

文章编号: 1671-6612 (2021) 03-427-05

医院空调系统中排风热回收技术适用性研究

杨振晓

(宜昌市城市规划设计研究院 宜昌 443000)

【摘要】 分析了医院对于空气品质和空调节能的要求,介绍了常用的空气-空气热回收装置的特点。以上海地区某医院典型病房层为例对热回收系统进行节能效益评价,得出建议采用热回收装置室外气象条件范围和具体的热回收控制策略。

【关键词】 排风热回收; 空气品质; 节能; 经济性分析

中图分类号 TU831.4 文献标识码 B

The Applicability Analysis of Exhaust Air Heat Recovery System in Air Conditioning System for Hospital

Yang Zhenxiao

(Yichang Urban Planning and Design Research Institute, Yichang, 443000)

【Abstract】 This paper analyzed the requirements of air quality and air conditioning energy saving in hospital, and introduced the characteristics of different air-to-air heat recovery equipment. According to the energy-saving benefit evaluation for the heat recovery system of hospital in Shanghai, proposed the outdoor meteorological conditions and specific heat recovery control strategies in the heat recovery system.

【Keywords】 exhaust air heat recovery; air quality; energy-saving; economic analysis

作者(通讯作者)简介: 杨振晓(1987.10-),男,硕士研究生,工程师, E-mail: 1296798400@qq.com

收稿日期: 2020-08-21

0 引言

医院空调的能耗占到总能耗的 50%~70%,因此对医院的空调系统进行节能措施是非常有必要的。新风负荷作为空调负荷的组成部分之一,一般占空调负荷的 30%~50%,冬季甚至会超过 60%。应用排风热回收技术可以回收排风中的能量来预冷(热)新风,有效减少新风负荷。热回收系统对新风进行了预处理,减少了空调运行费用;减少了系统的最大负荷值,减少了初投资。医院建筑与其他公共建筑相比,是一个非常特殊的场所。由于医院中数量众多的病人携带有各种病菌、病毒,特别容易造成交叉污染,对于身体虚弱的病人及长时间此环境下工作的医护人员,良好的室内空气环境是他们安全和健康的保证。此外,核医学科、检验科、病理科等科室在治疗、检验、实验、组织解剖时产生一些含放射性元素、甲醛等有害气体,这些气体

排放均需要补充大量的室外新风。医院建筑中除了良好的气流流向和压力梯度控制外,需要大量新鲜、清洁的室外空气用于稀释有害气体,满足人体卫生要求。因此,医院建筑中,新风量和排风量相对较大,这就为采用热回收系统达到良好的节能效果提供了条件。

1 常用热回收装置特点分析比较

按照工作原理不同,空气-空气热回收装置可分为:转轮式换热器、板式换热器、板翅式换热器、热管式换热器、中间媒体式换热器、溶液吸收式换热器、热泵式热回收装置。按照回收热量的性质的不同,热回收分为全热回收和显热回收。全热回收装置有转轮式换热器、板翅式换热器、溶液吸收式换热器、热泵式热回收装置。显热回收装置类型包括中间热媒式换热器、板式换热器和热管式换热器

[3]。上述各种热回收设备各具特点,在热回收效率、设备的性能比较如表 1 所示。设备费用、阻力特性等方面具有不同的性能,以上

表 1 热回收设备性能比较表

Table 1 Performance comparison table of heat recovery equipment

| 热回收方式 | 回收效率 | 设备费用 | 维护保养 | 辅助设备 | 占用空间 | 交叉污染 | 自身耗能 | 阻力 (Pa) | 使用寿命 |
|----------|------|------|------|------|------|------|------|---------|------|
| 转轮式 | 高 | 高 | 中 | 无 | 大 | 有 | 有 | 100-170 | 中 |
| 热管式 | 较高 | 中 | 易 | 无 | 中 | 无 | 无 | 100-500 | 优 |
| 板式 | 低 | 低 | 中 | 无 | 大 | 无 | 无 | 25-370 | 良 |
| 板翅式 | 较高 | 中 | 中 | 无 | 大 | 有 | 无 | 25-370 | 中 |
| 中间冷媒式 | 低 | 低 | 中 | 无 | 中 | 无 | 有 | 100-500 | 良 |
| 热泵式 | 中 | 高 | 高 | 压缩机 | 大 | 无 | 有 | | 良 |
| 溶液全热回收装置 | 高 | 最高 | 高 | | 大 | 无 | 有 | | 良 |

2 排风热回收系统节能效益评价及经济性分析

排风热回收系统的回收效率与热回收系统节能效益密切相关,并且有助于热回收运行策略制定,热回收系统节能效益的评价可明确系统运行时间及运行模式。

2.1 规范对于排风热回收效率的规定

《公共建筑节能设计标准》GB50189-2005 中规定:建筑物内设有集中排风系统且符合下列条件之一时,宜设置排风热回收装置。排风热回收装置(全热和显热)的额定热回收效率不应低于 60%。

(1) 送风量大于或等于 3000m³/h 的直流式空气调节系统,且新风和排风的温度大于或等于 8℃;

(2) 设计新风量大于或等于 4000m³/h 的空气调节系统,且新风与排风的温度差别大于或等于 8℃;

(3) 设有独立新风和排风的系统。

《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015 中规定:设有集中排风的空调系统经技术经济比较合理时,宜设置空气-空气能量回收装置。

由以上关于热回收装置设置要求的变化可以看出:新版《公共建筑节能设计标准》GB50189-2015 中关于热回收装置的设置要求进行技术经济比较计算后,才宜设置空气-空气能量回收装置。

《空气-空气能量回收装置》GB/T 21087-2007

规定的热回收效率值如表 2 所示。

表 2 热回收装置交换效率要求

Table 2 Requirements for exchange efficiency of heat recovery unit

| 类型 | 交换效率% | |
|------|-------|-----|
| | 制冷 | 制热 |
| 焓效率 | >50 | >55 |
| 温度效率 | >60 | >65 |

2.2 空气-空气能量回收系统节能效益评价方法

热回收效率包括显热回收效率、潜热回收效率、全热回收效率。

热交换器效率计算方法如下:

$$\text{显热效率} = \frac{\text{室外新风温度} - \text{新风经处理后的温度}}{\text{室外新风温度} - \text{室内排风温度}}$$

$$\text{湿度效率} = \frac{\text{室外新风湿度} - \text{新风经处理后的湿度}}{\text{室外新风湿度} - \text{排风湿度}}$$

$$\text{全热效率} = \frac{\text{室外新风焓值} - \text{经处理后新风焓值}}{\text{室外新风焓值} - \text{排风焓值}}$$

判定适合热回收系统的运行室外空气参数区间的依据为: COP_r > COP_s^[2] (为热回收系统的性能系数,为空调供冷供热系统性能系数)。判断过程如下:

(1) 逐时计算一定热回收效率下不同室内外焓(温)差下的回收热量;

(2) 计算热回收系统增加的运行能耗(主要为克服热回收装置、空气过滤器、新风回风管道及竖

井等设备和管路阻力的风机耗能);

(3) 计算不同室内外焓(温)差下热回收系统的性能系数: $COP_r = \textcircled{1} \div \textcircled{2}$, 式中 $\textcircled{1}$ 为逐时变化值, $\textcircled{2}$ 可以设为定值(其中空气过滤器阻力可以取初终阻力的平均值);

(4) 计算夏季制冷系统和冬季供热系统的性能系数 COPs (包括冷热源及介质输送系统), 不同能源要折算。对于水冷式电制冷系统, COPs 通常在 2.5~5 之间, 通常取 3.5; 对于风冷式电制冷系统, COPs 通常在 1.5~2.5 之间, 通常取 2; 对于吸收式冷水制冷系统, COPs 通常在 0.75~1.1 之间, 通常取 0.9; 对于燃气或者燃煤供热或加湿系统, COPs 通常在 0.9~0.95 之间, 通常取 0.9^[2]。

(5) 按照适合运行期间实际回收热量计算全年热回收节能收效, 为实现节能优化, 必须有完整的自控策略, 如通过室内外焓差或者温差来实施热回收装置控制、旁通阀开关控制等。

2.3 判断计算实例

以上海地区某医院典型病房层为例进行节能效益评价, 上海市典型气象年全年逐时气象参数从清华大学和中国气象局统计的中国建筑热环境分析专用气象数据集选取^[5]。上海市商业用电平均电价为 1.2 元/kWh。住院部病房夏季室内状态参数为 25℃, 相对湿度为 60%; 冬季室内状态参数为 22℃, 相对湿度为 40%。典型楼层新风量为 4000m³/h, 排风量为 3600m³/h。系统全天 24 小时运行。热回收装置采用板翅式热回收装置, 新风侧压降为 200Pa, 排风侧压降为 200 Pa, 新风机和排风机效率值均取为 60%。热回收装置效率按照《空气-空气能量回收装置》GB/T21087-2007 规定的热回收效率值选取。夏季冷源选为水冷式机组, 系统综合性能系数 COP=3; 冬季热源为空气源热泵机组, 系统综合性能系数 COP=2。

(1) 当利用板翅式全热换热器时

风机增加轴功率:

$$\begin{aligned} N &= N_{\text{新风}} + N_{\text{排风}} \\ &= (L_{\text{新}} \times P_{\text{新}}) / \eta + (L_{\text{排}} \times P_{\text{排}}) / \eta \\ &= (4000/3600 \times 200) / 0.6 + (3600/3600 \times 200) / 0.6 \\ &= 0.70 \text{ kW} \end{aligned}$$

若采用原系统制冷, 当系统综合 COP=3 时, 同样能耗可以制得冷量为 $Q=0.70 \times 3=2.1 \text{ kW}$

回收冷量计算式为: $Q=L \times \rho \times (h_w - h_n) \times \eta_x$
则有

$$\begin{aligned} h_w &= Q / (L \times \rho \times \eta_x) + h_n \\ &= 2.1 / (1.11 \times 1.169 \times 0.5) + 55.6 \\ &= 58.8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

即在供冷季节室外焓值大于 58.8kJ/kg, 采用全热换热器可以达到节能的目的; 当室外焓值小于 58.8kJ/kg, 采用全热换热器达不到节能的目的。

若采用原系统供暖, 当系统综合 COP=2 时, 同样能耗可以制得热量为 $Q=0.7 \times 2=1.4 \text{ kW}$ 回收热量计算式为: $Q=L \times \rho \times (h_n - h_w) \times \eta_d$

则有

$$\begin{aligned} h_w &= h_n - Q / (L \times \rho \times \eta_d) \\ &= 38.97 - 1.4 / (1.11 \times 1.169 \times 0.55) \\ &= 37.01 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

即在供暖季节室外焓值小于 37.01 kJ/kg, 采用全热换热器可以达到节能的目的; 当室外焓值大于 37.01 kJ/kg, 采用全热换热器达不到节能的目的。

(2) 当利用板式显热换热器时

$$\begin{aligned} \text{风机增加轴功率: } N &= N_{\text{新风}} + N_{\text{排风}} \\ &= (L_{\text{新}} \times P_{\text{新}}) / \eta + (L_{\text{排}} \times P_{\text{排}}) / \eta \\ &= (4000/3600 \times 200) / 0.6 + (3600/3600 \times 200) / 0.6 \\ &= 0.7 \text{ kW} \end{aligned}$$

若采用原系统制冷, 当系统综合 COP=3 时, 同样能耗可以制得冷量为 $Q=0.7 \times 3=2.1 \text{ kW}$

回收冷量计算式为: $Q=L \times \rho \times C_p \times (t_w - t_n) \times \eta_x$

则有

$$\begin{aligned} t_w &= Q / (L \times \rho \times C_p \times \eta_x) + t_n \\ &= 2.1 / (1.11 \times 1.169 \times 1.01 \times 0.6) + 25 \\ &= 27.67 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

即在供冷季节室外温度大于 27.67℃, 采用显热换热器可以达到节能的目的; 当室外温度小于 27.67℃, 采用显热换热器达不到节能的目的。

若采用原系统供暖, 当系统综合 COP=2 时, 同样能耗可以制得冷量为 $Q=0.7 \times 2=1.4 \text{ kW}$

回收热量计算式为: $Q=L \times \rho \times C_p \times (t_n - t_w) \times \eta_d$

则有

$$\begin{aligned} t_w &= t_n - Q / (L \times \rho \times C_p \times \eta_d) \\ &= 22 - 1.4 / (1.11 \times 1.169 \times 0.65) \\ &= 20.34 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

即在供暖季节室外温度小于 20.34℃, 采用显

热交换器可以达到节能的目的；当室外温度大于 20.34 ℃，采用显热交换器达不到节能的目的。此时，应停止热交换模式，开启旁通模式。

2.4 热回收系统经济性分析

在确定适用的热回收装置类型时，一般需要进行热回收系统经济性分析，以便进行回收期的比较。

热回收系统全年回收能量的计算方法一般采用以下三种：

(1) 焓频法：所谓焓频，是根据某地全年室外空气焓值的逐时值，计算出来一定间隔的焓区段中焓值在全年或某一期间内出现的小时数，即焓值的时间频率。焓频从能量角度表征了室外空气全热分布特性^[1]。

(2) 干频法：所谓干频，是根据某地全年室外空气干球温度值的逐时值，计算出来一定间隔的干球温度区段中干球温度值在全年或某一期间内出现的小时数，即干球温度值的时间频率。干频从能量角度表征了室外空气显热分布特性^[1]。

(3) 逐时计算法：在全年 8760h 不同时间中，室外新风的逐时温度和逐时焓值均在不断变化，因

此，合理的计算热回收能量需要计算逐时不同的温度和焓值下新风节能量，累加起来计算出全年节能量^[1]。

其中第三种方法计算结果更为准确，因而得到较多的使用。

回收周期按照以下公式进行计算：

$$PBP = \frac{\text{设备初投资}}{\text{每年节约的费用}} \quad [4]$$

假如是改造项目，初投资为热交换器设备投资、材料费和安装费用等；假如是新建项目，要考虑机组设备容量减少所带来的初投资减少，即初投资=显热交换器和全热交换器等的初投资-设备容量减少所减少的初投资。

每年节约的运行费用按照以下公式进行计算：

$$\text{每年节约的费用} = \frac{\text{热回收装置节约的费用}}{\text{COP}}$$

-新/排风机增加的运行费用

本案例采用逐时计算法，计算得出上海地区采用热回收装置经济性分析表如表 3 所示。

表 3 热回收装置经济性分析表

Table 3 Economic analysis of heat recovery unit

| 换热器类型 | 夏季回收量 kW | 冬季回收量 kW | 全年回收量 kW | 上海市电价 元/h | 夏季节节能费用 元 | 冬季节节能费用 元 | 全年节能费用 元 | 项目初投资 元 | 投资回收期 年 |
|-------|-------------|-------------|-------------|--------------|--------------|--------------|-------------|------------|------------|
| 全热 | 16795 | 22717 | 38020 | 1.2 | 20154 | 27261 | 45624 | 52000 | 1.2 |
| 显热 | 476 | 19450 | 19926 | 1.2 | 572 | 23340 | 23912 | 40000 | 1.7 |

2.5 小结

由以上经济性分析可以看出：医院建筑空调系统中采用排风热回收系统是节能的，全热回收系统，投资回收期短；在投资回收期结束后，采用全热交换器和显热交换器系统每年将分别节约运行费用约为 45624 元和 23912 元。然而医院建筑空调的热回收系统因其功能房间较多而导致室内状态参数各异，且考虑具体工程热回收装置效率、风机效率、设备初投资等均有所不同，因此在实际工程设计中，设计人员应根据具体工程情况，合理地选择排风热回收方式。

3 结论

新风处理需要的能耗在医院总能耗中占有较

高的比例，对医院排风进行热回收将有效的降低新风能耗。由于医院内空气成分比较复杂，有些区域含菌量高，有些区域含化学污染物浓度高，有些区域异味大，甚至有些区域含放射性污染物，因此，在确定热回收方式时应区别对待。在选用热回收装置时，应尽量避免选用易产生排风渗透污染的转轮式热回收装置，在进行热回收系统布置时，应尽量避免使排风管处于负压状态，使新风管路处于正压状态，以最大限度地避免排风渗透至新风中。在此次新冠肺炎事件中，医护人员感染与新排风的运行方式也有部分关联。从精细化设计角度考虑下，新风热交换类型装置是否适用于医院的各个应用场景，以及是否节能需要经过详细的计算论证才能得出具体结论，不能认为一个节能技术的应用一定是好的应

用。根据以上计算，得出医院具体的热回收控制策略如表 4 所示。

表 4 热回收控制策略表

Table 4 Heat recovery control strategy of heat recovery unit

| 房间类型 | 建议采用热回收装置类型 | | | | 建议采用热回收装置室外气象条件范围 | | | | | | | |
|--------|-------------|-------|--------|-----|-------------------|-----|----------|----|------|------|---------------|---------------|
| | 显热回收装置 | | 全热回收装置 | | 夏季室内状态参数 | | 冬季室内状态参数 | | 焓值范围 | 温度范围 | | |
| | 中间热媒式 | 板式热管式 | 板翅式 | 转轮式 | 溶液吸收式 | 热泵式 | °C | % | °C | % | kJ/kg | °C |
| 普通病房 | | | 是 | | 是 | 是 | 25 | 60 | 22 | 40 | >58.8&<37.01 | |
| 隔离病房 | 是 | 是 | 是 | | 是 | | 25 | 60 | 22 | 40 | >58.8&<37.01 | >27.67&<20.34 |
| 特殊病房 | | | 是 | | 是 | 是 | 25 | 60 | 22 | 40 | | >27.67&<20.34 |
| 行政办公区域 | | | 是 | | 是 | 是 | 25 | 55 | 20 | 40 | >56.6&<33.34 | |
| 洁净手术部 | | | 是 | | 是 | 是 | 24 | 50 | 23 | 50 | | |
| 门诊、急诊 | 是 | 是 | 是 | | 是 | 是 | 25 | 55 | 20 | 40 | >56.6&<33.34 | >27.67&<18.34 |
| 病理科 | | | | | | | 25 | 60 | 20 | 40 | | |
| 检验科 | | | | | | | 25 | 60 | 20 | 40 | | |
| 放射科 | | | | | | | 25 | 60 | 20 | 40 | | |
| 放疗科 | | | | | | | 25 | 60 | 20 | 40 | | |
| 核医科 | | | | | | | 24 | 55 | 22 | 40 | | |
| 消毒供应中心 | | | 是 | | 是 | 是 | 26 | 60 | 18 | 30 | >68.96&<25.92 | |

参考文献：

[1] 王丽慧,黄晨,吴喜平.焓频法及其在全热回收节能潜力分析中的应用[C].上海市制冷学会 2009 年学术年会, 2009.

[2] 徐文华.空气-空气能量回收装置的节能效益[J].暖通空调,2011,41(5):22-25.

[3] 温新华.空气热回收装置的分类和应用[J].建筑节能,2011,1(39):9-12.

[4] 柯莹,王鑫,袁旭东.空调系统排风热回收的生命周期成本分析[J].制冷与空调,2007,5(7):29-32.

[5] 中国气象局气象信息中心气象资料室,清华大学建筑技术科学系.中国建筑热环境分析专用气象数据集[M].北京:中国建筑工业出版社,2005:9-19.