

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4310111号
(P4310111)

(45) 発行日 平成21年8月5日(2009.8.5)

(24) 登録日 平成21年5月15日(2009.5.15)

(51) Int. Cl. F I
B O 1 D 53/26 (2006.01) B O 1 D 53/26 A
F O 4 B 39/16 (2006.01) F O 4 B 39/16 J
F 2 4 F 1/00 (2006.01) F 2 4 F 1/00 4 5 1

請求項の数 2 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2003-3767 (P2003-3767)	(73) 特許権者	000002967 ダイハツ工業株式会社
(22) 出願日	平成15年1月9日(2003.1.9)		大阪府池田市ダイハツ町1番1号
(65) 公開番号	特開2004-216212 (P2004-216212A)	(73) 特許権者	000001834 三機工業株式会社
(43) 公開日	平成16年8月5日(2004.8.5)		東京都中央区日本橋室町2丁目1番1号
審査請求日	平成17年11月17日(2005.11.17)	(74) 代理人	100100044 弁理士 秋山 重夫
		(72) 発明者	藤重 達也 大阪府池田市ダイハツ町1番1号 ダイハツ工業株式会社内
		(72) 発明者	横田 和久 東京都千代田区有楽町1丁目4番1号 三機工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 圧縮空気の除湿装置および除湿再熱装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

圧縮空気を供給する2段コンプレッサに用いる、クーリングタワーによって供給される冷却水と圧縮空気とを熱交換するアフタークーラを備えた除湿再熱装置であって、前記コンプレッサの2段目圧縮部から供給される圧縮空気を通す供給エア管路と、前記クーリングタワーに井水を補給するための補給水管路と、前記供給エア管路の途中に介在され、供給エア管路内の圧縮空気と前記クーリングタワーからの冷却水との間で熱交換するアフタークーラと、そのアフタークーラの下流側に設けられ、アフタークーラ後の供給エア管路内の圧縮空気と補給水管路内の補給水との間で熱を交換する熱交換器と、その熱交換器から出てくる供給エアと前記コンプレッサの2段目から出てくる高温エアとの間で熱交換する再熱用熱交換器を備えており、前記供給エア管路が、コンプレッサの2段目圧縮部から出た高温の圧縮空気を、前記再熱用熱交換器の高温側、前記アフタークーラ、前記熱交換器および前記再熱用熱交換器の低温側の順に通過させ、前記熱交換器は、前記クーリングタワーに井水を補給するための補給水管路と前記供給エア管路のアフタークーラ出口側とに接続され、前記アフタークーラから出てくる圧縮空気と前記クーリングタワーに補給される前の補給水との間で熱を交換し、前記再熱用熱交換器は、前記熱交換器から出てくる供給エアと前記2段目圧縮部出口側の高温エアとの間で熱交換する、圧縮空気の除湿再熱装置。

10

20

【請求項 2】

前記再熱用熱交換器の低温側に入る前のエア供給管路と出たからのエア供給管路との間にバイパス管路が接続され、そのバイパス管路の途中に流量調整バルブが設けられ、前記流量調整バルブのアクチュエータは、前記エア供給管路または供給エアが使用されるユースポイントの温度を検出する温度センサからの信号により、前記エア供給管路内の圧縮空気の温度が所定温度になるように、開度が調節される、請求項 1 記載の圧縮空気の除湿再熱装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

10

【発明の属する技術分野】

本発明は圧縮空気の除湿再熱装置に関する。さらに詳しくは、工場内の圧縮空気用配管などに圧縮空気を供給する圧縮空気供給システムに用いる除湿再熱装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

【非特許文献 1】

墨田施設工業株式会社のクーリングタワー式の圧縮空気脱湿脱油装置（商品名ハイグロマスター）のカタログ

【特許文献 1】

特開昭 48 - 91668 号公報

20

【0003】

従来の工場内の圧縮空気配管への圧縮空気の供給は、たとえば図 5 に示すような、2 段圧縮式のコンプレッサ 101 と、そのコンプレッサから供給される圧縮空気を冷却して除湿するための冷凍式のドライヤ 102 とから構成される圧縮空気供給システム 100 によって行われている。前記コンプレッサ 101 の 1 段目の圧縮部 103 から 2 段目の圧縮部 104 に到る管路の途中には、インタークーラ 105 が介在されている。そのインタークーラ 105 は、第 1 のクーリングタワー CT1 から供給される冷却水で冷却される。さらに 2 段目の圧縮部 104 の出口側に連結される供給エア管路 107 は、前記第 1 のクーリングタワー CT1 から供給される冷却水で冷却されるアフタークーラ 108 に連結され、さらに前述のドライヤ 102 に到っている。前記第 1 のクーリングタワー CT1 には、井水などを補給水として供給する補給水管路 109 が連結されている。なお、符号 110 は冷却水用のポンプである。

30

【0004】

前記冷凍式のドライヤ 102 は、供給エア管路 107 に介在される蒸発器 112 と、その蒸発器 112 から戻ってくる冷媒の蒸気を圧縮する圧縮機（コンプレッサ）113 と、供給エア管路 107 における蒸発器 112 の下流側に設けられ、前記圧縮機 113 から出てくる高温高圧の冷媒蒸気と供給エア管路 107 内の空気とを熱交換して圧縮空気を 30 程度まで加熱するレヒータ 114 とを有する。さらにこのドライヤ 102 は、第 2 のクーリングタワー CT2 と、そのクーリングタワーからの冷却水とレヒータ 114 から出てくる冷媒とを熱交換する熱交換器（凝縮器）116 を備えている。その熱交換器 116 から出てくる冷媒が、蒸発弁 117 を介して前記蒸発器 112 に送られ、気化熱で圧縮空気を冷却・除湿するように配管している。なお、クーリングタワー CT1、CT2 は、とくに 2 台に分ける必要がなく、1 台のクーリングタワーからコンプレッサ 101 と冷凍式のドライヤ 102 に冷却水を供給してもよい。

40

【0005】

他方、非特許文献 1 には、図 6 に示すような、クーリングタワー式の圧縮空気脱湿脱油装置 120 が開示されている。この装置では、クーリングタワー 121 から冷却水循環ポンプ 122 で送り出される冷却水が、冷却除湿塔 123 内で圧縮空気と熱交換され、再びクーリングタワー 121 に戻るように構成されている。冷却除湿塔 123 には、空気入り口 124 から流入した圧縮空気が冷却除湿され、上部の空気出口 125 から出ていく。符号

50

126は、圧縮空気から除かれた水分を排出するためのドレンである。このものは、冷凍機を用いずに、クーリングタワー121から供給される冷却水で圧縮空気を除湿する点で、図5のものより簡易な構成となっている。なお、図5の装置におけるアフタークーラ108に代えて、冷却除湿作用を奏する冷却除湿塔123を採用したものととも考えられる。

【0006】

特許文献1には、上記の非特許文献1の冷却除湿塔123に、冷却液を散布し、それにより圧縮空気中の油分を溶解して捕捉する圧縮空気除油除湿方法および装置が開示されている。このものの除湿作用は、非特許文献1と同様であると考えられる。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】

図5の一般的な圧縮空気供給システム100は、冬季のもっとも不利な条件で冷凍式のドライヤ102を選定し、除湿を行うので、供給される圧縮空気の除湿は充分に行われ、高品質な圧縮空気を供給することができる。しかし冷凍冷却を用いるので、消費動力が大きく、過除湿による無駄な体積減少が行われるといった問題がある。また、冷却水の水質維持のために井水などを補給水として利用しているが、その冷熱は充分に活用されていない。

【0008】

他方、非特許文献1の装置120は、冷凍機が不要である半面、充分な除湿作用を得るには大がかりな冷却除湿塔123が必要である。また、この装置120においても、クーリングタワー121に供給される補給水の冷熱が有効利用されておらず、無駄に消費されている。

【0009】

本発明は、配管内で結露しない程度、すなわち過度の低露点を必要としない程度の圧縮空気の除湿の要求に対して好適に採用することができ、消費電力が少なく、過除湿による無駄な体積減少が少ない圧縮空気の除湿再熱装置を提供することを技術課題としている。

【0010】

【課題を解決するための手段】

本発明の圧縮空気の除湿再熱装置（請求項1）は、圧縮空気を供給する2段コンプレッサに用いる、クーリングタワーによって供給される冷却水と圧縮空気とを熱交換するアフタークーラを備えた除湿再熱装置であって、前記コンプレッサの2段目圧縮部から供給される圧縮空気を通す供給エア管路と、前記クーリングタワーに井水を補給するための補給水管路と、前記供給エア管路の途中に介在され、供給エア管路内の圧縮空気と前記クーリングタワーからの冷却水との間で熱交換するアフタークーラと、そのアフタークーラの下流側に設けられ、アフタークーラ後の供給エア管路内の圧縮空気と補給水管路内の補給水との間で熱を交換する熱交換器と、その熱交換器から出てくる供給エアと前記コンプレッサの2段目から出てくる高温エアとの間で熱交換する再熱用熱交換器を備えており、前記供給エア管路が、コンプレッサの2段目圧縮部から出た高温の圧縮空気を、前記再熱用熱交換器の高温側、前記アフタークーラ、前記熱交換器および前記再熱用熱交換器の低温側の順に通過させ、前記熱交換器は、前記クーリングタワーに井水を補給するための補給水管路と前記供給エア管路のアフタークーラ出口側とに接続され、前記アフタークーラから出てくる圧縮空気と前記クーリングタワーに補給される前の補給水との間で熱を交換し、前記再熱用熱交換器は、前記熱交換器から出てくる供給エアと前記2段目圧縮部出口側の高温エアとの間で熱交換することを特徴としている。

【0011】

このような除湿再熱装置においては、前記再熱用熱交換器の低温側に入る前のエア供給管路と出てからのエア供給管路との間にバイパス管路が接続され、そのバイパス管路の途中に流量調整バルブが設けられ、前記流量調整バルブのアクチュエータは、前記エア供給管路または供給エアが使用されるユースポイントの温度を検出する温度センサからの信号により、前記エア供給管路内の圧縮空気の温度が所定温度になるように、開度が調節されるものが好ましい（請求項2）。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 2 】

【作用および発明の効果】

本発明の除湿装置（請求項1）は、クーリングタワーに補給される井水の補給水と圧縮空気との間で熱交換する熱交換器を採用しているため、補給水の冷熱を有効に利用することができる。なお、クーリングタワーに送られる補給水は、クーリングタワー内で利用されている水の自然蒸発などによる不足分を補ない、水質を維持するだけのものであるため、幾分かの温度上昇には影響されない。本発明の装置では、その未利用エネルギーを有効活用し、冷凍冷却を行わないことにより、動力消費を削減することができる。さらに本発明の装置では上記のように冷凍冷却によらないため、適度な除湿が行われ、過除湿による体積減少を小さくすることができる。

10

【 0 0 1 3 】

また、コンプレッサから出てきた高温の圧縮空気を、一旦、除湿再熱装置内のアフタークーラによって、クーリングタワーから送られる冷却水と熱交換することによりある程度冷却し、その後、引き続きさらに低い温度場が得られる井水の補給水で過冷却するので、冷却除湿効果が高い。

【 0 0 1 4 】

本発明の除湿再熱装置では、さらに熱交換器から出てくる圧縮空気が、前記アフタークーラ上流側の高温エアによって再熱される。そのため最終的に送出される圧縮空気が体積膨張し、エネルギーが増加する。それにより、アフタークーラで熱交換され、クーリングタワーで放熱されていた熱エネルギーを有効に利用することができ、コンプレッサの運転動力を削減することができる。さらに温度上昇により、管内結露が生じにくくなる。

20

このような除湿再熱装置において、前記再熱用熱交換器の低温側に入る前のエア供給管路と出てからのエア供給管路との間にバイパス管路が接続され、そのバイパス管路の途中に流量調整バルブが設けられ、前記流量調整バルブのアクチュエータは、前記エア供給管路または供給エアが使用されるユースポイントの温度を検出する温度センサからの信号により、前記エア供給管路内の圧縮空気の温度が所定温度になるように、開度が調節されるものである場合（請求項2）は、最終的に供給される圧縮空気の温度が安定する。

すなわち、圧縮空気の温度が所定の温度より高くなると、流量調整バルブの開度を大きくしてバイパス通路の流量を多くし、再熱用熱交換器を通るエアの流量を少なくする。その場合は供給エア全体として再熱用熱交換器による温度上昇が抑制される。逆に所定の温度より低くなると、再熱用熱交換器に通されるエアの流量を多くすることにより、全体として温度を上昇させる。それにより、供給される圧縮空気の温度が所定の温度に調節される。

30

【 0 0 1 5 】

【発明の実施の形態】

つぎに図面を参照しながら本発明の除湿再熱装置の実施の形態を説明する。図1は本発明の除湿再熱装置を備えた圧縮空気供給システムの全体を示す配管系統図、図2および図3はそれぞれ図1のシステムの除湿再熱装置の作用を示すグラフ、図4は本発明の除湿再熱装置を備えた圧縮空気供給システムの他の実施形態を示す配管系統図である。

【 0 0 1 6 】

図1の圧縮空気供給システム10は、コンプレッサ11と、そのコンプレッサから供給される圧縮空気を冷却して除湿し、さらに再熱するための除湿再熱装置12とから構成されている。このコンプレッサ11は、図5の圧縮空気供給システム100に用いられているものと実質的に同じものであるが、アフタークーラ22がコンプレッサ11の内部でなく、除湿再熱装置12側に配置されている。なおこのシステム10ではクーリングタワーCTが1基だけであるが、図4や図5の場合と同様に、2基、あるいはそれ以上設けてもよい。

40

【 0 0 1 7 】

この実施形態では、コンプレッサ11として、1段目の圧縮部14から2段目の圧縮部15に到る管路16の途中にインタークーラ17を備えている2段圧縮式のタイプを採用し

50

ている。各圧縮部 14、15 を構成するコンプレッサの形式は、レシプロ式、ターボ式、スクリー式のいずれでもよいが、通常はスクリー式が多く用いられる。1 段目の圧縮部 14 および 2 段目の圧縮部 15 は共通のモータ M で駆動される。前記インタークーラ 17 は、クーリングタワー CT から供給される冷却水と熱交換して冷却されるように、冷却水供給管路 18 および戻り管路 19 でクーリングタワー CT に連結されている。冷却水の温度はたとえば 10 ~ 32 程度であり、夏期を考慮して設計ではたとえば 32 程度に設定する。クーリングタワー CT には、補給水管路 23 により井水が補給水として供給される。

【0018】

前記 2 段目の圧縮部 15 の出口側には供給エア管路 20 が連結され、その供給エア管路 20 が前述の除湿再熱装置 12 側に接続されている。この除湿再熱装置 12 では、前記コンプレッサ 11 から出てくる供給エア管路 20 が再熱用熱交換器 21 の高温側に接続され、その再熱用熱交換器 21 の高温側から出てくるエア供給管路 20 a は、さらにアフタークーラ 22 に連結されている。このアフタークーラ 22 には、前記クーリングタワー CT から分岐された冷却水供給管路 18 および戻り管路 19 で供給される冷却水と熱交換されて冷却される。冷却水供給管路 18 で供給される水は、前述と同じ温度、すなわち 10 ~ 32 程度であり、設計では 32 程度である。戻り管路 19 でクーリングタワー CT に戻る水は、たとえば 15 ~ 42 程度であり、設計では 37 程度に設定される。

【0019】

アフタークーラ 22 から出てくるエア供給管路 20 b は、さらに井水利用の熱交換器 24 に連結されている。この熱交換器 24 は、前記補給水管路 23 から分岐される接続管路 23 a、23 b と連結されており、アフタークーラ 22 から出た圧縮空気はクーリングタワー CT に供給される前の井水（補給水）でさらに冷却され、除湿される。井水の温度はたとえば 15 ~ 20 程度であり、設計では 20 程度である。

【0020】

この熱交換器 24 から出てくるエア供給管路 20 c は、アフタークーラ 22 で冷却される前の圧縮空気と熱交換されるように、前述の再熱用熱交換器 21 の低温側に戻るようにつながれている。そして再熱用熱交換器 21 の低温側から出てくるエア供給管路 20 d、すなわち除湿再熱装置 12 から出ていく配管は、最終的に工場内配管など、目的とする配管に接続される。

【0021】

なお、その再熱用熱交換器 21 の低温側に入る前のエア供給管路 20 c と、出てからのエア供給管路 20 d とは、バイパス管路 25 によって接続されており、その途中に流量調整バルブ V1 が介在されている。その流量調整バルブ V1 の開閉アクチュエータは、前記出てからのエア供給管路 20 d の温度を検出する温度センサ T からの信号で開度が調節されるように、温度制御装置 TIC1 と信号伝達可能に連結されている。使用される信号は通常は電気信号であるが、圧力信号など、他の信号でもよい。その温度制御装置 TIC1 では、エア供給管路 20 d 内の圧縮空気の温度が所定の温度よりも高くなると、バイパス管路 25 の流量を増大させて再熱用熱交換器 21 を通らない圧縮空気の流量を多くし、除湿再熱装置 12 から出ていく圧縮空気の温度を下げる。逆に温度が低くなるとバイパス管路 25 の流量を減らすように制御させる。調節する温度範囲は圧縮空気の目的によって異なるが、熱膨張によって内部エネルギーを増加させるのに好ましい範囲、たとえば 50 ~ 60 とする。

【0022】

前記温度センサ T は、供給エアが消費されるユースポイントの近傍に設置し、そのユースポイントでの圧縮空気温度などを検出するのが好ましい。それにより、ユースポイントでの最適な温度となるように温度制御装置 TIC1 で調整した圧縮空気を供給することができる。

【0023】

前述のように、クーリングタワー CT に井水（補給水）を供給する補給水管路 23 は、接

10

20

30

40

50

続管路 23 a、23 b および熱交換器 24 を通った上でクーリングタワー CT に接続されるが、この実施形態では、熱交換器 24 に入る前の接続管路 23 a と出た後の接続管路 23 b の間を接続するバイパス管路 27 を設け、その途中に流量調整バルブ V2 を介在している。この流量調整バルブ V2 は、井水の温度やクーリングタワーからの冷却水の温度を検出するセンサ T1、T2 と制御装置 TIC2 によって、 $T2 < T1$ のとき、補給水（井水）を熱交換器 24 を通さずにバイパスさせるように制御する。ただしバイパス管路や流量調整バルブはとくに設けなくてもよい。

【0024】

上記のように構成される除湿再熱装置 12 では、コンプレッサ 11 から供給される圧縮空気が再熱用熱交換器 21 で冷却される。圧縮空気の温度はたとえば $180 \sim 220$ 、とくに 200 であり、その温度から 165 程度まで低下する。圧縮空気はアフタークーラ 22 でさらに冷却され、たとえば $35 \sim 45$ まで、とくに 37 まで冷却される。さらにその圧縮空気は井水を用いた熱交換器 24 で、たとえば $20 \sim 30$ まで、とくに 25 まで冷却される。そしてこのような一連の冷却により、圧縮空気中に含まれていた水分が凝縮されて水滴となり、ドレンを通じて排出される。それにより管路内に結露をしない程度に乾燥した圧縮空気が供給される。

10

【0025】

さらに上記の実施形態では、井水を利用した熱交換器 24 から出てくる圧縮空気が再熱用熱交換器 21 により、たとえば $50 \sim 70$ まで、とくに 60 まで加熱される。それにより圧縮空気が絶対温度の比で体積膨張し、供給できるエネルギーが増加する。なお、圧力が一定であれば容積が増加し、容積が制限されていけば圧力が増加することになる。たとえば井水を用いた熱交換器 24 で 25 まで冷却された空気を再熱用熱交換器 21 で、 60 まで加熱すると、 $(60 + 273) / (25 + 273) = 1.15$ まで熱膨張することになり、圧力が一定とすれば、送出する圧縮空気の容積が約 15% 増加することになる。すなわち送出するエネルギーが約 15% 増加することになり、再熱を行わない場合に比して、コンプレッサ 11 を稼働する動力をその分、削減することができる。それにより、省力化および二酸化炭素排出量の低減に資することができる。さらに単に再熱用熱交換器 21 の加熱により供給される圧縮空気の相対湿度が下がるので、エア供給管 20 d に管内結露が生じにくくなる利点がある。上記のように、再熱用熱交換器 21 を用いることにより、アフタークーラで熱交換され、クーリングタワーにて大気へ放熱されていた熱エネルギーを有効に利用することができ、コンプレッサ動力を削減することができる。

20

30

【0026】

つぎに図 2 を参照して、上記の除湿再熱装置 12 で圧縮空気を除湿する作用を説明する。図 2 の横軸 x は圧縮空気の温度 t であり、縦軸 y は絶対湿度である。そして破線で示す第 1 曲線 $S1$ は、圧縮空気が 7K のときの飽和蒸気（露点）を示す曲線である。また、実線で示す第 2 曲線 $S2$ は、除湿再熱装置 12 に入ってきた圧縮空気が冷却および加熱によって温度および湿度が変化していく状態を示している。すなわちコンプレッサ 11 から出た直後の圧縮空気は、第 2 曲線 $S2$ の上の符号 $J1$ で示す点（温度 200 、絶対湿度 $20\text{g}/\text{kg}$ ）であり、アフタークーラで冷却されるに従って矢印 N のように温度および湿度が低下する。なお第 2 曲線 $S2$ 上の符号 R は、再熱に使用することで冷却されたことを示す。ただしこの冷却の負荷は小さい。

40

【0027】

そして圧縮空気が第 1 曲線 $S1$ に交わると（符号 $J2$ ）、すなわち露点まで低下した後（温度 37 、絶対湿度 $5.8\text{g}/\text{kg}$ ）、さらに井水を利用した熱交換器により符号 $J3$ の位置（ 25 程度）まで冷却される。それにより絶対湿度が $2.9\text{g}/\text{kg}$ 程度まで低下する。この状態で再熱により 60 程度まで加熱されると、絶対湿度が変わらず、相対湿度が $10 \sim 20\%$ 程度まで低下し、乾燥した圧縮空気が得られる。なお、図 2 のグラフで符号 K は、外気温（たとえば 33 ）であり、供給される圧縮空気の絶対湿度はこの点の露点より下側であるので、エア供給管 20 d の管路内では結露が生じない。

【0028】

50

ちなみに図2の符号J4は、図5のような従来の冷凍式ドライヤで圧縮空気を除湿する場合を示しており、管路の結露を防止するレベルよりも遙かに低温まで冷却していることが分かる。その場合は過度の冷却で体積減少が大きくなっている。

【0029】

図3は図1の除湿再熱装置12と図5の冷凍式のドライヤ102の除湿作用を比較して示すグラフである。コンプレッサ11、101から供給された圧縮空気は双方とも乾燥空気（乾空気）Aと水分Wを含有している。図1の除湿再熱装置12では、この水分Wのうち、符号W1に相当する水分を除湿しており、そのため除湿後の送気量はA+W2である。他方、冷凍式のドライヤ102では、符号W3に相当する水分を除湿しており、そのため送気量はA+W4である。したがって管路に結露を生じない程度の除湿でよいのであれば、

10

【0030】

上記のようにクーリングタワーCTとアフタークーラ22による冷却除湿、井水を用いた熱交換器24による冷却除湿、さらに再熱用熱交換器21による再熱・熱膨張を組み合わせると、冷凍機を用いなくても管路内結露を生じない程度の除湿が実現できる。そして再熱による熱膨張を用いていることも相まって、冷凍機を用いる場合よりも送気量が増加し、動力も減少させることができる。

【0031】

前述の除湿再熱装置の実施形態では再熱用熱交換器21によって供給前の圧縮空気を再熱しているが、場合によっては再熱せずに直接用途の管路に供給するようにしてもよい。その場合は本発明の範囲外となる。その場合でも、井水のクーリングタワーの補給水で圧縮空気を冷却除湿することに基づく、使用動力の減少、過剰な体積減少の抑制など、前述の作用効果を奏することができる。その場合は除湿再熱装置ではなく、除湿装置となる。

20

【0032】

図4に示す圧縮空気供給システム30は、クーリングタワーCT1、CT2を2基設けている点、および熱交換器24とアフタークーラ22を1台の除湿塔31内に一体に設けた点を除けば実質的に図1のシステム10と同じである。このシステム30では、クーリングタワーは、コンプレッサ11に冷却水を供給する第1クーリングタワーCT1と、アフタークーラ22に冷却水を供給する第2クーリングタワーCT2に分かれている。ただし

30

【0033】

すなわちこの冷却除湿塔31では、コンプレッサ11からでた圧縮空気はまずアフタークーラ22において第2クーリングタワーCT2から供給される冷却水と熱交換されて冷却され、ついで熱交換器24において、さらに低温の井水で過冷却される。そして上昇する途中でデミスタ33で水分が取り除かれ、除湿される。さらに除湿された圧縮空気は、再熱用熱交換器21で加熱されて体積が膨張し、圧縮空気の送出量が増大すると共に、管内結露が一層防止される。また、熱交換器24とアフタークーラ22を1台の冷却除湿塔31で一体化することにより、装置がコンパクトになる。さらに冷却除湿塔31を耐圧性のタンクとすることにより、圧力の脈動を抑制するエアバッファの作用が奏される。したがって別途エアバッファを設ける必要がない。

40

【0034】

【実施例】

つぎに具体的な除湿装置の実施例をあげて、その作用および効果を説明する。なお、この

50

実施例は、一般的な環境および要求仕様に基づいて設計した値に基づくものである。

(a) [井水利用の熱交換の効果]

アフタークーラにより冷却された圧縮空気の温度(露点温度)は、

$$t_{ab} = \text{冷却水入口温度}(t_w) +$$

と表すことができる。ただし t_w は熱交換後の圧縮空気と冷却水の温度差である。外気条件が、気温 33、湿度 63%、湿球温度 (WB) 27 のとき、アフタークーラへの冷却水送水は $t_w = 32$ となる。前記温度差 t_w を 5 とすると、アフタークーラから出てくる圧縮空気の温度は、

$$t_{ab} = 37 \quad (32 + 5)$$

となる。この状態は図 2 の符号 J2 に対応する。またこの時の絶対湿度 $X_{ab} = 5.8$ (g / kg) である。さらに井水 (20) により周囲温度以下 (たとえば外気温 33 以上) まで冷却除湿する場合は、井水との温度差 5 まで冷却できるとして、

$$t_{ab}' = 25 \quad (20 + 5)$$

まで冷却除湿することができる。この状態は図 2 の符号 J3 に対応する。またこの時の絶対湿度 $X_{ab}' = 2.9$ (g / kg) である。この実施例でわかるように、クーリングタワーを用いたアフタークーラによる冷却だけでもかなりの除湿効果があるが、さらに井水による熱交換を併用すると、管路内結露を防ぐために十分な除湿効果を得ることができる。

【0035】

(b) [水量バランス] コンプレッサ 600 kW、空気量 $Q_a = 6,000 \text{ Nm}^3/\text{h}$ の場合

井水量 (V_1) = 必要冷却量 $q_1 \div 10$ (利用温度差) である。

$$\text{顕熱: } Q_a (\text{Nm}^3/\text{h}) \times \text{比重量} (\text{kg}/\text{m}^3) \times \text{比熱} (\text{kcal}/\text{kg} \text{ } ^\circ\text{C}) \times (t_{ab} - t_{ab}')$$

$$: 6,000 \times 1.2 \times 0.24 \times (37 - 25)$$

$$\approx 20,800 \text{ kcal/h} \quad (1)$$

$$\text{潜熱: } Q_a (\text{Nm}^3/\text{h}) \times \text{比重量} (\text{kg}/\text{m}^3) \times \text{水の蒸発潜熱} (\text{kcal}/\text{kg}) \times (X_{ab} - X_{ab}') \div 1,000 (\text{g}/\text{kg})$$

$$: 6,000 \times 1.2 \times 600 \times (5.8 - 2.9) \div 1,000$$

$$= 12,600 \text{ kcal/h} \quad (2)$$

となる(ただし水の蒸発潜熱 600 kcal/kg)。したがって

$$\text{必要冷却量}(q_1) = (1) + (2) = 33,400 \text{ kcal/h}$$

となるから、水の熱容量 $1 \text{ m}^3 : 1,000 \text{ kcal}$ より、

$$\text{必要井水量}(V_1) = 33,400 \div 1,000 \div 10 = 3.34 \text{ m}^3/\text{h}$$

となる。

【0036】

冷却水量 (V_2) = インタークーラ冷却水量 V_2' + アフタークーラ冷却水量 V'' である。また

インタークーラ冷却水量 (V_2') = インタークーラ冷却量 $q_2' \div 6$ (利用温度差) である。インタークーラの入り口空気温度 15.5、出口空気温度 4.0 とすると、

$$\text{インタークーラ冷却量}(q_2') = 6,000 \times 1.2 \times 0.24 \times (15.5 - 4.0) = 199,000 \text{ kcal/h}$$

となる。したがって熱ロスを 10% 見込んで

$$\text{インタークーラ冷却水量}(V_2') = 199,000 \div 1,000 \div 6 \times 1.1 = 36.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

となり、オイルクーラなどの冷却分約 20% を見込むと、

10

20

30

40

50

$$V_2' = 36.5 \times 1.2 = 44 \text{ m}^3 / \text{h}$$

となる。

【0037】

他方、アフタークーラ冷却水量 (V_2'') = アフタークーラ冷却量 q_3' ÷ 5 (利用温度差) である。

$$\text{アフタークーラ冷却量} (q_3) = 6,000 \times 1.2 \times 0.24 \times (17.5 - 3.7) = 239,000 \text{ kcal/h}$$

であるから、熱ロス10%見込んで、

$$\text{アフタークーラ冷却水量} (V_2'') = 239,000 \div 1,000 \div 5 \times 1.1 = 53 \text{ m}^3 / \text{h}$$

となる。したがって

$$\text{冷却水量} (V_2) = V_2' + V_2'' = 44 + 53 = 97 \text{ m}^3 / \text{h}$$

である。

【0038】

通常、インタークーラ、アフタークーラは、冷却水利用温度差を5~10の範囲で設計されており、上記利用温度差でも問題はない。

【0039】

インタークーラおよびアフタークーラに必要な冷却水の流量 V_2 に対する井水の流量 V_1 の割合は $V_1 / V_2 = 3.34 / 97 = 0.034 = 3.4\%$ である。このように井水の必要量は冷却水流量の約3.4%であり、通常必要なクーリングタワーの補給量とほぼ同程度である。すなわち無駄に使用していた補給水の冷熱を有効に利用するだけで足りることになる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の除湿再熱装置を備えた圧縮空気供給システムの全体を示す配管系統図である。

【図2】 図1のシステムの除湿再熱装置の作用を示すグラフである。

【図3】 図1のシステムの再熱用熱交換器の作用を示すグラフである。

【図4】 本発明の除湿装置を備えた圧縮空気供給システムの他の実施形態を示す配管系統図である。

【図5】 従来の圧縮空気供給システムの一例を示す配管系統図である。

【図6】 非特許文献1の圧縮空気脱湿脱油装置の概略図である。

【符号の説明】

10 圧縮空気供給システム

11 コンプレッサ

12 除湿再熱装置

14 1段目の圧縮部

15 2段目の圧縮部

16 管路

17 インタークーラ

M モータ

CT クーリングタワー

18 冷却水供給管路

19 戻り管路

20、20a、20b、20c、20d 供給エア管路

21 再熱用熱交換器

22 アフタークーラ

23 補給水管路

23a、23b 接続管路

24 井水利用の熱交換器

25 バイパス管路

10

20

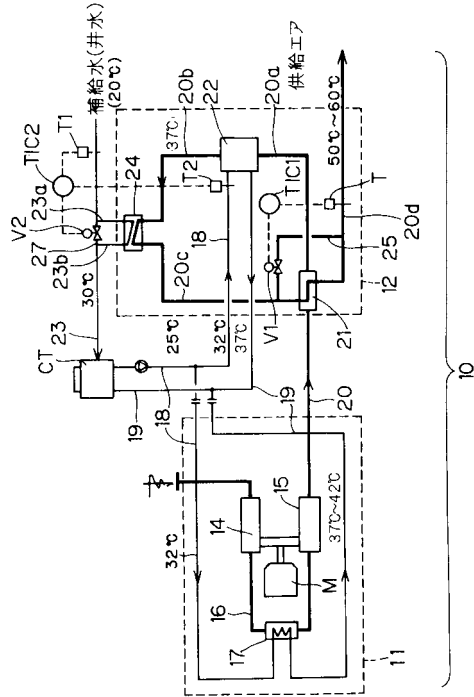
30

40

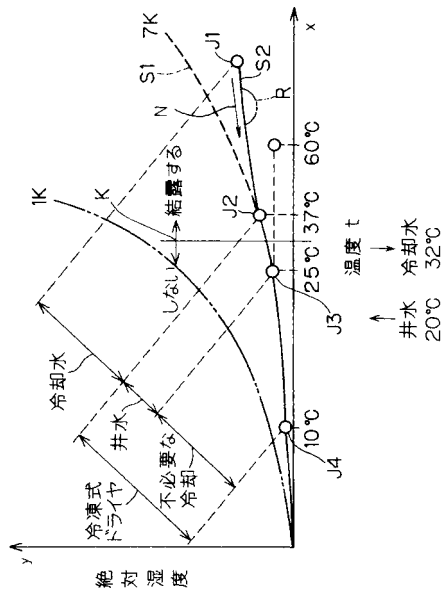
50

V 1	流量調整バルブ	
T	温度センサ	
T I C 1	温度制御装置	
V 2	流量調整バルブ	
T I C 1、T I C 2	温度制御装置	
2 7	バイパス管路	
3 0	圧縮空気供給システム	
C T 1	第 1 クーリングタワー	
C T 2	第 2 クーリングタワー	
3 1	冷却除湿塔	10
3 2	管路	
3 3	デミスタ	
3 4	フィルタ	
1 0 1	コンプレッサ	
1 0 2	冷凍式ドライヤ	
1 0 3	1 段目の圧縮部	
1 0 4	2 段目の圧縮部	
1 0 5	インタークーラ	
C T 1、C T 2	クーリングタワー	
1 0 7	供給エア管路	20
1 0 8	アフタークーラ	
1 0 9	補給水管路	
1 1 0	ポンプ	
1 1 2	蒸発器	
1 1 3	凝縮器	
1 1 4	レヒータ	
1 1 6	熱交換器	
1 1 7	蒸発弁	
1 2 0	圧縮空気脱湿脱油装置	
1 2 1	クーリングタワー	30
1 2 2	冷却水循環ポンプ	
1 2 3	冷却除湿塔	
1 2 4	空気入り口	
1 2 5	空気出口	
1 2 6	ドレン	

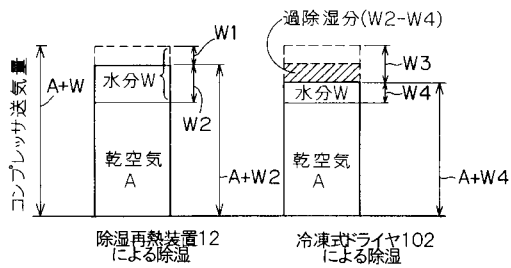
【図1】



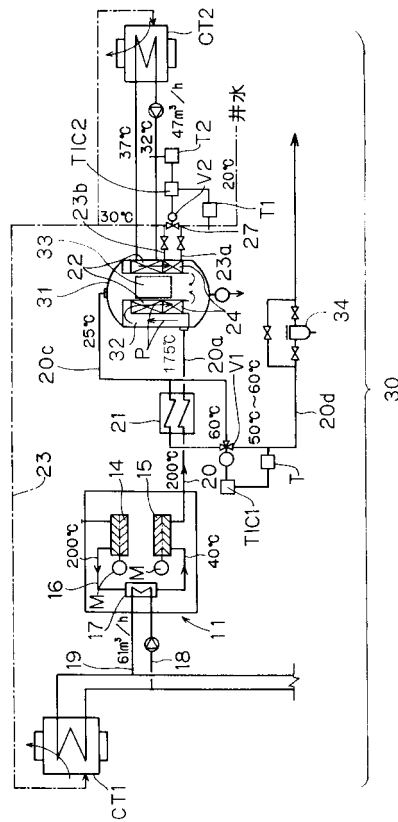
【図2】



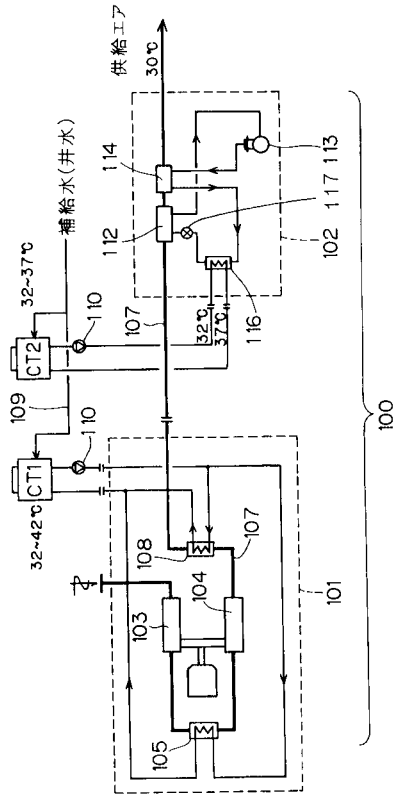
【図3】



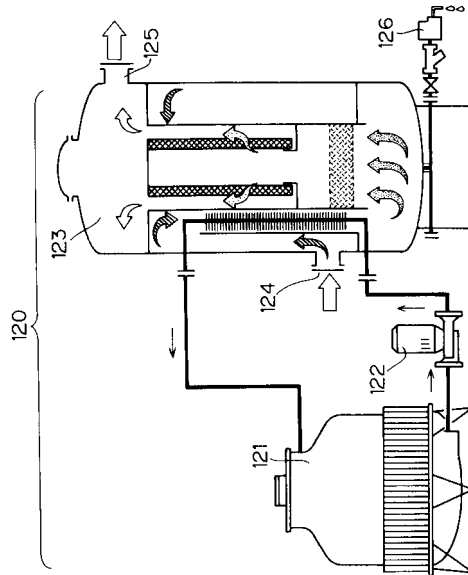
【図4】



【図5】



【図6】



フロントページの続き

審査官 神田 和輝

- (56)参考文献 特開昭55-015632(JP,A)
特開昭62-023416(JP,A)
特開平07-167554(JP,A)
特開2000-329067(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B01D 53/26-53/28

F04B 39/00-39/16

F24F 1/00-1/02