

文章编号: 1671-6612 (2021) 06-894-05

蒸发式冷气机在西安某高校食堂的应用

杜 鸿 强天伟 徐宏锦

(西安工程大学 西安 710048)

【摘要】 通过对西安某高校食堂的建筑热环境以及围护结构情况进行实地调研, 结合节能、环保、经济的蒸发冷却技术, 采用直接蒸发冷却设备——蒸发式冷气机为该食堂进行通风降温设计; 同时, 选取柜式空调作为备选方案, 通过对比两种方案, 发现采取蒸发冷却空调方案的能耗是柜式空调的69.7%, 其节能效果显著, 在经济性层面, 分别就初投资以及年运行费用来比较, 蒸发式冷气机系统也较好; 为验证其降温效果, 分别采集其运行时温度和相对湿度, 并进行分析, 结果表明蒸发式冷气机降温效果较明显, 对蒸发式冷气机方案的设计以及选择有好的借鉴意义。

【关键词】 蒸发式冷气机; 通风降温设计; 经济性; 降温效果

中图分类号 TU831.4 文献标识码 A

Application of Evaporative Air Conditioner in the Canteen of a University in Xi'an

Du Hong Qiang Tianwei Xu Hongjin

(Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710048)

【Abstract】 This paper conducts a field investigation on the building thermal environment and envelope structure of a college canteen in Xi'an, combining energy-saving, environmentally friendly, and economical evaporative cooling technology, and uses direct evaporative cooling equipment—evaporative air conditioners to ventilate and cool the canteen; At the same time, the cabinet air conditioner is selected as an alternative. By comparing the two options, it is found that the energy consumption of the evaporative cooling air conditioner is 69.7% of that of the cabinet air conditioner, and its energy saving effect was significant. In terms of economy, the initial investment and annual operating cost, the evaporative air-conditioner system is also better; In order to verify its cooling effect, the temperature and relative humidity during the operation are collected and analyzed. The results show that the evaporative air-conditioner has a more obvious cooling effect. The design and selection of the machine program has a good reference.

【Keywords】 Evaporative air conditioner; Ventilation and cooling design; Economy; Cooling effect

作者简介: 杜 鸿 (1993.11-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: 731476105@qq.com

通讯作者: 强天伟 (1970.11-), 男, 博士研究生, 教授, E-mail: 254599797@xpu.edu.cn

收稿日期: 2021-03-05

0 引言

随着社会经济的发展, 建筑能耗的占比较大, 一些发达国家的建筑能耗达到了所有总能耗的30%~40%, 而暖通空调占比大约占全国总能耗的22.75%左右^[1]。如果能够采取相应的措施来减少空调能耗, 将会减轻国家的能源压力。传统机械制冷空调具有初投资大、运行费用高等特点, 导致能源

消耗大, 因此对蒸发冷却空调的研究与应用就显得尤为重要^[2,3], 而目前, 蒸发冷却设备广泛出现在全球很多干燥的国家和地区, 应用于大型工厂、仓库、商场等住所^[4]。

目前, 高校食堂常用的通风降温系统有两种: 第一种是采用自然通风或是与机械通风相结合的方式; 第二种是采用机械制冷空调系统进行降温。

自然通风加机械排风投资低,但效果并不理想。而如果采用机械降温,初投资和运行费用较高并且新风量不足。研究表明,在炎热的夏季,高温会造成人体内的消化液分泌减少,使就餐人员出现食欲下降,精神状况差^[5]。因此,高校食堂的通风降温系统需要保证室内人均所需的新风量和舒适的室内空气环境。

本文通过对西安某高校食堂进行蒸发式冷气机系统通风降温系统设计,并对其降温效果进行实测与理论分析,指出了其中存在的问题,为蒸发式冷气机系统在高校食堂的应用提供了设计和运行依据。

1 蒸发式冷气机工作原理

直接蒸发冷却技术应用最广泛的就是蒸发式冷气机,其主要是由蒸发风机、蒸发冷却填料、水泵、喷淋水系统、控制系统以及外壳组成。其工作过程为给水泵将水输送到喷淋系统中,由喷嘴将水均匀地喷洒在蒸发冷却填料上,此时室外空气由风机输送到填料处,并在填料层中与水进行热湿交换,最终将被冷却的室外空气送入室内^[6]。蒸发式冷气机实物图如图 1 所示。

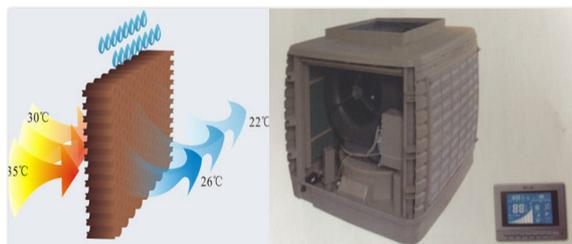


图 1 蒸发式冷气机实物图

Fig.1 Physical picture of evaporative air conditioner

蒸发式冷气机的空气处理过程焓湿图如图 2 所示。

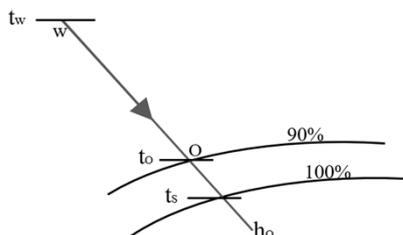


图 2 蒸发式冷气机空气处理 $i-d$ 图

Fig.2 Evaporative air conditioner air treatment $i-d$ diagram

由于水与空气接触蒸发并在该过程中进行热

湿交换吸收空气中的显热,空气的温度被处理到接近室外空气的湿球温度,然后送入室内与室内空气进行热湿交换并将室内空气降低至设计温度。其中, W 点表示室外状态点, O 点表示送风状态点, t_s 是室外状态点为 W 点时的空气湿球温度。

2 系统方案设计

2.1 工程概况

本项目位于陕西省西安市长安区,该建筑为一层大空间房间,分为东侧餐厅和西侧的浴室,四周墙体主要为砖混结构,屋顶也为砖混结构,保温效果较好。外窗为塑钢单层玻璃窗,大门为普通单层玻璃门,其在用餐时间(中午 11:30~13:30)常开。该餐厅长 42m,宽 25m,高 4m,主要分为就餐区域、操作区域以及洗消间与仓储卫生区域,其中就餐区域南北长度为 15m,操作区域长度为 10m。图 3 为该食堂建筑平面图。



图 3 食堂建筑平面图

Fig.3 Canteen building plan

2.2 方案设计

表 1 冷负荷计算结果

Table 1 Cooling load calculation result

时间	冷负荷 (kW)	时间	冷负荷 (kW)
7:00	114.41	14:00	102.34
8:00	119.27	15:00	74.62
9:00	71.33	16:00	71.52
10:00	73.20	17:00	96.16
11:00	100.48	18:00	119.40
12:00	126.47	19:00	114.12
13:00	118.99	20:00	44.80

用冷负荷系数法对本项目夏季冷负荷进行计算,通过围护结构进入该餐厅室内的热量和用餐高峰期时室内人员的散热量是该餐厅最主要的冷负荷^[7],本项目建筑负荷的计算结果,结果如表 1 所示,

设计的方案为采用蒸发式冷气机直接喷出、气流组织为直进直出（北进南出）全面通风降温的方案。

由表 1 的结果可以看出，该食堂一天中的最大冷负荷值出现在中午 12:00，最大的冷负荷值为 126.47kW。

$$L=3600 \times Q / \left\{ P \times C_p \times \left[\eta \times (t_g - t_s) + t_n - t_g \right] \right\} \quad (1)$$

式中， L 为蒸发式冷气机的实际送风量，

m^3/h ； Q 为室内的冷负荷，kW； ρ 为系统出风口的空气密度； C_p 为空气比热； t_n 为室内设计温度。

根据公式（1）计算得出，蒸发式冷气机系统需要的总送风量为 119559.13 m^3/h ，机械排风量为送风量的 80%，因此机械排风量应不小于 95647.2 m^3/h 。因此选择 18000 风量的蒸发式冷气机 7 台、22000 风量的排风机 5 台，其设备选型参数如表 2 所示。

表 2 蒸发式冷气机系统设备参数表

Table 2 Evaporative air conditioner system equipment parameter table

设备	型号	数量 (台)	制冷量 (kW)	功率 (kW)	最大风量 (m^3/h)	噪声 (dB)	蒸发量 (L/h)
蒸发式冷气机	18-ZS32E	7	19.27	1.1	18000	≤69	68
轴流式通风机	DZ-11-8A	5	—	1.5	22000	77	—

3 能耗与技术经济性分析

3.1 能耗分析

本项目食堂位于陕西省西安市长安区，根据项目的建筑围护情况以及室内热环境特点，选取蒸发式冷气机系统进行室内的通风降温，而目前高校食堂内大多采用柜式空调进行降温，因此本文选取了柜式空调进行备选。

通风降温系统总能耗为设备功率乘以设备的全年运行时间，蒸发式冷气机系统的耗能设备为蒸发式冷气机以及排风机，系统能耗计算结果如表 3 所示。

表 3 蒸发式冷气机系统能耗统计

Table 3 Energy consumption statistics of evaporative air conditioner system

设备名称	设备总功率 (kW)	系统全年运行时间 (h)	系统总能耗 (kWh)
蒸发式冷气机	7.7	246	3739.2
轴流排风机	7.5	246	

采用传统的柜式空调器系统，则系统具体能耗计算结果如表 4 所示。

表 4 柜式空调器系统能耗统计

Table 4 Energy consumption statistics of cabinet air conditioner system

设备名称	设备总功率 (kW)	系统全年运行时间 (h)	系统总能耗 (kWh)
柜式空调器	50.2	246	12349.2

由表 3、4 可知，柜式空调器系统的全年能耗

为 12349.2kWh，而蒸发式冷气机系统的全年能耗为 3739.2kWh，为柜式空调器系统的 69.7%，节能效果显著。

3.2 经济计算分析

对于此项目，两种通风降温方案都是可行的，但是在经济性方面存在很大的差异，而经济因素往往决定着此方案是否可行，因此以下主要就初投资、年运行费用两方面，选择寿命周期为 10 年进行了总费用的统计，结果^[8]如表 5 所示。

表 5 两种通风降温系统总投资费用统计

Table 5 Statistics of total investment cost of two ventilation cooling systems

通风降温方案	蒸发式冷气机系统	柜式空调器系统
初投资/元	62650	105150
年运行费用/元	4168.4	9205.6
设备寿命周期/年	10	10
总投资费用/元	104334	197206

从表 5 可以看出，柜式空调器系统和蒸发式冷气机分别在其 10 年的寿命周期内，总投资费用为 197206 元和 104334 元，相较于柜式空调器，蒸发式冷气机系统节约了 92872 元，节约成本大约为柜式空调器的一半，因此，从经济性来看，蒸发式冷气机较好。

4 数据测试及分析

4.1 测试方案

本次项目测试日期为 2019 年 8 月 26 日到 8

月 31 日, 选取晴天进行测试, 测试仪器为德国 testo-410 多功能风速仪, 主要测试参数为温度、湿度和风速, 温度精度及其测试范围分别为 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 、 $-10^{\circ}\text{C}\sim +50^{\circ}\text{C}$, 湿度精度及其范围分别为 $\pm 2.5\% \text{RH}$ 、 $0\% \sim 100\% \text{RH}$, 风速精度及其测试范围分别为 $\pm 0.2 \text{m/s}$ 、 $0.4 \sim 20 \text{m/s}$ 。测试时间段为 11:00~13:00, 此时间段就餐人数较多, 室内热湿负荷较大。本次测点共设 10 个点, 测点 1 为室外测点, 测点 2~10 为室内测点。考虑到就餐人员身体主干的高度, 根据 GB/T5701-2008《室内热环境条件》对测点的要求^[9], 室内测点高度选定为坐姿时 1.1m, 在南北方向, 第一排测点 (2、3、4) 距离北墙 1 米, 并且南北向三排测点之间两两相距 7 米; 在东西方向, 第一列测点 (2、5、8) 距离东墙 5 米, 并且东西向三列测点之间两两相距 16 米。室外测点高度选取为站姿时 1.7m, 距离东墙向外 2 米。每个测点的测试时间为 3 分钟, 测点布置如图 4 所示。

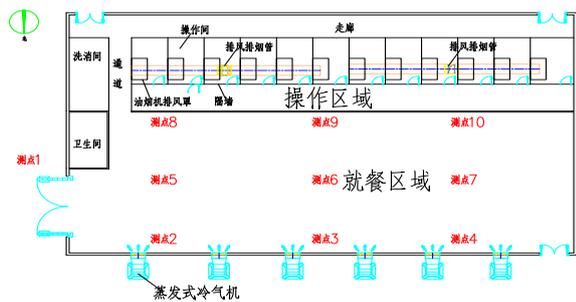


图 4 食堂测点布置图

Fig.4 Canteen measuring point layout

4.2 测试结果与分析

影响人体热舒适性的因素有温度、相对湿度、风速以及热辐射量等, 本文将选用 2019 年 8 月 29 日时食堂的空气温度、相对湿度数据进行采集并分析。其中, 在 11:00 时蒸发式冷气机未开启, 11:30 时处于刚开启状态。

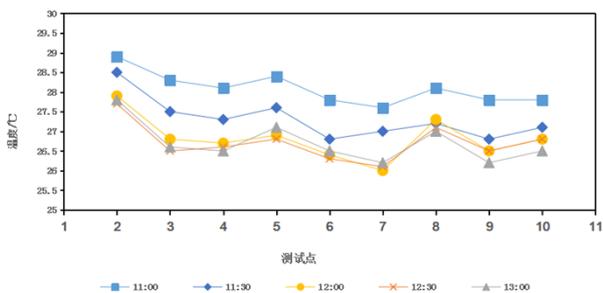


图 5 就餐区域温度测试结果图

Fig.5 Temperature test results of dining area

从图 5 可以看出, 在测试期间 (11:30 ~

13:00), 该食堂就餐区域的温度变化范围为 $26.1^{\circ}\text{C}\sim 28.5^{\circ}\text{C}$ 。从东西方向来看, 测点 2 处平均温度最高, 为 27.9°C , 同时测点 5、测点 8 处的平均温度均高于同时处西侧测点的温度, 主要原因是 2、5、8 测点处于东侧区域, 冷负荷较大; 在南北方向, 第一排测点 (2、3、4) 存在着送风盲区, 因此其温度比后两排的温度略高, 而第三排测点 (8、9、10) 因为靠近操作间, 热负荷较大, 同时冷风随着吹风距离的增加, 冷量存在着衰减现象, 因此, 其温度也较第二排高。

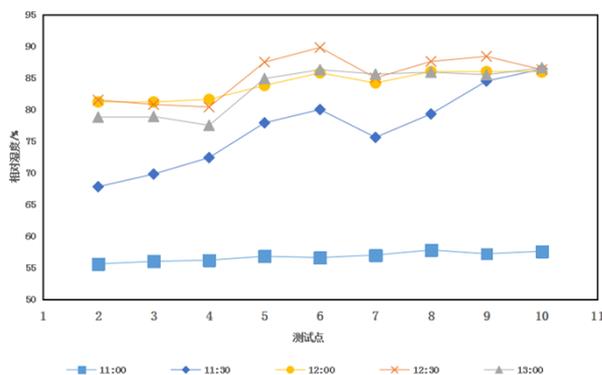


图 6 就餐区域相对湿度测试结果图

Fig.6 Relative humidity test results in the dining area

从图 6 可以看出, 在测试期间, 该食堂此就餐区域内最大的相对湿度值是测点 6 处的 89.8%, 最小值是测点 2 处的 67.8%。从南北方向来看, 第一排测点 (2、3、4) 值较小, 分析其原因为, 测点处于送风口的下方, 冷风不能送达, 而第三排测点的值却明显高于前面两排, 其原因为, 操作间区域有一道玻璃隔板阻挡, 排风不顺畅导致其排风滞留而引起的; 在东西方向, 在东侧的测点值较小, 主要是因为东侧靠近大门, 空气易于外界空气交换导致, 同时还有一部分空气通过走廊流动到后门并排出。

表 6 就餐区域温度和相对湿度平均值

Table 6 Average value of temperature and relative humidity in dining area

时间	温度	相对湿度
11:00	28.1 $^{\circ}\text{C}$	56.8%
11:30	27.3 $^{\circ}\text{C}$	77.1%
12:00	26.8 $^{\circ}\text{C}$	84.0%
12:30	26.7 $^{\circ}\text{C}$	85.3%
13:00	26.7 $^{\circ}\text{C}$	83.3%

表 6 体现了该食堂就餐区域室内空气温度和

相对湿度随着测试时间的变化而产生的变化,其室内平均温度和相对湿度的值分别取同时刻测点 2~10 温度和相对湿度的算术平均值。

由表 6 可以看出,在未开启蒸发式冷气机之前,就餐区域的平均温度在 28.1 °C,平均相对湿度为 56.8%,11:30 处于刚开启状态,室内平均温度为 27.3 °C,未达到稳定状态,在开启一段时间后,温度逐渐稳定在 26.7 °C 左右,表明了蒸发式冷气机在该食堂降温有一定的效果;而平均相对湿度在 11:30 处于刚开启的状态时,室内的相对湿度值达到了 77.1%,在开启一段时间后,就餐区域的相对湿度逐渐稳定在 84% 左右,此时室内湿度较大,将会影响人体表面的汗液蒸发,进而影响人体舒适度。

5 结论

通过对西安高校食堂的实地调研以及通风降温系统设计,并与传统的柜式空调进行能耗与经济性分析,结果表明蒸发式冷气机系统有良好的节能与经济性;分别采集其运行时的参数并进行了分析,蒸发式冷气机系统在高校食堂中对于降温有一定的效果,也能较好改善空气品质,但采用此系统,空气中相对湿度值较高,会影响人体舒适感,对于控制湿度有一定的局限性。

参考文献:

- [1] 李锐. 关于建筑空调能耗节能的探讨[J]. 科技资讯, 2011,(30):81-82.
 - [2] 陈沛霖. 蒸发冷却技术在非干燥地区的应用[J]. 暖通空调,1995,(4):3-8.
 - [3] Y Etzion, D Pearlmutter, E Erell, et al. Adaptivearchitecture:integrating low-energy technologies for climate control in the desert[J]. Automation in construction, 1997.
 - [4] John R Watt, Will K Brown. Evaporative Air Conditioning Handbook(Third Edition)[M]. The Fairmont Press, Inc., 1997.
 - [5] 马冠生. 气温升高, 饮食注意[J]. 生命与灾害,2015,(6): 40-42.
 - [6] 梁言. 蒸发冷却通风降温设备在西安某孵化车间的应用研究[D].西安:西安工程大学,2013.
 - [7] GB 50736-2012, 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2012.
 - [8] 卢宁博. 成都某办公楼两种热泵空调与传统空调的能耗及经济性对比分析[D].成都:西华大学,2015.
 - [9] GB/T5701-2008, 室内热环境条件[S]. 北京: 中国标准出版社,2008.
 - [10] 黄翔. 蒸发冷却空调理论与应用[M]. 北京: 中国建筑工业出版社,2010.
 - [11] 李朝阳. 蒸发式冷气机在不同城市大空间厂房的应用分析[J]. 洁净与空调技术,2019,(1):15-19.
 - [12] 李跃奇. 蒸发式冷气机在西安某高校食堂通风降温的应用研究[D].西安:西安工程大学,2020.
-
- (上接第 870 页)
- ### 参考文献:
- [1] 张铁. 工业机器人及智能制造发展现状分析[J]. 机电工程技术,2014,(4):1-3,8.
 - [2] 张曙. 工业 4.0 和智能制造[J]. 机械设计与制造工程,2014,(8):1-5.
 - [3] 吴业正,李红旗,张华,等. 制冷压缩机[M]. 北京:机械工业出版社,2010.
 - [4] 曹玉宝. 自动化生产线工件翻转装置设计[J]. 机械传动,2010,(9)80-81,84.
 - [5] 孙学平. 一种工件自动翻转装置的通用设计方法[J]. 机械工程师,2006,(1):124.
 - [6] 王化清. 大型工件翻转设备的设计与应用[J]. 金属加工(冷加工),2010,(1):42-45.
 - [7] 刘海影. 工件 180 度翻转装置的设计[J]. 科技创新与应用,2013,(8):80.
 - [8] 王珏,沈扬,柳林冲. 智能化柔性化发动机装配线的设计与应用[J]. 汽车工业研究,2016,(10):59-62.
 - [9] 颜凯歌. 伺服式多工位转台模块化设计与实验研究[D]. 南京:东南大学,2015.