

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第6351494号
(P6351494)

(45) 発行日 平成30年7月4日(2018.7.4)

(24) 登録日 平成30年6月15日(2018.6.15)

(51) Int.Cl.	F 1
F 2 5 B 39/04 (2006.01)	F 2 5 B 39/04 F
F 2 8 D 1/047 (2006.01)	F 2 5 B 39/04 Y
F 2 5 B 1/00 (2006.01)	F 2 8 D 1/047 B
	F 2 5 B 1/00 3 9 6 A
	F 2 5 B 1/00 3 9 6 D

請求項の数 9 (全 21 頁)

(21) 出願番号	特願2014-251677 (P2014-251677)	(73) 特許権者	316011466
(22) 出願日	平成26年12月12日(2014.12.12)		日立ジョンソンコントロールズ空調株式会社
(65) 公開番号	特開2016-114263 (P2016-114263A)		東京都港区海岸一丁目16番1号
(43) 公開日	平成28年6月23日(2016.6.23)	(74) 代理人	110001807
審査請求日	平成29年6月19日(2017.6.19)		特許業務法人磯野国際特許商標事務所
		(72) 発明者	横関 敦彦
			東京都港区海岸一丁目16番1号 日立アプライアンス株式会社内
		(72) 発明者	坪江 宏明
			東京都港区海岸一丁目16番1号 日立アプライアンス株式会社内
		(72) 発明者	塚田 福治
			東京都港区海岸一丁目16番1号 日立アプライアンス株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 空気調和機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

冷媒が流れる複数本の伝熱管を有し、空気との間で熱交換を行う熱交換器を備える空気調和機であって、

前記熱交換器は、一端部と、他端部と、を有し、

前記複数本の伝熱管は、空気が流れる方向に交差する方向に並んだ状態で前記一端部と前記他端部とを往復するように配設されて前記複数本の伝熱管の列を形成し、

前記交差する方向に並んだ前記複数本の伝熱管の列は、

前記空気が流れる方向の上流側に位置する第1列と、

前記空気が流れる方向において前記第1列の隣に位置する第2列と、を有し、

前記熱交換器の冷媒流路は、

前記第2列の互いに離れた位置の2箇所のガス側流入口から凝縮器として作用する際のガス冷媒が流入し、

前記一端部と前記他端部とを往復しながら互いに近づく方向に冷媒流路を構成し、

前記一端部で、前記2箇所のガス側流入口からの冷媒流路が合流し、

前記第2列から前記第1列の伝熱管へ冷媒流路が接続され、

前記第1列を前記一端部と前記他端部とを往復しながら、前記第2列の一方の前記ガス側流入口と同じ段から前記第2列の他方の前記ガス側流入口と同じ段までの範囲に冷媒流路を構成し、液側流出口に至ることとし、

前記第1列の冷媒流路は、

10

20

前記第 2 列と接続された前記第 1 列の伝熱管から前記第 2 列の一方の前記ガス側流入口と同じ段の前記第 1 列の伝熱管までの第 1 冷媒流路と、

前記第 2 列と接続された前記第 1 列の伝熱管の隣りの伝熱管から前記第 2 列の他方の前記ガス側流入口と同じ段の前記第 1 列の伝熱管までの第 2 冷媒流路と、

前記第 1 冷媒流路と前記第 2 冷媒流路とを接続する繋ぎパイプと、を有する
ことを特徴とする空気調和機。

【請求項 2】

前記熱交換器は、

前記 2 箇所のガス側流入口から前記液側流出口に至るまでの冷媒流路を複数有することを特徴とする請求項 1 に記載の空気調和機。

10

【請求項 3】

前記液側流出口は、それぞれ液側分配管が接続され、

前記液側分配管の圧力損失は、互いに ± 20 % 以内の圧力損失に設定されることを特徴とする請求項 2 に記載の空気調和機。

【請求項 4】

前記液側流出口は、それぞれ液側分配管が接続され、

定格冷房能力の 50 % を発生する冷房中間能力運転時の前記液側分配管の圧力損失 ΔP_{LP} [Pa]、前記熱交換器の高さ寸法 H [m]、液冷媒密度 ρ_L [kg / m³]、重力加速度 g [kg / s²] とした場合、

$$\Delta P_{LP} \leq 0.5 \rho_L \cdot g \cdot H$$

20

を満たす

ことを特徴とする請求項 2 に記載の空気調和機。

【請求項 5】

前記液側流出口は、それぞれ液側分配管が接続され、

暖房定格能力運転時の前記液側分配管の圧力損失 ΔP_{LPdt} [Pa] による飽和温度差 $\Delta T_{sat}(\Delta P_{LPdt})$ が 5 K 以下である

ことを特徴とする請求項 2 に記載の空気調和機。

【請求項 6】

前記熱交換器は、前記空気調和機の室外機内に設置され、

前記熱交換器の下部に、液側流路を集約して流すサブクーラを 2 区画構成し、

一方のサブクーラと他方のサブクーラの途中には膨張弁が設けられているとともに、

前記空気調和機の暖房運転時に前記膨張弁で減圧作用をなす

ことを特徴とする請求項 1 に記載の空気調和機。

30

【請求項 7】

前記サブクーラのうち、暖房運転時に前記膨張弁の後流側に配置される前記サブクーラに流入する冷媒の冷媒温度を、暖房運転時に空気温度より低くする

ことを特徴とする請求項 6 に記載の空気調和機。

【請求項 8】

前記熱交換器の高さ寸法 H [m] が、0.5 m 以上である

ことを特徴とする請求項 1 に記載の空気調和機。

40

【請求項 9】

冷媒として R32、R32 を 70 重量 % 以上含む混合冷媒、R744 のいずれかを用いる

ことを特徴とする請求項 1 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、空気調和機に関し、特に、ヒートポンプ式の空気調和機の熱交換器に関する。

【背景技術】

50

【0002】

本技術分野の背景技術として、特許文献1（特開2014-20678号公報）が開示されている。特許文献1に開示された熱交換器は、放熱中の冷媒温度が大きく変化する冷媒を用いた場合でも熱交換器の熱交換能力の低下を抑制するために、伝熱管の一部を4パス以上で構成したフィンアンドチューブ型熱交換器であって、各パスは段方向に略平行の冷媒流れとなる構成とし、さらに放熱器として用いた場合の各パスの冷媒入口が略隣り合う位置とした構成としている。これにより、空気側回路の通風抵抗を増加させることなく、また製造コストをアップさせることなく、熱交換能力の低下を低減できると記載されている（要約参照）。

【0003】

また、特許文献2（特開2011-145011号公報）が開示されている。特許文献2に開示された空気調和機は、霜の溶け残りを解消すると共に、高性能暖房能力を安価に実現可能できる空気調和機を提供するために、少なくとも圧縮機、室内熱交換器、膨張弁、室外熱交換器を冷媒回路で連結した冷凍サイクルを備える空気調和機において、室外熱交換器は複数系統の冷媒流路で構成され、室外熱交換器を蒸発器として使用時の複数系統の冷媒流路のいずれかの入口を室外熱交換器の最上段もしくは最上段から2段目の冷媒流通管に位置させることで、これを実現できると記載されている（要約参照）。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2014-20678号公報

【特許文献2】特開2011-145011号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

空気調和機の熱交換器においては伝熱管内の冷媒流速を適正化することで、冷媒側の圧力損失と熱伝達率のバランスを良好に保つことができ、熱交換効率を高めることができる。その一手段として、ガス側から液側に至る冷媒流路の途中で複数の流路を合流または分岐させることが知られている。例えば、特許文献1に示す熱交換器においては、凝縮器として使用する際の冷媒流路を途中で合流させるようにして、液側での熱伝達率の向上を図ると共に、蒸発器として使用する際にはガス側の圧力損失を低減して、熱交換器の高性能化を図っている。

【0006】

また、熱交換器が凝縮器として作用する際には、空気の流入方向と冷媒流路方向とが略対向して流れる、いわゆる対向流的な冷媒流路を構成することで、空気の入口温度と冷媒出口温度とが近づいて、効率の良い熱交換が行えることも知られている。例えば、特許文献2に示す空気調和機の室外熱交換器においては、対向流的に凝縮器を使用する流路を構成している。

【0007】

しかしながら、特許文献1に示す冷媒流路を途中で合流させる配置と、特許文献2に示す対向流的な配置と、を併用した場合、冷媒流路の選択自由度が小さくなり、どちらか一方を選択せざるを得なくなるか、または、各冷媒流路ごとの流路長さに差が生じてしまうことになる。その結果として、熱交換器が凝縮器として作用する場合と蒸発器として作用する場合のどちらか一方の冷媒分配を最適化すると（換言すれば、空気調和機の冷房運転と暖房運転のどちらか一方の冷媒分配を最適化すると）、他方の冷媒分配が悪化して、高効率な熱交換を実現できないという課題がある。

【0008】

また、特許文献2に示す空気調和機の室外熱交換器は、冷媒流路の液側を合流した後に熱交換器の下部で空気流に対して前面側に配置するサブクーラを備えている。サブクーラを備えることにより、室外熱交換器が凝縮器として作用する際の熱交換性能を向上させる

10

20

30

40

50

ことができるが、室外熱交換器が蒸発器として作用する際には、熱交換器の下部に霜や氷が残りやすくなり、暖房の排水性に課題がある。

【 0 0 0 9 】

そこで、本発明は、熱交換器の熱交換性能を向上して、高性能な空気調和機を提供することを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 0 】

このような課題を解決するために、本発明に係る空気調和機は、冷媒が流れる複数本の伝熱管を有し、空気との間で熱交換を行う熱交換器を備える空気調和機であって、前記熱交換器は、一端部と、他端部と、を有し、前記複数本の伝熱管は、空気が流れる方向に交差する方向に並んだ状態で前記一端部と前記他端部とを往復するように配設されて前記複数本の伝熱管の列を形成し、前記交差する方向に並んだ前記複数本の伝熱管の列は、前記空気が流れる方向の上流側に位置する第 1 列と、前記空気が流れる方向において前記第 1 列の隣に位置する第 2 列と、を有し、前記熱交換器の冷媒流路は、前記第 2 列の互いに離れた位置の 2 箇所のガス側流入口から凝縮器として作用する際のガス冷媒が流入し、前記一端部と前記他端部とを往復しながら互いに近づく方向に冷媒流路を構成し、前記一端部で、前記 2 箇所のガス側流入口からの冷媒流路が合流し、前記第 2 列から前記第 1 列の伝熱管へ冷媒流路が接続され、前記第 1 列を前記一端部と前記他端部とを往復しながら、前記第 2 列の一方の前記ガス側流入口と同じ段から前記第 2 列の他方の前記ガス側流入口と同じ段までの範囲に冷媒流路を構成し、液側流出口に至ることとし、前記第 1 列の冷媒流路は、前記第 2 列と接続された前記第 1 列の伝熱管から前記第 2 列の一方の前記ガス側流入口と同じ段の前記第 1 列の伝熱管までの第 1 冷媒流路と、前記第 2 列と接続された前記第 1 列の伝熱管の隣りの伝熱管から前記第 2 列の他方の前記ガス側流入口と同じ段の前記第 1 列の伝熱管までの第 2 冷媒流路と、前記第 1 冷媒流路と前記第 2 冷媒流路とを接続する繋ぎパイプと、を有することを特徴とする。

【発明の効果】

【 0 0 1 1 】

本発明によれば、熱交換器の熱交換性能を向上して、高性能な空気調和機を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 1 2 】

【図 1】第 1 実施形態に係る空気調和機の構成模式図である。

【図 2】(a) は、第 1 実施形態に係る空気調和機の室外機における室外熱交換器の配置を示す斜視図であり、(b) は、A - A 線断面図である。

【図 3】第 1 実施形態に係る空気調和機の室外熱交換器における冷媒流路の配置図である。

【図 4】液側分配管の流路抵抗による性能影響を示す説明図である。

【図 5】冷媒流路の配置図の変形例である。

【図 6】第 2 実施形態に係る空気調和機の室外熱交換器における冷媒流路の配置図である。

【図 7】第 3 実施形態に係る空気調和機の室外熱交換器における冷媒流路の配置図である。

【図 8】参考例に係る空気調和機の構成模式図である。

【図 9】(a) は、参考例に係る空気調和機の室外機における室外熱交換器の配置を示す斜視図であり、図 9 (b) は、A - A 断面図である。

【図 1 0】参考例に係る空気調和機の室外熱交換器における冷媒流路の配置図である。

【図 1 1】参考例に係る空気調和機の運転状態をモリエル線図上に示したものであり、(a) は冷房運転時を示し、(b) は暖房運転時を示す。

【発明を実施するための形態】

【 0 0 1 3 】

以下、本発明を実施するための形態（以下「実施形態」という）について、適宜図面を参照しながら詳細に説明する。なお、各図において、共通する部分には同一の符号を付し重複した説明を省略する。

【0014】

参考例

まず、本実施形態に係る空気調和機300（後述する図1等参照）について説明する前に、参考例に係る空気調和機300Cについて図8から図11を用いて説明する。

【0015】

図8は、参考例に係る空気調和機300Cの構成模式図である。

【0016】

図8に示すように、参考例に係る空気調和機300Cは、室外機100Cと、室内機200と、を備えており、室外機100Cと室内機200とは液配管30およびガス配管40で接続されている。なお、室内機200は空気調和する室内（空調空間内）に配置され、室外機100Cは室外に配置される。

【0017】

室外機100Cは、圧縮機10と、四方弁11と、室外熱交換器12Cと、室外膨張弁13と、レシーバ14と、液阻止弁15と、ガス阻止弁16と、アキュムレータ17と、室外ファン50と、を備えている。室内機200は、室内膨張弁21と、室内熱交換器22と、室内ファン60と、を備えている。

【0018】

四方弁11は、4つのポート11a～11dを有しており、ポート11aは圧縮機10の吐出側と接続され、ポート11bは室外熱交換器12C（後述するガスヘッド111）と接続され、ポート11cはガス阻止弁16およびガス配管40を介して室内機200の室内熱交換器22（後述するガスヘッド211）と接続され、ポート11dはアキュムレータ17を介して圧縮機10の吸込側と接続されている。また、四方弁11は、4つのポート11a～11dの連通を切り替えることができるようになっている。具体的には、空気調和機300Cの冷房運転時には、図8に示すように、ポート11aとポート11bとを連通させるとともに、ポート11cとポート11dとを連通させるようになっている。また、図示は省略するが、空気調和機300Cの暖房運転時には、ポート11aとポート11cとを連通させるとともに、ポート11bとポート11dとを連通させるようになっている。

【0019】

室外熱交換器12Cは、熱交換器部110Cと、熱交換器部110Cの下側に設けられたサブクーラ130と、を有している。

【0020】

熱交換器部110Cは、冷房運転時には凝縮器として用いられ、暖房運転時には蒸発器として用いられるものであり、冷媒の流れ方向に対して、一方側（冷房運転時の上流側、暖房運転時の下流側）は、ガスヘッド111と接続され、他方側（冷房運転時の下流側、暖房運転時の上流側）は、液側分配管112、デストリビュータ113を介して、室外膨張弁13と接続されている。

【0021】

サブクーラ130は、室外熱交換器12Cの下部に形成されており、冷媒の流れ方向に対して、一方側（冷房運転時の上流側、暖房運転時の下流側）は、室外膨張弁13と接続され、他方側（冷房運転時の下流側、暖房運転時の上流側）は、レシーバ14、液阻止弁15、液配管30、室内膨張弁21を介して、室内機200の室内熱交換器22（後述するデストリビュータ213）と接続されている。

【0022】

室内熱交換器22は、熱交換器部210を有している。熱交換器部210は、冷房運転時には蒸発器として用いられ、暖房運転時には凝縮器として用いられるものであり、冷媒の流れ方向に対して、一方側（冷房運転時の上流側、暖房運転時の下流側）は、液側分配

10

20

30

40

50

管 2 1 2 を介してデストリビュータ 2 1 3 と接続され、他方側（冷房運転時の下流側、暖房運転時の上流側）は、ガスヘッダ 2 1 1 と接続されている。

【 0 0 2 3 】

次に、参考例に係る空気調和機 3 0 0 C の冷房運転時における動作について説明する。なお、冷房運転時には、ポート 1 1 a とポート 1 1 b とが連通するとともに、ポート 1 1 c とポート 1 1 d とが連通するように四方弁 1 1 が切り替えられている。

【 0 0 2 4 】

圧縮機 1 0 から吐出した高温のガス冷媒は、四方弁 1 1（ポート 1 1 a , 1 1 b）を經由して、ガスヘッダ 1 1 1 から室外熱交換器 1 2 C の熱交換器部 1 1 0 C に送られる。熱交換器部 1 1 0 C へ流入した高温のガス冷媒は、室外ファン 5 0 によって送られた室外空気と熱交換し、凝縮して液冷媒になる。その後、液冷媒は、液側分配管 1 1 2、デストリビュータ 1 1 3、室外膨張弁 1 3 を通過後、サブクーラ 1 3 0、レシーバ 1 4、液阻止弁 1 5、液配管 3 0 を介して室内機 2 0 0 へ送られる。室内機 2 0 0 へ送られた液冷媒は、室内膨張弁 2 1 で減圧されて、デストリビュータ 2 1 3、液側分配管 2 1 2 を通過して、室内熱交換器 2 2 の熱交換器部 2 1 0 に送られる。熱交換器部 2 1 0 へ流入した液冷媒は、室内ファン 6 0 によって送られた室内空気と熱交換し、蒸発してガス冷媒になる。この際、熱交換器部 2 1 0 で熱交換することにより冷却された室内空気は、室内ファン 6 0 によって室内機 2 0 0 から室内に吹き出され、室内の冷房が行われる。その後、ガス冷媒は、ガスヘッダ 2 1 1、ガス配管 4 0 を介して室外機 1 0 0 C へ送られる。室外機 1 0 0 C に送られたガス冷媒は、ガス阻止弁 1 6、四方弁 1 1（ポート 1 1 c , 1 1 d）を經由して、アキュムレータ 1 7 を通過し、再び圧縮機 1 0 へ流入し圧縮される。

【 0 0 2 5 】

次に、参考例に係る空気調和機 3 0 0 C の暖房運転時における動作について説明する。なお、暖房運転時には、ポート 1 1 a とポート 1 1 c とが連通するとともに、ポート 1 1 b とポート 1 1 d とが連通するように四方弁 1 1 が切り替えられている。

【 0 0 2 6 】

圧縮機 1 0 から吐出した高温のガス冷媒は、四方弁 1 1（ポート 1 1 a , 1 1 d）を經由して、ガス阻止弁 1 6、ガス配管 4 0 を介して室内機 2 0 0 へ送られる。室内機 2 0 0 へ送られた高温のガス冷媒は、ガスヘッダ 2 1 1 から室内熱交換器 2 2 の熱交換器部 2 1 0 に送られる。熱交換器部 2 1 0 へ流入した高温のガス冷媒は、室内ファン 6 0 によって送られた室内空気と熱交換し、凝縮して液冷媒になる。この際、熱交換器部 2 1 0 で熱交換することにより加熱された室内空気は、室内ファン 6 0 によって室内機 2 0 0 から室内に吹き出され、室内の暖房が行われる。その後、液冷媒は、液側分配管 2 1 2、デストリビュータ 2 1 3、室内膨張弁 2 1 を通過後、液配管 3 0 を介して室外機 1 0 0 C へ送られる。室外機 1 0 0 C へ送られた液冷媒は、液阻止弁 1 5、レシーバ 1 4、サブクーラ 1 3 0 を經由して、室外膨張弁 1 3 で減圧されて、デストリビュータ 1 1 3、液側分配管 1 1 2 を通過して、室外熱交換器 1 2 C の熱交換器部 1 1 0 C に送られる。熱交換器部 1 1 0 C へ流入した液冷媒は、室外ファン 5 0 によって送られた室外空気と熱交換し、蒸発してガス冷媒になる。その後、ガス冷媒は、ガスヘッダ 1 1 1、四方弁 1 1（ポート 1 1 b , 1 1 d）を經由して、アキュムレータ 1 7 を通過し、再び圧縮機 1 0 へ流入し圧縮される。

【 0 0 2 7 】

ここで、冷凍サイクル内に封入され、冷房運転時および暖房運転時に熱エネルギーを運搬する作用をなす冷媒には、一例として、R 4 1 0 A、R 3 2、R 3 2 と R 1 2 3 4 y f とを含む混合冷媒、R 3 2 と R 1 2 3 4 z e（E）とを含む混合冷媒等が用いられている。なお、以下の説明においては、冷媒として R 3 2 を使用した場合を例に説明するが、他の冷媒を用いた場合についても、以下に説明する圧力損失、熱伝達率、および比エンタルピ差等の冷媒物性によりもたらされる作用・効果は同様に得られるため、他の冷媒を使用した場合の詳細な説明は割愛する。

【 0 0 2 8 】

10

20

30

40

50

次に、参考例に係る空気調和機 300C の冷房運転時における運転状態をについて説明する。図 11 (a) は、参考例に係る空気調和機 300C の冷房運転時における運転状態をモリエル線図上に示したものである。

【0029】

図 11 (a) は、縦軸を圧力 P、横軸を比エンタルピ h とするモリエル線図 (P - h 線図) であり、符号 SL で示す曲線は飽和線であり、点 A から点 F は冷媒の状態変化を示す。具体的には、A 点から B 点は圧縮機 10 での圧縮動作を示し、B 点から C 点は凝縮器として作用する室外熱交換器 12C の熱交換器部 110C での凝縮動作を示し、C 点から D 点は室外膨張弁 13 での通過時圧力損失を示し、D 点から E 点はサブクーラ 130 での放熱動作を示し、E 点から F 点は室内膨張弁 21 での減圧動作を示し、F 点から A 点は蒸発器として作用する室内熱交換器 22 の熱交換器部 210 での蒸発動作を示しており、一連の冷凍サイクルを構成している。また、 Δh_{comp} は圧縮機 10 での圧縮動力で生じる比エンタルピ差を示し、 Δh_c は凝縮器での凝縮動作で生じる比エンタルピ差を示し、 Δh_{sc} はサブクーラ 130 での放熱動作で生じる比エンタルピ差を示し、 Δh_e は蒸発器での蒸発動作で生じる比エンタルピ差を示す。

10

【0030】

ここで、冷房能力 Q_e [kW] は、蒸発器での比エンタルピ差 Δh_e [kJ/kg]、冷媒循環量 G_r [kg/s] を用いて、式 (1) で示すことができる。また、冷房運転時の成績係数 COP_e [-] は、蒸発器での比エンタルピ差 Δh_e [kJ/kg]、圧縮機 10 での圧縮動力で生じる比エンタルピ差 Δh_{comp} [kJ/kg] を用いて、式 (2)

20

$$Q_e = \Delta h_e \cdot G_r \quad \cdots (1)$$

$$COP_e = \Delta h_e / \Delta h_{comp} \quad \cdots (2)$$

【0031】

次に、参考例に係る空気調和機 300C の暖房運転時における運転状態をについて説明する。図 11 (b) は、参考例に係る空気調和機 300C の暖房運転時における運転状態をモリエル線図上に示したものである。

【0032】

前述のように、暖房運転時には、冷房運転時の冷凍サイクル状態と比較して、室外熱交換器 12C の熱交換器部 110C と室内熱交換器 22 の熱交換器部 210 とが凝縮器と蒸発器とで入れ替わって動作を行うが、それ以外の動作はほぼ同様である。

30

【0033】

即ち、A 点から B 点は圧縮機 10 での圧縮動作を示し、B 点から C 点は凝縮器として作用する室内熱交換器 22 の熱交換器部 210 での凝縮動作を示し、C 点から D 点は室内膨張弁 21 での通過時圧力損失を示し、D 点から E 点はサブクーラ 130 での放熱動作を示し、E 点から F 点は室外膨張弁 13 での減圧動作を示し、F 点から A 点は蒸発器として作用する室外熱交換器 12 の熱交換器部 110C での蒸発動作を示しており、一連の冷凍サイクルを構成している。

【0034】

なお、暖房能力 Q_c [kW] は式 (3) で示すことができ、暖房運転時の成績係数 COP_c [-] は式 (4) で示すことができる。

40

$$Q_c = \Delta h_c \cdot G_r \quad \cdots (3)$$

$$COP_c = \Delta h_c / \Delta h_{comp} \\ = 1 + COP_e - \Delta h_{sc} / \Delta h_{comp} \quad \cdots (4)$$

【0035】

なお、暖房運転時において、サブクーラ 130 での冷媒の温度が外気温より高い場合、外気に対して放熱ロスが大きくなる。このため、暖房運転時の成績係数 COP_c を高く保つためには、サブクーラ 130 での放熱量をできるだけ小さくする (即ち、 Δh_{sc} を小さくする) 必要がある。一方、サブクーラ 130 は、図 8 に示すように、室外熱交換器 12C の熱交換器部 110C の下部に設置されており、暖房運転時におけるドレンパンの凍

50

結防止や、霜の堆積防止の効果がある。

【 0 0 3 6 】

また、図 1 1 (a) および図 1 1 (b) を対比して示すように、室外熱交換器 1 2 C の熱交換器部 1 1 0 C は、蒸発器として使用するとき (図 1 1 (b) の F - A 間) よりも、凝縮器として使用するとき (図 1 1 (a) の B - C 間) の方が、冷媒圧力が高く、冷媒流速が低いため、相対的に圧力損失が小さくなるとともに、表面熱伝達率が小さくなる。このため、冷房運転と暖房運転とを切り替えて使用する空気調和機 3 0 0 C においては、熱交換器部 1 1 0 C の一流路あたりの冷媒循環量を、冷房と暖房の双方でバランスがよい流量になるように、熱交換器部 1 1 0 C の流路分岐数が設定される。

【 0 0 3 7 】

10

< 室外熱交換器 1 2 C >

前述のように、熱交換器の高効率化を図るためには、熱交換器の途中で冷媒流路の合流や分岐を行う手法が取られる。参考例に係る空気調和機 3 0 0 C の室外熱交換器 1 2 C の構成について、図 9 および図 1 0 を用いて更に説明する。図 9 (a) は、参考例に係る空気調和機 3 0 0 C の室外機 1 0 0 C における室外熱交換器 1 2 C の配置を示す斜視図であり、図 9 (b) は、A - A 断面図である。

【 0 0 3 8 】

図 9 (a) に示すように、室外機 1 0 0 C の内部は、仕切り板 1 5 0 で仕切られており、一方の部屋 (図 9 (a) において右側) には室外熱交換器 1 2 C、室外ファン 5 0、室外ファンモータ 5 1 (図 9 (b) に参照) が配置され、他方の部屋 (図 9 (a) において左側) には圧縮機 1 0、アキュムレータ 1 7 等が配置される。

20

【 0 0 3 9 】

室外熱交換器 1 2 C は、ドレンパン 1 5 1 の上に載置され、筐体の 2 辺に沿う形で L 字型に曲げられて設置されている。また、図 9 (b) に示すように、室外空気の流れを矢印 A f で示す。室外ファン 5 0 により室外機 1 0 0 C の内部に吸い込まれた室外空気 A f は、室外熱交換器 1 2 C を通過し、通気口 5 2 から室外機 1 0 0 C の外部に排出されるようになっている。

【 0 0 4 0 】

図 1 0 は、参考例に係る空気調和機 3 0 0 C の室外熱交換器 1 2 C における冷媒流路の配置図である。なお、図 1 0 は、室外熱交換器 1 2 C の一端側 S 1 (図 9 (a) 参照) を見た図である。

30

【 0 0 4 1 】

室外熱交換器 1 2 C は、フィン 1 と、ターン部 2 U を有して水平方向に往復する伝熱管 2 と、U ベンド 3 と、冷媒流路の合流部である三又ベント 4 と、を備えて構成されている。また、図 1 0 においては、室外熱交換器 1 2 C が室外空気 A f の流れ方向に対して、伝熱管 2 を 2 列 (第 1 列目 F 1、第 2 列目 F 2) 配列して構成する場合を示す。また、伝熱管 2 は、第 1 列目 F 1 と第 2 列目 F 2 とで千鳥配置されている。また、図 1 0 に示すように、右側から左側に流れる室外空気 A f の流れに対して、室外熱交換器 1 2 C の熱交換器部 1 1 0 C を凝縮器として使用する (即ち、空気調和機 3 0 0 C の冷房運転時) 際には、冷媒の流れは左側 (ガスヘッダ 1 1 1 の側) から右側 (デストリビュータ 1 1 3 の側) に流れるようになっており、疑似的に対向流となるように構成されている。

40

【 0 0 4 2 】

室外熱交換器 1 2 C の熱交換器部 1 1 0 C を凝縮器として使用する (即ち、空気調和機 3 0 0 C の冷房運転時) 際には、第 2 列目 F 2 のガス側流入口 G 1、G 2 から流入したガス冷媒は、L 字型に曲げられた室外熱交換器 1 2 C の一端部 S 1 (図 9 (a) 参照) と他端部 S 2 (図 9 (a) 参照) とを水平方向に往復しながら伝熱管 2 内を流通する。

【 0 0 4 3 】

この際、一端部 S 1 (図 9 (a) 参照) では、伝熱管 2 の端部と、同じ列 (第 2 列目 F 2) の隣接する伝熱管 2 の端部と、を U 字型に曲げられた U ベンド 3 を口付けにより接続することにより、冷媒流路が構成されている。また、他端部 S 2 (図 9 (a) 参照) で

50

は、伝熱管 2 をヘアピン形状に曲げた構造のターン部 2 U (図 10 において破線で示す) を有することにより、口ウ付け部を有せずに、冷媒流路が構成されている。

【 0044 】

このようにして、ガス側流入口 G 1 , G 2 から流入したガス冷媒は、伝熱管 2 内を水平方向に往復しながら、互いに垂直方向に近づく方向 (ガス側流入口 G 1 からの冷媒は下方向、ガス側流入口 G 2 からの冷媒は上方向) に流れ、上下に隣り合う位置まで至ったところで、三又ベンド 4 にて合流し、室外空気 A f の上流側に位置する第 1 列目 F 1 の伝熱管 2 に流入する。なお、三又ベンド 4 は、第 2 列目 F 2 の 2 つの伝熱管 2 の端部と、第 1 列目 F 1 の 1 つの伝熱管 2 の端部と、を口ウ付けにより接続し、冷媒流路の合流部が構成される。

10

【 0045 】

三又ベンド 4 から第 1 列目 F 1 の伝熱管 2 に流入した冷媒は、伝熱管 2 内を水平方向に往復しながら、上方向に流れ、液側流出口 L 1 にて液側分配管 112 へと流出する。なお、以下の説明において、2 つのガス側流入口 (G 1 , G 2) から流入し、三又ベンド 4 にて合流して、1 つの液側流出口 (L 1) から流出するまでの冷媒流路を 1 つの「パス」と称するものとする。そして、液側分配管 112 へと流出した液冷媒は、デストリビュータ 113 にて他のパスからの液冷媒と合流し、室外膨張弁 13、サブクーラ 130 へと至って、レシーバ 14 へと流通する。

【 0046 】

ここで、図 10 に示すように、ガス側流入口 G 3 , G 4 から液側出口 L 2 に至る冷媒流路は、ガス側流入口 G 1 , G 2 から液側出口 L 1 に至る冷媒流路と比較して、液側の第 1 列目 F 1 で冷媒流路が長くなっている。また、ガス側流入口 G 5 , G 6 から液側出口 L 3 に至る冷媒流路は、ガス側流入口 G 1 , G 2 から液側出口 L 1 に至る冷媒流路と比較して、ガス側の第 2 列目 F 2 で冷媒流路が短くなっている。

20

【 0047 】

このように、参考例に係る空気調和機 300C の室外熱交換器 12C (熱交換器部 110C) においては、対向流配置と、途中合流と、を両立させる場合、各パスにおける冷媒流路の長さを均等にすることが困難であるという課題があった。このため、冷房運転と暖房運転の双方において最適な冷媒分配を設定することができなくなり、一方の運転 (例えば、暖房運転) の出口比エンタルピを合わせるように液側分配管 112 の流路抵抗を設定した場合には、他方の運転 (例えば、冷房運転) の比エンタルピ (冷媒の温度または乾き度) に各パスにおける冷媒流路ごとの差異を生じてしまい、結果として室外熱交換器 12C (熱交換器部 110C) の効率が低下する。

30

【 0048 】

また、前述のように、暖房運転時の成績係数 COP_c を高く保つため、サブクーラ 130 での放熱量をできるだけ小さくすることが望ましい。このため、サブクーラ 130 を室外空気 A f の流れ方向に対して上流側となる第 1 列目 F 1 に配置して、サブクーラ 130 の配置された位置と対応する下流側の第 2 列目 F 2 には、液側出口 L 7 を配置して、液側出口 L 7 からガス側流入口 G 13 , G 14 へと流れるパスによりサブクーラ 130 で放熱された熱エネルギーを効率的に回収するようになっている。

40

【 0049 】

しかしながら、図 10 に示す参考例に係る空気調和機 300C の室外熱交換器 12C (熱交換器部 110C) においては、暖房運転時において、最下部のパス (ガス側流入口 G 13 , G 14 から液側出口 L 7 へと流れるパス) が対向流的な配置となっておらず、冷房性能の向上に課題があった。

【 0050 】

第 1 実施形態

次に、第 1 実施形態に係る空気調和機 300 について図 1 から図 4 を用いて説明する。図 1 は、第 1 実施形態に係る空気調和機 300 の構成模式図である。図 2 (a) は、第 1 実施形態に係る空気調和機 300 の室外機 100 における室外熱交換器 12 の配置を示す

50

斜視図であり、図 2 (b) は、A - A 線断面図である。

【 0 0 5 1 】

第 1 実施形態に係る空気調和機 3 0 0 (図 1 および図 2 参照) は、参考例に係る空気調和機 3 0 0 C (図 8 および図 9 参照) と比較して、室外機 1 0 0 の構成が異なっている。具体的には、参考例の室外機 1 0 0 C は、熱交換器部 1 1 0 C と、サブクーラ 1 3 0 と、を有する室外熱交換器 1 2 C を備えるのに対し、第 1 実施形態の室外機 1 0 0 は、熱交換器部 1 1 0 と、サブクーラ 1 2 0 と、サブクーラ 1 3 0 と、を有する室外熱交換器 1 2 を備える点で異なっている。その他の構成は同様であり、重複する説明は省略する。

【 0 0 5 2 】

室外熱交換器 1 2 は、熱交換器部 1 1 0 と、熱交換器部 1 1 0 の下側に設けられたサブクーラ 1 2 0 と、サブクーラ 1 2 0 の下側に設けられたサブクーラ 1 3 0 と、を有している。

10

【 0 0 5 3 】

熱交換器部 1 1 0 は、冷房運転時には凝縮器として用いられ、暖房運転時には蒸発器として用いられるものであり、冷媒の流れ方向に対して、一方側 (冷房運転時の上流側、暖房運転時の下流側) は、ガスヘッダ 1 1 1 と接続され、他方側 (冷房運転時の下流側、暖房運転時の上流側) は、液側分配管 1 1 2 を介してデストリビュータ 1 1 3 と接続されている。

【 0 0 5 4 】

サブクーラ 1 2 0 は、室外熱交換器 1 2 の下部でサブクーラ 1 3 0 よりも上側に形成されており、冷媒の流れ方向に対して、一方側 (冷房運転時の上流側、暖房運転時の下流側) は、デストリビュータ 1 1 3 と接続され、他方側 (冷房運転時の下流側、暖房運転時の上流側) は、室外膨張弁 1 3 と接続されている。

20

【 0 0 5 5 】

サブクーラ 1 3 0 は、室外熱交換器 1 2 の下部でサブクーラ 1 2 0 よりも下側に形成されており、冷媒の流れ方向に対して、一方側 (冷房運転時の上流側、暖房運転時の下流側) は、室外膨張弁 1 3 と接続され、他方側 (冷房運転時の下流側、暖房運転時の上流側) は、レシーバ 1 4、液阻止弁 1 5、液配管 3 0、室内膨張弁 2 1 を介して、室内機 2 0 0 の室内熱交換器 2 2 (後述するデストリビュータ 2 1 3) と接続されている。

【 0 0 5 6 】

このような構成のため、空気調和機 3 0 0 の冷房運転時には、ガスヘッダ 1 1 1 から熱交換器部 1 1 0 へ流入した高温のガス冷媒は、室外ファン 5 0 によって送られた室外空気と熱交換し、凝縮して液冷媒になる。その後、液冷媒は、液側分配管 1 1 2、デストリビュータ 1 1 3、サブクーラ 1 2 0、室外膨張弁 1 3 を通過後、サブクーラ 1 3 0、レシーバ 1 4、液阻止弁 1 5、液配管 3 0 を介して室内機 2 0 0 へ送られる。

30

【 0 0 5 7 】

また、空気調和機 3 0 0 の暖房運転時には、室内機 2 0 0 から液配管 3 0 を介して室外機 1 0 0 へ送られた液冷媒は、液阻止弁 1 5、レシーバ 1 4、サブクーラ 1 3 0 を経由して、室外膨張弁 1 3 で減圧されて、サブクーラ 1 2 0、デストリビュータ 1 1 3、液側分配管 1 1 2 を通過して、室外熱交換器 1 2 C の熱交換器部 1 1 0 に送られる。熱交換器部 1 1 0 へ流入した液冷媒は、室外ファン 5 0 によって送られた室外空気と熱交換し、蒸発してガス冷媒になり、ガスヘッダ 1 1 1 へ送られる。

40

【 0 0 5 8 】

< 室外熱交換器 1 2 >

第 1 実施形態に係る空気調和機 3 0 0 の室外熱交換器 1 2 の構成について、図 3 を用いて更に説明する。図 3 は、第 1 実施形態に係る空気調和機 3 0 0 の室外熱交換器 1 2 における冷媒流路の配置図である。なお、図 3 は、室外熱交換器 1 2 の一端側 S 1 (図 2 (a) 参照) を見た図である。

【 0 0 5 9 】

室外熱交換器 1 2 は、フィン 1 と、ターン部 2 U を有して水平方向に往復する伝熱管 2

50

と、ＵベンＤ３と、冷媒流路の合流部である三又ベンＴ４と、繋ぎパイプ５と、を備えて構成されている。なお、室外熱交換器１２は、参考例の室外熱交換器１２Ｃ（図１０参照）と同様に、伝熱管２を２列（第１列目Ｆ１、第２列目Ｆ２）配列して構成され、伝熱管２が第１列目Ｆ１と第２列目Ｆ２とで千鳥配置され、室外熱交換器１２の熱交換器部１１０を凝縮器として使用する（即ち、空気調和機３００の冷房運転時）際には、冷媒の流れと室外空気Ａｆの流れが疑似的に対向流となるように構成されている。

【００６０】

室外熱交換器１２（熱交換器部１１０）の１番目のパス（ガス側流入口Ｇ１，Ｇ２から液側出口Ｌ１へと流れるパス）の冷媒の流れについて説明する。ガス側流入口Ｇ１，Ｇ２から流入したガス冷媒は、伝熱管２内を水平方向に往復しながら、互いに垂直方向に近く方向（ガス側流入口Ｇ１からの冷媒は下方向、ガス側流入口Ｇ２からの冷媒は上方向）に流れ、上下に隣り合う位置まで至ったところで、三又ベンＤ４にて合流し、室外空気Ａｆの上流側に位置する第１列目Ｆ１の伝熱管２に流入する。

10

【００６１】

三又ベンＤ４から第１列目Ｆ１の伝熱管２に流入した冷媒は、伝熱管２内を水平方向に往復しながら、上方向に流れ、ガス側流入口Ｇ１と同一段（なお、第１列目Ｆ１と第２列目Ｆ２とは伝熱管２が千鳥配置されているため、ガス側流入口Ｇ１よりも半ピッチ下がった位置）で繋ぎパイプ５により、三又ベンＤ４と接続する第１列目Ｆ１の伝熱管２よりもひとつ下の伝熱管２に流入する。なお、繋ぎパイプ５は、ガス側流入口Ｇ１と同一段となる第１列目Ｆ１の伝熱管２の端部と、三又ベンＤ４と接続する第１列目Ｆ１の伝熱管２よりもひとつ下の伝熱管２の端部と、を口ウ付けにより接続し、冷媒流路が構成される。

20

【００６２】

繋ぎパイプ５から伝熱管２に流入した冷媒は、伝熱管２内を水平方向に往復しながら、下方向に流れ、ガス側流入口Ｇ２と同一段（なお、第１列目Ｆ１と第２列目Ｆ２とは伝熱管２が千鳥配置されているため、ガス側流入口Ｇ２よりも半ピッチ下がった位置）で液側流出口Ｌ１にて液側分配管１１２へと流出する。

【００６３】

即ち、ガス側流入口Ｇ１から三又ベンＴ４までの伝熱管２の水平方向の往復回数と、ガス側流入口Ｇ２から三又ベンＴ４までの伝熱管２の水平方向の往復回数と、三又ベンＴ４から繋ぎパイプ５までの伝熱管２の水平方向の往復回数と、繋ぎパイプ５から液側流出口Ｌ１までの伝熱管２の水平方向の往復回数と、が等しくなっている。

30

【００６４】

その後、液側分配管１１２へと流出した液冷媒は、デストリビュータ１１３にて他のパスからの液冷媒と合流し、サブクーラ１２０、室外膨張弁１３、サブクーラ１３０へと至って、レシーバ１４へと流通する。

【００６５】

そして、室外熱交換器１２の２番目のパス（ガス側流入口Ｇ３，Ｇ４から液側出口Ｌ２へと流れるパス）は、１番目のパス（ガス側流入口Ｇ１，Ｇ２から液側出口Ｌ１へと流れるパス）と同様の冷媒流路となっている。以下のパスについても同様であり、室外熱交換器１２（熱交換器部１１０）は、１番目のパスと同様の冷媒流路を複数（図３の例では７つ）備えている。

40

【００６６】

このような構成とすることにより、第１実施形態に係る空気調和機３００の室外熱交換器１２（熱交換器部１１０）は、対向流配置と、途中合流と、を両立させ、各パスにおける冷媒流路の長さを均等にすることができる。これにより、冷房運転と暖房運転の双方において好適な冷媒分配となるように液側分配管１１２の流路抵抗を設定することができる。

【００６７】

つまり、暖房運転において、出口比エンタルピを合わせるように液側分配管１１２の流路抵抗を設定する際、各パスの冷媒流路が同様であるため、各パスにおける液側分配管

50

12の流路抵抗に差異を付ける必要がなくなる。このため、冷房運転において、液側配管112の流路抵抗の差異に起因する各パスにおける冷媒流路の比エンタルピ（冷媒の温度または乾き度）の差異が生じることを防止して、熱交換効率が低下することを防止する。これにより、冷房運転と暖房運転の双方において、空気調和機300の性能を向上させることができる。

【0068】

また、暖房運転時のパスの冷媒流路の分岐部として、三又ベンド4を用いている。室外熱交換器12の熱交換器部110を蒸発器として用いる暖房運転時には、液側出口L2から流入した液冷媒が室外熱交換器12の第1列目F1で室外空気と熱交換され、気液混合冷媒となる。三又ベンド4の三又部分では、第1列目F1の伝熱管2の端部と接続される側からみて、2つの第2列目F2の伝熱管2の端部と接続される側への分岐部の冷媒流路形状が、対称な形状（左右均等形状）となっている（図示せず）。これにより、冷媒が三又ベンド4の三又部分と衝突して分岐することにより、ガス側流入口G1へ流れる冷媒と、ガス側流入口G2へ流れる冷媒との、液冷媒とガス冷媒との割合が均等になり、蒸発器出口部分での乾き度あるいは比エンタルピを略均等にすることができる。これにより、暖房運転時の熱交換性能が高くなり、高効率な空気調和機300を実現できる。

【0069】

また、例えば、特許文献1の熱交換器では、熱交換器の中間よりやや下側から上段まで繋ぐ配管と、その配管の先で分岐する三又部と、を有する三又配管を、伝熱管に接続するように構成されている（特許文献1の図1参照）。この様な構成のため、まず、三又部と配管とを溶融温度が高めの口ウ材にて接続して三又配管を作成し、その後、伝熱管と三又配管とを溶融温度が低めの口ウ材にて接続する必要がある。このため、工数増加や、三又部と配管との口ウ付け部の再溶融によるガス漏れ不良の発生など、製品信頼性の低下が生じやすい。これに対し、第1実施形態の室外熱交換器12では、Uベンド3、三又ベンド4、繋ぎパイプ5を伝熱管2に口ウ付けすることにより、室外熱交換器12を製造することができ、熱交換性能を向上させるとともに、製造工数の削減、信頼性の向上を図ることができる。

【0070】

また、図1および図3に示すように、第1実施形態に係る空気調和機300の室外熱交換器12は、サブクーラ120を備えており、冷媒の流れ方向に対して、デストリビュータ113と室外膨張弁13との間に、サブクーラ120が配置されている。別の表現を用いれば、サブクーラ120とサブクーラ130との間に、室外膨張弁13が配置されている。

【0071】

このような構成により、空気調和機300の冷房運転時において、熱交換器部110の各パスからの液冷媒がデストリビュータ113にて合流して、サブクーラ120に流入するようになっている。これより、冷媒の流速が増加し、冷媒側熱伝達率が向上することにより、室外熱交換器12の熱交換性能が向上し、空気調和機300の性能が向上する。

【0072】

また、空気調和機300の暖房運転時において、室外膨張弁13で減圧され冷媒温度が低下した液冷媒が、サブクーラ120に流入するようになっている。これにより、サブクーラ120における放熱量を低減して、暖房運転時の成績係数COPcを向上させることができる。なお、サブクーラ120に流入する冷媒温度を暖房運転時の室外空気Afの外気温度より低くすることにより、好適にサブクーラ120における放熱量を低減することができる。

【0073】

また、図3に示すように、サブクーラ120およびサブクーラ130は、室外熱交換器12の第1列目F1に設けられ、最下段にサブクーラ130が設けられ、その上にサブクーラ120が設けられている。

【0074】

ここで、室外熱交換器 1 2 (熱交換器部 1 1 0) の 8 番目のパス (ガス側流入口 G 1 5 , G 1 6 から液側出口 L 8 へと流れるパス) は、ガス側流入口 G 1 5 , G 1 6 から三又ベント 4 で合流するまでの第 2 列目 F 2 の第 1 熱交換領域と、第 1 熱交換領域と同じ段 (但し、千鳥配置のため半ピッチずれる) で、途中に繋ぎパイプ 5 が接続される第 1 列目 F 1 の第 2 熱交換領域と、サブクーラ 1 2 0 , 1 3 0 と同じ段 (但し、千鳥配置のため半ピッチずれる) で第 2 列目 F 2 の第 3 熱交換領域と、で構成されている。

【 0 0 7 5 】

このような構成により、空気調和機 3 0 0 の冷房運転時において、第 1 熱交換領域と第 2 熱交換領域とは、冷媒の流れと室外空気 A f の流れが疑似的に対向流となるようになっている。そして、第 3 熱交換領域は第 2 列目 F 2 にあるものの、同じ段の第 1 列目 F 1 には、サブクーラ 1 2 0 , 1 3 0 が設けられており、サブクーラ 1 2 0 , 1 3 0 には熱交換器部 1 1 0 で熱交換された後の液冷媒が流入するので、第 3 熱交換領域でも冷媒の流れと室外空気 A f の流れが疑似的に対向流となるようになっている。また、室外空気 A f の流れ方向に対して、8 番目のパスの液側出口 L 8 をサブクーラ 1 3 0 の下流側に設けることにより、空気調和機 3 0 0 の暖房運転時において、サブクーラ 1 3 0 で放熱された熱エネルギーを 8 番目のパスの第 3 熱交換領域で効率的に回収するようになっている。これにより、冷房運転と暖房運転の双方において、空気調和機 3 0 0 の性能を向上させることができる。

【 0 0 7 6 】

また、室外熱交換器 1 2 の第 1 列目 F 1 は、垂直方向にみて、熱交換器部 1 1 0、サブクーラ 1 2 0、サブクーラ 1 3 0 の順に並ぶようになっている。このような配置とすることにより、暖房運転時において、蒸発器として作用する熱交換器部 1 1 0 と、ドレンパンの凍結防止等を目的として高温となるサブクーラ 1 3 0 との間に、その中間温度で動作するサブクーラ 1 2 0 を配置することができるので、フィン 1 を通じた熱伝導ロスを低減することができる。同様に、冷房運転時において、凝縮器として作用する熱交換器部 1 1 0 と、熱交換器部 1 1 0 で熱交換され室外膨張弁 1 3 で減圧された液冷媒が流入して低温となるサブクーラ 1 3 0 との間に、その中間温度で動作するサブクーラ 1 2 0 を配置することができるので、フィン 1 を通じた熱伝導ロスを低減することができる。

【 0 0 7 7 】

< 液側分配管 >

次に、熱交換器部 1 1 0 の各パスの液側出口 (L 1 , L 2 , ...) と、デストリビュータ 1 1 3 と、を接続する液側分配管 1 1 2 の流路抵抗 (圧力損失) について説明する。

【 0 0 7 8 】

液側分配管 1 1 2 の流路抵抗 (圧力損失) は、各パスの分配管ごとに互いに $\pm 20\%$ 以内に収まるように設定されることが望ましい。

【 0 0 7 9 】

ここで、液側分配管 1 1 2 の流路抵抗 $\Delta P L p$ [Pa] は、液側分配管 1 1 2 の管摩擦係数 λ [-]、液側分配管 1 1 2 の長さ L [m]、液側分配管 1 1 2 の内径 d [m]、冷媒密度 ρ [kg / m³]、冷媒流速 u [m / s] を用いて、式 (5) で表すことができる。また、管摩擦係数 λ [-] は、レイノルズ数 Re [-] を用いて、式 (6) で表すことができる。また、レイノルズ数 Re [-] は、冷媒流速 u [m / s]、液側分配管 1 1 2 の内径 d [m]、動粘性係数 ν [Pa · s] を用いて、式 (7) で表すことができる。

$$\Delta P L p = \lambda \cdot (L / d) \cdot \rho u^2 / 2 \quad \cdots (5)$$

$$\lambda = 0.3164 \cdot Re^{-0.25} \quad \cdots (6)$$

$$Re = u d / \nu \quad \cdots (7)$$

【 0 0 8 0 】

つまり、式 (5) から求められた液側分配管 1 1 2 の流路抵抗 $\Delta P L p$ が、各パスの分配管ごとに互いに $\pm 20\%$ 以内に収まるように設定されることが望ましい。そして、式 (5) を液側分配管 1 1 2 の長さ L [m]、液側分配管 1 1 2 の内径 d [m] について整理することにより、以下の式 (8) に示す圧力損失係数 $\Delta P c$ が各パスの分配管ごとに互い

に $\pm 20\%$ 以内に収まるように設定されることが望ましい。

$$\Delta P_c = L / d^{5.25} \quad \cdots (8)$$

【0081】

図2(b)に示すように、室外熱交換器12に対して水平方向に送風する室外機100では、上下に略様な風速分布が得られる。また、図3に示すように、室外熱交換器12の熱交換器部110は、1番目のパスと同様の冷媒流路を複数備えている。このような構成により、液側分配管112の流路抵抗を大きく調整しなくても(換言すれば、 $\pm 20\%$ 以内の調整で)、冷媒分配を一様にすることができる。さらに、液側分配管112の流路抵抗の差を小さくする($\pm 20\%$ 以内に収める)ことにより、冷房運転と暖房運転の双方において、冷媒分配に差が生じにくくすることができる。

10

【0082】

加えて、液側分配管112の流路抵抗(圧力損失)は、熱交換器高さ寸法 H [m]により生じる液ヘッド差の 50% 以上に設定されることが望ましい。即ち、冷房中間能力(定格能力に対して 50% 程度と能力)運転時の分配管抵抗を ΔP_{Lprc} とすると、式(9)を満たすことが望ましい。なお、 ρ は冷媒密度[kg/m³]、 g は重力加速度[kg/s²]である。

$$\Delta P_{Lprc} = 0.5 \rho g H \quad \cdots (9)$$

【0083】

これにより、冷房運転時の定格能力に対して 50% 程度と能力が小さく、凝縮器の冷媒圧力損失が小さくなる運転時においても、液ヘッド差による冷媒分配の悪化を防止することができ、冷房中間能力運転時のCOPを向上することができる。

20

【0084】

さらに、式(9)を満たすことは、熱交換器高さ寸法 H [m]が 0.5 m以上である場合、冷房中間能力運転時の効率向上効果が大きいため、より効果的である。その理由は、熱交換器高さ寸法 H [m]が 0.5 m以上の場合、冷媒側に生じるヘッド差が大きく、分配悪化による性能低下が生じやすくなるが、式(9)を満たすことにより、好適に冷媒分配の悪化を防止することができ、冷房中間能力運転時のCOPを向上することができる。

【0085】

図4は、第1実施形態に係る空気調和機300の構成において、液側分配管112の流路抵抗による性能影響を示す説明図である。図4に示すグラフの横軸は、液側分配管112の流路抵抗を示し、縦軸は、冷房中間能力運転時のCOP、暖房定格運転時のCOP、APF(Annual Performance Factor; 期間エネルギー効率)を示している。液側分配管112の流路抵抗による冷房中間能力運転時のCOPの変化を実線で示し、液側分配管112の流路抵抗による暖房定格運転時のCOPの変化を破線で示し、液側分配管112の流路抵抗によるAPFの変化を点線で示す。また、図4には、式(9)を満たす領域を図示している。

30

【0086】

図4に示すように、第1実施形態に係る空気調和機300の構成において、液側分配管112の流路抵抗が増加するほど、冷房中間能力運転時のCOPは向上するが、暖房定格運転時のCOPが低下する傾向がある。これは、液側分配管112の流路抵抗の増加にしたがって、暖房運転時におけるサブクーラ120の温度が上昇し、サブクーラ120からの放熱量が増加するため、COPが低下する。

40

【0087】

そこで、暖房定格運転時のCOPの低下をできる限り抑えつつ、APFを高くすることができるよう、暖房定格運転時の分配管抵抗 ΔP_{Lpdt} を式(10)となるように設定することが望ましい。ここで、 ΔT_{sat} は、分配管抵抗による飽和温度差[K]である。

$$\Delta T_{sat} (\Delta P_{Lpdt}) = 5 \quad \cdots (10)$$

【0088】

これにより、暖房定格運転時におけるサブクーラ120の温度を、外気温度よりも高く

50

ならないようにすることができ、放熱ロスを抑えて、COPを向上させることができる。

【0089】

また、第1実施形態に係る空気調和機300の冷凍サイクルに用いられる冷媒としては、R32、R410A、R290、R1234yf、R1234ze(E)、R134a、R125A、R143a、R1123、R290、R600a、R600、R744を単独または複数混合した冷媒を使用することができる。

【0090】

特に、冷媒としてR32(R32単独またはR32を70重量%以上含む混合冷媒)やR744を使用する冷凍サイクルにおいて、第1実施形態に係る空気調和機300の構成を好適に用いることができる。R32(R32を70重量%以上含む混合冷媒)やR744を使用した場合、他の冷媒を使用する場合に比較して、熱交換器の圧力損失が小さくなる傾向があり、冷媒の液ヘッド差による分配悪化が生じやすい。このため、第1実施形態に係る空気調和機300の構成を用いることにより、冷媒分配悪化を低減し、空気調和機300の性能を向上させることができる。

10

【0091】

なお、図3において、室外熱交換器12(熱交換器部110)の1番目のパス(ガス側流入口G1、G2から液側出口L1へと流れるパス)は、三又ベンド4にて合流した後、第1列目F1で水平方向に往復しながら上方向に流れ、繋ぎパイプ5を経由して、三又ベンド4と接続する第1列目F1の伝熱管2よりもひとつ下の伝熱管2から水平方向に往復しながら下方向に流れるものとして説明したが、冷媒流路の構成はこれに限定されるものではない。

20

【0092】

例えば、図5(a)のように、三又ベンド4にて合流した後、第1列目F1で水平方向に往復しながら下方向に流れ、繋ぎパイプ5Aを経由して、三又ベンド4と接続する第1列目F1の伝熱管2よりもひとつ上の伝熱管2から水平方向に往復しながら上方向に流れる構成であってもよい。

【0093】

また、図5(b)のように、三又ベンド4にて合流した後、第1列目F1で水平方向に往復しながら上方向に流れ、繋ぎパイプ5Bを経由して、ガス側流入口G2と同一段(但し、千鳥配置のため半ピッチずれる)の第1列目F1の伝熱管2から水平方向に往復しながら上方向に流れる構成であってもよい。また、図示は省略するが、三又ベンド4にて合流した後、第1列目F1で水平方向に往復しながら下方向に流れ、繋ぎパイプ5を経由して、ガス側流入口G1と同一段(但し、千鳥配置のため半ピッチずれる)の第1列目F1の伝熱管2から水平方向に往復しながら下方向に流れる構成であってもよい。

30

【0094】

なお、図5(b)のような構成の場合、三又ベンド4と接続する第1列目F1の伝熱管2と、液側流出口L1と、が近接する。このため、図3や図5(a)のように、三又ベンド4と接続する第1列目F1の伝熱管2と、液側流出口L1と、が離れた構成とすることが、フィン1を通じた熱伝導ロスを低減する点からより望ましい。

【0095】

第2実施形態

次に、第2実施形態に係る空気調和機300について、図6を用いて説明する。図6は、第2実施形態に係る空気調和機300の室外熱交換器12Aにおける冷媒流路の配置図である。なお、図6は、室外熱交換器12Aの一端側S1(図2(a)参照)を見た図である。

40

【0096】

第2実施形態に係る空気調和機300は、第1実施形態に係る空気調和機300と比較して、室外熱交換器12Aの構成が異なっている。具体的には、室外熱交換器12Aは、伝熱管2を3列(第1列目F1、第2列目F2、第3列目F3)配列して構成されている点で異なっている。その他の構成は同様であり、重複する説明は省略する。

50

【 0 0 9 7 】

図 6 に示すように、ガス側流入口 G 1 , G 2 から流入したガス冷媒は、第 3 列目 F 3 の伝熱管 2 内を水平方向に往復しながら、互いに垂直方向に離れる方向（ガス側流入口 G 1 からの冷媒は上方向、ガス側流入口 G 2 からの冷媒は下方向）に流れ、所定の位置まで離れた後、第 3 列目 F 3 の伝熱管 2 の端部から第 2 列目 F 2 の伝熱管 2 の端部へと接続された U ベントを介して、第 2 列目 F 2 の伝熱管 2 に流入する。以降、第 2 列目 F 2 および第 1 列目 F 1 における冷媒の流れは、第 1 実施形態と同様である（図 3 参照）。換言すれば、第 2 実施形態の室外熱交換器 1 2 A は、2 列の室外熱交換器 1 2（図 3 参照）に対してガス側の冷媒流路を延長した構成となっている。

【 0 0 9 8 】

これにより、室外熱交換器 1 2 A が 3 列の構成の場合においても、2 列の場合（図 3 参照）と同様に空気調和機 3 0 0 の高効率化を一層進めることができる。

【 0 0 9 9 】

第 3 実施形態

次に、第 3 実施形態に係る空気調和機 3 0 0 について、図 7 を用いて説明する。図 7 は、第 3 実施形態に係る空気調和機 3 0 0 の室外熱交換器 1 2 B における冷媒流路の配置図である。なお、図 7 は、室外熱交換器 1 2 B の一端側 S 1（図 2（a）参照）を見た図である。

【 0 1 0 0 】

第 3 実施形態に係る空気調和機 3 0 0 は、第 2 実施形態に係る空気調和機 3 0 0 と同様に、室外熱交換器 1 2 B が伝熱管 2 を 3 列（第 1 列目 F 1、第 2 列目 F 2、第 3 列目 F 3）配列して構成されている。一方、第 2 実施形態の室外熱交換器 1 2 A は第 2 列目 F 2 と第 1 列目 F 1 との間に三又ベント 4 を配置したのに対し、第 3 実施形態の室外熱交換器 1 2 B は第 3 列目 F 3 と第 2 列目 F 2 との間に三又ベント 4 を配置した点で異なっている。その他の構成は同様であり、重複する説明は省略する。

【 0 1 0 1 】

図 7 に示すように、第 3 実施形態の室外熱交換器 1 2 B における第 3 列目 F 3 および第 2 列目 2 における冷媒の流れは、第 1 実施形態の室外熱交換器 1 2 における第 2 列目 F 2 および第 1 列目 F 1 における冷媒の流れと同様である。ガス側流入口 G 2 と同じ段で第 2 列目 F 2 の伝熱管 2 の端部からガス側流入口 G 2 と同じ段で第 1 列目 F 1 の伝熱管 2 の端部へと接続された U ベントを介して、第 1 列目 F 1 の伝熱管 2 に流入する。そして、U ベントから第 1 列目 F 1 の伝熱管 2 に流入した冷媒は、第 1 列目 F 1 の伝熱管 2 内を水平方向に往復しながら、上方向に流れ、ガス側流入口 G 1 と同一段で液側流出口 L 1 にて液側分配管 1 1 2 へと流出する。換言すれば、第 3 実施形態の室外熱交換器 1 2 B は、2 列の室外熱交換器 1 2（図 3 参照）に対して液側の冷媒流路を延長した構成となっている。

【 0 1 0 2 】

これにより、室外熱交換器 1 2 B が 3 列の構成の場合においても、2 列の場合（図 3 参照）と同様に空気調和機 3 0 0 の高効率化を一層進めることができる。加えて、三又ベント 4 で合流した後の冷媒流路（液側の冷媒流路）の流路長が長くなっており、相対的に伝熱管 2 内の冷媒流速の高い領域が増加する。

【 0 1 0 3 】

なお、空気調和機 3 0 0 の定格能力や、伝熱管総長、伝熱管断面積、冷媒種類に応じて、最適な冷媒流速となるように、パス数とともに三又ベント 4 の位置を第 2 実施形態のように第 2 列目 F 2 と第 1 列目 F 1 との間に配置する（図 6 参照）か、第 3 実施形態のように第 3 列目 F 3 と第 2 列目 F 2 との間に配置する（図 7 参照）か、のどちらかを選択することが望ましい。これにより、熱交換器性能をより向上させることができる。

【 0 1 0 4 】

また、現在主流となっている冷媒 R 4 1 0 A に比べて、R 3 2 や R 7 4 4 などを冷媒として使用した場合には冷媒流路における圧力損失が相対的に小さくなるため、第 3 実施形態（図 7 参照）のように液側の合流後の流路長を長めに選択することにより、室外熱交換

10

20

30

40

50

器 1 2 B およびこれを備えた空気調和機 3 0 0 の性能を最大限に引き出すことが可能となる。

【 0 1 0 5 】

変形例

なお、本実施形態（第 1 ～ 3 実施形態）に係る空気調和機 3 0 0 は、上記実施形態の構成に限定されるものではなく、発明の趣旨を逸脱しない範囲内で種々の変更が可能である。

【 0 1 0 6 】

以上の説明において、空気調和機 3 0 0 を例に説明したが、これに限られるものではなく、冷凍サイクルを備える冷凍サイクル装置に広く適用することができる。物品を冷蔵または加熱が可能な冷蔵加熱ショーケース、飲料缶を冷蔵または加熱する自動販売機、液体を加熱し貯留するヒートポンプ式給湯機等に冷凍サイクルを備える冷凍サイクル装置に広く適用することができる。

10

【 0 1 0 7 】

また、室外熱交換器 1 2（1 2 A，1 2 B）は、室外空気の流れ方向に対して、2 列または 3 列備えるものとして説明したが、これに限られるものではなく、4 列以上あってもよい。

【 0 1 0 8 】

また、室内熱交換器 2 2 についても、室外熱交換器 1 2（1 2 A，1 2 B）と同様に、冷媒流路のパス P（図 3 参照）の構成を複数備えるようにしてもよい。また、室外熱交換器 1 2 の液側分配管 1 1 2 の構成を室内熱交換器 2 2 の液側分配管 2 1 2 に適用してもよい。

20

【 符号の説明 】

【 0 1 0 9 】

1	フィン
2	伝熱管
3	Uパイプ
4	三又パイプ
5	繋ぎパイプ
1 0	圧縮機
1 1	四方弁
1 2	室外熱交換器
1 3	室外膨張弁
1 4	レシーバ
1 5	液阻止弁
1 6	ガス阻止弁
1 7	アキュムレータ
2 1	室内膨張弁
2 2	室内熱交換器
3 0	液配管
4 0	ガス配管
5 0	室外ファン
6 0	室内ファン
1 0 0	室外機
2 0 0	室内機
3 0 0	空気調和機
1 1 0	熱交換器部
1 1 1	ガスヘッダ
1 1 2	液側分配管
1 1 3	デストリビュータ

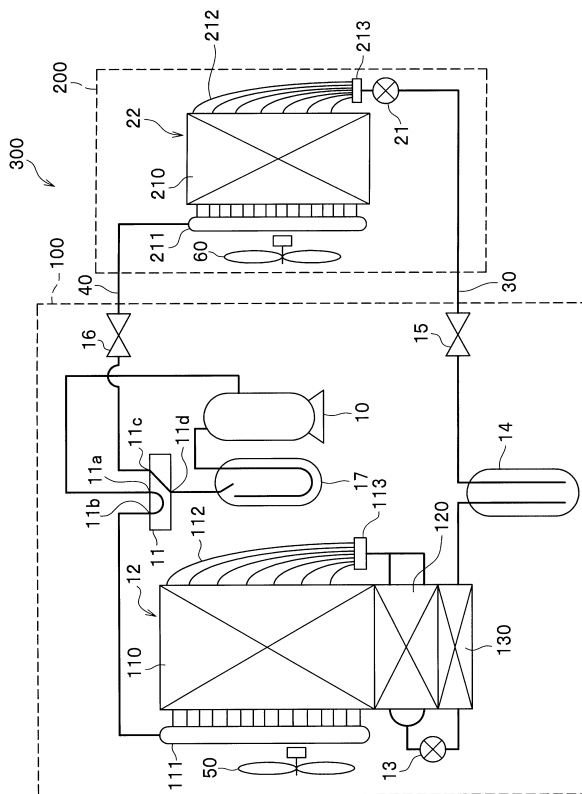
30

40

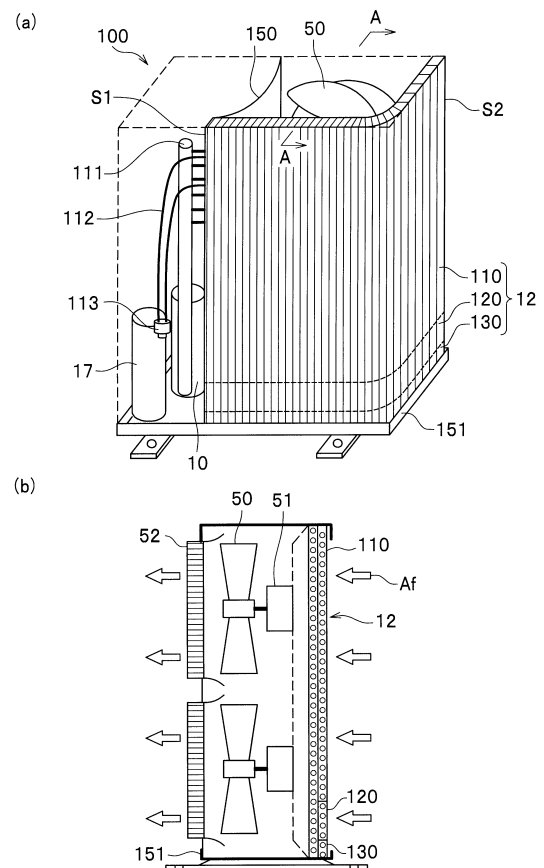
50

- 1 2 0 サブクーラ
 1 3 0 サブクーラ
 S 1 一端部
 S 2 他端部
 F 1 第 1 列目 (複数本の伝熱管の列)
 F 2 第 2 列目 (複数本の伝熱管の列)
 F 3 第 3 列目 (複数本の伝熱管の列)
 G 1 , G 2 ガス側流入口
 L 1 液側流出口

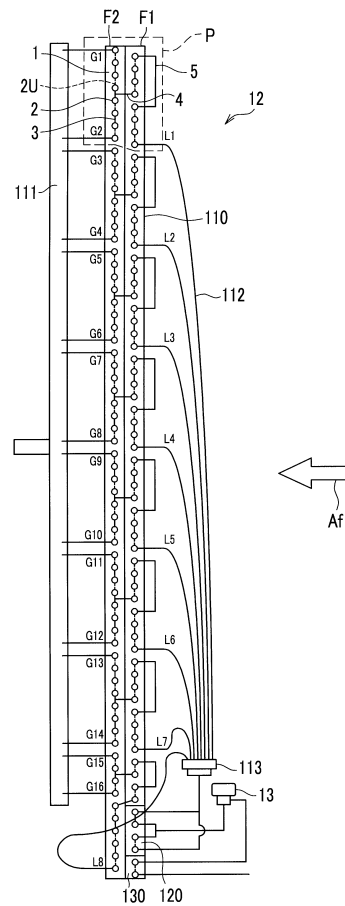
【 図 1 】



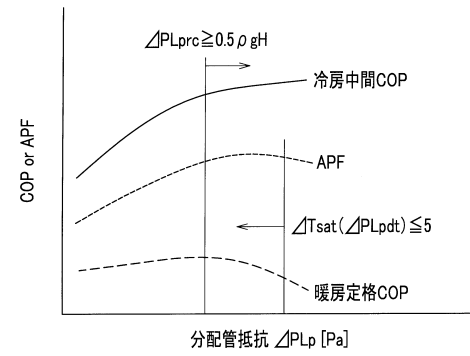
【 図 2 】



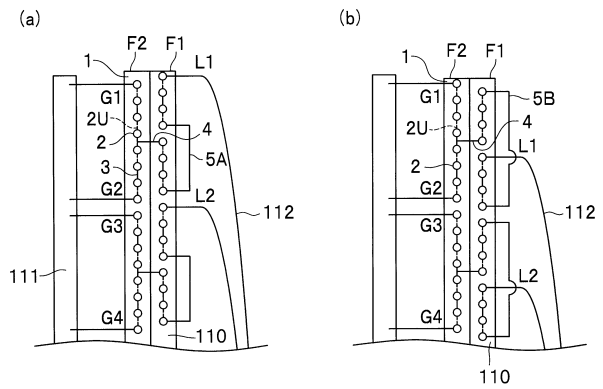
【図 3】



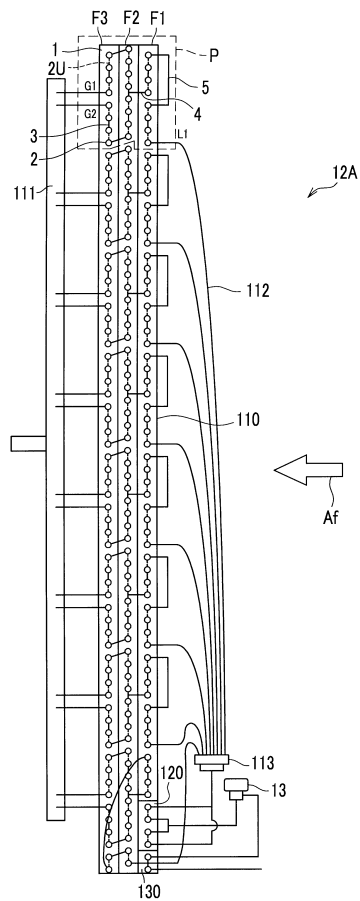
【図 4】



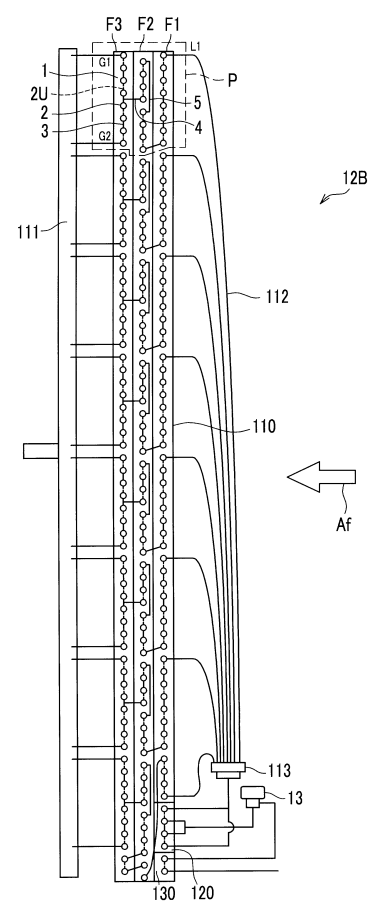
【図 5】



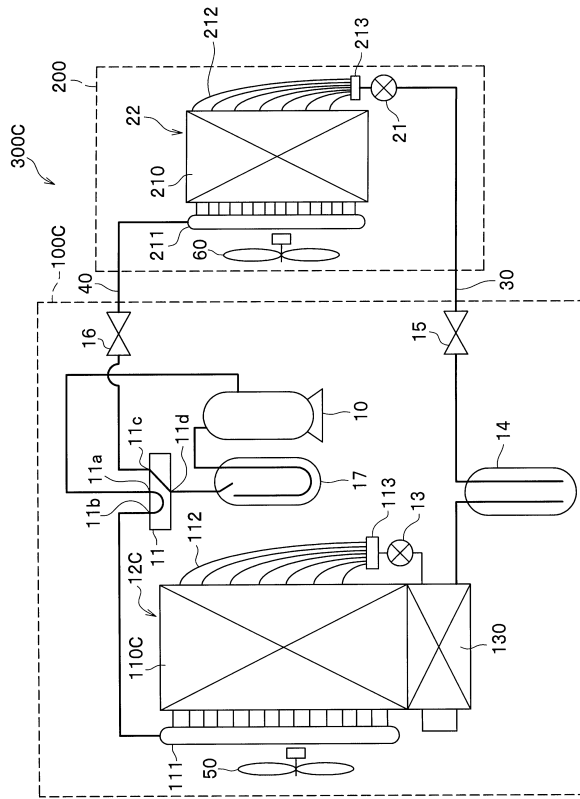
【図 6】



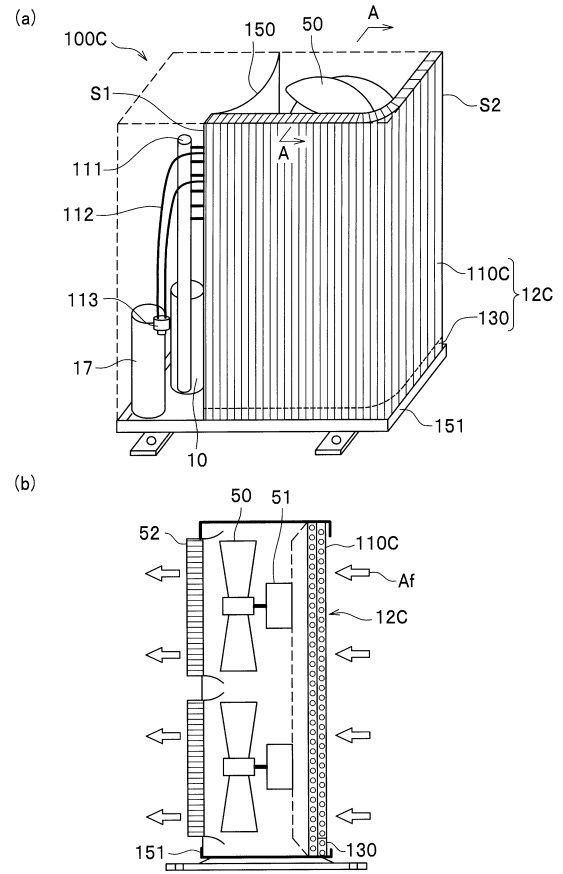
【図 7】



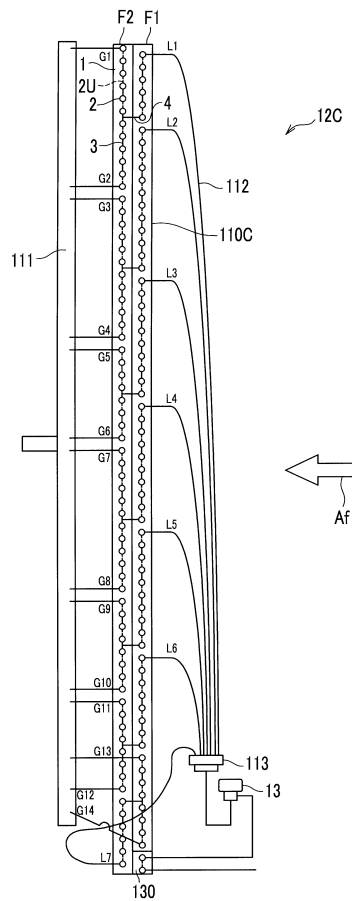
【図 8】



【図 9】

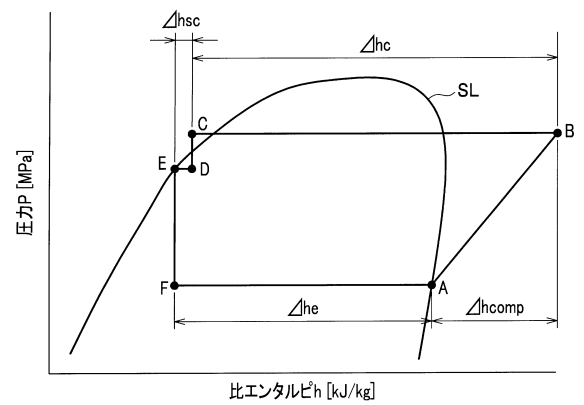


【図 10】

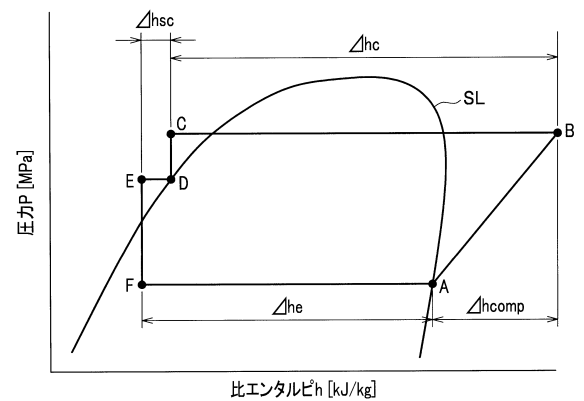


【図 11】

(a) 冷房運転時



(b) 暖房運転時



フロントページの続き

(72)発明者 新井 有騎

東京都港区海岸一丁目１６番１号 日立アプライアンス株式会社内

審査官 笹木 俊男

(56)参考文献 特開２０００－３０４３８０（ＪＰ，Ａ）

特開２０１３－１１３４９８（ＪＰ，Ａ）

特開２００８－２４１１９２（ＪＰ，Ａ）

特開２００８－２５６３１５（ＪＰ，Ａ）

特開２００３－０６４３５２（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)

F 2 5 B 1 / 0 0

F 2 5 B 3 9 / 0 0 ~ 3 9 / 0 4

F 2 8 D 1 / 0 4 7