



PCT

特許協力条約に基づいて公開された国際出願

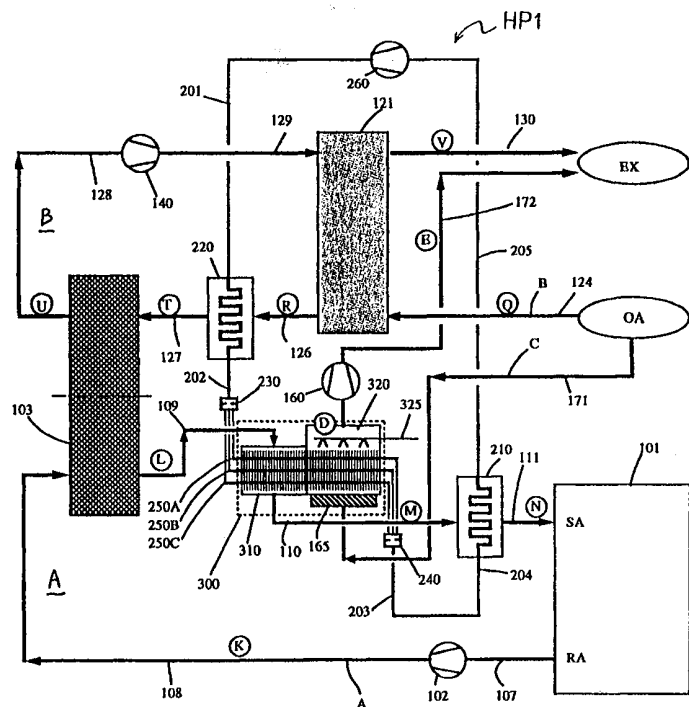
<p>(51) 国際特許分類6 F24F 3/147, 3/00, 11/02, F28D 7/16, F25B 1/00, 39/00</p>	<p>A1</p>	<p>(11) 国際公開番号 WO00/00774</p> <p>(43) 国際公開日 2000年1月6日(06.01.00)</p>																									
<p>(21) 国際出願番号 PCT/JP99/03512</p> <p>(22) 国際出願日 1999年6月30日(30.06.99)</p> <p>(30) 優先権データ</p> <table border="0"> <tr><td>特願平10/199847</td><td>1998年6月30日(30.06.98)</td></tr> <tr><td>特願平10/207181</td><td>1998年7月7日(07.07.98)</td></tr> <tr><td>特願平10/218574</td><td>1998年7月16日(16.07.98)</td></tr> <tr><td>特願平10/250424</td><td>1998年8月20日(20.08.98)</td></tr> <tr><td>特願平10/250425</td><td>1998年8月20日(20.08.98)</td></tr> <tr><td>特願平10/274359</td><td>1998年9月10日(10.09.98)</td></tr> <tr><td>特願平10/280530</td><td>1998年9月16日(16.09.98)</td></tr> <tr><td>特願平10/283505</td><td>1998年9月18日(18.09.98)</td></tr> <tr><td>特願平10/286091</td><td>1998年9月22日(22.09.98)</td></tr> <tr><td>特願平10/299167</td><td>1998年10月6日(06.10.98)</td></tr> <tr><td>特願平10/332861</td><td>1998年11月24日(24.11.98)</td></tr> <tr><td>特願平10/333017</td><td>1998年11月24日(24.11.98)</td></tr> <tr><td>特願平10/345964</td><td>1998年12月4日(04.12.98)</td></tr> </table> <p>(71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) 株式会社 荏原製作所(EBARA CORPORATION)[JP/JP] 〒144-8510 東京都大田区羽田旭町11-1 Tokyo, (JP)</p>	特願平10/199847	1998年6月30日(30.06.98)	特願平10/207181	1998年7月7日(07.07.98)	特願平10/218574	1998年7月16日(16.07.98)	特願平10/250424	1998年8月20日(20.08.98)	特願平10/250425	1998年8月20日(20.08.98)	特願平10/274359	1998年9月10日(10.09.98)	特願平10/280530	1998年9月16日(16.09.98)	特願平10/283505	1998年9月18日(18.09.98)	特願平10/286091	1998年9月22日(22.09.98)	特願平10/299167	1998年10月6日(06.10.98)	特願平10/332861	1998年11月24日(24.11.98)	特願平10/333017	1998年11月24日(24.11.98)	特願平10/345964	1998年12月4日(04.12.98)	<p>(72) 発明者 ; および (75) 発明者 / 出願人 (米国についてのみ) 前田健作(MAEDA, Kensaku)[JP/JP] 深作善郎(FUKASAKU, Yoshiro)[JP/JP] 〒251-0875 神奈川県藤沢市本藤沢4丁目2番1号 株式会社 荏原総合研究所内 Kanagawa, (JP)</p> <p>(74) 代理人 宮川貞二, 外(MIYAGAWA, Teiji et al.) 〒160-0005 東京都新宿区愛住町23番地 WOODY21 5階 Tokyo, (JP)</p> <p>(81) 指定国 AE, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, CA, CH, CN, CU, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MD, MG, MK, MN, MW, MX, NO, NZ, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TR, TT, UA, UG, US, UZ, VN, YU, ZA, ZW, 欧州特許 (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE)</p> <p>添付公開書類 国際調査報告書</p>
特願平10/199847	1998年6月30日(30.06.98)																										
特願平10/207181	1998年7月7日(07.07.98)																										
特願平10/218574	1998年7月16日(16.07.98)																										
特願平10/250424	1998年8月20日(20.08.98)																										
特願平10/250425	1998年8月20日(20.08.98)																										
特願平10/274359	1998年9月10日(10.09.98)																										
特願平10/280530	1998年9月16日(16.09.98)																										
特願平10/283505	1998年9月18日(18.09.98)																										
特願平10/286091	1998年9月22日(22.09.98)																										
特願平10/299167	1998年10月6日(06.10.98)																										
特願平10/332861	1998年11月24日(24.11.98)																										
特願平10/333017	1998年11月24日(24.11.98)																										
特願平10/345964	1998年12月4日(04.12.98)																										

(54)Title: HEAT EXCHANGER, HEAT PUMP, DEHUMIDIFIER, AND DEHUMIDIFYING METHOD

(54)発明の名称 熱交換器、ヒートポンプ、除湿装置及び除湿方法

(57) Abstract

A heat exchanger which is relatively small in size for an exchangeable heat quantity and high in heat exchange efficiency, comprising a first compartment (310) allowing a first fluid (A) to flow and a second compartment (320) allowing a second fluid (B) to flow, and a first fluid path (251) allowing a third fluid which exchanges heat with the first fluid (A) to flow and a second fluid path (252) allowing a third fluid which exchanges heat with the second fluid to flow, these fluid paths passing through these compartments, wherein the first flow path (251) and second flow path (252) are formed integrally with each other, the third fluid flows from the first flow path (251) through the second flow path (252), the third fluid evaporates at a specified pressure in the first flow path (251), and the third fluid condenses at approximately the specified pressure in the second fluid path (252), whereby heat can be transferred from the first compartment to the second compartment because the third fluid flows from the first fluid path through the second flow path, and heat transfer coefficient is high because heat transfer is made by evaporation or condensation.



(57)要約

交換熱量の割に小型で、熱交換効率の高い熱交換器を提供する。第1の流体Aを流す第1の区画310と、第2の流体Bを流す第2の区画320と、これらの区画を貫通する、第1の流体Aと熱交換する第3の流体を流す第1の流体流路251と、第2の流体と熱交換する第3の流体を流す第2の流体流路252とを備え、第1の流路251と第2の流路252とは一体の流路として構成され、第3の流体は、第1の流体流路251から第2の流体流路252に貫通して流れ、第1の流体流路251では第3の流体は所定の圧力で蒸発し、第2の流体流路252では第3の流体はほぼ前記所定の圧力で凝縮するように構成されている熱交換器。第3の流体は、第1の流体流路から第2の流体流路に貫通して流れるので、第1の区画から第2の区画に熱を移動させることができる。伝熱は蒸発伝熱、あるいは凝縮伝熱であるので、熱伝達率が高い。

PCTに基づいて公開される国際出願のパンフレット第一頁に掲載されたPCT加盟国を同定するために使用されるコード(参考情報)

AE	アラブ首長国連邦	DM	ドミニカ	KZ	カザフスタン	RU	ロシア
AL	アルバニア	EE	エストニア	LC	セントルシア	SD	スーダン
AM	アルメニア	ES	スペイン	LI	リヒテンシュタイン	SE	スウェーデン
AT	オーストリア	FI	フィンランド	LK	スリ・ランカ	SG	シンガポール
AU	オーストラリア	FR	フランス	LR	リベリア	SI	スロヴェニア
AZ	アゼルバイジャン	GA	ガボン	LS	レソト	SK	スロヴァキア
BA	ボスニア・ヘルツェゴビナ	GB	英国	LT	リトアニア	SL	シエラ・レオネ
BB	バルバドス	GD	グレナダ	LU	ルクセンブルグ	SN	セネガル
BF	ブルキナ・ファソ	GE	グルジア	LV	ラトヴィア	SZ	スワジランド
BG	ブルガリア	GH	ガーナ	MA	モロッコ	TD	チャード
BJ	ベナン	GM	ガンビア	MC	モナコ	TG	トーゴ
BR	ブラジル	GN	ギニア	MD	モルドヴァ	TJ	タジキスタン
BY	ベラルーシ	GW	ギニア・ビサオ	MG	マダガスカル	TZ	タンザニア
CA	カナダ	GR	ギリシャ	MK	マケドニア旧ユーゴスラヴィア	TM	トルクメニスタン
CF	中央アフリカ	HR	クロアチア		共和国	TR	トルコ
CG	コンゴ	HU	ハンガリー	ML	マリ	TT	トリニダード・トバゴ
CH	スイス	ID	インドネシア	MN	モンゴル	UA	ウクライナ
CI	コートジボアール	IE	アイルランド	MR	モーリタニア	UG	ウガンダ
CM	カメルーン	IL	イスラエル	MW	マラウイ	US	米国
CN	中国	IN	インド	MX	メキシコ	UZ	ウズベキスタン
CR	コスタ・リカ	IS	アイスランド	NE	ニジェール	VN	ヴェトナム
CU	キューバ	IT	イタリア	NL	オランダ	YU	ユーゴスラビア
CY	キプロス	JP	日本	NO	ノールウェー	ZA	南アフリカ共和国
CZ	チェッコ	KE	ケニア	NZ	ニュージーランド	ZW	ジンバブエ
DE	ドイツ	KG	キルギスタン	PL	ポーランド		
DK	デンマーク	KP	北朝鮮	PT	ポルトガル		
		KR	韓国	RO	ルーマニア		

明 細 書

熱交換器、ヒートポンプ、除湿装置及び除湿方法

技術分野

本発明は、熱交換器、ヒートポンプ、除湿装置及び除湿方法に関し、特に2つの流体間の熱交換を第3の流体を介して行う熱交換器、そのような熱交換器を備えるヒートポンプ、除湿装置及び第3の流体を介して熱交換を行って除湿する方法に関するものである。

背景技術

お互いの温度差が比較的小さい大量の流体同士、例えば空調用の処理空気と冷却用の外気との熱交換には、図49に示すような直交流形熱交換器3や容積の大きい回転式熱交換器が用いられていた。このような熱交換器は、例えばデシカント空調システムで、室内に導入する処理空気Aを、室内に導入する前に外気Bにより予備的に冷却する場合等に用いられていた。

以上のような従来の熱交換器によれば、非常に容積が大きく据え付け面積が大きくなり過ぎたり、熱交換効率が劣るため十分に熱を利用することができないという問題があった。

そこで本発明は、交換熱量の割には小型で、熱交換効率の高い熱交換器を提供することを目的としている。

発明の開示

本発明に係る熱交換器は、第1の流体を流す第1の区画と；第2の流体を流す第2の区画と；前記第1の区画を貫通する、前記第1の流体と熱交換する第3の流体を流す第1の流体流路と；前記第2の区画を貫通する、前記第2の流体と熱交換する第3の流体を流す第2の流体流路とを備え；前記第1の流体流路と前記第2の流体流路とは一体の流路として構成され；前記第3の流体は、前記第1の

流体流路から前記第2の流体流路に貫通して流れ、前記第1の流体流路の流路側伝熱面では前記第3の流体は所定の圧力で蒸発し、前記第2の流体流路の流路側伝熱面では前記第3の流体はほぼ前記所定の圧力で凝縮するように構成されている。

このように構成すると、第3の流体は例えば冷媒であり、第1の流体流路から第2の流体流路に貫通して流れるので、第1の区画から第2の区画に熱を移動させることができ、第1の流体流路の流路側伝熱面では第3の流体は所定の圧力で蒸発するので、第3の流体は第1の流体から熱を奪うことができ、第2の流体流路の流路側伝熱面では第3の流体はほぼ前記所定の圧力で凝縮するので、第3の流体は第2の流体に熱を与えることができる。また、これらの伝熱は蒸発伝熱、あるいは凝縮伝熱であるので、単なる伝導伝熱や対流伝熱に比べて熱伝達率がはるかに高い。また、第1の流体流路と第2の流体流路とは一体の流路として構成されているので、全体としてコンパクトになる。ここで、凝縮圧力を「ほぼ所定の圧力」としたのは、第1の流体流路から第2の流体流路に向けて流れが存在するので、僅かながら流れ損失があるためであり、実質的には同一の圧力と見てよい。

さらに第2の流体中に水分を含ませるように構成すれば、水の蒸発潜熱を利用することができる、第2の流体による第3の流体の冷却効率が高くなる。

また、前記第2の区画を貫通する、前記第2の流体流路と並列して配置され、前記第2の流体と熱交換する第3の流体を流す第3の流体流路をさらに備え、該第3の流体流路には実質的に第1の区画を迂回して第3の流体が供給されるように構成してもよく、このときは、第3の流体流路では第1の流体流路を流れる第3の流体とは異なる相の第3の流体を流すようにすることができる。

さらに、液相の第3の流体を第1の流体流路に、また気相の第3の流体を第3の流体流路に流すように構成してもよい。例えば気液分離器を利用して気相と液相に分離する。このようにして、第1の流体流路では、液相の第3の流体を蒸発させ、第3の流体流路では気相の第3の流体を凝縮させることができる。

また、本発明の別の熱交換器では、第1の流体流路は複数備えられ、前記複数

の流体流路における蒸発圧力は、それぞれ異なるように構成されている。このような構成では、第1の区画を流れる第1の流体、あるいは第2の区画を流れる第2の流体の温度変化に応じて、複数の流体流路内の圧力は前記異なる圧力の高さの順に配列される。このように構成すると、それぞれ異なる圧力で蒸発あるいは凝縮する複数の流体流路が、例えば高い圧力から低い圧力といったように順番に配列されているので、例えば第1の流体が顕熱を奪われる場合は、第1の流体は第1の区画内で流入から流出までの間に、温度は低下する。その温度低下に合わせて、前記所定の温度を高い方から低い方に並べれば、熱交換効率を高くすることができる。ひいては、熱の有効利用を図ることができる。言い換えれば、第1と第2の流体が、複数の流体流路に関して順逆の方向に流れるように構成されている。このようにすれば、第1の流体と第2の流体とは、実質的に対向流で流れていることになる。

本発明に係るヒートポンプは、冷媒を昇圧する昇圧機と；前記昇圧機で昇圧された冷媒から高温流体により熱を奪って該冷媒を第1の圧力下で凝縮させる第1の熱交換器と；前記第1の熱交換器で凝縮した冷媒を第2の圧力に減圧する第1の絞りと；前記第2の圧力下で第1の流体からの熱により前記第1の絞りで減圧された冷媒を蒸発させ、前記蒸発させた後に前記冷媒から第2の流体により熱を奪って該冷媒を凝縮させる第2の熱交換器と；前記第2の熱交換器で凝縮した後に前記冷媒を第3の圧力に減圧する第2の絞りと；前記第3の圧力下で、低温流体から熱を与えて、前記第2の絞りで減圧した冷媒を蒸発させるように構成された第3の熱交換器とを備える。このように構成すると、冷媒の蒸発と凝縮を利用して熱交換を行う第2の熱交換器を備えるので、第1の流体と第2の流体間で高い熱伝達率をもって熱交換をすることができる。ここで昇圧機とは、典型的には気相の冷媒を圧縮する圧縮機であるが、例えば吸収冷凍機に備えられるような、吸収器と、吸収器で冷媒を吸収した吸収液をポンプアップする吸収液ポンプと、該ポンプでポンプアップされた吸収液から冷媒を発生させる発生器とを含んで構成される装置であってもよい。

本発明に係る除湿装置は、処理空気中の水分を吸着するデシカントを有する水

分吸着装置と；前記水分吸着装置に対して前記処理空気の流れの後流側に設けられ、前記デシカントにより水分を吸着された前記処理空気を冷却する処理空気冷却器とを備え；前記処理空気冷却器は、前記処理空気を冷媒の蒸発により冷却し、蒸発した前記冷媒を該処理空気冷却器中で冷却流体により冷却して凝縮するように構成される。

蒸発した冷媒は、典型的には処理空気冷却器中で全体として一方向に流して下流側で冷却流体により冷却して凝縮させる。全体として一方向に流すとは、局所的には乱流であれば逆方向に流ることがあっても、全体としてみれば気相の冷媒も液相の冷媒も同じ方向に流れることをいう。

また本発明に係る除湿方法は、処理空気を低圧で蒸発する冷媒で冷却する第1の工程と；第1の工程で蒸発した冷媒を高圧まで昇圧する第2の工程と；前記高圧で凝縮する前記冷媒で、デシカントを再生する再生空気を加熱する第3の工程と；第3の工程で加熱された再生空気でデシカントから水分を脱着して、該デシカントを再生する第4の工程と；第4の工程で再生されたデシカントで、前記処理空気中の水分を吸着する第5の工程と；第3の工程で凝縮した冷媒を、前記低圧と前記高圧との中間の圧力で蒸発させて、第5の工程で水分を吸着された処理空気を冷却する第6の工程と；前記中間の圧力で蒸発した前記冷媒を、該中間の圧力とほぼ同じ圧力で凝縮させる第7の工程とを備える。

このような除湿方法では、いわゆるエコマイザサイクルを利用できるので、冷媒の冷凍効果を高くすることができ、ひいては高いCOPをもって処理空気を除湿することができる。

さらに本発明の別の除湿装置は、第1の冷媒出入口と第2の冷媒出入口とを有し、冷媒と処理空気間で熱交換させる第1の冷媒空気熱交換器と；冷媒をそれぞれ吸込み吐出する吸込口と吐出口とを有する圧縮機であって、前記第2の冷媒出入口が前記吸込口と前記吐出口とのいずれかと選択的に接続されるように配置された圧縮機と；第3の冷媒出入口と第4の冷媒出入口とを有し、冷媒と空気間で熱交換させる第2の冷媒空気熱交換器であって、前記吸込口と前記吐出口のうち前記第2の冷媒出入口と接続されなかった方が前記第3の冷媒出入口と接続され

るように配置された第2の冷媒空気熱交換器と；前記第1の冷媒空気熱交換器を通過する処理空気の流れの上流側に配置され、処理空気と冷媒と冷却流体間で熱交換させる、第5の冷媒出入口と第6の冷媒出入口とを有する第3の冷媒空気熱交換器であって、前記第4の冷媒出入口が前記第5の冷媒出入口と前記第6の冷媒出入口とのいずれかと選択的に接続されるように配置された第3の冷媒空気熱交換器と；前記第3の冷媒空気熱交換器を通過する前記処理空気の流れの上流側に配置され、前記処理空気中の水分を吸着するデシカントを有する水分吸着装置とを備え；前記第5の冷媒出入口と前記第6の冷媒出入口のうち前記第4の冷媒出入口と接続されなかった方が前記第1の冷媒出入口と接続されるように構成されており；前記第3の冷媒空気熱交換器は、前記第4の冷媒出入口と前記第5の冷媒出入口とが接続されているとき、前記第4の冷媒出入口から前記第5の冷媒出入口に供給された冷媒の蒸発により前記第3の冷媒空気熱交換器を通過する処理空気を冷却し、蒸発した前記冷媒を冷却流体により冷却して凝縮し、凝縮した冷媒を前記第1の冷媒空気熱交換器に供給することが可能なように構成される。

このときは、機器間の選択的接続が可能に構成されているので、除湿装置の運転モードを変えることができる。

さらに本発明に係る別の除湿装置は、処理空気中の水分を吸着するデシカントを有する水分吸着装置と；前記水分吸着装置に対して前記処理空気の流れの後流側に設けられ、前記デシカントにより水分を吸着された前記処理空気を冷却する処理空気冷却器とを備え；前記処理空気冷却器は、前記処理空気を冷媒の蒸発により冷却し、蒸発した前記冷媒を冷却流体により冷却して凝縮するように構成され；また前記処理空気冷却器は、前記処理空気を冷却する冷媒の蒸発圧力が複数あり、かつ前記冷却流体により冷却して凝縮する冷媒の凝縮圧力が前記蒸発圧力に対応して複数あり、前記複数の蒸発圧力はそれぞれ異なるように構成されている。このときは、冷媒の蒸発圧力とそれらに対応する凝縮圧力が複数あるので、複数の蒸発圧力と凝縮圧力とが、高さの順番に配列されることが可能であり、処理空気と冷却流体との熱交換をいわゆる対向流に近い構成することが可能となる。

さらに本発明に係る別の除湿装置は、処理空気中の水分を吸着し、再生空気で

再生される、デシカントを有する水分吸着装置と；前記処理空気を低熱源とし、前記再生空気を高熱源とし、前記低熱源から前記高熱源に熱を汲み上げる、冷媒を圧縮する圧縮機を有するヒートポンプと；前記水分吸着装置に対して前記処理空気の流れの後流側に設けられ、前記デシカントにより水分を吸着された前記処理空気を冷却する処理空気冷却器とを備え；前記圧縮機で圧縮された後に、前記デシカントを再生する前の再生空気と熱交換した後の冷媒で、前記圧縮機に吸入される前の冷媒を加熱するように構成され；前記処理空気冷却器は、前記処理空気を冷媒の蒸発により冷却し、蒸発した前記冷媒を冷却流体により冷却して凝縮するように構成される。このときは、圧縮機で圧縮された後に、前記デシカントを再生する前の再生空気と熱交換した後の冷媒で、前記圧縮機に吸入される前の冷媒を加熱することによって、ほぼ飽和状態にある冷媒で圧縮機に吸入される前の冷媒を加熱できるので、圧縮機で圧縮された冷媒の吐出温度が高くなり、再生空気の温度を高くできる。

また本発明に係るさらに別の除湿装置は、処理空気中の水分を吸着し、再生空気により水分を脱着されるデシカントを有する水分吸着装置と；冷媒を循環させて、第1の蒸発温度から第1の凝縮温度まで熱を汲み上げる第1のヒートポンプであって、前記第1の凝縮温度と前記第1の蒸発温度との中間の第1の中間温度で前記冷媒を蒸発させた後に前記第1の中間温度とほぼ等しい温度で前記冷媒を凝縮させるように構成された第1のヒートポンプと；冷媒を循環させて、前記第1の蒸発温度より低い第2の蒸発温度から前記第1の凝縮温度より低い第2の凝縮温度まで熱を汲み上げる第2のヒートポンプであって、前記第2の凝縮温度と前記第2の蒸発温度との中間の第2の中間温度で前記冷媒を蒸発させた後に前記第2の中間温度とほぼ等しい温度で前記冷媒を凝縮させるように構成された第2のヒートポンプとを備え；前記デシカントで水分を吸着された処理空気を、前記第1の中間温度と前記第2の中間温度のうち高い方の中間温度で蒸発する冷媒で冷却し、次に低い方の中間温度で蒸発する冷媒で冷却し、次に前記第1の蒸発温度で蒸発する冷媒で冷却し、次に前記第2の蒸発温度で蒸発する冷媒で冷却するように構成し；前記再生空気を、前記第1の中間温度とほぼ等しい温度と前記第

2 の中間温度とほぼ等しい温度のうち低い方の温度で凝縮する冷媒で加熱し、次に高い方の温度で凝縮する冷媒で加熱し、次に前記第 2 の凝縮温度で凝縮する冷媒で加熱し、次に前記第 1 の凝縮温度で凝縮する冷媒で加熱し、次に加熱された前記再生空気で前記デシカントから水分を脱着するように構成する。

このように構成すると、ヒートポンプを少なくとも 2 つ備えるので、各々のヒートポンプの熱落差は、ヒートポンプが 1 つしか備えられていない場合と比べて小さくなり、また処理空気冷却器を備えるので、各ヒートポンプサイクルがエコノマイザサイクルとなり、高い COP の除湿装置を提供することが可能となる。

またこのような除湿装置では、ヒートポンプが処理空気冷却器と凝縮器とを備え、その凝縮器が前記処理空気冷却器よりも鉛直方向上方に配置するように構成してもよい。このときは、凝縮した冷媒液が下方に流れるので、冷媒液を凝縮器から処理空気冷却器に送るのに冷媒の圧力の他に重力をも利用することができる。したがって、いわゆる低圧冷媒を用いるのに好適である。

本発明にかかる除湿装置は、一方の端部に第 1 の吸込口を有し、他方の端部に第 1 の吐出口を有し、前記第 1 の吸込口から前記第 1 の吐出口に向けて第 1 の空気を流す第 1 の空気流路と；前記第 1 の空気が通過するデシカントを有し、回転軸が鉛直方向になるように配置されたデシカントロータとを備え；前記デシカント、または前記第 1 の空気のうち、どちらか一方が他方に水分を除去され；前記第 1 の空気流路が、鉛直方向下方に向かう下方向流路部分と鉛直方向上方に向かう上方向流路部分とを主として含むように構成される。

このように構成すると、除湿装置が回転軸を鉛直方向に配置したデシカントロータを備え、第 1 の空気流路が、鉛直方向下方に向かう下方向流路部分と鉛直方向上方に向かう上方向流路部分とを主として含むように構成したので、装置内を流れる第 1 の空気の流れを主として鉛直上下方向に往復するように整然と纏めることができ、第 1 の空気がデシカントロータの直前及び直後で流れの方向を変える必要がなく、主要機器を鉛直方向上下に配置することができるので、装置をコンパクトにすることができ、設置面積を小さくすることができる。

本発明にかかる別の除湿装置では、さらに、前記第 1 の吸込口を前記除湿装置

の上面または上面近傍に配置し、前記第1の吐出口を前記除湿装置の上面または上面近傍に配置した。この場合、第1の空気は下方向流路部分から上方向流路部分に流れるように構成される。

第1の吸込口を装置の上面または上面近傍に配置し、第1の吐出口を装置の上面または上面近傍に配置したので、装置の上面または上面近傍から所定の高さまでの装置内の空間を第1の空気流路として利用し、第1の空気流路を単純化することが可能となり、装置をコンパクトにすることができ、設置面積を小さくすることができる。

本発明にかかる別の除湿装置は、さらに、前記第1の吸込口を前記除湿装置の下面または下面近傍に配置し、前記第1の吐出口を前記除湿装置の下面または下面近傍に配置した。この場合、第1の空気は上方向流路部分から下方向流路部分に流れる。

第1の吸込口を装置の下面または下面近傍に配置し、第1の吐出口を装置の下面または下面近傍に配置したので、装置の下面または下面近傍から所定の高さまでの装置内の空間を第1の空気流路として利用し、第1の空気流路を単純化することが可能となり、装置をコンパクトにすることができ、設置面積を小さくすることができる。

本発明にかかる別の除湿装置は、さらに、一方の端部に第2の吸込口を有し、他方の端部に第2の吐出口を有し、前記第2の吸込口から前記第2の吐出口に向けて第2の空気を流す第2の空気流路とを備え；前記デシカントが前記第1の空気によって水分を除去される場合は、前記第2の空気が前記デシカントによって水分を供給され、前記第1の空気が前記デシカントによって水分を供給される場合は、前記デシカントが前記第2の空気によって水分を除去され；前記第2の空気流路を、鉛直方向上方に向かう流路部分を主として含むよう構成した。

第2の空気流路を、鉛直方向上方に向かう流路部分を主として含むよう構成したので第1の空気流路、第2の空気流路が共に鉛直方向を向き、第1の空気流路と第2の空気流路を整然と纏めることができるので、第1の空気及び第2の空気がデシカントロータの直前及び直後で流れの方向を変える必要がなく、主要機器

を鉛直方向上下に配置することができるので、装置をコンパクトにすることができ、設置面積を小さくすることができる。

本発明にかかる別の除湿装置は、さらに、前記第2の吸込口を前記除湿装置の下面または下面近傍に配置し、前記第2の吐出口を前記除湿装置の上面または上面近傍に配置した。

第2の吸込口を装置の底面または底面近傍に配置し、第2の吐出口を装置の上面または上面近傍に配置したので、装置の底面から上面までの高さにほぼ等しい長さを第2の空気流路として利用することができ、装置をコンパクトにすることができる。

本発明にかかる別の除湿装置は、さらに、前記第1の空気が処理空気であることを特徴とする。

本発明にかかる別の除湿装置は、さらに、前記第1の空気が再生空気であることを特徴とする。

本発明にかかる別の除湿装置は、さらに、前期第1の空気が処理空気であり、前記第2の空気が再生空気であることを特徴とする。

本発明にかかる別の除湿装置は、さらに、前記処理空気を冷却するように構成された第1の熱交換器を備え；前記デシカントが、前記第1の熱交換器により冷却される前の前記処理空気から水分を除去するよう構成されたことを特徴とする。

デシカントが第1の熱交換器により冷却される前の処理空気を処理する、すなわちデシカントを通過した後の処理空気が第2の熱交換器により冷却されるので、除湿装置をコンパクトにし、設置面積を小さくしながら、効率を高く維持することができる。

本発明にかかる別の除湿装置は、さらに、前記記処理空気を冷却するように構成された第1の熱交換器と；前記再生空気を加熱するように構成された第2の熱交換器と；高熱源と低熱源とを有するヒートポンプとを備え；前記第1の熱交換器が前記高熱源を構成し、前記第2の熱交換器が前記低熱源を構成する。

本発明にかかる除湿装置は、処理空気を送風するための処理空気用送風機と；再生空気を送風するための再生空気用送風機と；冷媒を圧縮する圧縮機と；前記

圧縮された冷媒を凝縮させ前記再生空気を加熱する冷媒凝縮器と；前記冷媒凝縮器により凝縮された冷媒を蒸発させ前記処理空気を冷却する冷媒蒸発器と；前記冷媒凝縮器により加熱された再生空気の通過により再生され、前記処理空気の通過により前記処理空気を処理するデシカントを有し、回転軸が鉛直方向になるように配置されたデシカントロータとを備え；前記処理空気用送風機と、前記再生空気用送風機と、前記圧縮機とを、前記デシカントロータより鉛直方向下方に配置し；前記冷媒凝縮器を、前記デシカントロータより鉛直方向上方に配置した。

このようにデシカントロータの回転軸を鉛直方向に配置し、処理空気用送風機、再生空気用送風機と、圧縮機とを、デシカントロータより鉛直方向下方に配置し、冷媒凝縮器を、前記デシカントロータより鉛直方向上方に配置した構成としたので、主要装置を鉛直方向に配置することができたので、装置をコンパクトにでき、水平方向のスペースが小さくなって装置の設置面積が小さくなった。

本発明にかかる別の除湿装置は、さらに、前記処理空気が、前記デシカントにより処理され水分が吸着された後に前記冷媒蒸発器により冷却され、前記冷媒蒸発器を、前記デシカントロータより鉛直方向上方に配置した。デシカントに処理され温度が上昇した処理空気を冷媒蒸発器が冷却するのでヒートポンプの効率を高く維持することができ、さらに冷媒蒸発器をデシカントロータより鉛直方向上方に配置したので、さらに装置をコンパクトにでき、水平方向のスペースが小さくなって装置の設置面積が小さくなった。ここに、主要機器とは、送風機、圧縮機、デシカントロータ、冷媒凝縮器、冷媒蒸発器等をいう。

この出願は、日本国で1998年6月30日に出願された特許出願第10-199847号、1998年7月7日に出願された特許出願第10-207181号、1998年7月16日に出願された特許出願第10-218574号、1998年11月24日に出願された特許出願第10-332861号、1998年11月24日に出願された特許出願第10-333017号、1998年12月4日に出願された特許出願第10-345964号、1998年8月20日に出願された特許出願第10-250424号、1998年8月20日に出願され

た特許出願第10-250425号、1998年9月10日に出願された特許出願第10-274359号、1998年9月22日に出願された特許出願第10-286091号、1998年9月16日に出願された特許出願第10-280530号、1998年9月18日に出願された特許出願第10-283505号、1998年10月6日に出願された特許10-299167号に基づいており、その内容は本出願の内容として、その一部を形成する。

また、本発明は以下の詳細な説明によりさらに完全に理解できるであろう。本発明のさらなる応用範囲は、以下の詳細な説明により明らかとなる。しかしながら、詳細な説明及び特定の実例は、本発明の望ましい実施の形態であり、説明の目的のためにのみ記載されているものである。この詳細な説明から、種々の変更、改変が、本発明の精神と範囲内で、当業者にとって明らかであるからである。

出願人は、記載された実施の形態のいずれをも公衆に献上する意図はなく、開示された改変、代替案のうち、特許請求の範囲内に文言上含まれないかもしれないものも、均等論下での発明の一部とする。

図面の簡単な説明

図1は、本発明の実施の形態である熱交換器の模式的断面図である。

図2は、本発明の実施の形態である熱交換器の概念図である。

図3は、本発明の実施の形態である熱交換器の概念図である。

図4は、熱交換効率を説明する線図である。

図5は、本発明の実施の形態であるヒートポンプ及び除湿空調装置のフロー図である。

図6は、図5のヒートポンプのモリエ線図である。

図7は、本発明の別の実施の形態であるヒートポンプを使用したデシカント空調装置のフロー図である。

図8は、本発明の別の実施の形態であるヒートポンプ及び除湿空調装置のフロー図である。

図9は、図8に示すヒートポンプに使用して好適な熱交換器の模式的断面図で

ある。

図 10 は、図 8 に示すヒートポンプのモリエ線図である。

図 11 は、本発明の別の実施の形態である除湿空調装置のフロー図である。

図 12 は、図 11 の除湿空調装置に使用して好適な熱交換器の構造を示す、正面断面図、断面平面図である。

図 13 は、図 11 に示すヒートポンプのモリエ線図である。

図 14 は、図 5 の除湿空調装置の作動を説明する湿り空気線図である。

図 15 は、図 8 の除湿空調装置の作動を説明する湿り空気線図である。

図 16 は、デシカントロータの構造の一例を示す斜視図である。

図 17 は、本発明の実施の形態である除湿空調装置の運転モードと各機器の作動を示す表を示す図である。

図 18 は、本発明の実施の形態であるヒートポンプ及び除湿空調装置のフロー図である。

図 19 は、図 18 の除湿空調装置を暖房運転モードで運転する場合のフロー図である。

図 20 は、図 18 の除湿空調装置を除霜運転モードで運転する場合のフロー図である。

図 21 は、図 18 の除湿空調装置の運転モードと各機器の作動を示す表を示す図である。

図 22 は、本発明の別の実施の形態である除湿空調装置のフロー図である。

図 23 は、図 22 の除湿空調装置の作動を説明する湿り空気線図である。

図 24 は、図 22 の除湿空調装置に使用されているヒートポンプのモリエ線図である。

図 25 は、図 22 の除湿空調装置の再生空気と冷媒の、エンタルピーの変化量に対する温度変化を説明する線図である。

図 26 は、本発明の別の実施の形態である除湿空調装置のフロー図である。

図 27 は、本発明のさらに別の実施の形態である除湿空調装置のフロー図である。

図 28 は、本発明のさらに別の実施の形態である除湿空調装置のフロー図である。

図 29 は、本発明の実施の形態である除湿空調装置のフロー図である。

図 30 は、図 29 の除湿空調装置に使用されているヒートポンプに処理空気冷却器として使用して好適な熱交換器の模式的断面図である。

図 31 は、図 29 の除湿空調装置の作動を説明する湿り空気線図である。

図 32 は、図 29 の除湿空調装置に使用されているヒートポンプのモリエ線図である。

図 33 は、本発明の実施の形態である除湿空調装置に用いる処理空気冷却器を拡大して示した模式図である。

図 34 は、図 29 に示す除湿空調装置に使用されているヒートポンプに図 33 の処理空気冷却器を用いた場合のモリエ線図である。

図 35 は、本発明の実施の形態である除湿空調装置の構造を示す模式的正面断面図である。

図 36 は、図 35 に示す実施の形態である除湿空調装置のフロー図である。

図 37 は、本発明の別の実施の形態である除湿空調装置の構造を示す模式的正面断面図である。

図 38 は、本発明の別の実施の形態である除湿空調装置の構造を示す模式的正面断面図である。

図 39 は、本発明の実施の形態である除湿空調装置の構造を示す模式的正面断面図である。

図 40 は、本発明の別の実施の形態である除湿空調装置の構造を示す図であり、図 40 (a) は模式的正面断面図、図 40 (b) は、暖房運転の場合の 4 方弁 265 を流れる冷媒の流れを示し、図 40 (c) は、暖房運転の場合の 4 方弁 280 を流れる冷媒の流れを示す。

図 41 は、本発明の別の実施の形態である除湿空調装置の構造を示す模式的正面断面図である。

図 42 は、本発明の別の実施の形態である除湿空調装置の構造を示す模式的正

面断面図である。

図 4 3 は、本発明の別の実施の形態である除湿空調装置の構造を示す模式的正面断面図である。

図 4 4 は、本発明の別の実施の形態である除湿空調装置の構造を示す模式的正面断面図である。

図 4 5 は、本発明の別の実施の形態である除湿空調装置の構造を示す模式的正面断面図である。

図 4 6 は、本発明の別の実施の形態である除湿空調装置の構造を示す模式的正面断面図であり、再生空気用の送風機を省略した図面である。

図 4 7 は、本発明の別の実施の形態である除湿空調装置の構造を示す模式的正面断面図である。

図 4 8 は、図 4 6 及び図 4 7 の除湿空調装置の構造を示す模式的左側面図である。

図 4 9 は、従来技術による熱交換器の斜視図である。

発明を実施するための最良の形態

以下に、本発明の実施の形態を示すが、本発明の範囲はこれらに限定されるものではない。

以下、本発明の実施の形態について、図面を参照して説明する。なお、各図において互いに同一あるいは相当する部材には同一符号あるいは類似符号を付し、重複した説明は省略する。

図 1 は、本発明による実施の形態である熱交換器の断面図である。図中、熱交換器 300 は、第 1 の流体である処理空気 A を流す第 1 の区画 310 と、第 2 の流体である外気 B を流す第 2 の区画 320 とが、1 枚の隔壁 301 を介して隣接して設けられている。

第 1 の区画 310 と第 2 の区画 320 及び隔壁 301 を貫通して、冷媒 250 を流す、流体流路としての熱交換チューブが複数本ほぼ水平に設けられている。この熱交換チューブは、第 1 の区画を貫通している部分は第 1 の流体流路として

の蒸発セクション 251（複数の蒸発セクションを 251 A、251 B、251 C とする。以下複数の蒸発セクションを個別に論じる必要のないときは単に 251 という）であり、第 2 の区画を貫通している部分は第 2 の流体流路としての凝縮セクション 252（複数の凝縮セクションを 252 A、252 B、252 C とする。以下複数の凝縮セクションを個別に論じる必要のないときは単に 252 という）である。

図 1 に示す実施の形態では、蒸発セクション 251 A と凝縮セクション 252 A とは、1 本のチューブで一体の流路として構成されている。蒸発セクション 251 B、C と凝縮セクション 252 B、C とについても同様である。したがって、第 1 の区画 310 と第 2 の区画 320 とが、1 枚の隔壁 301 を介して隣接して設けられていることと相まって、熱交換器 300 を全体として小型コンパクトに形成することができる。

このような構造は、熱交換チューブの外径とほぼ等しい（通常は僅かに大きい）径の穴を開けた、蒸発セクション側の複数のプレートフィン、1 枚の隔壁 301、そして凝縮セクション側の複数のプレートフィンを穴が見通せるように並べ、それらの穴に複数の熱交換チューブを差し込んだ後に、その熱交換チューブを内部から、拡管棒、液圧、ボール通過等の手段により拡管して製造することができる。蒸発セクション側（第 1 の区画側）のプレートフィンと、凝縮セクション側（第 2 の区画側）のプレートフィンとは、異なった形態のものとしてもよい。たとえば、蒸発セクション側には、第 1 の流体の流れを乱すルーバや皺をつけ、第 2 の流体側のプレートはフラットなものにする等である。

図 1 の実施の形態では、蒸発セクションは図中上から 251 A、251 B、251 C の順番で並んでおり、凝縮セクションは図中上から 252 A、252 B、252 C の順番で並んでいる。

一方、第 1 の流体としての処理空気 A は、図中で第 1 の区画にダクト 109 を通して上から入り下から流出するように構成されている。また、第 2 の流体である外気 B は、図中で第 2 の区画にダクト 171 を通して下から入り上から流出するように構成されている。即ち、処理空気 A と外気 B とは互いに対向流を形成す

る方向に流れるように構成されている。

さらに、第2の区画320には、その上部、凝縮セクション252を構成する熱交換チューブの上方に、散水パイプ325が配置されている。散水パイプ325には、適切な間隔でノズル327が取り付けられており、散水パイプ325中を流れる水を凝縮セクション252を構成する熱交換チューブに散布するように構成されている。

また、第2の区画320の第2の流体Bの入り口には気化加湿器165が設置されている。気化加湿器165は、例えばセラミックペーパーや不織布のように、吸湿性がありしかも通気性のある材料で構成されている。

この熱交換器300には、図2に示すように、液状の冷媒を供給し循環する手段としての冷媒循環機601を設けても良い。冷媒循環機601は例えば冷媒液を循環するポンプである。図2(a)では、ポンプ601で送られてきた冷媒液が、第1の流体流路251の入り口に設けられたヘッダ235に供給され、ヘッダ235に接続された第1の流体流路としての蒸発セクション251に流入し、ここで第1の区画を流れる処理空気Aと熱交換し蒸発する。蒸発した冷媒は、凝縮セクション252に流れ、ここで第2の区画を流れる外気Bと熱交換し凝縮する。凝縮して液化した冷媒は、凝縮セクション252が接続されたヘッダ245に到り、ここに接続された冷媒配管を通して流下し、ヘッダ245より鉛直方向下方に置かれた液冷媒タンク602に重力で流入し貯留され、液冷媒タンク602に接続された冷媒配管を通してポンプ601の入り口に戻り、ポンプ601の吐出口に接続された吐出配管を通して、この吐出配管に接続されたヘッダ235に供給され、以上のサイクルを繰り返す。

ここで、蒸発セクション251での蒸発圧力、ひいては凝縮セクション252に於ける凝縮圧力、即ち本発明の所定の圧力(第2の圧力)は、処理空気Aの温度と外気Bの温度とによって定まる。図1、図2に示す実施の形態による熱交換器300は、蒸発伝熱と凝縮伝熱とを利用しているので、熱伝達率が非常に優れており、熱交換効率が非常に高い。また、第3の流体としての冷媒は、蒸発セクション251から凝縮セクション252に向けて貫流するので、即ち全体として

ほぼ一方向に強制的に流されるので、熱交換効率が低い。熱交換効率 ϕ については、図4を参照して後で説明する。

蒸発セクション251、凝縮セクション252を構成する熱交換チューブの内面には、ライフル銃の銃身の内面にある線状溝のようなスパイラル溝を形成する等により高性能伝熱面とするのが好ましい。内部を流れる冷媒液は、通常は内面を濡らすように流れるが、スパイラル溝を形成すれば、その流れの境界層が乱されるので熱伝達率が高くなる。

また、第1の区画310には処理空気Aが流れるが、熱交換チューブの外側に取り付けられるフィン、ルーバー状に加工して流体の流れを乱すようにするのが好ましい。

第2の区画320に、外気は流すが水を散布しないときは、同様にフィンは流体の流れを乱すように構成するのが好ましい。ただし、水を散布する場合は、フラットプレートフィンとして、さらに耐食コーティングを施すのが好ましい。水中に混入している可能性のある腐食物質が、蒸発により凝縮濃縮してフィン乃至はチューブを腐食しないようにするためである。また、フィンはアルミニウムまたは銅またはこれらの合金を用いるのが好ましい。

図2(b)は、ヘッダ235と蒸発セクション251との間に、オリフィス等の絞りを挿入した場合を示す。このように構成すると、第1の流体と第2の流体との間の熱交換を対向流で行うことができるので、著しく熱交換効率の高い熱交換器を提供することが可能となる。絞りは、複数の蒸発セクション251A、251B、251Cにそれぞれ250A、250B、250Cを振り当ててある。またそれぞれに対応する凝縮セクション252A、252B、252Cには、ヘッダ245との間に、それぞれ絞り240A、240B、240Cを振り当ててある。

このような構造において、処理空気Aは、第1の区画内では蒸発セクションを251A、251B、251Cの順番に接触するように熱交換チューブに直交して流れ、冷媒との間の熱交換を行い、入り口温度が処理空気より低温の外気Bは、第2の区画内で凝縮セクションを252C、252B、252Aの順番に接触す

るように熱交換チューブに直交して流れる。このような場合、冷媒の蒸発圧力（温度）あるいは凝縮圧力（温度）は、絞りでグループ化されたセクション毎に定まるが、蒸発セクションでは251A、251B、251Cの順番に、高から低になり、また凝縮セクションでは252C、252B、252Aの順番に、低から高になる。処理空気Aと外気Bの流れに注目すると、いわば対向流であるので、著しく高い熱交換効率 ϕ 、例えば80%以上の熱交換効率 ϕ も実現できる。

ここで、複数の蒸発セクション251A、251B、251Cにおける所定の圧力である各蒸発圧力は、各蒸発セクションの入り口に独立した絞り250A、250B、250Cを設けた結果、それぞれ異なった値をとることができ、第1の区画に処理空気を、蒸発セクション251A、251B、251Cにこの順番で接触するように流し、処理空気は顕熱を奪われる結果、温度が入り口から出口にかけて低下する。その結果、蒸発セクション251A、251B、251C内の蒸発圧力は、この順番で低下することになり、蒸発温度は高さの順番に並ぶことになる。

全く同様に、凝縮温度はセクション252C、252B、252Aの順番に低温から高温に並ぶが、蒸発セクションと同様に、各凝縮セクションは独立した絞り240A、240B、240Cを備える結果、独立した凝縮圧力即ち凝縮温度を持つことができ、ここに外気を第2の区画の入り口から出口に向かって凝縮セクション252C、252B、252Aの順番に接触するように流す結果として、凝縮圧力はこの順番に並ぶことになる。したがって、処理空気Aと外気Bに注目すると、前記のように、いわゆる対向流形の熱交換器を形成することになり、高い熱交換効率を達成できる。

ここで、冷媒は蒸発セクション251から凝縮セクション252に向けて全体として一方向に流れるので、蒸発圧力の方が凝縮圧力よりも若干高いが、蒸発セクション251と凝縮セクション252とは連続した熱交換チューブで構成されているので、蒸発圧力と凝縮圧力とは実質的にはほぼ同一と考えられる。

図3を参照して、本発明の熱交換器の別の実施の形態を説明する。図3には、図2(b)に示す熱交換器において、第1の区画と第2の区画を分離して、さら

に第1の流体流路と第2の流体流路も分離した場合が示されている。即ち、蒸発セクション251A、251B、251Cを、それぞれ凝縮セクション252A、252B、252Cに接続した。それら第1の流体流路と第2の流体流路との間には、各セクションA、B、C毎にヘッダを設け、それらのヘッダをそれぞれ配管で接続してある。この場合も、図2(b)の場合と基本的な熱交換器としての性能は変わらないが、製作の容易性や、配置の融通性が高くなる。

図4を参照して、熱交換効率について説明する。図4において、高温側の流体の熱交換器入り口温度をTP1、出口温度をTP2、低温側の流体の熱交換器入り口温度をTC1、出口温度をTC2とする。ここで熱交換効率を ϕ とすれば、高温側の流体の冷却に注目した場合、即ち熱交換の目的が冷却の場合は、 $\phi = (TP1 - TP2) / (TP1 - TC1)$ 、低温の流体の加熱に注目した場合、即ち熱交換の目的が加熱の場合は、 $\phi = (TC2 - TC1) / (TP1 - TC1)$ である。

以上のように本発明の熱交換器によれば、第3の流体は、第1の流体流路から第2の流体流路に貫通して流れるので、第1の区画から第2の区画に熱を移動させることができ、第1の流体流路の流路側伝熱面では第3の流体は所定の圧力で蒸発するので、第3の流体は第1の流体から熱を奪い、第2の流体流路の流路側伝熱面では第3の流体はほぼ前記所定の圧力で凝縮するので、第3の流体は第2の流体に熱を与える。また、これらの伝熱は蒸発伝熱、あるいは凝縮伝熱であるので、単なる伝導伝熱や対流伝熱に比べて熱伝達率ははるかに高く、例えばデシカント空調機に利用すると、熱交換効率の低い直交流形熱交換器や容積の大きい回転式熱交換器の代わりに用いて好適であり、デシカント空調機の効率を著しく高めることが可能となる。

また後で図12を参照して説明するように、気液分離器を備えるときは、冷媒ガスと冷媒液が分離されるので、本発明の熱交換器内の熱交換が均一になる。

図5を参照して、本発明の実施の形態である、COPの高いヒートポンプHP1について、それを組み込んだCOPが高く且つコンパクトにまとまったデシカント空調機の実施の形態と共に説明する。図1に示した熱交換器は、ヒートポン

プHP1に使用するのに適している。図6は、第1の実施の形態であるヒートポンプHP1の冷媒サイクルを説明するモリエ線図である。

この空調システムは、デシカント（乾燥剤）によって処理空気の湿度を下げ、処理空気の供給される空調空間を快適な環境に維持するものである。

図5を参照して、先ず第1の流体としての処理空気の経路を説明する。図中、空調空間101から吸込経路であるダクト107を通して、送風機102により処理すべき空気RAを取り出す。送風機102の吐出口はダクト108により水分吸着装置としてのデシカントロータ103の処理空気側入り口に接続されている。デシカントロータ103の処理空気側出口はダクト109により、図1により説明した第2の熱交換器としての熱交換器300の第1の区画310の入り口に接続されている。

デシカントロータ103で水分を吸着され乾燥した処理空気はダクト109を経由して熱交換器300に到る。処理空気は、デシカントにより水分を吸着される際には吸着熱により加熱され、昇温している。

第1の区画310では、処理空気は、蒸発セクション251で蒸発する冷媒により、冷却される。第1の区画310の処理空気出口はダクト110により第3の熱交換器としての冷却器210に導かれるように構成されている。乾燥し、かつある程度まで冷却された処理空気は、ここでさらに冷却され、適度な湿度でかつ適度な温度の処理空気SAとなって、ダクト111を経由して空調空間101に戻る。

次に、熱交換器300の第2の区画320側の、第2の流体としての外気の経路を説明する。第2の区画320の入り口には、屋外OAから外気を導入するダクト171が接続されている。ダクト171により導入された外気は、気化加湿器165により加湿され顕熱を奪われ温度が下がる。この温度の下がった外気は、第2の区画320を通過する際、凝縮セクション252の中の冷媒から熱を奪い、これを凝縮させる。

また、熱交換チューブ252には散水パイプ325により水がスプレーされるようになっており、外気はこれによっても温度を下げられ、この外気の顕熱と、

スプレーされた水の蒸発熱により、凝縮セクション 252 内の冷媒は凝縮する。

第 2 の区画 320 の外気出口には、ダクト 172 が接続されており、またダクト 172 の途中には、送風機 160 が設けられており、冷媒の凝縮に使われた外気は、ダクト 172 を経由して、排気 EX として屋外に排出される。

次に、ヒートポンプ HP 1 の第 3 の流体としての冷媒の経路を説明する。図中、昇圧機としての冷媒圧縮機 260 により圧縮された冷媒ガスは、圧縮機 260 の吐出口に接続された冷媒ガス配管 201 を経由して第 1 の熱交換器としての再生空気加熱器（冷媒側から見れば冷却器あるいは凝縮器）220 に導かれる。圧縮機 260 で圧縮された冷媒ガスは、圧縮熱により昇温しており、この熱で再生空気を加熱する。冷媒ガス自身は熱を奪われ凝縮する。

加熱器 220 の冷媒出口は、熱交換器 300 の蒸発セクション 251 の入り口に冷媒経路 202 により接続されており、冷媒経路 202 の途中、蒸発セクション 251 の入り口近傍には、絞り 230（兼ヘッダ）が設けられている。この実施の形態では、ヘッダ 230 が絞りを内蔵して構成されている。

加熱器 220 を出た、液冷媒は絞り 230 で減圧され、膨張して一部の液冷媒が蒸発（フラッシュ）する。その液とガスの混合した冷媒は、蒸発セクション 251 に到り、ここで液冷媒は蒸発セクションのチューブの内壁を濡らすように流れ蒸発して、第 1 の区画 310 を流れる処理空気を冷却する。

蒸発セクション 251 と凝縮セクション 252 とは、一連のチューブである、即ち一体の流路として構成されているので、蒸発した冷媒ガス（及び蒸発しなかった冷媒液）は、凝縮セクション 252 に流入して、第 2 の区画を流れる外気及びスプレーされた水により熱を奪われ凝縮する。但し、不図示であるが、第 1 の区画 310 と第 2 の区画とを分離して別体とし、それに伴って蒸発セクション 251 と凝縮セクション 252 も別体とし、それぞれ別々の場所に据え付けられるように構成してもよい。このときは、蒸発セクション 251 と凝縮セクション 252 とは、例えば配管で連通させる。

凝縮セクション 252 の出口側は、冷媒液配管 203 により冷却器（冷媒側から見れば蒸発器）210 に接続されている。冷媒配管 203 の途中には、絞り 2

40（兼ヘッダ）が設けられている。絞り240の取付位置は、凝縮セクション252の直後から冷却器210の入り口までのどこでもよいが、できるだけ冷却器210の入り口直前が好ましい。絞り240後の冷媒は大気温度よりかなり低くなるので、配管の保冷が厚くなるからである。その場合は、絞り240とヘッダは別体とするのがよい。凝縮セクション252で凝縮した冷媒液は、絞り240で減圧され膨張して温度を下げて、冷却器210に入り蒸発し、その蒸発熱で処理空気を冷却する。絞り230、240としては、例えばオリフィス、キャピラリーチューブ、膨張弁等を用いる。

冷却器210で蒸発してガス化した冷媒は、冷媒圧縮機260の吸込側に導かれ、以上のサイクルを繰り返す。

次に、デシカントを再生する再生空気Bの経路を説明する。屋外から外気ダクト124により取り込まれた外気は、顕熱交換器121に送り込まれる。顕熱交換器は、ロータ形状をした熱交換器であり、2つの区画に分割されたハウジング内を、蓄熱体を充填した容積の大きいロータが回転しており、一方の区画に屋外から取り込まれたばかりの外気、他方の区画にこの外気と熱交換する流体を流すように構成されている。

顕熱交換器121により、ある程度まで加熱された外気は、ダクト126を経て加熱器220に到り、ここでさらに冷媒ガスにより加熱され昇温した外気は、ダクト127を経て再生空気としてデシカントロータ103の再生側に導入される。

デシカントロータ103で、デシカントを再生した再生空気は、デシカントロータと顕熱交換器121の前記他方の区画とを接続するダクト128、129を経て、顕熱交換器121に導かれる。ダクト128とダクト129との間には、送風機140が設けられており、外気を取り込み、また再生空気経路を流すのに用いられる。

顕熱交換器121で、外気と熱交換した（外気を加熱した）再生空気はダクト130を経て、排気EXとして排出される。なお、送風機102、140、160は、以上の説明の位置に限らず、それぞれ送風する流体の経路に沿ったいずれ

かの位置に設ければよい。

以上説明したヒートポンプ、除湿空調装置に使用する処理空気冷却器 300 では、冷媒は蒸発セクション 251 側から凝縮セクション 252 側に一方向に貫流するものとして説明したが、たとえば蒸発セクション 251 と凝縮セクション 252 とを両端が閉じた 1 本のチューブで、いわゆるヒートパイプとして形成し、凝縮セクション 252 で凝縮した冷媒は毛細管現象等を利用して蒸発セクション 251 に戻し、ここで再び蒸発させ、このように 1 本のチューブ内で冷媒が循環するように構成したものに置き換えてもよい。このときも、やはり蒸発伝熱と凝縮伝熱を利用することにより変わりはなく、高い熱伝達率を享受できるし、処理空気と冷却流体との熱交換をする熱交換器として構造が単純になるという利点がある。

図 6 を参照して、図 5 の空調システム中の本発明の実施の形態であるヒートポンプ HP 1 の作用を説明する。図 6 は、冷媒 HFC 134a を用いた場合のモリエ線図である。この線図では横軸がエンタルピ、縦軸が圧力である。

図中、点 a は図 5 の冷却器 210 の冷媒出口の状態であり、飽和ガスの状態にある。圧力は第 3 の圧力としての 4.2 kg/cm^2 、温度は 10°C 、エンタルピは 148.83 kcal/kg である。このガスを圧縮機 260 で吸込圧縮した状態、圧縮機 260 の吐出口での状態が点 b で示されている。この状態は、圧力が第 1 の圧力としての 19.3 kg/cm^2 、温度は 78°C であり、過熱ガスの状態にある。

この冷媒ガスは、加熱器 220 内で冷却され、モリエ線図上の点 c に到る。この点は飽和ガスの状態であり、圧力は 19.3 kg/cm^2 、温度は 65°C である。この圧力下でさらに冷却され凝縮して、点 d に到る。この点は飽和液の状態であり、圧力と温度は点 c と同じく、圧力は 19.3 kg/cm^2 、温度は 65°C 、そしてエンタルピは 122.97 kcal/kg である。

この冷媒液は、絞り 230 で減圧され熱交換器 300 の蒸発セクション 251 に流入する。モリエ線図上では、点 e で示されている。温度は約 30°C になる。圧力は、本発明の第 2 の圧力または所定の圧力であり、本実施例では 4.2 kg/cm^2 と 19.3 kg/cm^2 との中間の値（中間の圧力）、即ち 30°C に対

応する飽和圧力となる。ここでは、一部の液が蒸発して液とガスが混合した状態にある。蒸発セクション251内で、前記第2の圧力下で冷媒液は蒸発して、同圧力で飽和液線と飽和ガス線の間の中点fに到る。ここでは液は殆ど蒸発してしまっている。なお、点eにおいては、冷媒液とガスとの割合は、30℃の飽和圧力線が飽和液線と飽和ガス線を切る点のエンタルピと点dのエンタルピの差の逆比となるので、モリエ線図から明らかなように、重量比では液の方が多い。しかしながら、容積比ではガスの方が圧倒的に多いので、蒸発セクション251では大量のガスに液が混合して、その液が蒸発セクション251のチューブの内面を濡らすような状態にありながら蒸発する。

点fで示される気相の冷媒あるいは気相と液相の混合状態にある冷媒が、凝縮セクション252に流入する。凝縮セクション252では、冷媒は第2の区画320を流れる外気及び／又はスプレーされた水により熱を奪われ、点gに到る。この点はモリエ線図では飽和液線上にある。温度は30℃、エンタルピは109.99 kcal/kgである。

点gの冷媒液は、絞り240で、温度10℃の飽和圧力である4.2 kg/cm²まで減圧され、10℃の冷媒液とガスの混合物として冷却器（冷媒から見れば蒸発器）210に到り、ここで処理空気から熱を奪い、蒸発してモリエ線図上の点aの状態の飽和ガスとなり、再び圧縮機260に吸入され、以上のサイクルを繰り返す。

以上説明したように、熱交換器300内では、冷媒は蒸発セクション251では点eから点fまでの蒸発を、凝縮セクション252では、点fから点gまでの状態変化をしており、蒸発伝熱と凝縮伝熱であるため、熱伝達率が非常に高い。

さらに、圧縮機260、加熱器（冷媒凝縮器）220、絞り230、240及び冷却器（冷媒蒸発器）210を含む圧縮ヒートポンプHP1としては、熱交換器300を設けない場合は、加熱器（凝縮器）220における点dの状態の冷媒を、絞りを介して冷却器（蒸発器）210に戻すため、冷却器（蒸発器）210で利用できるエンタルピ差は148.83 - 122.97 = 25.86 kcal/kgしかないのに対して、熱交換器300を設けた本発明の実施例のヒートポ

ンプHP1の場合は、 $148.83 - 109.99 = 38.84 \text{ kcal/kg}$ になり、同一冷却負荷に対して圧縮機260に循環するガス量を、ひいては所要動力を33%も小さくすることができる。すなわち、圧縮機260が単段型であっても、複数段型（例えば2段型）で中間段にフラッシュガスを吸入させるエコノマイザと同様な作用を持たせることができる。

次に図7を参照して、本発明の実施の形態であるヒートポンプHP2について、それを組み込んだデシカント空調機の実施の形態と共に説明する。熱交換器300に代えて用いられる熱交換器300bの第2の区画に流す第2の流体として水を用いる点を除けば、図5の実施の形態と構成と作用は同様である。図中、屋外に設置された冷却塔470で、夏場で約32℃に冷却された冷却水が、冷却塔470の底部に接続された冷却水配管471を通して、冷却水ポンプ460の吸込口に導かれ、その吐出口に接続された冷却水配管472を通して、熱交換器300bの第2の区画に送り込まれる。

熱交換器300bの第2の区画では、熱交換チューブに直交するように設けられた邪魔板をぬって、冷却水は熱交換チューブの外側をチューブに直交して流れる。第2の区画の冷却水出口には冷却水配管473が接続されており、熱交換器300bで温度が上昇した冷却水を冷却塔に戻すように構成されている。このようにして、図5の実施の形態においては、外気により凝縮セクションで冷媒を凝縮させたのに対して、この実施の形態では、冷却水により凝縮セクションで冷媒を凝縮させている。ヒートポンプHP2の冷媒サイクルは、図6と同様であるので重複した説明は省略する。

次に、図8を参照して、本発明の実施の形態であるヒートポンプHP3及びこれを組み込んだデシカント空調機の例を説明する。この実施の形態では、第1の流体と第2の流体との間で対向流の熱交換を行うことができるので、COPの高いヒートポンプあるいは除湿空調装置を提供することができる。ヒートポンプHP3には、図2(b)、または図9に模式的に示すような熱交換器300cが用いられている。図9に示す熱交換器300cは、図1の熱交換器300とは、水を散布する散水パイプ325、ノズル327、及び気化加湿器165がない点を

除けば、基本的に同様な構造を有する。

図 8 は、本発明による実施の形態である除湿空調装置、即ちデシカント空調機を有する空調システムのフロー図、図 9 は、図 8 の空調システムに用いる本発明の処理空気冷却器としての熱交換器の一例を示す模式断面図、図 10 は、図 8 の空調システムに含まれるヒートポンプ H P 3 の冷媒モリエ線図、図 15 は本発明の実施の形態である除湿空調装置の湿り空気線図である。

図 8 に示される空調システムは、デシカント（乾燥剤）によって処理空気の湿度を下げ、処理空気の供給される空調空間 101 を快適な環境に維持するものである。この実施の形態においては、第 1 の流体としての処理空気の経路は、図 5 の場合と同様である。即ち図中、空調空間 101 から処理空気 A の経路に沿って、処理空気を循環するための送風機 102、デシカントを充填した水分吸着装置としてのデシカントロータ 103、本発明の処理空気冷却器 300c、冷媒蒸発器（処理空気から見れば冷却器）210 とこの順番で配列され、そして空調空間 101 に戻るように構成されている。

また、屋外 O A から再生空気 B の経路に沿って、先ず外気は処理空気冷却器 300c の冷却流体として処理空気冷却器 300c に導かれ、次に再生空気として冷媒凝縮器（再生空気から見れば加熱器）220、デシカントロータ 103、再生空気を循環するための送風機 140 とこの順番で配列され、そして屋外に排気 E X するように構成されている。

さらに、冷媒蒸発器 210 から冷媒の経路に沿って、冷媒蒸発器で蒸発してガスになった冷媒を圧縮する圧縮機 260、冷媒凝縮器 220、ヘッダー 235、ヘッダー 235 から分岐した複数の絞り 230A、230B、230C が並列的に、そして処理空気冷却器 300c、複数の絞り 230A、230B、230C に対応する複数の絞り 240A、240B、240C、これらの絞りからの流れを集合するヘッダー 245 がこの順番で配列され、そして再び冷媒蒸発器 210 に戻るように構成されている。冷媒蒸発器 210、圧縮機 260、冷媒凝縮器 220、複数の絞り 230A、230B、230C、処理空気冷却器 300c、複数の絞り 240A、240B、240C を含んでヒートポンプ H P 3 が構成され

ている。

図 8 に示すヒートポンプ HP 3 用の熱交換器 300 c は、以上説明したようにヘッダ 235 と蒸発セクション 251 との間に、オリフィス等の絞りを挿入してある。絞りは、複数の蒸発セクション 251 A、251 B、251 C にそれぞれ 230 A、230 B、230 C を振り当ててある。またそれぞれに対応する凝縮セクション 252 A、252 B、252 C には、ヘッダ 245 との間に、それぞれ絞り 240 A、240 B、240 C を振り当ててある。ここで例えば絞り 240 A に対応する蒸発セクション 251 A は、図中 1 本のチューブとして示されているが、図の奥行き方向に複数のチューブを含んでいてもよい。即ち絞り 240 A は、複数の蒸発セクションのグループを束ねるものであってもよい。他の絞り 240 B、240 C とそれぞれに対応する蒸発セクション 251 B、251 C についても同様である。

このような構造において、処理空気 A は、第 1 の区画内では蒸発セクションを 251 A、251 B、251 C の順番に接触するように熱交換チューブに直交して流れ、冷媒との間の熱交換を行い、入り口温度が処理空気より低温の外気 B は、第 2 の区画内で凝縮セクションを 252 C、252 B、252 A の順番に接触するように熱交換チューブに直交して流れる。このような場合、冷媒の蒸発圧力（温度）あるいは凝縮圧力（温度）は、絞りでグループ化されたセクション毎に定まるが、蒸発セクションでは 251 A、251 B、251 C の順番に、高から低になり、また凝縮セクションでは 252 C、252 B、252 A の順番に、低から高になる。即ち、処理空気冷却器 300 c は、処理空気 A を冷却する冷媒の蒸発圧力が複数あり、かつ冷却流体である外気 B により冷却して凝縮する冷媒の凝縮圧力が前記蒸発圧力に対応して複数あり、その複数の蒸発圧力乃至は凝縮圧力は高さの順に高から低、あるいは低から高というような配列に構成されていることになる。

このようにして、処理空気 A と外気 B の流れに注目すると、いわば両者は対向流で熱交換することになるので、著しく高い熱交換効率 ϕ 、例えば 80% 以上の熱交換効率 ϕ も実現できる。

ここで、複数の蒸発圧力が高さの順に配列されることをさらに説明すれば、複数の蒸発セクション251A、251B、251Cにおける、各蒸発圧力は、各蒸発セクションの入り口に独立した絞り230A、230B、230Cを設けた結果、それぞれ互いに独立した値、即ち異なった値をとることができ、第1の区画310に処理空気を、蒸発セクション251A、251B、251Cにこの順番で接触するように流し、処理空気は顕熱を奪われる結果、温度が入り口から出口にかけて低下する。その結果、蒸発セクション251A、251B、251C内の蒸発圧力は、この順番で低下することになり、蒸発温度は高から低に順番に並ぶことになる。

全く同様に、凝縮温度はセクション252C、252B、252Aの順番に低温から高温に並ぶが、蒸発セクションと同様に、各凝縮セクションは独立した絞り240A、240B、240Cを備える結果、独立した凝縮圧力即ち凝縮温度を持つことができ、ここに外気を第2の区画320の入り口から出口に向かって凝縮セクション252C、252B、252Aの順番に接触するように流す結果として、凝縮圧力はこの順番に低から高に並ぶことになる。したがって、処理空気Aと外気Bに注目すると、前記のように、いわゆる対向流形式の熱交換器を形成することになり、高い熱交換効率を達成できる。ここで、各蒸発セクション251Aと凝縮セクション252A、各蒸発セクション251Bと凝縮セクション252B、・・・をそれぞれ独立したヒートパイプで構成してもよい。第1の流体と第2の流体とを対向流で熱交換できるという作用は同じである。

図9に示す処理空気冷却器300cにおいては、第1の区画310と第2の区画320とは仕切板301を介して隣接して設けられており、蒸発セクションと凝縮セクションとは一体の連続した熱交換チューブで形成されているが、例えば図3に示すように、第1の区画310と第2の区画320を分離して、さらに第1の流路と第2の流路も分離した熱交換器としてもよい。即ち、蒸発セクション251A、251B、251Cを、それぞれ適切なヘッダーと接続配管を介して、それぞれ対応する凝縮セクション252A、252B、252Cに接続した構造とする。この場合も図9と熱交換器としての機能、作用は変わらない。しかしな

がら、第1の区画310と第2の区画320とを分離した結果、機器配置の多様性が高まる。

凝縮セクション252側のヘッダー245は、冷媒液配管203により冷媒蒸発器（処理空気から見れば冷却器）210に接続されている。絞り240A、240B、240Cの取付位置は、凝縮セクション252A、252B、252Cの直後から冷媒蒸発器210の入り口までのどこでもよいが、冷媒蒸発器210の入り口直前にすれば、大気温度よりかなり温度が低くなる絞り240A、B、C後の冷媒のための、配管保冷を薄くできる。凝縮セクション252A、B、Cで凝縮した冷媒液は、絞り240A、B、Cで減圧され膨張して温度を下げ、冷媒蒸発器210に入り蒸発し、その蒸発熱で処理空気を冷却する。絞り230A、B、C、あるいは240A、B、Cとしては、例えばオリフィス、キャピラリーチューブ、膨張弁等を用いる。

ここで、絞り240A、B、Cとしては通常は開度一定のオリフィス等が用いられる。そして、これら固定絞りの他に、ヘッダー245と冷媒蒸発器210との間に膨張弁270を設けて、また冷媒蒸発器210の熱交換部あるいは冷媒蒸発器210の冷媒出口箇所に温度検知器（不図示）を取り付けて過熱温度を検知できるようにし、その温度検知器により膨張弁270の開度を調節できるように構成してもよい。このようにすれば、冷媒蒸発器210に過剰な冷媒液が供給されて、圧縮機260に蒸発しきれなかった冷媒液が吸い込まれるようなことを防止することができる。

冷媒蒸発器210で蒸発してガス化した冷媒は、冷媒圧縮機260の吸込側に導かれ、以上のサイクルを繰り返す。

図8の実施の形態では、第2の流体としての外気がデシカントの再生空気として利用される。図中、第2の区画320の入り口には、屋外OAから外気を導入するダクト124が接続されている。ダクト124により導入された外気は、第2の区画320に導入され、ここを通過する際、凝縮セクション252の中の冷媒から熱を奪い、凝縮させる。ここで、凝縮セクション252は、セクション252C、252B、252Aを含んで構成され、この順番に凝縮温度は低温から

高温に並んでいる。したがって外気は、第2の区画320からは、最も高い温度の凝縮セクション252Aに接触した後に出ることになる。第2の区画の出口は加熱器220とはダクト126で接続されており、第2の区画320である程度加熱された外気は、加熱器220に導入され、ここでさらに加熱され再生空気として、加熱器220とデシカントロータ103とを接続するダクト127を經由してデシカントロータ103に到る。

このようにして、デシカントロータ103に導入された再生空気は、デシカントを加熱再生した後、デシカントロータ103から外気に通じるダクト128、129を通して排出される。ダクト128とダクト129との間には、送風機140が設けられており、外気を取り込み、また再生空気経路中を流すのに用いられる。

次に、冷媒の経路を説明する。図中、冷媒圧縮機260により圧縮された冷媒ガスは、圧縮機の吐出口に接続された冷媒ガス配管201を經由して再生空気加熱器（冷媒からみれば凝縮器）220に導かれる。圧縮機260で圧縮された冷媒ガスは、圧縮熱により昇温しており、この熱で再生空気を加熱する。冷媒ガス自身は熱を奪われ凝縮する。

加熱器220の冷媒出口には、冷媒配管202が接続されており、さらにヘッダ235に到り、ここで複数（図8では3本が図示されている）の冷媒系統に分割され、それぞれに別の絞り230A、230B、230Cが設けられている。各絞り230A、230B、230Cは、それぞれ図9に示す蒸発セクション251A、251B、251Cに接続されている。したがって、各蒸発セクション251A、251B、251Cでは、異なった蒸発圧力ひいては異なった蒸発温度で蒸発することができるように構成されている。各絞り230A、230B、230Cは、各蒸発セクション251A、251B、251Cの入り口近傍に設けられている。絞りとしてはオリフィス、膨張弁、キャピラリチューブ等が用いられる。図8には、絞りは3個だけ示されているが、蒸発セクション251または凝縮セクション252の数に応じて2個以上いくつにでも構成可能である。

加熱器（冷媒凝縮器）220を出た、液冷媒は各絞り230A、230B、2

30℃で減圧され、膨張して一部の液冷媒が蒸発（フラッシュ）する。その液とガスの混合した冷媒は、各蒸発セクション251A、251B、251Cに到り、ここで液冷媒は蒸発セクションのチューブの内壁を濡らすように流れ蒸発して、第1の区画を流れる処理空気を冷却する。

各蒸発セクション251A、251B、251Cと各凝縮セクション252A、252B、252Cとは、一連のチューブで構成されている。即ち一体の流路として構成されているので、蒸発した冷媒ガス（及び蒸発しなかった冷媒液）は、凝縮セクション252A、252B、252Cに流入して、第2の区画を流れる外気により熱を奪われ凝縮する。

各凝縮セクション252A、252B、252Cの出口側には、それぞれ絞り240A、240B、240Cが設けられている。その先にはヘッダ245が設けられており、ヘッダ245には、冷媒配管203が接続されており、液冷媒を冷却器210に導くように構成されている。

このような構成において、各凝縮セクション252A、252B、252Cで凝縮した冷媒液は、各絞り240A、240B、240Cで減圧され膨張して温度を下げ、ヘッダ245で合流した後冷却器210に入り蒸発し、その蒸発熱で処理空気を冷却する。

次に図10を参照して、ヒートポンプHP3の作用を説明する。図10は、冷媒HFC134aを用いた場合のモリエ線図である。この線図では横軸がエンタルピ、縦軸が圧力である。

図中、点aは図8に示す冷却器210の冷媒出口の状態であり、飽和ガスの状態である。図に示す例では、圧力は第3の圧力あるいは低圧としての4.2kg/cm²、温度は10℃、エンタルピは148.83kcal/kgである。このガスを圧縮機260で吸込圧縮した状態、圧縮機260の吐出口での状態が点bで示されている。この状態は、圧力が19.3kg/cm²、温度は78℃である。

この冷媒ガスは、加熱器（冷媒凝縮器）220内で冷却され、モリエ線図上の点cに到る。この点は飽和ガスの状態であり、圧力は第1の圧力あるいは高圧と

しての 19.3 kg/cm^2 、温度は 65°C である。この圧力下でさらに冷却され凝縮して、点 d に到る。この点は飽和液の状態であり、圧力と温度は点 c と同じく、圧力は 19.3 kg/cm^2 、温度は 65°C 、そしてエンタルピは 122.97 kcal/kg である。

この冷媒液のうち、絞り 230A で減圧され蒸発セクション 251A に流入した冷媒の状態は、モリエ線図上では、点 e1 で示されている。温度は約 43°C になる。圧力は、本発明の異なる複数の圧力（第 2 の圧力）の一つであり、温度 43°C に対応する飽和圧力である。同様に、絞り 230B で減圧され蒸発セクション 251B に流入した冷媒の状態は、モリエ線図上では、点 e2 で示されており、温度は 40°C 、圧力は、本発明の異なる複数の圧力の一つであり、温度 40°C に対応する飽和圧力である。同様に、絞り 230C で減圧され蒸発セクション 251C に流入した冷媒の状態は、モリエ線図上では、点 e3 で示されており、温度は 37°C 、圧力は、本発明の異なる複数の圧力の一つであり、温度 37°C に対応する飽和圧力である。

点 e1、e2、e3 のいずれにおいても、冷媒は、一部の液が蒸発（フラッシュ）して液とガスが混合した状態にある。各蒸発セクション内で、前記各複数の異なる圧力の一つである圧力下で冷媒液は蒸発して、それぞれ各圧力の飽和液線と飽和ガス線の間にある点 f1、f2、f3 に到る。

この状態の冷媒が、各凝縮セクション 252A、252B、252C に流入する。各凝縮セクションでは、冷媒は第 2 の区画を流れる外気により熱を奪われ、それぞれ点 g1、g2、g3 に到る。これらの点はモリエ線図では飽和液線上にある。温度はそれぞれ 43°C 、 40°C 、 37°C である。これらの冷媒液は、各絞りを経て、それぞれ点 j1、j2、j3 に到る。これらの点の圧力は 10°C の飽和圧力の 4.2 kg/cm^2 である。

ここでは冷媒は、液とガスが混合した状態にある。これらの冷媒は一つのヘッダ 245 に合流するが、ここでのエンタルピは点 g1、g2、g3 をそれぞれに対応する冷媒の流量で重み付けして平均した値となるが、この例では約 113.51 kcal/kg である。3 段であるにも拘わらず、図 6 の場合よりもエンタ

ルピが高いのは、第2の区画で水をスプレーしていないからである。

この冷媒は、冷却器（冷媒蒸発器）210で処理空気から熱を奪い、蒸発してモリエ線図上の点aの状態の飽和ガスとなり、再び圧縮機260に吸入され、以上のサイクルを繰り返す。

以上説明したように、熱交換器300c内では、冷媒は各蒸発セクションで蒸発を、各凝縮セクションで凝縮をしており、蒸発伝熱と凝縮伝熱であるため、熱伝達率が非常に高い。しかも、第1の区画310では図中上から下に流れるにしたがって高い温度から低い温度に冷却される処理空気を、それぞれ43℃、40℃、37℃と順番に並んだ温度で冷却するので、一つの温度例えば40℃で冷却する場合と比較して熱交換効率を高めることができる。凝縮セクションも同様である。即ち、第2の区画320では図中下から上に流れるにしたがって低い温度から高い温度に加熱される外気（再生空気）を、それぞれ37℃、40℃、43℃と順番に並んだ温度で加熱するので、一つの温度例えば40℃で加熱する場合と比較して熱交換効率を高めることができる。

さらに、圧縮機260、加熱器（冷媒凝縮器）220、絞り及び冷却器（冷媒蒸発器）210を含む圧縮ヒートポンプHP3としては、熱交換器300cを設けない場合は、加熱器（凝縮器）220における点dの状態の冷媒を、絞りを介して冷却器（蒸発器）210に戻すため、冷却器（蒸発器）で利用できるエンタルピ差は25.86 kcal/kgしかないのに対して、熱交換器300cを設けた本発明の実施例の場合は、 $148.83 - 113.51 = 35.32$ kcal/kgになり、同一冷却負荷に対して圧縮機260に循環するガス量を、ひいては所要動力を27%も小さくすることができる。逆に同一動力で達成できる冷却効果で見れば、冷却効果を37%も高めることができる。すなわち、圧縮機260が単段型であっても、複数型で中間段にフラッシュガスを吸入させるエコノマイザを有する場合と同様な作用を持たせることができるのは、図5あるいは図7の実施の形態と同様である。したがって高いCOPを達成できる。本実施の形態の除湿装置の湿り線図を使用した作用は、図15を用いて後で説明する。

図11を参照して、本発明の実施の形態であるヒートポンプHP4、及びそれ

を組み込んだデシカント空調機の実施の形態を説明する。この実施の形態では、第1の流体と第2の流体との間で熱交換を行う第2の熱交換器（処理空気冷却器）に供給される冷媒を、第2の熱交換器に流入する前に気相と液相とに分離するので、熱交換が均一となり、高いCOPのヒートポンプあるいは除湿空調装置を提供することができる。図12は、ヒートポンプHP4に使用して好適な第2の熱交換器としての熱交換器300dの構造、図13はヒートポンプHP4の冷媒サイクルを説明するモリエ線図である。

処理空気の経路、再生空気の経路及び冷却流体の経路は、図5の実施の形態の空調機の場合と同様であるので説明を省略する。

ここで、ヒートポンプHP4の冷媒の経路を説明する。図中、冷媒圧縮機260により圧縮された冷媒ガスは、圧縮機260の吐出口に接続された冷媒ガス配管201を経由して再生空気加熱器220に導かれる。圧縮機260で圧縮された冷媒ガスは、圧縮熱により昇温しており、この熱で再生空気を加熱する。冷媒ガス自身は熱を奪われ凝縮する。

加熱器220の冷媒出口は、熱交換器300dの蒸発セクション251A、B、Cの入り口に冷媒経路202により接続されており、冷媒経路202の途中には、膨張弁等の絞り360が設けられており、絞り360と蒸発セクション251A、B、Cとの間には気液分離器350が設けられている。熱交換器300dの構成については、後で図12を参照して詳しく説明する。

加熱器220を出た、液冷媒は第1の絞りとしての膨張弁360で減圧され、膨張して一部の液冷媒が蒸発（フラッシュ）する。その液とガスの混合した冷媒は、気液分離器350で冷媒液と冷媒ガスとに分離され、冷媒液は蒸発セクション251A、B、Cに到り、冷媒は蒸発セクション251A、B、Cのチューブ内で蒸発して、第1の区画310を流れる処理空気を冷却する。

蒸発セクション251と凝縮セクション252とは、一連のチューブである、即ち一体の流路として構成されているので、蒸発した冷媒ガス（及び蒸発しなかった冷媒液）は、凝縮セクション252に流入して、第2の区画320を流れる外気及びスプレーされた水により熱を奪われ凝縮する。但し、第1の区画と第2

の区画、そして蒸発セクションと凝縮セクションとを別体に分離して構成してもよい。このときは蒸発セクションと凝縮セクションとは、例えば配管で連通させる。

凝縮セクション 252 の出口側は、冷媒液配管 203 により第 2 の絞りとしての膨張弁 270 に、さらに冷媒配管 204 により冷却器 210 に接続されている。凝縮セクション 252 で凝縮した冷媒液は、絞り 270 で減圧され膨張して温度を下げ、冷却器（冷媒側から見れば蒸発器）210 に入り蒸発し、その蒸発熱で処理空気を冷却する。絞り 360、270 としては、膨張弁の他例えばオリフィス、キャピラリチューブを用いてもよい。

冷却器 210 で蒸発してガス化した冷媒は、冷媒圧縮機 260 の吸込側に導かれ、以上のサイクルを繰り返す。

気液分離器 350 は、ガスと液の混合体が流入する容器と、前記ガス液混合体の流入口に対向して前記容器中に配置された邪魔板 355 を含んで構成されている。ガス液混合体は、邪魔板 355 に衝突して液がガスから分離され、ガスは前記容器のガス液混合体流入口と並んで設けられたガス流出口から流出し、ガス流出口に接続された冷媒配管 340 を通して熱交換器 300d に流れる。冷媒液は、気液分離器の前記容器の鉛直方向下方に設けられた液流出口から流出する。液流出口には、冷媒配管 430A、430B、430C が接続されており、それぞれ蒸発セクション 251A、B、C に連通している。

図 12 を参照して、本発明の実施の形態であるヒートポンプ HP4 に使用して好適な第 2 の熱交換器としての熱交換器 300d の構成を説明する。熱交換器 300d は、図 5 を参照して説明したヒートポンプ HP1 において、熱交換器 300 に代えて使用することができる。図中、熱交換器 300d は、第 1 の流体である処理空気 A を流す第 1 の区画 310 と、第 2 の流体である外気 B を流す第 2 の区画 320 とが、1 枚の隔壁 301 を介して隣接して設けられている点は、図 1 に示す熱交換器と同様である。

また蒸発セクション 251A、B、C の配置、凝縮セクション 252A、B、C の配置、散水パイプ 325、気化加湿器 165、処理空気経路 109、110、

外気経路 171 の配置も図 1 に示す熱交換器と同様である。

蒸発セクション 251 A、B、C には、ヘッダー 450 A、B、C が接続されており、各ヘッダー 450 A、B、C に冷媒配管 430 A、430 B、430 C が接続されている。また、各蒸発セクション 251 A、B、C は、それぞれ 1 本以上の典型的には複数本（図 12 の例では 6 本）の熱交換チューブを含んで構成されており、それら複数の熱交換チューブが各ヘッダー 450 A、B、C にまとめられている。

冷媒ガス配管 340 は、熱交換器 300 d の第 1 の区画 310 をチューブ 341 を介して通過する。チューブ 341 は、隔壁 301 を貫通してさらに第 2 の区画 320 を貫通して配置されている。図 12 の例ではチューブ 341 は 2 本並列的に配置され、各々第 2 の区画 320 を 3 パスして構成されている。ここでチューブ 341 の第 2 の区画 320 内の部分は、凝縮セクション 252 A、B、C と同様に、チューブの外側にフィンが装着され熱交換を促進する構造となっている。この部分を凝縮セクション 252 D と呼ぶ。この凝縮セクション 252 D は、凝縮セクション 252 C の外気流れの上流側、凝縮セクション 252 C と気化加湿器 165 との間に配置されている。凝縮セクション 252 D 内では、冷媒ガスが第 2 の流体である外気により熱を奪われ凝縮する。なお、凝縮セクション 252 D は、凝縮セクション 252 A の、外気下流側に配置してもよい。

チューブ 341 は、第 1 の区画 310 では、ほとんど熱交換に寄与しないので、第 1 の区画 310 を事実上バイパスしていることになる。したがって第 1 の区画 310 を実際に構造的に迂回し、即ち第 1 の区画 310 の外部を通し、第 2 の区画内の凝縮セクション 252 D に接続するように配置してもよい。

凝縮セクション 252 A、B、C の冷媒液出口側には、それぞれヘッダー 455 A、B、C が設けられ、それぞれ複数本のチューブで構成されている凝縮セクション 252 A、B、C をまとめている。各ヘッダーからの配管はさらに一つのヘッダー 370（図 11）にまとめられ、前述のようにヘッダー 370 は冷媒配管 203 により膨張弁 270 に接続されている。凝縮セクション 252 D からの冷媒液は、凝縮セクション 252 D に接続された冷媒配管 345 により導き出さ

れ、ヘッダー 370 の下流側で経路 203 に合流する。なお、配管 345 はヘッダー 370 に接続してもよい。

図 13 のモリエ線図を参照して、図 11 の空調システム中の本発明の実施の形態であるヒートポンプ HP4 の作用を説明する。図 13 は、冷媒 HFC134a を用いた場合のモリエ線図である。この線図では横軸がエンタルピ、縦軸が圧力である。

図中、点 a、点 b、点 c、点 d は、図 6 のモリエ線図と同様であるので説明を省略する。点 d の状態の冷媒液は、絞り 360 で減圧され気液分離器 350 に流入する。ここで、分離された冷媒ガスは、本発明の第 2 の圧力である、40℃に対応する飽和圧力の等圧力線と飽和ガス線との交点 h の状態のガスとして、配管 340 を介してチューブ 341 に、そして凝縮セクション 252 D に流入する。ここで外気（気化加湿器及び散水パイプからの水で冷却された外気）により熱を奪われ凝縮し、飽和液線に到りまた典型的には過冷却されて、飽和液線を越えて過冷却液相の点 i に到る。

また気液分離器 350 で分離された液は、40℃に対応する飽和圧力の等圧力線と飽和液線との交点 e の状態の液である。この液が蒸発セクション 251 で蒸発し点 f に到り、さらに凝縮セクション 252 で凝縮した液は点 g の状態にある。点 i の状態の液と点 g の状態の液とはヘッダー 370 で混合され、膨張弁 270 で減圧されて圧力 4.2 kg/cm^2 、温度 10℃の冷媒（ガスと液の混合体）になる。

以上説明したように、本実施の形態では第 2 の熱交換器 300 d の蒸発セクション 251 A、B、C を構成する熱交換チューブ（伝熱管）に導かれる冷媒に含まれる気相分がほとんどなくなる。そのため、蒸発セクション 251 A、B、C に導かれる冷媒量は均一になり、よって蒸発セクション 251 A、B、C での蒸発による第 1 の流体である処理空気の冷却は均一になり、また凝縮セクション 252 A、B、C の伝熱管で凝縮する冷媒量は蒸発セクションで 251 A、B、C で蒸発した冷媒で占められる。気相が含まれていると、特に気相を多く含む凝縮セクションでの凝縮量が多くなる不均一な伝熱となるが、液層だけであればその

ような問題は起こらない。

このようにして、各伝熱管のヒートパイプ作用（冷媒の相変化、特に蒸発と凝縮による伝熱作用）で熱伝達する熱量が伝熱管同士の間で均一化するので、熱交換器 300 d 全体で均一な熱伝達が可能となり、伝熱に関与せずに第 1 の流体、第 2 の流体としての空気が通過してしまふ不都合を防止することができる。したがって、ヒートポンプ HP 4 を備える実施の形態である除湿空調装置においては、第 1 の流体としての処理空気と第 2 の流体としての冷却媒体（外気）あるいは再生空気との熱交換効率の向上と作動の信頼性向上を図ることができる。

以下、具体的な数値を用いて本発明の実施例を説明する。計算条件としては、伝熱量を 2 USR t、蒸発温度を 10℃、エコノマイザ温度（第 2 の圧力に対応する飽和温度）を 40℃、凝縮温度を 65℃、冷媒を HFC 134 a、配管の直径を 12 mm とする。また伝熱管の内径を 8.3 mm、伝熱管の本数を 40 本（図 12 に示すように 3 段配列の場合、例えば各段に 13 本、14 本、13 本と千鳥配列にする）とする。ここで、図 13 のモリエ線図を参照して各点のエンタルピを読みとり計算すると、冷媒循環量は、 $2 \times 3024 / (138.83 - 113.51) = 171.23 \text{ kg} / \text{h} = 0.0476 \text{ kg} / \text{s}$ となる。

比較例：

膨張弁で膨張させた後の気液 2 相の冷媒を、ディストリビュータを使って、熱交換器の 1 パスに構成された多数の伝熱管に分岐させる。第 2 の熱交換器では伝熱管を 1 パスに配置しなければならないので、分岐数が多い。

膨張弁直後の乾き度： $(122.97 - 113.51) / 39.42 = 0.242$
 （39.42 は図 13 において点 h と点 e または点 g のエンタルピ差）

膨張弁直後の 2 相混合冷媒の比容積： $0.00087261 \times (1 - 0.242) + 0.020032 \times 0.242 = 0.00551 \text{ m}^3 / \text{kg}$

流速 1（内径 12 mm の配管 3 本中）： $0.00551 \times 0.0476 \times 4 / (0.012 \times 0.012 \times 3.14 \times 3) = 0.773 \text{ m} / \text{s}$

流速 2（40 本、内径 8.3 の伝熱管中）： $0.00551 \times 0.0476 \times 4 / (0.0083 \times 0.0083 \times 3.14 \times 40) = 0.121 \text{ m} / \text{s}$

流速 1 では、冷媒は配管内をほぼ均一に気液混合して流動するが、伝熱管に分岐する流速 2 では、流速が遅すぎるので冷媒は気液 2 相が重力によって分離した流れとなって、上側に気相が下側に液相が流れる。このように分岐後の流速が極めて遅くなるので、気相冷媒を液層冷媒に均一に混合した状態で分配することは困難である。ひいては、分岐前と分岐後では流れの様相が異なるため、冷媒が均一に分配できない。

実施例：

膨張弁直後の乾き度：0

膨張弁直後の液冷媒の比容積： $0.00087261 \text{ m}^3 / \text{kg}$

流速 3（内径 12 mm の配管 3 本中）： 0.00087261×0.0476
 $(1 - 0.242) \times 4 / (0.012 \times 0.012 \times 3.14 \times 3) = 0.0928 \text{ m/s}$

流速 4（40 本、内径 8.3 の伝熱管中）： 0.00087261×0.0476
 $(1 - 0.242) \times 4 / (0.0083 \times 0.0083 \times 3.14 \times 40) = 0.0146 \text{ m/s}$

このように、流速 3、流速 4 のいずれの流速も遅く、しかも液相のみが流動するので、伝熱管に均一に分配できる。

以上の実施の形態では、第 2 の流体は気化加湿器、散水パイプを使用して、水の気化熱で温度を下げた外気を用いる場合で説明したが、そのような場合だけでなく、図 8 に示す第 3 の実施の形態のように再生空気を第 2 の区画で加熱するように構成することもできる。

以上のように本発明によれば、第 1 の圧力よりも減圧した第 2 の圧力下で冷媒を蒸発させ、また凝縮する第 2 の熱交換器を備えるので、冷媒の単位量当たりのエンタルピ差を大きくでき、そのため COP が著しく改善されたヒートポンプを提供することが可能となる。

したがって、本発明のヒートポンプを例えばデシカント空調機の熱源として使用すると、デシカント空調機の効率を著しく高めることが可能となる。

また第 2 の熱交換器に気液分離器を備えるときは、冷媒ガスと冷媒液が分離さ

れるので、第2の熱交換器内の熱交換が均一になる。

図14を参照して、また構成については適宜図5を参照して、本発明の実施の形態である除湿空調装置の作用を説明する。図14中、アルファベット記号D、E、K～N、Q～Xにより、各部における空気の状態を示す。この記号は、図5のフロー図中で丸で囲んだアルファベットに対応する。

まず処理空気Aの流れを説明する。図14において、空調空間101からの処理空気（状態K）は、処理空気経路107を通して、送風機102により吸い込まれ、処理空気経路108を通してデシカントロータ103に送り込まれる。ここで乾燥エレメント103a（図16（後で説明する））中のデシカントにより水分を吸着されて絶対湿度を下げるとともに、デシカントの吸着熱により乾球温度を上げて状態Lに到る。この空気は処理空気経路109を通して処理空気冷却器300の第1の区画310に送られ、ここで絶対湿度一定のまま蒸発セクション251（図1）内で蒸発する冷媒により冷却され状態Mの空気になり、経路110を通して冷却器210に入る。ここでやはり絶対湿度一定でさらに冷却されて状態Nの空気になる。この空気は、乾燥し冷却され、適度な湿度でかつ適度な温度の処理空気SAとして、ダクト111を経由して空調空間101に戻される。

次に再生空気Bの流れを説明する。図14において、屋外OAからの再生空気（状態Q）は、再生空気経路124を通して吸い込まれ、熱交換器121に送り込まれる。ここで排気すべき温度の高い再生空気（後述の状態Uの空気）と熱交換して乾球温度を上昇させ状態Rの空気になる。この空気は経路126を通して、冷媒凝縮器（再生空気から見れば加熱器）220に送り込まれ、ここで加熱されて乾球温度を上昇させ状態Tの空気になる。この空気は経路127を通して、デシカントロータ103に送り込まれ、ここで乾燥エレメント103a（図16）中のデシカントから水分を奪いこれを再生して、自身は絶対湿度を上げるとともに、デシカントの水分脱着熱により乾球温度を下げて状態Uに到る。この空気は経路128を通して、再生空気を循環するための送風機140に吸い込まれ、経路129を通して熱交換器121に送り込まれ、先に説明したように、デシカントロータ103に送り込まれる前の再生空気（状態Qの空気）と熱交換して、自

身は温度を下げて状態Vの空気となり、経路130を通して排気EXされる。

次に冷却流体としての外気Cの流れを説明する。外気C（状態Q）は、屋外OAから経路171を通して処理空気冷却器300の第2の区画320に送り込まれる。ここでは先ず加湿器165で水分を吸収し、等エンタルピ変化をして絶対湿度を上げるとともに乾球温度を下げて、状態Dの空気となる。状態Dは湿り蒸気線図のほぼ飽和線上にある。この空気は、第2の区画320内でさらに散水パイプ325で供給される水を吸収しつつ、凝縮セクション252内の冷媒を冷却する。この空気は、ほぼ飽和線にそって絶対湿度と乾球温度を上昇させ、状態Eの空気になり、経路172を通して、経路172の途中に設けられている送風機160により排気EXされる。

ここでさらに図14を参照して、加湿器165、散水パイプ325の作用を説明する。以上のような空調装置では、図14の湿り空気線図上に示す空気側のサイクルで判るように、該装置のデシカントの再生のために再生空気に加えられた熱量を ΔH 、処理空気から汲み上げる熱量を Δq 、圧縮機の駆動エネルギーを Δh とすると、 $\Delta H = \Delta q + \Delta h$ である。この熱量 ΔH による再生の結果得られる冷房効果 ΔQ は、水分吸着後の処理空気（状態L）と熱交換させる外気（状態Q）の温度が低いほど大きくなる。即ち図中 $\Delta Q - \Delta q$ が大きくなるほど大きくなる。したがって、冷却流体としての外気に散水等するのは冷房効果を高めるのに有用である。図14中で、状態M'と状態N'として示した点は、気化加湿器165と散水パイプ325を用いない場合の、それぞれ状態M、状態Nの位置を概念的に示したものである。

図15を参照して、また構成については適宜図8を参照して、本発明の実施の形態の作用を説明する。図15中、アルファベット記号K~N、Q、R、X、T、Uにより、各部における空気の状態を示す。この記号は、図8のフロー図中で丸で囲んだアルファベットに対応する。

処理空気Aの流れは、図14の場合と同様であるので、重複した説明は省略する。但し、処理空気が通過する処理空気冷却器は300cであり、したがってその詳細は図9に示されている点は異なる。

次に再生空気 B の流れを説明する。図 1 5 において、屋外 O A からの再生空気 (状態 Q) は、再生空気経路 1 2 4 を通して吸い込まれ、処理空気冷却器 3 0 0 c の第 2 の区画 3 2 0 に送り込まれる。ここで凝縮する冷媒と熱交換して乾球温度を上昇させ状態 R の空気になる。この空気は経路 1 2 6 を通して、冷媒凝縮器 (再生空気から見れば加熱器) 2 2 0 に送り込まれ、ここで加熱されて乾球温度を上昇させ状態 T の空気になる。この空気は経路 1 2 7 を通して、デシカントロータ 1 0 3 に送り込まれ、ここで乾燥エレメント 1 0 3 a (図 1 6) 中のデシカントから水分を奪いこれを再生して、自身は絶対湿度を上げるとともに、デシカントの水分脱着熱により乾球温度を下げ状態 U に到る。この空気は経路 1 2 8 を通して、再生空気を循環するための送風機 1 4 0 に吸い込まれ、経路 1 2 9 を通して排気 E X される。

以上のような空調装置では、図 1 5 の湿り空気線図上に示す空気側のサイクルに示される熱量 ΔH 、処理空気から汲み上げる熱量 Δq 、圧縮機の駆動エネルギー Δh 同士の関係は、図 1 4 で説明したものと同様であり、 $\Delta H = \Delta q + \Delta h$ である。本実施の形態では、処理空気冷却器 3 0 0 c の熱交換効率が非常に高いので、冷房効果を著しく高めることができる。

以上説明したように、本発明のヒートポンプあるいは除湿装置は、処理空気冷却器を備え、処理空気冷却器は、処理空気を冷媒の蒸発により冷却し、蒸発した冷媒を冷却流体により冷却して凝縮するように構成されているので、伝熱係数の高い蒸発伝熱と凝縮伝熱を利用できるため、高い熱伝達率をもって処理空気と冷却流体との伝熱を達成できる。また、処理空気と冷却流体との伝熱を冷媒を介して行うので、除湿空調装置の構成要素の配置が容易になる。さらに、冷媒の蒸発圧力が複数あり、かつ前記冷却流体により冷却して凝縮する冷媒の凝縮圧力が前記蒸発圧力に対応して複数あり、典型的には前記複数の蒸発圧力は高さの順に配列されるように構成されている、言い換えれば蒸発温度は高さの順に配列されるように構成されている場合は、処理空気と冷却流体との熱交換をいわゆる対向流に構成することができ、C O P の高いかつコンパクトにまとまった除湿空調装置を提供することが可能となる。

冷媒蒸発器と圧縮機と凝縮器とを含んでヒートポンプを構成し、さらに凝縮器で凝縮された冷媒を処理空気冷却器に供給するように構成すると、処理空気冷却器で用いる冷媒とヒートポンプで用いる冷媒とを共通にでき、またヒートポンプのCOPも高くなるため除湿空調装置の効率を著しく高めることが可能となる。

図16を参照して、本発明の実施の形態である除湿空調装置に使用するのに適した水分吸着装置としてのデシカントロータを説明する。デシカントロータ103は、図に示すように回転軸AX回りに回転する厚い円盤状のロータとして形成されており、そのロータ中には、気体が通過できるような隙間をもってデシカントが充填されている。例えばチューブ状の乾燥エレメント103aを、その中心軸が回転軸AXと平行になるように多数束ねて構成している。このロータは回転軸AX回りに一方向に回転し、また処理空気Aと再生空気Bとが回転軸AXに平行に流れ込み流れ出るように構成されている。各乾燥エレメント103aは、ロータ103が回転するにつれて、処理空気A及び再生空気Bと交互に接触するように配置される。なお図16では、デシカントロータ103の外周部の一部を破断して示してある。図ではデシカントロータ103の外周部と乾燥エレメント103aの一部に隙間があるかのように図示されているが、実際には乾燥エレメント103aは束になって円盤全体にぎっしりと詰まっている。一般に処理空気A（図中白抜き矢印で示す）と再生空気B（図中黒塗りつぶし矢印で示す）とは、回転軸AXに平行に、それぞれ円形のデシカントロータ103のほぼ半分の領域を、対向流形式で流れるように構成されている。処理空気と再生空気の流路は、両系統の空気が相互に混じり合わないように、不図示の適切な仕切り板で区分されている。

デシカントは、チューブ状の乾燥エレメント103a中に充填してもよいし、チューブ状乾燥エレメント103aそのものをデシカントで形成してもよいし、乾燥エレメント103aにデシカントを塗布してもよいし、乾燥エレメント103aを多孔質の材料で構成し、その材料にデシカントを含ませてもよい。乾燥エレメント103aは、図示のように断面が円形の筒状に形成してもよいし、六角形の筒状に形成し、束ねて全体としてハニカム状に構成してもよい。いずれにし

ても、円盤状のロータ103の厚さ方向に、空気は流れるように構成されている。

熱交換器121（図5、図7、図11参照）としては、大量の再生空気を通過させなければならないので、例えば図49に示すように、低温の再生空気B1と高温の再生空気B2とを直交して流す、従来から用いられている直交流型の熱交換器や、図16のデシカントロータと類似した構造で、乾燥エレメントの代わりに熱容量の大きい蓄熱材を充填した回転熱交換器を用いる。このときは、図16の処理空気Aに低温再生空気B1が、再生空気Bに高温再生空気B2が対応する。

次に、図17の表を参照して、図5を参照して説明した本発明の実施の形態である除湿空調装置の運転モードと各機器の作動を説明する。表に示されるように、この実施の形態の除湿空調装置は、冷房運転モードと除湿運転モードの運転が可能である。冷房運転モードでは、デシカントロータ103、送風機102、送風機140、送風機160、水スプレイ325、圧縮機260の全てが、運転されまたは作動している。冷却流体、冷媒等の流れは既にこれまでに説明した通りである。

除湿モードでは、デシカントロータ103、送風機102、送風機140、圧縮機260は、運転されているが、送風機160は停止され、水スプレイ325は作動していない。このときは、図5において、冷却流体である外気Cが流れておらず、水も第2の区画320に散布されないため、絞り230と絞り240の間で冷媒から熱が奪われることがない。もっとも過渡的には、第1の区画310を流れる処理空気により、冷媒は加熱（または冷却）されるかもしれないが、結局は絞り230と絞り240の間での冷媒の蒸発温度が処理空気の温度と同レベルとなってバランスして、熱の出入りはなくなる。したがって、図14の湿り空気線図で考えれば、状態Lと状態Mとの間の冷却がなくなり、処理空気はデシカントロータ103により除湿された後に冷媒蒸発器210による冷却がされるだけになるので、処理空気の空調空間に戻される状態は、状態Kと比べて絶対湿度が低く、乾球温度は状態Kとあまり変わらない状態となる。即ちこの運転モードは、基本的に除湿運転モードである。なお、図7の実施の形態では、冷却水ポンプ460を停止すれば、以上説明したのと同様な除湿運転モード運転が可能であ

る。

以上説明したように、本発明に係るヒートポンプあるいは除湿装置は、処理空気冷却器を備え、処理空気冷却器は、処理空気を冷媒の蒸発により冷却し、蒸発した冷媒を冷却流体により冷却して凝縮するように構成されているので、伝熱係数の高い蒸発伝熱と凝縮伝熱を利用できるため、高い熱伝達率をもって処理空気と冷却流体との伝熱を達成できる。また、処理空気と冷却流体との伝熱を冷媒を介して行うので、除湿空調装置の構成要素の配置が容易になる。

冷媒蒸発器と圧縮機と凝縮器とを含んでヒートポンプを構成し、さらに凝縮器で凝縮された冷媒を処理空気冷却器に供給するように構成すると、処理空気冷却器で用いる冷媒とヒートポンプで用いる冷媒とを共通にでき、また除湿空調装置の効率を著しく高めることが可能となる。

図18は、本発明による実施の形態である除湿空調装置、即ちデシカント空調機を有する空調システムのフロー図である。本実施の形態による除湿空調装置は、COPが高く且つコンパクトにまとまっており、さらに冷房運転、暖房運転というように、運転モードを切り替えることができる。図1に示す熱交換器は、図18の空調システムに用いる本発明の第3の冷媒空気熱交換器300として使用するのに適している。また、図18の空調システムに含まれるヒートポンプHP5の冷媒モリエ線図は、図6に示すものと同様であり、図18の空調システムを冷房モードで運転した場合の湿り空気線図は、図14で説明したものと同様である。

図18を参照して、本発明の実施の形態である除湿空調装置の構成を説明する。この空調システムは、主として、デシカント（乾燥剤）によって処理空気の湿度を下げ、処理空気の供給される空調空間101を快適な環境に維持するものである。図中、空調空間101から処理空気Aの経路に沿って、処理空気を循環するための送風機102、デシカントを充填したデシカントロータ103、本発明の第3の冷媒空気熱交換器（処理空気からみれば、冷房運転モードでは冷却器、暖房運転では熱交換器としては使用されない）300、第1の冷媒空気熱交換器（処理空気から見れば、冷房運転モードでは冷却器、暖房運転モードでは加熱器）210とこの順番で配列され、そして空調空間101に戻るように構成されている。

また、屋外O Aから再生空気Bの経路に沿って、経路1 2 4、デシカントロータ1 0 3に入る前の再生空気と後の再生空気とを熱交換する熱交換器である顕熱熱交換器1 2 1、経路1 2 6、第2の冷媒空気熱交換器（再生空気Bの側から見れば、冷房運転モードと除霜運転モードでは加熱器、暖房運転では冷却器）2 2 0、経路1 2 7、デシカントロータ1 0 3、経路1 2 8、再生空気を循環するための送風機1 4 0、経路1 2 9、切替機構1 4 5、熱交換器1 2 1とこの順番で配列され、そして屋外に排気E Xするように構成されている。送風機1 4 0の吐出口と熱交換器1 2 1との間の再生空気経路1 2 9には、熱交換器1 2 1をバイパスして再生空気を直接排気するようにする切替機構あるいはバイパス弁としての3方弁1 4 5が設けられている。

また、屋外O Aから冷却流体Cとしての外気の経路に沿って、第3の冷媒空気熱交換器3 0 0、冷却流体を循環するための送風機1 6 0がこの順番で配列され、そして屋外に排気E Xするように構成されている。

次に冷媒経路を説明する。なお図1 8では、冷媒の流れは冷房運転モードの場合に設定されている。まず冷媒の流れの経路に沿って、第1の冷媒空気熱交換器（冷房運転モードでは冷媒蒸発器として作用）2 1 0の第2の冷媒出入口（冷房運転モードでは冷媒ガス出口として作用）2 1 0 bに接続された冷媒経路2 0 7が、第1の冷媒空気熱交換器で蒸発してガスになった冷媒を圧縮する圧縮機2 6 0に接続されている。冷媒圧縮機2 6 0は、冷媒経路2 0 1により、第2の冷媒空気熱交換器（冷房運転モードでは冷媒凝縮器として作用）2 2 0に設けられた第3の冷媒出入口（冷房運転モードでは冷媒ガスの入口として作用）2 2 0 aに接続されている。さらに第2の冷媒空気熱交換器に設けられた第4の冷媒出入口（冷房運転モードでは冷媒液出口として作用）2 2 0 bは冷媒経路2 0 2によって第3の冷媒空気熱交換器（冷房運転モードでは処理空気冷却器として作用）3 0 0に設けられた第5の冷媒出入口（冷房運転モードでは冷媒液入口として作用）2 3 0 aに接続され、冷媒経路2 0 2中にまたは第5の冷媒出入口2 3 0 aに隣接して絞り2 3 0が設けられている。さらに第3の冷媒空気熱交換器3 0 0に設けられた第6の冷媒出入口（冷房運転モードでは冷媒液出口として作用）2

41bは、冷媒経路204、203、206によって第1の冷媒空気熱交換器の第1の冷媒出入口（冷房運転モードでは冷媒液入口として作用）210aに接続されている。なお、冷媒経路203と204との間には膨張弁270が設けられている。

ここで、冷媒圧縮機260は冷媒吸込口260aと冷媒吐出口260bとを有しており、第2の冷媒出入口210bに接続された冷媒経路207が、冷媒吸込口260aと冷媒吐出口260bとのいずれかと選択的に接続されるように、さらに冷媒経路201が、冷媒吸込口260aと冷媒吐出口260bのうち、冷媒経路207と接続されなかった方の冷媒口に接続されるようにする、第1の切替機構である4方弁265が設けられている。さらに説明すれば、冷媒吸込口260aには冷媒経路262が、冷媒吐出口260bには冷媒経路261が接続されており、4方弁265は、冷媒経路207と262とを連通させ、且つ冷媒経路261と201とを連通させる場合（冷房運転モード、除湿運転モード、除霜運転モード）と、冷媒経路207と261とを連通させ、且つ冷媒経路262と201とを連通させる場合（暖房運転モード）とを選択的に切り換えができるように構成されている（図21の表を参照）。

また、図18の実施の形態では第2の切替機構である4方弁280が、第3の冷媒空気熱交換器300に隣接して設けられており、冷媒経路202が第3の冷媒空気熱交換器300の第5の冷媒出入口230aと第6の冷媒出入口241bとのいずれかと選択的に接続されるように、さらに冷媒経路206が、第5の冷媒出入口230aと第6の冷媒出入口241bとのうち、冷媒経路202と接続されなかった方の冷媒出入口に接続されるようにする。さらに説明すれば、第5の冷媒出入口230aには冷媒経路205が、第6の冷媒出入口241bには冷媒経路204が接続され、さらに膨張弁270を介して冷媒経路203が接続されており、4方弁280は、冷媒経路202と冷媒経路205とを連通させ、且つ冷媒経路204、203と冷媒経路206とを連通させる場合（冷房運転モード、除湿運転モード）と、冷媒経路202と203とを連通させ、且つ冷媒経路205と206とを連通させる場合（暖房運転モード、除霜運転モード）とを選

択的に切り換えができるように構成されている（図 2 1 の表を参照）。

ここで、バイパス弁としての 3 方弁 1 4 5 の接続関係について説明する。3 方弁 1 4 5 の空気入口側は空気経路 1 2 9 が接続されており、分岐する 2 つの出口の一方には空気経路 1 3 0 A が接続されており、空気を熱交換器 1 2 1 に導くようになっており、2 つの出口の他方には空気経路 1 3 0 B が接続されており、空気を熱交換器 1 2 1 をバイパスして排気に導くようになっている。空気経路 1 2 9 は、空気経路 1 3 0 A（冷房運転モード、除湿運転モード）と連通させる場合と、空気経路 1 3 0 B（暖房運転モード、除霜運転モード）と連通させる場合とを、選択的に切り換えられるように構成されている（図 2 1 の表を参照）。

次に図 1 8 を参照して、各機器間の冷媒の流れを説明する。

先ず第 1 の切替機構である 4 方弁 2 6 5、第 2 の切替機構である 4 方弁 2 8 0、第 3 の切替機構である 3 方弁が、冷房運転モードに設定されている場合を説明する。図 1 8 において、冷媒圧縮機 2 6 0 により圧縮された冷媒ガスは、圧縮機の吐出口に接続された冷媒ガス配管 2 6 1、4 方弁 2 6 5、冷媒ガス配管 2 0 1 を経由して第 2 の冷媒空気熱交換器（再生空気加熱器、冷媒凝縮器）2 2 0 に導かれる。圧縮機 2 6 0 で圧縮された冷媒ガスは、圧縮熱により昇温しており、この熱で第 2 の冷媒空気熱交換器 2 2 0 において再生空気を加熱する。冷媒ガス自身は熱を奪われ凝縮する。

第 2 の冷媒空気熱交換器 2 2 0 の冷媒出口 2 2 0 b から出た冷媒液は、冷媒経路 2 0 2、第 2 の切替機構 2 8 0、冷媒経路 2 0 5 を通って、第 3 の冷媒空気熱交換器 3 0 0 の蒸発セクション 2 5 1 の入り口に導かれる。冷媒経路 2 0 5 の途中、蒸発セクション 2 5 1 の入り口近傍には、ヘッドがありその中に絞り 2 3 0 が設けられている。但し絞り 2 3 0 は、ヘッドとは別に冷媒経路 2 0 5 の途中に設けてもよい。

第 2 の冷媒空気熱交換器 2 2 0 を出た液冷媒は、絞り 2 3 0 で減圧され、膨張して一部の液冷媒が蒸発（フラッシュ）する。その液とガスの混合した冷媒は、蒸発セクション 2 5 1 に到り、ここで液冷媒は蒸発セクションのチューブの内壁を濡らすように流れ蒸発して、第 1 の区画を流れる処理空気を冷却する。

蒸発セクション 251 と凝縮セクション 252 とは、一連のチューブである。即ち一体の流路として構成されているので、蒸発した冷媒ガス（及び蒸発しなかった冷媒液）は、凝縮セクション 252 に流入して、第 2 の区画を流れる外気及びスプレーされた水により熱を奪われ凝縮する。

凝縮セクション 252 の出口側にはヘッダ 241 が設けられており、ヘッダ 241 の冷媒出口 241 b は、冷媒液配管 204、膨張弁 270、冷媒経路 203、4 方弁 280、冷媒経路 206 を介して第 2 の冷媒空気熱交換器 210 に接続されている。なお、膨張弁 270 の代わりに固定絞りを設ける場合もある。そのときは、絞りは例えばヘッダ 241 の中に設けてもよいし、冷媒経路 204、203 のいずれかに設けてもよい。即ち、絞りあるいは膨張弁 270 の取付位置は、冷房モードだけを考えれば、凝縮セクション 252 の直後から第 2 の冷媒空気熱交換器 210 の入り口までのどこでもよいが、本実施の形態では、他の運転モードも考慮して、凝縮セクション 252 の直後から 4 方弁 280 との間としている。但し、第 1 の冷媒空気熱交換器 210 の入り口 210 a にできるだけ近い位置にすれば、絞りまたは膨張弁 270 の後の大気温度よりかなり低い冷媒のための配管保冷を最小限にすることができる。凝縮セクション 252 で凝縮した冷媒液は、絞りまたは膨張弁 270 で減圧され膨張して温度を下げ、第 1 の冷媒空気熱交換器 210 に入り蒸発し、その蒸発熱で処理空気を冷却する。第 3 の冷媒空気熱交換器 300 の前後に設ける絞り 230、270 としては、例えばオリフィス、キャピラリチューブ、膨張弁等を用いる。

図 18 の実施の形態では、第 3 の冷媒空気熱交換器 300 の後に設ける絞りとして膨張弁 270 を用いているが、膨張弁 270 は感温部を 2 つ有している。図 18 に示す冷房運転モードでは、感温部としては第 1 の冷媒空気熱交換器 210 と冷媒圧縮機 260 との間の冷媒経路に取り付けた感温部 275 A の方を活かしている。図中活かされている感温部を白抜きで、活かされていない感温部を黒塗りで示してある。感温部 275 A により、冷房運転モードでは冷媒蒸発器として用いられる第 1 の冷媒空気熱交換器 210 から出てくる冷媒ガスの過熱度を検知して、冷媒ガスが乾きガスとなるように膨張弁 270 の開度を調節する。

第1の冷媒空気熱交換器210で蒸発してガス化した冷媒は、冷媒経路207、第1の切替機構265、冷媒経路262を通過して、冷媒圧縮機260の吸込口260aに導かれ、以上のサイクルを繰り返す。

冷房運転モードにおけるヒートポンプHP5の作用は、図6を参照して説明したものと同様であるので、説明を省略する。

次に同じく図18を参照して、除湿運転モードの場合を説明する。除湿運転モードでは、第1の切替機構265、第2の切替機構280、第3の切替機構145の接続関係は冷房運転モードと同様である。また、デシカントロータ103、送風機102、送風機140、圧縮機260は、運転されているが、送風機160は停止され、水スプレイ325は作動していない。このときは、図18において、冷却流体である外気Cが流れておらず、水も第2の区画320に散布されないため、絞り230と膨張弁270の間で冷媒から熱が奪われることがない。もっとも過渡的には、第1の区画310を流れる処理空気により、冷媒は加熱（または冷却）されるかもしれないが、結局は絞り230と膨張弁270の間での冷媒の蒸発温度が処理空気の温度と同レベルとなってバランスして、熱の出入りはなくなる。したがって、図14の湿り空気線図で考えれば、状態Lと状態Mとの間の冷却がなくなり、処理空気はデシカントロータ103により除湿された後に第1の冷媒空気熱交換器210による冷却がされるだけになるので、処理空気の空調空間に戻される状態は、状態Kと比べて絶対湿度が低く、乾球温度は状態Kとあまり変わらない状態となる。即ちこの運転モードは、基本的に除湿運転モードである。

次に図19を参照して暖房運転モードを説明する。暖房運転モードでは、第1の切替機構265、第2の切替機構280及び第3の切替機構145は先に説明した通り、図19に示すような接続関係にある。また、送風機102、送風機140、圧縮機260は、運転されているが、デシカントロータ103、送風機160は停止され、水スプレイ325は作動していない。膨張弁270の感温部は、第2の冷媒空気熱交換器220と冷媒圧縮機260との間の冷媒経路に設置された感温部275Bが活かされている。

図19において、冷媒圧縮機260の吐出口260bから吐出された冷媒は、冷媒経路261、4方弁265、冷媒経路207を通して第2の冷媒出入口210bに送られ、第1の冷媒空気熱交換器（暖房運転モードでは冷媒凝縮器として作用）210で熱を放出して凝縮する。この熱で第1の冷媒空気熱交換器210で冷媒と熱交換関係にある処理空気を加熱する。

第1の冷媒空気熱交換器210で凝縮した冷媒は、冷媒経路206、4方弁280、冷媒経路205を通して、第3の冷媒空気熱交換器300に送られる。暖房運転モードでは送風機160が運転されていないので、冷媒は特に他の流体と熱交換することなく第3の冷媒空気熱交換器300をそのまま素通りして、冷媒経路204、膨張弁270、冷媒経路203、4方弁280、冷媒経路202を通過して、第2の冷媒空気熱交換器（暖房運転モードでは冷媒蒸発器として作用）220に送られる。第2の冷媒空気熱交換器220では、熱を得て蒸発する。この熱は、冷房時には再生空気として用いられる外気から得る。冷媒と熱交換関係にあるその外気は逆に蒸発する冷媒により冷却される。

第2の冷媒空気熱交換器220で蒸発した冷媒は、冷媒経路201、4方弁265、冷媒経路262を通過して、吸込口260aに到り、冷媒圧縮機260で圧縮される。このようにして冷媒循環が繰り返される。なお、膨張弁270の感温部275Bにより、第2の冷媒空気熱交換器220の出口の冷媒の過熱度を検知して、この冷媒ガスが乾き状態になるように、膨張弁270の開度が調節される。

暖房運転モードにおける処理空気Aの流れは、冷房運転の場合と同様であるが、デシカントロータ103は停止しており、除湿は行われず。デシカントロータを素通りした処理空気は、第1の冷媒空気熱交換器210で冷媒により加熱され、乾球温度を上昇させ、適度な乾球温度の空気として空調空間101に供給される。なお、暖房運転のために、不図示の加湿器を熱交換機210と空調空間101との間に備えてもよい。

暖房運転における外気Bの流れは、第3の切替機構145によって、熱交換器121をバイパスする点を除き、冷房運転の場合と同様である。熱交換器121では熱交換が行われず、外気はこれを素通りして第2の冷媒空気熱交換器

220に到り、第2の冷媒空気熱交換器220では冷媒を蒸発させることにより自身は冷却されデシカントロータ103に到る。デシカントロータ103は停止しているので、ここでは水分の授受は行われず、素通りして、送風機140を通して排気される。なお、第3の切替機構145は、経路129ではなく、経路124と経路126との間に設け、熱交換器121をバイパスするように構成してもよい。

次に図20を参照して除霜運転モードを説明する。除霜運転モードでは、第1の切替機構265、第2の切替機構280及び第3の切替機構145は先に説明した通り、図20に示すような接続関係にある。また、送風機160、圧縮機260は、運転されているが、デシカントロータ103、送風機102、送風機140は通常は停止され、水スプレー325は作動していない。膨張弁270の感温部としては感温部275Aが活かされている。なお、送風機102、140は運転されていてもよい。

図20において、冷媒圧縮機260の吐出口260bから吐出された冷媒は、冷媒経路261、4方弁265、冷媒経路201を通して第3の冷媒出入口220aに送られ、第2の冷媒空気熱交換器220で熱を放出して凝縮する。この熱で第2の冷媒空気熱交換器220の空気側の伝熱面に付着した霜を溶かし、あるいは昇華させて除霜する。第2の冷媒空気熱交換器220で凝縮した冷媒は、冷媒経路202、4方弁280、冷媒経路203、膨張弁270、冷媒経路204を通して、第3の冷媒空気熱交換器300に送られる。除霜運転モードでは送風機160が運転されており、水はスプレーされていないので、冷媒は外気Cと熱交換して熱を得て蒸発する。蒸発した冷媒は、冷媒経路205、4方弁280、冷媒経路206を通過して、第1の冷媒空気熱交換器210に送られる。除霜運転モードでは、送風機102が停止されているので、第1の冷媒空気熱交換器210では熱交換することなく素通りして冷媒経路207、4方弁265、冷媒経路262を通過して冷媒圧縮機260に戻り、以上の冷媒循環を繰り返す。なお、膨張弁270の感温部275Aにより、第3の冷媒空気熱交換器300の出口の冷媒の過熱度を検知して、この冷媒ガスが乾き状態になるように、膨張弁270の

開度が調節される。以上のように除霜運転では、ヒートポンプHP5は外気Cから熱を汲み上げて第2の冷媒空気熱交換器220の霜を除くことができる。そのため短時間で大量の熱を汲み上げて除霜することができ、除霜時間が短くて済む。

さらに、除霜運転モードでは、送風機102が運転されていないので処理空気Aは循環しておらず、また送風機140が運転されていないので再生空気Bは循環していない。したがって、この実施の形態では除霜運転モードで処理空気を冷やさないのに、暖房効果を高く維持でき、また空調空間101にいる人間に不快感を与えることがない。

以上各運転モードの場合で、各機器の作動を説明したが、図21の表に、本発明の実施の形態である除湿空調装置の各運転モードと各機器の作動をまとめてある。表に示されるように、この実施の形態の除湿空調装置は、冷房運転モード、除湿運転モード、暖房運転モード及び除霜運転モードの運転が可能である。各運転モードにおける主要機器の運転、停止状態、各切替機構の接続関係、膨張弁の使用される感温部は、既に説明した通りである。

以上のように本発明によれば、第3の冷媒空気熱交換器を備え、また第2の冷媒出入口と第3の冷媒出入口への、冷媒圧縮機の吸込口と吐出口との選択的接続関係を切り換えことができ、また第4の冷媒出入口と第1の冷媒出入口への、第5の冷媒出入口と第6の冷媒出入口との選択的接続関係を切り換えができるので、冷房運転と暖房運転さらに除霜運転が可能で、COPが高く、かつコンパクトにまとまった除湿空調装置を提供することが可能となる。

図22は、本発明による実施の形態である除湿空調装置、即ちデシカント空調機を有する空調システムのフロー図である。この実施の形態による除湿空調装置は、COPが高くコンパクトにまとまっている上に、再生温度を高くすることができる。この空調システムに用いる本発明の処理空気冷却器としては、図9を参照して説明した熱交換器が適している。図23は、図22に示す除湿空調装置の湿り空気線図、図24は図22の空調システムに含まれるヒートポンプHP6の冷媒モリエ線図、図25はこの実施の形態が備える熱交換器220B、220Aにおける冷媒と再生空気のエンタルピと温度変化を示す線図である。

図 2 2 を参照して、本発明の実施の形態である除湿空調装置の構成を説明する。この空調システムは、デシカント（乾燥剤）によって処理空気の湿度を下げ、処理空気の供給される空調空間 1 0 1 を快適な環境に維持するものである。図中、空調空間 1 0 1 から、デシカントロータ 1 0 3 を経由して空調空間 1 0 1 に到るまでの処理空気の経路に沿った機器構成は、図 8 で説明した装置と同様である。

また、屋外 O A から再生空気 B の経路に沿って、先ず外気は冷却流体として処理空気冷却器 3 0 0 c に導かれ、次に再生空気として冷媒凝縮器（再生空気から見れば加熱器）2 2 0 B、冷媒顕熱熱交換器 2 2 0 A、デシカントロータ 1 0 3、再生空気を循環するための送風機 1 4 0 と、この順番で配列され、そして屋外に排気 E X するように構成されている。冷媒顕熱熱交換器 2 2 0 A を第 1 高熱源熱交換器、冷媒凝縮器 2 2 0 B を第 2 高熱源熱交換器とも呼ぶ。

さらに、冷媒蒸発器 2 1 0 から冷媒の経路に沿って、冷媒蒸発器 2 1 0 で蒸発してガスになった低温の冷媒ガスと、冷媒顕熱熱交換器 2 2 0 A から導かれた高温の冷媒とを熱交換させる冷媒熱交換器 2 7 0、冷媒熱交換器 2 7 0 を通過して、冷媒顕熱熱交換器 2 2 0 A からの高温の冷媒と熱交換して加熱された冷媒ガスを圧縮する圧縮機 2 6 0、圧縮機 2 6 0 で圧縮された後に吐出された冷媒の主として顕熱を奪い飽和冷媒蒸気にする冷媒顕熱熱交換器 2 2 0 A、前述のように冷媒顕熱熱交換器 2 2 0 A からの冷媒ガスと冷媒蒸発器 2 1 0 からの冷媒ガスを熱交換させる冷媒熱交換器 2 7 0、さらに冷媒の主として潜熱を奪い、その冷媒を凝縮させる冷媒凝縮器 2 2 0 B、ヘッダー 2 3 5、ヘッダー 2 3 5 から分岐した複数の絞り 2 3 0 A、2 3 0 B、2 3 0 C が並列的に、そして処理空気冷却器 3 0 0 c、複数の絞り 2 3 0 A、2 3 0 B、2 3 0 C に対応する複数の絞り 2 4 0 A、2 4 0 B、2 4 0 C、これらの絞りからの流れを集合するヘッダー 2 4 5 がこの順番で配列され、そして再び冷媒蒸発器 2 1 0 に戻るように構成されている。ヘッダー 2 4 5 と冷媒蒸発器 2 1 0 との間には、図示のように膨張弁 2 5 0 を設けてもよい。このように、冷媒蒸発器 2 1 0、圧縮機 2 6 0、冷媒顕熱熱交換器 2 2 0 A、冷媒凝縮器 2 2 0 B、複数の絞り 2 3 0 A、2 3 0 B、2 3 0 C、処理空気冷却器 3 0 0、複数の絞り 2 4 0 A、2 4 0 B、2 4 0 C を含んでヒート

ポンプHP6が構成されている。

この実施の形態で使用している処理空気冷却器としての熱交換器300cは、図9を参照して説明したものである。

図23の湿り空気線図を参照して、また構成については適宜図22を参照して、本発明の実施の形態の作用を説明する。図23中、アルファベット記号K～N、Q、R、X、T、Uにより、各部における空気の状態を示す。この記号は、図22のフロー図中で丸で囲んだアルファベットに対応する。

先ず処理空気Aの流れを説明する。図23において、空調空間101からの処理空気（状態K）は、処理空気経路107を通して、送風機102により吸い込まれ、処理空気経路108を通してデシカントロータ103に送り込まれる。ここで乾燥エレメント103a（図16）中のデシカントにより水分を吸着されて絶対湿度を下げるとともに、デシカントの吸着熱により乾球温度を上げて状態Lに到る。この空気は処理空気経路109を通して処理空気冷却器300の第1の区画310に送られ、ここで絶対湿度一定のまま蒸発セクション251（図9）内で蒸発する冷媒により冷却され状態Mの空気になり、経路110を通して冷却器210に入る。ここでやはり絶対湿度一定でさらに冷却されて状態Nの空気になる。この空気は、適度な湿度でかつ適度な温度の処理空気SAとして、ダクト111を經由して空調空間101に戻される。

次に再生空気Bの流れを説明する。図23において、屋外OAからの再生空気（状態Q）は、再生空気経路124を通して吸い込まれ、処理空気冷却器300cの第2の区画320に送り込まれる。ここで凝縮する冷媒と熱交換して（間接的に処理空気と熱交換して）乾球温度を上昇させ状態Rの空気になる。この空気は経路126を通して、冷媒凝縮器（再生空気から見れば加熱器）220Bに送り込まれ、ここで加熱されて乾球温度を上昇させ状態Sの空気になり、さらに顕熱熱交換器220Aに入り、ここでさらに加熱されて状態Tの空気になる。この空気は経路127を通して、デシカントロータ103に送り込まれ、ここで乾燥エレメント103a（図16）中のデシカントから水分を奪いこれを再生して、自身は絶対湿度を上げるとともに、デシカントの水分脱着熱により乾球温度を下

げて状態Uに到る。この空気は経路128を通して、再生空気を循環するための送風機140に吸い込まれ、経路129を通して排気EXされる。

以上のような空調装置では、再生空気に加えられた熱量 ΔH 、処理空気から汲み上げる熱量 Δq 及び圧縮機の駆動エネルギー Δh の関係は、図14で説明したものと同様である。本実施の形態では、処理空気冷却器300cの熱交換効率が非常に高いので、冷房効果を著しく高めることができる。

次に図22のフロー図と図24のモリエ線図を参照して、各機器間の冷媒の流れ及びヒートポンプHP6の作用を説明する。

図22において、冷媒圧縮機260により圧縮された冷媒ガスは、圧縮機の吐出口に接続された冷媒ガス配管201を經由して顕熱熱交換器220Aに導かれる。圧縮機260で圧縮された冷媒ガスは、圧縮熱により昇温しており、この熱により再生空気を加熱する。ここでは、主として冷媒の顕熱が奪われる。その結果この冷媒はほぼ飽和状態になるが、実際には、あと僅かに熱を奪われれば飽和状態になる過熱状態、あるいは完全な飽和ガス、または完全な飽和ガスと一部の冷媒が凝縮した液とが混在した湿り状態にある。この飽和ガスの近傍の状態をほぼ飽和状態と呼ぶ。このほぼ飽和状態になった冷媒は、冷媒配管225を通して、冷媒熱交換器270に導かれ、ここで、冷媒蒸発器210で蒸発し圧縮機260に吸入される前の低温の冷媒ガスと熱交換して一部が凝縮した湿り状態になって、冷媒経路206Aを通過して冷媒凝縮器（再生空気から見れば加熱器）220Bに導かれる。ここで、冷媒ガスはさらに熱を奪われ凝縮する。

冷媒凝縮器220Bの冷媒出口は、熱交換器である処理空気冷却器300cの蒸発セクション251の入り口に設けられたヘッダ235に冷媒経路202により接続されている。ヘッダ235と蒸発セクション251の間、蒸発セクション251の入口近傍には、各蒸発セクション251A、251B、251Cに対応してそれぞれ絞り230A、230B、230Cが設けられている。図22には絞りは3個のみ示されているが、蒸発セクション251乃至は凝縮セクション252の数に応じて、2個以上いくつにでも構成可能である。

冷媒凝縮器（再生空気から見れば加熱器）220Bを出た液冷媒は、絞り23

230 A、230 B、230 Cで減圧され、膨張して一部の液冷媒が蒸発（フラッシュ）する。その液とガスの混合した冷媒は、蒸発セクション251 A、251 B、251 Cに到り、ここで液冷媒は蒸発セクションのチューブの内壁を濡らすように流れ蒸発して、第1の区画を流れる処理空気を冷却する。

先に説明したように、蒸発セクション251 A、251 B、251 Cと凝縮セクション252 A、252 B、252 Cとは、それぞれ一連のチューブであり、一体の流路として構成されている。

図22に示すヒートポンプ用の熱交換器300cは、ヘッド235と蒸発セクションとの間に、絞りを挿入してある点、絞りは、複数の蒸発セクションに個別に振り当ててある点、またそれぞれに対応する凝縮セクションには、ヘッド245との間に、それぞれ絞りが個別に振り当ててある点も、図8を参照して説明した通りである。

このような構造において、図8を参照して説明したように、処理空気冷却器300cは、処理空気Aを冷却する冷媒の蒸発圧力が複数あり、かつ冷却流体である外気Bにより冷却して凝縮する冷媒の凝縮圧力が前記蒸発圧力に対応して複数あり、その複数の蒸発圧力乃至は凝縮圧力は順番に高さの順に高から低、あるいは低から高というような配列に構成されていることになる。このようにして、処理空気Aと外気Bの流れに注目すると、いわば両者は対向流の関係で熱交換することになるので、著しく高い熱交換効率 ϕ 、例えば80%以上の熱交換効率 ϕ も実現できる。

ここで、処理空気冷却器300c前後の絞りは、230 A、230 B、230 C及び240 A、240 B、240 Cとそれぞれ複数設けたが、その代わりに、ヘッド235の直前、あるいはヘッド235内に、またヘッド245の後、あるいはヘッド245内にそれぞれ1個の絞りを設けて、複数の蒸発セクション、凝縮セクションの蒸発圧力、凝縮圧力を1つにして簡素化してもよい。このときは処理空気と再生空気は必ずしも対向流の関係にはならないが、処理空気冷却器の蒸発伝熱と凝縮伝熱とが利用できるのもので、処理空気と再生空気との間の伝熱に高い熱伝達率を利用できる点は変わらない。

図 9 を参照して既に説明したように、蒸発セクションと凝縮セクションとは一体の連続した熱交換チューブで形成されているが、図 3 に示すように、第 1 の区画と第 2 の区画を分離した熱交換器としてもよい。

凝縮セクション 252 側のヘッダー 245 は、冷媒液配管 203 により冷媒蒸発器（処理空気からみれば冷却器）210 に接続されている。絞り 240A、240B、240C の取付位置は、凝縮セクション 252A、252B、252C の直後から冷媒蒸発器 210 の入り口までのどこでもよいが、冷媒蒸発器 210 の入り口直前にすれば、大気温度よりかなり温度が低くなる絞り 240A、B、C 後の冷媒のための、配管保冷を薄くできる。凝縮セクション 252A、B、C で凝縮した冷媒液は、絞り 240A、B、C で減圧され膨張して温度を下げ、冷媒蒸発器 210 に入り蒸発し、その蒸発熱で処理空気を冷却する。絞り 230A、B、C、あるいは 240A、B、C としては、例えばオリフィス、キャピラリーチューブ、膨張弁等を用いる。

次に図 24 を参照して、ヒートポンプ HP 6 の作用を説明する。図 24 は、冷媒 HFC 134a を用いた場合のモリエ線図である。この線図では横軸がエンタルピ、縦軸が圧力である。

図中、点 q は図 22 に示す冷媒蒸発器 210 の冷媒出口の状態であり、飽和ガスの状態である。圧力は 4.2 kg/cm^2 、温度は 10°C 、エンタルピは 148.83 kcal/kg である。このガスを冷媒熱交換器 270 で加熱した状態が点 a で示されている。この状態の圧力は 4.2 kg/cm^2 （実際は冷媒配管、熱交換器内の圧力損失分だけ低くなるがここでは無視する。以下も同様）、温度は 55°C である。この状態の冷媒ガスが圧縮機 260 で吸込まれ圧縮されて、圧縮機 260 の吐出口での状態 b に到る。この点 b の状態は、圧力が 19.3 kg/cm^2 、温度は 115°C である。圧縮機の入り口経路に熱交換器を備えない場合は、この温度は 80°C 前後であるところ、本実施例では 115°C になっている。これは冷媒熱交換器 270 で冷媒が加熱されたためである。

この冷媒ガスは、顕熱熱交換器 220A で主として顕熱が奪われ、点 c に到る。この点はほぼ飽和ガスの状態であり、圧力は 19.3 kg/cm^2 、温度は 6

5℃である。この圧力下で冷媒熱交換器 270 により、前述のように、圧縮機 260 に吸い込まれる前の低温の冷媒と熱交換して熱を奪われ点 p に到る。この点は冷媒ガスと冷媒液とが共存する湿り状態である。この冷媒は冷媒凝縮器 220 B 内でさらに熱を奪われ、点 d に到る。この点は飽和液の状態であり、圧力と温度は点 c または点 q と同じく、圧力は 19.3 kg/cm^2 、温度は 65°C 、そしてエンタルピは 122.97 kcal/kg である。

この冷媒液のうち、絞り 230 A で減圧され蒸発セクション 251 A に流入した冷媒の状態は、モリエ線図上では、点 e 1 で示されている。温度は約 43°C になる。圧力は、異なる複数の圧力の一つであり、温度 43°C に対応する飽和圧力である。同様に、絞り 230 B で減圧され蒸発セクション 251 B に流入した冷媒の状態は、モリエ線図上では、点 e 2 で示されており、温度は 40°C 、圧力は、やはり異なる複数の圧力の一つであり、温度 40°C に対応する飽和圧力である。同様に、絞り 230 C で減圧され蒸発セクション 251 C に流入した冷媒の状態は、モリエ線図上では、点 e 3 で示されており、温度は 37°C 、圧力は、やはり異なる複数の圧力の一つであり、温度 37°C に対応する飽和圧力である。

点 e 1、e 2、e 3 のいずれにおいても、冷媒は、一部の液が蒸発（フラッシュ）して液とガスが混合した状態にある。各蒸発セクション 251 A、B、C 内で、前記各複数の異なる圧力の一つである圧力下で冷媒液は蒸発して、それぞれ各圧力の飽和液線と飽和ガス線の間の中点 f 1、f 2、f 3 に到る。

この状態の冷媒が、各凝縮セクション 252 A、252 B、252 C に流入する。各凝縮セクションでは、冷媒は第 2 の区画を流れる外気により熱を奪われ、それぞれ点 g 1、g 2、g 3 に到る。これらの点はモリエ線図では飽和液線上にある。温度はそれぞれ約 43°C 、 40°C 、 37°C である。これらの冷媒液は、各絞りを経て、それぞれ点 j 1、j 2、j 3 に到る。これらの点の圧力は 10°C の飽和圧力の 4.2 kg/cm^2 である。

ここでは冷媒は、液とガスが混合した状態にある。これらの冷媒は一つのヘッダ 245 に合流するが、ここでのエンタルピは点 g 1、g 2、g 3 をそれぞれに対応する冷媒の流量で重み付けして平均した値となるが、この例では約 113 。

51 kcal/kgである。

この冷媒は、冷媒蒸発器210で処理空気から熱を奪い、蒸発してモリエ線図上の点qの状態の飽和ガスとなり、再び冷媒熱交換器270に流入する。このようにして、以上のサイクルを繰り返す。

熱交換器300cの作用は、図9を参照して説明した通りである。即ち、第1の区画310では図中上から下に流れるにしたがって高い温度から低い温度に冷却される処理空気を、それぞれ43℃、40℃、37℃と順番に並んだ温度で冷却するので、一つの温度例えば40℃で冷却する場合と比較して熱交換効率を高めることができる。また、第2の区画320では図中下から上に流れるにしたがって低い温度から高い温度に加熱される外気（再生空気）を、それぞれ37℃、40℃、43℃と順番に並んだ温度で加熱するので、一つの温度例えば40℃で加熱する場合と比較して熱交換効率を高めることができる。

さらに、圧縮機260、冷媒凝縮器220B、絞り及び冷媒蒸発器210を含む圧縮ヒートポンプHP6としては、熱交換器300cを設けることにより、図10を参照して説明したように、圧縮機の所要動力を27%も小さくすることができる。逆に同一動力で達成できる冷却効果で見れば、冷却効果を37%も高めることができる。

また、冷媒熱交換器220Aで圧縮機260に吸入される前の冷媒を加熱した結果、顕熱熱交換器270で冷媒の凝縮温度以上に加熱できる再生空気の加熱量と、凝縮器220Bで一定の凝縮温度で加熱する再生空気の加熱量との比は、35%：65%となる。図10に示す場合は、それはおよそ12%：88%となるが、これと比較してもその差は大きい。

図25を参照して、以上説明した除湿空調装置の再生空気の温度上昇を説明する。図25は再生空気と、その加熱源となるヒートポンプHP6の高圧冷媒のエンタルピ（熱量）変化量との関係を示す図である。ヒートポンプの冷媒と再生空気が熱交換する場合には、熱収支バランスから、冷媒と再生空気のエンタルピの変化量は同じになる。また空気は比熱がほぼ一定の顕熱変化を経るため、図中連続した直線となり、冷媒は潜熱変化と顕熱変化を経るため、潜熱変化の部分は水

平となる。したがって、凝縮器 220 B 出口の再生空気の温度が決まると、顕熱熱交換器 220 A の出口の再生空気温度は、熱交換する相手側の冷媒の過熱蒸気の温度によらず、熱バランスから計算できる。

したがって図 25 において、冷媒サイクルが図 24 のサイクルで再生空気の凝縮器 220 B 入口温度が 40℃で、冷媒凝縮温度が 65℃である場合、本実施例によれば、ヒートポンプの凝縮器 220 B の温度効率を 80%と想定すると、状態 S の温度 T_s は、 $T_s = 40 + (65 - 40) \times 80 / 100 = 60℃$ となる。このあと、再生空気を全加熱量の 35%相当だけ過熱冷媒蒸気で加熱するとすれば、状態 T の空気の温度 T_t は、前記の通り熱バランスから、 $T_t = 60 + 20 \times 35 / 65 = 70.8℃$ となる。したがって、凝縮温度 65℃よりも 5.8℃高い温度の再生空気が得られる。

このように、本実施例によれば、凝縮温度よりも高い温度でデシカントを再生することができるため、デシカントの除湿能力を著しく向上させることができ、したがって除湿能力に優れ、かつ省エネルギーな空調システムを提供することができる。なお再生空気用として、室内換気に伴う室内からの排気を使用してもよく、以上説明した実施例と同様な効果が得られる。

図 26 を参照して、本発明の実施の形態である除湿空調装置の構成を説明する。図 22 の実施の形態との違いは、図 22 の実施の形態では、顕熱熱交換器 220 A から出てきた顕熱を奪われほぼ飽和状態になった冷媒を全量冷媒熱交換器 270 に導いているのに対して、図 26 の実施の形態では、顕熱熱交換器 220 A からの冷媒経路 225 から冷媒熱交換器 270 に接続された冷媒経路 206 を分岐し、顕熱熱交換器 220 A からの冷媒の一部を冷媒熱交換器 270 に通す点である。冷媒熱交換器 270 からの、熱を奪われた冷媒は冷媒経路 207 によりヘッダ 235 に導かれ、凝縮器 220 B からの冷媒と合流する。したがって、図 22 の実施の形態では、顕熱熱交換器 220 A からの冷媒は、冷媒熱交換器 270 で湿り状態になる程度に熱を奪われたのに対して、図 26 の実施の形態では冷媒熱交換器 270 で熱を奪われた結果ほぼ完全に凝縮してしまう。この実施の形態では、冷媒熱交換器 270 に流す冷媒の量と、凝縮器 220 B に流す冷媒の量との

比を適切に選ぶことによって、図 24 のモリエ線図における点 b の温度を適切に設定することができる。その他の全体的な作用効果は、図 22 の実施の形態とほぼ同様である。

図 27 を参照して、本発明のさらに別の実施の形態である除湿空調装置の構成を説明する。この実施の形態は、図 26 の実施の形態と同様に、顕熱熱交換器 220A から出てきたほぼ顕熱を奪われた冷媒の一部を冷媒経路 206 を通して冷媒熱交換器 270 に導き、熱を奪い凝縮させるが、図 26 の実施の形態と違って、この冷媒熱交換器 270 からの冷媒は、経路 207、絞り 275、経路 208 を通って、ヘッド 245 と膨張弁 250 あるいは蒸発器 210 との間で経路 203 に合流する。

したがって、図 24 のモリエ線図上では、冷媒熱交換器 270 からの冷媒は点 d の状態から絞り 275（及び膨張弁 250）で絞られて蒸発器 210 で蒸発するので、冷房効果は先の実施の形態より多少は低くなる。但し、熱交換器の配置上の問題を解決することができる。

図 28 を参照して、本発明のさらに別の実施の形態である除湿空調装置の構成を説明する。この実施の形態では、処理空気冷却器は図 1 を参照して説明した熱交換器 300 を好適に使用できる。この熱交換器 300 は、既に説明したように、蒸発伝熱と凝縮伝熱とを利用しているので、熱伝達率が非常に優れており、熱交換効率が非常に高い。また冷媒は、蒸発セクション 251 から凝縮セクション 252 に向けて貫流するので、即ちほぼ一方向に強制的に流されるので、処理空気と冷却流体としての外気との間の熱交換効率が非常に高い。

この実施の形態では、処理空気の流れは他の実施の形態と同様であるので重複した説明は省略する。ここで、再生空気 B の流れを説明する。図 28 において、屋外 OA からの再生空気（状態 Q）は、再生空気経路 124 を通して吸い込まれ、熱交換器 121 に送り込まれる。ここで排気すべき温度の高い再生空気（後述の状態 U の空気）と熱交換して乾球温度を上昇させ状態 R の空気になる。この空気は経路 126 を通して、冷媒凝縮器 220B に送り込まれ、ここで加熱されて乾球温度を上昇させ状態 S の空気になり、顕熱熱交換器 220A に流入して加熱さ

れ状態 T の空気になる。この空気は経路 1 2 7 を通して、デシカントロータ 1 0 3 に送り込まれ、ここで乾燥エレメント 1 0 3 a (図 1 6) 中のデシカントから水分を奪いこれを再生して、自身は絶対湿度を上げるとともに、デシカントの水分脱着熱により乾球温度を下げて状態 U に到る。この空気は経路 1 2 8 を通して、再生空気を循環するための送風機 1 4 0 に吸い込まれ、経路 1 2 9 を通して熱交換器 1 2 1 に送り込まれ、先に説明したように、デシカントロータ 1 0 3 に送り込まれる前の再生空気 (状態 Q の空気) と熱交換して、自身は温度を下げて状態 V の空気となり、経路 1 3 0 を通して排気 E X される。

冷却流体としての外気 C の流れは、図 5 の場合と同様である。即ち、この実施の形態では、加湿器 1 6 5、散水パイプ 3 2 5 の作用により、冷却流体としての外気の温度が下げられるので冷房効果を高めるのに有用である。また凝縮セクション 2 5 2 の第 2 の区画側では水の蒸発による潜熱による冷却効果もある。

冷媒サイクルでは、顕熱熱交換器 2 2 0 A からの冷媒は、図 2 7 に示す実施の形態と同様にその一部が冷媒熱交換器 2 7 0 に送られ、冷媒熱交換器 2 7 0 で凝縮した冷媒は、絞り 2 7 5 を介して、凝縮セクションのヘッダを兼ねる絞り 2 4 0 と膨張弁 2 5 0 乃至は蒸発器 2 1 0 との間の経路 2 0 3 に合流するように構成されている。モリエ線図では、図 2 4 の場合でいえば、絞り 2 3 0 を経由する冷媒は点 d から例えば点 e 2 の状態に減圧され、この点において処理空気から熱を得て f 2 まで行き、さらに冷却流体により熱を奪われ、g 2 に到る。そして絞り 2 4 0 で減圧され、点 j 2 に到る。即ち、処理空気冷却器 3 0 0 内の蒸発圧力、凝縮圧力は 1 つであるので、処理空気と冷却流体との熱交換は対向流を形成しているとは言えない。しかしながら、処理空気冷却器 3 0 0 では、蒸発伝熱、凝縮伝熱が利用される点は先の実施の形態と変わらず、また水を散布して冷却媒体の温度を下げ、かつ散布される水は蒸発伝熱により熱を奪うので、やはり高い冷房効果が得られる。

また、図 2 8 の実施の形態の変形として、図 2 2 の実施の形態と同様に、顕熱熱交換器 2 2 0 A からの冷媒を全量冷媒熱交換器 2 7 0 に導き、それを凝縮器 2 2 0 B に導くようにしてもよく、また図 2 6 の実施の形態と同様に、一部の冷媒

を冷媒熱交換器 270 を経由させ、ここで凝縮した冷媒を絞り 230 に導き、凝縮器 220 B で凝縮した冷媒と合流するようにしてもよい。

以上のように本発明では、圧縮機で圧縮された後に、デシカントを再生する前の再生空気と熱交換することによってほぼ飽和蒸気となった冷媒で、圧縮機に吸入される前の冷媒を加熱できるので、圧縮機で圧縮された冷媒の吐出温度が高くなり、デシカントを再生する前の再生空気の温度を高くできる。また、処理空気冷却器を備えるので、処理空気と冷却流体との熱交換が蒸発と凝縮伝熱によって行われ、高い熱伝達率の熱交換が行え、COP の高いかつコンパクトにまとまった除湿空調装置を提供することが可能となる。

図 29 は、本発明による実施の形態である除湿空調装置、即ちデシカント空調機を有する空調システムのフロー図、図 30 は、図 29 の空調システムに用いる本発明の処理空気冷却器としての熱交換器の一例を示す模式断面図、図 31 は、本発明の実施の形態である除湿空調装置の湿り空気線図、図 32 は、図 29 の空調システムに含まれるヒートポンプ HPA、HPB の冷媒モリエ線図である。この実施の形態による除湿空調装置は、COP が高くコンパクトにまとまっている。特にヒートポンプの温度リフトが低いので、所要動力を小さくできる。

図 29 を参照して、本発明の実施の形態である除湿空調装置の構成を説明する。この空調システムは、デシカント（乾燥剤）によって処理空気の湿度を下げ、処理空気の供給される空調空間 101 を快適な環境に維持するものである。図中、空調空間 101 から処理空気 A の経路に沿って、処理空気を循環するための送風機 102、デシカントを充填した水分吸着装置としてのデシカントロータ 103、本発明の処理空気冷却器 300 e、本発明の第 1 の蒸発器（処理空気から見れば冷却器）210 A、本発明の第 2 の蒸発器（処理空気から見れば冷却器）210 B とが、この順番で配列され、そして空調空間 101 に戻るように構成されている。

また、屋外 OA から再生空気 B の経路に沿って、先ず外気を冷却流体として注入させる処理空気冷却器 300 e、次に本発明の第 2 の凝縮器（再生空気から見れば加熱器）220 B、本発明の第 1 の凝縮器（再生空気から見れば加熱器）2

20A、デシカントロータ103、再生空気を循環するための送風機140とが、この順番で配列され、そして冷却流体であり、再生空気として用いられた外気を屋外に排気EXするように構成されている。

さらに、冷媒蒸発器210Aから冷媒の経路に沿って、冷媒蒸発器210Aで蒸発してガスになった冷媒を圧縮する第1の圧縮機としての圧縮機260A、冷媒凝縮器220A、絞り230A、そして処理空気冷却器300、絞り230Aに対応する絞り240A、膨張弁270Aがこの順番で配列され、そして冷媒が再び冷媒蒸発器210Aに戻るように構成されている。冷媒蒸発器210A、圧縮機260A、冷媒凝縮器220A、絞り230A、処理空気冷却器300e（蒸発セクション251A、凝縮セクション252A）、絞り240Aを含んで第1のヒートポンプHPAが構成されている。

全く同様に、第2のヒートポンプHPBが、第1のヒートポンプHPAと並列に設けられている。即ち、冷媒蒸発器210Bから冷媒の経路に沿って、冷媒蒸発器210Bで蒸発してガスになった冷媒を圧縮する第2の圧縮機としての圧縮機260B、冷媒凝縮器220B、絞り230B、そして処理空気冷却器300（蒸発セクション251B、凝縮セクション252B）、絞り230Bに対応する絞り240B、膨張弁270Bがこの順番で配列され、そして冷媒が再び冷媒蒸発器210Bに戻るように構成されている。冷媒蒸発器210B、圧縮機260B、冷媒凝縮器220B、絞り230B、処理空気冷却器300、絞り240Bを含んでヒートポンプHPBが構成されている。

ここで使用するデシカントロータ103は、図16を参照して説明した通りであり、デシカントロータ103の上流側下流側の処理空気と再生空気の流路は、両系統の空気が相互に混じり合わないように、不図示の適切な仕切り板で区分されている。

次に図30を参照して、本発明の実施の形態の除湿空調装置に利用して好適な処理空気冷却器としての熱交換器の構成を説明する。図中、熱交換器300eは、処理空気Aを流す第1の区画310と、冷却流体である外気（再生空気として利用される）を流す第2の区画320とが、1枚の隔壁301を介して隣接して設

けられている。

第1の区画310と第2の区画320及び隔壁301を貫通して、冷媒250を流す、流体流路としての熱交換チューブが複数本（図示の例では2本）ほぼ水平に設けられている。この熱交換チューブは、第1の区画を貫通している部分は第1の流体流路としての蒸発セクション251（複数の蒸発セクションを251A、251Bとする）であり、第2の区画を貫通している部分は第2の流体流路としての凝縮セクション252（複数の凝縮セクションを252A、252Bとする）である。

図30に示す熱交換器の形態では、蒸発セクション251A、251Bと凝縮セクション252A、252Bとは、それぞれ1本のチューブで一体の流路として構成されている。したがって、第1の区画310と第2の区画320とが、1枚の隔壁301を介して隣接して設けられていることと相まって、熱交換器300を全体として小型コンパクトに形成することができる。ここで蒸発セクション251Aは、図示のように1本ではなく、セクションの長さ、断面積、冷媒流量に応じて、1個の絞り230Aに対して複数のセクション251A1、251A2、251A3・・・を備えるようにしてもよい。凝縮セクションもそれに依りて、複数のセクション252A1、252A2、252A3・・・となる。この複数のセクションは、処理空気・再生空気の流れの方向に複数配列してもよいし、その流れの方向に直交する方向に複数配列してもよいし、勿論両方向に複数配列してもよい。

図30の熱交換器の形態では、蒸発セクションは図中上から251A、251Bの順番で並んでおり、凝縮セクションも図中上から252A、252Bの順番で並んでいる。蒸発セクション251A、凝縮セクション252Aが、それぞれ処理空気・再生空気の流れの方向に複数配列されているときは、図中上から蒸発セクション251A1、251A2、251A3・・・と並び、凝縮セクション252A1、252A2、252A3・・・と並ぶ。

一方、処理空気Aは、図中で第1の区画にダクト109を通して上から入り下から流出するように構成されている。また、冷却流体であり、再生空気として用

いられる外気 B は、図中で第 2 の区画にダクト 1 2 4 を通して下から入り上から流出するように構成されている。すなわち、処理空気 A と外気 B とは、互いに対向流方向に流れるように構成される。

このような処理空気冷却器乃至は熱交換器では、蒸発セクション 2 5 1 A での蒸発圧力、ひいては凝縮セクション 2 5 2 A に於ける凝縮圧力は、処理空気 A の温度と冷却流体である外気 B の温度とによって定まる。図 3 0 に示す熱交換器 3 0 0 e は、蒸発伝熱と凝縮伝熱とを利用しているため、熱伝達率が非常に優れており、熱交換効率が非常に高い。また冷媒は、蒸発セクション 2 5 1 A から凝縮セクション 2 5 2 A に向けて貫流するので、即ちほぼ一方向に強制的に流されるので、処理空気と冷却流体としての外気との間の熱交換効率が非常に高い。ここで、熱交換効率 ϕ は、図 4 を参照して説明した通りである。

ここで、冷媒の流れ方向を考慮すると、蒸発圧力の方が凝縮圧力よりも若干高いが、蒸発セクション 2 5 1 A と凝縮セクション 2 5 2 A とは連続した熱交換チューブで構成されているので、蒸発圧力と凝縮圧力とは実質的にはほぼ同一と考えられる。

以上蒸発セクション 2 5 1 A と凝縮セクション 2 5 2 A について説明したが、蒸発セクション 2 5 1 B と凝縮セクション 2 5 2 B についても作用は全く同様である。ただし、処理空気の流れの方向が蒸発セクション 2 5 1 A から 2 5 1 B の方向であり、また冷却流体の流れの方向が凝縮セクション 2 5 2 B から 2 5 2 A の方向であるので、蒸発セクション 2 5 1 A あるいは凝縮セクション 2 5 2 A の蒸発・凝縮圧力の方が、蒸発セクション 2 5 1 B あるいは凝縮セクション 2 5 2 B の蒸発・凝縮圧力よりも高い。

蒸発セクション 2 5 1、凝縮セクション 2 5 2 を構成する熱交換チューブの内面は、先に説明したように高性能伝熱面とするのが好ましい。

第 1 の区画の熱交換チューブの外側のプレートフィン、第 2 の区画の熱交換チューブのプレートフィンについても、図 1 を参照して説明したのと同様である。

図 3 1 を参照して、また構成については適宜図 2 9 を参照して、本発明の実施の形態の作用を説明する。図 3 2 中、アルファベット記号 K ~ N、P、Y、Q ~

U、Xにより、各部における空気の状態を示す。この記号は、図29のフロー図中で丸で囲んだアルファベットに対応する。

先ず処理空気Aの流れを説明する。図31において、空調空間101からの処理空気(状態K)は、処理空気経路107を通して、送風機102により吸い込まれ、処理空気経路108を通してデシカントロータ103に送り込まれる。ここで乾燥エレメント103a(図16)中のデシカントにより水分を吸着されて絶対湿度を下げるとともに、デシカントの吸着熱により乾球温度を上げて状態Lに到る。この空気は処理空気経路109を通して処理空気冷却器300の第1の区画310に送られ、ここで絶対湿度一定のまま蒸発セクション251A(図30)内において本発明の第1の中間温度あるいは第3の圧力で蒸発する冷媒により冷却されて状態Pの空気になり、さらに蒸発セクション251B(図30)内において本発明の第2の中間温度あるいは第4の圧力で蒸発する冷媒により冷却されて状態Mの空気になり、経路110を通して冷却器210Aに入る。ここでやはり絶対湿度一定で本発明の第1の蒸発温度あるいは第1の蒸発圧力でさらに冷却されて状態Yの空気になり、続けて冷却器210Bに入り、本発明の第2の蒸発温度あるいは第2の蒸発圧力でさらに冷却されて状態Nの空気になる。この空気は、乾燥し冷却され、適度な湿度でかつ適度な温度(図31の場合は、絶対湿度6kg/kg、19℃)の処理空気SAとして、ダクト111を經由して空調空間101に戻される。

次に再生空気Bの流れを説明する。図31において、屋外OAからの再生空気(状態Q)は、再生空気経路124を通して吸い込まれ、処理空気冷却器300の第2の区画320に送り込まれる。ここの凝縮セクション252Bにおいて本発明の第2の中間温度にほぼ等しい温度あるいは第4の圧力にほぼ等しい圧力で凝縮する冷媒と熱交換して乾球温度を上昇させ状態Sの空気になり、続けて凝縮セクション252Aにおいて本発明の第1の中間温度にほぼ等しい温度あるいは第3の圧力にほぼ等しい圧力で凝縮する冷媒と熱交換して乾球温度を上昇させ状態Rの空気になる。この空気は経路126を通して、冷媒凝縮器(再生空気から見れば加熱器)220Bに送り込まれ、ここで第2の凝縮温度あるいは第2の凝

縮圧力で加熱されて乾球温度を上昇させ状態Xの空気になり、冷媒凝縮器220Aに流入し、ここで第1の凝縮温度あるいは第1の凝縮圧力で加熱されて乾球温度を上昇させ状態Tの空気になる。この空気は経路127を通して、デシカントロータ103に送り込まれ、ここで乾燥エレメント103a(図16)中のデシカントから水分を奪いこれを再生して、自身は絶対湿度を上げるとともに、デシカントの水分脱着熱により乾球温度を下げて状態Uに到る。この空気は経路128を通して、再生空気を循環するための送風機140に吸い込まれ、経路129を通して排気EXされる。

以上のような空調装置では、図31の湿り空気線図上に示す空気側のサイクルで判るように、該装置のデシカントの再生のために再生空気に加えられた熱量を ΔH 、処理空気から汲み上げる熱量を Δq 、圧縮機の駆動エネルギーを Δh とすると、 $\Delta H = \Delta q + \Delta h$ である。この熱量 ΔH による再生の結果得られる冷房効果 ΔQ は、水分吸着後の処理空気(状態L)と熱交換させる外気(状態Q)の温度が低いほど大きくなる。また、状態Qと状態Mとの温度差、状態Rと状態Lとの温度差が小さいほど大きくなる。本実施の形態では、処理空気冷却器300の熱交換効率が非常に高いので、冷房効果を著しく高めることができる。またヒートポンプが汲み上げるべき温度リフトは、第1のヒートポンプHPAについては状態Tと状態Yとの差である37℃、第2のヒートポンプHPBについては状態Xと状態Nとの差である35℃となる。

次に図29と図32を参照して、各機器間の冷媒の流れ及びヒートポンプHPA、HPBの作用を説明する。

図29において、第1の冷媒圧縮機260Aにより圧縮された冷媒ガスは、圧縮機の吐出口に接続された冷媒ガス配管201Aを経由して第1の凝縮器である再生空気加熱器(冷媒凝縮器)220Aに導かれる。圧縮機260Aで圧縮された冷媒ガスは、圧縮熱により昇温しており、この熱で再生空気を加熱する。冷媒ガス自身は熱を奪われ冷却され、さらに凝縮する。

冷媒凝縮器220Aの冷媒出口は、処理空気冷却器300の蒸発セクション251Aの入り口に冷媒経路202Aにより接続されており、冷媒経路202Aの

途中、蒸発セクション 251 A の入り口近傍には、絞り 230 A が設けられている。図 29 にはヒートポンプ H P A 系統の絞りは 1 個のみ示されているが、蒸発セクション 251 A 乃至は凝縮セクション 252 A の数に応じて、2 個以上いくつにでも構成可能である。

冷媒凝縮器（再生空気から見れば加熱器）220 A を第 1 の凝縮圧力の状態に出た液冷媒は、絞り 230 A により第 3 の圧力まで減圧され、膨張して一部の液冷媒が蒸発（フラッシュ）する。その液とガスの混合した冷媒は、蒸発セクション 251 A に到り、ここで液冷媒は蒸発セクションのチューブの内壁を濡らすように流れ蒸発して、第 1 の区画を流れる処理空気を冷却する。

蒸発セクション 251 A と凝縮セクション 252 A とは、一連のチューブである。即ち一体の流路として構成されているので、蒸発した冷媒ガス（及び蒸発しなかった冷媒液）は、凝縮セクション 252 A に流入して、第 2 の区画を流れる外気により熱を奪われ凝縮する。

処理空気 A は、第 1 の区画内では蒸発セクションで 251 A の熱交換チューブに直交して流れ、冷媒との間の熱交換を行い、入り口温度が処理空気より低温の外気 B は、第 2 の区画内で凝縮セクションで 252 A の熱交換チューブに直交して流れる。

図 30 においては、第 1 の区画と第 2 の区画とは仕切板 301 を介して隣接して設けられており、蒸発セクションと凝縮セクションとは一体の連続した熱交換チューブで形成されているが、図 3 に示すように、第 1 の区画と第 2 の区画を分離して、さらに第 1 の流路と第 2 の流路も分離した熱交換器としてもよい。この場合も図 30 と熱交換器としての機能、作用は変わらない。

凝縮セクション 252 A は絞り 240 A を介して冷媒液配管 203 A により冷媒蒸発器（処理空気からにれば冷却器）210 A に接続されている。絞り 240 A により第 3 の圧力から第 1 の蒸発圧力まで減圧される。絞り 240 A の取付位置は、凝縮セクション 252 A の直後から冷媒蒸発器 210 A の入り口までのどこでもよいが、冷媒蒸発器 210 A の入り口直前にすれば、配管保冷を薄くできる。凝縮セクション 252 A で凝縮した冷媒液は、絞り 240 A で減圧され膨張

して温度を下げて、冷媒蒸発器 210 A に入り蒸発し、その蒸発熱で処理空気を冷却する。

ここで、絞り 240 A としては通常は開度一定のオリフィス等が用いられる。そして、この固定絞りの他に、絞り 240 A と冷媒蒸発器 210 A との間に膨張弁 270 A を設けて、また冷媒蒸発器 210 A の熱交換部あるいは冷媒蒸発器 210 A の冷媒出口箇所に温度検知器（不図示）を取り付けて過熱温度を検知できるようにし、その温度検知器により膨張弁 270 A の開度を調節できるように構成してもよい。このようにすれば、冷媒蒸発器 210 A に過剰な冷媒液が供給されて、圧縮機 260 A に蒸発しきれなかった冷媒液が吸い込まれるようなことを防止することができる。

冷媒蒸発器 210 A で蒸発してガス化した冷媒は、冷媒圧縮機 260 A の吸込側に導かれ、以上のサイクルを繰り返す。

ヒートポンプ H P B についても、ヒートポンプ H P A と全く同様な構成と作用を有する。異なるのは、作動圧力（蒸発圧力、凝縮圧力）がヒートポンプ H P A より低い点である。そして第 2 の蒸発器 210 B は第 1 の蒸発器 210 A の、処理空気の流れに関して下流側に設けられており、第 2 の凝縮器 220 B は第 1 の凝縮器 220 A の、再生空気の流れに関して上流側に設けられている。また、蒸発セクション 251 A には第 1 の凝縮器 220 A から冷媒が流入するように、冷媒経路 202 A が接続されており、蒸発セクション 251 B には第 2 の凝縮器 220 B から冷媒が流入するように、冷媒経路 202 B が接続されている。

このような構造において、処理空気 A は、第 1 の区画内では蒸発セクションを 251 A、251 B の順番に接触するように熱交換チューブに直交して流れ、冷媒との間の熱交換を行い、入り口温度が処理空気温度より低い外気 B は、第 2 の区画内で凝縮セクションを 252 B、252 A の順番に接触するように熱交換チューブに直交して流れる。この場合、蒸発圧力乃至は蒸発温度は、蒸発セクションでは 251 A、251 B の順番に、高から低になり、また凝縮セクションでは、252 B、252 A の順番に、低から高になる。即ち、処理空気冷却器 300 は、処理空気 A を冷却する冷媒の蒸発圧力が第 3、第 4 の圧力と 2 つあり、かつ冷却

流体である外気 B により冷却して凝縮する冷媒の凝縮圧力が前記蒸発圧力に対応して 2 つある。

このようにして、処理空気 A と外気 B の流れに注目すると、いわば両者は対向流で熱交換することになるので、著しく高い熱交換効率 ϕ 、例えば 80% 以上の熱交換効率 ϕ も実現できる。

次に図 3 2 を参照して、ヒートポンプ H P A、H P B の作用を説明する。図 3 2 は、冷媒 H F C 1 3 4 a を用いた場合のモリエ線図である。この線図では横軸がエンタルピ、縦軸が圧力である。また、図 3 2 (a) は、第 1 のヒートポンプ H P A のモリエ線図であり、図 3 2 (b) は、第 2 のヒートポンプ H P B のモリエ線図である。

図 3 2 (a) 中、点 a は図 2 9 に示す冷却器 2 1 0 A の冷媒出口の状態であり、飽和ガスの状態である。第 1 の蒸発圧力としての圧力は 6.4 kg/cm^2 、第 1 の蒸発温度としての温度は 23°C 、エンタルピは 150.56 kcal/kg である。このガスを圧縮機 2 6 0 A で吸込圧縮した状態、圧縮機 2 6 0 A の吐出口での状態が点 b で示されている。この状態は、第 1 の凝縮圧力としての圧力が 19.3 kg/cm^2 、温度は過熱しており 78°C である。

この冷媒ガスは、加熱器（冷媒凝縮器）2 2 0 A 内で冷却され、モリエ線図上の点 c に到る。この点は飽和ガスの状態であり、圧力は 19.3 kg/cm^2 、第 1 の凝縮温度としての温度は 65°C である。この圧力下でさらに冷却され凝縮して、点 d に到る。この点は飽和液の状態であり、圧力と温度は点 c と同じく、圧力は 19.3 kg/cm^2 、温度は 65°C 、そしてエンタルピは 122.97 kcal/kg である。

この冷媒液のうち、絞り 2 3 0 A で減圧され蒸発セクション 2 5 1 A に流入した冷媒の状態は、モリエ線図上では、点 e で示されている。第 1 の中間温度としての温度は約 40°C になる。第 1 の中間圧力としての圧力は、温度 40°C に対応する飽和圧力である。

点 e では、冷媒は一部の液が蒸発（フラッシュ）して液とガスが混合した状態にある。蒸発セクション内で、第 1 の中間圧力である飽和圧力下で冷媒液は蒸発

して、その圧力における飽和液線と飽和ガス線の中間の点 f に到る。

この状態の冷媒が、凝縮セクション 2 5 2 A に流入する。凝縮セクションでは、冷媒は第 2 の区画を流れる外気により熱を奪われ、点 g に到る。この点はモリエ線図では飽和液線上にある。温度はほぼ 4 0 °C である。これらの冷媒液は、絞り 2 4 0 A を経て、点 j に到る。点 j の圧力は本発明の第 1 の蒸発圧力であり 2 3 °C の飽和圧力の 6 . 4 k g / c m² である。

ここでは冷媒は、液とガスが混合した状態にある。この冷媒は、冷却器（冷媒蒸発器）2 1 0 A で処理空気から熱を奪い、蒸発してモリエ線図上の点 a の状態の飽和ガスとなり、再び圧縮機 2 6 0 A に吸入され、以上のサイクルを繰り返す。

第 2 のヒートポンプ H P B の作用も全く同様である。但し、ヒートポンプ H P B は、ヒートポンプ H P A よりも、全体として低圧（低温）側で作動する。即ち、第 2 の蒸発器 2 1 0 B での第 2 の蒸発圧力としての蒸発圧力は 5 . 0 k g / c m²、第 2 の蒸発温度としての蒸発温度は 1 5 °C、第 2 の凝縮器 2 2 0 B での第 2 の凝縮圧力としての凝縮圧力は 1 4 . 8 k g / c m²、第 2 の凝縮温度としての凝縮温度は 5 4 °C、処理空気冷却器の蒸発セクション 2 5 1 B、凝縮セクション 2 5 2 B の第 2 の中間温度としての蒸発・凝縮温度は 3 6 °C である。

以上説明したように、熱交換器 3 0 0 e 内では、冷媒は各蒸発セクションで蒸発を、各凝縮セクションで凝縮をしており、蒸発伝熱と凝縮伝熱であるため、熱伝達率が非常に高い。しかも、第 1 の区画 3 1 0 では図中上から下に流れるにしたがって高い温度から低い温度に冷却される処理空気を、それぞれ 4 0 °C、3 6 °C と並んだ温度で冷却するので、一つの温度例えば 4 0 °C で冷却する場合と比較して熱交換効率を高めることができる。凝縮セクションも同様である。即ち、第 2 の区画 3 2 0 では図中下から上に流れるにしたがって低い温度から高い温度に加熱される外気（再生空気）を、それぞれ 3 6 °C、4 0 °C と並んだ温度で加熱するので、一つの温度例えば 4 0 °C で加熱する場合と比較して熱交換効率を高めることができる。

さらに、圧縮機 2 6 0 A、加熱器（冷媒凝縮器）2 2 0 A、絞り及び冷却器（冷媒蒸発器）2 1 0 A を含む圧縮ヒートポンプ H P A としては、熱交換器 3 0 0 e

を設けない場合は、加熱器（凝縮器）220Aにおける点dの状態の冷媒を、絞りを介して冷却器（蒸発器）210Aに戻すため、冷却器（蒸発器）で利用できるエンタルピー差は 27.59 kcal/kg しかないのに対して、熱交換器300を設けた本発明の実施例の場合は、 $150.56 - 113.51 = 37.05 \text{ kcal/kg}$ になり、同一冷却負荷に対して圧縮機に循環するガス量を、ひいては（温度リフトが同じとしても）所要動力を26%も小さくすることができる。逆に同一動力で達成できる冷却効果で見れば、冷却効果を34%も高めることができる。すなわち、圧縮機260Aが単段型であっても、複数型で中間段にフラッシュガスを吸入させるエコノマイザを有する場合と同様な作用を持たせることができる。むしろ、高圧段にフラッシュガスを吸入させる必要がないところから、2段型よりも高いCOPを達成できる。

このことは、第2のヒートポンプHPBでも全く同様である。図32(b)に示すように、同一冷却負荷に対して圧縮機に循環するガス量を、ひいては（温度リフトが同じとしても）所要動力を18%も小さくすることができる。逆に同一動力で達成できる冷却効果で見れば、冷却効果を21%も高めることができる。

また冷媒サイクルにおける汲み上げる温度リフトは、第1のヒートポンプHPAでは、 $65 - 23 = 42^\circ\text{C}$ 、第2のヒートポンプHPAでは、 $54 - 15 = 39^\circ\text{C}$ である。ヒートポンプが1つであるとしたときの温度リフトは、 $65 - 15 = 50^\circ\text{C}$ となるが、これと比較してはるかに小さいリフトとなる。したがって、処理空気冷却器300eにより所要冷却負荷・加熱負荷当たりの冷媒流量が少なくなることと相まって、ヒートポンプのCOPは著しく向上する。

以上の説明では、好ましい形態として、凝縮器220Aは蒸発セクション251Aに接続され、凝縮器220Bは蒸発セクション251Bに接続されるものとして説明したが、逆に凝縮器220Aを蒸発セクション251Bに接続し、凝縮器220Bを蒸発セクション251Aに接続してもよい。

次に図33を参照して、本発明の別の実施の形態の除湿空調装置の説明をする。図33は、除湿空調装置における処理空気冷却器300e1回りを抜き出して拡大して示したフロー図であり、その他の構成は図29と同じである。

この熱交換器である処理空気冷却器 300 e 1 は、図 29 の熱交換器と同様に、第 1 の区画 310 b と第 2 の区画 320 b 及び隔壁 301 を貫通して、冷媒 250 を流す、流体流路としての熱交換チューブが複数本ほぼ水平に設けられている。但し、第 1 のヒートポンプ HPA 系統について、第 1 の区画を貫通している部分は蒸発セクション 251 A が 1 本ではなく、処理空気の流れの方向に配列された複数の蒸発セクション（図 33 では 3 本、251 A 1、251 A 2、251 A 3 を図示）であり、第 2 の区画を貫通している部分は、蒸発セクションに対応する、再生空気の流れの方向に配列された複数の凝縮セクション 252 A 1、252 A 2、252 A 3 である。そして、各蒸発セクション 251 A 1、251 A 2、251 A 3 には、それぞれ、絞り 230 A 1、230 A 2、230 A 3 が設けられており、それらは、冷媒経路 202 A に設けられた一つのヘッダ 235 A から分岐した経路に設けられている。また、各凝縮セクション 252 A 1、252 A 2、252 A 3 には、それぞれ絞り 240 A 1、240 A 2、240 A 3 が設けられており、それらは、一つのヘッダ 245 A にまとめられ、そのヘッダは冷媒経路 203 A に接続されている。これら蒸発セクション 251 A 1、251 A 2、251 A 3 は、処理空気の流れに沿ってこの順番に並べられており、凝縮セクション 252 A 3、252 A 2、252 A 1 は、再生空気の流れに沿ってこの順番に並べられている。なお、一つの絞り例えば 240 A 1 につき処理空気の流れの方向に直交する方向に複数の蒸発セクション 240 A 1 1、240 A 1 2、240 A 1 3・・・として構成してもよい。これは、セクションの長さ、流路面積、冷媒流量によって適宜定めればよい。

第 2 のヒートポンプ HPB 系統についても、全く同様であり、蒸発セクション 251 B 1、251 B 2、251 B 3 は、処理空気の流れに沿ってこの順番に、蒸発セクション 251 A 3 の下流側に並べられており、凝縮セクション 252 B 3、252 B 2、252 B 1 は、再生空気の流れに沿ってこの順番に、凝縮セクション 252 A 3 の上流側に並べられている。

このような構造において、処理空気 A は、第 1 の区画内では蒸発セクションを 251 A 1、251 A 2、251 A 3、251 B 1、251 B 2、251 B 3 の

順番に接触するように熱交換チューブに直交して流れ、冷媒との間の熱交換を行い、入り口温度が処理空気より低温の外気Bは、第2の区画内で凝縮セクションを252B3、252B2、252B1、252A3、252A2、252A1、の順番に接触するように熱交換チューブに直交して流れる。このような場合、冷媒の蒸発圧力（温度）あるいは凝縮圧力（温度）は、絞りでグループ化されたセクション毎に定まるが、蒸発セクションでは251A1、251A2、251A3、251B1、251B2、251B3の順番に、高から低になり、また凝縮セクションでは252B3、252B2、252B1、252A3、252A2、252A1、の順番に、低から高になる。即ち、処理空気冷却器300e1は、第1のヒートポンプHPAと第2のヒートポンプHPBとについて、処理空気Aを冷却する冷媒の蒸発圧力がそれぞれ複数あり、かつ冷却流体である外気Bにより冷却して凝縮する冷媒の凝縮圧力が前記蒸発圧力に対応して複数あり、その複数の蒸発圧力乃至は凝縮圧力は高さの順に配列されるように構成されていることになる。

このようにして、処理空気Aと外気Bの流れに注目すると、各ヒートポンプの温度差と、各ヒートポンプ内での複数の蒸発セクションと凝縮セクションとの温度勾配とにより、いわば両者は対向流で熱交換することになるので、著しく高い熱交換効率 ϕ 、例えば80%以上の熱交換効率 ϕ も実現できる。

ここで、複数の蒸発圧力が高さの順に配列されることをさらに説明すれば、複数の蒸発セクション251A1、251A2、251A3における、各蒸発圧力は、各蒸発セクションの入り口に独立した絞り230A1、230A2、230A3を設けた結果、それぞれ異なった値をとることができ、第1の区画310に処理空気を、蒸発セクション251A1、251A2、251A3にこの順番で接触するように流し、処理空気は顕熱を奪われる結果、温度が入り口から出口にかけて低下する。その結果、蒸発セクション251A1、251A2、251A3内の蒸発圧力は、この順番で低下することになり、蒸発温度は順番に並ぶことになる。

全く同様に、凝縮温度はセクション252A3、252A2、252A1の順

番に低温から高温に並ぶが、蒸発セクションと同様に、各凝縮セクションは独立した絞り240A3、240A2、240A1を備える結果、独立した凝縮圧力即ち凝縮温度を持つことができ、ここに外気を第2の区画320の入り口から出口に向かって凝縮セクション252A3、252A2、252A1の順番に接触するように流す結果として、凝縮圧力はこの順番に並ぶことになる。第2のヒートポンプHPB系統についても同様である。したがって、処理空気Aと外気Bに注目すると、前記のように、いわゆる対向流形の熱交換器を形成することになり、高い熱交換効率を達成できる。

次に図34を参照して、ヒートポンプHPA、HPBの作用を説明する。図34は、冷媒HFC134aを用いた場合のモリエ線図である。この線図では横軸がエンタルピ、縦軸が圧力である。図34(a)はヒートポンプHPAのモリエ線図、図34(b)はヒートポンプHPBのモリエ線図である。

まず図34(a)を説明する。図中、点aは図29に示す冷却器210Aの冷媒出口の状態であり、飽和ガスの状態である。圧力は 6.4 kg/cm^2 、温度は 23°C である。このガスを圧縮機260Aで吸込圧縮した状態、圧縮機260Aの吐出口での状態が点bで示されている。この状態は、圧力が 19.3 kg/cm^2 、温度は 78°C である。

この冷媒ガスは、加熱器(冷媒凝縮器)220A内で冷却され、モリエ線図上の点cに到る。この点の圧力は 19.3 kg/cm^2 、温度は 65°C である。冷媒はさらに冷却され凝縮して点dに到る。この点は飽和液の状態であり、圧力と温度は点cと同じく、圧力は 19.3 kg/cm^2 、温度は 65°C である。

この冷媒液のうち、絞り230A1で減圧され蒸発セクション251A1に流入した冷媒の状態は、モリエ線図上では、点e1で示されている。温度は約 43°C になる。圧力は、本発明の異なる複数の圧力の一つであり、温度 43°C に対応する飽和圧力である。同様に、絞り230A2で減圧され蒸発セクション251A2に流入した冷媒の状態は、モリエ線図上では、点e2で示されており、温度は 41°C 、圧力は、本発明の異なる複数の圧力の一つであり、温度 41°C に対応する飽和圧力である。同様に、絞り230A3で減圧され蒸発セクション251A

3に流入した冷媒の状態は、モリエ線図上では、点e3で示されており、温度は39℃、圧力は、本発明の異なる複数の圧力の一つであり、温度39℃に対応する飽和圧力である。

点e1、e2、e3のいずれにおいても、冷媒は、一部の液が蒸発（フラッシュ）して液とガスが混合した状態にある。各蒸発セクション内で、前記各複数の異なる圧力の一つである圧力下で冷媒液は蒸発して、それぞれ各圧力の飽和液線と飽和ガス線の間にある点f1、f2、f3に到る。

この状態の冷媒が、各凝縮セクション252A1、252A2、252A3に流入する。各凝縮セクションでは、冷媒は第2の区画を流れる外気により熱を奪われ、それぞれ点g1、g2、g3に到る。これらの点はモリエ線図では飽和液線上にある。温度はそれぞれ43℃、41℃、39℃である。これらの冷媒液は、各絞りを経て、それぞれ点j1、j2、j3に到る。これらの点の圧力は23℃の飽和圧力の6.4 kg/cm²である。

ここでは冷媒は、液とガスが混合した状態にある。これらの冷媒は一つのヘッダ245Aに合流するが、ここでのエンタルピは点g1、g2、g3をそれぞれに対応する冷媒の流量で重み付けして平均した値となる。

この冷媒は、冷却器（冷媒蒸発器）210Aで処理空気から熱を奪い、蒸発してモリエ線図上の点aの状態の飽和ガスとなり、再び圧縮機260Aに吸入され、以上のサイクルを繰り返す。

ヒートポンプHPBについても同様に、図34(b)に示すように、凝縮器220Bでの凝縮温度は54℃、ヒートポンプHPAの点g1、g2、g3に対応する、点g1'、g2'、g3'の温度はそれぞれ、例えば37℃、35℃、33℃になる。蒸発器210Bの蒸発温度は15℃である。

以上説明したように、熱交換器300e1内では、冷媒は各蒸発セクションで蒸発を、各凝縮セクションで凝縮をしており、蒸発伝熱と凝縮伝熱であるため、熱伝達率が非常に高い。しかも、第1の区画310では図中上から下に流れるにしたがって高い温度から低い温度に冷却される処理空気を、それぞれ43℃、41℃、39℃、37℃、35℃、33℃と順番に並んだ温度で冷却するので、2

つのヒートポンプ毎に一つの温度例えば40℃と36℃で冷却する場合と比較して熱交換効率を高めることができる。凝縮セクションも同様である。即ち、第2の区画320では図中下から上に流れるにしたがって低い温度から高い温度に加熱される外気（再生空気）を、それぞれ33℃、35℃、37℃、39℃、41℃、43℃と順番に並んだ温度で加熱するので、2つのヒートポンプ毎に一つの温度例えば36℃と40℃で加熱する場合と比較して熱交換効率を高めることができる。

以上説明したように、処理空気冷却器を備え、処理空気冷却器は、処理空気を冷媒の蒸発により冷却し、蒸発した冷媒を冷却流体により冷却して凝縮するように構成されているので、伝熱係数の高い蒸発伝熱と凝縮伝熱を利用できるため、高い熱伝達率をもって処理空気と冷却流体との伝熱を達成できる。また、処理空気と冷却流体との伝熱を冷媒を介して行うので、除湿空調装置の構成要素の配置が容易になる。また、処理空気と冷却流体との熱交換をいわゆる対向流に構成することができ、かつ第1と第2のヒートポンプを備えるので、各温度リフトを小さくとれ、COPの高いかつコンパクトにまとまった除湿空調装置を提供することが可能となる。

図35、図36を参照して、本発明の実施の形態の除湿装置としての除湿空調装置の構成と配置を説明する。図35は除湿空調装置の模式的正面断面図、図36は除湿空調装置のフロー図である。図36のフロー図は、図29のフロー図と送風機102の位置が相違し、吸込口近傍ではなく、吐出口近傍に配置されている。しかし、その他の点はほぼ同一である。即ち、送風機102は、処理空気は除湿空調装置を構成する機器はキャビネット700の中の吐出口106近傍に收容されている。キャビネット700は、例えば薄い鋼板で作られた直方体の筐として形成されており、その鉛直方向上部に空調空間101から処理空気Aを吸気RAするための吸込口104が開口している。その吸込口104の開口には、空調空間101の埃を装置内に持ち込まないようにフィルター501が設けられている。

鉛直方向下方に向かう流路107を介してフィルター501の鉛直方向下方に、

デシカント（乾燥材）を充填した、例えば図16に示すような水分吸着装置としてのデシカントロータ103が回転軸を鉛直方向に向けて配置されている。デシカントロータ103は、その近傍にやはり回転軸AXを鉛直下方向に向けて配置された駆動機である電動機105と、ベルト、チェーン等により結合され、数分間に1回転程度の低速で回転可能に構成されている。

このように、デシカントロータ103を、鉛直方向に向いた回転軸回りに、ほぼ水平な面内で回転させるように配置すると、鉛直方向下方に向かう流路107に沿って流れてきた処理空気Aが方向を変えずに円形のデシカントロータ103の半円の領域である処理空気ゾーンを通過することができ、処理空気流路が単純化され、装置をコンパクトにすることができる。さらにデシカントのデシカントロータ103の充填が楽になり、デシカントのデシカントロータ103内の分布を偏らないものにすることができる。

デシカントロータ103の鉛直方向下方で、処理空気Aが流入する方の処理空気ゾーンの下方には、処理空気冷却器300の第1の区画310が配置され、第1の区画310は鉛直方向上側の蒸発セクション251A、鉛直方向下側の蒸発セクション251Bから構成され、処理空気は蒸発セクション251A、蒸発セクション251Bの順に通過する。デシカントロータ103と第1の区画310とを接続する流路109は、本構造においては水平に置かれたデシカントロータ103と、やはり水平に置かれた蒸発セクション251Aのチューブ（及びこれらチューブに取り付けられたフィン）との間を繋ぐ鉛直方向下に向かう流路として形成されている。

第1の区画310の鉛直方向下方には、鉛直方向上側の第1の熱交換器としての冷媒蒸発器210Aと、鉛直方向下側の第1の熱交換器としての冷媒蒸発器210Bがその冷媒が流れる冷却管を水平にして配置され、処理空気Aは冷媒蒸発器210A、冷媒蒸発器210Bの順に通過する。本実施の形態では、流路110は、第1の区画310と冷媒蒸発器210Aとの間の空間であるが、両者は密接して配置されているので、その空間はほとんど存在しない。冷媒蒸発器210Bの鉛直方向下方には流路111Aがあり、処理空気Aを水平方向横に導き、流

流路 1 1 1 A は、流路 1 0 7、流路 1 0 9、流路 1 1 0 の直ぐ脇に配置された鉛直方向上に向かう流路 1 1 1 B に流路 1 1 1 A の最下部に設置された加湿器 1 1 5 を介して繋がっている。

流路 1 1 1 B の最上部に送風機 1 0 2 が取り付けられており、第 1 の送風機としての送風機 1 0 2 は流路 1 1 1 B まで流れてきた処理空気 A を吸い込み、キャビネット 7 0 0 の上面に形成された開口である吐出口 1 0 6 から、処理空気 A を空調空間 1 0 1 に給気 S A する。吐出口 1 0 6 は流路 1 1 1 B の鉛直方向上側の延長上のキャビネット 7 0 0 の上面に形成されている。

一方キャビネット 7 0 0 の側方の下方には、外気である再生空気 B を吸入 O A する吸込口 1 4 1 が開口しており、ここには外気である再生空気 B の埃を遮断するためのフィルター 5 0 2 が設けられている。

フィルター 5 0 2 を通過した再生空気 B は流路 1 2 4 に入り、流路 1 2 4 に沿って水平方向横に導かれた後鉛直方向上へ向かう。流路 1 2 4 の鉛直方向上側には、第 3 の熱交換器としての処理空気冷却器 3 0 0 が配置され、再生空気は凝縮セクション 2 5 2 A、凝縮セクション 2 5 2 B の順に鉛直方向上に向かって通過する。処理空気冷却器 3 0 0 の鉛直方向上側には第 2 の熱交換器としての冷媒凝縮器 2 2 0 B、第 2 の熱交換器としての冷媒凝縮器 2 2 0 A が配置されている。冷媒凝縮器 2 2 0 A、冷媒凝縮器 2 2 0 B は、それぞれ熱交換器チューブがほぼ水平に配設されている。

冷媒凝縮器 2 2 0 の鉛直方向下方の、デシカントロータ 1 0 3 との間の空間が流路 1 2 7 を構成しており、ここを経由してデシカントロータ 1 0 3 の、前述の処理空気 A 側の半分に対して、再生空気ゾーンとしての残りの半分の領域に再生空気 B が導かれるように構成されている。前記再生空気 B の通過すべきデシカントロータ 1 0 3 の半分の領域の鉛直方向上方の空間は、流路 1 2 8 を構成しており、この空間内に第 2 の送風機としての送風機 1 4 0 が吸込口をこの空間に向けて設置されている。

送風機 1 4 0 の吐出口は、側方を向いており、キャビネット 7 0 0 の側面上方に開けられた吐出口 1 4 2 に接続され、再生空気 B は吐出口 1 4 2 から排気 E X

される。

一方、圧縮機 260 A から吐出した冷媒ガスを冷媒凝縮器 220 A に送る冷媒ガス配管 201 A が、横に這ってキャビネットの側面に近づき、さらに立ち上がり、キャビネットの側面から離れる方向に横に這って冷媒凝縮器 220 A に接続されて設けられている。冷媒凝縮器 220 A の出口を出た冷媒配管 202 A は横に這って流路 109 を横切り、流路 111 B で鉛直方向下に向かい、この鉛直方向下に向かう箇所には絞り 230 A を内蔵するヘッダが設けられており、凝縮した冷媒を減圧して蒸発セクション 251 A に接続される。ヘッダに内蔵された絞り 230 A を経由して減圧された冷媒は、複数のチューブからなる蒸発セクション 251 A に送られ蒸発する。続けて凝縮セクション 252 A で凝縮した冷媒を導き絞り 240 A を内蔵するヘッダが、凝縮セクション 252 A の出口から出て鉛直方向下側に向かう冷媒配管 203 A の途中に設けられている。

冷媒液配管 203 A は、さらに横に這って、もう一度鉛直方向下に向かい、さらに流路 111 A 内で冷媒蒸発器 210 B の真下を横に這って、最後に立ち上って、冷媒蒸発器に 210 A に接続される。冷媒蒸発器 210 B の真下を横に這う冷媒配管に設けられた膨張弁 270 A で冷媒が減圧され、膨張弁 270 A 下流の冷媒液配管 204 A を経て冷媒蒸発器 210 A に向かう。さらに、冷媒蒸発器 210 A と圧縮機 260 を接続する冷媒配管 205 A が、冷媒蒸発器 210 A から出て横に這った後鉛直方向下方に向けて配設されている。

以上の記述のように、処理空気 A の流路 107、流路 109、流路 110 は鉛直方向下方に向かい、流路 111 B が鉛直方向上方に向かい、再生空気の流路 124、流路 126、流路 127 が鉛直方向上方に向かうように構成し、処理空気の吸込口 104、吐出口 106 を装置上面に配置し、再生空気の吸込口 141 を装置下面近傍、吐出口 142 を装置上面近傍に配置したので、処理空気流路は U 字形であり、再生空気流路は真っ直ぐな形であり共に単純な形状となる。

また、送風機 102、送風機 140、デシカントロータ 103、冷媒凝縮器 220 A / 冷媒凝縮器 220 B、処理空気冷却器 300、冷媒蒸発器 210 A / 冷媒蒸発器 210 B は鉛直方向上下に整然と配置され、装置がコンパクトになり、

設置面積が小さくなる。さらに、デシカントロータ103を通過する処理空気A、及び再生空気Bはデシカントロータ103の直前及び直後で流れの方向を変える必要がなく、スムーズな流れとなる。

図35に示す実施の形態である除湿空調装置の作用は、図31の湿り空気線図についてすでに説明した内容と実質的にほぼ同様である。また、各機器間の冷媒の流れ及びヒートポンプHPA、HPBの作用は、図29を参照して既に説明した作用と実質的にほぼ同一である。

次に図37を参照して、本発明の別の実施の形態である除湿空調装置の構成を説明する。図中、空調空間からキャビネット700上面に設けられた吸込口104を通り、さらにフィルター501を通過してキャビネット700に吸い込まれた処理空気Aは、処理空気Aの経路に沿って、鉛直方向下方に向かう流路107、を通り、処理空気Aを循環するための送風機102に吸い込まれて、送風機102の吐出口から排気され、鉛直方向下方に向かう流路108を通り、デシカントを充填したデシカントロータ103の処理空気ゾーンを鉛直方向下方に通過し、鉛直方向下方に向かう流路109を通り、処理空気Aから熱を回収する熱交換器225を上から下に通過し、鉛直方向下方に向かう流路110を通り、処理空気を冷却する熱交換器116を上から下に通過し、流路111Aに沿って水平方向に流れ、加湿器115を通過し、鉛直方向上方に向かう流路を通り、キャビネット700の上面に設けられた吐出口106を通過し、そして空調空間に戻るよう構成されている。

また、屋外OAからキャビネット700の側面下方に設けられた吸込口141を通り、さらにフィルター502をキャビネット700に吸い込まれた再生空気Bは、再生空気Bの経路に沿って、流路12に沿って水平方向に流れた後鉛直方向上方に導かれ、デシカントロータ103に入る前の再生空気Bを加熱する熱交換器131を下から上に通過し、鉛直方向上方に向かう流路127を通り、デシカントロータ103の再生空気ゾーンを鉛直方向上方に通過し、鉛直方向上方に向かう流路128を通り、再生空気Bを循環するための送風機140に吸い込まれ、送風機140の吐出口から排気され、キャビネット700の上面に設けられ

た吐出口 1 4 2 から、屋外に排気 EX するように構成されている。

実際の除湿空調装置内部の配置について述べると、送風機 1 0 2、送風機 1 4 0 は装置の最上部に配置されている。送風機 1 4 0 は装置の上面の壁の下側（装置内部側）に取り付けられ、一方送風機 1 0 2 は、処理空気流路内に水平に設けられて取付板であって、送風機 1 0 2 の吐出口と同じ大きさの開口を有する取付板に取り付けられている。送風機 1 0 2 と送風機 1 4 0 の回転軸中心はほぼ同じ高さに取り付けられている。送風機 1 0 2、送風機 1 4 0 の鉛直方向下方に、回転軸が鉛直方向に配置してデシカントロータ 1 0 3 が設置されている。また、デシカントロータ 1 0 3 の鉛直方向下方には熱交換器 2 2 5 と、熱交換器 1 3 1 が同じ高さに並んで水平に配置されている。さらに、熱交換器 2 2 5 の鉛直方向下方には熱交換器 1 1 6 が水平に配置されている。

温熱媒体である温水を導く温水媒体配管 1 5 1 が、装置外部のヒートポンプ（図 3 7 に不図示）の冷媒凝縮器（図 3 7 に不図示）の温熱媒体供給口 4 2 と熱交換器 1 3 1 の温水入口に接続されている。熱交換器 1 3 1 は、温水と再生空気 B とが対向流で熱交換するように構成された対向流型熱交換器である。熱交換器 1 3 1 の温水出口は、熱交換器 2 2 5 の温水入口に温水配管により接続されている。熱交換器 2 2 5 も、温水と処理空気 A とが対向流で熱交換するように構成されている。熱交換器 2 2 5 の温水出口は、温水配管 1 5 2 により、装置外部のヒートポンプの冷媒凝縮器の温熱媒体戻り口 4 3 に接続されている。温水は冷媒凝縮器に戻り、冷媒蒸発器において冷媒の凝縮によって加熱された後、前述のように熱交換器 1 3 1 と、熱交換器 2 2 5 へ導かれ、循環する。

また冷熱媒体である冷水を導く冷水配管 1 6 1 が、装置外部のヒートポンプの冷媒蒸発器（図 3 7 に不図示）の冷熱媒体供給口 4 0 と熱交換器 1 1 6 の冷水入口に接続されている。熱交換器 1 1 6 は、熱交換対象である処理空気 A と対向流で熱交換するように構成されている。熱交換器 1 1 6 の冷水出口は、冷水配管 1 6 2 により、外部のヒートポンプの冷熱蒸発器の冷熱媒体戻り口 4 1 に接続されている。冷水は冷媒蒸発器に戻り、冷熱蒸発器において冷媒の蒸発により冷却された後、前述のように熱交換器 1 1 6 へ導かれ、循環する。

次に同じく図 3 7 を参照して、本図に示す実施の形態の作用を説明する。以下の説明において温度条件は一の例を示す。

先ず処理空気 A の流れを説明する。空調空間から約 2 7 °C の処理空気が吸い込まれ、デシカントロータ 1 0 3 でデシカントにより水分を吸着されて絶対湿度を下げるとともに、デシカントの吸着熱により乾球温度を上げて約 5 0 °C の状態に到る。この空気は熱交換器 2 2 5 で絶対湿度一定のまま（後述のように熱交換器で 1 3 0 温度を下げられた）温熱媒体により冷却され約 3 8 °C の状態の空気になり、熱交換器 1 1 6 に入る。

ここでやはり絶対湿度一定で、冷熱媒体によりさらに冷却されて約 1 5 °C の状態の空気になる。この空気は、加湿器 1 1 5 で等エンタルピ変化をして、絶対湿度を上げ、乾球温度を下げ、適度な湿度でかつ適度な温度の処理空気 A として、空調空間に戻される。

次に再生空気 B の流れを説明する。屋外 O A からの約 3 2 °C の再生空気 B が吸い込まれ、熱交換器 1 3 1 でヒートポンプ H P からの温度の高い温熱媒体と熱交換して乾球温度を上昇させ約 7 0 °C の状態の空気になる。

熱交換器 1 3 1 で温度を低下させた温熱媒体は、先に説明したように処理空気 A を冷却しつつ自身は温度を上昇させる。これは温熱媒体にとっては熱回収である。このように回収された熱を持って温熱媒体はヒートポンプ H P に戻り、そこで加熱されて熱交換器 1 3 1 に供給される。そして再生空気 B を加熱する。先に説明したように、再生空気 B は約 3 2 °C から約 7 0 °C まで加熱されるが、この温度上昇のうち、処理空気 A から熱交換器 2 2 5 が回収した分によるものは、約 3 2 °C から約 4 6 °C の状態までの上昇分に相当する。

このように熱交換器 1 3 1 で約 7 0 °C まで加熱された再生空気 B は、流路 1 2 6 を通ってデシカントロータ 1 0 3 に到り、ここでデシカントから水分を奪いこれを再生して、自身は絶対湿度を上げるとともに、デシカントの水分脱着熱により乾球温度を下げる。この空気は、再生空気 B を循環するための送風機 1 4 0 に吸い込まれ、排気 E X される。

ここでさらに図 3 7 に示す実施の形態について、熱交換器 1 3 1 と熱交換器 2

25の作用を説明する。まず熱交換器131では、ヒートポンプHPで約75℃まで加熱された温熱媒体と再生空気Bとして利用される約32℃の外気とが対向流で熱交換する。温熱媒体は約75℃から約36℃に温度低下する。温熱媒体と熱交換する再生空気Bは、この間、約32℃から約70℃に温度上昇する。

次に、先に説明したように約36℃に冷却された温熱媒体は、熱交換器225で、処理空気Aと対向流で熱交換する。温熱媒体は約36℃から約47℃に加熱される。温熱媒体と熱交換する処理空気Aは、この間、約50℃から約38℃に温度低下する。

図37に示す実施の形態によれば、熱交換器131で再生空気Bの加熱に利用した熱の一部に相当する熱を熱交換器225で処理空気Aから回収することができ、温熱媒体の加熱容量の増加、効率の上昇、機器の小型化、ひいてはコスト低減を図ることができる。

さらに以上の記述のように、処理空気Aの流路107、流路108、流路109、流路110は鉛直方向下方に向かい、流路111Bが鉛直方向上方に向かい、再生空気の流路124、流路127、流路128が鉛直方向上方に向かうように構成し、処理空気の吸込口104、吐出口106を装置上面に配置し、再生空気の吸込口141を装置下面近傍、吐出口142を装置上面に配置したので、処理空気流路はU字形であり、再生空気流路は真っ直ぐな形であり共に単純な形状となる。

また、送風機102、送風機140、デシカントロータ103、熱交換器225、処理空気冷却器300、熱交換器116が鉛直方向上下に整然と配置され、装置がコンパクトになり、設置面積が小さくなる。さらに、デシカントロータ103を通過する処理空気A、及び再生空気Bはデシカントロータ103の直前及び直後で流れの方向を変える必要がなく、スムーズな流れとなる。

次に図38を参照して、本発明の別の実施の形態である除湿空調装置の構成を説明する。前述の図37に示す実施の形態と同様の点は省略し相違点のみ述べる。

図38に示す実施の形態において、不図示のヒートポンプの冷熱媒体供給口40から供給された液体の状態の冷熱媒体は、熱交換器116の内部で相変化を起

こし、すなわち蒸発してガス化し、蒸発熱で処理空気Aを冷却し、冷熱媒体はヒートポンプの冷熱媒体戻り口41に戻る。一方、ヒートポンプの温熱媒体供給口42から供給されたガスの状態の温熱媒体は、熱交換器131の中で相変化を起こし、すなわち凝縮して液化し、さら温熱媒体は過冷却の状態になって熱交換器225へ送られ、熱交換器225において処理空気Aを冷却する。

図38に示す実施の形態の除湿空調装置において上述以外は、その構成、作用、効果は前述の図37に示す実施の形態の除湿空調装置と同様である。

以上説明したように本発明にかかる実施の形態による除湿空調装置よれば、除湿空調装置が回転軸AXを鉛直方向に配置したデシカントロータを備え、鉛直方向下方に向かう第1の流路部分と鉛直方向上方に向かう第2の流路部分とを主として含むように処理空気流路を構成したので、装置内を流れる処理空気の流れを主として鉛直上下方向に整然と纏めることができ、処理空気がデシカントロータの前後で流れの方向を変える必要がなく、主要機器を鉛直方向上下に配置することができるので、回転軸を水平方向に配置したデシカントロータを備える除湿空調装置に比して、装置をコンパクトにすることができ、設置面積を小さくすることができる。主として含むとは、デシカントロータ、熱交換器、凝縮器のような主要構成機器を備える処理空気流路あるいは再生空気流路が、例えば鉛直下方向に向かっていることを言い、鉛直方向下方から上方に向かうため、過渡的に横方向に向かってもよい。

以下、本発明の別の実施の形態について、図面を参照して説明する。

図39を参照して、除湿空調装置の機械的な構造及び配置の例を説明する。これは図5を参照して説明した装置の構成として好適である。但し、図5の場合の冷媒ラインの冷媒蒸発器210の上流側に絞り270が追加されている。図中において、装置を構成する機器はキャビネット700の中に收容されている。キャビネット700は、例えば薄い鋼板で作られた直方体の筐として形成されており、その鉛直方向下部側方に空調空間から処理空気Aを吸気RAするための吸込口104が開口している。その吸込口104の開口には、空調空間の埃を装置内に持ち込まないようにフィルター501が設けられている。フィルター501の内側

のキャビネット700内には、第2の送風機としての送風機102が設置されており、送風機102の吸入口がフィルター501を介してキャビネットの処理空気Aの吸込口104に通じている。吸込口104と送風機の吸込口の間は流路107が形成されている。

送風機102とほぼ水平方向横の位置に並べて圧縮機260、第1の送風機としての送風機140が、キャビネット700の下部の空間に配置されている。高速の回転機を一個所に集中させて配置したので、防音処理などが楽に行える。また、圧縮機260と送風機140の直ぐ鉛直方向上方に、デシカントロータ103が回転軸を鉛直方向に向けて配置されている。重量が重い圧縮機260、送風機102、140、駆動用電動機、デシカントロータ103を装置の比較的下に配置させたので、装置の重心を低くすることができる。デシカントロータ103は、その近傍にやはり回転軸を鉛直下方向に向けて配置された駆動機である電動機105と、ベルト、チェーン（不図示）等により結合され、数分間に1回転程度の低速で回転可能に構成されている。

このように、デシカントロータ103を、鉛直方向に向いた回転軸回りに、ほぼ水平な面内で回転させるように配置すると、装置全体の高さを低く抑えることができ、コンパクトにまとまる。さらにデシカントのデシカントロー103の充填が楽になり、デシカントのデシカントロータ103内の分布を偏らないものにすることができる。また重量の大きい圧縮機260を含めて、可動要素あるいは回転体である送風機102、140、そしてデシカントロータ103の殆どを装置の下部、キャビネット700の下部、即ち基礎近くに集めると、振動の影響を受けにくくすることができ、また装置の据えつけ安定性が増す。

送風機102の吐出口は流路108によりデシカントロータ103に接続されている。流路108、前述の流路107は、キャビネット700を形成しているのと同様な例えば薄い鋼板で他の部分と仕切られるようにして形成されている。処理空気Aが流入するのは、円形のデシカントロータ103の、処理空気ゾーンとしての約半分（半円）の領域である。

デシカントロータ103の鉛直方向上方、特に処理空気Aが流入する方の半分

(半円)の領域の上方には、処理空気冷却器300の第1の区画310、即ち蒸発セクション251が配置されている。デシカントロータ103と第1の区画310とを接続する流路109は、図39の構造においては水平に置かれたデシカントロータ103と、やはり水平に置かれた蒸発セクション251のチューブ(及びこれらチューブに取り付けられたフィン)との間の狭い空間として形成されている。

第1の区画310の鉛直方向上方には、第2の熱交換器としての冷媒蒸発器210がその冷媒が流れる冷却管を水平にして配置されている。図39に示す例では、流路110は、第1の区画310と冷媒蒸発器210との間の空間であるが、両者は密接して配置されているので、その空間はほとんど存在しない。冷媒蒸発器210の鉛直方向上方には流路111があり、処理空気Aを空調空間101に給気SAするための開口である吐出口106がキャビネット700の上面に形成されている。

以上の記述から、処理空気Aの吸込口104がキャビネット700の下面近傍(実際には下方側面)に配置され、デシカントロータ103の処理空気側半分、処理空気冷却器300の蒸発セクション251、冷媒蒸発器210を通る処理空気の流路109、110、111が鉛直上方向に形成されており、処理空気Aの吐出口106がキャビネット700の上面に配置されていることがわかる。

一方キャビネット700の側方の上方には、外気である再生空気Bを吸入OAする吸込口141が開口しており、ここには外気である再生空気Bの埃を遮断するためのフィルター502が設けられている。フィルター502の内側の空間が流路124を構成しており、その空間の一部を画成する形で直交流型の熱交換器121が設置されている。熱交換器121の一方の出口側に冷媒凝縮器220が配置されている。第1の熱交換器としての冷媒凝縮器220は、流体流路としての熱交換器チューブがほぼ水平に配設され、冷媒蒸発器210と同じ高さに並べて配置されている。熱交換器121の出口と冷媒凝縮器220は流路126により連通されている。

冷媒凝縮器220の鉛直方向下方の、デシカントロータ103との間の空間が

流路 1 2 7 を構成しており、ここを経由してデシカントロータ 1 0 3 の、先述の処理空気 A 側の半分に対して、再生空気ゾーンとしての残りの半分の領域に再生空気 B が導かれるように構成されている。前記再生空気 B の通過すべきデシカントロータ 1 0 3 の半分の領域の鉛直方向下方の空間は、流路 1 2 8 を構成しており、この空間内に送風機 1 4 0 が吸込口をこの空間に向けて設置されている。

送風機 1 4 0 の吐出口は、側方を向いており、キャビネット 7 0 0 内で鉛直方向に画成された流路 1 2 9 により、熱交換器 1 2 1 に接続されている。流路 1 2 9 を鉛直方向上方に流れ熱交換器 1 2 1 を通った再生空気 B は、先に説明した流路 1 2 4 と熱交換器 1 2 1 において直交する流路 1 3 0 を通って、熱交換器 1 2 1 とキャビネット 7 0 0 で画成される空間である流路（流路 1 3 0 の一部）に到り、キャビネット 7 0 0 の上面に開けられた吐出口 1 4 2 を通って排気 E X される。

以上の記述から、再生空気 B の吸込口 1 4 1 がキャビネット 7 0 0 の上面近傍（実際には上方側面）に配置され、冷媒凝縮器 2 2 0、デシカントロータ 1 0 3 の再生空気側半分を通る再生空気 B の流路 1 2 7、1 2 8 が鉛直下方向に形成され、送風機 1 4 0 を出た再生空気 B の流路 1 2 9 が主として鉛直上方向に形成され、再生空気 B の吐出口 1 4 2 がキャビネット 7 0 0 の上面に配置されていることがわかる。

さらに、キャビネット 7 0 0 の側方、処理空気の吸入口 1 0 4 のほぼ直上部に、冷却流体としての外気 C を吸入 O A する取入口 1 6 6 が開口している。この開口には、外気 C の埃を装置内に持ち込まないようにフィルター 5 0 3 が設けられている。フィルター 5 0 3 の内側の空間を含んで流路 1 7 1 を構成しており、この空間の上方には加湿器 1 6 5 がほぼ水平に設けられている。加湿器 1 6 5 の上方の空間は、第 2 の区画 3 2 0 を構成しており、この空間内には凝縮セクション 2 5 2 の熱交換チューブがほぼ水平方向に配置されている。凝縮セクション 2 5 2 と先に説明した蒸発セクション 2 5 1 とは一体のチューブで構成されている。凝縮セクション 2 5 2 の上方の空間には散水パイプ 3 2 5 が配置されており、凝縮セクション 2 5 2 のチューブ（及びフィン）の上方から水を散布できるようにな

っている。散水パイプ 3 2 5 には、調節弁 3 2 6 が備わっており、散布される水の量を適切に調節するように構成されている。例えば、加湿器 1 6 5 が適度に湿り、かつ湿り過ぎないように調節する。

なお、流路 1 7 1 を構成する空間の下部は、ドレンパン 1 7 3 になっており、散水パイプ 3 2 5 で水を散布し過ぎたとき、余剰の水をキャビネット 7 0 0 の外部に排出できるように、排出配管 1 7 4 が取り付けられている。第 2 の区画 3 2 0 の鉛直方向上方の空間は、同時に流路 1 7 2 でもあり、この空間の上方のキャビネット 7 0 0 の上面部分には空気の排出口 1 6 8 が開けられている。この空気の排出口 1 6 8 には、空気を排出 EX するため送風機 1 6 0 が設けられている。

一方、圧縮機 2 6 0 から吐出した冷媒ガスを冷媒凝縮器 2 2 0 に送る冷媒ガス配管 2 0 1 が、キャビネット 7 0 0 の底部を横に這って、さらに立ち上がって設けられている。冷媒凝縮器 2 2 0 の出口には、絞りを内蔵するヘッド 2 3 0 が設けられており、凝縮した冷媒を減圧して蒸発セクション 2 5 1 に導く。ヘッド 2 3 0 に内蔵された絞り（不図示）を經由して減圧された冷媒は、複数のチューブからなる蒸発セクション 2 5 1 に送られ蒸発する。続けて凝縮セクション 2 5 2 で凝縮した冷媒を集合するヘッド 2 4 0 が、凝縮セクション 2 5 2 の出口に設けられている。

ヘッド 2 4 0 からの冷媒液配管 2 0 3 は、ヘッド 2 4 0 から立ち上がり、その最上部近傍に設けられた絞り 2 7 0 で冷媒が減圧され、冷媒液配管 2 0 4 を経て冷媒蒸発器 2 1 0 に向かう。さらに、冷媒蒸発器 2 1 0 と圧縮機 2 6 0 を接続する冷媒配管 2 0 5 が、冷媒蒸発器 2 1 0 から鉛直方向下方に向けて配設されている。

処理空気 A の流路を前述のように配置すれば、処理空気 A に関する主要機器の配置は、デシカントロータ 1 0 3 を基準にすると、送風機 1 0 2 はデシカントロータ 1 0 3 の鉛直方向下側に、処理空気冷却器 3 0 0 はデシカントロータ 1 0 3 の鉛直方向上側に、冷媒蒸発器 2 1 0 は処理空気冷却器 3 0 0 の上側になる。

再生空気 B の流路を前述のように配置すれば、再生空気 B に関する主要機器の配置は、デシカントロータ 1 0 3 を基準にすると、送風機 1 4 0 はデシカント

ロータ 103 の鉛直方向下側に、冷媒凝縮器 220 はデシカントロータ 103 の鉛直方向上側になる。

さらに、デシカントロータを通過する処理空気、再生空気はデシカントロータ前後で流れの方向を変える必要がなく、スムーズな流れとなる。

よって、主要機器が鉛直方向上下に配置されるので、装置がコンパクトになり設置面積が小さくなる。

次に、図 40 を参照して、本発明の別の実施の形態の除湿空調装置の機器の配置について説明する。この実施の形態は図 18 を参照して説明した装置の構造として好適である。前述の図 39 に示す実施の形態と同様の点は省略し相違点のみ述べる。

図 39 に示す実施の形態では除湿空調装置の冷房運転を主として行うが、本実施の形態は、これに加えて除湿空調装置の暖房運転を主として行えるように構成したものである。

図 40 (a) は、本発明の実施の形態の除湿空調装置の模式的正面図である。図中、除湿空調装置は、冷媒用の圧縮機 260 の回りの冷媒配管に 4 方弁 265 を有し、第 3 の熱交換器としての処理空気冷却器 300 の回りの冷媒配管に 4 方弁 280 を有し、再生空気流路に第 2 の吐出口 143 及び 3 方弁 145 を有し、前述のように冷房運転に加えて暖房運転も可能なように構成されている。他の構成機器、流路及びその配置は図 39 に示す実施の形態の除湿空調装置と同様である。

図 40 (a) において、4 方弁 265、4 方弁 280、3 方弁 145 を流れる流体の流れは冷房運転の場合を示している。即ち、冷媒は冷媒蒸発器 210、圧縮機 260、冷媒凝縮器 220、処理空気冷却器 300 の蒸発セクション 251、凝縮セクション 252 の順に流れ、冷媒蒸発器 210 へ戻り循環する。また、送風機 140 を出た再生空気 B は熱交換器 121 を経て、吐出口 142 へ向かう。3 方弁 145 は熱交換器 121 の再生空気側入り口を開にする位置にある。なお、冷房運転時には 3 方弁 145 は第 2 の吐出口 143 を閉にしている。

図 40 (b) に暖房運転の場合の 4 方弁 265 を流れる冷媒の流れ、図 40 (c)

に暖房運転の場合の4方弁280を流れる冷媒の流れを示す。暖房運転の場合の3方弁145の位置は図40(a)に破線にて示す位置である。即ち、冷媒は冷媒蒸発器210、処理空気冷却器300の蒸発セクション251、処理空気冷却器300の凝縮セクション252、冷媒凝縮器220、圧縮機260の順に流れ、冷媒蒸発器210へ戻り循環する。暖房運転時に送風機160は運転されず、気化加湿器165で散水はされない。また、送風機140を出た再生空気Bは、3方弁145が熱交換器121の入り口を閉にする位置にあるので、熱交換器121を通過せず、第2の吐出口143から排気される。

実施の形図40に示す実施の形態において、図39に示す実施の形態と同様に、送風機102、送風機140、圧縮機260をデシカントロータ103より鉛直下方に配置し、冷媒凝縮器220、冷媒蒸発器210をデシカントロータ103より鉛直上方向に配置している。また、処理空気冷却器300は冷媒を介して処理空気Aと冷却空気(外気C)を熱交換し、処理空気Aが冷却され冷却空気(外気C)が加熱される。

図40に示す態において、処理空気Aの吸込口104がキャビネット700の下面近傍(実際には下方側面)に配置され、処理空気Aの吐出口106がキャビネット700の上面に配置されている点、処理空気流路がデシカントロータ103より吐出口106までの間が鉛直方向上へ向かって配置されている点、再生空気Bの吸込口141がキャビネット700の上面近傍(実際には上方側面)に配置され、再生空気Bの吐出口142がキャビネット700の上面に配置されている点、再生空気流路が熱交換器121を出て送風器140に到着するまでの間が鉛直方向下に向かい、送風機140を出て熱交換器121に到着するまでの間が鉛直方向上に向かって配置されている点、圧縮機260、送風機102, 140を最下面に配置し、主要機器が鉛直方向上下に配置されている点に関しては、図39に示す実施の形態と同様である。

次に、図41を参照して、本発明の別の実施の形態の除湿空調装置の機器の配置について説明する。前述の図39に示す実施の形態と同様の点は省略し相違点のみ述べる。この実施の形態は、図8を参照して説明した装置の構造として好適

である。

図 3 9 に示す実施の形態では、除湿空調装置に備え付けられた処理空気冷却器 3 0 0 を構成する 3 本の熱交換チューブ 2 5 3 A、2 5 3 B、2 5 3 C が鉛直方向上から下へ水平に配置されているが、この 3 本を流れる冷媒の温度は、熱交換チューブの入り口部において同じになるように構成されている。

一方、図 4 1 に示す実施の形態の除湿空調装置では、第 3 の熱交換器としての処理空気冷却器 3 0 3 の熱交換チューブを流れる冷媒の熱交換チューブ入り口部における温度が、一番上に配置された熱交換チューブ 2 5 3 A で一番高く、二番目の熱交換チューブ 2 5 3 B、三番目の熱交換チューブ 2 5 3 C と下の熱交換チューブに行くに従って低くなるように構成されている。このため、処理空気冷却器 3 0 3 の熱交換効率を高めることができる。

処理空気冷却器 3 0 3 の凝縮セクション 2 5 2 での熱交換チューブの散水は行われぬ。また、処理空気冷却器 3 0 3 は冷媒を介して処理空気 A と再生空気 B を熱交換し、処理空気 A が冷却され再生空気 B が加熱される。処理空気用の送風機 1 0 2 はデシカントロータ 1 0 3 の鉛直方向真下に配置されている。

再生空気 B は処理空気冷却器 3 0 3 の凝縮セクション 2 5 2 によって加熱され、再生空気 B の流路が鉛直で下方向に向かうように配置されているため、冷媒凝縮器 2 2 0 は処理空気冷却器 3 0 3 の凝縮セクション 2 5 2 の鉛直方向真下に配置されている。熱交換器（図 3 9 で符号が 1 2 1）は取り付けられておらず、再生空気 B の吸込口 1 4 1 はキャビネット 7 0 0 の上面に取り付けられている。

圧縮機 2 6 0 はキャビネット 7 0 0 の下部に取り付けられているが、鉛直下方向から上方向に向かう再生空気の流路 1 2 9 の真下に配置されている。

図 4 1 に示す実施の形態において、図 3 9 に示す実施の形態と同様に、送風機 1 0 2、送風機 1 4 0、圧縮機 2 6 0 をデシカントロータ 1 0 3 より鉛直下方に配置し、冷媒凝縮器 2 2 0、冷媒蒸発器 2 1 0 をデシカントロータ 1 0 3 より鉛直上方に配置している。また、鉛直方向下から上へ冷媒凝縮器 2 2 0、処理空気冷却器 3 0 3、冷媒蒸発器 2 1 0 の順に配置している。

図 4 1 に示す実施の形態において、処理空気流路が送風機 1 0 2 を出て吐出口

106までの間鉛直方向上に向かい、再生空気流路が吸込口141通過してから送風機140に到着するまでの間が鉛直方向下に向かい、送風機140を水平に出て方向を90度変えた後は吐出口142に到着するまで鉛直方向上に向かう。さらに、処理空気Aの吐出口106がキャビネット700の上面に配置され、再生空気Bの吐出口142がキャビネット700の上面に配置されている。

次に、図42を参照して、本発明の別の実施の形態の除湿空調装置の機器の配置について説明する。この実施の形態は、図29を参照して説明した除湿空調装置の構造として好適である。前述の図39に示す実施の形態、図41に示す実施の形態と同様の点は省略し相違点のみ述べる。

図42に示す実施の形態の除湿空調装置は、熱交換効率をあげるため、冷凍サイクルが高圧サイクルと低圧サイクルから構成されており、図41に示す実施の形態における除湿空調装置の冷媒蒸発器210が高圧部210Aと低圧部210Bに分けられ、冷媒凝縮器220が高圧部220Aの低圧部220Bに分けられ、それぞれ高圧サイクルと低圧サイクルの一部を構成している。第3の熱交換器としての処理空気冷却器303は、高圧サイクルの冷媒が流れる熱交換チューブ253Aを有する高圧部303Aと、低圧サイクルの冷媒が流れる熱交換チューブ253Bを有する高圧部に分けられ、圧縮機も高圧の圧縮機260A、低圧の圧縮機260Bの二つがあり、それぞれ高圧サイクルと低圧サイクルの一部を構成している。

処理空気Aは、送風機102、デシカントロータ103、処理空気冷却器303の蒸発セクション251をこの順序で通過し、次に冷媒蒸発器210の高圧部210A、さらに低圧部210Bを通過し、処理空気Aの流路は鉛直下方向から上方向に向かうよう構成されている。処理空気冷却器303の蒸発セクション251を通過する際、高圧部303A、低圧部303Bの順に通過する。また、処理空気冷却器303は冷媒を介して処理空気Aと再生空気Bを熱交換しており、処理空気Aが蒸発セクション251で冷却され、再生空気Bが凝縮セクション252で加熱される。

再生空気Bは、処理空気冷却器303の凝縮セクション252を通過し、次に

冷媒凝縮器 220 の低圧部 22B、さらに高圧部 220A を通過し、その後デシカントロータ 103、送風機 140 を通過し、この間再生空気 B の流路は、鉛直方向上から下に向かうよう構成されている。処理空気冷却器 303 の凝縮セクション 252 を通過する際、低圧部 303B、高圧部 303A の順に通過する。なお、冷媒と再生空気 B、冷媒と処理空気との熱交換は処理空気冷却器 303、冷媒凝縮器 220、冷媒蒸発器 210 においてのみ行われ、例えば送風機 140 を出て、流路 129 を流れる再生空気 B と、圧縮機 260A、260B に流れ込み、さらに流れ出る冷媒とは熱的に分離されている。

図 42 に示す実施の形態において、図 39 に示す実施の形態と同様に、送風機 102、送風機 140、圧縮機 260 をデシカントロータ 103 より鉛直下方に配置し、冷媒凝縮器 220、冷媒蒸発器 210 をデシカントロータ 103 より鉛直上方に配置している。また、鉛直方向下から上へ冷媒凝縮器 220、処理空気冷却器 303、冷媒蒸発器 210 の順に配置している。

図 42 に示す実施の形態において、処理空気流路が送風機 102 を出て吐出口 106 に到着までの間鉛直方向上に向かう点、再生空気流路が吸込口 141 を通過してから送風機 140 に到着する間が鉛直方向下に向かい、送風機 140 を水平に出て方向を 90 度変えた後は吐出口 142 に到着するまで鉛直方向上に向かう点に関し、図 41 に示す実施の形態と同様である。さらに、処理空気 A の吸込口 104 がキャビネット 700 の下面近傍（実際には下方側面）に配置され、処理空気 A の吐出口 106 がキャビネット 700 の上面に配置されている点、再生空気 B の吸込口 141 がキャビネット 700 の上面に配置され、再生空気 B の吐出口 142 がキャビネット 700 の上面に配置されている点も図 41 に示す実施の形態と同様である。

次に、図 43 を参照して、本発明の別の実施の形態の除湿空調装置の機器の配置について説明する。前述の図 39、図 42 の形態と同様の点は省略し相違点のみ述べる。この実施の形態は、図 33 を参照して説明した除湿空調装置の構造として好適である。

図 43 に示す実施の形態の除湿空調装置では、第 3 の熱交換器としての処理空

気冷却器 303 が鉛直方向下側の高圧部 303 A と上側の低圧部 303 B に分けられる。処理空気冷却器 303 には、鉛直上下方向に 4 本の熱交換チューブが水平に配置されて取り付けられ、各々の熱交換チューブには処理空気冷却器入り口側と出口側に絞りが取り付けられている。低圧部 303 B には 2 本の熱交換チューブが配置され、高圧部 303 A には 2 本の熱交換チューブが配置されている。

処理空気冷却器 303 の蒸発セクション 251 では、高圧サイクルの高圧側熱交換チューブ、その上に配置された高圧サイクルの低圧側熱交換チューブ、さらにその上に配置された低圧サイクルの高圧側熱交換チューブ、さらにその上に配置された低圧サイクルの低圧側熱交換チューブの順に作動温度が低くなり、一方、処理空気冷却器 303 の凝縮セクション 252 では、高圧サイクルの高圧側熱交換チューブ、その上に配置された高圧サイクルの低圧側熱交換チューブ、さらにその上に配置された低圧サイクルの高圧側熱交換チューブ、さらにその上に配置された低圧サイクルの低圧側熱交換チューブの順に作動温度が低くなるように絞りの径が決められている。このように、熱交換チューブの作動温度を設定すれば、冷媒凝縮器、処理空気冷却器、冷媒蒸発器の熱交換効率を高くすることができる。また、処理空気冷却器 303 は冷媒を介して処理空気 A と再生空気 B を熱交換しており、処理空気 A が蒸発セクション 251 で冷却され、再生空気 B が凝縮セクション 252 で加熱される。

図 43 に示す実施の形態において、図 39 に示す実施の形態と同様に、送風機 102、送風機 140、圧縮機 260 A、260 B をデシカントロータ 103 より鉛直下方に配置し、冷媒凝縮器 220、冷媒蒸発器 210 をデシカントロータ 103 より鉛直上方に配置している。また、鉛直方向下から上へ冷媒凝縮器 220、処理空気冷却器 303、冷媒蒸発器 210 の順に配置している。

さらに図 43 に示す実施の形態において、処理空気流路が送風機 102 を出て吐出口 106 に到着するまでの間鉛直方向上に向かう点、再生空気流路が吸込口 141 を通過してから送風機 140 に到着する間が鉛直方向下に向かい、送風機 140 を水平に出て方向を 90 度変えた後は吐出口 142 に到着するまで鉛直方向上に向かう点に関し、図 41 に示す実施の形態と同様である。さらに、処理空

気 A の吸込口 1 0 4 がキャビネット 7 0 0 の下面近傍（実際には下方側面）に配置され、処理空気 A の吐出口 1 0 6 がキャビネット 7 0 0 の上面に配置されている点、再生空気 B の吸込口 1 4 1 がキャビネット 7 0 0 の上面に配置され、再生空気 B の吐出口 1 4 2 がキャビネット 7 0 0 の上面に配置されている点、も図 4 1 に示す実施の形態と同様である。

次に、図 4 4 を参照して、別の実施の形態の除湿空調装置の機器の配置について説明する。前述の図 3 9 及び図 4 1 に示す実施の形態と同様の点は省略し相違点のみ述べる。この実施の形態は図 2 6 を参照して説明した除湿空調装置の構造として好適である

図 4 4 に示す実施の形態の除湿空調装置では、冷媒凝縮器 2 2 0 内の冷媒経路を途中で分岐して冷媒凝縮器 2 2 0 から冷媒を取出し、冷媒蒸発器 2 1 0 を出て圧縮機 2 6 0 に流入する冷媒と熱交換器 2 7 0 において熱交換させ、第 3 の熱交換器としての処理空気冷却器 3 0 3 に流入する直前の冷媒にヘッダ 2 3 5 において合流させる。

熱交換器 2 7 0 において、圧縮機 2 6 0 に流入する冷媒を圧縮後の冷媒の飽和蒸気で加熱し、圧縮後の冷媒の温度を高めた後、この圧縮後の冷媒を冷媒凝縮器 2 2 0 で凝縮させ、再生空気 B と熱交換させ（再生空気を 2 次加熱）、処理空気冷却器 3 0 3 の蒸発セクション 2 5 1 で冷媒を蒸発させて処理空気 A と熱交換させ（処理空気を冷却）、さらに凝縮セクション 2 5 2 で冷媒を凝縮させ再生空気 B とを熱交換（再生空気を 1 次加熱）するので、デシカントを再生する再生空気 B の温度を高くすることができ、デシカントの除湿能力を高めることができる。再生空気 B は、前述の通り、処理空気冷却器 3 0 3 の凝縮セクション 2 5 2 で 1 次加熱され、さらに冷媒凝縮器 2 2 0 で 2 次加熱された後、デシカントを再生する。

また、処理空気冷却器 3 0 3 は冷媒を介して処理空気 A と再生空気 B を熱交換しており、処理空気 A が蒸発セクション 2 5 1 で冷却され、再生空気 B が凝縮セクション 2 5 2 で加熱される。

図 4 4 に示す実施の形態において、図 3 9 に示す実施の形態と同様に、送風機

102、送風機140、圧縮機260をデシカントロータ103より鉛直下方に配置し、冷媒凝縮器220、冷媒蒸発器210をデシカントロータ103より鉛直上方に配置している。また、鉛直方向下から上へ冷媒凝縮器220、処理空気冷却器303、冷媒蒸発器210の順に配置している。

さらに図44に示す実施の形態において、処理空気流路が送風機102を出て吐出口106までの間鉛直方向上に向かう点、再生空気流路が吸込口141から送風機140の間が鉛直方向下に向かい、送風機140を水平に出て方向を90度変えた後は吐出口142まで鉛直方向上に向かう点に関し、図41に示す実施の形態と同様である。さらに、処理空気Aの吸込口104がキャビネット700の下面近傍（実際には下方側面）に配置され、処理空気Aの吐出口106がキャビネット700の上面に配置されている点、再生空気Bの吸込口141がキャビネット700の上面に配置され、再生空気Bの吐出口142がキャビネット700の上面に配置されている点、も図41に示す実施の形態と同様である。

次に、図45を参照して、本発明の別の実施の形態の除湿空調装置の機器の配置について説明する。前述の図39及び図44に示す実施の形態と同様の点は、省略し相違点のみ述べる。

図45に示す実施の形態の除湿空調装置では、冷媒凝縮器220内の冷媒経路を途中で分岐して冷媒凝縮器220から冷媒を取出し、冷媒蒸発器210を出て圧縮機260に流入する冷媒と熱交換器270において熱交換させ、その後絞り275を経て、冷媒蒸発器210の直前の膨張弁250の上流側において合流させる。この実施の形態は図27を参照して説明した除湿空調装置の構造として好適である

熱交換器270において、圧縮機260に流入する冷媒を圧縮後の冷媒の飽和蒸気で加熱し、圧縮後の冷媒の温度を高めた後、この圧縮後の冷媒を冷媒凝縮器220で凝縮させ、再生空気Bと熱交換させ（再生空気を2次加熱）、第3の熱交換器としての処理空気冷却器303の蒸発セクション251で冷媒を蒸発させて処理空気Aと熱交換させ（処理空気を冷却）、さらに凝縮セクション252で冷媒を凝縮させ再生空気Bと熱交換（再生空気を1次加熱）するので、デシカン

トを再生する再生空気Bの温度を高くすることができ、デシカントの除湿能力を高めることができる。再生空気Bは、前述の通り、処理空気冷却器303の凝縮セクション252で1次加熱され、さらに冷媒凝縮器220で2次加熱された後、デシカントを再生する。

また、処理空気冷却器303は冷媒を介して処理空気Aと再生空気Bを熱交換しており、処理空気Aが蒸発セクション251で冷却され、再生空気Bが凝縮セクション252で加熱される。

図45に示す実施の形態において、図39に示す実施の形態と同様に、送風機102、送風機140、圧縮機260をデシカントロータ103より鉛直下方に配置し、冷媒凝縮器220、冷媒蒸発器210をデシカントロータ103より鉛直上方に配置している。また、鉛直方向下から上へ冷媒凝縮器220、処理空気冷却器303、冷媒蒸発器210の順に配置している。

さらに図45に示す実施の形態において、処理空気流路が送風機102を出て吐出口106までの間鉛直方向上に向かう点、再生空気流路が吸込口141から送風機140の間が鉛直方向下に向かい、送風機140を水平に出て方向を90度変えた後は吐出口142まで鉛直方向上に向かう点に関し、図41に示す実施の形態と同様である。さらに、処理空気Aの吸込口104がキャビネット700の下面近傍（実際には下方側面）に配置され、処理空気Aの吐出口106がキャビネット700の上面に配置されている点、再生空気Bの吸込口141がキャビネット700の上面に配置され、再生空気Bの吐出口142がキャビネット700の上面に配置されている点、も図41に示す実施の形態と同様である。

次に、図46、図47、図48を参照して、本発明の別の実施の形態の除湿空調装置の機器の配置について説明する。図46は、図47において再生空気用の送風機140は省略した図面であり、図48は図46、図47の左側面図である。

処理空気Aは、送風機102によりキャビネット700の側面の底面近傍に取り付けられた吸込口104から吸込まれ、鉛直方向上下に配置された流路108に鉛直方向上へ向かって送り込まれる。処理空気Aは回転軸が鉛直方向に配置されたデシカントロータ103の片側半分（半円形）を鉛直方向上へ向かって通過

しデシカントにより処理され水分が吸着される。デシカントロータ103を通過した処理空気Aは流路109を鉛直方向上方に流れ、鉛直上下方向縦長に配置された第3の熱交換器としての処理空気冷却器302を方向を90度変えて水平方向に通過し冷却空気により冷却され、流路110を斜め上方に向かって流れ、鉛直上下方向縦長に配置された冷媒蒸発器210を水平方向に通過し、キャビネットの吸込口104が取り付けられている側面とは反対側の側面上面近傍に取り付けられた吐出口106に流れ込む。

再生空気Bはキャビネット700の側面の底面近傍に取り付けられた吸込口141から水平方向に吸込まれ、送風機140により昇圧され、送風機140を出た再生空気Bは流路124を斜め上方に向かって流れ、冷媒凝縮器220により加熱された後の再生空気Bと熱交換させる熱交換器121を通過後、流路126に流れ込み流れを鉛直方向上方に変え、鉛直方向上下に縦長に配置された冷媒凝縮器220を通過し、かつ冷媒凝縮器220の前後で流れの方向を180度変え冷媒凝縮器220通過後流れの方向を鉛直方向下方として流路127を流れ、熱交換器121に到達後熱交換器を通過する間に方向を斜め下方に変え、熱交換器121を出るときには流れの方向を水平方向とし流路129を流れ、キャビネット700の側面の底面近傍に配置された吐出口142を水平方向に流れ出る。

キャビネット700の上面には冷却空気を吸込む縦型の送風機160が取り付けられ、送風機160は、フード163で覆われており、フード163の水平横方向の吸込口が装置の吸込口166となっている。冷却空気は鉛直下方向に流れ処理空気冷却器302を通過して処理空気を冷却し、処理空気冷却器302を出た直後に方向を90度変えて水平方向に流路172を流れ、キャビネット700の側面の上から3分の1の高さに配置された吐出口167を水平方向に流れ出る。

冷媒の流れは、図46、図47に図示しないが、冷媒蒸発器210で処理空気を冷却し蒸発した冷媒は圧縮機260で圧縮され、冷媒凝縮器220で再生空気を加熱し凝縮した後、冷媒蒸発器210へ向かい循環する。

図46～図48に示す実施の形態では、送風機102、140と圧縮機260、及び熱交換器121は、デシカントロータ103の鉛直方向下側に配置され、冷

媒蒸発器 210、冷媒凝縮器 220、処理空気冷却器 302 はデシカントロータ 103 の鉛直方向上方に配置されている。

ここで、処理空気 A の鉛直方向上方に向かう流路部分は流路 108、流路 109 である。再生空気 B の鉛直方向下方に向かう第 2 の流路部分とは、流路 127 であり、鉛直方向上方に向かう第 1 の流路部分とは、流路 126 である。

処理空気 A の流路、再生空気 B の流路を前述のように配置すれば、デシカントロータ 103 を通過する処理空気 A、再生空気 B はデシカントロータ 103 前後で流れの方向を変える必要がなく、スムーズな流れとなり、圧縮機 260、送風機 102、140 を最下面に配置し、主要機器が鉛直方向上下に配置されるので、装置がコンパクトになり設置面積が小さくなる。

なお、主要機器とは、圧縮機 260、送風機 102、140、冷媒凝縮器 220、冷媒蒸発器 210、処理空気冷却器 300、デシカントロータ 103 等をいう。

以上説明したように本発明にかかる実施の形態による除湿空調装置によれば、除湿空調装置が回転軸を鉛直方向に配置したデシカントロータを備え、鉛直方向下方に向かう第 1 の流路部分と鉛直方向上方に向かう第 2 の流路部分とを主として含むように再生空気流路を構成したので、装置内を流れる再生空気の流れを主として鉛直上下方向に整然と纏めることができ、再生空気がデシカントロータの前後で流れの方向を変え必要がなく、主要機器を鉛直方向上下に配置することができるので、回転軸を水平方向に配置したデシカントロータを備える除湿空調装置に比して、装置をコンパクトにすることができ、設置面積を小さくすることができる。

さらに、以上説明したように本発明は、処理空気用送風機と、再生空気用送風機と、圧縮機とを、デシカントロータより鉛直方向下方に配置し、冷媒凝縮器を、デシカントロータより鉛直方向上方に配置するので、水平方向のスペースが小さくなって装置の設置面積が小さくなり、さらに処理空気の流れを下から上へ処理空気用送風機、デシカントロータの順にスムーズに構成することができ、再生空気の流れを上から下へ冷媒凝縮器、デシカントロータ、再生空気用送風機の順に

スムーズに構成することができる。このため、除湿空調装置をコンパクトにすることができ、高さを低く抑えることができる。

さらに、冷媒蒸発器をデシカントロータの鉛直方向上方に配置すれば、水平方向のスペースが小さくなって装置の設置面積がさらに小さくなり、さらに処理空気の流れを下から上へ処理空気用送風機、デシカントロータ、冷媒蒸発器の順にスムーズに構成することができる。このため、除湿空調装置をさらにコンパクトにすることができ、高さを低く抑えることができる。

処理空気用送風機と、再生空気用送風機と、圧縮機と、デシカントロータとを除湿空調装置の下部近辺に設置するので除湿空調装置の重心を低くすることができる。さらに、処理空気用送風機と、再生空気用送風機と、圧縮機とを、装置の基礎ボルトに近い下部に配置するので、振動の影響を受けにくくすることができ、また装置の据え付け安定性が増す除湿空調装置とすることができる。

産業上の利用可能性

以上説明したように、本発明によれば、熱交換効率の高い熱交換器、COPの高いヒートポンプ、COPの高い除湿装置、また据え付け面積の小さい除湿装置を提供することが可能となる。

請求の範囲

1. 第1の流体を流す第1の区画と；
第2の流体を流す第2の区画と；
前記第1の区画を貫通する、前記第1の流体と熱交換する第3の流体を流す第1の流体流路と；
前記第2の区画を貫通する、前記第2の流体と熱交換する第3の流体を流す第2の流体流路とを備え；
前記第1の流体流路と前記第2の流体流路とは一体の流路として構成され；
前記第3の流体は、前記第1の流体流路から前記第2の流体流路に貫通して流れ、前記第1の流体流路の流路側伝熱面では前記第3の流体は所定の圧力で蒸発し、前記第2の流体流路の流路側伝熱面では前記第3の流体はほぼ前記所定の圧力で凝縮するように構成されていることを特徴とする；
熱交換器。
2. 前記第2の区画を流す前記第2の流体中に水分を含ませるように構成されていることを特徴とする、請求項1に記載の熱交換器。
3. 前記第2の区画を貫通する、前記第2の流体流路と並列して配置され、前記第2の流体と熱交換する第3の流体を流す第3の流体流路をさらに備え、該第3の流体流路には実質的に第1の区画を迂回して第3の流体が供給されるように構成されていることを特徴とする、請求項1または請求項2に記載の熱交換器。
4. 前記第1の流体流路には、主として液相の第3の流体が供給され、前記第3の流体流路には主として気相の第3の流体が供給されるように構成されていることを特徴とする、請求項1乃至請求項3のいずれかに記載の熱交換器。
5. 第1の流体を流す第1の区画と；
第2の流体を流す第2の区画と；
前記第1の区画を貫通する、前記第1の流体と熱交換する第3の流体を流す第1の流体流路と；
前記第2の区画を貫通する、前記第2の流体と熱交換する第3の流体を流す第2の流体流路とを備え；

前記第 3 の流体は、前記第 1 の流体流路から前記第 2 の流体流路に貫通して流れ、前記第 1 の流体流路の流路側伝熱面では前記第 3 の流体は所定の圧力で蒸発し、前記第 2 の流体流路の流路側伝熱面では前記第 3 の流体はほぼ前記所定の圧力で凝縮するように構成されており；

前記第 1 の流体流路は複数備えられ、前記複数の流体流路における前記所定の圧力は、それぞれ異なるように構成されていることを特徴とする熱交換器。

6. 請求項 1 乃至は請求項 5 のいずれか 1 項に記載の熱交換器と；

気相の第 3 の流体を昇圧する昇圧機と；

前記昇圧機で昇圧された気相の第 3 の流体から高温流体により熱を奪って該気相の第 3 の流体を第 1 の圧力下で凝縮させる第 1 の熱交換器と；

前記第 1 の熱交換器で凝縮した第 3 の流体を前記所定の圧力に減圧して前記第 1 の流体流路に導く第 1 の絞りと；

前記所定の圧力で凝縮した第 3 の流体を第 3 の圧力に減圧する第 2 の絞りと；

前記第 3 の圧力下で、低温流体から熱を与えて、前記第 2 の絞りで減圧した第 3 の流体を蒸発させるように構成された第 3 の熱交換器とを備えることを特徴とする；

ヒートポンプ。

7. 請求項 6 に記載のヒートポンプと；

前記第 1 の流体中の水分を吸着するデシカントを有する水分吸着装置とを備え；

前記熱交換器は前記水分吸着装置に対して前記第 1 の流体の流れの後流側に設けられ、前記デシカントにより水分を吸着された前記第 1 の流体を冷却するように配置された；

除湿装置。

8. 冷媒を昇圧する昇圧機と；

前記昇圧機で昇圧された冷媒から高温流体により熱を奪って該冷媒を第 1 の圧力下で凝縮させる第 1 の熱交換器と；

前記第 1 の熱交換器で凝縮した冷媒を第 2 の圧力に減圧する第 1 の絞りと；

前記第 2 の圧力下で第 1 の流体からの熱により前記第 1 の絞りで減圧された冷媒を蒸発させ、前記蒸発させた後に前記冷媒から第 2 の流体により熱を奪って該冷媒を凝縮させる第 2 の熱交換器と；

前記第 2 の熱交換器で凝縮した後に前記冷媒を第 3 の圧力に減圧する第 2 の絞りと；

前記第 3 の圧力下で、低温流体から熱を与えて、前記第 2 の絞りで減圧した冷媒を蒸発させるように構成された第 3 の熱交換器とを備えることを特徴とする；
ヒートポンプ。

9. 前記第 2 の熱交換器は、

前記第 1 の流体を流す第 1 の区画と；

前記第 2 の流体を流す第 2 の区画と；

前記第 1 の区画を貫通する、前記第 1 の流体と熱交換する前記冷媒を流す第 1 の流体流路と；

前記第 2 の区画を貫通する、前記第 2 の流体と熱交換する前記冷媒を流す第 2 の流体流路とを備え；

前記冷媒は、前記第 1 の流体流路から前記第 2 の流体流路に貫通して流れ、前記第 1 の流体流路の流路側伝熱面では前記冷媒は前記第 2 の圧力下で蒸発し、前記第 2 の流体流路の流路側伝熱面では前記冷媒はほぼ前記第 2 の圧力下で凝縮するように構成されていることを特徴とする；

請求項 8 に記載のヒートポンプ。

10. 前記第 1 の絞りと前記第 2 の熱交換器との間に設けられた、前記第 2 の圧力に減圧された前記冷媒を冷媒液と冷媒ガスとに分離する気液分離器を備えることを特徴とする、請求項 8 または請求項 9 に記載のヒートポンプ。

11. 前記第 1 の絞りと前記第 2 の熱交換器との間に、前記第 2 の圧力に減圧された前記冷媒を冷媒液と冷媒ガスとに分離する気液分離器と；

前記第 2 の流体流路と並列に設けられた第 3 の流体流路とを備え；

前記気液分離器で分離された冷媒液は、前記第 1 の流体流路に流され、前記気液分離器で分離された冷媒ガスは、前記第 1 の流体流路をバイパスし、前記第 3

の流体流路に流されるように構成された；

請求項 9 に記載のヒートポンプ。

1 2 . 前記第 2 の熱交換器は、

前記第 1 の流体を流す第 1 の区画と；

前記第 2 の流体を流す第 2 の区画と；

前記第 1 の区画を貫通する、前記第 1 の流体と熱交換する前記冷媒を流す第 1 の流体流路と；

前記第 2 の区画を貫通する、前記第 2 の流体と熱交換する前記冷媒を流す第 2 の流体流路とを備え；

前記冷媒は、前記第 1 の流体流路から前記第 2 の流体流路に貫通して流れ、前記第 1 の流体流路の流路側伝熱面では前記冷媒は前記第 2 の圧力下で蒸発し、前記第 2 の流体流路の流路側伝熱面では前記冷媒はほぼ前記第 2 の圧力下で凝縮するように構成されており；

前記第 1 の流体流路は複数備えられ、前記複数の流体流路における前記第 2 の圧力は、それぞれ異なるように構成されていることを特徴とする；

請求項 8 に記載のヒートポンプ。

1 3 . 請求項 8 乃至は請求項 1 2 のいずれか 1 項に記載のヒートポンプと；

前記低温流体中の水分を吸着するデシカントを有する水分吸着装置とを備え；

前記第 2 の熱交換器は前記水分吸着装置に対して前記低温流体の流れの後流側に設けられ、前記デシカントにより水分を吸着され、且つ前記第 3 の熱交換器で冷媒を蒸発させる前の前記低温流体を冷却するように配置された；

除湿装置。

1 4 . 処理空気中の水分を吸着するデシカントを有する水分吸着装置と；

前記水分吸着装置に対して前記処理空気の流れの後流側に設けられ、前記デシカントにより水分を吸着された前記処理空気を冷却する処理空気冷却器とを備え；

前記処理空気冷却器は、前記処理空気を冷媒の蒸発により冷却し、蒸発した前記冷媒を該処理空気冷却器中で冷却流体により冷却して凝縮するように構成され

たことを特徴とする；

除湿装置。

15. 処理空気を低圧で蒸発する冷媒で冷却する第1の工程と； 第1の工程で蒸発した冷媒を高圧まで昇圧する第2の工程と；

前記高圧で凝縮する前記冷媒で、デシカントを再生する再生空気を加熱する第3の工程と；

第3の工程で加熱された再生空気でデシカントから水分を脱着して、該デシカントを再生する第4の工程と；

第4の工程で再生されたデシカントで、前記処理空気中の水分を吸着する第5の工程と；

第3の工程で凝縮した冷媒を、前記低圧と前記高圧との中間の圧力で蒸発させて、第5の工程で水分を吸着された処理空気を冷却する第6の工程と；

前記中間の圧力で蒸発した前記冷媒を、該中間の圧力とほぼ同じ圧力で凝縮させる第7の工程とを備えることを特徴とする；

処理空気を除湿する方法。

16. 第1の冷媒出入口と第2の冷媒出入口とを有し、冷媒と処理空気間で熱交換させる第1の冷媒空気熱交換器と；

冷媒をそれぞれ吸込み吐出する吸込口と吐出口とを有する圧縮機であって、前記第2の冷媒出入口が前記吸込口と前記吐出口とのいずれかと選択的に接続されるように配置された圧縮機と；

第3の冷媒出入口と第4の冷媒出入口とを有し、冷媒と空気間で熱交換させる第2の冷媒空気熱交換器であって、前記吸込口と前記吐出口のうち前記第2の冷媒出入口と接続されなかった方が前記第3の冷媒出入口と接続されるように配置された第2の冷媒空気熱交換器と；

前記第1の冷媒空気熱交換器を通過する処理空気の流れの上流側に配置され、処理空気と冷媒と冷却流体間で熱交換させる、第5の冷媒出入口と第6の冷媒出入口とを有する第3の冷媒空気熱交換器であって、前記第4の冷媒出入口が前記第5の冷媒出入口と前記第6の冷媒出入口とのいずれかと選択的に接続されるよ

うに配置された第3の冷媒空気熱交換器と；

前記第3の冷媒空気熱交換器を通過する前記処理空気の流れの上流側に配置され、前記処理空気中の水分を吸着するデシカントを有する水分吸着装置とを備え；

前記第5の冷媒出入口と前記第6の冷媒出入口のうち前記第4の冷媒出入口と接続されなかった方が前記第1の冷媒出入口と接続されるように構成されており；

前記第3の冷媒空気熱交換器は、前記第4の冷媒出入口と前記第5の冷媒出入口とが接続されているとき、前記第4の冷媒出入口から前記第5の冷媒出入口に供給された冷媒の蒸発により前記第3の冷媒空気熱交換器を通過する処理空気を冷却し、蒸発した前記冷媒を冷却流体により冷却して凝縮し、凝縮した冷媒を前記第1の冷媒空気熱交換器に供給することが可能なように構成されたことを特徴とする；

除湿装置。

17. 前記第2の冷媒出入口と前記第3の冷媒出入口への、前記圧縮機の前記吸込口と前記吐出口との選択的接続関係を切り換える第1の切替機構と；

前記第4の冷媒出入口と前記第1の冷媒出入口への、前記第5の冷媒出入口と前記第6の冷媒出入口との選択的接続関係を切り換える第2の切替機構とを備えることを特徴とする；

請求項16に記載の除湿装置。

18. 前記第6の冷媒出入口と前記第2の切替機構との間の冷媒経路に、第1の感温部と第2の感温部とを有する膨張弁を備え；

前記第1の感温部を、前記第2の冷媒出入口と前記第1の切替機構との間の冷媒経路に設け、前記第2の感温部を、前記第1の切替機構と前記第3の冷媒出入口との間の冷媒経路に設け；

前記第1の感温部と前記第2の感温部とを選択的に切り換え可能に構成したことを特徴とする；

請求項17に記載の除湿装置。

19. 前記第2の冷媒空気熱交換器には再生空気を流し、前記第2の冷媒空気熱交換器に対して前記再生空気の下流側に前記再生空気の前記デシカントを再生する前記水分吸着装置を配置し；

前記第2の冷媒空気熱交換器に対して前記再生空気の上流側に配置した、前記水分吸着装置を通過した再生空気と、前記第2の冷媒空気熱交換器で熱交換する前の再生空気とを熱交換させるように配置された顕熱熱交換器と；

前記顕熱熱交換器を作動と非作動に切り換える、切替機構を備えることを特徴とする；

請求項16乃至請求項18のいずれか1項に記載の除湿装置。

20. 前記冷却流体として空気を用い、前記第3の冷媒空気熱交換器において冷媒を凝縮する際に、前記空気とともに液状の水分を供給するように構成されたことを特徴とする、請求項16乃至請求項19のいずれか1項に記載の除湿装置。

21. 冷房運転モードでは、前記第2の冷媒出入口と前記吸込口とを、前記吐出口と前記第3の冷媒出入口とを、第4の冷媒出入口と前記第5の冷媒出入口とを、前記第6の冷媒出入口と前記第1の冷媒出入口とを、それぞれ接続し；

暖房運転モードでは、前記第2の冷媒出入口と前記吐出口とを、前記吸込口と前記第3の冷媒出入口とを、前記第4の冷媒出入口と前記第6の冷媒出入口とを、前記第5の冷媒出入口と前記第1の冷媒出入口とを、それぞれ接続し、且つ第3の冷媒空気熱交換器を非作動状態に置くことを特徴とする；

請求項16乃至請求項18のいずれか1項に記載の除湿装置の運転方法。

22. さらに除霜運転モードでは、前記第2の冷媒出入口と前記吸込口とを、前記吐出口と前記第3の冷媒出入口とを、前記第4の冷媒出入口と前記第6の冷媒出入口とを、前記第5の冷媒出入口と前記第1の冷媒出入口とを、それぞれ接続することを特徴とする、請求項21に記載の運転方法。

23. 処理空気中の水分を吸着するデシカントを有する水分吸着装置と；

前記水分吸着装置に対して前記処理空気の流れの後流側に設けられ、前記デシカントにより水分を吸着された前記処理空気を冷却する処理空気冷却器とを備え；

前記処理空気冷却器は、前記処理空気を冷媒の蒸発により冷却し、蒸発した前記冷媒を冷却流体により冷却して凝縮するように構成され；

また前記処理空気冷却器は、前記処理空気を冷却する冷媒の蒸発圧力が複数あり、かつ前記冷却流体により冷却して凝縮する冷媒の凝縮圧力が前記蒸発圧力に対応して複数あり、前記複数の蒸発圧力はそれぞれ異なるように構成されていることを特徴とする；

除湿装置。

24. 前記処理空気冷却器で凝縮した冷媒を蒸発させて、前記処理空気冷却器で冷却した処理空気をさらに冷却する蒸発器と；

前記蒸発器で蒸発して気体になった冷媒を圧縮する圧縮機と；

前記圧縮機で圧縮された冷媒を再生空気で冷却して凝縮する凝縮器とを備え；

前記凝縮器で凝縮された冷媒を前記処理空気冷却器に供給するように構成されたことを特徴とする；

請求項23に記載の除湿装置。

25. 前記冷却流体として空気を用い、前記処理空気冷却器において冷媒を凝縮した後の前記空気を、前記デシカントを再生するために前記再生空気として前記水分吸着装置に導くように構成されたことを特徴とする、請求項23に記載の除湿装置。

26. 処理空気中の水分を吸着し、再生空気で再生される、デシカントを有する水分吸着装置と；

前記処理空気を低熱源とし、前記再生空気を高熱源とし、前記低熱源から前記高熱源に熱を汲み上げる、冷媒を圧縮する圧縮機を有するヒートポンプと；

前記水分吸着装置に対して前記処理空気の流れの後流側に設けられ、前記デシカントにより水分を吸着された前記処理空気を冷却する処理空気冷却器とを備え；

前記圧縮機で圧縮された後に、前記デシカントを再生する前の再生空気と熱交換した後の冷媒で、前記圧縮機に吸入される前の冷媒を加熱するように構成され；

前記処理空気冷却器は、前記処理空気を冷媒の蒸発により冷却し、蒸発した前記冷媒を冷却流体により冷却して凝縮するように構成されたことを特徴とする；
除湿装置。

27. 前記処理空気冷却器で凝縮した冷媒を蒸発させて、前記処理空気冷却器で冷却した処理空気をさらに冷却する蒸発器と；

前記圧縮機で圧縮された冷媒を再生空気で冷却して凝縮する凝縮器とを備え；
前記凝縮器で凝縮された冷媒を前記処理空気冷却器に供給するように構成されたことを特徴とする；

請求項26に記載の除湿装置。

28. 前記冷却流体として前記凝縮器に流入する前の前記再生空気を用いるように構成されたことを特徴とする、請求項27に記載の除湿装置。

29. 前記冷却流体として空気を用い、前記処理空気冷却器において冷媒を凝縮する際に、前記空気とともに液状の水分を供給するように構成されたことを特徴とする、請求項26または請求項27に記載の除湿装置。

30. 処理空気中の水分を吸着し、再生空気により水分を脱着されるデシカントを有する水分吸着装置と；

冷媒を循環させて、第1の蒸発温度から第1の凝縮温度まで熱を汲み上げる第1のヒートポンプであって、前記第1の凝縮温度と前記第1の蒸発温度との中間の第1の中間温度で前記冷媒を蒸発させた後に前記第1の中間温度とほぼ等しい温度で前記冷媒を凝縮させるように構成された第1のヒートポンプと；

冷媒を循環させて、前記第1の蒸発温度より低い第2の蒸発温度から前記第1の凝縮温度より低い第2の凝縮温度まで熱を汲み上げる第2のヒートポンプであって、前記第2の凝縮温度と前記第2の蒸発温度との中間の第2の中間温度で前記冷媒を蒸発させた後に前記第2の中間温度とほぼ等しい温度で前記冷媒を凝縮させるように構成された第2のヒートポンプとを備え；

前記デシカントで水分を吸着された処理空気を、前記第1の中間温度と前記第2の中間温度のうち高い方の中間温度で蒸発する冷媒で冷却し、次に低い方の中間温度で蒸発する冷媒で冷却し、次に前記第1の蒸発温度で蒸発する冷媒で冷却

し、次に前記第 2 の蒸発温度で蒸発する冷媒で冷却するように構成し；

前記再生空気を、前記第 1 の中間温度とほぼ等しい温度と前記第 2 の中間温度とほぼ等しい温度のうち低い方の温度で凝縮する冷媒で加熱し、次に高い方の温度で凝縮する冷媒で加熱し、次に前記第 2 の凝縮温度で凝縮する冷媒で加熱し、次に前記第 1 の凝縮温度で凝縮する冷媒で加熱し、次に加熱された前記再生空気で前記デシカントから水分を脱着するように構成したことを特徴とする；

除湿装置。

31. 処理空気中の水分を吸着し、再生空気により水分を脱着されるデシカントを有する水分吸着装置と；

前記水分吸着装置に対して前記処理空気の流れの後流側に設けられ、前記処理空気を冷却する処理空気冷却器と；

冷媒を第 1 の凝縮圧力で凝縮し前記再生空気を加熱する第 1 の凝縮器と；

冷媒を前記第 1 の凝縮圧力より低い第 2 の凝縮圧力で凝縮し前記再生空気を加熱する第 2 の凝縮器とを備え；

前記処理空気冷却器は、前記処理空気を冷媒の蒸発により冷却し、蒸発した前記冷媒を、前記水分吸着装置でデシカントの水分を脱着する前の前記再生空気により冷却して凝縮するように構成され；

前記第 2 の凝縮器と前記第 1 の凝縮器とはこの順に前記処理空気冷却器と前記水分吸着装置との間の前記再生空気の経路中に配置され；

前記処理空気冷却器は、前記処理空気を冷却する冷媒の蒸発圧力として、前記第 1 の凝縮圧力より低い第 1 の中間圧力と前記第 1 の中間圧力より低い第 2 の中間圧力を有するように構成され；

前記処理空気冷却器は、前記冷媒を前記再生空気により冷却して、ほぼ前記第 1 の中間圧力と、ほぼ前記第 2 の中間圧力で凝縮させるように構成され；

前記処理空気冷却器は、前記処理空気が前記第 1 の中間圧力で蒸発する冷媒で冷却された後に前記第 2 の中間圧力で蒸発する冷媒で冷却され、前記再生空気が前記ほぼ第 2 の中間圧力で凝縮する冷媒で加熱された後に前記ほぼ第 1 の中間圧力で凝縮する冷媒で加熱されるように構成され；

前記第 1 の凝縮器で凝縮した冷媒を前記第 1 の中間圧力と前記第 2 の中間圧力の一方の圧力で蒸発させるように供給し、前記第 2 の凝縮器で凝縮した冷媒を前記第 1 の中間圧力と前記第 2 の中間圧力の他方の圧力で蒸発させるように供給するように構成したことを特徴とする；

除湿装置。

3 2. 前記処理空気冷却器からの処理空気の後流側に配置され、前記第 1 の中間圧力よりも低い第 1 の蒸発圧力で冷媒を蒸発させ前記処理空気を冷却する第 1 の蒸発器と；

前記第 1 の蒸発器からの処理空気の後流側に配置され、前記第 1 の蒸発圧力よりも低い第 2 の蒸発圧力で冷媒を蒸発させ前記処理空気を冷却する第 2 の蒸発器と；

前記第 1 の蒸発器で蒸発した冷媒を圧縮して前記第 1 の凝縮器に供給する第 1 の圧縮機と；

前記第 2 の蒸発器で蒸発した冷媒を圧縮して前記第 2 の凝縮器に供給する第 2 の圧縮機とを備える；

請求項 3 1 に記載の除湿装置。

3 3. 前記第 1 の中間圧力がさらに複数の圧力を含むように構成されたことを特徴とする；

請求項 3 1 または請求項 3 2 に記載の除湿装置。

3 4. 前記第 1 及び第 2 の凝縮器が、前記処理空気冷却器よりも鉛直方向上方に配置されていることを特徴とする、請求項 3 1 乃至請求項 3 3 のいずれか 1 項に記載の除湿装置。

3 5. 一方の端部に第 1 の吸込口を有し、他方の端部に第 1 の吐出口を有し、前記第 1 の吸込口から前記第 1 の吐出口に向けて第 1 の空気を流す第 1 の空気流路と；

前記第 1 の空気が通過するデシカントを有し、回転軸が鉛直方向になるように配置されたデシカントロータとを備え；

前記デシカント、または前記第 1 の空気のうち、どちらか一方が他方に水分を

除去され；

前記第 1 の空気流路が、鉛直方向下方に向かう下方向流路部分と鉛直方向上方に向かう上方向流路部分とを主として含むように構成したことを特徴とする除湿装置。

36. 前記第 1 の吸込口を前記除湿装置の上面または上面近傍に配置し、前記第 1 の吐出口を前記除湿装置の上面または上面近傍に配置したことを特徴とする請求項 1 に記載の除湿装置。

37. 前記第 1 の吸込口を前記除湿装置の下面または下面近傍に配置し、前記第 1 の吐出口を前記除湿装置の下面または下面近傍に配置したことを特徴とする請求項 35 に記載の除湿装置。

38. 一方の端部に第 2 の吸込口を有し、他方の端部に第 2 の吐出口を有し、前記第 2 の吸込口から前記第 2 の吐出口に向けて第 2 の空気を流す第 2 の空気流路と；

前記デシカントが前記第 1 の空気によって水分を除去される場合は、前記第 2 の空気が前記デシカントによって水分を供給され、

前記第 1 の空気が前記デシカントによって水分を供給される場合は、前記デシカントが前記第 2 の空気によって水分を除去され；

前記第 2 の空気流路を、鉛直方向上方に向かう流路部分を主として含むよう構成したことを特徴とする請求項 35 から請求項 37 のいずれかに記載の除湿装置。

39. 前記第 2 の吸込口を前記除湿装置の下面または下面近傍に配置し、前記第 2 の吐出口を前記除湿装置の上面または上面近傍に配置したことを特徴とする請求項 38 に記載の除湿装置。

40. 前記第 1 の空気が処理空気であることを特徴とする請求項 35 から請求項 37 のいずれかに記載の除湿装置。

41. 前記第 1 の空気が再生空気であることを特徴とする請求項 1 から請求項 37 のいずれかに記載の除湿装置。

42. 前記第 1 の空気が処理空気であり、前記第 2 の空気が再生空気であることを特徴とする請求項 38 または請求項 39 に記載の除湿装置。

4 3 . 前記処理空気を冷却するように構成された第 1 の熱交換器を備え；

前記デシカントが、前記第 1 の熱交換器により冷却される前の前記処理空気から水分を除去するよう構成されたことを特徴とする請求項 4 2 に記載の除湿装置。

4 4 . 前記記処理空気を冷却するように構成された第 1 の熱交換器と；

前記再生空気を加熱するように構成された第 2 の熱交換器と；

高熱源と低熱源とを有するヒートポンプとを備え；

前記第 1 の熱交換器が前記高熱源を構成し、前記第 2 の熱交換器が前記低熱源を構成することを特徴とする請求項 4 2 に記載の除湿装置。

4 5 . 処理空気を送風するための処理空気用送風機と；

再生空気を送風するための再生空気用送風機と；

冷媒を圧縮する圧縮機と；

前記圧縮された冷媒を凝縮させ前記再生空気を加熱する冷媒凝縮器と；

前記冷媒凝縮器により凝縮された冷媒を蒸発させ前記処理空気を冷却する冷媒蒸発器と；

前記冷媒凝縮器により加熱された再生空気の通過により再生され、前記処理空気の通過により前記処理空気を処理するデシカントを有し、回転軸が鉛直方向になるように配置されたデシカントロータとを備え；

前記処理空気用送風機と、前記再生空気用送風機と、前記圧縮機とを、前記デシカントロータより鉛直方向下方に配置し；

前記冷媒凝縮器を、前記デシカントロータより鉛直方向上方に配置したことを特徴とする除湿装置。

4 6 . 前記処理空気が、前記デシカントにより処理された後に前記冷媒蒸発器により冷却され、

前記冷媒蒸発器を、前記デシカントロータより鉛直方向上方に配置したことを特徴とする請求項 4 5 に記載の除湿装置。

図 1

300

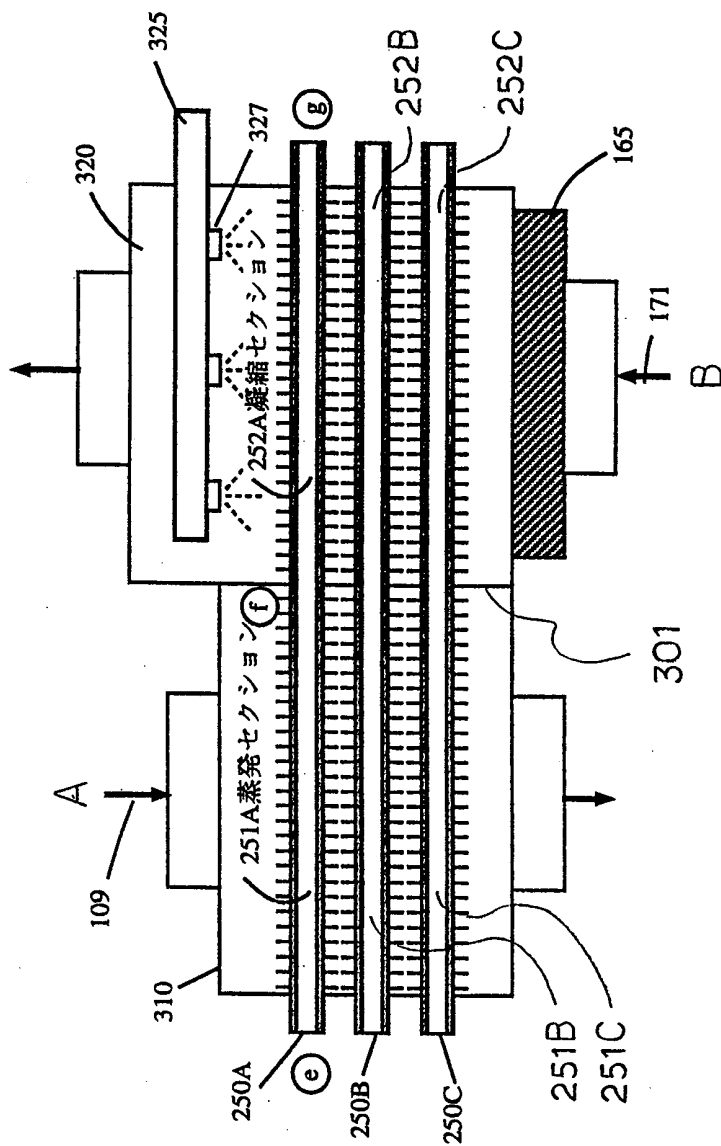
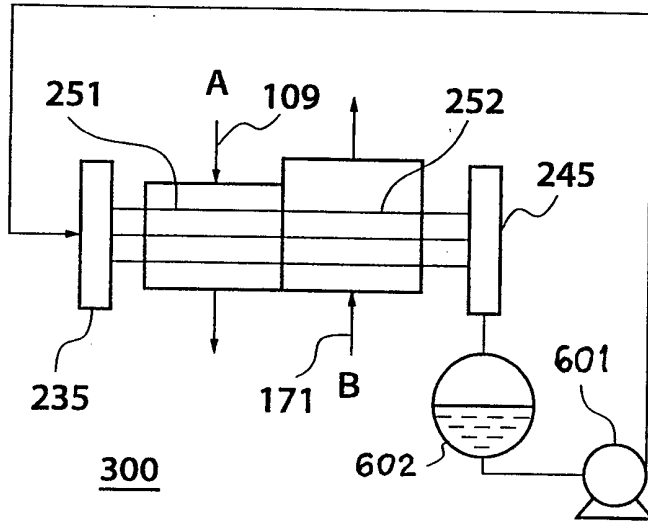
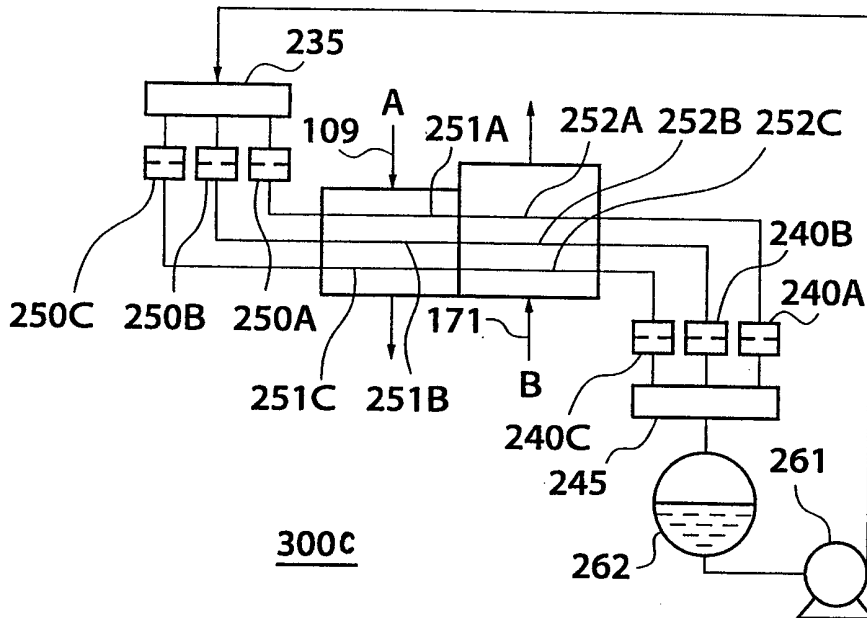


図 2

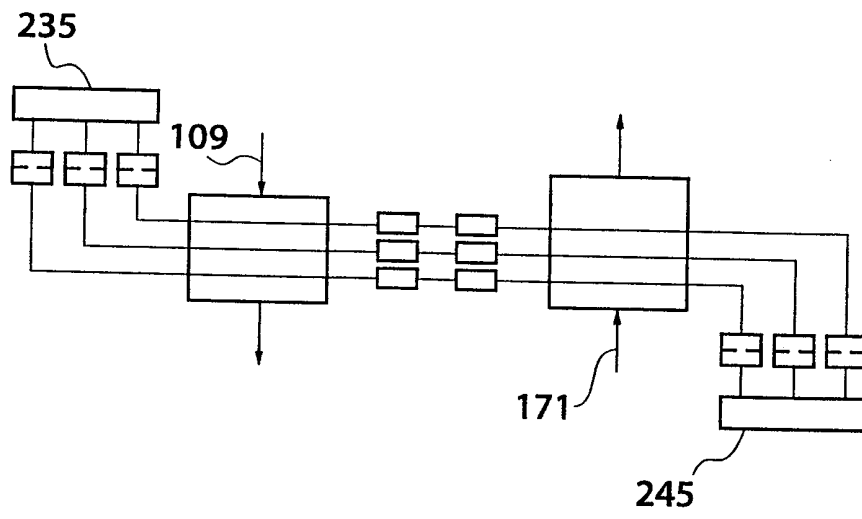
(a)



(b)



☒ 3



☒ 4

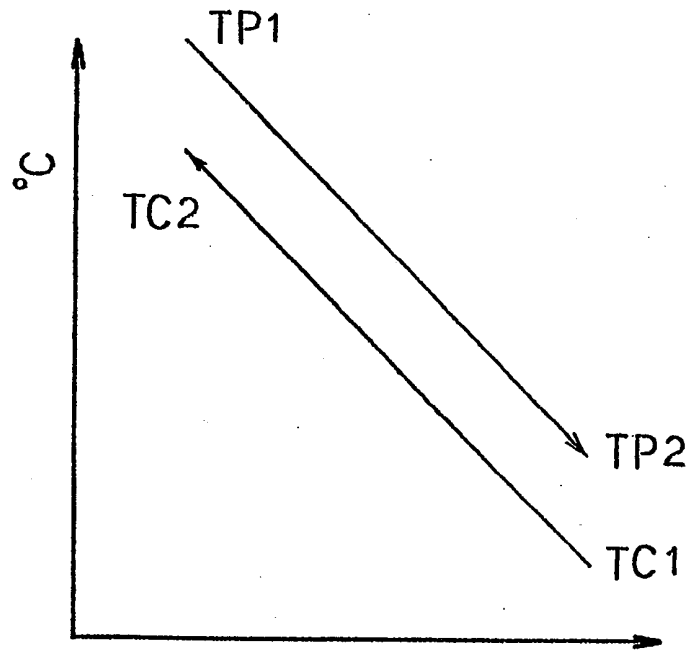


図 5

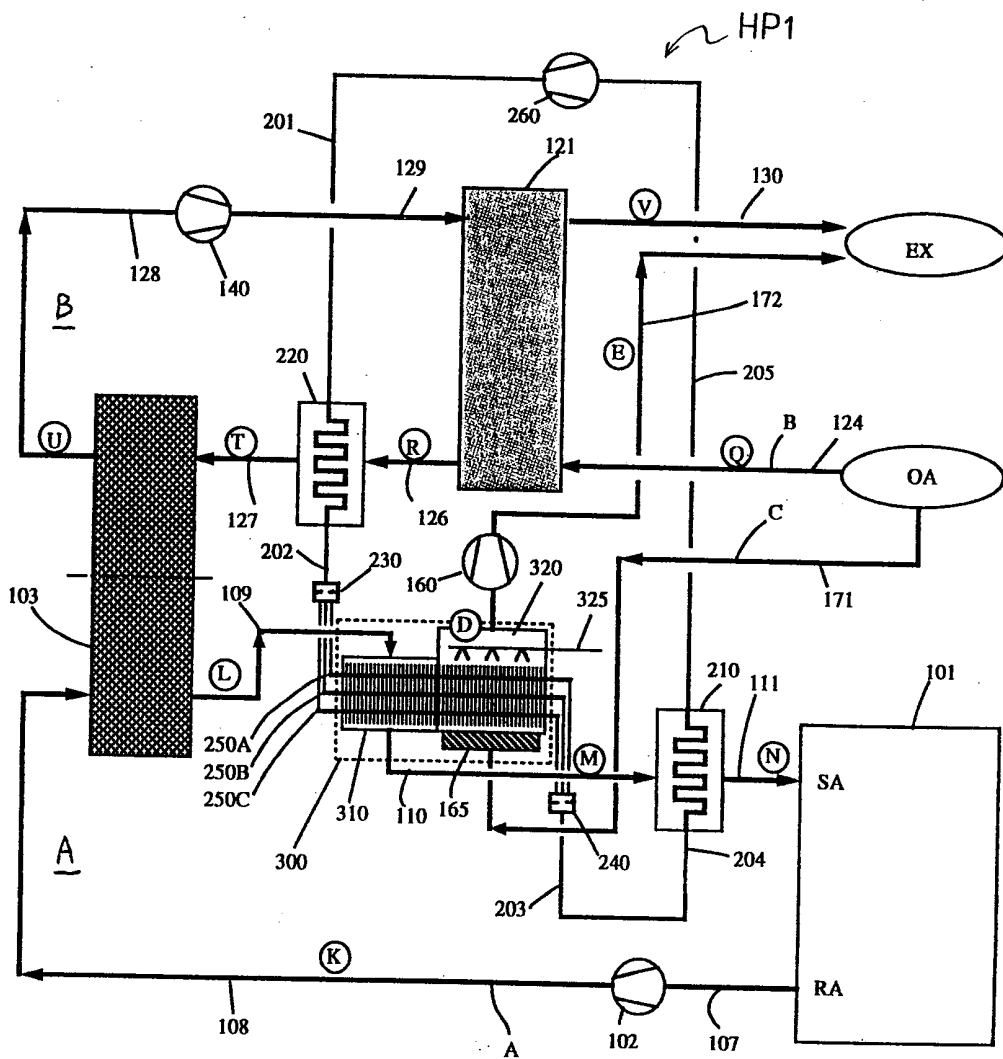


図 6

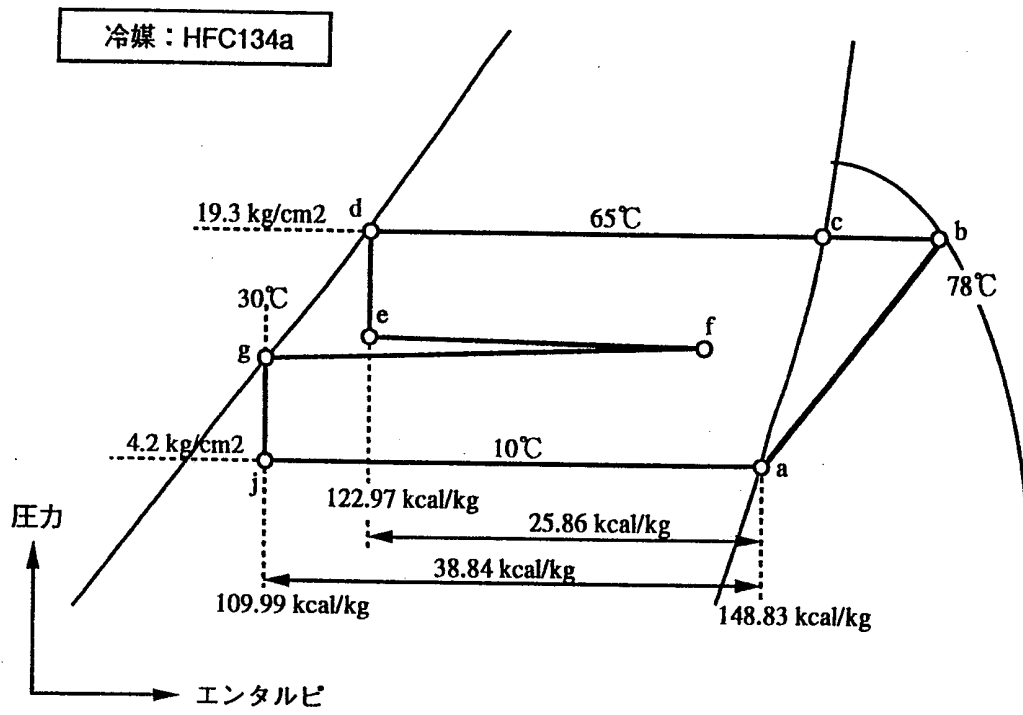
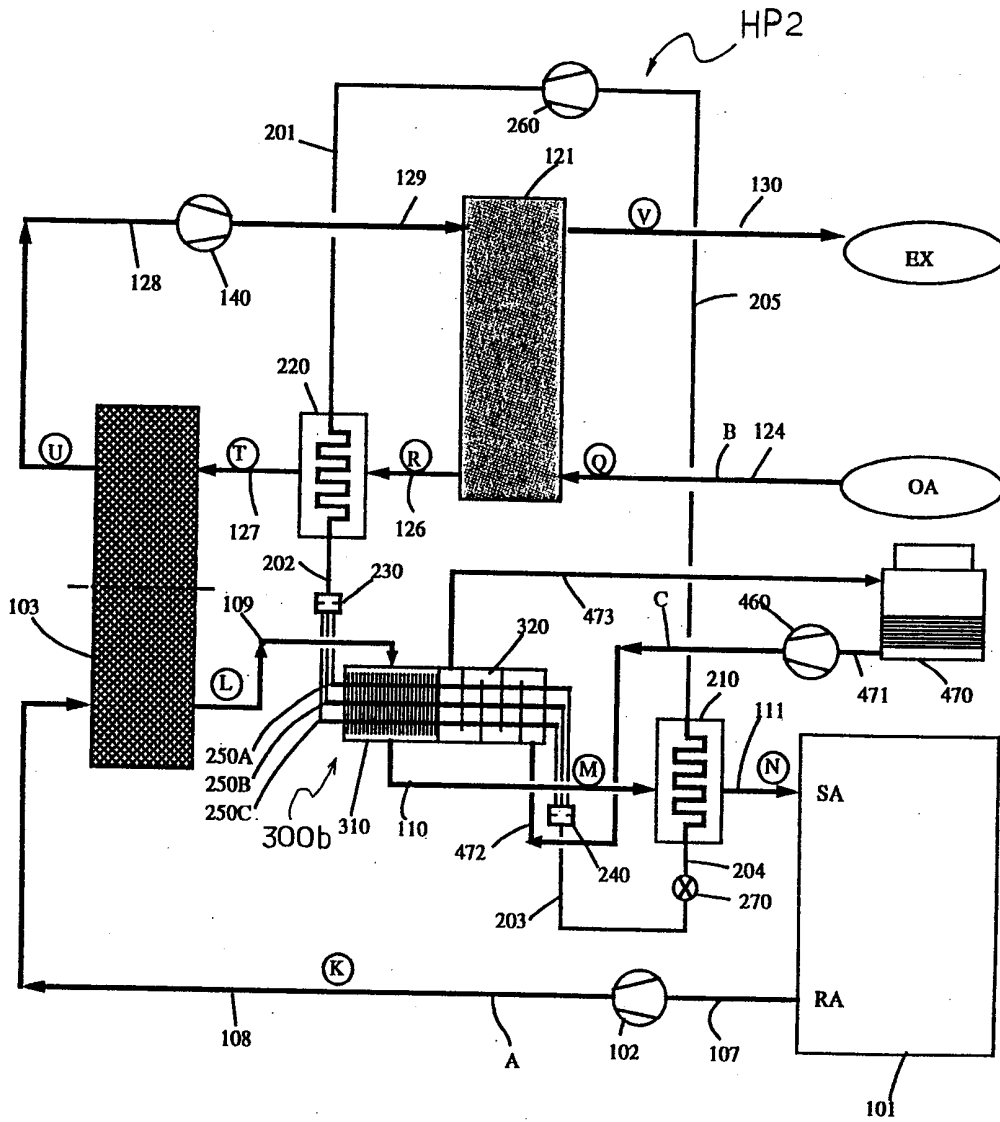


図 7



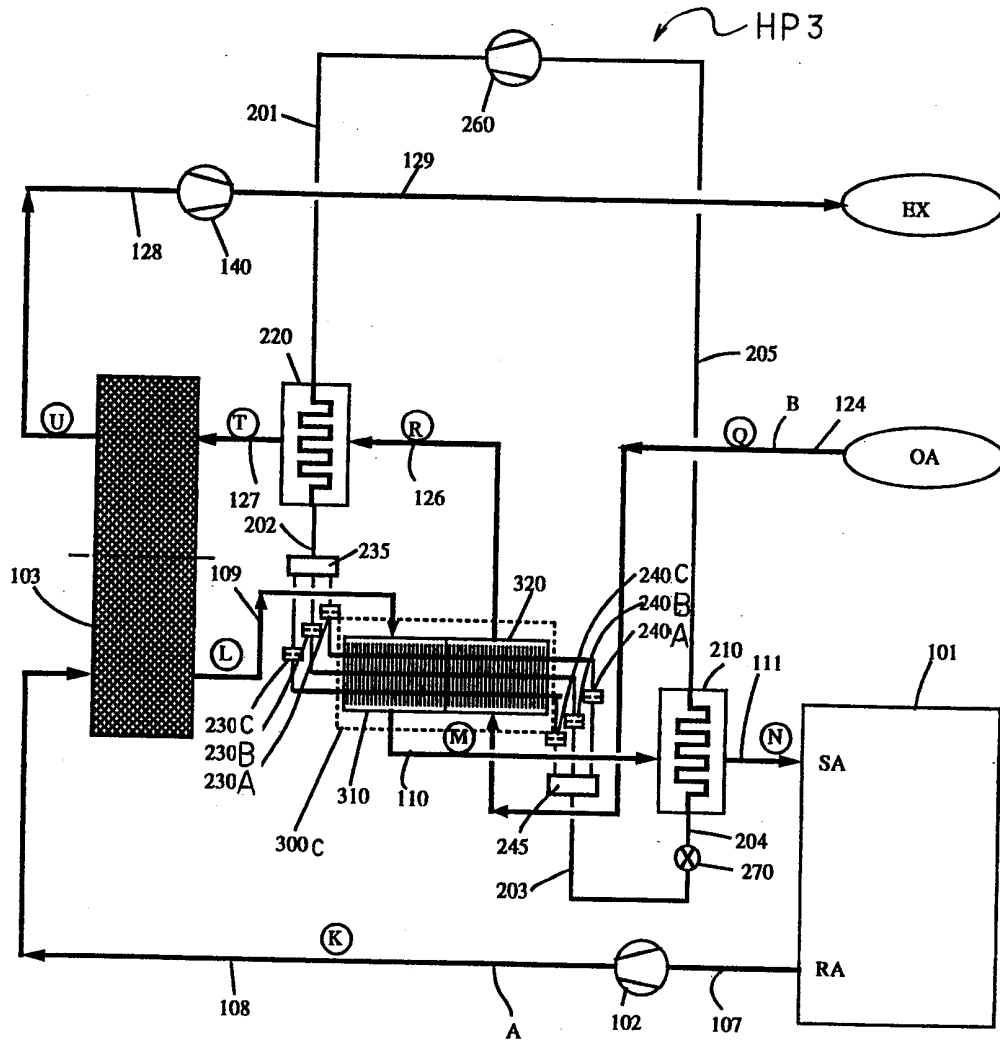


図 9

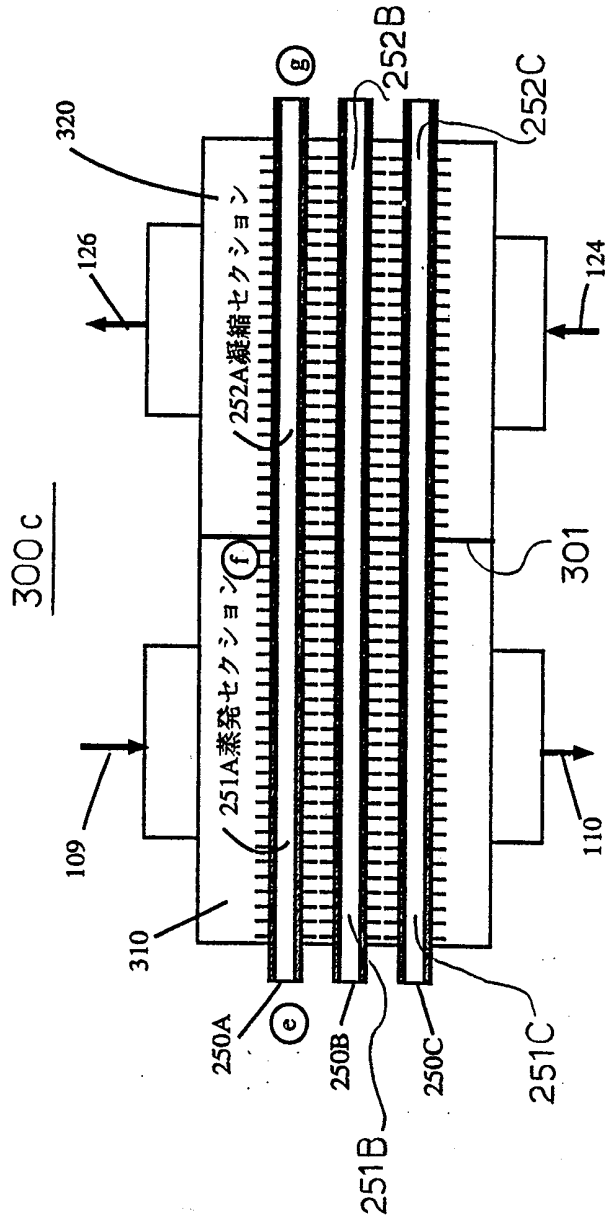


図10

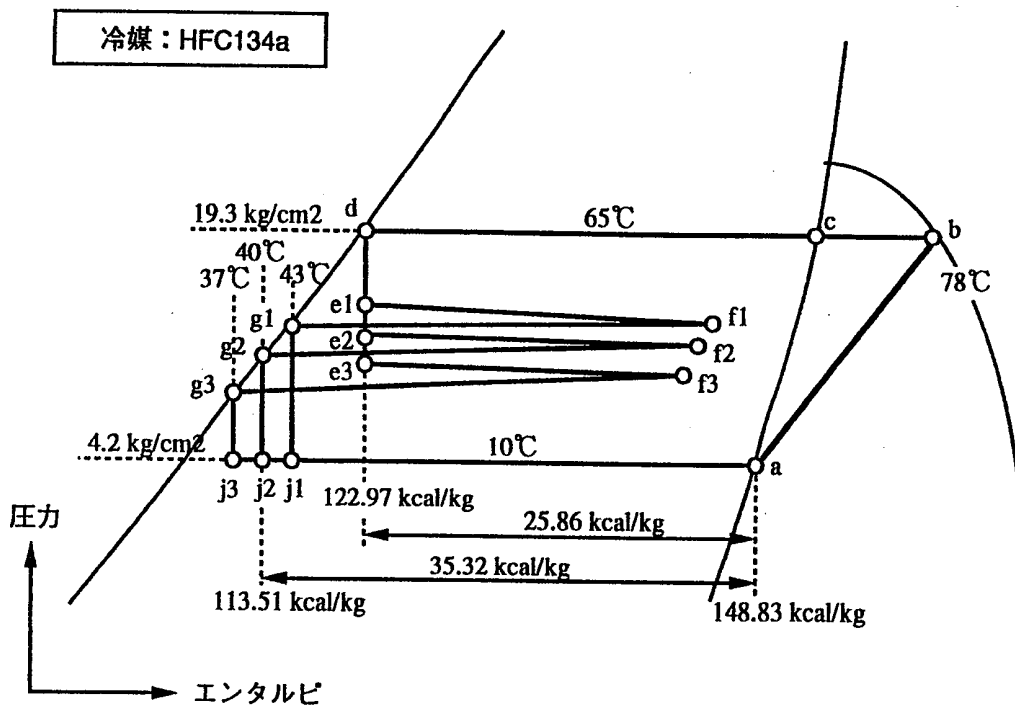


図 11

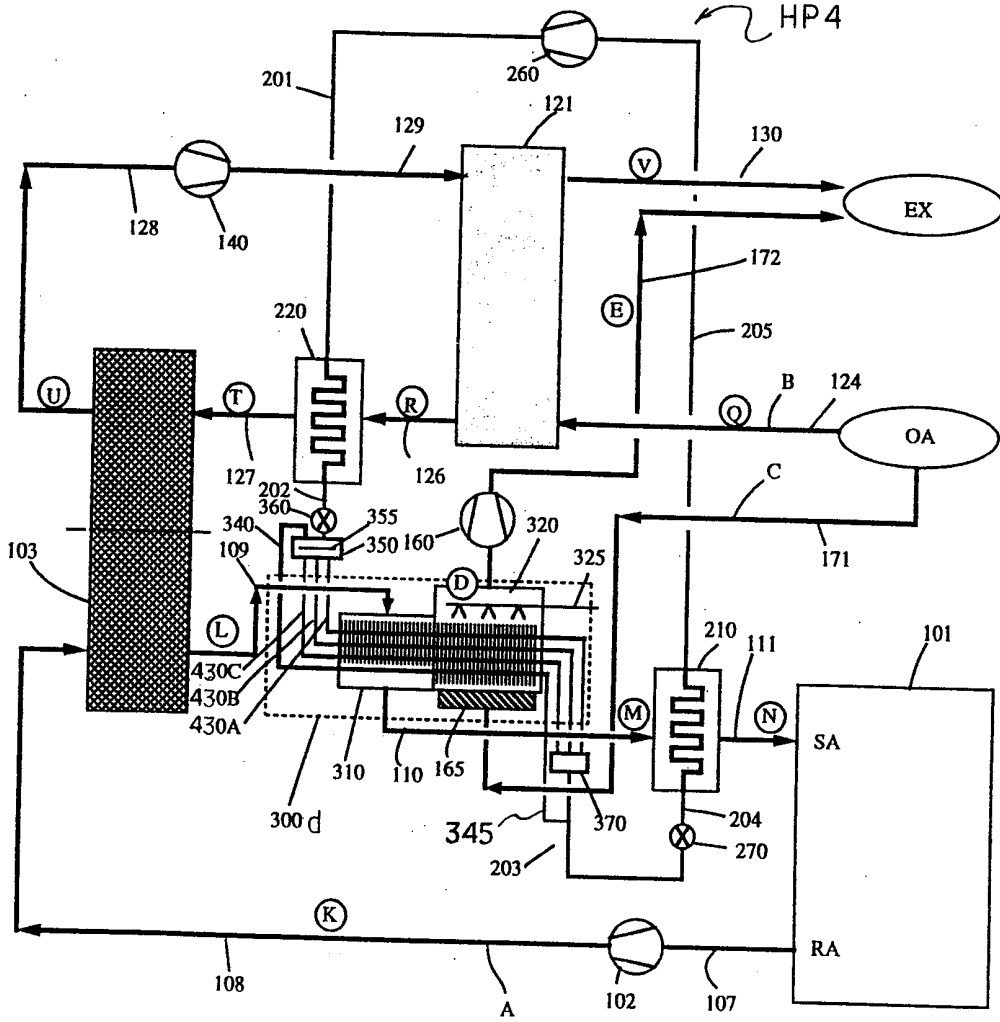
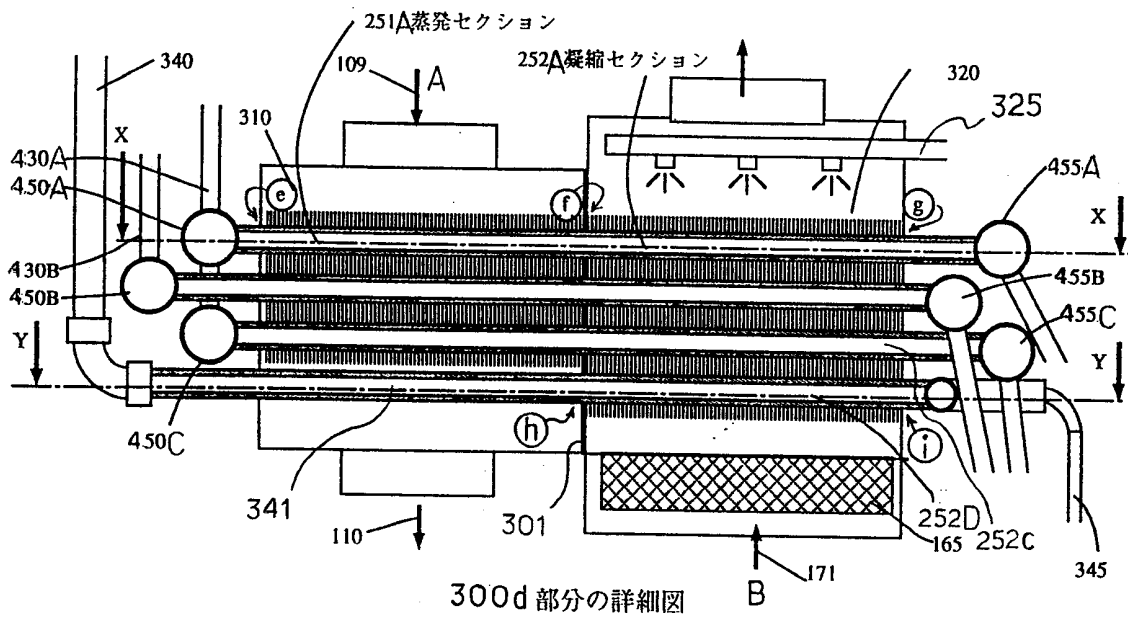
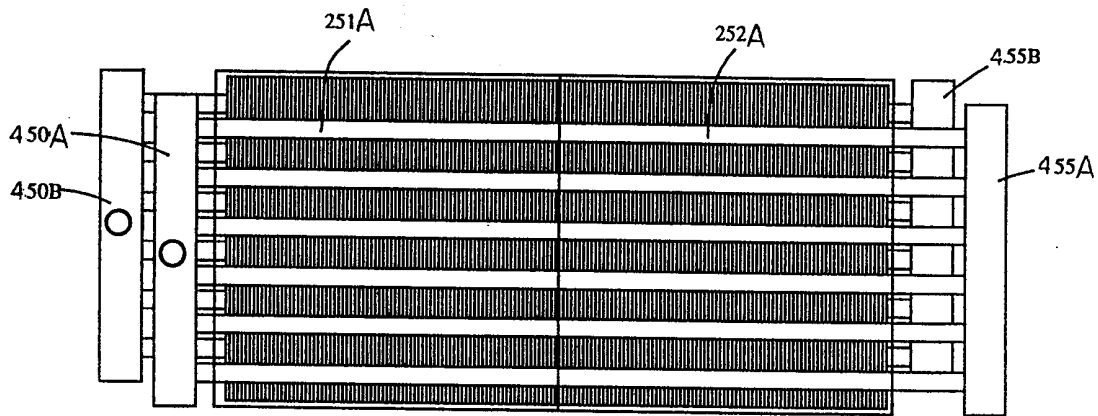


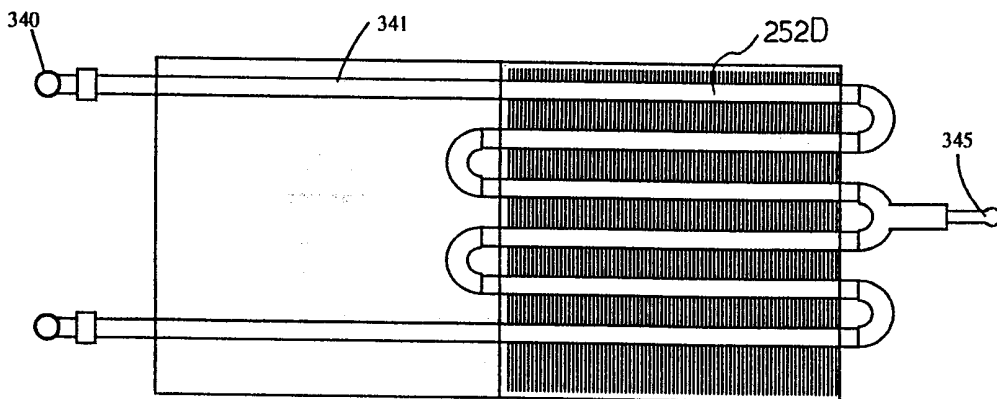
図12



300d 部分の詳細図



矢視X-X



矢視Y-Y

図13

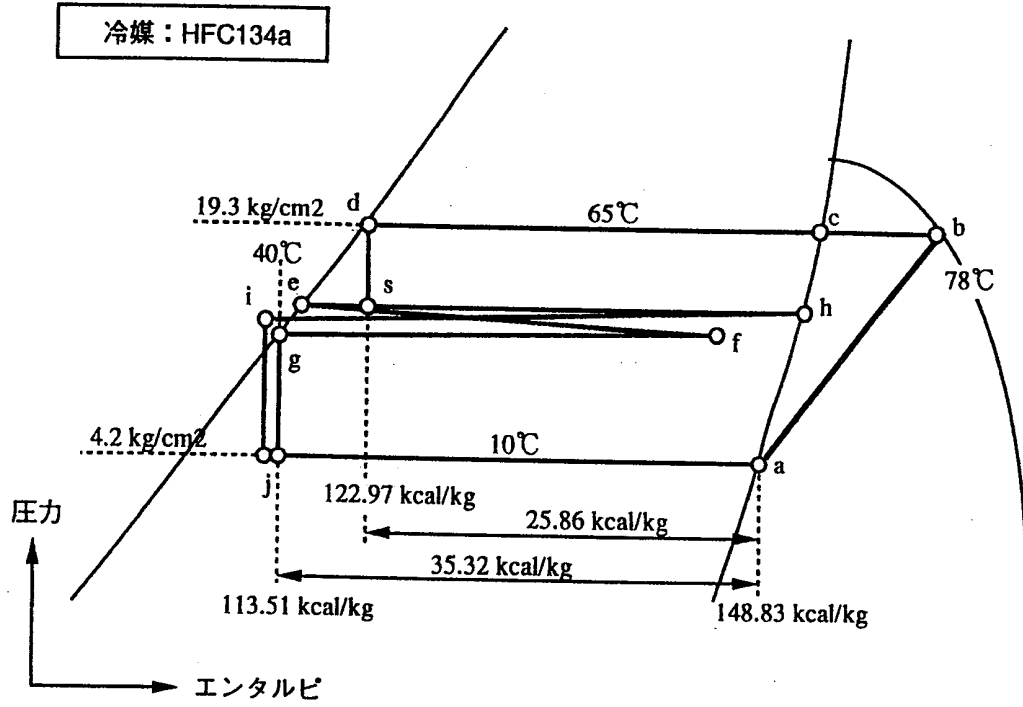


図14

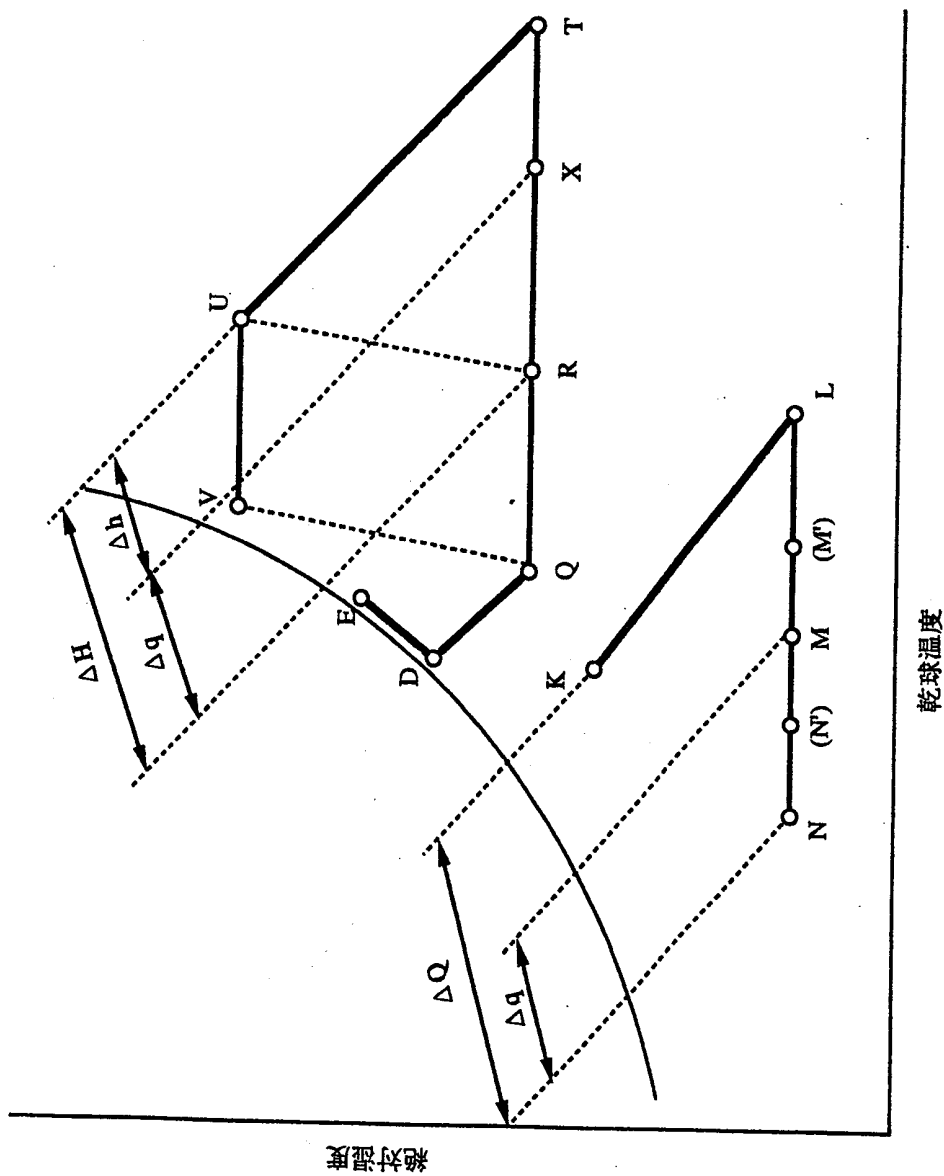


図15

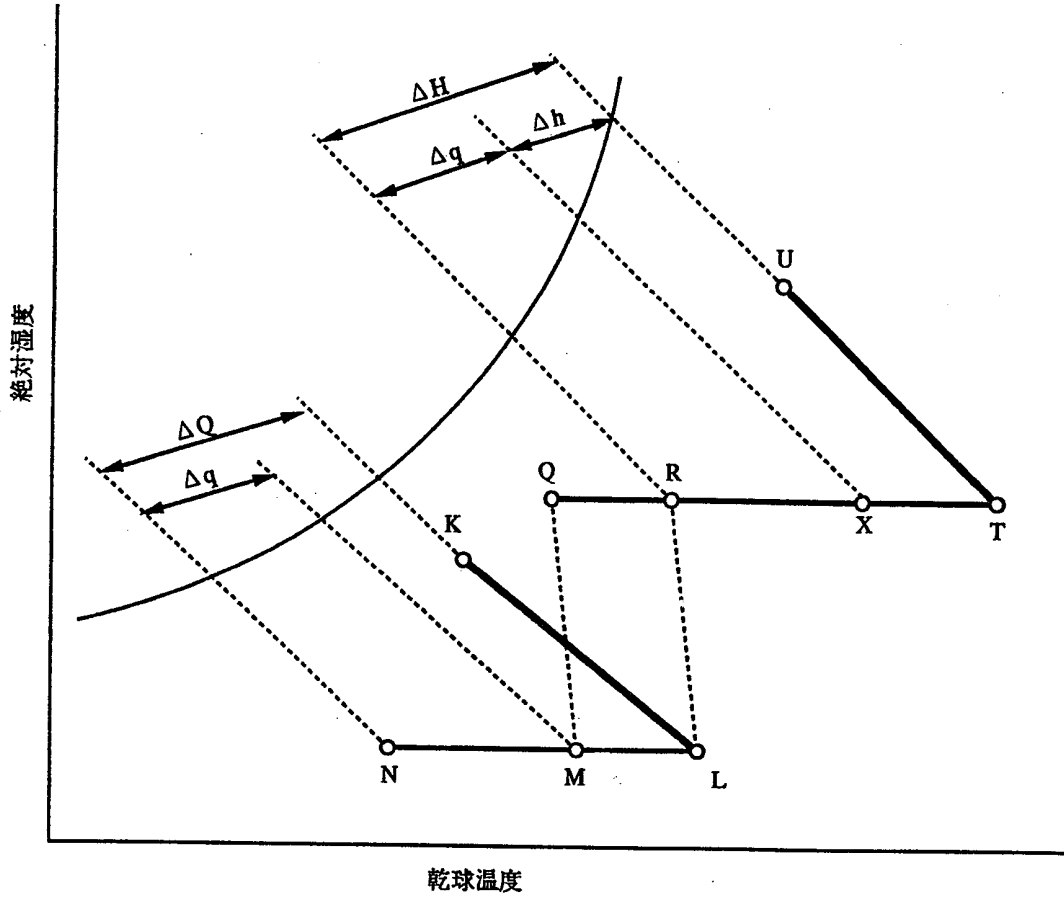


図16

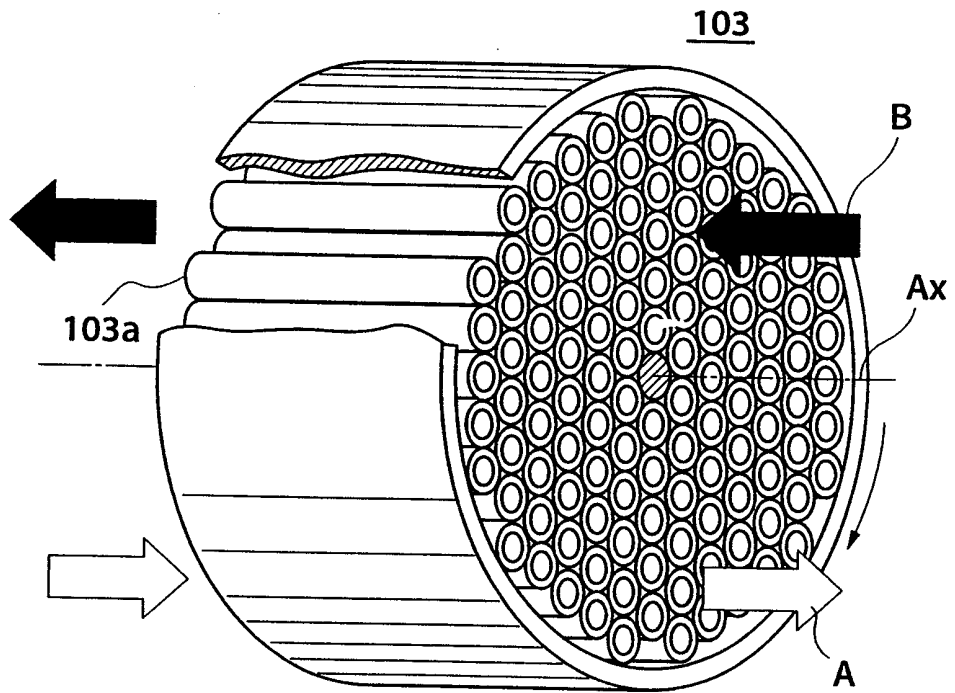


図17

表 運転モードと各機器の作動

機器	冷房	除湿
デシカントロータ103	運転	運転
送風機102	運転	運転
送風機140	運転	運転
送風機160	運転	停止
水スプレイ325	作動	停止
圧縮機260	運転	運転

図18

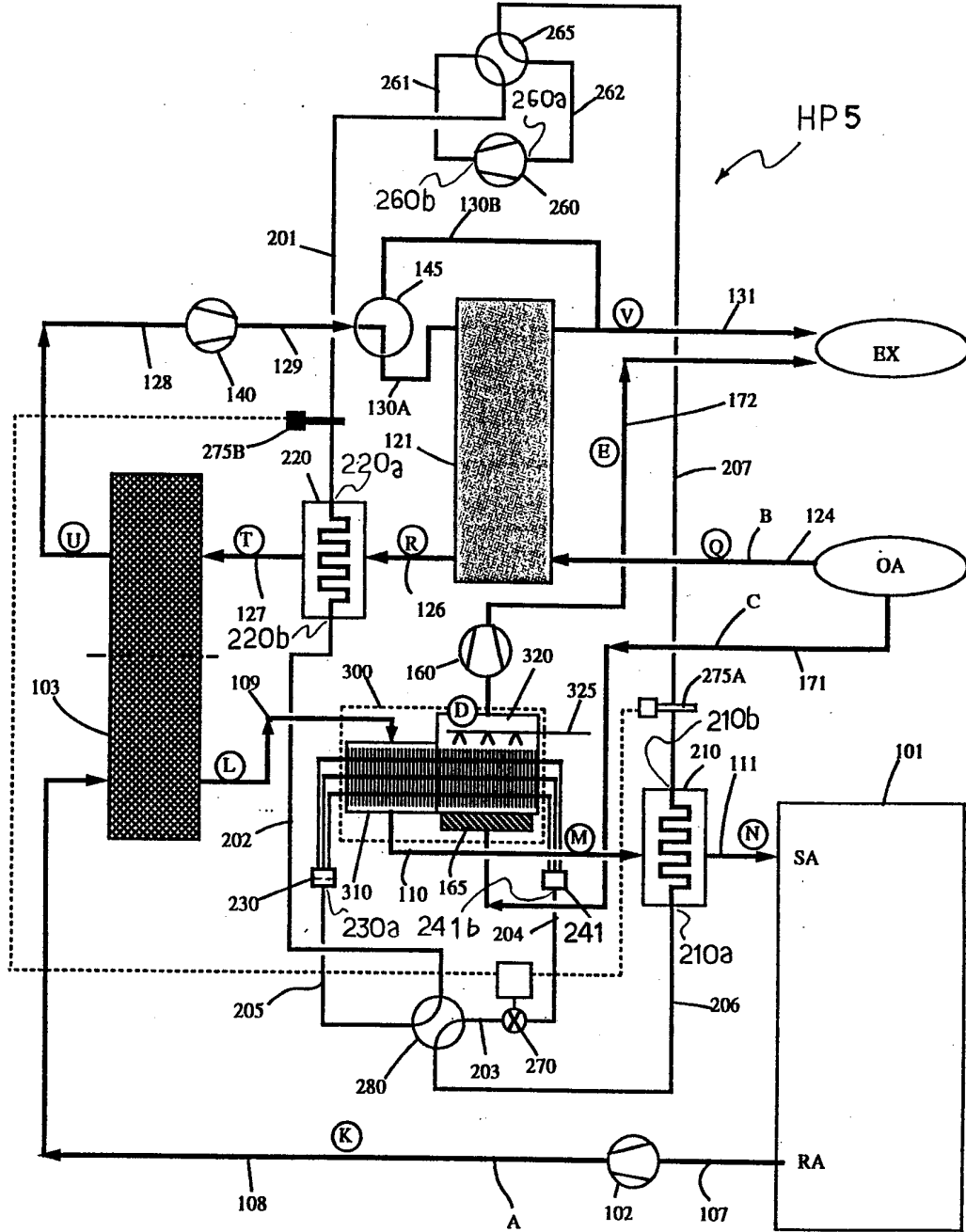


図19

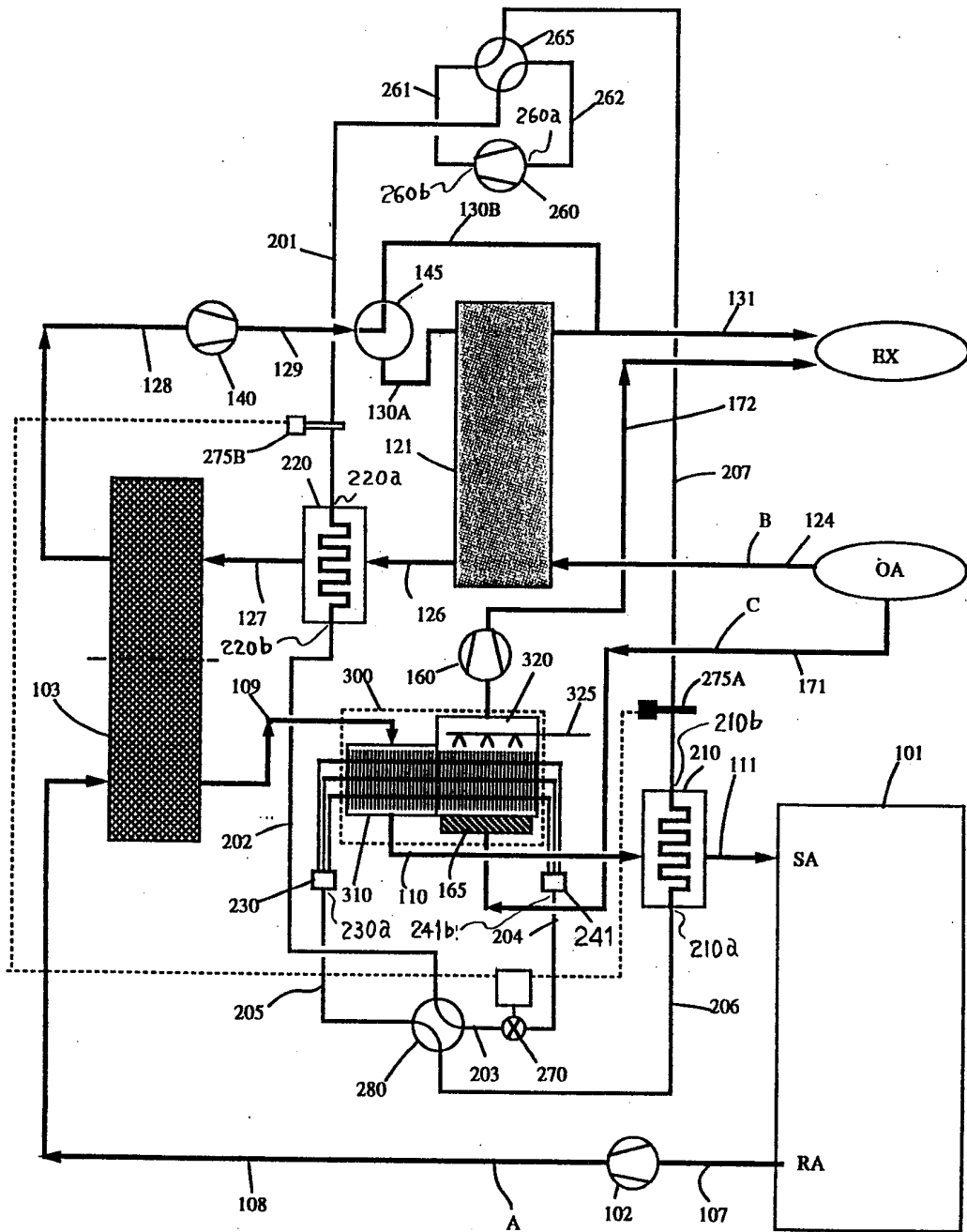


図20

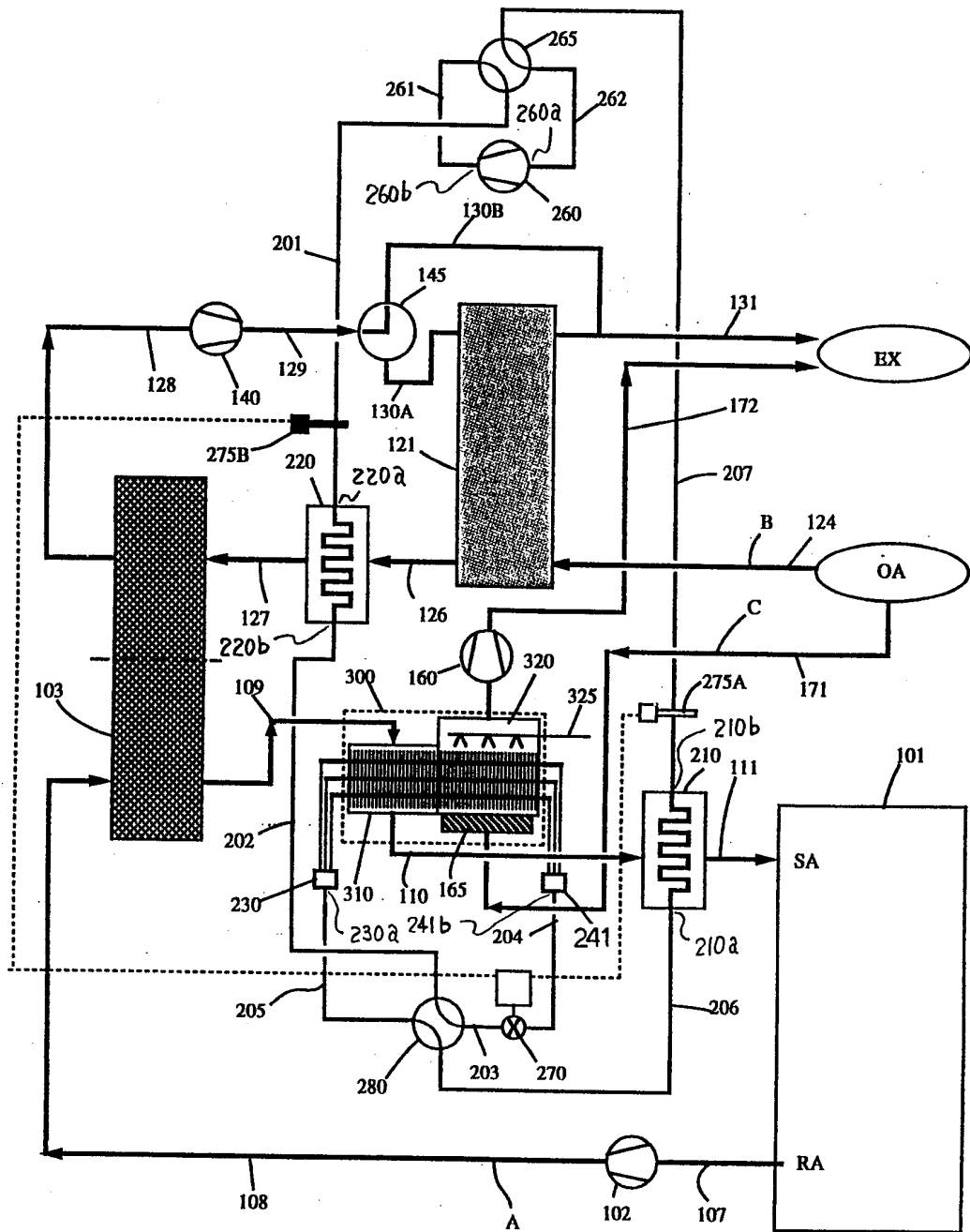


図21

表 運転モードと各機器の作動

機器	冷房	除湿	暖房	除霜
デシカントロータ103	運転	運転	停止	停止
送風機102	運転	運転	運転	停止
送風機140	運転	運転	運転	停止
送風機160	運転	停止	停止	運転
4方弁265	261と201 262と207	261と201 262と207	261と207 262と201	261と201 262と207
4方弁280	203と206 205と202	203と206 205と202	203と202 205と206	203と202 205と206
3方弁145	129と130A	129と130A	129と130B	129と130B
水スプレイ325	作動	停止	停止	停止
圧縮機260	運転	運転	運転	運転
膨張弁270感温部	275A	275A	275B	275A

図 22

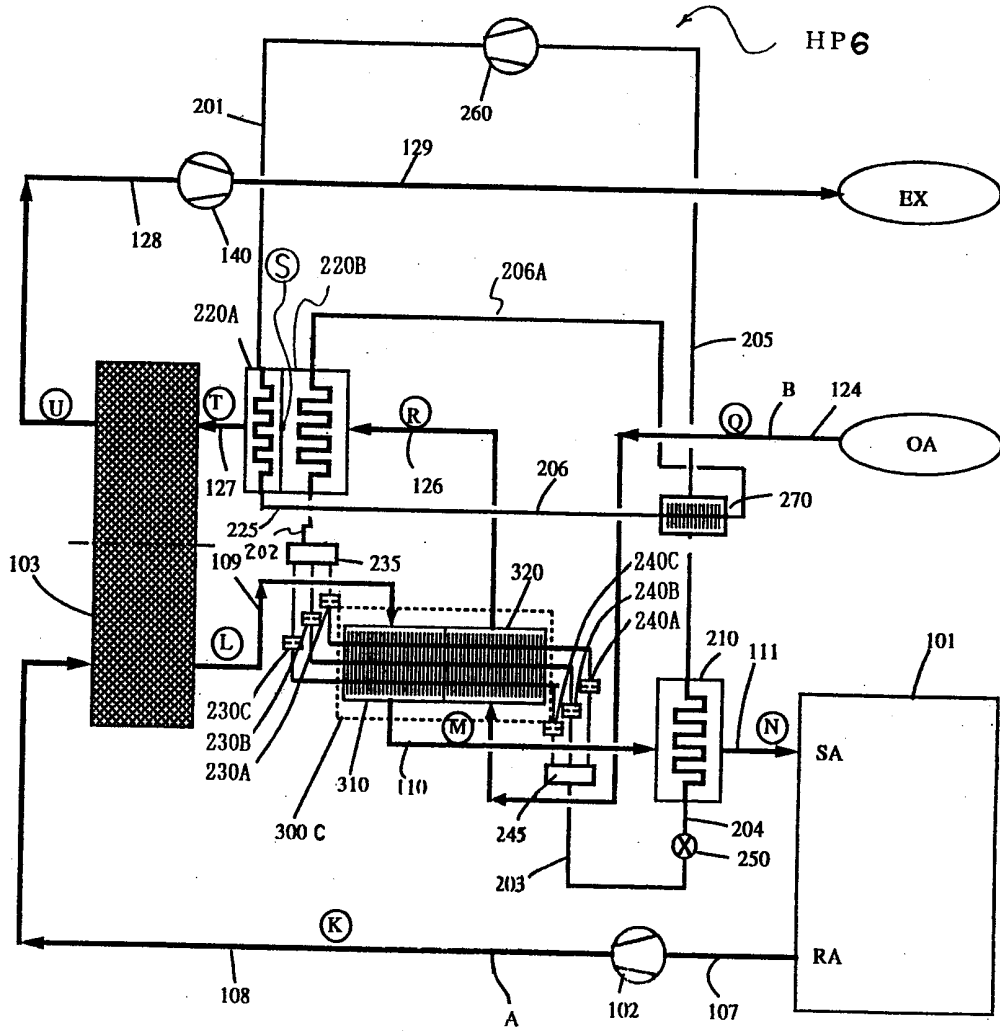


図23

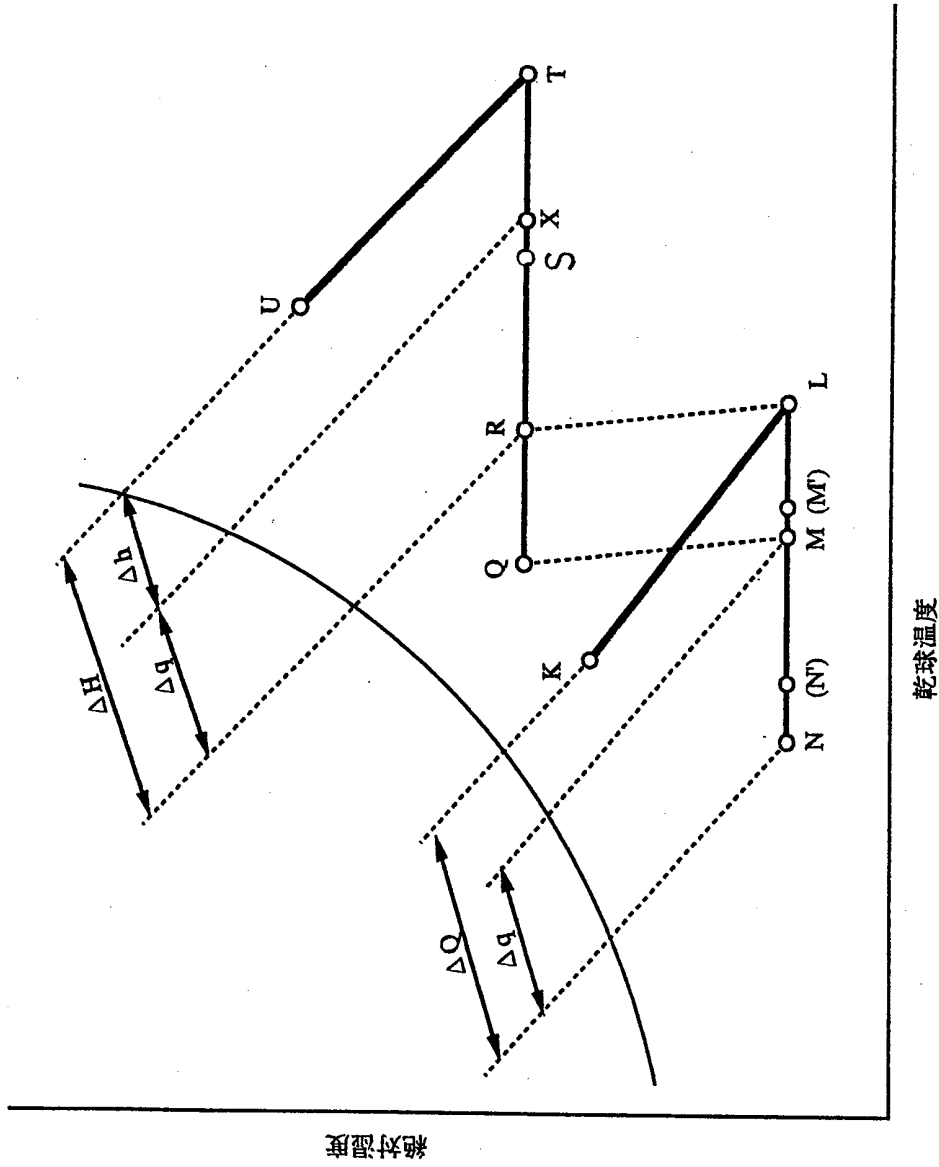


図 2.4

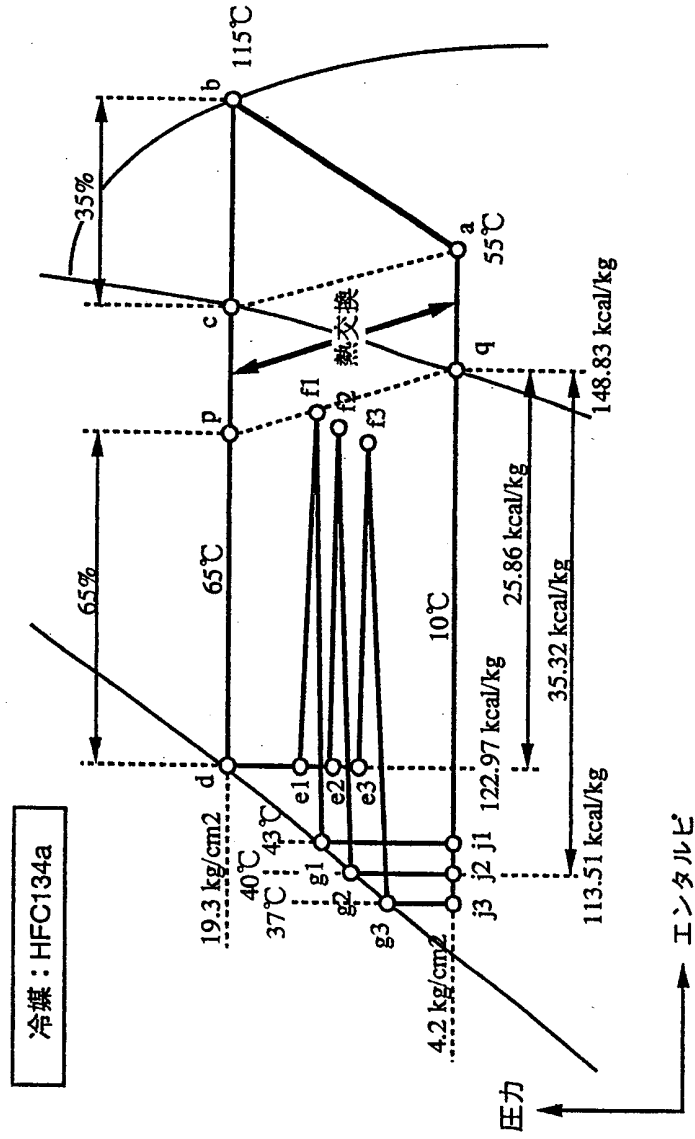


図 25

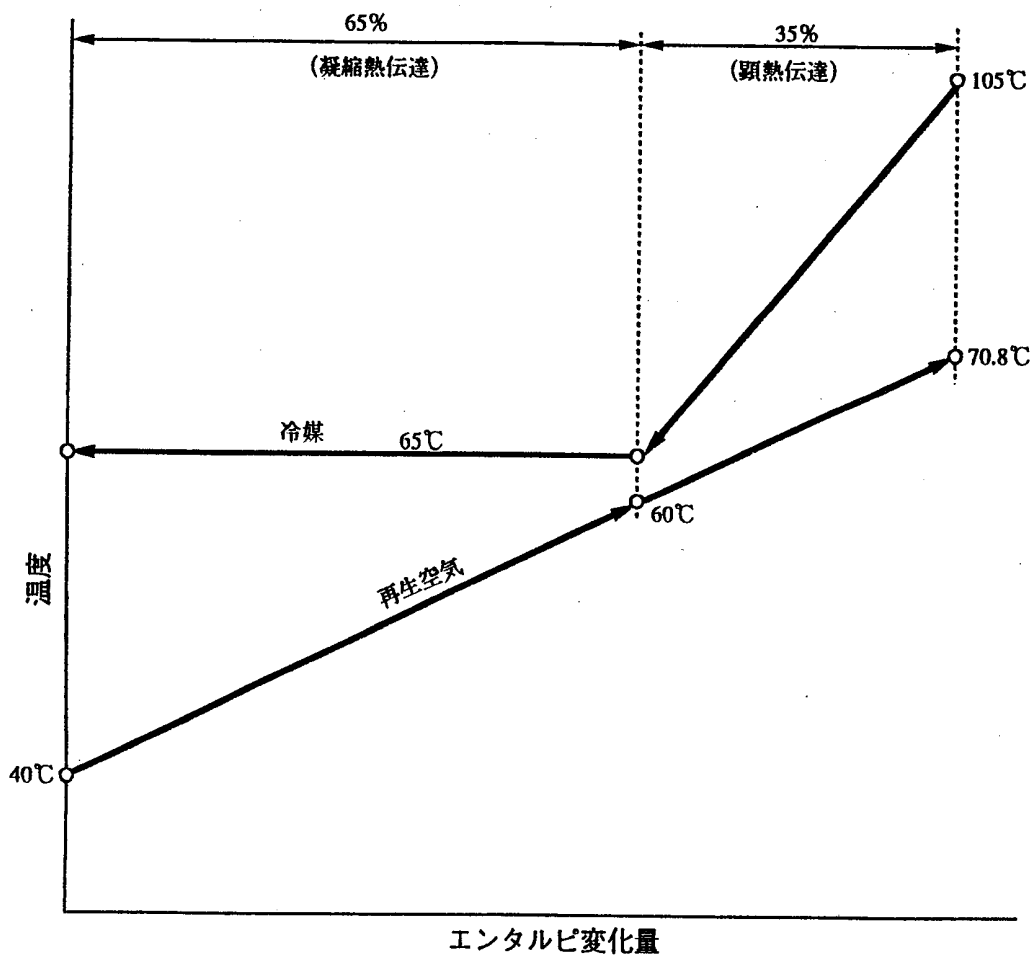


図 26

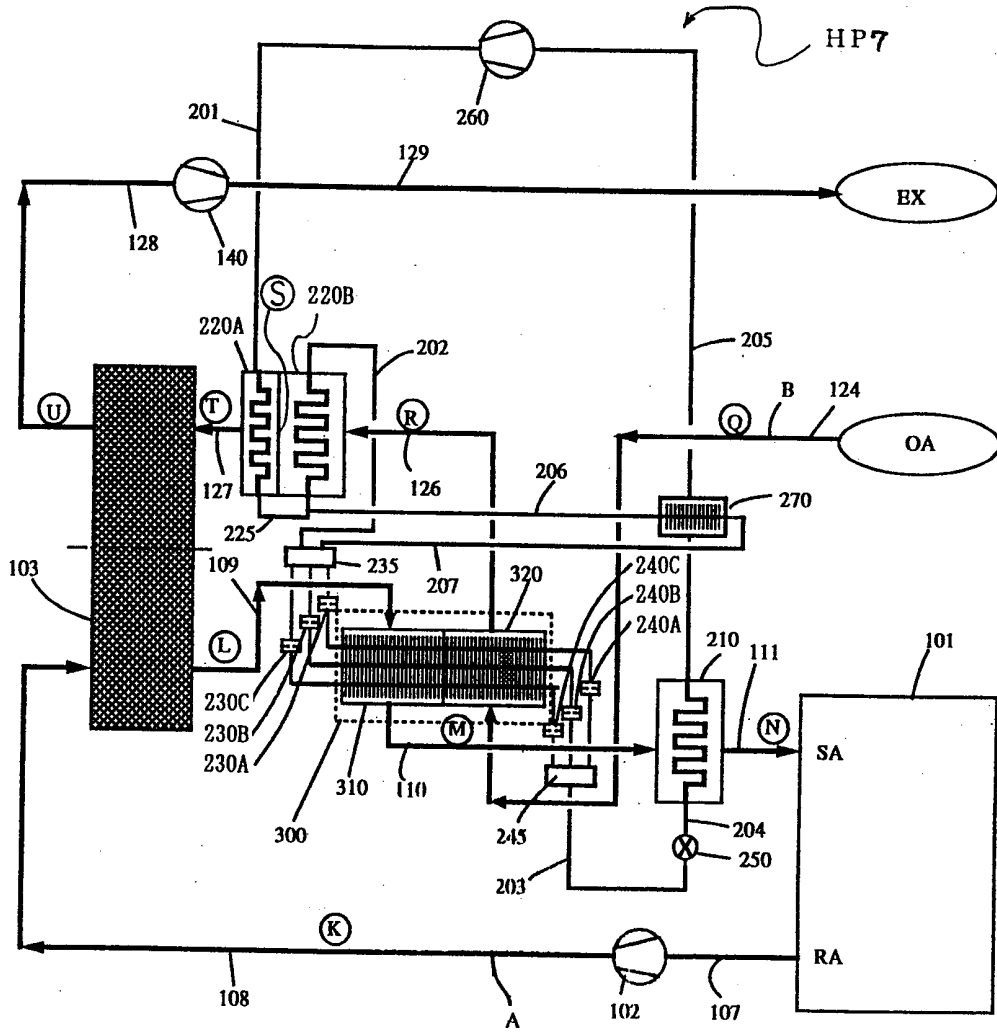


図 27

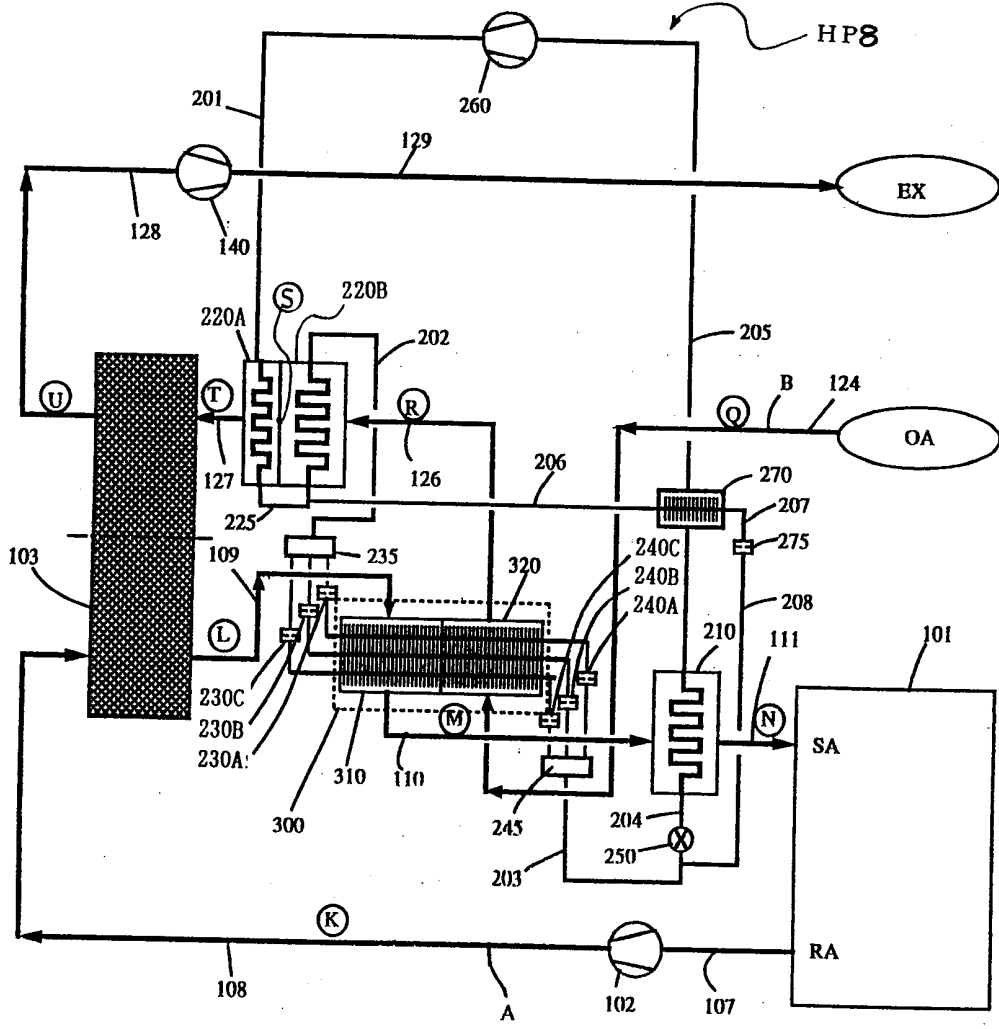


図28

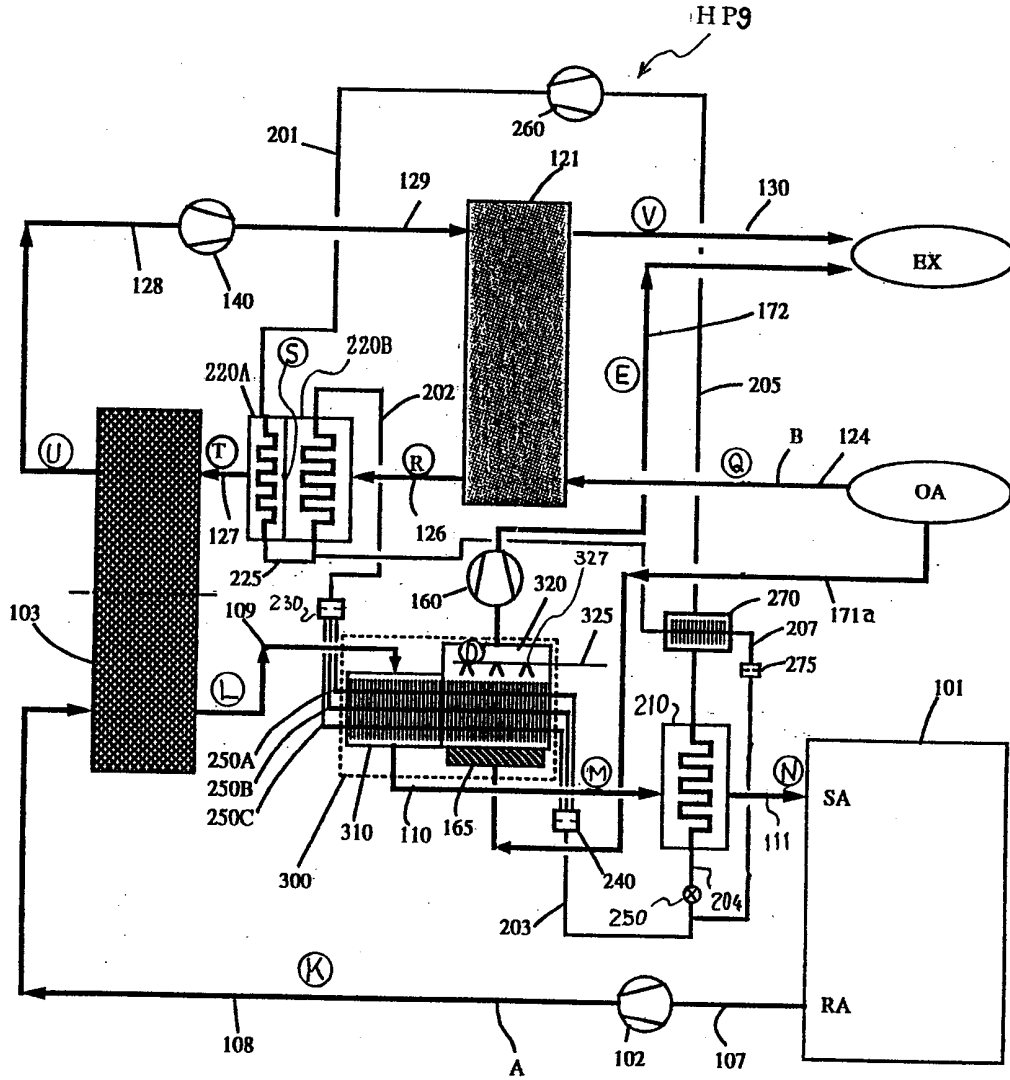


図 29

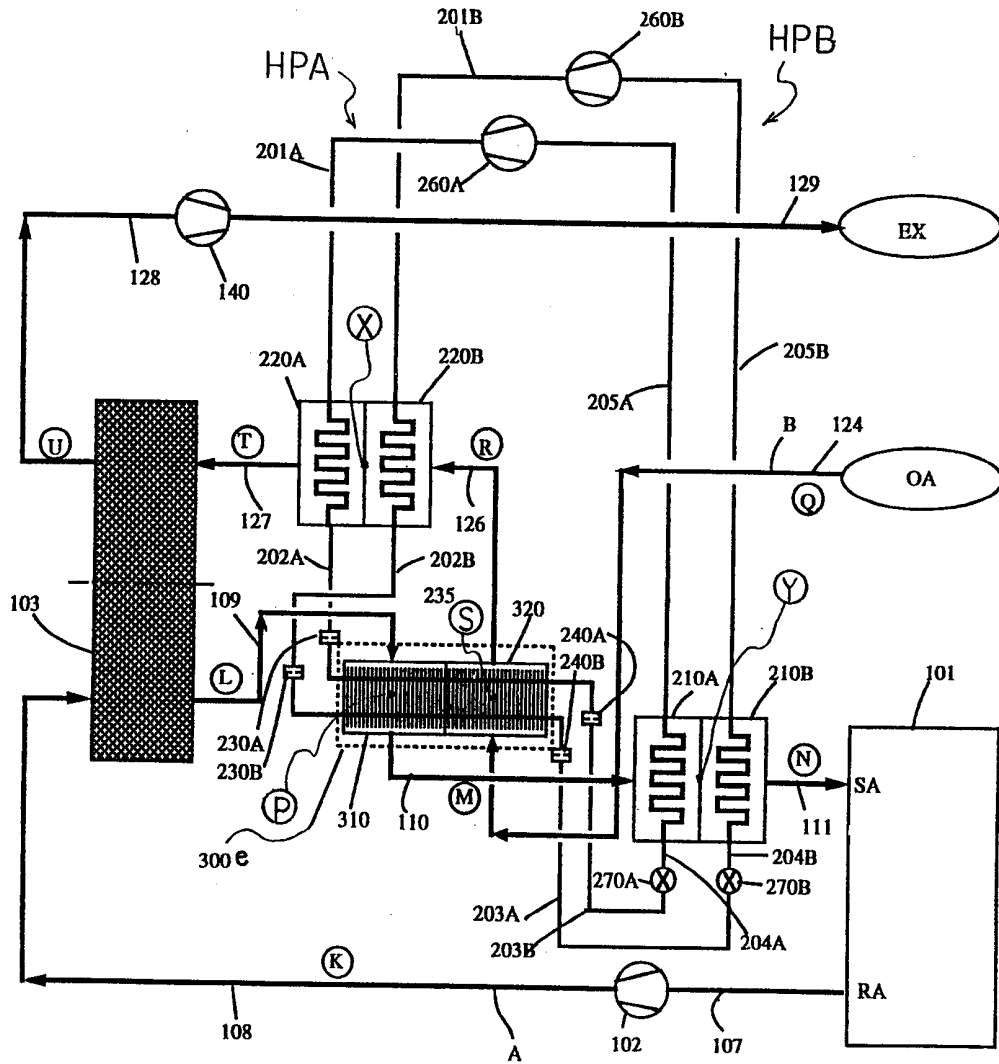


図30

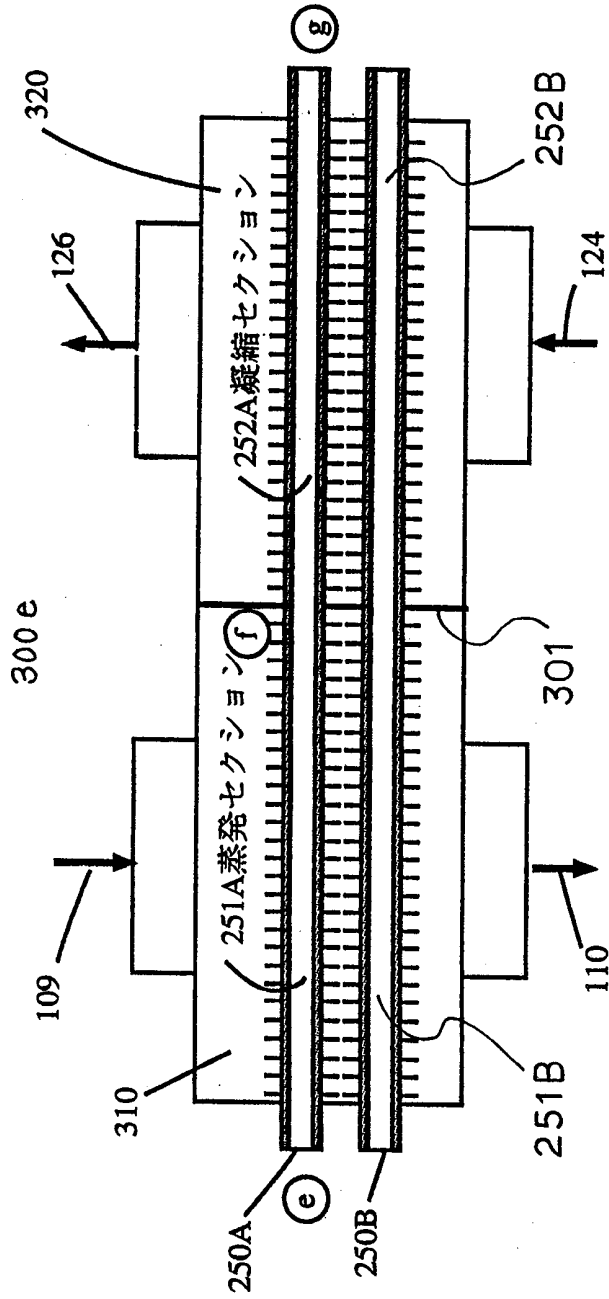


図31

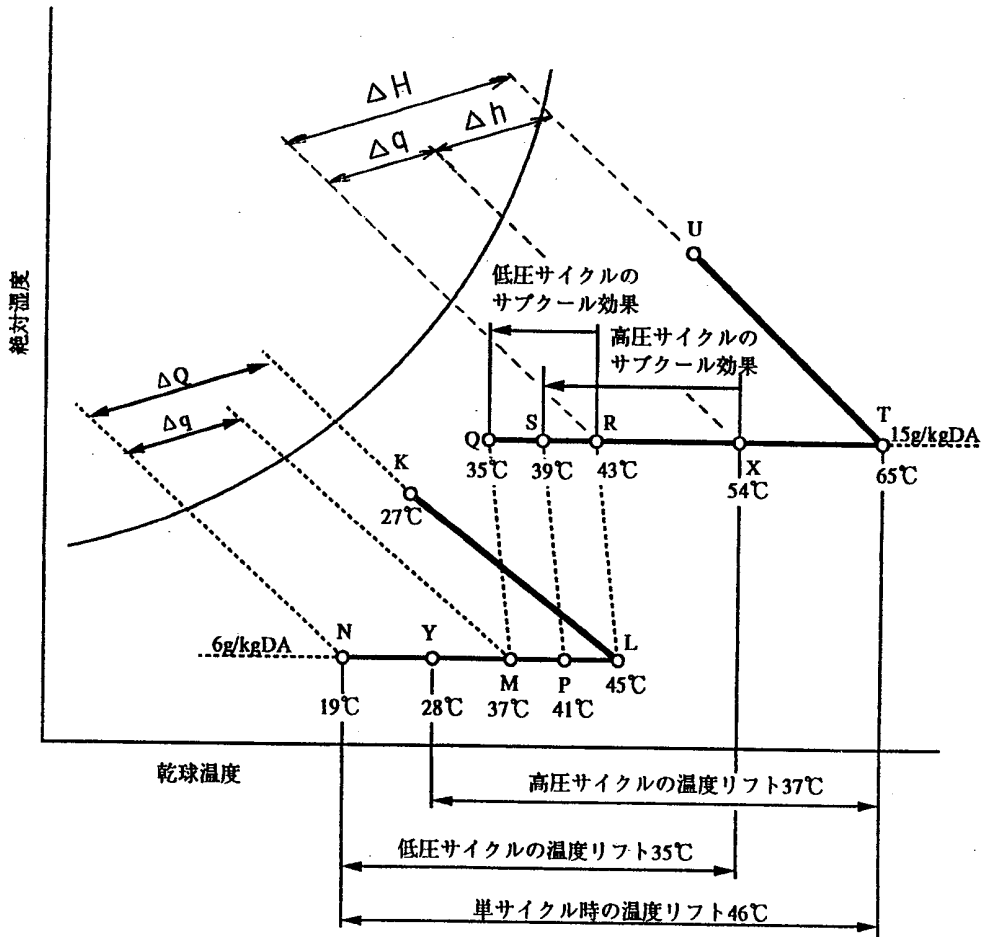
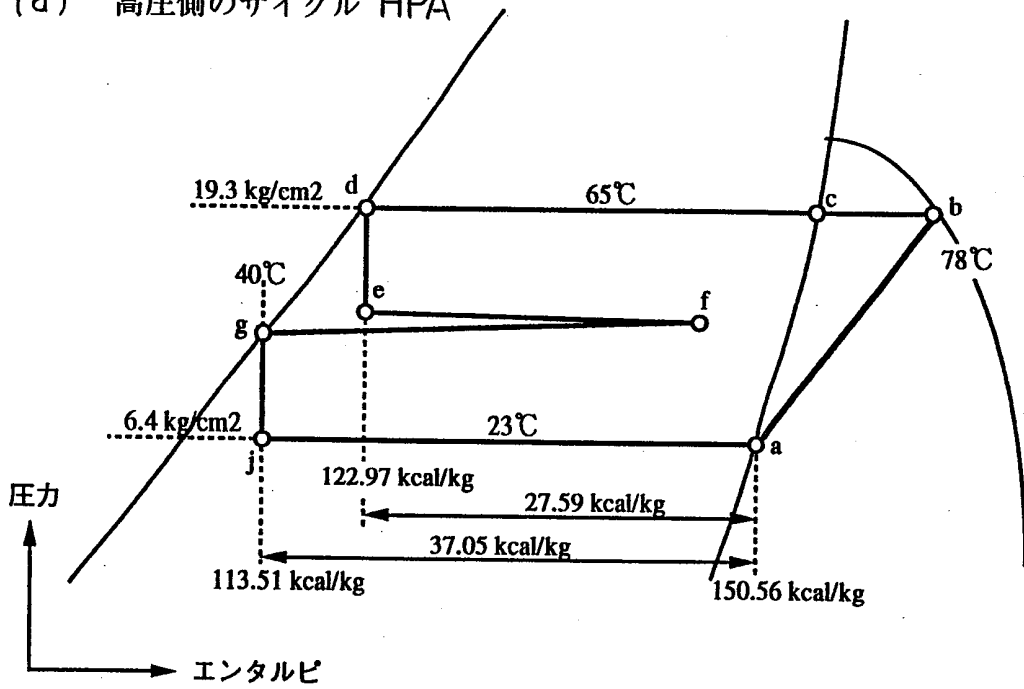


図32

冷媒：HFC134a

(a) 高圧側のサイクル HPA



(b) 低圧側のサイクル HPB

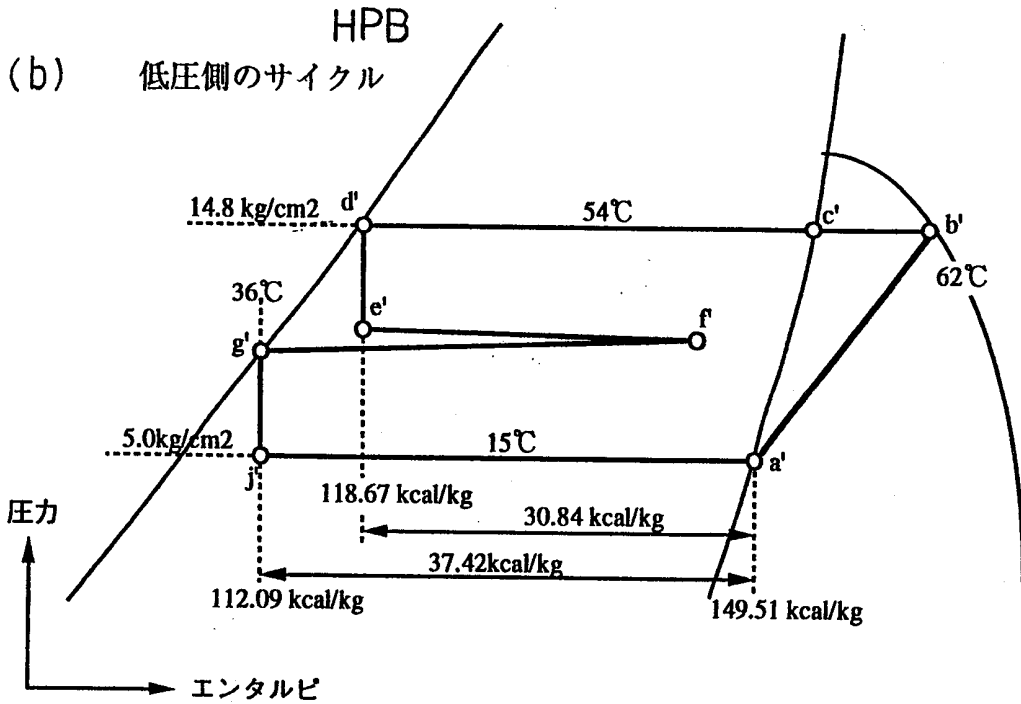


図33

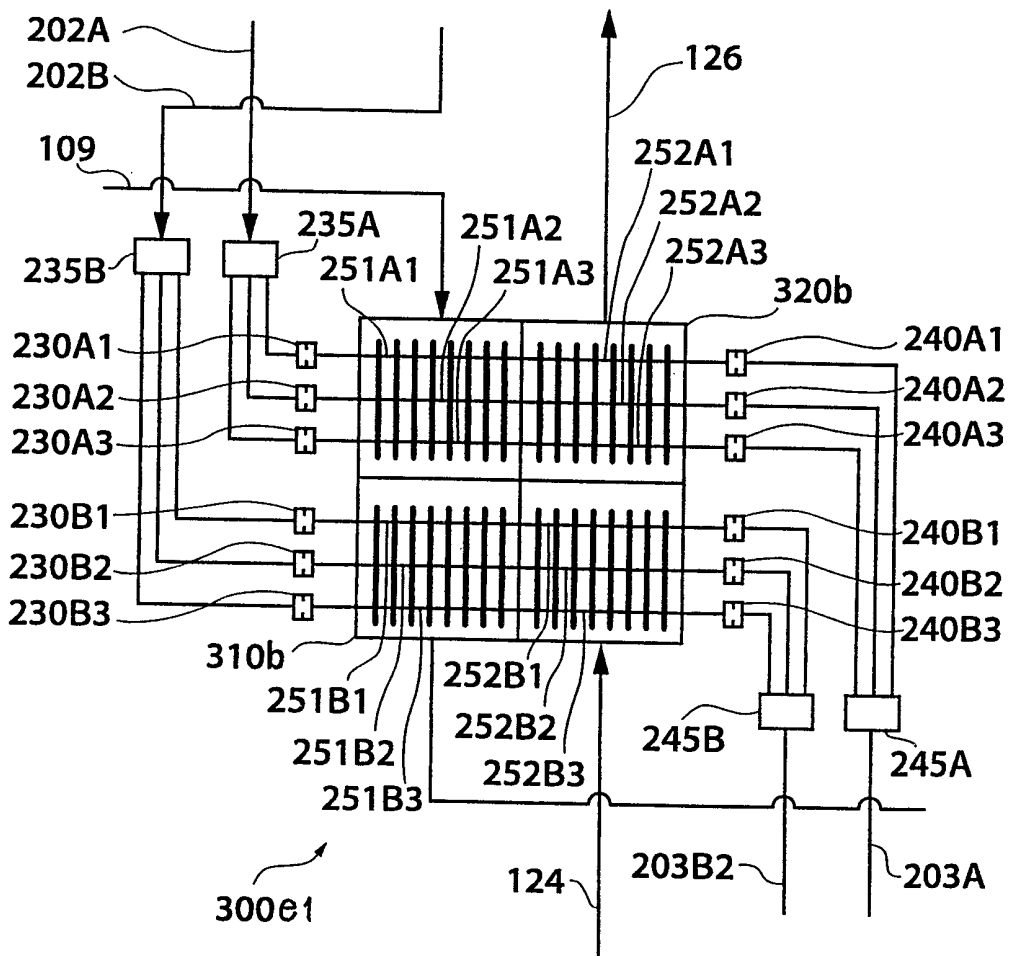


図34

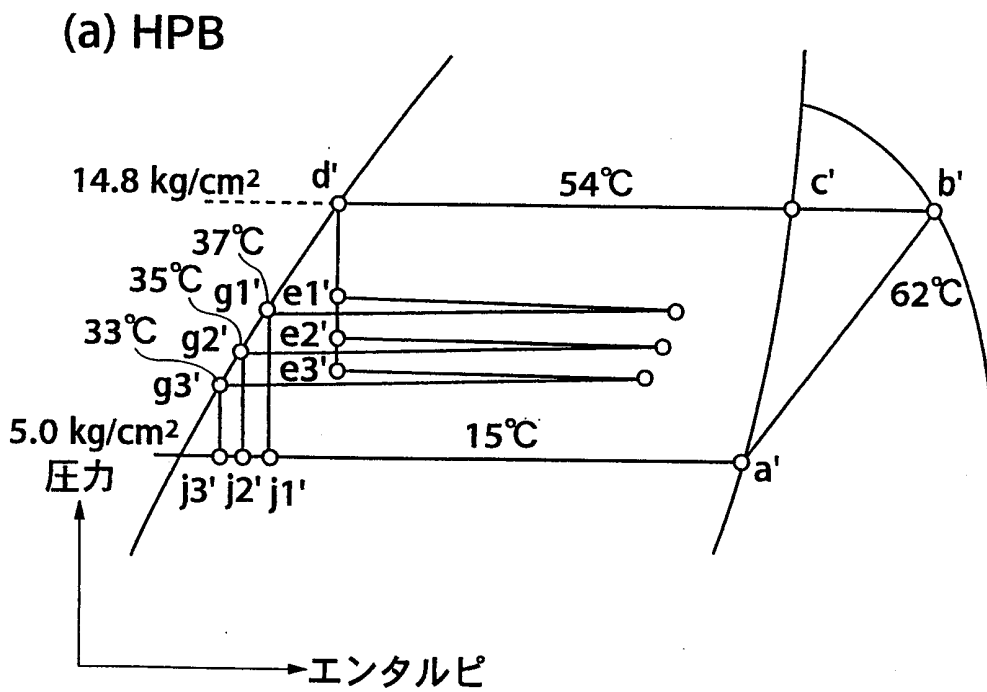
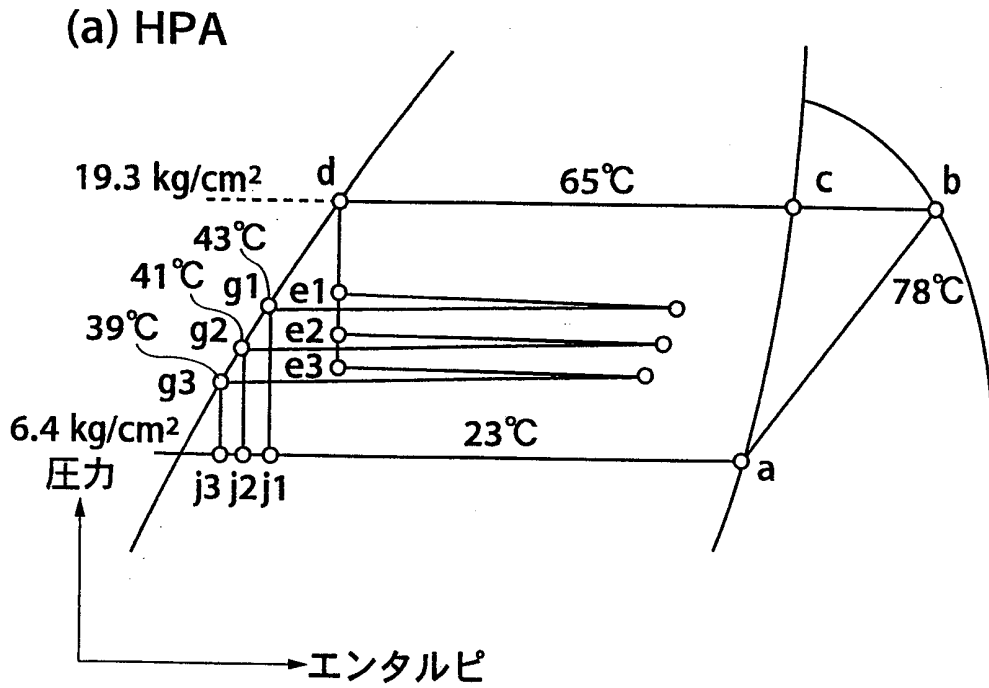


図35

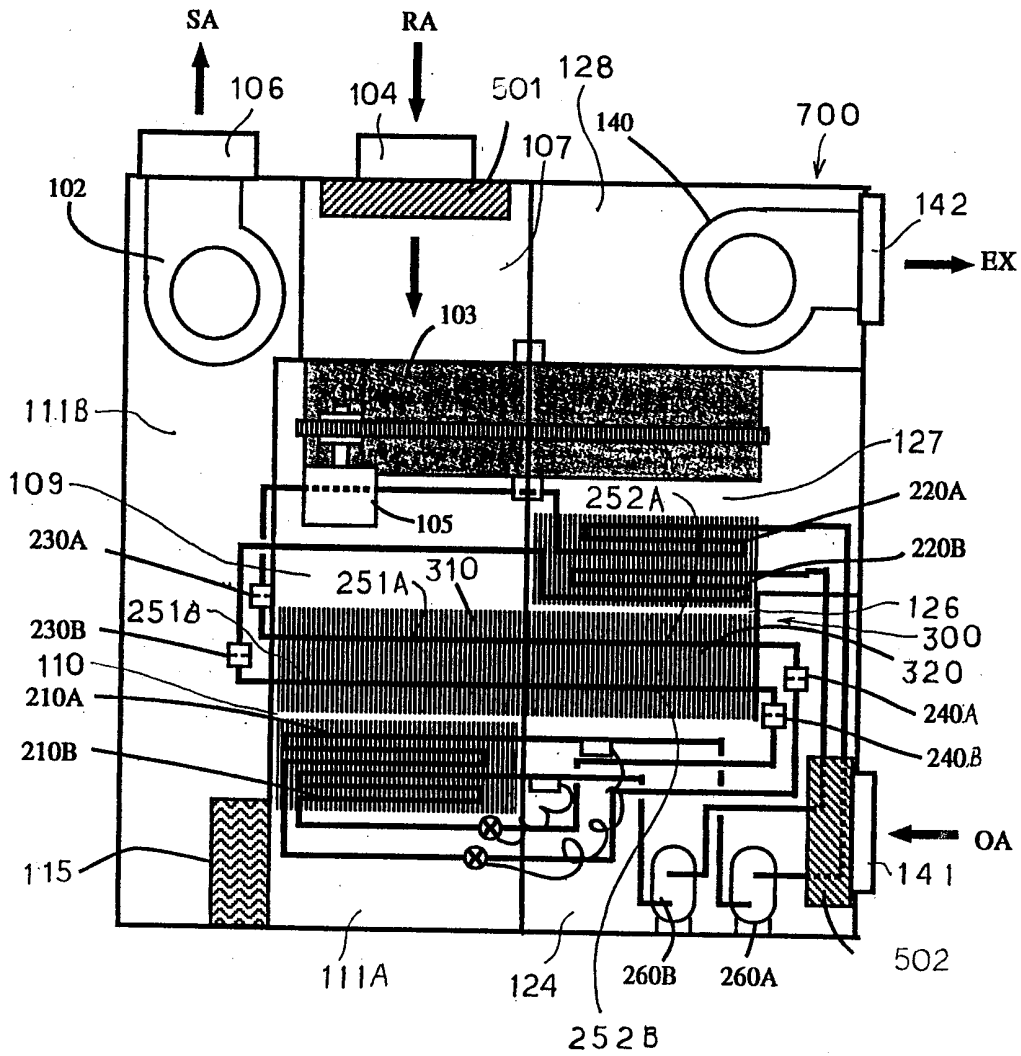


図 36

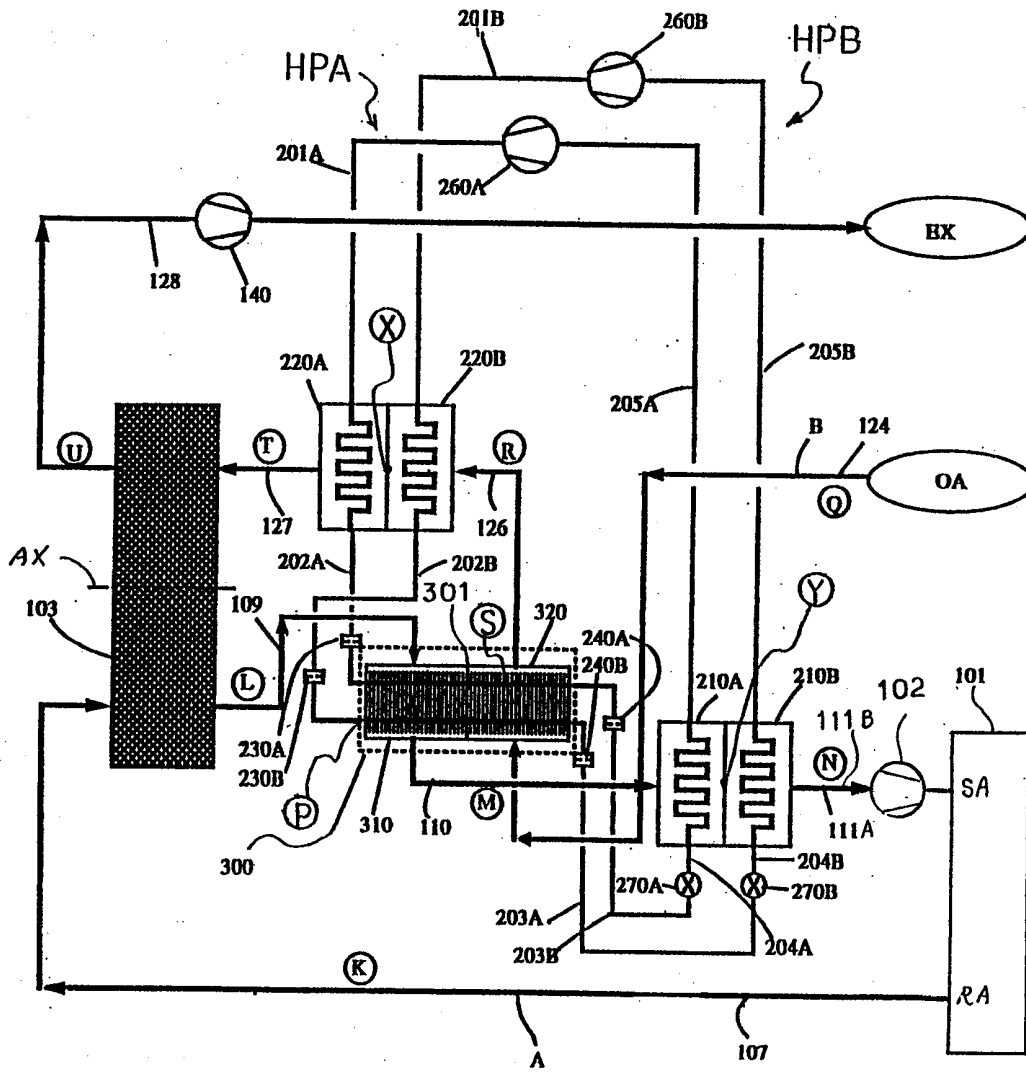


図37

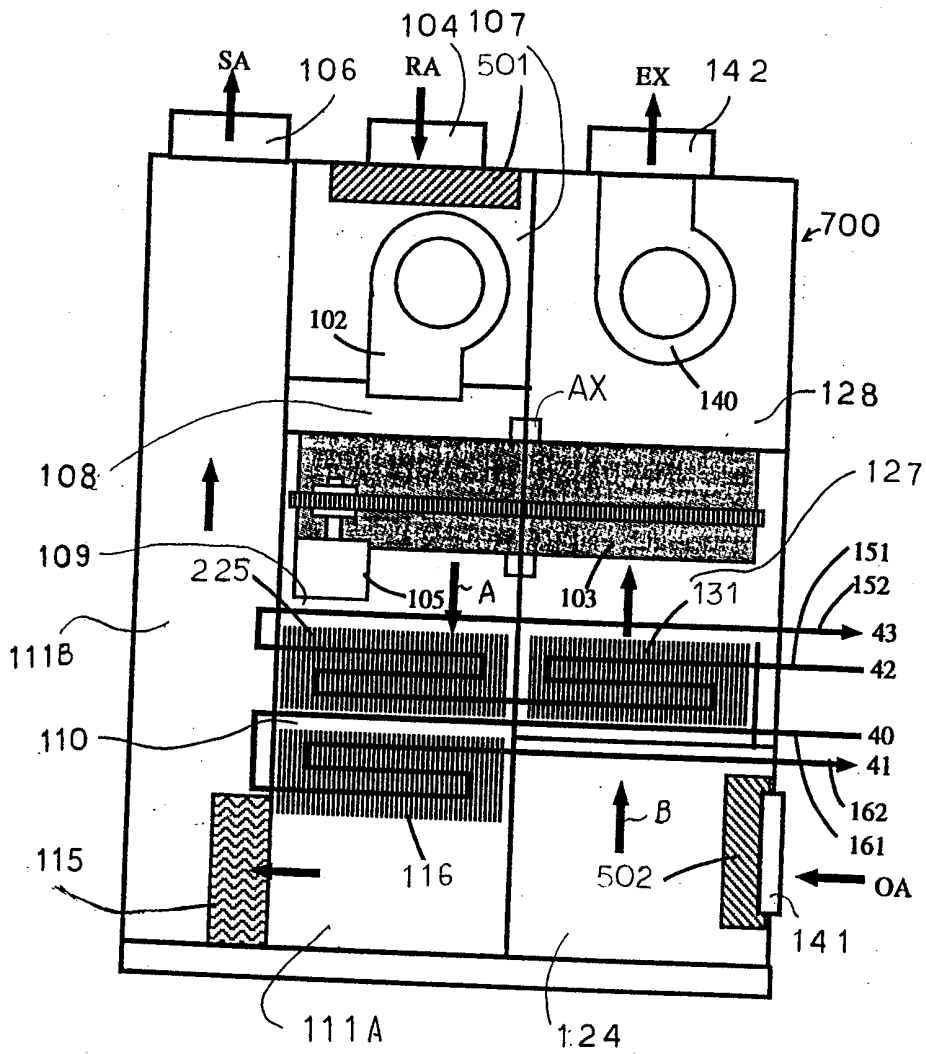


図38

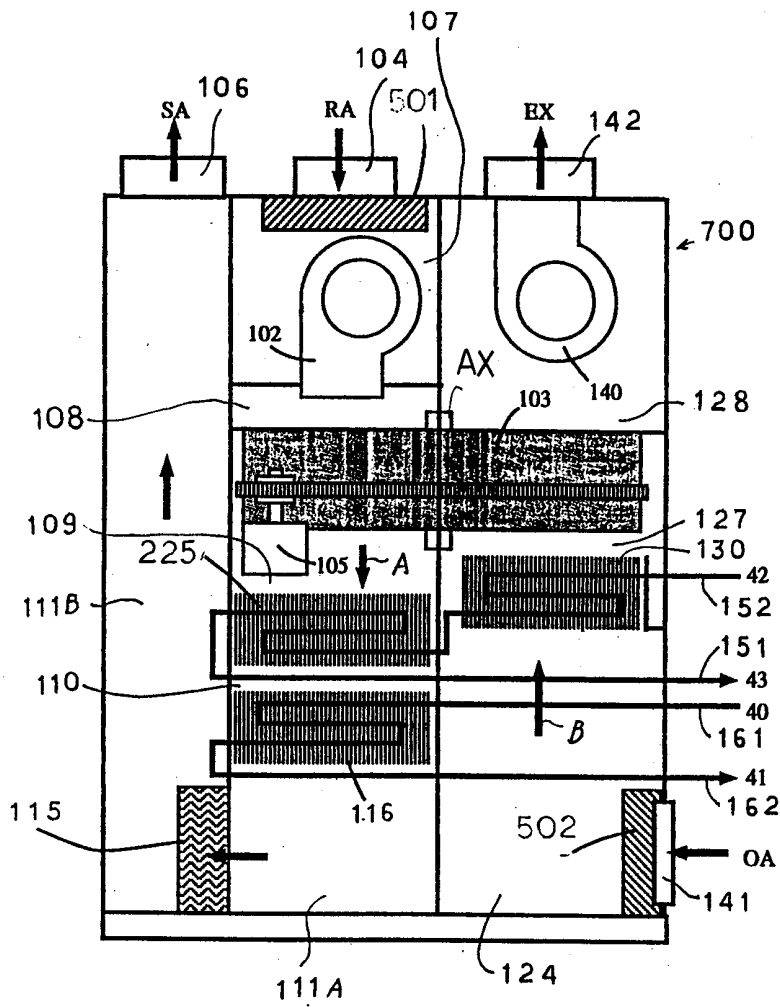


図39

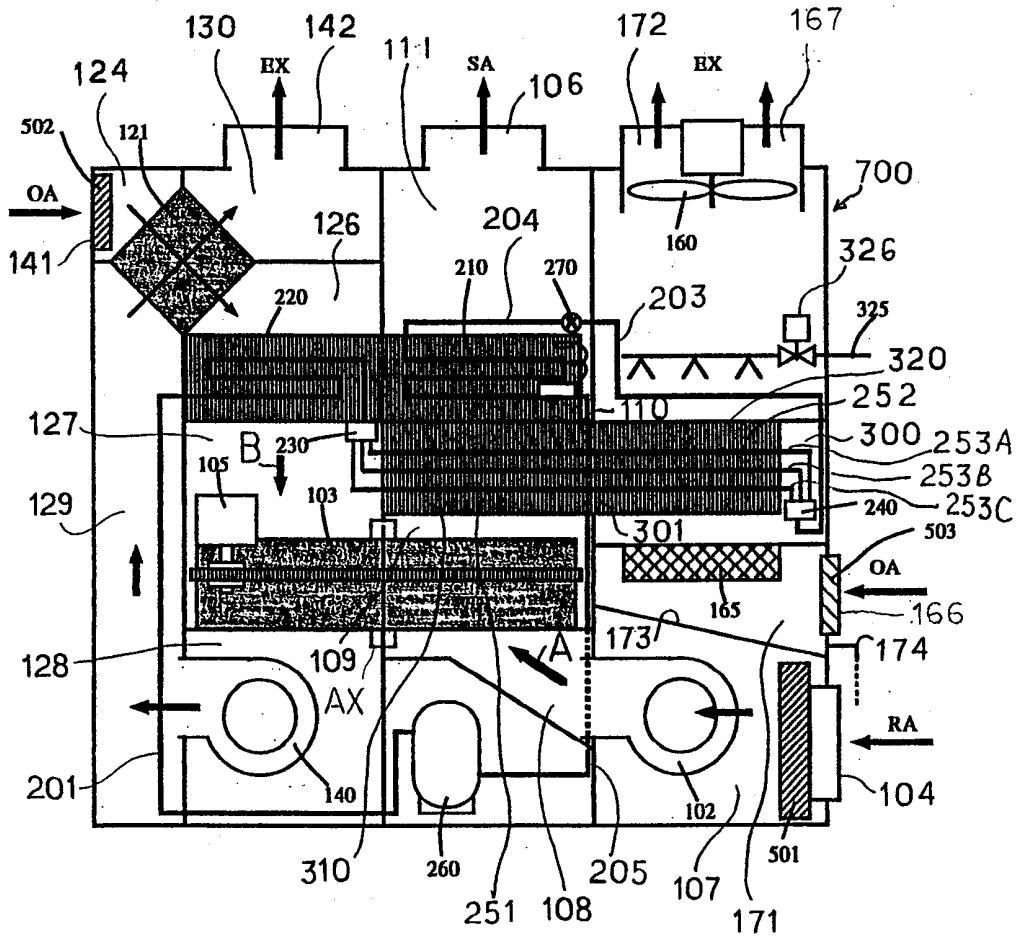
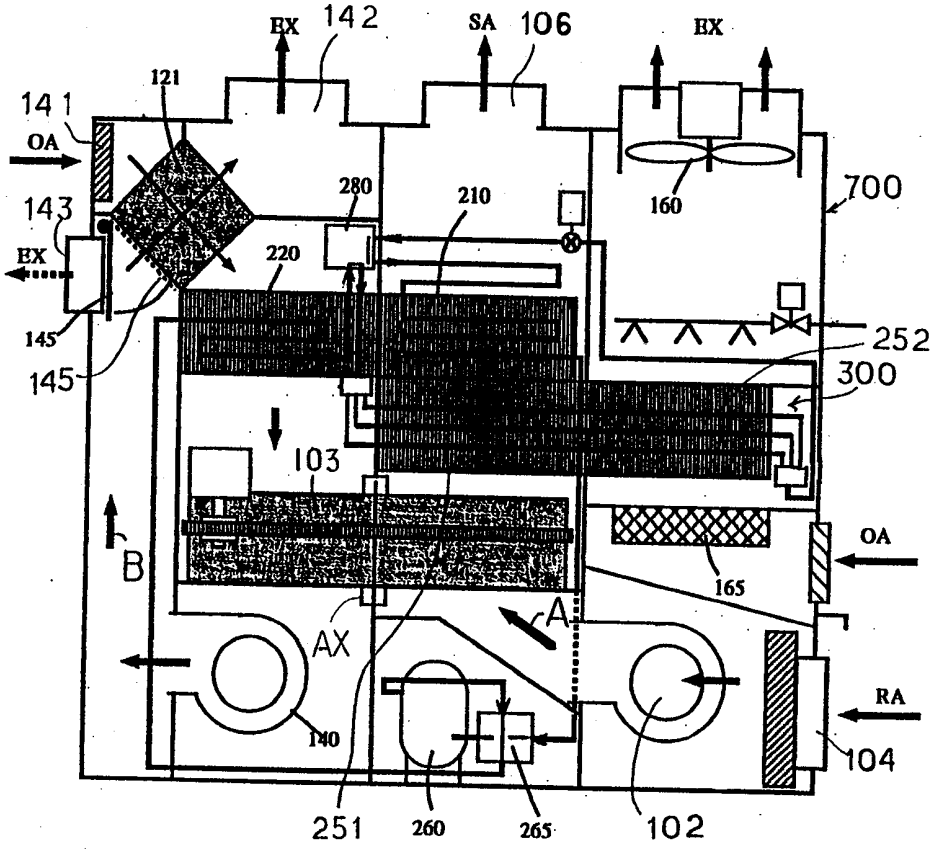
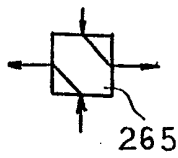


図40

(a)



(b)



(c)



図41

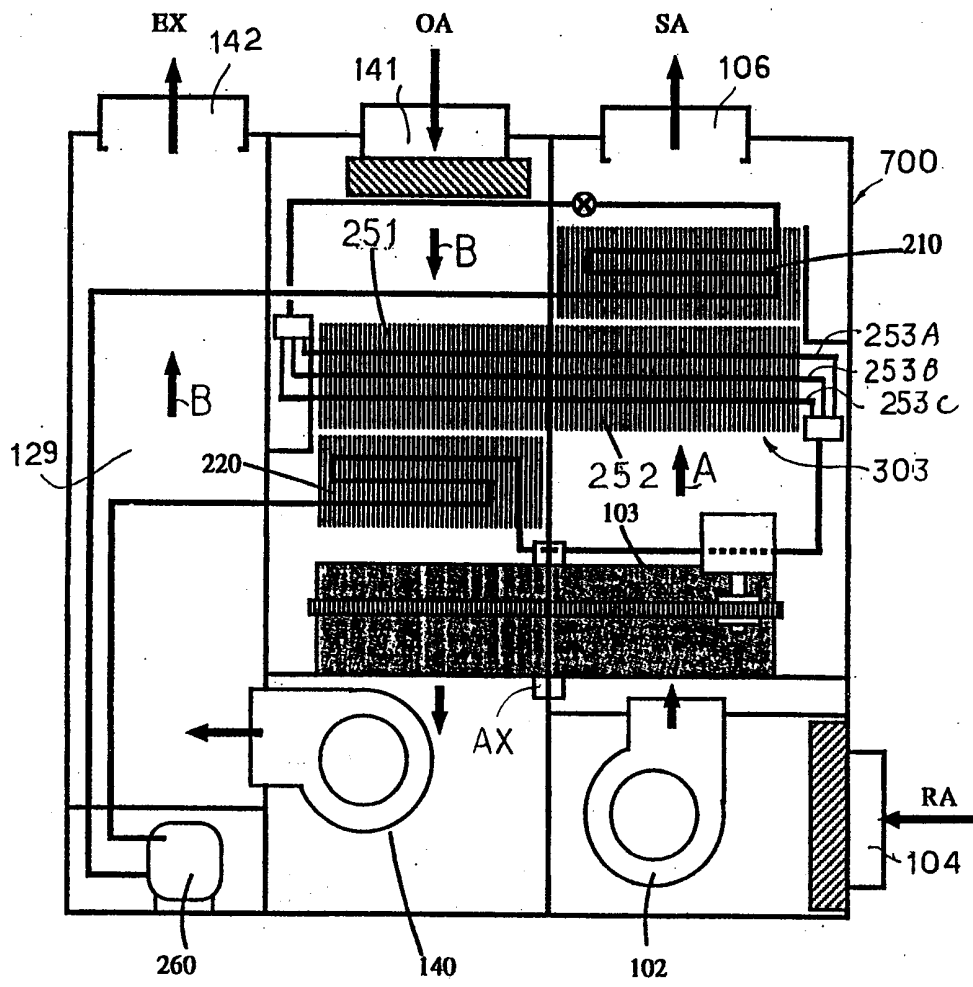


図42

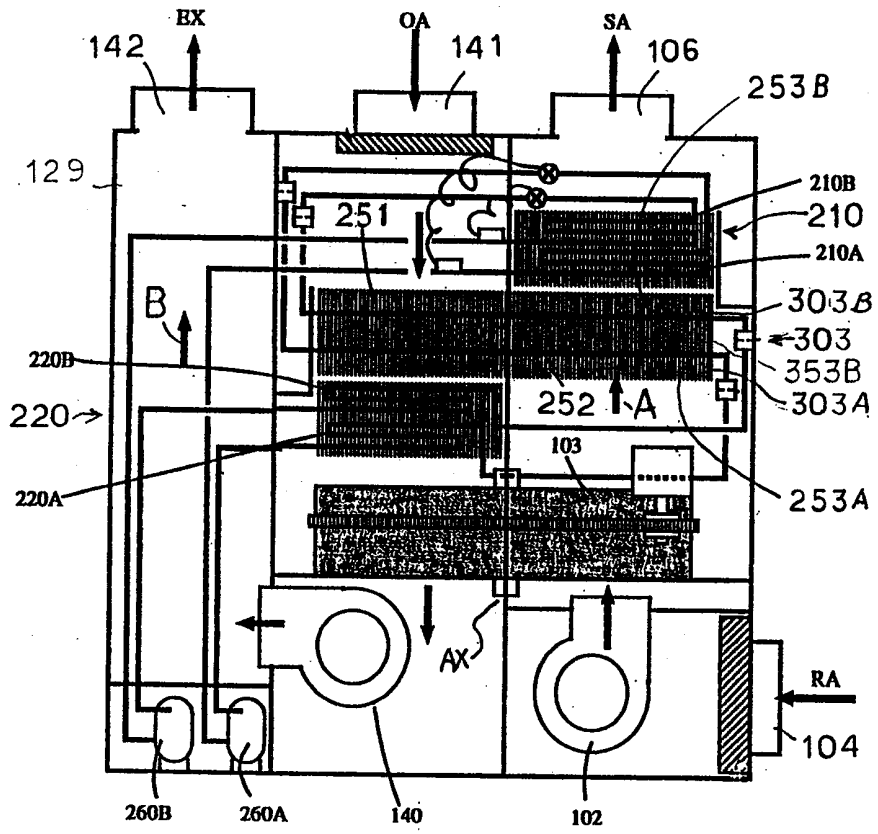


図43

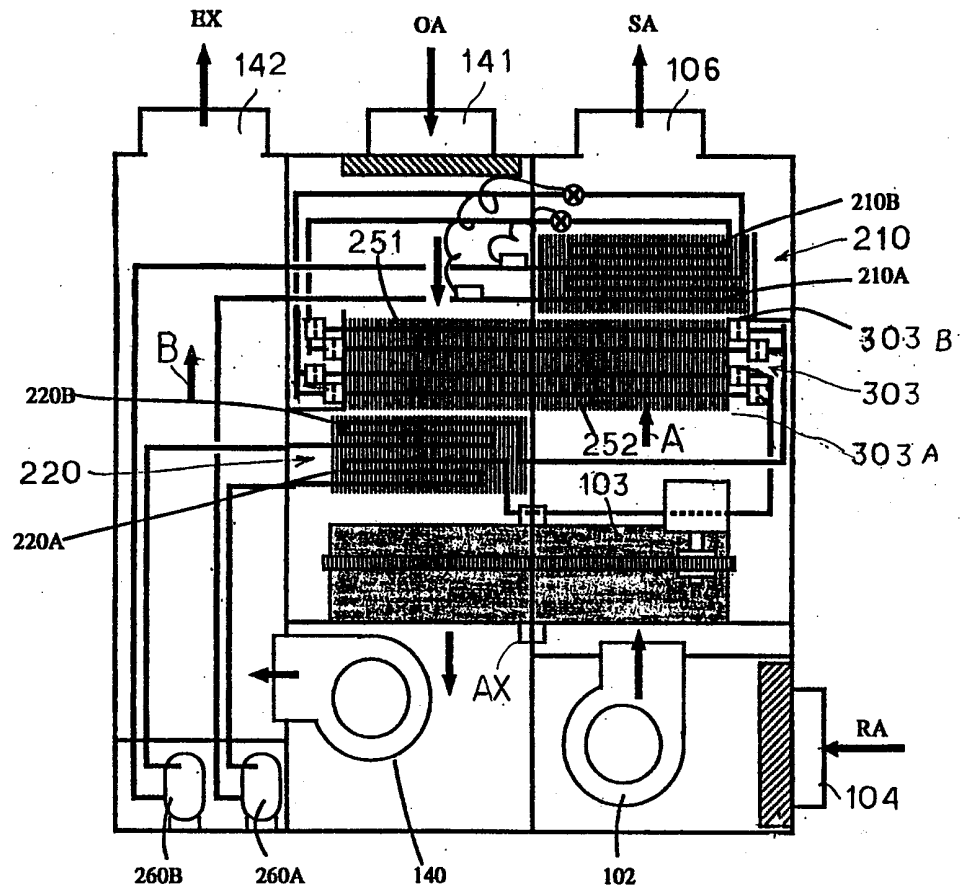


図44

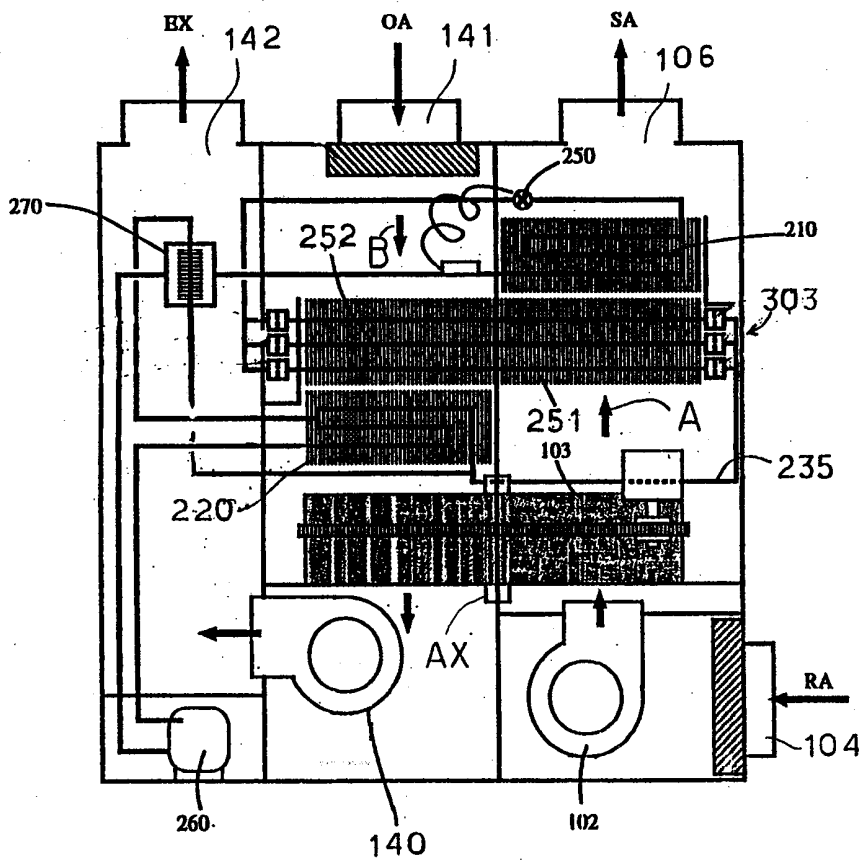


図45

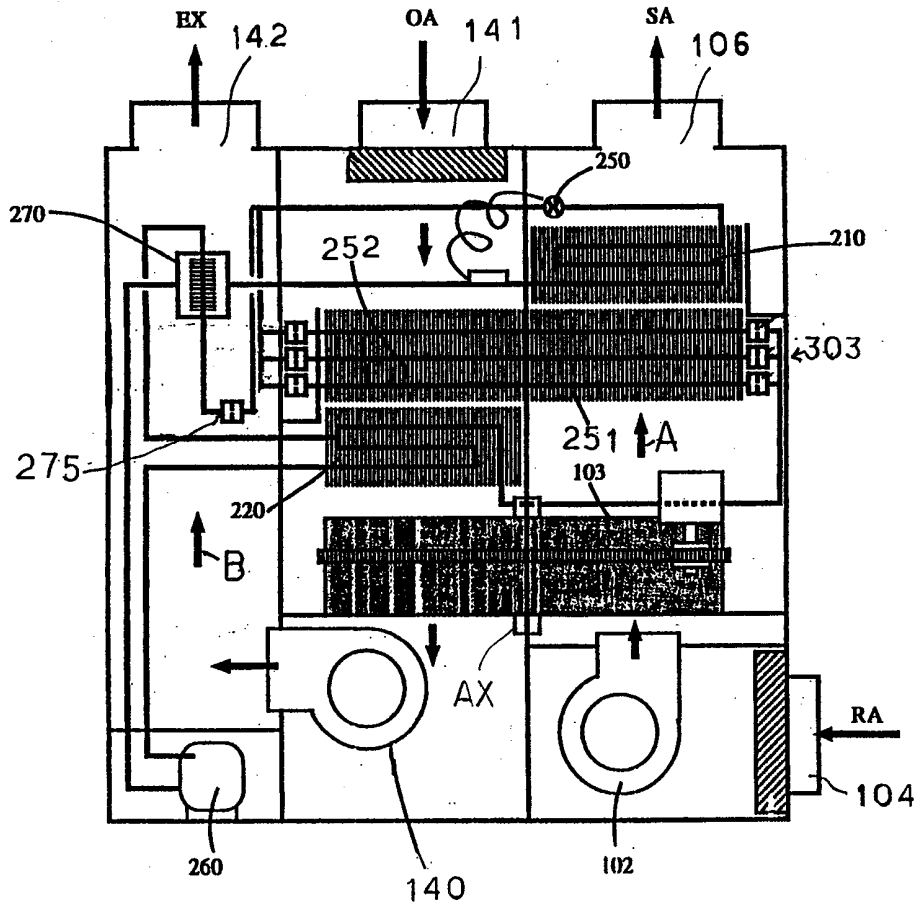


図46

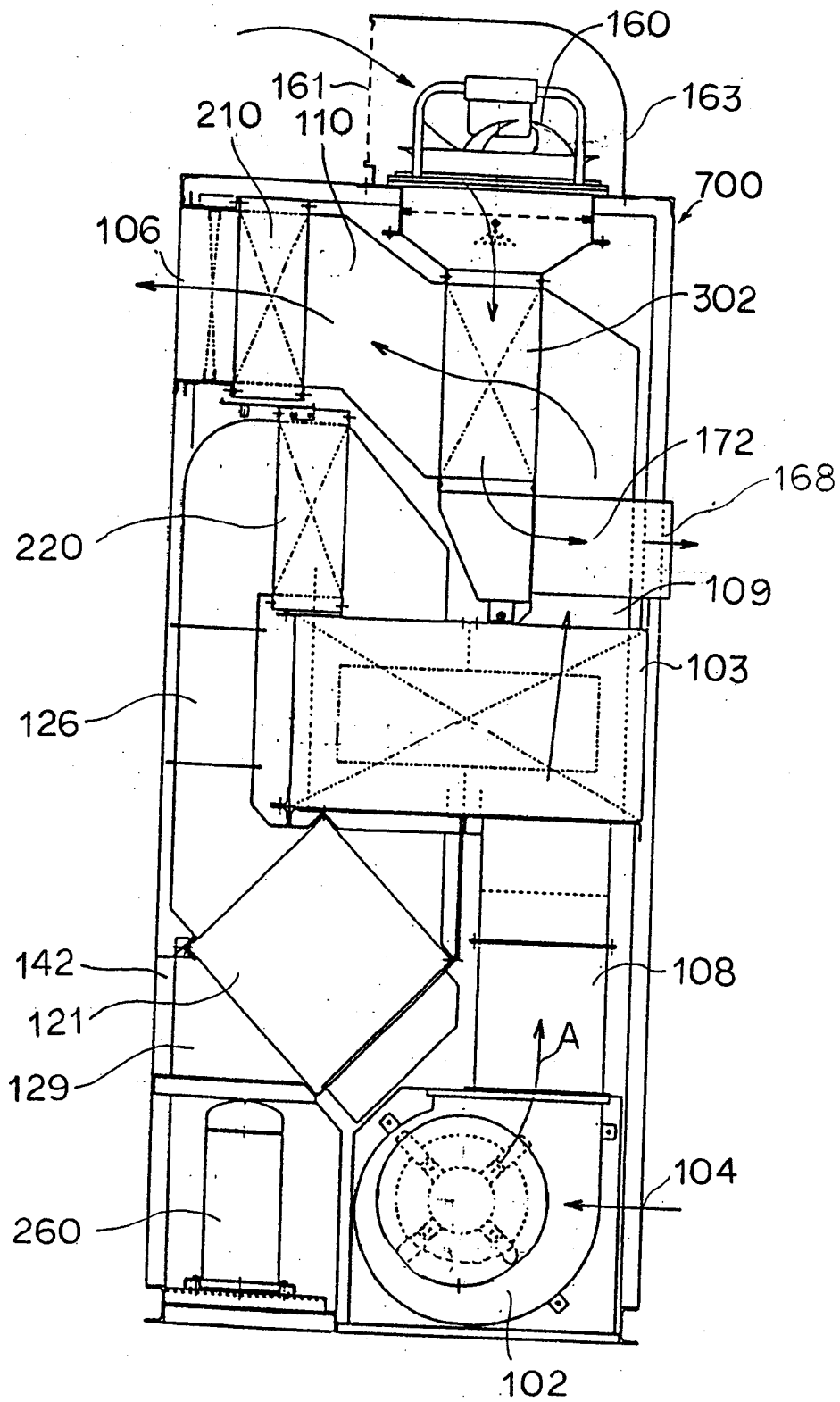


図47

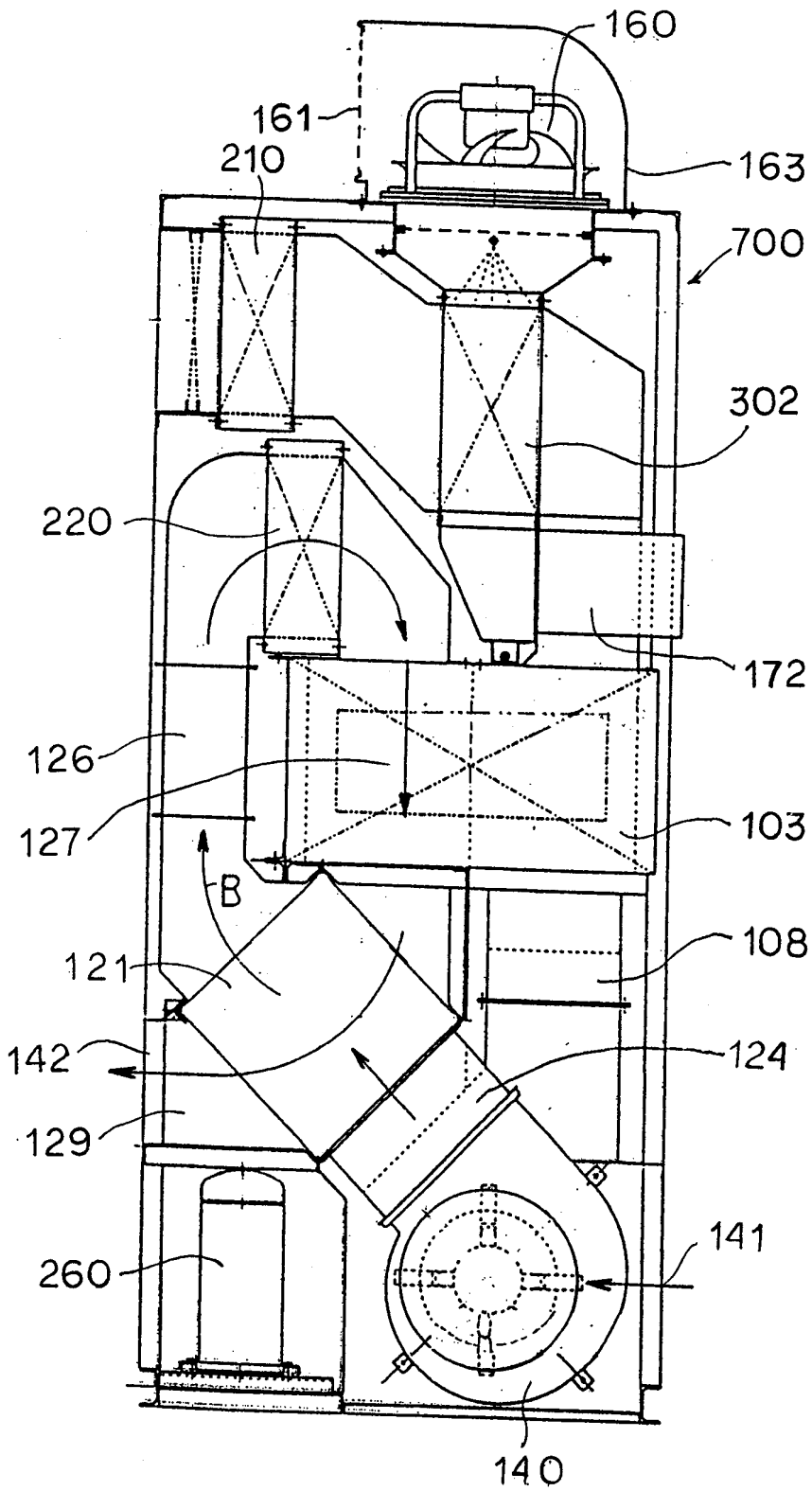


図48

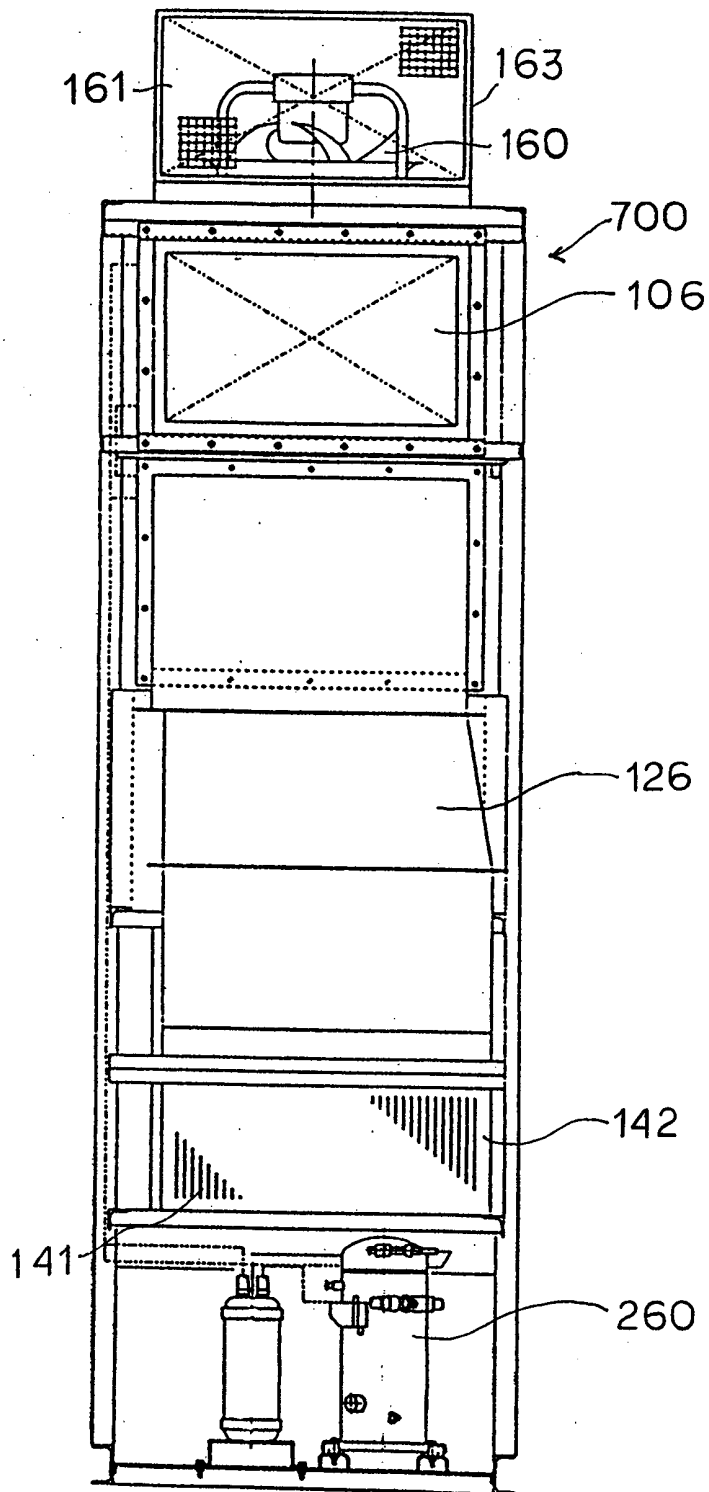
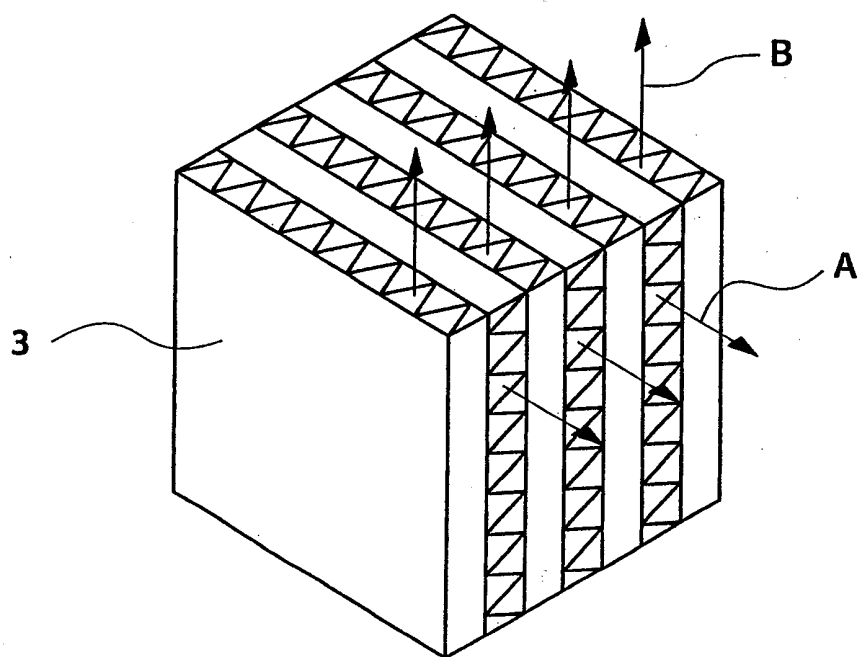


図49



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP99/03512

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁵ F24F3/147, F24F3/00, F24F11/02, F28D7/16, F25B1/00, F25B39/00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁵ F24F3/147, F24F3/00, F24F11/02, F28D7/16, F25B1/00, F25B39/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1926-1999 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-1999

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-1999

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP, 55-38492, A (Funke Wareme Austauschel Apparatebau KG.), 17 March, 1980 (17. 03. 80) & DE, 2829121, A1 & IT, 7924052, A & GB, 2024401, A & FR, 2430586, A1 & IT, 1122007, A	1, 2
Y	US, 5448895, A (Engelhard/ICC), 12 September, 1995 (12. 09. 95) & US, 5564281, A & US, 5579647, A & US, 5649428, A	6-46
Y	JP, 10-26369, A (Ebara Corp.), 27 January, 1998 (27. 01. 98) & JP, 10-26433, A & JP, 10-26434, A & JP, 10-54586, A & US, 5761923, A & US, 5816065, A	6-46
Y	US, 4540420, A (E.B. Wharton et al.), 10 September, 1985 (10. 09. 85) (Family: none)	35-42

 Further documents are listed in the continuation of Box C.
 See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
22 September, 1999 (22. 09. 99)

Date of mailing of the international search report
5 October, 1999 (05. 10. 99)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP99/03512

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 59-103658 (Laid-open No. 61-18432) (Mitsubishi Electric Corp.), 3 February, 1986 (03. 02. 86) (Family: none)	35-42

国際調査報告

国際出願番号 PCT/JP99/03512

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int⁶ F24F3/147, F24F3/00, F24F11/02, F28D7/16,
F25B1/00, F25B39/00

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int⁶ F24F3/147, F24F3/00, F24F11/02, F28D7/16,
F25B1/00, F25B39/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1999年
日本国公開実用新案公報 1971-1999年
日本国登録実用新案公報 1994-1999年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP, 55-38492, A (フンケ・ヴェルメアウスタウシエル・アパラーテバウ・コマンデイトゲゼルシャフト) 17日. 3月. 1980 (17.03.80) &DE, 2829121, A1 &IT, 7924052, A&GB, 2024401, A&FR, 2430586, A1&IT, 1122007, A	1, 2
Y	US, 5448895, A (Engelhard/ICC) 12. 9月. 1995 (12.09.95) &US, 5564281, A&US, 5579647, A&US, 5649428, A	6-46

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

22.09.99

国際調査報告の発送日

05.10.99

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)
郵便番号100-8915
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

富岡 和人

3M 8716

電話番号 03-3581-1101 内線 3377

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP, 10-26369, A (株式会社荏原製作所) 27. 1 月. 1998 (27. 01. 98) & JP, 10-26433, A & JP, 10-26434, A & JP, 10-54586, A & U S, 5761923, A & US, 5816065, A	6-46
Y	US, 4540420, A (E. B. Wharton et al) 10. 9月. 1 985 (10. 09. 85) (ファミリーなし)	35-42
Y	日本国実用新案登録出願59-103658号 (日本国実用新案 登録出願公開61-18432号) の願書に添付した明細書及び図 面の内容を撮影したマイクロフィルム (三菱電機株式会社), 3. 2月. 1986 (03. 02. 86) (ファミリーなし)	35-42