

(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2009-162403

(P2009-162403A)

(43) 公開日 平成21年7月23日(2009.7.23)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 0 4 H	3 L 0 5 4
F 2 4 F 5/00 (2006.01)	F 2 4 F 5/00 1 0 1 Z	3 L 0 6 0
F 2 5 B 40/00 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 7 1 F	
F 2 4 F 11/02 (2006.01)	F 2 5 B 1/00 3 3 1 Z	
	F 2 5 B 40/00 V	

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 6 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2007-340187 (P2007-340187)  
 (22) 出願日 平成19年12月28日 (2007.12.28)

(71) 出願人 505461072  
 東芝キヤリア株式会社  
 東京都港区高輪三丁目23番17号  
 (74) 代理人 100058479  
 弁理士 鈴江 武彦  
 (74) 代理人 100091351  
 弁理士 河野 哲  
 (74) 代理人 100088683  
 弁理士 中村 誠  
 (74) 代理人 100108855  
 弁理士 蔵田 昌俊  
 (74) 代理人 100109830  
 弁理士 福原 淑弘  
 (74) 代理人 100075672  
 弁理士 峰 隆司

最終頁に続く

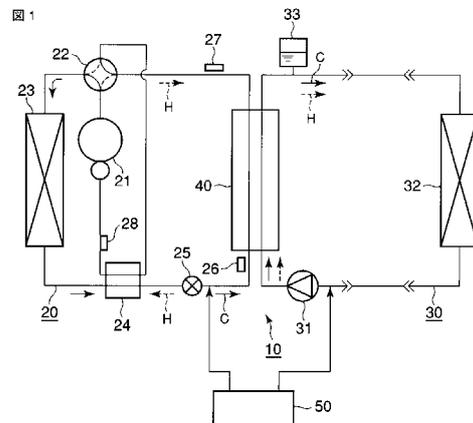
(54) 【発明の名称】 空気調和機

(57) 【要約】

【課題】 1次側の冷凍サイクルと2次側の液流体サイクルの熱交換を行う冷媒 - 流体熱交換器における熱ロスを最小とすることが。

【解決手段】 圧縮機 2 1、四方弁 2 2、室外側熱交換器 2 3、膨張装置 2 5、冷媒 - 流体熱交換器 4 0 を順次接続してなり、冷媒として炭化水素系冷媒を用いる冷凍サイクル 2 0 と、液ポンプ 1 1、冷媒 - 流体熱交換器 4 0、室内側熱交換器 3 2 を順次接続してなる液流体サイクル 3 0 とを、冷媒 - 流体熱交換器 4 0 で熱交換させて室内の冷暖房を行なう空気調和機 1 0 において、圧縮機 2 1 の吸込側と、室外側熱交換器 2 3 と膨張装置 2 5 間との中間部分で熱交換を行なう内部熱交換器 2 4 と、冷房運転時に冷凍サイクルの冷媒が、冷媒 - 流体熱交換器 4 0 内ではスーパーヒート状態とならず内部熱交換器 2 4 でスーパーヒート状態となるように制御を行う制御部 5 0 とを備えている。

【選択図】 図 1



**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

圧縮機、四方切換弁、室外側熱交換器、膨張装置、冷媒 - 流体熱交換器を順次接続してなり、冷媒として炭化水素系冷媒を用いる冷凍サイクルと、

液ポンプ、冷媒 - 流体熱交換器、室内側熱交換器を順次接続してなる液流体サイクルとを、

上記冷媒 - 流体熱交換器で熱交換させて室内の冷暖房を行なう空気調和機において、

上記圧縮機の吸込側と、上記室外側熱交換器と上記膨張装置間との中間部分で熱交換を行なう内部熱交換器と、

冷房運転時に冷凍サイクルの冷媒が、上記内部熱交換器でスーパーヒート状態となるように制御を行う制御部とを備えていることを特徴とする空気調和機。

10

**【請求項 2】**

上記冷媒 - 流体熱交換器は、冷房運転時に上記冷媒と上記流体の流れが平行流となるように構成されていることを特徴とする請求項 1 に記載の空気調和機。

**【請求項 3】**

上記冷媒は、プロパンであることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の空気調和機。

**【発明の詳細な説明】****【技術分野】****【0001】**

本発明は、例えば家庭用エアコン等の空気調和機に関し、特に冷媒として可燃性冷媒を用いたものに関する。

20

**【背景技術】****【0002】**

冷凍サイクルで用いられてきたフロン系冷媒の代替冷媒として、R290（プロパン）やR600a（イソブタン）等のHC冷媒が冷蔵庫等に用いられている。しかしながら、HC冷媒は、可燃性冷媒であるため、冷媒量が多く、配管接続される空気調和機の室内側に流入させるためには制約が多い。このため、屋外側にHC冷媒を用いた1次側の冷凍サイクル、屋内側に水やブライン等の顕熱流体により熱搬送を行う2次側の液流体サイクルを配置し、両者の間は冷媒 - 流体熱交換器で熱交換を行っているものが知られている（例えば、特許文献1参照）。

30

【特許文献1】特開2006-3679号公報

**【発明の開示】****【発明が解決しようとする課題】****【0003】**

上述した空気調和機では、次のような問題があった。すなわち、上述した1次側の冷凍サイクルと2次側の液流体サイクル間で熱交換を行うための冷媒 - 流体熱交換器では、熱ロスが発生しやすく、冷凍効率が低下する虞があった。

**【0004】**

そこで本発明は、1次側の冷凍サイクルと2次側の液流体サイクルの熱交換を行う冷媒 - 流体熱交換器における熱ロスを最小とすることができる空気調和機を提供することを目的としている。

40

**【課題を解決するための手段】****【0005】**

前記課題を解決し目的を達成するために、本発明の空気調和機は次のように構成されている。

**【0006】**

圧縮機、四方切換弁、室外側熱交換器、膨張装置、冷媒 - 流体熱交換器を順次接続してなり、冷媒として炭化水素系冷媒を用いる冷凍サイクルと、液ポンプ、冷媒 - 流体熱交換器、室内側熱交換器を順次接続してなる液流体サイクルとを、上記冷媒 - 流体熱交換器で熱交換させて室内の冷暖房を行なう空気調和機において、上記圧縮機の吸込側と、上記室

50

外側熱交換器と上記膨張装置間との中間部分で熱交換を行なう内部熱交換器と、冷房運転時に冷凍サイクルの冷媒が、上記内部熱交換器でスーパーヒート状態となるように制御を行う制御部とを備えていることを特徴とする。

【発明の効果】

【0007】

本発明によれば、1次側冷凍サイクルと2次側液流体サイクルの熱交換を行う冷媒 - 流体熱交換器における熱口スを最小とすることが可能となる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0008】

図1は本発明の一実施の形態に係る空気調和機10の構造を示す説明図である。空気調和機10は、冷凍サイクル20と、液流体サイクル30と、これらのサイクルで共用する冷媒 - 流体熱交換器40と、各部を連携制御する制御部50とを備えている。なお、図1中実線矢印Rは冷房時、破線矢印Dは暖房時の冷媒の流れ方向を示している。

10

【0009】

冷凍サイクル20は、圧縮機21、四方弁22、室外側熱交換器23、内部熱交換器24、膨張弁25、冷媒 - 流体熱交換器40、圧縮機21が順次接続されている。なお、図1中26は温度センサ(出力値:  $T_a$ )、27は温度センサ(出力値:  $T_b$ )、28は温度センサ(出力値:  $T_c$ )を示している。冷媒としてHC系の冷媒が用いられる。

【0010】

液流体サイクル30は、液ポンプ31、冷媒 - 流体熱交換器40、室内側熱交換器(FCU)32が順次接続されている。なお、図1中33はリザーバタンクを示している。液流体には通常、水もしくはブライン(塩化カルシウム水溶液や塩化ナトリウム水溶液等)が用いられる。

20

【0011】

このように構成された空気調和機10は、次のように動作する。すなわち、冷房時には、圧縮機21及び液ポンプ31を作動させて、図1中実線矢印Cに沿って冷媒及び液流体が通流する。冷凍サイクル20では、圧縮機21を出た高温高圧の冷媒蒸気は、四方弁22を通過して、室外側熱交換器23に流入し、外気によって熱を奪われ、凝縮、液化する。室外側熱交換器23を出た高圧液冷媒は、内部熱交換器24を通過し、膨張弁25に流入し減圧され、低圧の気液二相冷媒となって冷媒 - 流体熱交換器40に流入する。そして冷媒 - 流体熱交換器40内の冷媒流路を流れる間に、ブライン流路内を流れるブラインによって加熱され、低圧の液冷媒の大部分が蒸気となり、冷媒 - 流体熱交換器40から流出する。この低圧の冷媒は、四方弁22を通過して、再び圧縮機21に吸入される。

30

【0012】

一方、液流体サイクル30では、液ポンプ31によって吐出されたブラインは、冷媒 - 流体熱交換器40を介して室内側熱交換器32に流入し、室内空気と熱交換して、室内を冷房する。室内空気によって加熱され、温度が上昇したブラインは、冷媒 - 流体熱交換器40に流入する。そして冷媒 - 流体熱交換器40内のブライン流路内を流れる間に、冷媒流路内を流れる冷媒によって冷却され、ブライン温度は低下する。冷媒 - 流体熱交換器40を出たブラインは、再び液ポンプ31へ流入する。このように、冷房運転時に冷媒 - 流体熱交換器40を冷媒とブラインの同一方向に流れる平行流となるようにされている。

40

【0013】

次に、制御部50による制御について説明する。冷凍サイクル20では、冷房運転時に冷媒 - 流体熱交換器40が蒸発器として機能するが、この冷媒 - 流体熱交換器40内で液冷媒を完全に蒸発させず、スーパーヒートを起こさせないように制御を行う。具体的には、冷媒 - 流体熱交換器40入口の温度センサ26の温度 $T_a$ と内部熱交換器24出口側にある温度センサ28の温度 $T_c$ が、 $T_a > T_b$ 、かつ、 $T_a < T_c$  (+ )を満たすように膨張弁25の開度または圧縮機21の運転周波数を調節することで、冷媒 - 流体熱交換器40内でスーパーヒートしないように制御する。

【0014】

50

図2のように冷媒を冷媒-流体熱交換器40内でスーパーヒートをさせずに出口から流出させるようにする。この結果、冷媒-流体熱交換器40の出口部においても冷媒の温度が $T_r$ と水の温度 $T_w$ との間の温度差 $T$ が確保できる。

【0015】

一方、スーパーヒートしないまま冷媒-流体熱交換器40から流出した冷媒が液混じりの状態で圧縮機21に戻ると、圧縮機21の信頼性が損なわれるため、内部熱交換器24により室外側熱交換器(凝縮器)23の出口の冷媒と熱交換させ、冷媒をスーパーヒートさせる。

【0016】

図3は比較のため、冷媒-流体熱交換器40において冷媒がスーパーヒートする場合の制御について示したものである。すなわち、蒸発時に冷媒-流体熱交換器40の入口側にある温度センサ26の温度 $T_a$ と出口側にある温度センサ27の温度 $T_b$ との差を取り、 $T_a < T_b (+)$ となるように制御することで、冷媒-流体熱交換器40内で冷媒がスーパーヒートするように制御する。これにより、冷媒が冷媒-流体熱交換器40の出口側でスーパーヒートを起こして温度 $T_r$ が上昇し、水の温度 $T_w$ との温度差 $T$ が減少する。

10

【0017】

したがって、図2に示した本発明のものにおいて、図3に示した従来のもので同等の熱交換量を得る場合には、蒸発温度(蒸発圧力)を $T_r'$ に上昇させることができ、圧縮機21の負荷を減少させ、ひいては冷凍サイクル効率(サイクルCOP)を上げることができる。

20

【0018】

なお、上記 $T$ 及び $T'$ は固定値または冷媒流量等を考慮した変数である。

【0019】

次に、暖房時においては、冷凍サイクル20では、圧縮機21を出た高温高圧の冷媒蒸気は、四方弁22を通過して、冷媒-流体熱交換器40に流入する。冷媒-流体熱交換器40内の冷媒流路に流入した冷媒は、ライン流路内を流れるラインによって冷却され、凝縮、液化する。冷媒-流体熱交換器40を出た高圧液冷媒は、膨張弁25に流入し減圧され、低圧の気液二相冷媒となり、内部熱交換器24を通り、蒸発器として動作する室外側熱交換器23へ流入する。この低圧の気液二相冷媒は室外側熱交換器23で外気から熱を奪って蒸発し、低圧蒸気冷媒となって室外側熱交換器23を流出する。この低圧の蒸気冷媒は、四方弁22を通過して、再び圧縮機21に吸入される。

30

【0020】

また、液流体サイクル30では、液ポンプ11によって吐出されたラインは、冷媒-流体熱交換器40を介して室内側熱交換器32に流入し、室内空気と熱交換して、室内を暖房する。室内空気に熱を奪われ、温度が低下したラインは、冷媒-流体熱交換器40に流入する。そして冷媒-流体熱交換器40内のライン流路内を流れる間に、冷媒流路内を流れる冷媒によって加熱され、ライン温度は上昇する。冷媒-流体熱交換器40を出たラインは、再び室内側熱交換器32へ流入する。このように、暖房運転時には、冷媒-流体熱交換器40を冷媒とラインの逆方向に流れる対向流となる。

40

【0021】

上述したように本実施の形態に係る空気調和機10においては、冷房運転時に冷媒-流体熱交換器40の出口側で冷媒と水との温度差 $T$ を十分に確保することで、冷凍サイクル効率を向上させることができる。

【0022】

図4は、冷凍サイクル20の冷媒にプロパンを用いた場合の圧縮機21の吸込温度(サクション温度)とサイクルCOP、内部熱交換器24の高圧側出口温度との関係を示したグラフである。内部熱交換器24内での熱交換量を大きくすると高圧側内部熱交換器24の出口温度が下がり、圧縮機21の吸込温度が上昇する。そして、吸込温度の上昇に伴い、サイクルCOPが上昇している。このようにプロパンを冷媒として用いると吐出温度等

50

システムに差し支えない限り、内部熱交換器 24 の熱交換量を大きくし、吸込温度を大きくすることでシステム効率を向上させることができる。

【0023】

なお、本発明は前記実施の形態に限定されるものではない。例えば、温度センサ 25 は冷媒 - 流体熱交換器 40 内の任意の箇所、温度センサ 26 は内部熱交換器 24 入口側に設けるようにしてもよい。この他、本発明の要旨を逸脱しない範囲で種々変形実施可能であるのは勿論である。

【図面の簡単な説明】

【0024】

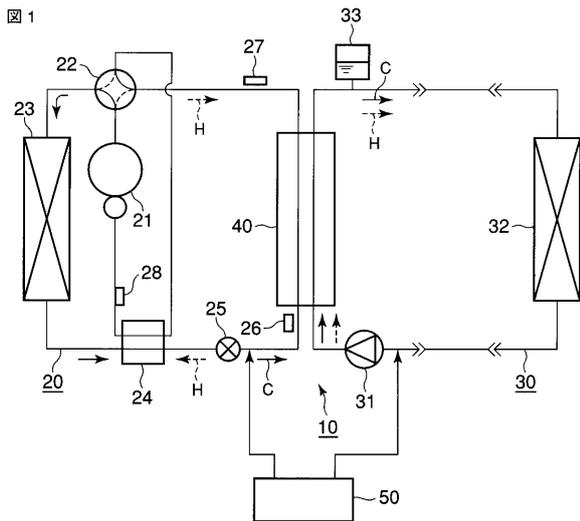
【図 1】本発明の一実施の形態に係る空気調和機の構造を示す説明図。

【図 2】同空気調和機に組み込まれ、制御を行った場合における冷媒 - 流体熱交換器内における冷媒と水との温度変化を示すグラフ。

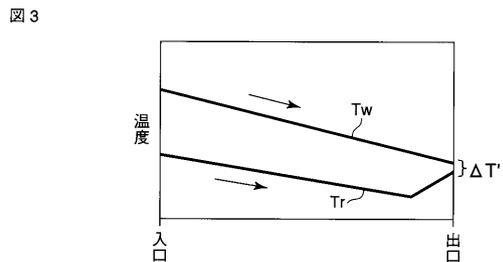
【図 3】同空気調和機に組み込まれ、制御を行わない場合における冷媒 - 流体熱交換器内における冷媒と水との温度変化を示すグラフ。

【図 4】冷凍サイクルの冷媒にプロパンを用いた場合の圧縮機の吸込温度（サクシオン温度）とサイクル COP、内部熱交換器の高圧側出口温度との関係を示したグラフ。

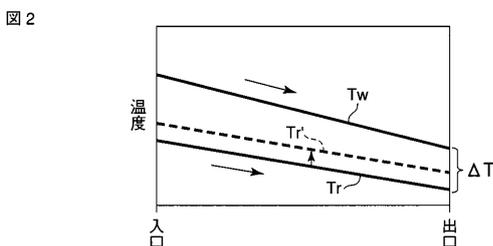
【図 1】



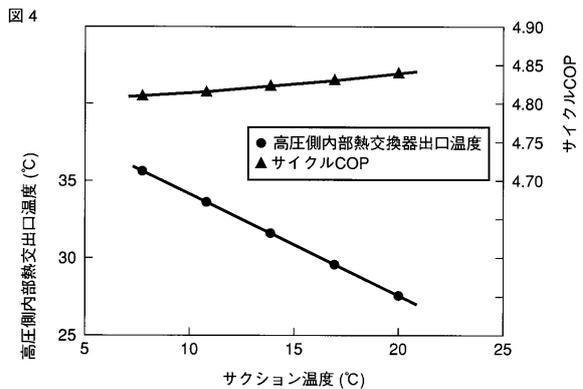
【図 3】



【図 2】



【図 4】



## フロントページの続き

(51)Int.Cl.	F I	テーマコード(参考)
	F 2 5 B 1/00	3 9 6 G
	F 2 4 F 11/02	1 0 2 E
	F 2 4 F 11/02	1 0 2 F

(74)代理人 100095441  
 弁理士 白根 俊郎

(74)代理人 100084618  
 弁理士 村松 貞男

(74)代理人 100103034  
 弁理士 野河 信久

(74)代理人 100119976  
 弁理士 幸長 保次郎

(74)代理人 100153051  
 弁理士 河野 直樹

(74)代理人 100140176  
 弁理士 砂川 克

(74)代理人 100101812  
 弁理士 勝村 紘

(74)代理人 100092196  
 弁理士 橋本 良郎

(74)代理人 100100952  
 弁理士 風間 鉄也

(74)代理人 100070437  
 弁理士 河井 将次

(74)代理人 100124394  
 弁理士 佐藤 立志

(74)代理人 100112807  
 弁理士 岡田 貴志

(74)代理人 100111073  
 弁理士 堀内 美保子

(74)代理人 100134290  
 弁理士 竹内 将訓

(74)代理人 100127144  
 弁理士 市原 卓三

(74)代理人 100141933  
 弁理士 山下 元

(72)発明者 佐藤 全秋  
 静岡県富士市蓼原336番地 東芝キャリア株式会社内

Fターム(参考) 3L054 BF02  
 3L060 AA06 CC04 EE02 EE09