

(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2011-84084

(P2011-84084A)

(43) 公開日 平成23年4月28日(2011.4.28)

(51) Int. Cl.		F I		テーマコード (参考)		
B60H	1/22	(2006.01)	B60H	1/22	651B	3L211
B60H	1/32	(2006.01)	B60H	1/32	613A	
F25B	1/00	(2006.01)	F25B	1/00	331Z	
F25B	43/00	(2006.01)	F25B	43/00	N	

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2009-235902 (P2009-235902)	(71) 出願人	000002004 昭和電工株式会社 東京都港区芝大門1丁目13番9号
(22) 出願日	平成21年10月13日 (2009.10.13)	(74) 代理人	100083149 弁理士 日比 紀彦
		(74) 代理人	100060874 弁理士 岸本 瑛之助
		(74) 代理人	100079038 弁理士 渡邊 彰
		(74) 代理人	100106091 弁理士 松村 直都
		(72) 発明者	小笠原 昇 栃木県小山市犬塚1丁目480番地 昭和 電工株式会社小山事業所内

最終頁に続く

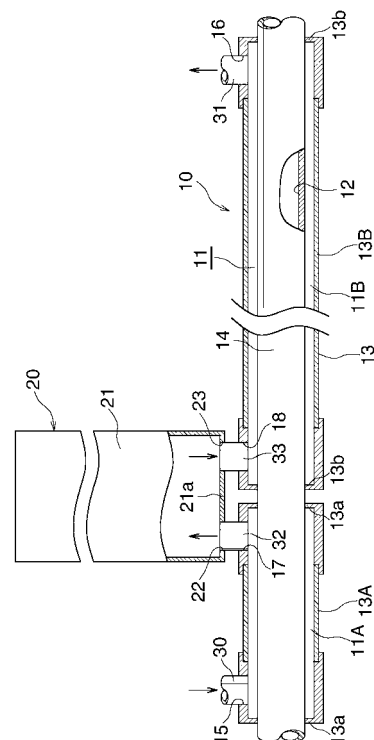
(54) 【発明の名称】 空調装置

(57) 【要約】

【課題】コンデンサの冷媒凝縮効率の低下を防止しうる空調装置を提供する。

【解決手段】車両用空調装置は、圧縮機、コンデンサ、膨張弁、エバポレータ、コンデンサから流出した高圧の冷媒とエバポレータから流出した低圧の冷媒とを熱交換させる中間熱交換器10および液溜部20を備えている。中間熱交換器10は、外管13と、外管13内に間隔をおいて配置された内管14とを備えており、外管13と内管14との間の間隙が高温側冷媒通路11となり、内管14内が低温側冷媒通路12となっている。高温側冷媒通路11は冷媒入口15および冷媒出口16を有している。高温側冷媒通路11内を冷媒入口側部分11Aと冷媒出口側部分11Bとに分ける。液溜部20は冷媒流入口22および冷媒流出口23を有している。高温側冷媒通路11内の冷媒入口側部分11Aと冷媒流入口22、および高温側冷媒通路11内の冷媒出口側部分11Bと冷媒流出口23とをそれぞれ通じさせる。

【選択図】 図2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

圧縮機と、圧縮機で圧縮された冷媒を冷却するコンデンサと、コンデンサで冷却された冷媒を減圧する減圧器と、減圧された冷媒を蒸発させるエバポレータと、高温側冷媒通路および低温側冷媒通路を有しており、かつコンデンサから流出して高温側冷媒通路を流れる高圧の冷媒とエバポレータから流出して低温側冷媒通路を流れる低圧の冷媒とを熱交換させる中間熱交換器と、コンデンサから流出するとともに減圧器により減圧される前の高圧の冷媒を貯留し、かつ液相と気相とに分離する液溜部とを備えた空調装置において、

中間熱交換器の高温側冷媒通路が冷媒入口および冷媒出口を有しており、冷媒が、中間熱交換器の高温側冷媒通路における冷媒入口と冷媒出口との間の中間部から液溜部内に入り、液溜部内から高温側冷媒通路に戻るようになされている空調装置。

10

【請求項 2】

中間熱交換器が、外管と、外管内に間隔をおいて配置された内管とを備えた二重管式であり、外管と内管との間の間隙が高温側冷媒通路となっており、内管内が低温側冷媒通路となっている請求項 1 記載の空調装置。

【請求項 3】

中間熱交換器の高温側冷媒通路内が、冷媒入口側部分と冷媒出口側部分とに分けられ、液溜部が、冷媒流入口および冷媒流出口を有しており、中間熱交換器の高温側冷媒通路内の冷媒入口側部分と液溜部の冷媒流入口、および中間熱交換器の高温側冷媒通路内の冷媒出口側部分と液溜部の冷媒流出口とがそれぞれ通じさせられている請求項 2 記載の空調装置。

20

【請求項 4】

中間熱交換器の高温側冷媒通路内の冷媒入口側部分と液溜部の冷媒流入口、および中間熱交換器の高温側冷媒通路内の冷媒出口側部分と液溜部の冷媒流出口とが、それぞれ一端部が中間熱交換器の外管に接合されるとともに、他端部が液溜部に接合された連通管を介して通じさせられている請求項 3 記載の空調装置。

【請求項 5】

液溜部が、液溜部内に形成される液相冷媒と気相冷媒との界面よりも下方に冷媒通過口を有しており、中間熱交換器の高温側冷媒通路内と液溜部の冷媒通過口とが通じさせられている請求項 2 記載の空調装置。

30

【請求項 6】

中間熱交換器の外管に、高温側冷媒通路を外に通じさせる開口が形成され、液溜部が、下端が開口するとともに上端が閉鎖された筒状体からなるとともに、下端開口が冷媒通過口となり、液溜部が、冷媒通過口と中間熱交換器の外管の開口とが通じるように外管に接合されている請求項 5 記載の空調装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、たとえば車両に搭載される空調装置に関する。

【0002】

40

この明細書および特許請求の範囲において、「液相冷媒」という用語は、完全に液相のみからなる冷媒の他に、微量の気相冷媒が混入した液相の冷媒を意味するものとし、「気相冷媒」という用語は、完全に気相のみからなる冷媒の他に、微量の液相冷媒が混入した気相の冷媒を意味するものとする。

【背景技術】

【0003】

以下、全図面を通じて同一部分および同一物には同一符号を付して重複する説明を省略する。

【0004】

たとえば車両に搭載される車両用空調装置として、図 4 に示すように、圧縮機(1)と、

50

圧縮機(1)で圧縮された冷媒を冷却するコンデンサ(2)と、コンデンサ(2)で冷却された冷媒を減圧する減圧器としての膨張弁(3)と、減圧された冷媒を蒸発させるエバポレータ(4)と、高温側冷媒通路(6)および低温側冷媒通路(7)を有しており、かつコンデンサ(2)から流出して高温側冷媒通路(6)を流れる高温高圧の冷媒とエバポレータ(4)から流出して低温側冷媒通路(7)を流れる低温低圧の冷媒とを熱交換させる中間熱交換器(5)と、コンデンサ(2)から流出するとともに膨張弁(3)により減圧される前の高温高圧の冷媒を貯留し、かつ液相と気相とに分離する液溜部(8)とを備えており、液溜部(8)がコンデンサ(2)と中間熱交換器(5)との間に設けられ、冷媒が、中間熱交換器(5)の高温側冷媒通路(6)に流入する前に液溜部(8)内に入るとともに、液溜部(8)内から出た後に中間熱交換器(5)の高温側冷媒通路(6)に流入するようになされている車両用空調装置が知られている(特許文献1参照)。

10

【0005】

特許文献1記載の車両用空調装置においては、圧縮機(1)で圧縮された高温高圧の冷媒(図5状態A参照)は、コンデンサ(2)において冷却され(図5状態B参照)、冷却された冷媒が液溜部(8)内に流入して液相と気相とに分離される。液溜部(8)から流出した冷媒は中間熱交換器(5)の高温側冷媒通路(6)内に流入し、高温側冷媒通路(6)を流れる際に、エバポレータ(4)から流出しかつ低温側冷媒通路(7)を流れる比較的低温の冷媒により過冷却される(図5状態C参照)。中間熱交換器(5)において過冷却された高圧の冷媒は膨張弁(3)において断熱膨張させられて減圧される(図5状態D参照)。減圧された冷媒はエバポレータ(4)に入り、エバポレータ(4)内を流れる間に通風間隙を流れる空気を冷却して気相となる(図5状態E参照)。エバポレータ(4)を通過した比較的低温の冷媒は、中間熱交換器(5)の低温側冷媒通路(7)を通過する。中間熱交換器(5)の低温側冷媒通路(7)を通過する低温側冷媒は、高温側冷媒通路(6)を流れる高温側冷媒により過熱されて温度が上昇させられ(図5状態F参照)、この状態で圧縮機(1)に送られて圧縮される。

20

【0006】

ところで、特許文献1記載の車両用空調装置において、液溜部(8)内に流入するのは図5の状態Bの冷媒であるが、液溜部(8)内において、液相と気相との分離を効率良く行うためには、液溜部(8)内の液相冷媒が、気相冷媒に変化することなく液相状態に安定して保たれる必要がある。液溜部(8)内において、液相冷媒を、気相冷媒に変化させることなく液相状態に安定して保つためには、実際には、液溜部(8)内に流入する冷媒を、3～5程度過冷却しておく必要がある。したがって、特許文献1記載の車両用空調装置においては、冷媒を、コンデンサ(2)において3～5程度過冷却しなければならない。しかしながら、コンデンサ(2)において冷媒を過冷却する場合、有効コア部の面積が一定であるとする、冷媒の凝縮に寄与する部分の面積を小さくしなければならず、コンデンサ(2)の冷媒凝縮効率が低下する。しかも、コンデンサ(2)の冷媒凝縮効率が低下すると、車両用空調装置を循環する冷媒量を減少させる必要があり、冷房能力が低下する。また、コンデンサ(2)において冷媒を過冷却する場合、受ける風速および風速分布や、外気温度により過冷却効率が大きく変動するという問題がある。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

40

【0007】

【特許文献1】特開2005-22601号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0008】

この発明の目的は、上記問題を解決し、コンデンサの冷媒凝縮効率が低下を防止しうる空調装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0009】

本発明は、上記目的を達成するために以下の態様からなる。

50

【 0 0 1 0 】

1) 圧縮機と、圧縮機で圧縮された冷媒を冷却するコンデンサと、コンデンサで冷却された冷媒を減圧する減圧器と、減圧された冷媒を蒸発させるエバポレータと、高温側冷媒通路および低温側冷媒通路を有しており、かつコンデンサから流出して高温側冷媒通路を流れる高圧の冷媒とエバポレータから流出して低温側冷媒通路を流れる低圧の冷媒とを熱交換させる中間熱交換器と、コンデンサから流出するとともに減圧器により減圧される前の高圧の冷媒を貯留し、かつ液相と気相とに分離する液溜部とを備えた空調装置において、

中間熱交換器の高温側冷媒通路が冷媒入口および冷媒出口を有しており、冷媒が、中間熱交換器の高温側冷媒通路における冷媒入口と冷媒出口との間の中間部から液溜部内に入り、液溜部内から高温側冷媒通路に戻るようになされている空調装置。

10

【 0 0 1 1 】

2) 中間熱交換器が、外管と、外管内に間隔をおいて配置された内管とを備えた二重管式であり、外管と内管との間の間隙が高温側冷媒通路となっており、内管内が低温側冷媒通路となっている上記1)記載の空調装置。

【 0 0 1 2 】

3) 中間熱交換器の高温側冷媒通路内が、冷媒入口側部分と冷媒出口側部分とに分けられ、液溜部が、冷媒流入口および冷媒流出口を有しており、中間熱交換器の高温側冷媒通路内の冷媒入口側部分と液溜部の冷媒流入口、および中間熱交換器の高温側冷媒通路内の冷媒出口側部分と液溜部の冷媒流出口とがそれぞれ通じさせられている上記2)記載の空調装置。

20

【 0 0 1 3 】

4) 中間熱交換器の高温側冷媒通路内の冷媒入口側部分と液溜部の冷媒流入口、および中間熱交換器の高温側冷媒通路内の冷媒出口側部分と液溜部の冷媒流出口とが、それぞれ一端部が中間熱交換器の外管に接合されるとともに、他端部が液溜部に接合された連通管を介して通じさせられている上記3)記載の空調装置。

【 0 0 1 4 】

5) 液溜部が、液溜部内に形成される液相冷媒と気相冷媒との界面よりも下方に冷媒通過口を有しており、中間熱交換器の高温側冷媒通路内と液溜部の冷媒通過口とが通じさせられている上記2)記載の空調装置。

【 0 0 1 5 】

6) 中間熱交換器の外管に、高温側冷媒通路を外部に通じさせる開口が形成され、液溜部が、下端が開口するとともに上端が閉鎖された筒状体からなるとともに、下端開口が冷媒通過口となり、液溜部が、冷媒通過口と中間熱交換器の外管の開口とが通じるように外管に接合されている上記5)記載の空調装置。

30

【 発明の効果 】

【 0 0 1 6 】

上記1)～6)の空調装置によれば、中間熱交換器の高温側冷媒通路が冷媒入口および冷媒出口を有しており、冷媒が、中間熱交換器の高温側冷媒通路における冷媒入口と冷媒出口との間の中間部から液溜部内に入り、液溜部内から高温側冷媒通路に戻るようになされているので、中間熱交換器の高温側冷媒通路に入った冷媒が液溜部内に流入するまでの間に、中間熱交換器の低温側冷媒通路を流れる冷媒により冷却されることになる。したがって、冷媒を、液溜部内に流入する前に中間熱交換器において過冷却することができ、液溜部内の液相冷媒を、気相冷媒に変化することなく液相状態に安定して保つことが可能になって、液溜部内において、液相と気相との分離を効率良く行うことができる。その結果、コンデンサの有効コア部の全体を冷媒の凝縮に寄与させることが可能になり、コンデンサの冷媒凝縮効率の低下を防止することができる。しかも、コンデンサの冷媒凝縮効率の低下を防止することができるので、空調装置を循環する冷媒量を減少させる必要がなく、冷房能力の低下を防止することができる。また、中間熱交換器の低温側冷媒通路を流れる冷媒によって、高温側冷媒通路を流れ、かつ液溜部内に流入する冷媒の過冷却が行われるので、冷媒の過冷却が風速や外気温の変動に依存することがなく、安定した過冷却度を得るこ

40

50

とができる。

【図面の簡単な説明】

【0017】

【図1】この発明を適用した車両用空調装置の構成を示す図である。

【図2】図1に示す車両用空調装置の中間熱交換器および液溜部を示す一部を省略した垂直縦断面図である。

【図3】図1に示す車両用空調装置の中間熱交換器および液溜部の変形例を示す一部を省略した垂直縦断面図である。

【図4】従来の車両用空調装置の構成を示す図である。

【図5】車両用空調装置のモリエル線図である。

10

【発明を実施するための形態】

【0018】

以下、この発明の実施形態を、図面を参照して説明する。この実施形態は、この発明の空調装置を、車両に搭載される車両用空調装置に適用したものである。

【0019】

以下の説明において、図2および図3の上下、左右を上下、左右というものとする。

【0020】

また、以下の説明において、「アルミニウム」という用語には、純アルミニウムの他にアルミニウム合金を含むものとする。

【0021】

20

図1はこの発明を適用した車両空調装置の構成を示し、図2は図1の車両用空調装置に用いられる中間熱交換器および液溜部を示す。

【0022】

図1に示す車両用空調装置においては、コンデンサ(2)から流出した高温高圧の冷媒が流れる高温側冷媒通路(11)およびエバポレータ(4)から流出した低温低圧の冷媒が流れる低温側冷媒通路(12)を有する中間熱交換器(10)に、コンデンサ(2)から流出するとともに膨張弁(3)により減圧される前の高圧の冷媒を貯留し、かつ液相と気相とに分離して液相冷媒を下側部分内に溜める液溜部(20)が設けられている。

【0023】

図2に示すように、中間熱交換器(10)は、アルミニウム製外管(13)と、外管(13)内に間隔をおいて配置されたアルミニウム製内管(14)とを備えた二重管式であり、外管(13)と内管(14)との間の間隙が高温側冷媒通路(11)となっており、内管(14)内が低温側冷媒通路(12)となっており、高温側冷媒通路(11)の一端部、ここでは左端部に冷媒入口(15)が設けられ、他端部、ここでは右端部に冷媒出口(16)が設けられている。冷媒入口(15)には、コンデンサ(2)からのびる配管(30)が接続され、同じく冷媒出口(16)には膨張弁(3)にのびる配管(31)が接続されている。

30

【0024】

中間熱交換器(10)の外管(13)は、左右方向に1直線状に並び、かつ両端が閉鎖された2つの管状構成部(13A)(13B)からなり、高温側冷媒通路(11)が冷媒入口側部分(11A)と冷媒出口側部分(11B)とに分けられている。外管(13)の左側構成部(13A)の左端部に冷媒入口(15)が設けられるとともに、同右端部に液溜部(20)への冷媒流出口(17)が設けられている。また、外管(13)の右側構成部(13B)の右端部に冷媒出口(16)が設けられるとともに、同左端部に液溜部(20)からの冷媒流入口(18)が設けられている。左側構成部(13A)と内管(14)との間の間隙が高温側冷媒通路(11)の冷媒入口側部分(11A)となるとともに、右側構成部(13B)と内管(14)との間の間隙が高温側冷媒通路(11)の冷媒出口側部分(11B)となっている。中間熱交換器(10)の内管(14)の両端部は外管(13)の両端部よりも外側に突出している。すなわち、内管(14)の左端部が外管(13)の左側構成部(13A)の左端部よりも左側に、右端部が外管(13)の右側構成部(13B)の右端部よりも右側にそれぞれ突出するように、内管(14)が外管(13)の両構成部(13A)(13B)の両端閉鎖部(13a)(13b)を貫通している。図示は省略したが、内管(14)の右端にはエバポレータ(4)からのびる配管が接続され、同じく内管(14

40

50

)の左端には圧縮機(1)にのびる配管が接続されている。

【0025】

液溜部(20)は上下両端が閉鎖された密閉状の筒状体(21)からなり、底壁(21a)に冷媒流入口(22)および冷媒流出口(23)が形成されている。中間熱交換器(10)の外管(13)の左側構成部(13A)の冷媒流出口(17)と液溜部(20)の冷媒流入口(22)、および中間熱交換器(10)の外管(13)の右側構成部(13B)の冷媒流入口(18)と液溜部(20)の冷媒流出口(23)とがそれぞれアルミニウム製連通管(32)(33)により接続されている。すなわち、中間熱交換器(10)の高温側冷媒通路(11)内の冷媒入口側部分(11A)と液溜部(20)の冷媒流入口(22)、および中間熱交換器(10)の高温側冷媒通路(11)内の冷媒出口側部分(11B)と液溜部(20)の冷媒流出口(23)とが、それぞれ一端部が中間熱交換器(10)の外管(13)に接合されるとともに、他端部が液溜部(20)に接合された連通管(32)(33)を介して通じさせられている。

10

【0026】

図1および図2に示す車両用空調装置において、圧縮機(1)で圧縮された高温高压の気液混相の冷媒は、コンデンサ(2)において冷却され、中間熱交換器(10)の外管(13)における左側構成部(13A)の冷媒入口(15)から高温側冷媒通路(11)の冷媒入口側部分(11A)内に入る。高温側冷媒通路(11)の冷媒入口側部分(11A)内に入った冷媒は、冷媒入口側部分(11A)内を流れて、冷媒流出口(17)、連通管(32)および冷媒流入口(22)を通過して液溜部(20)内に入り、液相と気相とに分離される。そして、液相冷媒が、液溜部(20)から冷媒流出口(23)、連通管(33)および冷媒流入口(18)を通過して中間熱交換器(10)の外管(13)における右側構成部(13B)の高温側冷媒通路(11)の冷媒出口側部分(11B)内に入る。高温側冷媒通路(11)の冷媒出口側部分(11B)内に入った冷媒は、冷媒出口側部分(11B)内を流れて、外管(13)における右側構成部(13B)の冷媒出口(16)から流出し、膨張弁(3)において減圧される。減圧された冷媒はエバポレータ(4)に入り、エバポレータ(4)内を流れる間に通風間隙を流れる空気を冷却して気相となる。エバポレータ(4)を通過した比較的低温の冷媒は、中間熱交換器(10)の内管(14)内の低温側冷媒通路(12)を通過し、圧縮機(1)に送られて圧縮される。

20

【0027】

ここで、コンデンサ(2)から送られて中間熱交換器(10)の高温側冷媒通路(11)の冷媒入口側部分(11A)内に入った高温高压の冷媒は、冷媒入口側部分(11A)内を流れる間に、低温側冷媒通路(12)内を流れる低温低压の冷媒により冷却されるので、高温高压の冷媒が液溜部(20)内に流入するまでの間に、中間熱交換器(10)の低温側冷媒通路(12)を流れる冷媒により冷却される。したがって、液溜部(20)内に流入する冷媒が過冷却状態となり(図5の状態G参照)、液溜部(20)内の液相冷媒を、気相冷媒に変化することなく液相状態に安定して保つことが可能になって、液溜部(20)内において、液相と気相との分離を効率良く行うことができる。その結果、コンデンサ(2)の有効コア部の全体を冷媒の凝縮に寄与させることが可能になり、コンデンサ(2)の冷媒凝縮効率の低下を防止することができる。しかも、コンデンサ(2)の冷媒凝縮効率の低下を防止することができるので、空調装置を循環する冷媒量を減少させる必要がなく、冷房能力の低下を防止することができる。また、中間熱交換器(10)の低温側冷媒通路(12)を流れる冷媒によって、高温側冷媒通路(11)を流れ、かつ液溜部(20)内に流入する冷媒の過冷却が行われるので、冷媒の過冷却が風速や外気温の変動に依存することがなく、安定した過冷却度を得ることができる。

30

40

【0028】

また、液溜部(20)から流出して中間熱交換器(10)の高温側冷媒通路(11)の冷媒出口側部分(11B)内に入った高温高压の冷媒は、冷媒出口側部分(11B)内を流れる間に、低温側冷媒通路(12)内を流れる低温低压の冷媒によりさらに冷却され、図4に示す従来の車両用空調装置の場合と同様に、図5の状態Cまで過冷却される。

【0029】

図3は図1の車両用空調装置に用いられる中間熱交換器および液溜部の変形例を示す。

【0030】

図3において、中間熱交換器(40)は、アルミニウム製外管(41)と、外管(41)内に間隔を置いて配置されたアルミニウム製内管(42)とを備えた二重管式であり、外管(41)と内管(4

50

2)との間の間隙が高温側冷媒通路(11)となっており、内管(42)内が低温側冷媒通路(12)となっており、高温側冷媒通路(11)の一端部、ここでは左端部に冷媒入口(15)が設けられ、他端部、ここでは右端部に冷媒出口(16)が設けられている。中間熱交換器(40)の外管(41)は全体が1つの管からなり、両端部が閉鎖されている。また、外管(41)の管壁の上部には、高温側冷媒通路(11)を外に通じさせる開口(43)が形成されている。中間熱交換器(40)の内管(42)の両端部は外管(41)の両端部よりも外側に突出しており、内管(42)が外管(41)の両構成部の両端閉鎖部(41a)を貫通している。図示は省略したが、内管(42)の右端にはエバポレータ(4)からのびる配管が接続され、同じく内管(42)の左端には圧縮機(1)にのびる配管が接続されている。

【0031】

10

液溜部(45)は、下端が開口するとともに上端が閉鎖された密閉状の筒状体(46)からなり、下端開口が、液溜部(45)内で分離させられる液相冷媒と気相冷媒との界面よりも下方に位置する冷媒通過口(47)となっており。そして、液溜部(45)の下端部が、冷媒通過口(47)と中間熱交換器(40)の外管(41)の開口(43)とが通じるように外管(41)に接合されており、これにより中間熱交換器(45)の高温側冷媒通路(11)内と液溜部(45)の冷媒通過口(47)とが通じさせられている。

【0032】

図3に示す中間熱交換器(40)および液溜部(45)を用いた車両用空調装置の動作は、図1に示す車両用空調装置とほぼ同様である。

【0033】

20

ここで、コンデンサ(2)から送られて冷媒入口(15)から中間熱交換器(40)の高温側冷媒通路(11)内に入った高温高圧の冷媒は、高温側冷媒通路(11)内を流れる間に、低温側冷媒通路(12)内を流れる低温低圧の冷媒により冷却されて過冷却状態となる。過冷却状態となった冷媒は、外管(41)の開口(43)および液溜部(45)の冷媒通過口(47)を通して液溜部(45)内に入り、液相と気相とに分離される。液溜部(45)内の液相冷媒は、液溜部(45)の冷媒通過口(47)および外管(41)の開口(43)を通して中間熱交換器(40)の高温側冷媒通路(11)内に戻り、冷媒出口(16)から膨張弁(3)に送られる。

【0034】

液溜部(45)内に流入する冷媒は過冷却状態であるから(図5の状態G参照)、液溜部(45)内の液相冷媒を、気相冷媒に変化することなく液相状態に安定して保つことが可能になって、液溜部(45)内において、液相と気相との分離を効率良く行うことができる。その結果、コンデンサ(2)の有効コア部の全体を冷媒の凝縮に寄与させることが可能になり、コンデンサ(2)の冷媒凝縮効率の低下を防止することができる。しかも、コンデンサ(2)の冷媒凝縮効率の低下を防止することができるので、空調装置を循環する冷媒量を減少させる必要がなく、冷房能力の低下を防止することができる。また、中間熱交換器(40)の低温側冷媒通路(12)を流れる冷媒によって、高温側冷媒通路(11)を流れ、かつ液溜部(45)内に流入する冷媒の過冷却が行われるので、冷媒の過冷却が風速や外気温の変動に依存することがなく、安定した過冷却度を得ることができる。

30

【0035】

また、液溜部(45)から流出して中間熱交換器(40)の高温側冷媒通路(11)内に入った高温高圧の冷媒は、冷媒出口(16)から流出するまでに、低温側冷媒通路(12)内を流れる低温低圧の冷媒によりさらに冷却され、図4に示す従来の空調装置の場合と同様に、図5の状態Cまで過冷却される。

40

【0036】

なお、図示は省略したが、図2および図3に示す液溜部(20)(45)内には、冷媒から水分を除去する乾燥剤や、冷媒中の異物を除去するフィルタが配置されることがある。

【産業上の利用可能性】

【0037】

この発明による空調装置は、車両に搭載される空調装置に好適に用いられる。

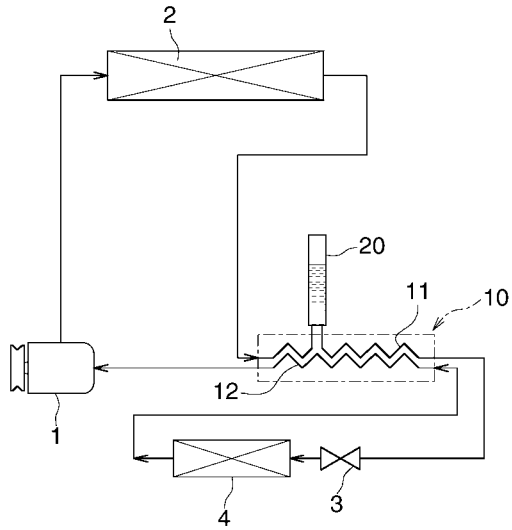
【符号の説明】

50

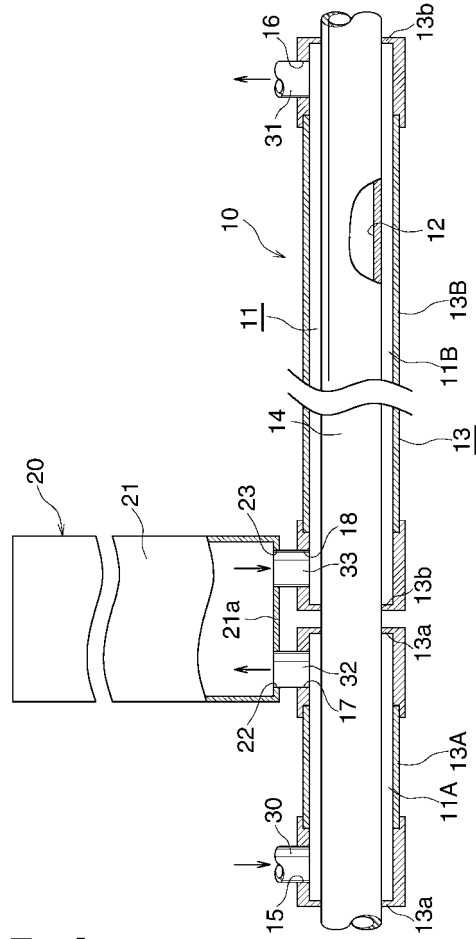
【 0 0 3 8 】

(1) : 圧縮機	
(2) : コンデンサ	
(3) : 膨張弁 (減圧器)	
(4) : エバポレータ	
(10) : 中間熱交換器	
(11) : 高温側冷媒通路	
(11A) : 冷媒入口側部分	
(11B) : 冷媒出口側部分	
(12) : 低温側冷媒通路	10
(13) : 外管	
(13A) : 左側構成部	
(13B) : 右側構成部	
(14) : 内管	
(15) : 冷媒入口	
(16) : 冷媒出口	
(17) : 冷媒流出口	
(18) : 冷媒流入口	
(20) : 液溜部	
(21) : 筒状体	20
(22) : 冷媒流入口	
(23) : 冷媒流出口	
(32)(33) : 連通管	
(40) : 中間熱交換器	
(41) : 外管	
(42) : 内管	
(43) : 開口	
(45) : 液溜部	
(46) : 筒状体	
(47) : 冷媒通過口	30

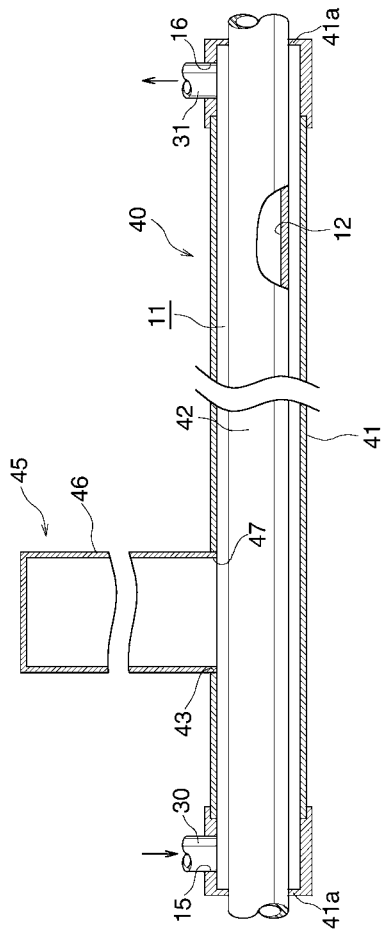
【図 1】



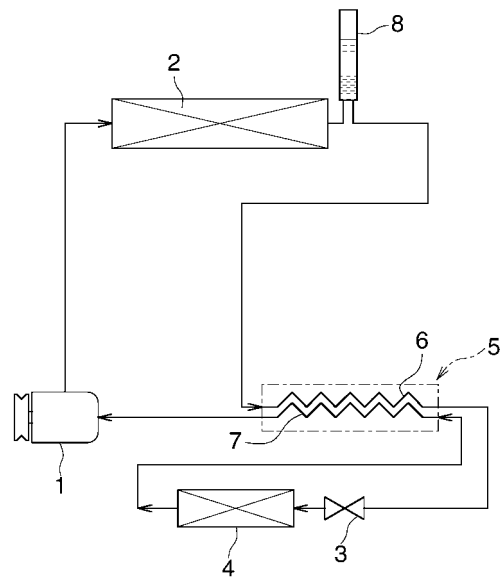
【図 2】



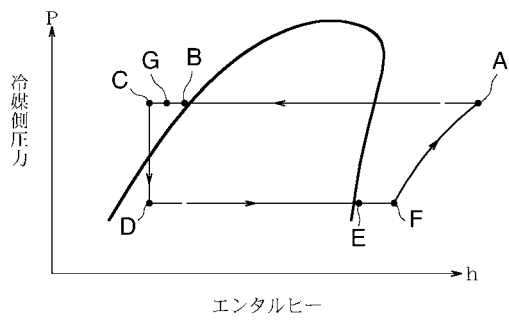
【図 3】



【図 4】



【図 5】



フロントページの続き

(72)発明者 花房 達也

栃木県小山市犬塚1丁目480番地 昭和電工株式会社小山事業所内

Fターム(参考) 3L211 BA03 BA60 DA33 DA99