



(10) 授权公告号 CN 113803799 B

(45) 授权公告日 2024. 10. 29

(21) 申请号 202111199741.3

(22) 申请日 2021.10.14

(65) 同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 113803799 A

(43) 申请公布日 2021.12.17

(73) 专利权人 珠海格力电器股份有限公司

地址 519000 广东省珠海市前山金鸡西路

(72) 发明人 李慧慧 迟亚玲 邹家浩 兰刚

姚晓斌 孟亚军

(74) 专利代理机构 深圳市康弘知识产权代理有

限公司 44247

专利代理师 孙洁敏

(51) Int. Cl.

F24F 1/0063 (2019.01)

F24F 1/0083 (2019.01)

F24F 13/30 (2006.01)

F24F 11/89 (2018.01)

F24F 1/0059 (2019.01)

F24F 11/65 (2018.01)

F24F 11/70 (2018.01)

(56) 对比文件

CN 111486531 A, 2020.08.04

CN 201314723 Y, 2009.09.23

CN 202109595 U, 2012.01.11

CN 203148113 U, 2013.08.21

CN 216048060 U, 2022.03.15

审查员 唐恺

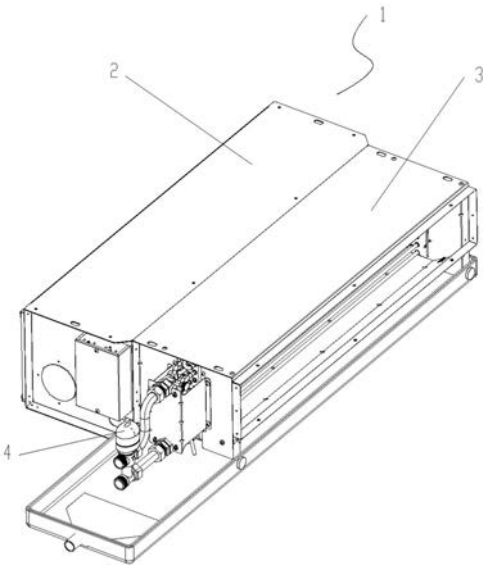
权利要求书2页 说明书5页 附图4页

(54) 发明名称

组合式末端装置、空调机组及其除湿补偿调节方法

(57) 摘要

本发明公开一种组合式末端装置、使用该组合式末端装置的空调机组及其除湿补偿调节方法。所述组合式末端装置包括一体设计的中温换热器和低温换热器,所述中温换热器的供回水管道与中温冷水机组连通,用于对室内回风空气进行冷却降温处理;所述低温换热器的供回水管道与低温冷水机组连通,用于对冷却降温处理后的空气进行过冷除湿处理。本发明很好地解决了提高冷冻水供水温度导致的末端风机盘管的除湿能力下降,减小冷冻水供水温度导致的能耗增加的问题。



1. 一种空调机组的除湿补偿调节方法,所述空调机组包括中温冷水机组和低温冷水机组,其特征在于,还包括由中温换热器和低温换热器构成的组合式末端装置,所述中温换热器的供回水管道与中温冷水机组连通,所述低温换热器的供回水管道与低温冷水机组连通,

所述空调机组的控制器根据所述组合式末端装置输出的冷风比和送风温差控制所述空调机组的运行模式,包括:

步骤1. 开启中温冷水机组和中温水量调节阀;

步骤2. 计算组合式末端装置的冷风比和送风温差;

步骤3. 根据冷风比和送风温差所处的范围选择空调机组的运行模式;

所述的运行模式包括:

模式一,当冷风比 $\geq A$ 且送风温差 $> C$ 度时,机组过冷,调低末端组合式换热器中风机的转速,降低风量;

模式二,当冷风比 $\geq A$ 且送风温差在 $B - C$ 度时,降温除湿正常,保持空调机组当前的运行状态;

模式三,当冷风比 $< A$ 且送风温差在 $B - C$ 度时,除湿能力较小,调高组合式末端装置中风机的转速,提高风量;

模式四,当冷风比 $< A$ 且送风温差 $< B$ 度时,无除湿能力,开启低温冷水机组和低温水量调节阀。

2. 如权利要求1所述的除湿补偿调节方法,其特征在于,所述A值为4,所述B值为11度,所述C值为16度。

3. 如权利要求1所述的除湿补偿调节方法,其特征在于,所述模式四还包括:计算低温换热器的水侧换热量 $Q_{水}$ 和空气侧换热量 $Q_{空}$,并比较水侧换热量 $Q_{水}$ 和空气侧换热量 $Q_{空}$ 的差值与水侧换热量 $Q_{水}$ 的比值,当该比值小于等于D时,根据组合式末端装置的总冷量 Q 、出风温度 t_b 计算冷风比和送风温差,并返回步骤3;当该比值大于D%时,提高低温水量调节阀的开度。

4. 如权利要求3所述的除湿补偿调节方法,其特征在于,所述D值为5%。

5. 一种空调机组,包括中温冷水机组和低温冷水机组,其特征在于,还包括由中温换热器和低温换热器拼装在一起的组合式末端装置,所述空调机组的控制器采用权利要求1-4任一项所述的除湿补偿调节方法对空调机组进行除湿补偿调节。

6. 如权利要求5所述的空调机组,其特征在于,所述中温换热器的供回水管道与中温冷水机组连通,用于对室内回风空气进行冷却降温处理;所述低温换热器的供回水管道与低温冷水机组连通,用于对冷却降温处理后的空气进行过冷除湿处理。

7. 如权利要求5所述的空调机组,其特征在于,所述低温换热器的进水管道上设有第一水量调节阀,所述中温换热器的进水管道上设有第二水量调节阀。

8. 如权利要求5所述的空调机组,其特征在于,所述中温换热器和所述低温换热器均采用翅片管式换热器,并通过侧边连接板和连接装置固定拼接成一体。

9. 如权利要求5所述的空调机组,其特征在于,所述中温换热器和所述低温换热器均采用内螺纹管,且中所述温换热器的翅片间距大于所述低温换热器的翅片间距。

10. 如权利要求5所述的空调机组,其特征在于,所述中温换热器的管径大于所述低温

换热器的管径,或与所述低温换热器的管径相同。

11.如权利要求10所述的空调机组,其特征在于,所述中温换热器包括三排管道,所述低温换热器包括一排管道,所述中温换热器和所述低温换热器的管径均为 $\Phi 7$ 毫米。

12.如权利要求10所述的空调机组,其特征在于,所述中温换热器包括三排管道,所述低温换热器包括一排管道,所述中温换热器的管径为 $\Phi 7$ 毫米,所述低温换热器的管径为 $\Phi 5$ 毫米。

13.如权利要求10所述的空调机组,其特征在于,所述中温换热器包括两排管道,所述低温换热器包括两排管道,所述中温换热器的管径为 $\Phi 7$ 毫米,所述低温换热器的管径为 $\Phi 5$ 毫米。

组合式末端装置、空调机组及其除湿补偿调节方法

技术领域

[0001] 本发明涉及空调技术领域,尤其涉及一种组合式末端装置、使用该组合式末端装置的空调机组及其除湿补偿调节方法。

背景技术

[0002] 近些年来中温水系统随着冷冻水温的提高,主机提效显著被广泛研究应用,以常用11℃进水为例,如主机出水温度提高4℃,蒸发温度提高3.5℃,主机能效约提高12%。

[0003] 常规的空调末端装置风机盘管在标准工况供冷下(进风干球温度27℃,湿球温度19.5℃),其额定进水温度均为7℃,额定出水温度为12℃,供回水温差为5℃。当进水温度在9℃以上,回水温度提高时,要满足工程设计所需要负荷,需要增加供水量,这将导致冷冻水的循环水泵能耗增加。此外,常规风机盘管进水温度每提高1℃,性能衰减约12%,除湿能力衰减30%。一般通过增大风量来增大除湿,但对常规风机盘管而言,进水温度在9℃以上,仅提高风量已经很难满足室内舒适性要求,几乎无明显的除湿功能。

[0004] 由此可见,如何在提高冷冻水供水温度时不会导致末端风机盘管的除湿能力下降,解决末端装置除湿能力已成为中温水系统的核心问题。

发明内容

[0005] 本发明提出一种组合式末端装置、空调机组及其除湿补偿调节方法,以解决现有技术中存在的提高冷冻水供水温度导致的末端风机盘管的除湿能力下降,减小冷冻水供水温度导致的能耗增加的问题。

[0006] 本发明提出一种组合式末端装置,包括一体设计的中温换热器和低温换热器,所述中温换热器的供回水管道与中温冷水机组连通,用于对室内回风空气进行冷却降温处理;所述低温换热器的供回水管道与低温冷水机组连通,用于对冷却降温处理后的空气进行过冷除湿处理。

[0007] 优选地,所述中温换热器的进水管道上设有第一水量调节阀,所述低温换热器的进水管道上设有第二水量调节阀。

[0008] 优选地,所述中温换热器和所述低温换热器均采用翅片管式换热器,并通过侧边连接板和连接装置固定连接成一体。

[0009] 优选地,所述中温换热器和所述低温换热器均采用内螺纹管,且中所述温换热器的翅片间距大于所述低温换热器的翅片间距。

[0010] 所述中温换热器的管径大于所述低温换热器的管径,或与所述低温换热器的管径相同。

[0011] 在第一实施例中,所述中温换热器包括三排管道,所述低温换热器包括一排管道,所述中温换热器和所述低温换热器的管径均为Φ7毫米。

[0012] 在第二实施例中,所述中温换热器包括三排管道,所述低温换热器包括一排管道,所述中温换热器的管径为Φ7毫米,所述低温换热器的管径为Φ5毫米。

[0013] 在第三实施例中,所述中温换热器包括两排管道,所述低温换热器包括两排管道,所述中温换热器的管径为 $\Phi 7$ 毫米,所述低温换热器的管径为 $\Phi 5$ 毫米。

[0014] 本发明还提出一种空调机组,包括中温冷水机组和低温冷水机组,所述空调机组的末端装置采用上述组合式末端装置。

[0015] 本发明还提出一种上述空调机组的除湿补偿调节方法,其中,所述空调机组的控制器根据所述组合式末端装置输出的冷风比和送风温差控制所述空调机组的运行模式。

[0016] 所述的除湿补偿调节方法包括:

[0017] 步骤1.开启中温冷水机组和中温水量调节阀;

[0018] 步骤2.计算中温冷水机组的实际风量 G 、冷量 Q_a ,输出组合式末端装置的冷风比和送风温差;

[0019] 步骤3.根据冷风比和送风温差所处的范围选择空调机组的运行模式。

[0020] 所述的运行模式包括:

[0021] 模式一,当冷风比 $\geq A$ 且送风温差 $> C$ 度时,机组过冷,调低末端组合式换热器中风机的转速,降低风量;

[0022] 模式二,当冷风比 $\geq A$ 且送风温差在 $B - C$ 度时,降温除湿正常,保持空调机组当前的运行状态;

[0023] 模式三,当冷风比 $< A$ 且送风温差在 $B - C$ 度时,除湿能力较小,调高组合式末端装置中风机的转速,提高风量;

[0024] 模式四,当冷风比 $< A$ 且送风温差 $< B$ 度时,无除湿能力,开启低温冷水机组和低温水量调节阀。

[0025] 优选地,所述 A 值为4,所述 B 值为11度,所述 C 值为16度。

[0026] 所述模式四还包括:计算低温换热器的水侧换热量 $Q_{水}$ 和空气侧换热量 $Q_{空}$,并比较水侧换热量 $Q_{水}$ 和空气侧换热量 $Q_{空}$ 的差值与水侧换热量 $Q_{水}$ 的比值,当该比值小于等于 D 时,根据组合式末端装置的总冷量 Q 、出风温度 t_{b2} 计算冷风比和送风温差,并返回步骤3;当该比值大于 D 时,提高低温水量调节阀的开度。

[0027] 优选地,所述 D 值为5%。

[0028] 与现有技术相比,本发明具有以下有益效果:

[0029] 1.本发明通过设计中温水换热器加低温水换热器的组合结构,充分利用现有风机盘管的结构空间,并解决了中温水风机盘管系统性能低,除湿效果差,室内舒适性差的技术难题;

[0030] 2.本发明通过一套强化换热器除湿的精准调节方法,提高了中温水工况下换热器的换热效率,增强了换热器的潜热性能,同时通过低温换热器强化换热器的除湿能力,解决了中温水风机盘管空调系统室内舒适性差和单独低温水风机盘管能耗高的问题,为开发设计中温水系统末端产品提供了综合解决方案,为实现建筑节能国家碳达峰和碳中和目标发挥了积极作用。

附图说明

[0031] 以下结合附图和具体实施例对本发明进行详细说明,其中:

[0032] 图1为本发明提出的组合式末端装置的立体结构示意图;

- [0033] 图2a为本发明提出的组合式末端装置第一实施例的示意图；
[0034] 图2b为本发明提出的组合式末端装置第二实施例的示意图；
[0035] 图2c为本发明提出的组合式末端装置第三实施例的示意图；
[0036] 图3为本发明提出的组合式末端装置的出风温度曲线图；
[0037] 图4为本发明提出的空调机组的系统原理图；
[0038] 图5为本发明组合式末端装置除湿控制流程图。

具体实施方式

[0039] 为了使本发明的目的、技术方案及优点更加清楚,以下结合附图和实施例对本发明进行详细的说明。应当理解,以下具体实施例仅用以解释本发明,并不对本发明构成限制。

[0040] 如图1和图4所示,本发明提出的组合式末端装置1包括中温换热器2和低温换热器3,中温换热器的供回水管道与中温冷水机组5连通,用于对室内回风空气进行冷却降温处理,低温换热器的供回水管道与低温冷水机组6连通,用于对冷却降温处理后的空气进行过冷除湿处理。低温换热器的进水管道上设有第一水量调节阀4,中温换热器的进水管道上设有第二水量调节阀,第二水量调节阀设置在另一面,图中未显示。中温换热器2和低温换热器3通过侧边连接板和连接装置拼接组合成一体。该实施例中连接装置采用螺钉连接。

[0041] 中温换热器2靠近回风侧,主要为冷却功能段,低温换热器3与中温换热器连接,主要为除湿功能段。中温换热器采用高效内螺纹管大管径大翅片片距结构,主要目的是增强以温差为主导的显热换热,同时大片距降低风阻,增大迎面风速为下一道除湿功能段提高换热系数;低温换热器采用高效内螺纹管同管径或不同管径的小翅片片距结构,主要目的是增强以焓差为主导的潜热换热,同时减少片距可以增大翅片数量,增强翅片表面冷凝水凝结,提高除湿效果。

[0042] 在第一实施例中,中温换热器2包括三排管道,低温换热器3包括一排管道,中温换热器和低温换热器的管径均为 $\Phi 7$ 毫米,如图2a所示。

[0043] 在第二实施例,中温换热器2包括三排管道,低温换热器3包括一排管道,中温换热器的管径为 $\Phi 7$ 毫米,低温换热器的管径为 $\Phi 5$ 毫米,如图2b所示。

[0044] 在第三实施例中,中温换热器2包括两排管道,低温换热器3也包括两排管道,中温换热器的管径为 $\Phi 7$ 毫米,低温换热器的管径为 $\Phi 5$ 毫米,如图2c所示。

[0045] 组合式末端装置的工作原理:沿空气流动方向(风机盘管的回风侧至出风侧),空气吸收冷量温度降低,即从中温换热器的第一排换热管到最后一排换热管空气温度逐渐降低,实现将高温的室内回风空气先进行大温差冷却降温处理,随后空气继续流动至低温换热器的第一排换热管至最后一排换热管,进行大流速小温差增强换热的过冷除湿处理,最终实现增强末端装置的制冷除湿功能,大大提高了换热效率。

[0046] 图3是风机盘管采用组合式末端装置的出风温度曲线图。从图3中可以看到实测数据对比结果:常规风机盘管进水温度 11°C ,出水温度 16°C 时,出风温度 15.8°C ,无除湿效果;组合式风机盘管中温换热器进水温度 11°C ,出水温度 16°C ,低温换热器进水温度 $7-10^{\circ}\text{C}$ 变化,出风温度均低于 15.8°C ,有效强化换热增大除湿效果。

[0047] 实验结果显示:低温换热器 7°C 进水, 5°C 温差时,除湿量增幅约98.8%;

[0048] 低温换热器8℃进水,5℃温差时,除湿量增幅约60%;低温换热器9℃进水,5℃温差时,除湿量增幅约15%。

[0049] 图4为本发明提出的空调机组的系统原理图。该空调机组包括中温冷水机组5和低温冷水机组6,其中,末端风机盘管采用本发明提出的组合式结构。中温冷水机组5排出的冷冻水经分水器7和第二水量调节阀送到中温换热器2,与室内回风换热后通过集水器8返回中温冷水机组与蒸发器进行换热后再循环。低温冷水机组6排出的冷冻水经分水器7和第一水量调节阀4送到低温换热器3,与经过中温换热器冷却的空气进行换热,然后通过集水器8返回低温冷水机组与蒸发器进行换热后再循环。中温冷水机组5和低温冷水机组6的冷却水与冷凝器换热后送至冷却塔9冷却后循环使用。

[0050] 本发明提出的用于空调机组的除湿补偿调节方法包括:

[0051] 步骤1.开启中温冷水机组和中温水量调节阀;

[0052] 步骤2.计算中温冷水机组的实际风量G、中温换热器冷量 Q_a ,输出组合式末端装置的冷风比和送风温差;

[0053] 步骤3.根据冷风比和送风温差所处的范围选择空调机组的运行模式。

[0054] 下面以FP-102WAS/G机型为例并结合图5说明中低温组合式风机盘管强化除湿控制的原理:

[0055] (1)开机时启动中温换热器2,输入整机型号、回风干球温度 t_1 、回风湿球温度 ts_1 、出风干球温度 t_2 、出风湿球温度 ts_2 ,中温水进水温度 tw_1 ;

[0056] (2)机组的控制器计算机组的实际循环风量G、中温换热器冷量 Q_a ,输出冷风比、送风温差;

[0057] (3)模式识别判断:

[0058] a、当冷风比 ≥ 4 且送风温差 $> 16^\circ\text{C}$ 时,识别为模式一,机组过冷,调低风机运行转速降低回风量:每次调低的风量为设定值,调整后返回步骤2,直到调至满足室内舒适性要求为止;

[0059] b、当冷风比 ≥ 4 且送风温差在 $11-16^\circ\text{C}$ 时,识别为模式二,正常降温除湿,不调节风机转速,正常运行,返回步骤2;

[0060] c、当冷风比 < 4 且送风温差在 $11-16^\circ\text{C}$ 时,识别为模式三,除湿能力较小,调大风量,每次调大的风量为设定值,调整后返回步骤2,直到调至满足室内舒适性要求为止;

[0061] d、当冷风比 < 4 且送风温差 $< 11^\circ\text{C}$ 时,识别为模式四,此时机组无除湿能力,需要开启低温冷水机组,开启第一水量调节阀,启动低温换热器,此时,机组控制器对低温换热器性能精准计算出,输出中温换热器冷量 Q_b ,低温换热器冷量 Q_b ,低温换热器冷量 Q_b ,机组总冷量 $Q=Q_a+Q_b$,循环风量G,出风温度 tb_2 ,并计算出冷风比和送风温差,然后返回步骤3,直到调至满足室内舒适性范围为止。

[0062] 风机盘管冷风比的计算如下:

[0063]	循环风量	G	进风干球温度	t_1	进风湿球温度	ts_1
	进风含湿量	d_1	出风干球温度	t_2	出风湿球温度	ts_2
	进风空气比焓	h_1	空气密度	e	换热器接触系数	E_1
	出风空气比焓	h_2	冷风比	Y	空气比热容	C_{pa}

[0064] 进风焓值: $h_1=1.006* t_1+ d_1*(2501+1.805*t_1)$;

- [0065] 比热容: $C_{pa}=1.005+1.805 \times d_1$;
- [0066] 单位质量空气所带显冷量: $q_s = C_{pa} \times (t_1 - t_2)$;
- [0067] 单位质量空气所带总冷量: $q = h_1 - h_2$;
- [0068] 显热比= $q_s / q = C_{pa} \times (t_1 - t_2) / (h_1 - h_2)$;
- [0069] 换热器接触系数由机组实测所得,常规风盘 $E_1=0.88$;
- [0070] 出风湿球温度: $t_{s2} = t_2 - (1 - E_1) \times (t_1 - t_{s1})$;
- [0071] 出风含湿量 d_2 :由 t_2 、 t_{s2} 两参数在含湿图可查出;
- [0072] 出风焓值: $h_2 = 1.006 \times t_2 + d_2 \times (2501 + 1.805 \times t_2)$;
- [0073] 冷风比 $Y = \text{总冷量} / \text{循环风量} = G \times q \times e / g \times 3.6 = (h_1 - h_2) \times e / 3.6 = f(t_2)$ 。
- [0074] 故冷风比仅是关于出风干球温度的复合函数,精准计算 t_2 即可得到准确冷风比 Y 。
- [0075] 本发明提出的用于空调机组的除湿补偿调节方法是一种通过强化换热器除湿的精准调控方法,不仅可提高中温水工况下换热器的换热效率,增强换热器的潜热性能,同时通过强化换热器的能力,解决了低温水工况能耗高的问题,满足了室内的舒适性要求,为开发设计中温水系统末端产品提供了综合解决方案,为实现建筑节能国家碳达峰和碳中和目标发挥了积极作用。
- [0076] 以上所述仅为本发明的具体实施方式。应当指出的是,凡在本发明构思的精神和框架内所做出的任何修改、等同替换和变化,都应包含在本发明的保护范围之内。

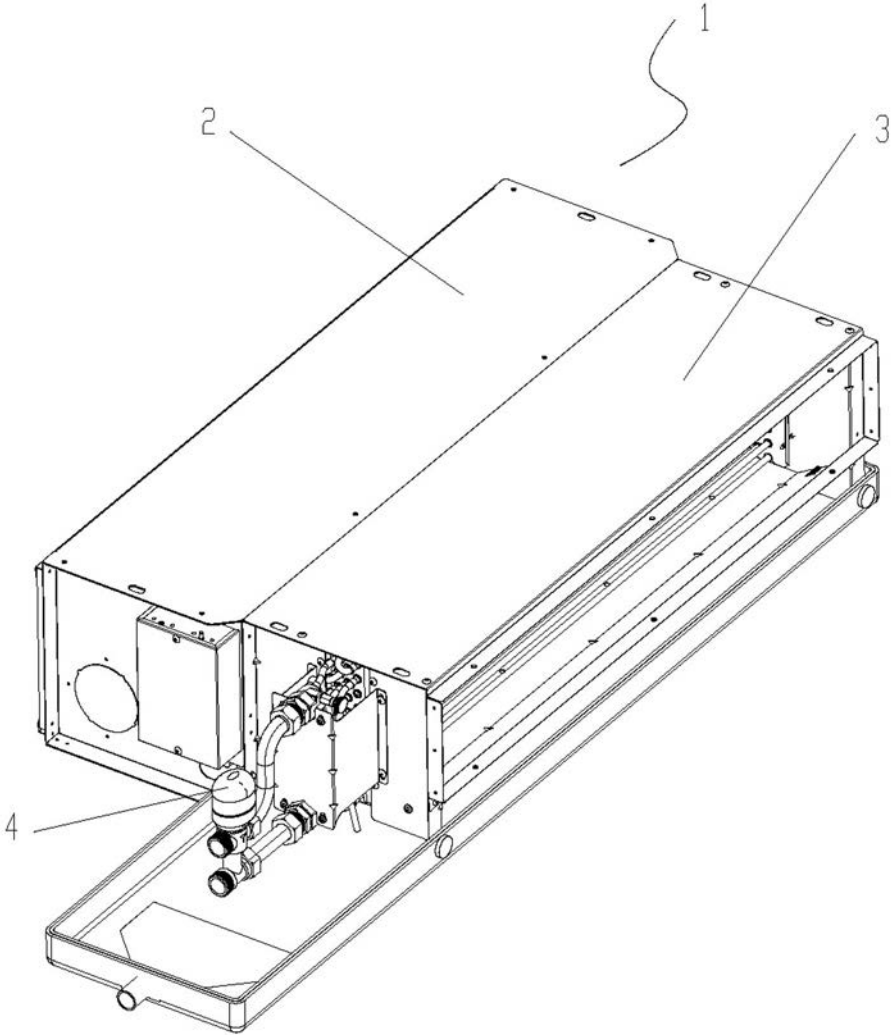


图1

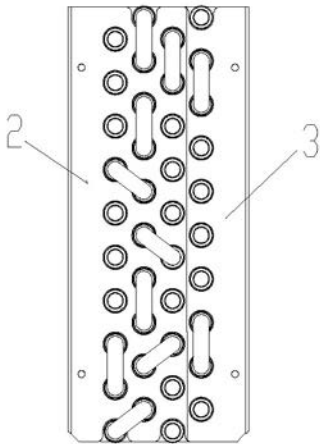


图2a

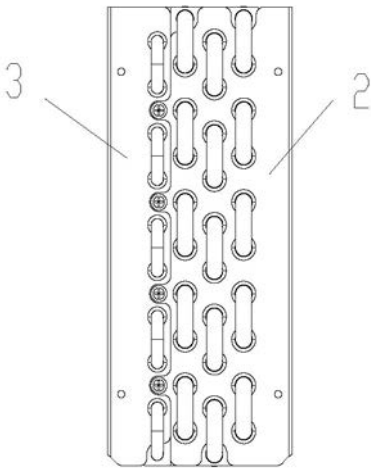


图2b

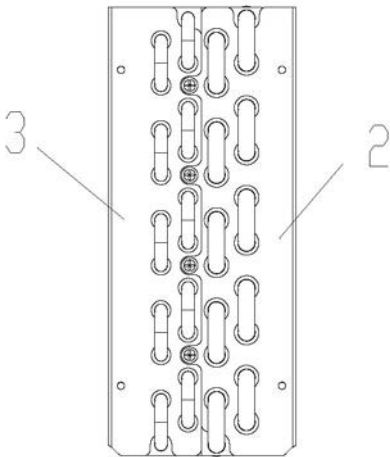


图2c

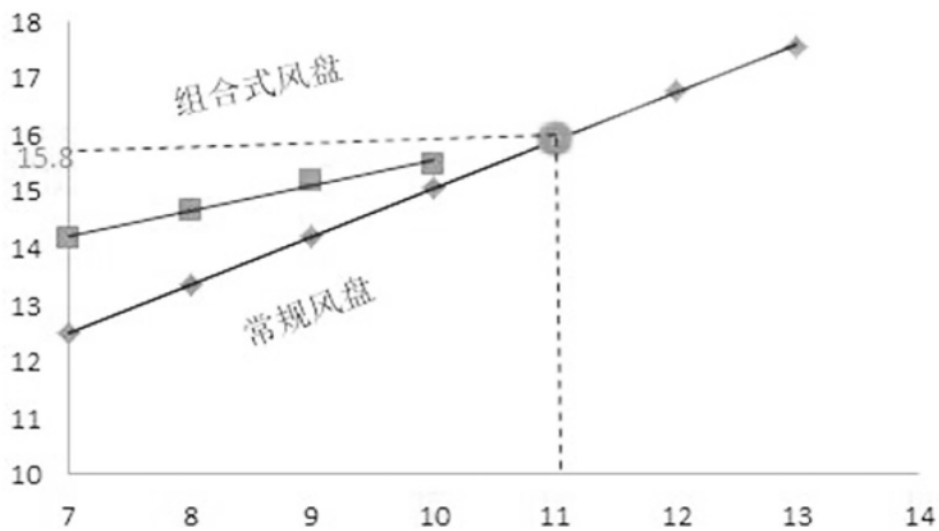


图3

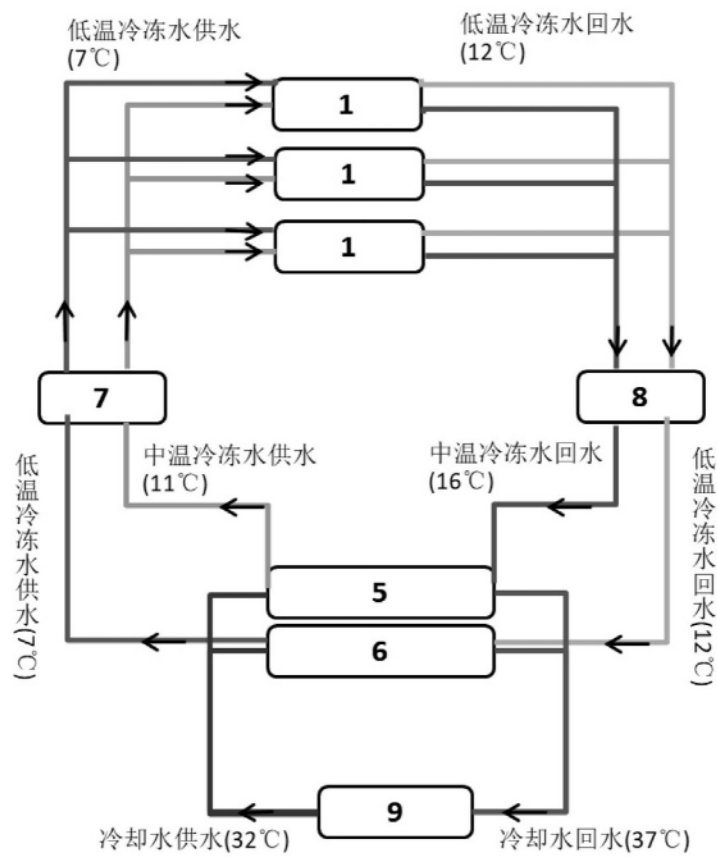


图4

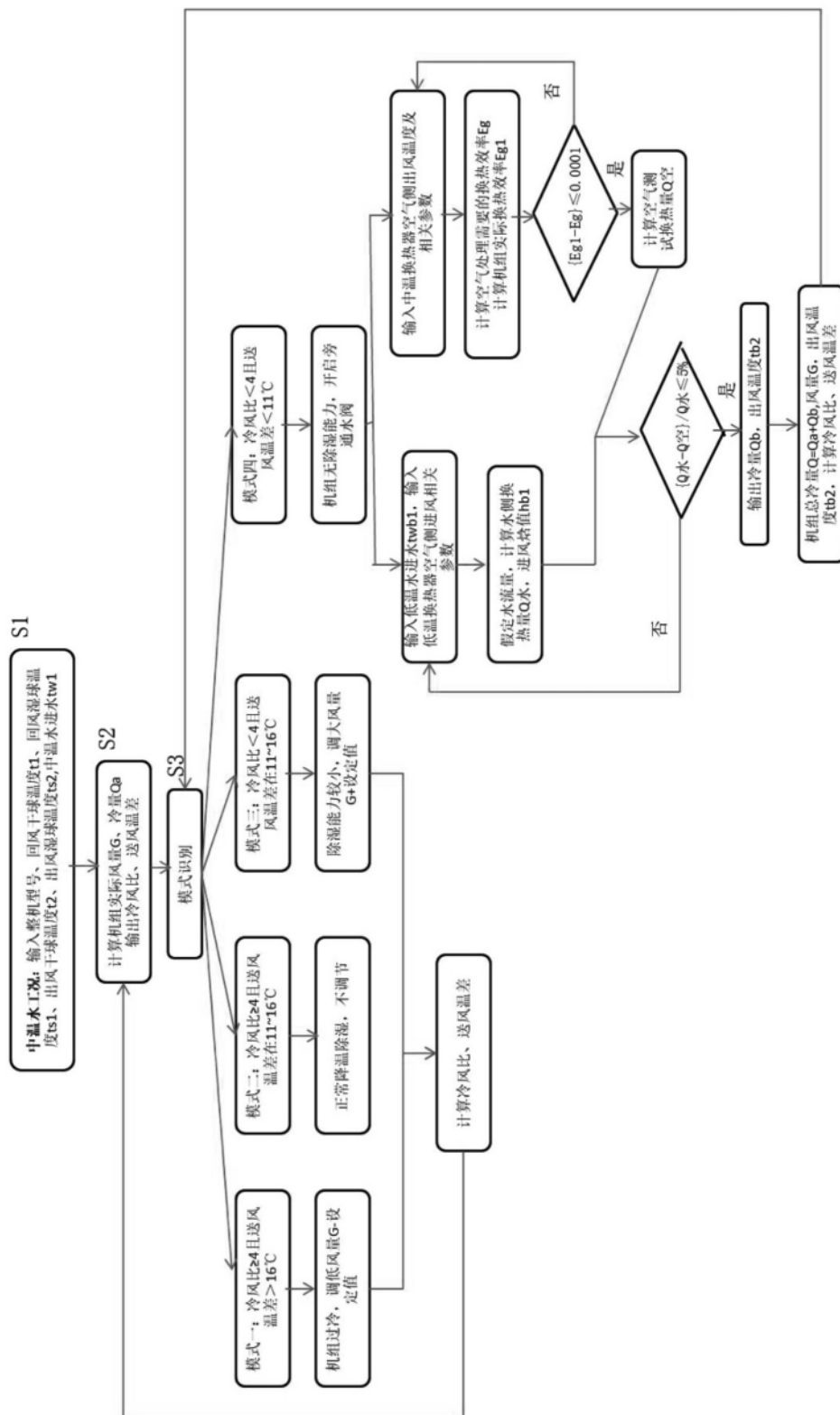


图5