

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4555097号
(P4555097)

(45) 発行日 平成22年9月29日(2010.9.29)

(24) 登録日 平成22年7月23日(2010.7.23)

(51) Int.Cl. F 1
F 2 4 F 3/153 (2006.01) F 2 4 F 3/153

請求項の数 2 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2005-17028 (P2005-17028)	(73) 特許権者	000001834 三機工業株式会社 東京都中央区日本橋室町2丁目1番1号
(22) 出願日	平成17年1月25日(2005.1.25)	(74) 代理人	100100435 弁理士 久保田 健治
(65) 公開番号	特開2006-207856 (P2006-207856A)	(72) 発明者	飯嶋 和明 東京都千代田区有楽町1-4-1 三機工業株式会社内
(43) 公開日	平成18年8月10日(2006.8.10)	(72) 発明者	小川 卓巳 東京都千代田区有楽町1-4-1 三機工業株式会社内
審査請求日	平成19年12月14日(2007.12.14)	(72) 発明者	島田 和政 東京都千代田区有楽町1-4-1 三機工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 クリーン室空調装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

温度と湿度の両方を精密に制御するクリーン室の乾球温度及び相対湿度条件である目標空気条件を保持することを目的とし、クリーン室内の熱負荷を冷却する前記クリーン室循環空気の冷却用コイルユニットと、該冷却用コイルユニットに冷水を供給する冷凍機と、外気を取入れ、取り入れた外気を除湿再熱制御により前記目標空気条件と同じ露点温度に調整し、該調整空気をクリーン室に供給する外気調整用空調装置を備えたクリーン室空調装置において、

前記外気調整用空調装置は、外気取入口と調整空気吹出口とを具備した風路ケース内に予冷用冷水コイル、予熱用温水コイル、加湿器、直膨式冷却コイル、再熱用コイル及び供給ファンを下流に向けて順次配置し、

前記予冷用冷水コイルには前記冷凍機から冷水を供給すると共に、

前記冷凍機で冷凍される冷水の温度は、夏季の外気状態の空気を、前記予冷用冷水コイルにて前記目標空気条件と同一の比エンタルピを持つ飽和曲線上の点まで冷却できるだけの、前記目標空気条件の露点温度より高い温度に設定し、

前記直膨式冷却コイルは、前記予冷用冷水コイル出口の前記目標空気条件と同一の比エンタルピを持つ飽和曲線上の点から前記目標空気条件の露点温度まで冷却可能な能力を持たせると共に、前記再熱用コイルを含み、前記冷凍機のサイクルとは独立の冷凍サイクルを構成し、

該冷凍サイクルは、圧縮機、第1膨張弁、第1凝縮器を具備し、前記圧縮機の出力側と前

記第 1 膨張弁の入口側との間に、前記第 1 凝縮器を経由する閉回路に並行して前記再熱コイルを経由するバイパス路を、前記第 1 凝縮器の入口側、前記再熱コイルの入口側にそれぞれ調節弁を介して備え、前記外気調整用空調装置での温調に再熱が必要な際には、各調節弁を調整して前記圧縮機で圧縮した高温ガスの一部を再熱用コイルに流すことで取り入れた外気の加熱が可能ないように構成したことを特徴とするクリーン室空調装置。

—
【請求項 2】

前記冷凍サイクルは、更に、蒸発器、第 2 膨張弁を具備し、前記蒸発器の入口側に第 2 膨張弁を有する第 2 閉回路を、前記圧縮機の入口側と前記第 1 膨張弁の入口側との間に、前記第 1 凝縮器を経由する閉回路に並行して前記蒸発器を経由するバイパス路として、前記第 1 凝縮器の入口側、前記再熱コイルの入口側にそれぞれ調節弁を介して備え、前記外気調整用空調装置で加湿運転になる際には、各調節弁を調整して前記蒸発器で液化した低圧の冷媒を蒸発させて前記エネルギー回収用管路を流れる熱媒にて冷熱エネルギーを回収できるように構成したことを特徴とする請求項 1 に記載のクリーン室空調装置。

10

—
【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、外気を取入れて温度と湿度の両方を調整する除湿再熱制御用の空調装置の技術分野に属する。

20

【背景技術】

【0002】

従来から湿度変化に対して敏感な化学繊維工場の空調や半導体工場の空調には温度と湿度の両方を制御する除湿再熱制御方式が採用されている。即ち、これらの工場の空調は、外気を多量に導入することから夏季のように湿度の高い時期には温度を下げる（冷房）と共に湿度を下げる除湿空調が必要であり、冬季のように乾燥した時期には温度を上昇させる（暖房）だけでなく加湿空調を行う必要がある。温度と湿度の両方を満足させる空調方式には、2重ダクト方式や除湿再熱制御方式などがあるが、2重ダクト方式は設備コスト、スペースが大きくなるという欠点があり、近年は除湿再熱制御方式が採用されている。

【0003】

除湿再熱制御方式を採用し、本願発明に最も近似していると思われる従来装置（従来装置 1 という）の基本的構成について以下に説明する。図 8 は従来装置 1 を使用するシステムの構成図であり、図 9 は従来装置 1 の構成図を示し、図 10 は湿り空気線図における挙動を示す。図 8 において、空調室 50 の内部にクリーン室 51 が設けられており、クリーン室 51 内に半導体製造装置等が設置されている。クリーン室 51 の天井壁にはファンフィルタユニット 52 が設けられ、クリーン室 51 の適当な個所、例えば床面にパンチング孔からなる開放口 53 が設けられている。クリーン室 51 内の空気の一部は開放穴 53 から出て、コイルユニット 54、ファンフィルタユニット 52 を経由して循環するように構成されている。クリーン室 51 内の残り空気の一部はダンパ付ファン 55 によって外部に放出される。また、外気空調機 60 から調整された空気がコイルユニット 54 の上流側に供給され、開放穴 53 からの還気と混合し、コイルユニット 54 で冷却した後にクリーン室 51 内に供給される。なお、コイルユニット 54 には冷凍機 57 からの冷水の一部が分岐管路 A を経由して循環するように構成されている。

30

【0004】

外気調整用空調機 60 は外気取入れ口 62、調整空気供給ダクト接続口 63 を両端に備えたケース 61 内に予冷用冷水コイル 64、予熱用温水コイル 65、加湿器 66、除湿用冷水コイル 67、再熱用蒸気コイル 68 及び送風ファン 69 が下流に向かって順次配置されている。冷凍機 57 からの冷水はパイプ 57a を介して除湿用冷水コイル 67 の入口に流入し、除湿用冷水コイル 67 の出口から流出する冷水はパイプ 57b を経由して予冷用冷水コイル 64 の入口に流入し、予冷用冷水コイル 64 の出口から流出した冷水はパイプ

40

50

57c、ポンプ58を経由して冷凍機57に還流される。

【0005】

ボイラー70によって生成された蒸気は分岐器71によって分岐された蒸気の一部はそのまま、再熱用蒸気コイル68の入口側に流入する。一部の蒸気は熱交換器72を経由して予熱用温水コイル65を流れる水を温める。熱交換器72で温められた温水はポンプ73、予熱用温水コイル65を経由して循環する。図9は外気空調機60の詳細を示す拡大図である。図9に示すように、温水コイル65の入口側パイプには流量調節弁65aが設けられており、除湿用冷水コイル67の入口側パイプには流量調節弁67aが設けられており、再熱用蒸気コイル68の入口側パイプには流量調節弁68aが設けられ、出口側パイプには図示省略のトラップが設けられている。また、加湿器66の噴霧水はポンプ66aによって循環、噴霧される。流量調節弁65a、67a、68aはコントローラ80によって開閉及び流量が制御されている。また、循環用ポンプ66a、送風ファン69の回転数を制御するインバータ69aもコントローラ80によって制御されている。

10

【0006】

このシステムにおいて、夏季等のように外気の湿度が高い場合は除湿を必要とし、予熱用温水コイル65及び加湿器66の運転は停止し（調節弁を閉じて）、予冷用冷水コイル64、除湿用冷水コイル67、再熱用蒸気コイル68及び送風ファン69を運転する。なお、加湿器66は絶対温度が低く、エンタルピが高い場合は加湿運転をする。この他に、外気中のガス成分を加湿器の水中に吸収して除去したい場合も加湿運転をする。また、冬季等のように外気の湿度が低い場合は予冷用冷水コイル64、除湿用冷水コイル67の運転は停止し、予熱用温水コイル65、加湿器66、再熱用蒸気コイル68を運転する。

20

【0007】

図10はクリーン室の空気条件(R)として温度摂氏23度(乾球温度)、相対湿度45%の場合で、夏季の外気(S)が温度摂氏32度、相対湿度63%の場合、及び冬季の外気(W)が乾球温度摂氏0度、湿球温度摂氏(-3)度の場合について空調機による外気の状態変化を空気線図(湿り空気線図)で示したものである。空気条件R(目標空気に相当)の露点温度(D)は摂氏10度である。

【0008】

まず、夏季の外気(S)が空気条件(R)を満たすように調整するために、最初に取り入れた外気(S)を予冷用冷水コイル64によって点Aを経由して点Bまで冷却する。即ち、外気(S)を冷却すると飽和曲線上の点Aに達し、さらに冷却を続けると飽和曲線に沿って移動し、点Bに達する。点Bに達した外気を除湿用冷水コイル67によって冷却し、目標空気の露点Dまで冷却する。点Dの外気を再熱用蒸気コイル68によって点Rまで加熱してもよいが、空調室50の内部を循環する空気と混合するために点Pの温度まで加熱すれば十分である。なお、混合前の循環空気温度は目標空気温度と略同じで、調整外気と混合した後の循環空気は摂氏23度より低くなるが、室内発熱や建物熱負荷により、そのままでは目標空気温度より高くなる。このためにコイルユニット54により室内目標空気が摂氏23度になるように冷却する。次に、冬季の外気(W)が空気条件(R)を満たすように調整するために、最初に取り入れた外気(W)を予熱用温水コイル65によって点Eまで加熱する。点Eの外気を点Dの外気となるように加湿器66によって水加湿する。以後は夏季の場合と同様に再熱用蒸気コイル68で加熱する。

30

40

【0009】

以上に、本願の改良発明と比較を容易にするために従来装置1について詳述した。この他にも外気空調機について公開されている。例えば、特許文献1にもクリーンルーム空調用の外気処理を行う空調装置(従来装置2という)が開示されている。従来装置2は、本願発明と用途は同じであるが、ランアラウンド回路を設けて予冷、予熱を同一のコイルで行うなど本願発明とは構成が異なっており、本願との共通点は少ない。又、直膨式(直接膨張式)冷却コイルを利用した従来技術としては特許文献2、特許文献3等がある。しかし、本願発明の構成と関連性は低いので、説明は省略する。

【特許文献1】公開特許公報、特開平10 267321(空調装置)

50

【特許文献2】公開特許公報、特開平5 87365（外気処理空調機）

【特許文献3】特許公報、第2641058号（三管式ヒートポンプユニット）

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0010】

以上に説明した従来装置1で、例えば、クリーン室51内の空気条件を乾球温度摂氏23度、相対湿度45%とすると、この条件を満たす空気の露点温度は摂氏10度となる。除湿再熱制御方式によって露点温度が摂氏10度となる空気を実現するためには除湿用冷水コイル（67）の入口における冷水（冷媒）の温度は摂氏7度以下（例えば摂氏6度）にする必要がある。一方、空調室（50）を循環する空気の絶対湿度は変化していない（空調室内の人員による変化は無視できる）ので、この空気がクリーン室51内の空気条件（温度摂氏23度、相対湿度45%）を満たすためには循環空気と外気空調装置によって得られた調整空気の混合空気を温度摂氏23度まで冷却すればよい。この冷却のためにはコイルユニット（54）の入口における冷水は略摂氏11度の冷水で十分である。しかし、従来装置1では両者（除湿用冷水とコイルユニット用冷水）を1個の冷凍機（57）で賄っているために該冷凍機の冷水温度を摂氏7度以下にする必要があった。このために、冷凍機の効率が著しく悪化していた。

10

【0011】

本願発明は冷凍機の効率を高めると共に他の部分の熱エネルギー（冷熱及び温熱エネルギー）の回収を図って省エネルギー化した外気空調システムを提供することを課題としている。

20

【課題を解決するための手段】

【0012】

上記課題を解決するために本発明は以下の手段を採用している。即ち、

請求項1に記載の発明は、温度と湿度の両方を精密に制御するクリーン室の乾球温度及び相対湿度条件である目標空気条件を保持することを目的とし、クリーン室内の熱負荷を冷却する前記クリーン室循環空気の冷却用コイルユニットと、該冷却用コイルユニットに冷水を供給する冷凍機と、外気を取入れ、取り入れた外気を除湿再熱制御により前記目標空気条件と同じ露点温度に調整し、該調整空気をクリーン室に供給する外気調整用空調装置を備えたクリーン室空調装置において、

前記外気調整用空調装置は、外気取入口と調整空気吹出口とを具備した風路ケース内に予冷用冷水コイル、予熱用温水コイル、加湿器、直膨式冷却コイル、再熱用コイル及び供給ファンを下流に向けて順次配置し、

30

前記予冷用冷水コイルには前記冷凍機から冷水を供給すると共に、

前記冷凍機で冷凍される冷水の温度は、夏季の外気状態の空気を、前記予冷用冷水コイルにて前記目標空気条件と同一の比エンタルピを持つ飽和曲線上の点まで冷却できるだけの、前記目標空気条件の露点温度より高い温度に設定し、

前記直膨式冷却コイルは、前記予冷用冷水コイル出口の前記目標空気条件と同一の比エンタルピを持つ飽和曲線上の点から前記目標空気条件の露点温度まで冷却可能な能力を持たせると共に、前記再熱用コイルを含み、前記冷凍機のサイクルとは独立の冷凍サイクルを構成し、

40

該冷凍サイクルは、圧縮機、第1膨張弁、第1凝縮器を具備し、前記圧縮機の出力側と前記第1膨張弁の入力側との間に、前記第1凝縮器を経由する閉回路に並行して前記再熱コイルを経由するバイパス路を、前記第1凝縮器の入口側、前記再熱コイルの入口側にそれぞれ調節弁を介して備え、前記外気調整用空調装置での温調に再熱が必要な際には、各調節弁を調整して前記圧縮機で圧縮した高温ガスの一部を再熱用コイルに流すことで外気の加熱が可能ないように構成したことを特徴としている。

【0013】

請求項2に記載の発明は、請求項1に記載の発明において、前記冷凍サイクルは、更に、蒸発器、第2膨張弁を具備し、前記蒸発器の入口側に第2膨張弁を有する第2閉回路を、

50

前記圧縮機の入力側と前記第 1 膨張弁の入力側との間に、前記第 1 凝縮器を経由する閉回路に並行して前記蒸発器を経由するバイパス路として、前記第 1 凝縮器の入口側、前記再熱コイルの入口側にそれぞれ調節弁を介して備え、前記外気調整用空調装置で加湿運転になる際には、各調節弁を調整して前記蒸発器で液化した低圧の冷媒を蒸発させて前記エネルギー回収用管路を流れる熱媒にて冷熱エネルギーを回収できるように構成したことを特徴としている。

【発明の効果】

【0017】

本発明は予冷用冷水コイルと前記空調室を循環させる空気の冷却用コイルユニットに同一の冷凍機から直接に冷水を供給し、外気除湿をしないで冷却器の冷水温度を大幅に高温に設定することで冷凍機の高効率化を図ると共に、直膨式冷却コイルは予冷用冷水コイルと独立に構成し、取入れた外気の該直膨式冷却コイルで冷却する温度差を極力少なくしたことにより、システム全体の熱エネルギーの省エネが可能になるという効果が得られる。

10

また、除湿運転時には、圧縮機の出力側と第 1 膨張弁の入力側との間に再熱コイルを経由するバイパス路を構成し、直膨式冷却コイルと同じ冷媒サイクルのホットガス冷媒を使用してヒートポンプとして利用したのでシステム全体の熱エネルギーの省エネが可能になるという効果が得られる。

さらに、加湿運転時には、再熱用コイル、第 2 膨張弁、蒸発器及び圧縮機を含む第 2 回路を構成し、(再熱過程において)液化した低圧の冷媒を蒸発器で蒸発させ、その際の冷熱エネルギーを回収できるようにしたので、このエネルギーを使用することで省エネが可能になるという効果が得られる。

20

【発明を実施するための最良の形態】

【0018】

図 1 は本発明を実施した実施形態の要部の詳細図を示す。図 2 は本実施形態のシステムの全体図を示す。図 3 は本実施形態における各運転状態の調節の開閉を示す。図 4 は本実施形態の湿り空気線図における挙動を示す。図 5 ~ 図 7 は実施例について熱効率のデータを示す。

【0019】

図 2 は本実施形態のシステムの全体図で、前記した従来装置 1 (図 8) と同一の構成要素を含んでいる。同一の構成要素には同一の参照番号を付して詳細な説明は省略し、異なる点について詳述する。本実施形態においては除湿用冷水コイル 6 7 の代わりに直膨式冷却コイル 1 1 が採用されており、直膨式冷却コイル 1 1 は予冷用冷水コイル 6 4 とは独立に構成されており、従ってランアラウンド回路 5 7 b を省いて、予冷用冷水コイル 6 4 の入口側に流量調節弁 6 4 a を設けている。また、図 1 に示すように、再熱用コイル 1 2 は直膨式冷却コイル 1 1 と一体的に配管されており、ボイラ 7 0 で発生した蒸気を使用していない。構成上は以上が主なる相違点であり、他は類似又は同一である。しかし、以下に述べるように、従来装置 1 とは機能、作用及び効果の点で異なっている。

30

【0020】

図 1 に示すように、直膨式コイル 1 1 は、圧縮機 1 3、第 1 凝縮器 1 4、第 1 膨張弁 1 5 を含む第 1 閉回路が構成されている。第 1 閉回路は冷房サイクルを構成しており、液化した冷媒が第 1 膨張弁 1 5 から急膨張してガス化した冷媒が直膨式コイル 1 1 を流れる際に蒸発潜熱を奪って冷却するもので、容易に低温を作り出せるという特徴はあるがエネルギー消費効率はターボ冷凍機に比べてよくないという欠点がある。また、第 1 回路を制御し、かつ、以下に述べる他の機能を持たせるために、直膨式コイル 1 1 と圧縮機 1 3 の間に調節弁 1 6 を挿入し、圧縮機 1 3 と第 1 凝縮器 1 4 との間に調節弁 1 7 を挿入し、第 1 凝縮器 1 4 と膨張弁 1 5 との間に調節弁 1 8 を挿入している。

40

【0021】

第 1 閉回路の調節弁 1 7 の上流側と調節弁 1 8 の上流側との間にバイパス路を設けて、このバイパス路に調節弁 1 9 と再熱用コイル 1 2 を設けている。このバイパス路によって

50

圧縮機 13 で圧縮した高温ガスの一部を再熱用コイル 12 に流すことにより、そこを通過する外気の加熱が可能になっている。また、再熱用コイル 12 は調節弁 18 の上流側の一部管路を通過して膨張弁 20、蒸発器 21、調整弁 16、圧縮機 13、調節弁 19 を経由する第 2 閉回路を構成している。第 2 閉回路の膨張弁 20 の上流側に調節弁 22 が挿入されている。更に、第 1 凝縮器 14 及び蒸発器 21 を連通するエネルギー回収用管路 23 が設けられている。なお、第 2 閉回路はヒートポンプを構成し、再熱用コイル 12 に高温ガスを流すと共に圧縮機 13 による余剰の圧縮エネルギー冷熱エネルギーとして回収するための回路である。

【 0 0 2 2 】

調節弁 17、18、19、22 はコントローラ 30 によって開閉、流量制御が行われている。なお、コントローラ 30 は予熱用温水コイル 65 の調節弁 65a、循環用ポンプ 66a、予冷用冷水コイル 64 の流量調節弁 64a を制御するように構成してもよい。図 3 は調節弁 17、18、19、22 の開閉による制御例を示す。例えば、夏季のような湿度の高いウエットシーズンでは調節弁 17、18、19 を開き、調節弁 22 を閉じる。この場合には図 1 の 2 重の矢印（実線及び点線）の流路を冷媒が矢印方向に流れる。実線は直膨式コイル 11 を流れる流路で、点線は再熱用コイル 12 を流れる流路を示す。また、冬季のような湿度の低いドライシーズンでは調節弁 19、22 を開き、調節弁 17、18 は閉じる。この場合冷媒は（1 重の）実線の矢印に示す流路を矢印方向に流れる。

【 0 0 2 3 】

なお、図 3 の表中のウエットシーズン、ドライシーズンの区別は、夏季とか冬季等の季節によらないで、外気の比エンタルピ（又は絶対湿度）が目標空気の露点温度における比エンタルピ（又は絶対湿度）よりも大きい場合をウエットシーズンとし、小さい場合をドライシーズンとしてもよい。ウエットシーズンでは除湿運転を行い、ドライシーズンでは加湿運転を行う。調節弁 17、18、19、22 は開閉制御だけでなく、流量制御も行う。

【 0 0 2 4 】

図 4 に本実施形態の運転による外気の状態変化を従来装置 1 の場合と比較して示す。図 4 において、目標空気条件 R は（摂氏 23 度、45%）とし、夏季の外気状態 S を（摂氏 32 度、63%）と仮定する。まず、取入れられた外気の状態 S は予冷用冷水コイル 64 によって露点 A まで冷やされ、更に飽和曲線に沿って露点 E（摂氏 15 度、100%）まで冷却される。露点 E は目標空気条件 R と同一の比エンタルピを持つ飽和曲線上の点である。露点 E の空気（外気）は更に直膨式冷却コイル 11 によって露点 D まで冷却される。露点 D まで冷却された外気は、従来装置 1 の場合と同様にして、再熱用コイル 12 によって点 Q（又は点 R）まで加熱される。点 Q は線分 DR 上の点であり、点 Q は従来装置 1 の点 P と同一であってもよいし、異なる点であってもよい。なお、露点 E の温度は、従来装置 1 の露点 B の温度よりも低く、従って、直膨式冷却コイル 11 によって冷却される温度差は従来装置 1 の除湿用冷水コイル 66 で冷却される温度差に比べてできる限り小さな値となるように構成されている。これは、直膨式冷却装置が冷凍装置 57（例えばターボ冷凍機）に比べて効率が悪いという欠点をカバーするためである。一方、冷凍装置 57 で冷却された冷水はコイルユニット 54 にも供給されているために露点 E の温度をあまり小さくすることはできない。

【 0 0 2 5 】

次に、従来装置 1 の消費エネルギーと本願発明による実施形態の消費エネルギーとの差について実験データ（図 5～図 7）を用いて比較し、本実施形態の消費エネルギーが少ないことを示す。以下に実験に使用した仮定条件について説明する。

【 0 0 2 6 】

- ・延べ床面積：4, 200 m²
- ・外気導入量：210, 000 m³/h（クリーンルーム実物件より）
- ・外気のピーク時の条件：DB 33、WB 27、エンタルピ 84.6 KJ/Kg
- ・室内条件：23、45%、エンタルピ、43.56 KJ/Kg

10

20

30

40

50

- ・吹き出し温度：17
- ・室内露点温度：11
- ・室内での冷房顕熱負荷：10,800 MJ/h = 3,000 KW (クリーンルーム実物件より)
- ・建物が受ける外気からの伝熱、：輻射熱は原単位30 W/m²で、ピーク時を最大として気象データ(過去10年の平均)より算出し、結果を図5中の建物伝熱として表す。なお、外気からの伝熱量は、床面積(4,200 m²)×原単位(30 W/m²)×その時間での乾球温度/ピーク時の乾球温度(33)で与えられる。
- ・外気の比エンタルピを室内露点温度の比エンタルピまでの冷却除湿熱量は気象データから図5中の冷熱合計として示す。
- ・外気予熱量：従来と同じより省略する。
- ・再熱負荷：外気導入量×(吹き出し温度-露点温度)×比熱として計算すると、
再熱負荷 = 21000 m³/h × (17 - 11) × 0.33 ÷ 1000 = 415.8 KW
= 415.8 KW × 24 × (28 ~ 31) 日 × 3.6 = 1,080 MJ/月
となる。結果を図5中の再熱負荷として示す。

10

【0027】

(従来装置1の場合)年間の冷却熱量(図5の冷却合計)は95,000 GJ/年より、7 冷水での冷凍機の成績係数(COP)は6.0なので中央熱源のターボ冷凍機が冷却するための消費エネルギーは、
95,000 GJ/年 ÷ 6.0 = 15,833 GJ/年・・・(a) となる。
また、年間の再熱量(図5の加熱合計)は12,960 MJ/年であり、ボイラーの効率は0.9なので、ボイラーの加熱するための消費エネルギーは、
12,960 MJ/年 ÷ 0.9 = 14,400 MJ/年 = 14 GJ/年・・・(b)
となる。

20

【0028】

(本実施形態の場合)年間の直膨コイルの冷却する比エンタルピは最大で12.24 KJ/Kgなので直膨コイル全体では、
210,000 m³/h × 1.2 Kg DA/m³ × 12.24 KJ/Kg = 3,084 MJ/h となる。また、月の最大負荷は、
3,084 MJ × 24 h/日 × (28 ~ 31) 日 = 2,072 ~ 2,294 MJ/月
となる。よって、直膨コイルの負荷は図6中の直膨コイル冷却熱量に表すようになる。
また、直膨コイル除湿冷却熱量合計は13,702 MJで、冷凍成績係数(COP)は4.0なので、直膨冷凍コンプレッサが消費したエネルギーは、
137,02 MJ/年 ÷ 4.0 = 3,425 MJ/年 = 3 GJ/年 ----- (c)
その他の11 冷水で冷却される熱量は、全熱量-直膨コイル冷却熱量であるから、
95,000 GJ/年 - 3 GJ/年 = 94,997 GJ/年 である。
11 冷水の冷凍成績係数(COP)は7.0なので中央冷凍機であるターボ冷凍機が冷却した省費エネルギーは、以下に与えられる。
94,997 GJ/年 ÷ 7.0 = 13,571 GJ/年 ---- (d)
従って、冷却に費やしたエネルギー合計{(c)+(d)}は、
3 GJ/年 + 13,571 GJ/年 = 13,574 GJ/年 となる。

30

40

【0029】

除湿主体時に再熱として熱利用出来る熱量は、除湿冷却熱量(7,279 MJ)にコンプレッサが冷媒に加えた仕事量(この場合はコンプレッサ消費エネルギー3,423 MJの50%とすると、3,423 MJ × 50% = 1,711 MJ)を加えた量なので、8,990 MJの熱利用ができることになる。しかし、月の最大再熱熱量は1,080 MJと利用上の上限がある。図7に除湿主体の再熱利用できる月間の熱量を表す。また、除湿の熱量が再熱熱量より小さい1~4月、11~12月は再熱としての熱量が必要となる。その場合は蒸発器としての余剰冷熱コイルは冷水または冷却水へと冷熱回収が再熱として必要な熱量の80%が回収可能となる。

50

【0030】

以上のデータから以下のような結論が得られる。

(1) 従来装置1に対して

省エネルギー量は、 $15,833 - 13,574 = 2,259 \text{ GJ}$ であり、
省エネルギー率は $2,259 / 15,833 = 0.14 = 14\%$ となる。

(2) 除湿主体で再熱へ熱利用し、省エネ出来た熱量合計は、図7の再熱へ利用出来た熱量合計から $7,279 \text{ MJ}$ となり、省エネルギー率は $7,279 / 14,400 = 0.50 = 50\%$ となる。

従って、全体として省エネルギー量は、 $2,259 \text{ GJ} + 7 \text{ GJ} = 2,266 \text{ GJ}$ となり、
省エネルギー率は、 $2,266 / (15,833 + 14) = 0.14 = 14\%$ となる。

(3) 再熱主体で余剰冷熱として冷水、冷却水へ回収可能な冷熱量の合計は再熱主体でヒートポンプとして加熱した熱量の80%なので、 $5,681 \text{ MJ}$ (図7の再熱主体で必要な熱量合計より) $\times 0.8 = 4,544 \text{ MJ}$ となる。即ち、回収出来た冷熱量は $4,544 \text{ MJ}$ となる。

【0031】

以上に説明したように、本実施形態の装置によれば、全体として14%の省エネルギーが可能になるという効果が得られる。

【0032】

以上、この発明の実施形態、実施例を図面により詳述してきたが、具体的な構成はこの実施例に限られるものではなく、この発明の要旨を逸脱しない範囲の設計の変更等があってもこの発明に含まれる。

【図面の簡単な説明】

【0033】

【図1】本発明を実施した実施形態の要部の回路図を示す。

【図2】本実施形態の全体構成図を示す。

【図3】本実施形態の第1、第2回路を確立する調節弁の制御状態を示す。

【図4】本実施形態の空気線図における状態図を示す。

【図5】本実施形態のシミュレーション例のデータを示す。

【図6】本実施形態のシミュレーション例のデータを示す。

【図7】本実施形態のシミュレーション例のデータを示す。

【図8】従来装置1の全体構成図を示す。

【図9】従来装置1の要部詳細図を示す。

【図10】従来装置1の空気線図における状態図を示す。

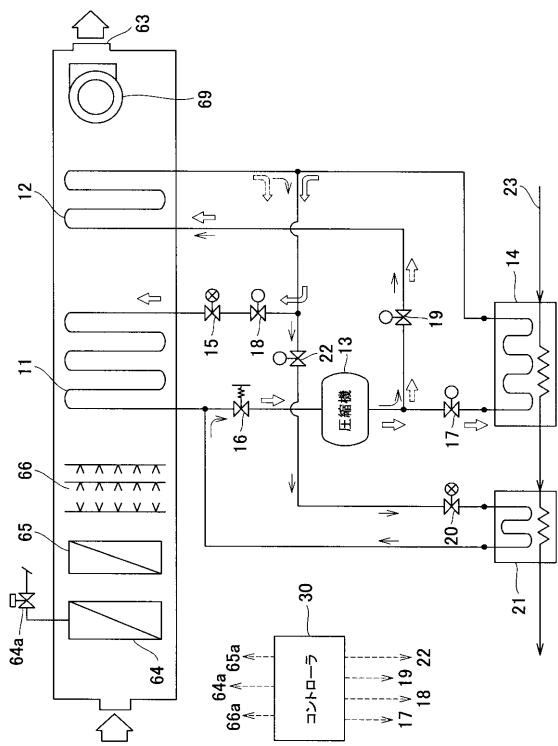
【符号の説明】

【0034】

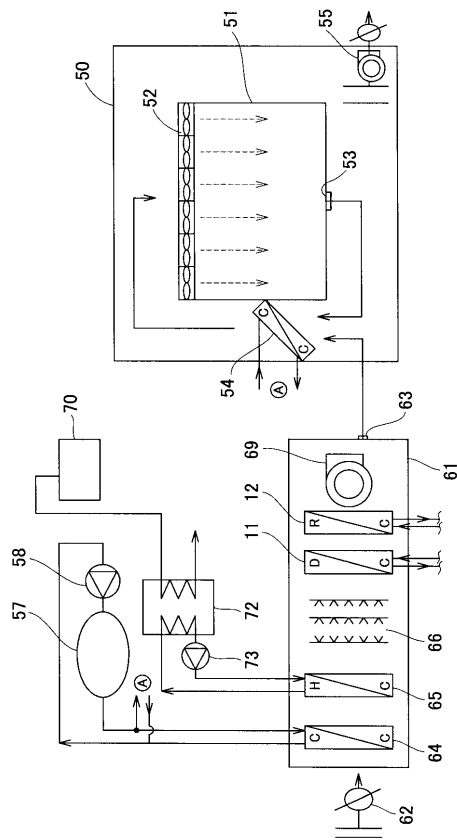
1 1	直膨式冷却コイル	
1 2	再熱用コイル	
1 3	圧縮機	
1 4	第1凝縮器	
1 5、2 0	第1、第2膨張弁	40
1 7、1 8、1 9、2 2	調節弁	
2 1	蒸発器	
3 0	コントローラ	
5 0	空調室	
5 1	クリーン室	
5 4	コイルユニット	
5 7	冷凍機	
6 4	予例用冷水コイル	
6 5	予熱用温水コイル	
6 6	噴霧器	50

7 0 ボイラー
 7 2 熱交換器

【 図 1 】



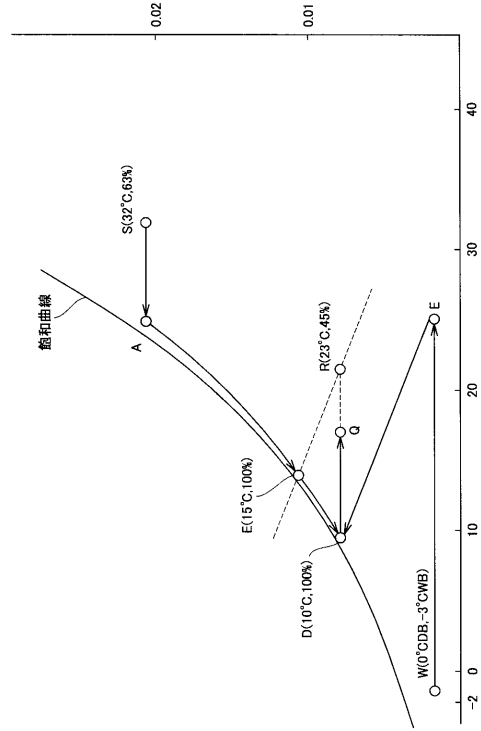
【 図 2 】



【図3】

	調節弁	17	18	19	22
ウェット・シーズン		○	○	○	×
ドライ・シーズン		×	×	○	○

【図4】



【図5】

	1月	2月	3月	4月	5月	6月
室内顕熱	8,035,200	7,258,600	8,035,200	7,776,000	8,035,200	7,776,000
建物伝熱	0	0	0	0	47	25
外気除湿	0	0	11	468	2,052	4,104
冷熱合計	8,035,200	7,258,600	8,035,211	7,776,468	8,037,257	7,780,129
再熱負荷	1,080	1,080	1,080	1,080	1,080	1,080
加熱合計	1,080	1,080	1,080	1,080	1,080	1,080

	7月	8月	9月	10月	11月	12月	年合計
室内顕熱	8,035,200	8,035,200	7,776,000	8,035,200	7,776,000	8,035,200	—
建物伝熱	101	148	65	36	0	0	—
外気除湿	6,192	6,552	4,680	1,692	317	4	—
冷熱合計	8,041,493	8,041,900	7,780,745	8,036,896	7,776,317	8,035,204	94,634,418
再熱負荷	1,080	1,080	1,080	1,080	1,080	1,080	—
加熱合計	1,080	1,080	1,080	1,080	1,080	1,080	12,960

単位 [MJ]

【図6】

	1月	2月	3月	4月	5月	6月
外気除湿	0	0	11	468	2,052	4,104
直露コイル冷却熱量	0	0	11	468	2,052	2,290

	7月	8月	9月	10月	11月	12月	年合計
外気除湿	6,192	6,552	4,680	1,692	317	4	—
直露コイル冷却熱量	2,290	2,290	2,290	1,692	317	4	13,702

単位 [MJ]

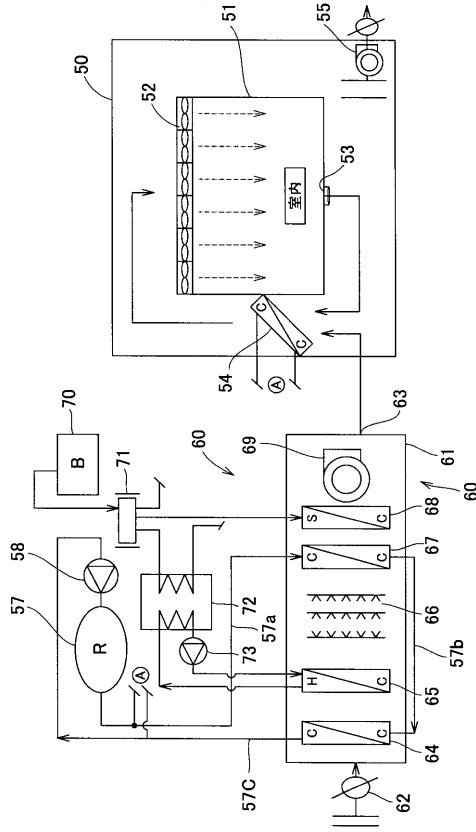
【図7】

	1月	2月	3月	4月	5月	6月
直膨冷却熱量	0	0	11	468	2,052	2,290
除濕主体で再熱へ利用出来た熱量	0	0	11	468	1,080	1,080
再熱主体に必要な熱量	1,080	1,080	1,080	612	0	0

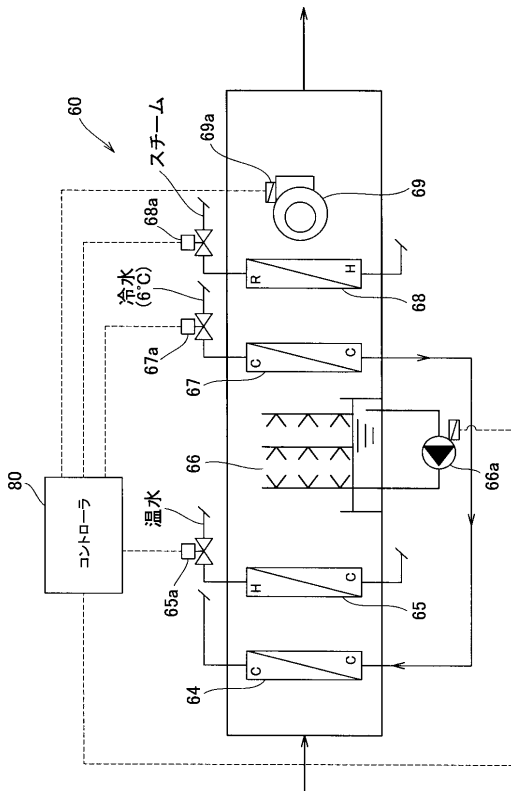
	7月	8月	9月	10月	11月	12月	年合計
直膨冷却熱量	2,290	2,290	2,290	100	317	4	---
除濕主体で再熱へ利用出来た熱量	1,080	1,080	1,080	1,080	317	4	7,279
再熱主体に必要な熱量	0	0	0	0	763	1,076	5,681

単位 [MJ]

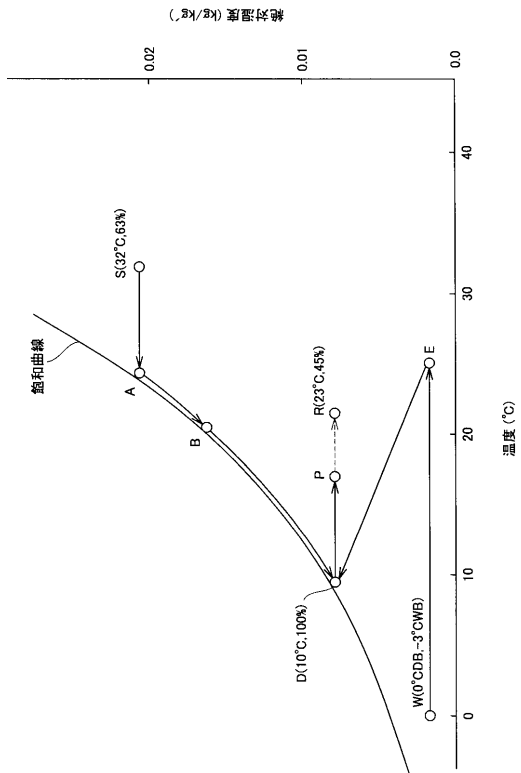
【図8】



【図9】



【図10】



フロントページの続き

審査官 藤原 直欣

- (56)参考文献 特開2001-317795(JP,A)
特開2001-050562(JP,A)
特開平07-139761(JP,A)
実開昭61-089763(JP,U)
特開平09-079689(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F24F 3/14-3/153、7/06
F25B 6/02、29/00