができる。そのため、50

HV機器31の冷却系を流れる冷媒蒸気の流速が早くなり圧力損失が増大することを抑制でき、冷媒を流通させるための圧縮機12の消費電力を低減できるので、蒸気圧縮式冷凍サイクル10の性能の悪化を回避することができる。

【0065】

気液分離器40の内部には、飽和液状態の冷媒液が貯留されている。気液分離器40は、その内部に液状の冷媒である冷媒液を一時的に貯留する機能を有する。気液分離器40内に所定量の冷媒液が溜められることにより、負荷変動時にも気液分離器40から冷却部30へ流れる冷媒の流量を維持できる。気液分離器40が液だめ機能を有し、負荷変動に対するバッファとなり負荷変動を吸収できるので、HV機器31の冷却性能を安定させることができる。

10

【0066】

図1に戻って、冷却装置1は、流量調整弁28を備える。流量調整弁28は、熱交換器14から膨張弁16へ向かう冷媒の経路において、並列に接続された経路のうちの一方を形成する、冷媒通路23に配置されている。流量調整弁28は、その弁開度を変動させ、冷媒通路23を流れる冷媒の圧力損失を増減させることにより、冷媒通路23を流れる冷媒の流量と、冷却通路32を含むHV機器31の冷却系を流れる冷媒の流量と、を任意に調節する。

【0067】

たとえば、流量調整弁28を全閉にして弁開度を0%にすると、熱交換器14を出た冷媒の全量が気液分離器40から冷媒通路34へ流入する。流量調整弁28の弁開度を大きくすれば、熱交換器14から冷媒通路22へ流れる冷媒のうち、冷媒通路23を経由して熱交換器15へ直接流れる流量が大きくなり、冷媒通路34を経由して冷却通路32へ流れHV機器31を冷却する冷媒の流量が小さくなる。流量調整弁28の弁開度を小さくすれば、熱交換器14から冷媒通路22へ流れる冷媒のうち、冷媒通路23を経由して熱交換器15へ直接流れる流量が小さくなり、冷却通路32を経由して流れHV機器31を冷却する冷媒の流量が大きくなる。

20

【0068】

流量調整弁28の弁開度を大きくするとHV機器31を冷却する冷媒の流量が小さくなり、HV機器31の冷却能力が低下する。流量調整弁28の弁開度を小さくするとHV機器31を冷却する冷媒の流量が大きくなり、HV機器31の冷却能力が向上する。流量調整弁28を使用して、HV機器31に流れる冷媒の量を最適に調節できるので、HV機器31の過冷却を確実に防止することができ、加えて、HV機器31の冷却系の冷媒の流通に係る圧力損失および冷媒を循環させるための圧縮機12の消費電力を、確実に低減することができる。

30

【0069】

冷却装置1はまた、連通路51を備える。連通路51は、圧縮機12と熱交換器14との間を冷媒が流通する冷媒通路21と、冷却部30に冷媒を流通させる冷媒通路34、36のうち冷却部30に対し下流側の冷媒通路36と、を連通する。冷媒通路36および連通路51には、連通路51と冷媒通路21、36との連通状態を切り換える切換弁52が設けられている。切換弁52は、その開閉を切り換えることにより、連通路51を経由する冷媒の流通を可能または不可能にする。冷媒通路36は、連通路51との分岐よりも上流側の冷媒通路36aと、連通路51との分岐よりも下流側の冷媒通路36bと、に二分割される。

40

【0070】

切換弁52を使用して冷媒の経路を切り換えることにより、HV機器31を冷却した後の冷媒を、冷媒通路36b、24を経由させて熱交換器15へ、または、連通路51および冷媒通路21を経由して熱交換器14へ、のいずれかの経路を任意に選択して、流通させることができる。

【0071】

より具体的には、切換弁52として二つの弁57、58が設けられている。蒸気圧縮式

50

冷凍サイクル１０の冷房運転中には、弁５７を全開（弁開度１００％）とし弁５８を全閉（弁開度０％）とし、流量調整弁２８の弁開度を冷却部３０に十分な冷媒が流れるように調整する。これにより、ＨＶ機器３１を冷却した後の冷媒通路３６ａを流通する冷媒を、冷媒通路３６ｂを経由させて、確実に熱交換器１５へ流通させることができる。一方、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の停止中には、弁５８を全開とし弁５７を全閉とし、さらに流量調整弁２８を全閉とする。これにより、ＨＶ機器３１を冷却した後の冷媒通路３６ａを流通する冷媒を、連通路５１を経由させて熱交換器１４へ流通させ、冷却部３０と熱交換器１４との間に冷媒を循環させる環状の経路を形成することができる。

【００７２】

冷却装置１はさらに、冷媒通路３６に接続された蓄ガス器７０を備える。蓄ガス器７０は、冷却部３０に対し下流側の冷媒の経路に設けられている。蓄ガス器７０は、冷却部３０と、冷媒通路３６と連通路５１との分岐点と、の間に配置されている。つまり、蓄ガス器７０は、冷媒通路３６ａに接続されている。

10

【００７３】

蓄ガス器７０は、冷却部３０において冷媒液がＨＶ機器３１から伝熱されて気化した後の飽和蒸気状態の気相冷媒を、その内部に貯留する。冷媒通路３６を流れる高圧の冷媒が蓄ガス器７０の内部へ流入し、蓄ガス器７０は流入した冷媒蒸気を蓄積する。冷媒通路３６を流れる冷媒の圧力が低下すると、蓄ガス器７０の中に入っていた冷媒蒸気を蓄ガス器７０から冷媒通路３６へ放出して、冷媒通路３６を流通する冷媒蒸気の流量の低下を抑制する。

20

【００７４】

冷却部３０と蓄ガス器７０との間に、逆止弁７９が配置されている。逆止弁７９は、蓄ガス器７０から流出する冷媒蒸気が冷却部３０へ逆流するのを防止する。逆止弁７９は、冷媒蒸気が蓄ガス器７０から排出され冷媒通路３６へ流れるとき、冷媒蒸気が冷却部３０側へ流れることなく、冷却部３０に対し下流側の冷媒通路３６と連通路５１との分岐点へ向かって確実に冷媒蒸気が流れるように、設けられている。逆止弁７９は、冷却部３０から蓄ガス器７０へ向かう気相冷媒の流れを許容するとともに、蓄ガス器７０から流出する気相冷媒の冷却部３０へ向かう流れを禁止する。

【００７５】

図３は、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の運転中の、ＨＶ機器３１を冷却する冷媒の流れを示す模式図である。図３には、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０を運転させる場合、すなわち圧縮機１２を運転させて蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の全体に冷媒を流通させる場合の、冷媒の流れが示される。

30

【００７６】

図３に示すように、圧縮機１２を駆動させ蒸気圧縮式冷凍サイクル１０が運転している「エアコン運転モード」のときには、流量調整弁２８は、冷却部３０に十分な冷媒が流れるように、弁開度を調整される。切換弁５２は、冷媒を冷却部３０から熱交換器１５を経由して膨張弁１６へ流通させるように操作される。すなわち、弁５７を全開にし弁５８を全閉にすることで、冷媒が冷却装置１の全体を流れるように冷媒の経路が選択される。そのため、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の冷却能力を確保できるとともに、ＨＶ機器３１を効率よく冷却することができる。

40

【００７７】

図４は、図３に示す蓄ガス器７０の詳細を示す拡大図である。蓄ガス器７０と冷媒通路３６とは、接続部７１を介して接続されている。冷媒通路３６から接続部７１を経由して蓄ガス器７０の内部へ気相冷媒が流入可能であり、また蓄ガス器７０から接続部７１を経由して冷媒通路３６へ気相冷媒が流出可能である。

【００７８】

蓄ガス器７０は中空に形成され、蓄ガス器７０の内部には可動仕切部７２が配置されている。可動仕切部７２は、冷媒通路３６から可動仕切部７２までの距離を変更するように、冷媒通路３６へ近づきまたは冷媒通路３６から離れる方向に、自在に移動可能である。

50

可動仕切部 7 2 によって、蓄ガス器 7 0 の内部空間は、冷媒蒸気を受け容れる蒸気収容部 7 3 と、気体が封入されたガス封入部 7 4 と、に分けられている。蒸気収容部 7 3 は、接続部 7 1 を介して、冷媒通路 3 6 と連通する。ガス封入部 7 4 は、その内部に注入された窒素などの圧縮性気体の漏洩を防ぐように、密封されている。

【0079】

蒸気収容部 7 3 を密封するために、蒸気収容部 7 3 に面する側の可動仕切部 7 2 の表面の周縁部には、封止材 7 8 が配置されている。封止材 7 8 は、たとえばゴム材料製のリング形状に形成されており、蒸気収容部 7 3 とガス封入部 7 4 とが連通するのを防止する。封止材 7 8 は、可動仕切部 7 2 と蓄ガス器 7 0 の筐体との隙間を通して気相冷媒が蒸気収容部 7 3 からガス封入部 7 4 へ漏洩することを防止し、かつ、可動仕切部 7 2 と蓄ガス器 7 0 の筐体との隙間を通してガス封入部 7 4 内の気体が蒸気収容部 7 3 へ混入することを防止している。

10

【0080】

可動仕切部 7 2 が冷媒通路 3 6 から離れる方向に移動することにより、蒸気収容部 7 3 の容積が相対的に増大し、ガス封入部 7 4 の容積が相対的に減少する。このとき、蒸気収容部 7 3 内に溜められる冷媒蒸気の量が増大しており、ガス封入部 7 4 内の気体が圧縮されてガス封入部 7 4 の内圧が増加している。

【0081】

可動仕切部 7 2 が冷媒通路 3 6 へ近づく方向に移動することにより、蒸気収容部 7 3 の容積が相対的に減少し、ガス封入部 7 4 の容積が相対的に増大する。このとき、蒸気収容部 7 3 内に溜められる冷媒蒸気の量が減少しており、ガス封入部 7 4 内の気体が膨張してガス封入部 7 4 の内圧が減少している。

20

【0082】

図 3 に示す「エアコン運転モード」のときには、圧縮機 1 2 が運転しているので、冷媒通路 3 6 には、高圧の飽和蒸気状態の冷媒が流れる。そのため冷媒は、冷媒通路 3 6 を図 4 に示す矢印方向に流れる。このとき、一部の冷媒は冷却部 3 0 から冷媒通路 3 6 を経由して熱交換器 1 5 へ流れ、一部の冷媒は冷媒通路 3 6 から蓄ガス器 7 0 の蒸気収容部 7 3 へ流入して蒸気収容部 7 3 に貯留される。

【0083】

圧縮機 1 2 で冷媒の圧力を上昇させ、冷媒通路 3 6 と蓄ガス器 7 0 の内部との間に圧力差を形成することで、冷媒液を蓄ガス器 7 0 に充填することができる。そのため、冷媒蒸気を蓄ガス器 7 0 へ流入させるための追加の動力は不要である。高圧の冷媒蒸気が蒸気収容部 7 3 へ流入することにより、冷媒蒸気によって可動仕切部 7 2 に圧力が加えられ、可動仕切部 7 2 は図 4 の点線矢印に示すように冷媒通路 3 6 から離れる側へ移動する。これにより、より多くの冷媒蒸気を蓄ガス器 7 0 に溜め込むことができる。

30

【0084】

図 5 は、蒸気圧縮式冷凍サイクル 1 0 の停止中の、H V 機器 3 1 を冷却する冷媒の流れを示す模式図である。図 5 には、蒸気圧縮式冷凍サイクル 1 0 を停止させる場合、すなわち、圧縮機 1 2 を停止させ、冷却部 3 0 と熱交換器 1 4 とを結ぶ環状の経路を経由させて冷媒を循環させる場合の、冷媒の流れが示される。

40

【0085】

図 5 に示すように、圧縮機 1 2 を停止させ蒸気圧縮式冷凍サイクル 1 0 が停止している「ヒートパイプ運転モード」のときには、冷媒を冷却部 3 0 から熱交換器 1 4 へ循環させるように切換弁 5 2 を操作する。すなわち、弁 5 7 を全閉にし弁 5 8 を全開にし、さらに流量調整弁 2 8 を全閉にすることで、冷媒は冷媒通路 3 6 b へは流れず連通路 5 1 を経由して流通する。このように切換弁 5 2 の開閉を設定することにより、熱交換器 1 4 から、冷媒通路 2 2 と冷媒通路 3 4 とを順に経由して冷却部 3 0 へ至り、さらに冷媒通路 3 6 a、連通路 5 1、冷媒通路 2 1 を順に経由して熱交換器 1 4 へ戻る、閉じられた環状の経路が形成される。

【0086】

50

この環状の経路を経由して、圧縮機 1 2 を動作することなく、熱交換器 1 4 と冷却部 3 0 との間に冷媒を循環させることができる。冷媒は、H V 機器 3 1 を冷却するとき、H V 機器 3 1 から蒸発潜熱を受けて蒸発する。H V 機器 3 1 との熱交換により気化された冷媒蒸気は、冷媒通路 3 6 a、連通路 5 1 および冷媒通路 2 1 を順に經由して、熱交換器 1 4 へ流れる。熱交換器 1 4 において、車両の走行風またはエンジン冷却用のラジエータファンからの通風により、冷媒蒸気は冷却されて凝縮する。熱交換器 1 4 で液化した冷媒液は、冷媒通路 2 2、3 4 を經由して、冷却部 3 0 へ戻る。

【0087】

このように、冷却部 3 0 と熱交換器 1 4 とを經由する環状の経路によって、H V 機器 3 1 を加熱部とし熱交換器 1 4 を冷却部とする、ヒートパイプが形成される。したがって、蒸気圧縮式冷凍サイクル 1 0 が停止しているとき、すなわち車両用の冷房が停止しているときにも、圧縮機 1 2 を起動する必要なく、H V 機器 3 1 を確実に冷却することができる。H V 機器 3 1 の冷却のために圧縮機 1 2 を常時運転する必要がないことにより、圧縮機 1 2 の消費動力を低減して車両の燃費を向上することができ、加えて、圧縮機 1 2 を長寿命化できるので圧縮機 1 2 の信頼性を向上することができる。

【0088】

図 3 および図 5 には、地面 6 0 が図示されている。地面 6 0 に対して垂直な鉛直方向において、冷却部 3 0 は、熱交換器 1 4 よりも下方に配置されている。熱交換器 1 4 と冷却部 3 0 との間に冷媒を循環させる環状の経路において、冷却部 3 0 が下方に配置され、熱交換器 1 4 が上方に配置される。熱交換器 1 4 は、冷却部 3 0 よりも高い位置に配置される。

【0089】

この場合、冷却部 3 0 で加熱され気化した冷媒蒸気は、環状の経路内を上昇して熱交換器 1 4 へ到達し、熱交換器 1 4 において冷却され、凝縮されて液冷媒となり、重力の作用により環状の経路内を下降して冷却部 3 0 へ戻る。つまり、冷却部 3 0 と、熱交換器 1 4 と、これらを連結する冷媒の経路とによって、サーモサイフォン式のヒートパイプが形成される。ヒートパイプを形成することで H V 機器 3 1 から熱交換器 1 4 への熱伝達効率を向上することができるので、蒸気圧縮式冷凍サイクル 1 0 が停止しているときにも、動力を加えることなく、H V 機器 3 1 をより効率よく冷却することができる。

【0090】

連通路 5 1 と冷媒通路 2 1、3 6 との連通状態を切り換える切換弁 5 2 としては、上述した一対の弁 5 7、5 8 を使用してもよく、または、冷媒通路 3 6 と連通路 5 1 との分岐に配置された三方弁を使用してもよい。いずれの場合でも、蒸気圧縮式冷凍サイクル 1 0 の運転時および停止時の両方において、H V 機器 3 1 を効率よく冷却することができる。弁 5 7、5 8 は、冷媒通路の開閉ができる単純な構造であればよいので安価であり、二つの弁 5 7、5 8 を使用することにより、より低コストな冷却装置 1 を提供することができる。一方、二つの弁 5 7、5 8 を配置するよりも三方弁の配置に要する空間はより小さくてよいと考えられ、三方弁を使用することにより、より小型化され車両搭載性に優れた冷却装置 1 を提供することができる。

【0091】

冷却装置 1 はさらに、逆止弁 5 4 を備える。逆止弁 5 4 は、圧縮機 1 2 と熱交換器 1 4 との間の冷媒通路 2 1 の、冷媒通路 2 1 と連通路 5 1 との接続箇所よりも圧縮機 1 2 に近接する側に、配置されている。逆止弁 5 4 は、圧縮機 1 2 から熱交換器 1 4 へ向かう冷媒の流れを許容するとともに、その逆向きの冷媒の流れを禁止する。このようにすれば、図 5 に示すヒートパイプ運転モードのとき、熱交換器 1 4 と冷却部 3 0 との間に冷媒を循環させる閉ループ状の冷媒の経路を、確実に形成することができる。

【0092】

逆止弁 5 4 がない場合、冷媒が連通路 5 1 から圧縮機 1 2 側の冷媒通路 2 1 へ流れる虞がある。逆止弁 5 4 を備えることによって、連通路 5 1 から圧縮機 1 2 側へ向かう冷媒の流れを確実に禁止できるので、環状の冷媒経路で形成するヒートパイプを使用した、蒸気

圧縮式冷凍サイクル１０の停止時のＨＶ機器３１の冷却能力の低下を防止できる。したがって、車両の車室用の冷房が停止しているときにも、ＨＶ機器３１を効率よく冷却することができる。

【００９３】

また、蒸気圧縮式冷凍サイクル１０の停止中に、閉ループ状の冷媒の経路内の冷媒の量が不足する場合には、圧縮機１２を短時間のみ運転することで、逆止弁５４を経由して閉ループ経路に冷媒を供給できる。これにより、閉ループ内の冷媒量を増加させ、ヒートパイプの熱交換処理量を増大させることができる。したがって、ヒートパイプの冷媒量を確保することができるので、冷媒量の不足のためにＨＶ機器３１の冷却が不十分となることを回避することができる。

10

【００９４】

図６は、図５に示す蓄ガス器７０の詳細を示す拡大図である。「ヒートパイプ運転モード」のときには、圧縮機１２が停止している。サーモサイフォン式のヒートパイプを形成する閉ループ状の冷媒の経路内で冷媒を移動させる駆動力は、液状の冷媒に作用する重力、および、ガス状の冷媒に作用する浮力のみとなる。「エアコン運転モード」のときと比較して、「ヒートパイプ運転モード」のときには、冷媒に作用する駆動力が相対的に小さくなる。そのため、「ヒートパイプ運転モード」のとき、冷媒の駆動力が不足し、閉ループ状の冷媒の経路内に冷媒を流通させるために必要な駆動力が確保できないことが懸念される。

【００９５】

20

特に、「エアコン運転モード」から「ヒートパイプ運転モード」への切替のために圧縮機１２を停止させた直後、冷媒が循環を開始しＨＶ機器３１の冷却が再開されるまでにタイムラグが発生し、ＨＶ機器３１の冷却性能が低下する問題がある。これは、閉ループ内の気化されたガス冷媒の流量が少ないと、ガス冷媒に作用する浮力が小さく、そのため、ガス状の冷媒がある程度の量に達するまで、初動に必要な冷媒の駆動力が確保できず、閉ループ内での冷媒の循環が行なわれないことが原因と考えられる。

【００９６】

本実施の形態の冷却装置１では、冷却部３０の下流側に蓄ガス器７０が配置され、圧縮機１２の運転中に蓄ガス器７０内に冷媒蒸気が溜められる。「ヒートパイプ運転モード」への切替が行なわれるとき、圧縮機１２が停止するので、冷媒通路３６を流れる冷媒の圧力が相対的に低下する。蓄ガス器７０に貯留された気相冷媒の圧力よりも冷媒通路３６を流れる冷媒の圧力の方が小さくなると、冷媒は、図６に示す矢印方向に、蓄ガス器７０の蒸気収容部７３から流出して冷媒通路３６へ流れる。蓄ガス器７０から冷媒液が流出し、蒸気収容部７３内に貯留された冷媒蒸気の量が減少することにより、冷媒蒸気から可動仕切部７２に作用する圧力が低下する。これにより、可動仕切部７２は図６の点線矢印に示すように冷媒通路３６へ近づく側へ移動する。

30

【００９７】

圧縮機１２を停止させ、発熱源であるＨＶ機器３１を冷却するための冷媒の駆動力が低下するときに、冷媒蒸気を蓄ガス器７０から放出して冷媒通路３６へ流通させることで、閉ループ状の経路を流通する気相冷媒の流量の低下を抑制する。このようにして冷媒蒸気を補充することにより、閉ループ状の冷媒の経路内を流れる気相冷媒の流量を確保でき、冷媒の駆動力としての気相冷媒に作用する浮力を十分に確保することができる。そのため、「ヒートパイプ運転モード」の始動時のＨＶ機器３１の冷却能力の低下を抑制し、ＨＶ機器３１の冷却性能を確保して、ＨＶ機器３１を安定して冷却することができる。したがって、ＨＶ機器３１の温度上昇を効果的に抑制することができる。

40

【００９８】

このとき、逆止弁７９が設けられることにより、蓄ガス器７０から冷媒通路３６へ圧送された冷媒が冷却部３０側へ逆流することを防止できる。したがって、蓄ガス器７０から気相冷媒を、閉ループ状の経路内の、連通路５１を経由して熱交換器１４へ向かう冷媒の流通方向に、確実に送り出すことができる。

50

【0099】

車両の車室内の空調用のエアコンが停止中に、HV機器31の冷却は「ヒートパイプ運転モード」で行なわれることになる。車両の運転開始時に、蓄ガス器70内に気相冷媒が溜められていない状態で、エアコンを作動させなければ、「ヒートパイプ運転モード」での冷媒の循環のための駆動力が不十分になる場合がある。そこで、エアコンを作動しておらず当初から「ヒートパイプ運転モード」でのHV機器31の冷却が必要な場合には、始動時に短時間だけ圧縮機12を運転する。この圧縮機12の運転により、閉ループ内へ冷媒を送り込み、蓄ガス器70内に気相冷媒を溜め込むことができるので、上述した通り冷媒の駆動力を確保でき、HV機器31の冷却性能を確保して、HV機器31を安定して冷却することができる。

10

【0100】

(実施の形態2)

図7は、実施の形態2の蓄ガス器70の詳細を示す模式図である。実施の形態1では、ガス封入部74内に充填された圧縮性気体が可動仕切部72に及ぼす圧力によって、可動仕切部72を冷媒通路36へ近づく方向に移動させたが、ガス封入部74に圧縮性気体を封入する代わりに、図7に示すように付勢部材84を設けてもよい。付勢部材84は、冷媒通路36に向く側と反対側の可動仕切部72の表面に当接する一端と、蓄ガス器70の冷媒通路36から離れる側の内壁に当接する他端と、を有する。付勢部材84は、図7に示すコイルばねなどの任意のばね形状を有してもよく、またはゴムなどの弾性材料を付勢部材84として蓄ガス器70の内部に配置してもよい。

20

【0101】

付勢部材84が可動仕切部72に作用する弾性力によって、可動仕切部72は、冷媒通路36から可動仕切部72までの距離を変更するように、冷媒通路36へ近づきまたは冷媒通路36から離れる方向に、自在に移動可能である。そのため、実施の形態1と同様に、「ヒートパイプ運転モード」への切替時に気相冷媒を蓄ガス器70から冷媒通路36へ供給して、閉ループ状の冷媒の経路内を流れる冷媒の流量を確保できる。したがって、HV機器31の冷却性能を確保して、HV機器31を安定して冷却することができる。

【0102】

(実施の形態3)

図8および図9は、実施の形態3の蓄ガス器への気相冷媒の流出入を示す模式図である。実施の形態3の冷却装置1では、蓄ガス器70内に配置された可動仕切部75を強制的に駆動するための駆動部77が設けられている点で、実施の形態1と異なっている。実施の形態3の冷却装置1は、駆動部77を備えることにより、冷媒通路36から蓄ガス器70の内部へ冷媒蒸気を積極的に移動させることができ、または、蓄ガス器70の内部から冷媒通路36へ冷媒蒸気を積極的に移動させることができる。

30

【0103】

図8および図9に示すように、可動仕切部75は、蒸気収容部73の容積を増減させる。可動仕切部75に対して冷媒通路36から離れる側に、可動仕切部75を駆動するための駆動力を発生する駆動部77が配置されている。なお、実施の形態1の蓄ガス器70では、ガス封入部74に充填された気体の内圧により可動仕切部72を移動させるためにガス封入部74は密閉空間とされたが、実施の形態3では、可動仕切部75は駆動部77により動かされるので、密閉空間のガス封入部を設けなくてもよい。

40

【0104】

動力伝達軸76は、可動仕切部75から駆動部77へ延在する。動力伝達軸76の一端は可動仕切部75に固定され、動力伝達軸76の他端は駆動部77内に配置される。動力伝達軸76は、その他端側において駆動部77から駆動力を受け、冷媒通路36に近づくまたは冷媒通路36から離れるように可動仕切部75を移動させる。駆動部77はたとえば、電気エネルギーにより動力伝達軸76を移動させることにより、動力伝達軸76を介して可動仕切部75を電氣的に駆動してもよい。可動仕切部75、動力伝達軸76および駆動部77は、プランジャポンプを構成してもよい。

50

【0105】

たとえば、「エアコン運転モード」から「ヒートパイプ運転モード」への切替を感知することで、冷媒通路36への冷媒蒸気の供給が必要であると判断する。このとき駆動部77によって可動仕切部75を冷媒通路36に近づく方向に移動させ、蓄ガス器70の蒸気収容部73から気相冷媒を冷媒通路36へ圧送して、閉ループ状の冷媒の経路へ冷媒蒸気を供給する。駆動部77は、可動仕切部75を移動させることにより蒸気収容部73の容積を小さくして蓄ガス器70から冷媒蒸気を強制的に排出する、排出部として機能する。

【0106】

このようにすれば、「ヒートパイプ運転モード」への切替時に、蓄ガス器70から気相冷媒を強制排出してヒートパイプを形成する冷媒の経路に気相冷媒を供給できるので、冷媒の駆動力が不足するのを抑制でき、HV機器31の冷却能力が減少してHV機器31が過熱する不具合を抑制することができる。

10

【0107】

なお、これまでの実施の形態においては、HV機器31を例として車両に搭載された電気機器を冷却する冷却装置1について説明した。電気機器としては、少なくとも作動によって熱を発生させる電気機器であれば、インバータ、モータジェネレータなどの例示された電気機器に限定されるものではなく、任意の電気機器であってもよい。冷却の対象となる電気機器が複数個ある場合においては、複数の電気機器は、冷却の目標となる温度範囲が共通していることが望ましい。冷却の目標となる温度範囲は、電気機器を作動させる温度環境として適切な温度範囲である。

20

【0108】

以上のように本発明の実施の形態について説明を行なったが、今回開示された実施の形態はすべての点で例示であって、制限的なものではないと考えられるべきである。この発明の範囲は上記した説明ではなくて特許請求の範囲によって示され、特許請求の範囲と均等の意味、および範囲内でのすべての変更が含まれることが意図される。

【産業上の利用可能性】

【0109】

本発明の冷却装置は、モータジェネレータおよびインバータなどの電気機器を搭載するハイブリッド車、燃料電池車、電気自動車などの車両における、車内の冷房を行なうための蒸気圧縮式冷凍サイクルを使用した電気機器の冷却に、特に有利に適用され得る。

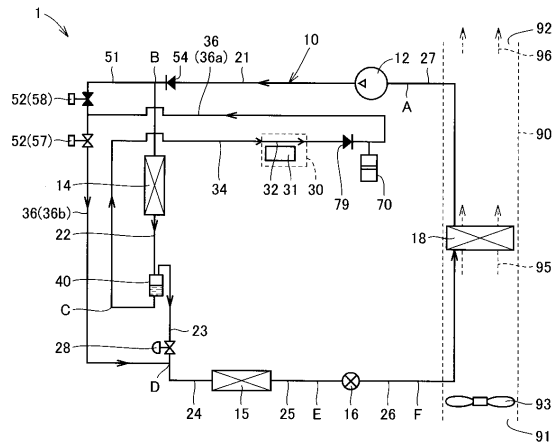
30

【符号の説明】

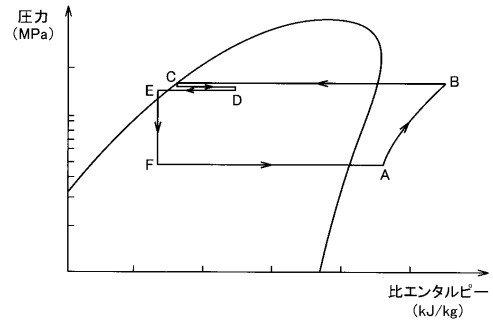
【0110】

1 冷却装置、10 蒸気圧縮式冷凍サイクル、12 圧縮機、14, 15, 18 熱交換器、16 膨張弁、21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 34, 36, 36a, 36b 冷媒通路、30 冷却部、31 HV機器、32 冷却通路、40 気液分離器、51 連通路、52 切換弁、54, 79 逆止弁、57, 58 弁、60 地面、70 蓄ガス器、71 接続部、72, 75 可動仕切部、73 蒸気収容部、74 ガス封入部、76 動力伝達軸、77 駆動部、78 封止材、84 付勢部材。

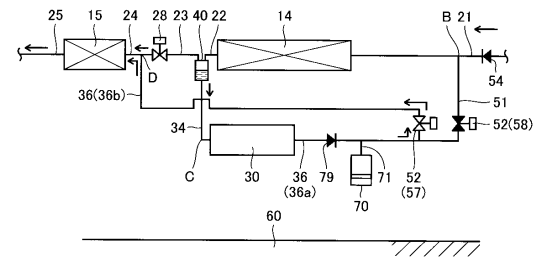
【図 1】



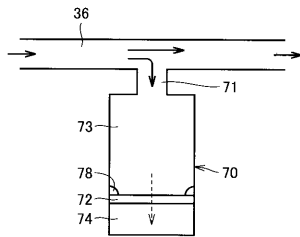
【図 2】



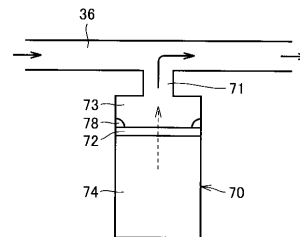
【図 3】



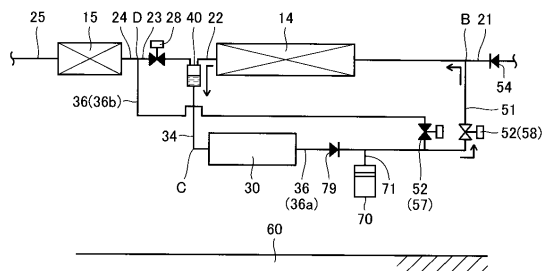
【図 4】



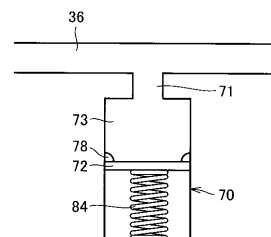
【図 6】



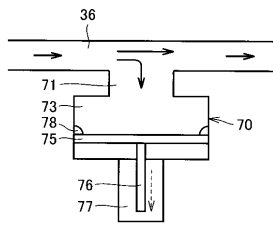
【図 5】



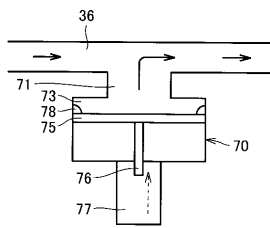
【図 7】



【図 8】



【図 9】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
B 6 0 K 8/00

(72)発明者 高橋 栄三
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 佐藤 幸介
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 大野 雄一
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会社日本自動車部品総合研究所内

(72)発明者 内田 和秀
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会社日本自動車部品総合研究所内

審査官 佐藤 正浩

(56)参考文献 特開平11-034640 (JP, A)
特開2006-029614 (JP, A)
特開2004-183957 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
B 6 0 H 1 / 3 2
B 6 0 K 1 1 / 0 4
B 6 0 K 1 / 0 4
B 6 0 K 8 / 0 0