



新型复合热回收直流式空调机组的设计及能耗分析

姜 坪, 魏晓雯, 穆宜轩

(浙江理工大学建筑工程学院, 杭州 310018)

摘 要: 针对直流式空调机组排风热回收的需求, 设计了一种将热管式和热泵式热回收装置相结合的复合热回收直流式空调机组。新风与排风通过热管式热回收器进行热交换, 经过热交换后的新风温度降低, 排风温度升高, 然后再将新风引入热泵式热回收装置的蒸发器, 使其所承担的新风负荷减小, 将排风引入热泵式热回收装置的冷凝器, 夏季可有效降低热泵循环的冷凝温度, 冬季可提高其蒸发温度。结果表明: 在杭州地区的气象条件下, 与传统的直流式新风机组相比, 复合热回收直流式空调机组夏季节能 36.6%, 冬季节能 78.6%, 静态投资回收期 1.67 a, 动态投资回收期 1.87 a。该机组有效回收了排风中的低品位能量, 提高了机组的运行效率。

关键词: 热管式热回收; 热泵式热回收; 直流式空调机组; 能耗分析

中图分类号: TU831.4

文献标志码: A

文章编号: 1673-3851 (2021) 07-0559-06

Design and energy consumption of new direct flow air conditioning unit based on composite heat recovery

JIANG Ping, WEI Xiaowen, MU Yixuan

(School of Civil Engineering and Architecture, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: To meet the demand of exhaust heat recovery by direct flow air conditioning unit, a type of direct flow air conditioning unit based on composite heat recovery that combines pipe-type and pump-type heat recovery device is proposed. The fresh air and exhaust air exchange heat through the pipe-type heat recovery device. After heat exchange, the temperature of fresh air decreases, while the temperature of exhaust air increases. After that, the fresh air is introduced into the evaporator of the pump-type heat recovery device to lower the fresh air burthen it bears. The exhaust air is introduced into the condenser of the pump-type heat recovery device. In summer, the condensation temperature of the heat pump cycle can be effectively reduced, while in winter, the evaporation temperature can be increased. The results indicate that under the meteorological conditions in Hangzhou, compared with the traditional direct flow fresh air unit, the direct flow air conditioning unit based on composite heat recovery can save 36.6% energy in summer and 78.6% energy in winter, and the static payback time is 1.67 years and the dynamic payback time is 1.87 years. The proposed unit effectively can recover the low-grade energy in the exhaust air and improve the operation efficiency of the unit.

Key words: pipe-type heat recovery; pump-type heat recovery; direct flow air conditioning unit; energy consumption analysis

0 引 言

2020年初爆发的新冠疫情对全球社会经济造成了重大的影响,为及时接收新冠肺炎患者,各大医院纷纷开设负压隔离病房接收患者。根据《新型冠状病毒肺炎应急救治设施设计导则(试行)》(国卫办规划函〔2020〕111号)提出的设计原则,负压隔离病房应采用全新风直流式空调系统,空调房间内的回风全部排出至室外。在这种情况下,设备装机容量和运行能耗都会高出许多,如不合理利用排风中低品位能量将造成极大的浪费^[1],在回收低品位能量的时候还需考虑医院环境的特殊性,保障卫生和能量回收的可靠性。

排风热回收技术是一种有效的节能手段,可有效降低新风负荷;排风热回收装置利用排风中的能量对新风进行预处理,从而使夏季新风温度降低,冬季新风温度升高^[2]。目前应用较为广泛的排风热回收设备主要包括:转轮式热回收器、板翅式热回收器、液体循环式热回收器、热管式热回收器和热泵式热回收装置五类。其中转轮式热回收器不仅会引起新风与排风的混合,造成新风污染,而且由于系统中的附加组件会造成额外的压降,所以还需要增大风机的功率^[3];板翅式热回收器的芯体翅片对流体的流动有阻碍作用,流体的压降将会增大,系统需对此进行额外做功^[4];液体循环式热回收器虽不易造成新、排风的混合,符合卫生要求,但是排风与新风通过循环液体间接换热,换热效率较低,且需要增加泵的配置,存在附加的能耗^[5];热管式热回收器不发生回风与新风的混合,没有转动部件,不需要额外动力^[6],且热管的传热是可逆的,可满足冬、夏两季的排风热回收需求,在不消耗能源的情况下实现新风的预冷或预热。热管式热回收器可用于医院等场所空调中的空气余热回收,若采用微热管阵列的空气-空气热回收器,其热交换效果更为显著,热回收率可达80%以上,而普通的热回收装置其热回收率大约为60%~70%^[7-10]。热泵式热回收装置则是将空调系统排风引入冷凝器侧,可降低冷凝器的冷凝温度,在冬季则可提高蒸发器的蒸发温度,且温度较高的排风还可避免蒸发器结霜。

本文针对直流式空调机组排风热回收的需求,为防止新风被污染,同时基于上述排风热回收设备的优缺点分析,提出了一种复合热回收直流式空调机组,对排风中的低品位能量进行分阶段回收。该机组将热管式热回收器与热泵式热回收装置相结

合,先让新风与排风通过热管式热回收器进行第一次热回收,此时由于室内外空气的温差较大,采用热管式热回收器有较好的换热效果;此后因为新风与排风的温差减小,再将排风引入热泵式热回收装置的冷凝器侧进行第二次热回收,夏季可有效降低冷凝温度,冬季可提高蒸发温度,以提高机组的运行效率。

1 复合热回收直流式空调机组构成及运行原理

本文提出的复合热回收直流式空调机组由机组箱体、热管式热回收器、热泵式热回收装置、过滤器、新风通道、排风通道等构成,机组构成见图1。排风和新风之间设置热管式热回收器,热泵式热回收装置由压缩机、四通换向阀、置于排风管道中的冷凝器、节流装置、置于新风管道中的蒸发器通过制冷剂管路顺序连接构成热泵循环。根据《医院负压隔离病房环境控制要求》(GB/T 35428-2017)提出的设计原则,空调机组应保证排风口远离进风口和人员活动区域,并设在高于半径15 m范围内建筑物高度3 m以上的地方,且还应满足距离最近的建筑物门、窗、通风采集口等的最小距离不少于20 m。在实际使用过程中,使用风管将排风段出口与新风段入口接通到指定位置。

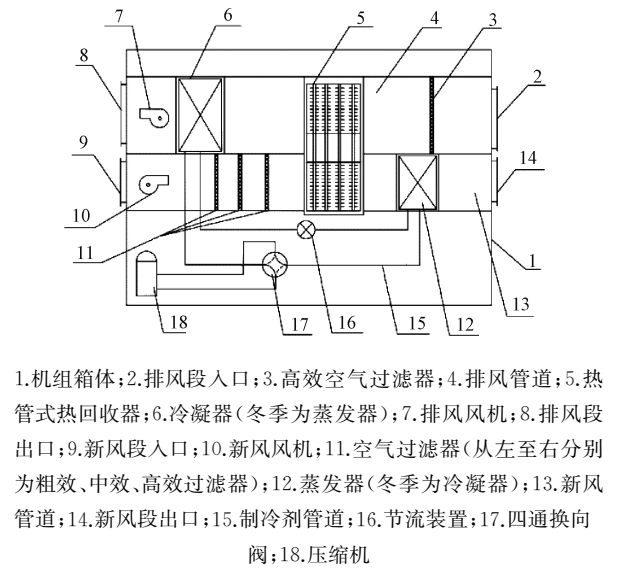


图1 复合热回收直流式空调机组构成

夏季工况和冬季工况机组的空气处理过程及运行原理为:

a)夏季工况。室外新风在新风风机10的驱动下,通过新风段入口9进入机组,依次经过粗效、中效、高效空气过滤器11,热管式热回收器5,将热量传递给温度较低的室内排风,新风温度降低;之后再通过蒸发器12,对新风进行冷却除湿;最后新风通

过新风段出口 14 进入室内。室内空气在排风风机 7 的驱动下,通过排风段入口 2 进入机组;经过高效空气过滤器 3、热管式热回收器 5,与新风进行冷热量交换,排风温度升高;再通过冷凝器 6,将冷凝热带走;最后经由排风段出口 8 排出室外。

b) 冬季工况。室外新风依次经过粗效、中效、高效三级空气过滤器 11,热管式热回收器 5,从温度较高的室内排风中获取热量,新风温度升高;之后再通过冷凝器 12,对新风进行加热;最后通过新风段出口 14 进入室内。室内空气在排风风机 7 的驱动下,通过排风段入口 2 进入机组,经过高效空气过滤器 3、热管式热回收器 5,与新风进行冷热量交换,排风温度降低;再通过蒸发器 6;最后经由排风段出口 8 排出室外。

2 空气处理过程及热泵热力循环计算

本文以杭州为例,参照文献[11]中杭州市的有关温度情况,空调室外计算参数为:夏季空调室外计算温度 $t_{w_x}=35.6\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度为 56%,焓值 $h_{w_x}=89.6\text{ kJ/kg}$;冬季空调室外计算温度 $t_{w_d}=-2.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度为 82%,焓值 $h_{w_d}=4.0\text{ kJ/kg}$ 。室内计算参数为:夏季室内设计温度 $t_{N_x}=26.0\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度为 60%,焓值 $h_{N_x}=58.9\text{ kJ/kg}$;冬季室内设计温度 $t_{N_d}=18.0\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度为 55%,焓值 $h_{N_d}=36.3\text{ kJ/kg}$,空气密度 $\rho=1.2\text{ kg/m}^3$ 。

某医院隔离病房,共 10 个房间,每个房间住 2 名患者,并配有 1 名医护,建筑面积为 18.0 m^2 ,房间净高为 2.4 m ,房间体积约为 43.2 m^3 ,单位面积空调冷负荷取 130 W/m^2 ,单位面积空调热负荷取 80 W/m^2 ,则夏季每个病房不含新风的冷负荷为 2340 W ,冬季每个病房不含新风的热负荷为 1440 W 。夏季每名轻度劳动成年男子的散湿量为 0.184 kg/h ,冬季每名轻度劳动成年男子的散湿量为 0.134 kg/h ,则夏季不含新风的湿负荷为 0.552 kg/h ,冬季不含新风的湿负荷为 0.402 kg/h 。

2.1 夏季工况

夏季热湿比 ϵ_x 的计算公式为:

$$\epsilon_x = \frac{Q_x}{W_x} \quad (1)$$

其中: ϵ_x 为夏季工况下空气状态变化的热湿比, kJ/kg ; Q_x 为夏季工况下隔离病房的冷负荷, kW , 本文取 2.34 kW ; W_x 为夏季工况下隔离病房的湿负荷, kg/s , 本文取 $1.53 \times 10^{-4}\text{ kg/s}$ 。

图 2 显示了夏季工况下复合热回收直流式空调

机组空气处理过程。室外新风 W_x 经过热管式热交换器被等湿降温处理到 C_x , 再经过蒸发器降温除湿处理到 O_x , 而后送入室内。 O_x 为送风状态点, 其干球温度 $t_{O_x}=18.6\text{ }^{\circ}\text{C}$, 含湿量 $d_{O_x}=12.2\text{ g/kg}$ (干空气), 焓值 $h_{O_x}=49.7\text{ kJ/kg}$ 。由式(1)可得到夏季热湿比 ϵ_x 为 15261 kJ/kg 。

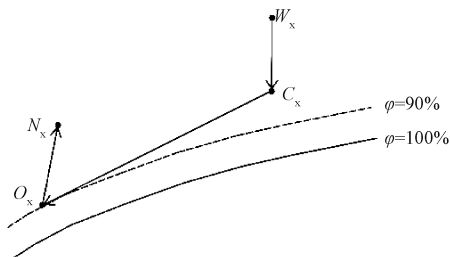


图 2 复合热回收直流式空调机组夏季工况空气处理焓湿图

夏季工况下送风量的计算公式为:

$$L_{S_x} = \frac{Q_{x1}}{\rho \cdot (h_{N_x} - h_{O_x})} \quad (2)$$

其中: L_{S_x} 为夏季工况下送风体积流量, m^3/h ; Q_{x1} 为夏季工况下隔离病房的总余热量, kW , 本文取 23.4 kW 。

热管式热回收器是一种常用的显热回收装置, 热管式热回收器效率的计算公式为:

$$\eta_t = \frac{(t_1 - t_2) \cdot M_s}{(t_1 - t_3) \cdot M_{\min}} \quad (3)$$

其中: η_t 为热管式热回收器的效率; t_1 为热管式热回收器的新风入口温度值, $^{\circ}\text{C}$; t_2 为热管式热回收器的新风出口温度值, $^{\circ}\text{C}$; t_3 为热管式热回收器的排风入口温度值, $^{\circ}\text{C}$; M_s 为新风质量流量, kg/s ; M_{\min} 为新风、排风中质量流量较小的一个, kg/s , 在本算例中, 新风流量即为质量流量中较小的一个。

由式(3)计算热管式热回收器的新风出口的温度值。热管式热回收器的新风入口温度 $t_1=35.6\text{ }^{\circ}\text{C}$, 热管式热回收器的排风入口温度 $t_3=26.0\text{ }^{\circ}\text{C}$, 取热管式热回收器的换热效率为 70%^[10], 则热管式热回收器的新风出口温度 $t_2=28.9\text{ }^{\circ}\text{C}$, 根据《医院负压隔离病房环境控制要求》(GB/T 35428-2017) 要求负压隔离病房的新风换气次数为 12 次/h, 排风换气次数宜为 15 次/h, 新风量和排风量之比为 4:5, 热管式热回收器的排风出口温度 $t_4 = t_3 + \frac{4}{5} \cdot (t_1 - t_2) = 31.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

新风经过热管式热回收器, 出口温度 $t_{C_x}=28.9\text{ }^{\circ}\text{C}$, 含湿量 $d_{C_x}=20.9\text{ g/kg}$ (干), 焓值 $h_{C_x}=82.6\text{ kJ/kg}$; 室内排风经过热管式热回收器, 出口温

度 $t_{Px}=31.4\text{ }^{\circ}\text{C}$, 含湿量 $d_{Px}=12.8\text{ g/kg(干)}$, 焓值 $h_{Px}=64.5\text{ kJ/kg}$ 。

热泵式热回收装置蒸发器所承担的冷负荷计算公式为:

$$Q_{x2}=q_{mx}\cdot(h_{Cx}-h_{Ox})\tag{4}$$

其中: Q_{x2} 为夏季工况下蒸发器所承担的冷负荷, kW; q_{mx} 为夏季工况下送风质量流量, kg/s, 本文取 2.54 kg/s 。

由式(4)计算夏季工况下蒸发器所承担的冷负荷为 83.57 kW , 热管式热回收器的新风出口温度 t_{Cx} 与送风温度 t_{Ox} 的算数平均数作为蒸发器的环境温度, 则蒸发器的环境温度为 $23.8\text{ }^{\circ}\text{C}$, 假设蒸发器的蒸发温度与环境温度相差 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, 即蒸发温度 $t_o=13.8\text{ }^{\circ}\text{C}$, 另设冷凝温度 $t_k=58.0\text{ }^{\circ}\text{C}$, 制冷剂选择为 R410a, 可得如图 3 所示的热泵式热回收装置压焓图。

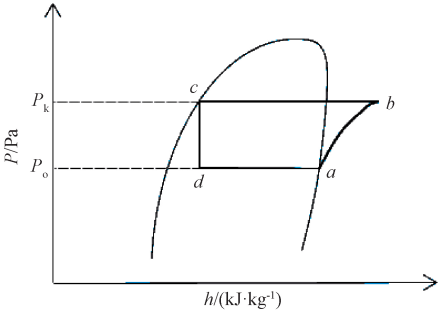


图 3 热泵式热回收装置压焓图

图 3 中: $h_a=430\text{ kJ/kg}$, $h_b=460\text{ kJ/kg}$, $h_c=313\text{ kJ/kg}$, $h_d=313\text{ kJ/kg}$, 制冷剂单位质量制冷量为 $q_o=h_a-h_d=117\text{ kJ/kg}$, 制冷剂的质量流量为 $M_R=\frac{Q_{x2}}{q_o}=0.714\text{ kg/s}$, 单位质量制冷剂冷凝热负荷为 $q_k=h_b-h_c=147\text{ kJ/kg}$, 冷凝热负荷为 $Q_k=M_R\times q_k=105.0\text{ kW}$ 。

新风量和排风量之比为 4:5, 由式(2)计算新风量为 $L_{Sx}=7630.4\text{ m}^3/\text{h}$, 则排风量为 $L_{Px}=9538.0\text{ m}^3/\text{h}$, 室内排风先经过热管式热回收器, 再经过冷凝器, 带走冷凝热量, 经过的空气焓值为 $h_{LP}=h_{Px}+$

$$\frac{Q_k}{\rho\cdot L_{Px}}=97.5\text{ kJ/kg}, d_{LP}=12.8\text{ g/kg(干)}$$
, 其所对

应的冷凝器出口温度为 $t_{LP}=63.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。将冷凝器的进口温度 t_{Px} 和出口温度 t_{LP} 的算术平均数作为冷凝器的环境温度, 则冷凝器的环境温度为 $47.4\text{ }^{\circ}\text{C}$, 假设冷凝器的冷凝温度与环境温度相差 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, 即冷凝温度为 $57.4\text{ }^{\circ}\text{C}$, 与假设的冷凝温度仅差 $0.6\text{ }^{\circ}\text{C}$,

假设成立。
夏季工况下压缩机功率为: $N_e=M_R\times(h_b-h_a)=21.42\text{ kW}$, 热泵式热回收装置的风冷热泵制冷性能系数 COP 值为 3.90。

2.2 冬季工况

冬季热湿比 ϵ_d 的计算公式为:

$$\epsilon_d=\frac{Q_d}{W_d}\tag{5}$$

其中: ϵ_d 为冬季工况下空气状态变化的热湿比, kJ/kg; Q_d 为冬季工况下隔离病房的热负荷, kW, 取 1.44 kW ; W_d 为冬季工况下隔离病房的湿负荷, kg/s, 取 1.12×10^{-4} 。

由式(5)计算冬季热湿比 ϵ_d 为 -12896 kJ/kg 。若保持全年送风量不变, 送风状态的焓值计算公式为:

$$h_{Od}=h_{Nd}+\frac{Q_{dl}}{q_{md}}\tag{6}$$

其中: Q_{dl} 为冬季工况下隔离病房的总热负荷, kW, 取 14.4 kW ; q_{md} 为冬季工况下送风质量流量(与夏季工况相同), kg/s, 取 2.54 kg/s 。

图 4 显示了冬季工况下复合热回收直流式空调机组的空气处理过程。室外新风 W_d 经过热管式热交换器被等湿升温处理到 C_d , 再经过冷凝器处理到 O_{dl} , 通过喷蒸汽实现等温加湿, 将空气处理到 O_d , 而后送入室内。 O_d 为冬季送风状态点, 干球温度 $t_{Od}=24.7\text{ }^{\circ}\text{C}$, 含湿量 $d_{Od}=6.7\text{ g/kg(干空气)}$, 由式(6)计算焓值 $h_{Od}=42.0\text{ kJ/kg}$ 。

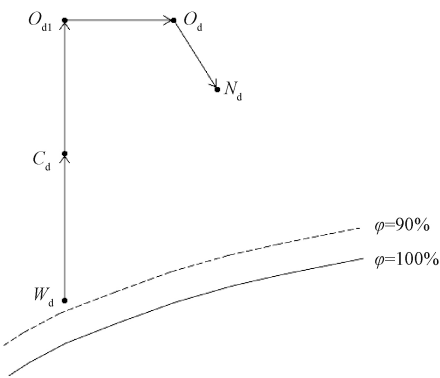


图 4 复合热回收直流式空调机组冬季工况空气处理焓湿图

冬季送风量与夏季送风量相同: $L_{Sd}=L_{Sx}=7630.4\text{ m}^3/\text{h}$ 。由式(3)计算热管式热回收器的新风出口的温度值。热管式热回收器的新风入口温度 $t_1=-2.2\text{ }^{\circ}\text{C}$, 热管式热回收器的排风入口温度 $t_3=18.0\text{ }^{\circ}\text{C}$, 热管式热回收器的换热效率依旧取 70% , 则热管式热回收器的新风出口温度 $t_2=11.9\text{ }^{\circ}\text{C}$, 当新风量和排风量之比为 4:5 时, 排风出口温度热管

式热回收器的排风出口温度 $t_4 = t_3 + \frac{4}{5} \cdot (t_1 - t_2) = 6.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

新风经过热管式热回收器，出口温度 $t_{Cd} = 11.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，含湿量 $d_{Cd} = 2.5\text{ g/kg}$ (干)，焓值 $h_{Cd} = 18.3\text{ kJ/kg}$ ；室内排风经过热管式热回收器，出口温度 $t_{Pd} = 6.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，含湿量 $d_{Pd} = 7.1\text{ g/kg}$ (干)，焓值 $h_{Pd} = 24.6\text{ kJ/kg}$ 。热泵式热回收装置所承担的热负荷为 $Q_{d2} = q_{md} \times (h_{Odl} - h_{Cd}) = 34.04\text{ kW}$ 。

热管式热回收器的新风出口温度 t_{Cd} 与送风温度 t_{Odl} 的算数平均数作为冷凝器的环境温度，则冷凝器的环境温度为 $18.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，假设冷凝器的冷凝温度与环境温度相差 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，即冷凝温度为 $t_k = 28.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，另设蒸发温度 $t_o = -8.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，在热泵循环中各点参数值如下： $h_a = 421\text{ kJ/kg}$ ， $h_b = 451\text{ kJ/kg}$ ， $h_c = 247\text{ kJ/kg}$ ， $h_d = 247\text{ kJ/kg}$ ，参照夏季工况的计算式，可得蒸发器释放冷量为： $Q_o = M_R \cdot q_o = 29.06\text{ kW}$ 。

与夏季工况相同，新风量 $L_{sd} = 7630.4\text{ m}^3/\text{h}$ ，排风量 $L_{Pd} = 9538.0\text{ m}^3/\text{h}$ ，室内排风先经过热管式热回收器，再经过蒸发器，带走蒸发器的冷量，蒸发器出口处焓值为 $h_{ZP} = h_{Pd} - \frac{Q_o}{\rho \cdot L_{Pd}} = 15.5\text{ kJ/kg}$ ，

含湿量仍为 7.1 g/kg (干)，其所对应的蒸发器出口温度为 $t_{ZP} = -2.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。将蒸发器的进口温度 t_{Pd} 和出口温度 t_{ZP} 的算术平均数作为蒸发器的环境温度，则蒸发器的环境温度为 $2.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，假设蒸发器的蒸发温度与环境温度相差 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，即蒸发温度为 $-7.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，与假设的蒸发温度仅差 $0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，假设成立。

冬季工况下压缩机功率为： $N_e = M_R \times (h_b - h_a) = 5.01\text{ kW}$ ，热泵式热回收装置的 COP 值为 5.84 。

3 复合热回收直流式空调机组经济效益分析

3.1 设备初投资

处理风量为 $10000.0\text{ m}^3/\text{h}$ 传统直流式空调处理机组价格约为 55000.00 元 ，复合直流式空调处理机组在传统直流式空调处理机组上增加了热管式热交换器。处理风量为 $10000\text{ m}^3/\text{h}$ 的热管式热交换器单价为 6200.00 元 ，增加的风管造价约为 1000.00 元 。复合热回收直流式空调机组增量投资为 7200.00 元 ，总投资为 62200.00 元 。

3.2 运行费用

a)传统直流式空调处理机组。根据《公共建筑

节能设计标准》(GB/T 50189—2015)的规定，名义制冷量 $CC > 50\text{ kW}$ 的 COP 不小于 3.00 。

传统直流式空调处理机组不对排风进行能量回收，夏季系统总冷负荷为：

$$Q_1 = q_{mx} \cdot (h_{wx} - h_{Ox}) = 101.35\text{ kW},$$

夏季直流式空调处理机组 COP 为 3.00 ，每小时耗电量为 $33.78\text{ kW}\cdot\text{h}$ 。

冬季系统总热负荷为：

$$Q_2 = q_{md} \cdot (h_{Odl} - h_{wd}) = 70.36\text{ kW},$$

冬季直流式空调处理机组 COP 为 3.00 ，每小时耗电量为 23.45 kW 。

b)复合热回收直流式空调处理机组。在夏季工况下，该机组每小时耗电量为 $21.42\text{ kW}\cdot\text{h}$ ；在冬季工况下，该机组每小时耗电量为 $5.01\text{ kW}\cdot\text{h}$ 。

c)运行费用对比。两种机组均按冬夏季各工作 90 d ，每天工作 24 h 计，电费价格 $0.56\text{ 元}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ ，传统直流式空调机组与复合热回收直流式空调机组冬夏季的运行耗电量及电费见表 1。

表 1 两种直流式空调处理机组耗电量与电费对比

季节	机组类型	耗电量/ (kW·h)	电费/ 元
夏季	复合热回收直流式空调机组	46267.20	25909.63
	传统直流式空调机组	72964.80	40860.29
冬季	复合热回收直流式空调机组	10821.60	6060.10
	传统直流式空调机组	50652.00	28365.12

与传统直流式空调机组相比，复合热回收直流式空调机组夏季节能 $26697.60\text{ kW}\cdot\text{h}$ ，节能率 36.6% ，节约费用 14950.66 元 ；冬季节能 $39830.40\text{ kW}\cdot\text{h}$ ，节能率 78.6% ，节约费用 22305.02 元 。全年节约能耗 $66528.00\text{ kW}\cdot\text{h}$ ，可节约运行费用 37255.68 元 。

利用净现值分析法对复合直流式空调处理机组进行回收期分析，折现率取 8% ，该机组的累积净现值见表 2。

根据表 2，累计净现值出现正值的年数为第 2 年，该年初未回收的投资为 24944.32 元 ，该年净现值流量为 37255.68 元 ；累计折现值出现正值的年数为第 2 年，上年累计折现值的绝对值为 27701.24 元 ，当年净现值流量的折现值为 31928.12 元 。

静态投资回收年限为累计净现值流量由负值转为正值的年份，即最后一项为负值的累计净现值流量对应的年数加上最后一项为负值的累计净现值流量的绝对值与下年净现金流量的比值，因此静态投资回收年限为 1.67 a ；动态投资回收年限为累计折现值由负值转为正值的年份，即最后一项为负值的

表 2 复合热回收直流式空调处理机组累积净现值

第 t 年 末	支出/ 元	收入/ 元	净现值流 量/元	累积净现值 流量/元	折现 系数	净流量折 现值/元	累积折 现值/元
0	—62200.00	—	—62200.00	—62200.00	1.000	—62200.00	—62200.00
1	—	37255.68	37255.68	—24944.32	0.926	34498.76	—27701.24
2	—	37255.68	37255.68	12311.36	0.857	31928.12	4226.88

累计折现值对应的年数加上最后一项为负值的累计折现值的绝对值与下年净流量折现值的比值,因此动态投资回收年限为 1.87 a。

4 结 论

本文提出了一种复合热回收直流式空调机组,通过将热管式热回收技术与热泵热回收技术相结合,有效提高了机组的运行效率,将复合热回收直流式空调机组与传统直流式空调机组进行能耗分析计算,得到以下结论:

a)复合热回收直流式空调机组运行时,新风与室内排风在热管式热回收器中进行热交换,热交换后的室内排风再输送至热泵式热回收装置的冷凝器侧。新风在预冷(预热)的同时也可降低机组的冷凝温度(提高蒸发温度),从而达到节能的目的。

b)以处理风量为 10000.0 m³/h 的复合热回收直流式空调机组为例,与传统直流式空调机组相比,复合热回收直流式空调机组夏季节能 26697.60 kW·h,节能率为 36.6%,冬季节能 39830.40 kW·h,节能率 78.6%,全年节约能耗 66528.00 kW·h。复合热回收直流式空调处理机组增量投资为 7200.00 元,全年节约费用 37255.68 元,整个运行机组的静态投资回收期为 1.67 a,动态投资回收期为 1.87 a。

参考文献:

[1] 潘峰,宋传学.热管热回收装置在直流式空调系统中的应用[J].暖通空调,2007,37(1):80-82.

[2] 韦中师.热管式热回收空调系统热回收性能分析及节能性研究[D].合肥:安徽建筑大学,2017:2-3.

[3] Herath H M D P, Wickramasinghe M D A, Polgolla A M C K, et al. Polgolla, et al. Applicability of rotary thermal wheels to hot and humid climates[J]. Energy Reports, 2020, 6(S2):539-544.

[4] 王慧.热管换热器回收空调余热系统的分析[J].重庆建筑,2019,18(7):23-25.

[5] 祝根原,居发礼.液体循环式热回收系统的工程适应性[J].暖通空调,2016,46(8):92-97.

[6] 刘坡军.空气源热泵回收空调系统排风能量的应用[J].建筑热能通风空调,2018,37(6):57-59.

[7] 王磊,马国远,马安娜,等.空气-空气热回收装置的节能评价指标研究[J].建筑节能,2018,46(11):57-62.

[8] 范济荣,冀兆良.新风系统热回收方式性能分析与应用研究[J].建筑节能,2015,43(8):11-14.

[9] Zhu Z W, Fan H M, Zhang C. Experimental investigations on the effectiveness of micro heat pipe array heat exchanger for heat recovery for residential building[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 102: 980-988.

[10] 童克南,冯静,朱亦丹.全热交换器换热效果的影响因素分析[J].舰船电子对抗,2017,40(1):115-118.

[11] 陆耀庆.实用供热空调设计手册[M].2版.北京:中国建筑工业出版社,2008:203-204.

(责任编辑:康 锋)