



# 主动式冷梁热工性能仿真模型及实验验证

王昊斌<sup>a</sup>, 田喆<sup>b</sup>, 袁德奎<sup>a</sup>, 段宝东<sup>b</sup>

(天津大学 a. 机械工程学院, b. 环境科学与工程学院, 天津 300072)

**摘要:**以无限空间射流理论和表冷器换热理论为基础,对主动式冷梁的工作原理进行了分析。在假设条件下,建立了诱导送风模型和干工况表冷器换热模型。结合这两种模型,最终建立了主动式冷梁工作模型。在设定的5种静压箱静压值下,对主动式冷梁样品的一次风量、二次风量、水侧换热量等热工参数进行测试。选取诱导比和制冷量两个表征冷梁性能的参数作为标准,对模型理论与样品实际值进行了一致性与差异性分析,验证了所构建的主动式冷梁模型。

**关键词:**主动式冷梁;热工性能;仿真模型;实验验证

**中图分类号:** TB 657.2    **文献标志码:** A    **文章编号:** 1674-4764(2015)06-0128-06

## Simulation model of active chilled beams thermal performance and experimental verification

Wang Haobin<sup>a</sup>, Tian Zhe<sup>b</sup>, Yuan Dekui<sup>a</sup>, Duan Baodong<sup>b</sup>

(a. School of Mechanical Engineering, b. School of Environmental Science and Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, P. R. China)

**Abstract:** The working principle of active chilled beams (ACBs) was analyzed on the basis of unlimited space jet theory and cooler heat exchanger theory. Inducement ventilation model and cooler heat exchanger model were built under the assumptions. The two models were combined to establish ACBs model. Primary air volume, secondary air volume, water side heat transfer amount etc were measured in five specified static pressure value. Induction ratio and refrigerating capacity were selected as two standards of ACBs performance parameters. The results of the consistency and differences of theoretical value with practical value verified the established model.

**Key words:** active chilled beams; thermal performance; simulation model; experimental verification

辐射供冷空调技术于20世纪80年代兴起于欧洲,在中国起步较晚<sup>[1]</sup>。许多研究表明,辐射空调系统比变风量空调系统更为节能<sup>[2-4]</sup>。在目前可持续发展的战略背景下,辐射供冷系统成为一个绿色低

能耗建筑首先考虑的空调系统,具有良好的发展前景<sup>[5]</sup>。主动式冷梁技术作为辐射供冷的空调末端技术,在中国发展迅速。由一些案例中得知,主动式冷梁系统仍有节能潜力尚未挖掘<sup>[6-8]</sup>。近年来,人们对

**收稿日期:** 2015-07-28

**基金项目:** 国家自然科学基金(51178298)

**作者简介:** 王昊斌(1989-),男,主要从事室内气流组织模拟及辐射供冷技术研究,(E-mail) huabin\_wang@163.com。

田喆(通信作者),男,教授,博士生导师,(E-mail) tianzhe@tju.edu.cn。

**Received:** 2015-07-28

**Foundation item:** National Natural Science Foundation of China (No. 51178298)

**Author brief:** Wang Haobin(1989-), main interests: indoor air distribution simulation & radiant cooling technology, (E-mail) huabin\_wang@163.com.

Tian Zhe (corresponding author), professor, doctoral supervisor, (E-mail) tianzhe@tju.edu.cn.

冷梁的诱导器结构和运行系统做了大量的研究和改进<sup>[9-12]</sup>,但目前在对冷梁的研究中尚无针对主动式冷梁建立仿真模型。本文在简化假设的前提下,对主动式冷梁诱导送风规律和传热规律进行了分析,为主动式冷梁建立了仿真工作模型。对主动式冷梁样品风侧诱导性能和换热器换热性能进行了实验研究,将实验结果与理论计算进行对比,并对二者的差异性和一致性进行了分析。

## 1 主动式冷梁热工性能模型建立

主动式冷梁工作原理如图1所示。以供冷工况为例,经热湿处理后的一次风送入诱导器,在诱导作用下产生二次风(室内热空气),二次风在换热器处换热后温度降低,和一次风混合后送入室内,达到降低室内温度的目的<sup>[13-14]</sup>。基于此,将主动式冷梁分为一次风诱导过程和二次风的换热过程两部分分别研究。

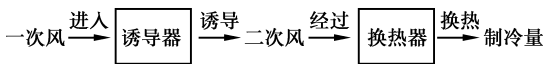


图1 主动式冷梁工作原理图

Fig. 1 Working principle diagram of ACBs

### 1.1 一次风诱导过程模型

一次风送入主动式冷梁静压箱后,经喷嘴高速喷出,通过诱导作用卷吸室内二次风通过换热器发生换热作用,该诱导作用发生在冷梁的诱导器处,静压箱则起到均压的作用。如图2所示,冷梁喷嘴直径为 $d$ ,喷嘴中心距侧板的距离为 $l_1$ ,喷嘴中心距挡板的距离为 $l_2$ 。

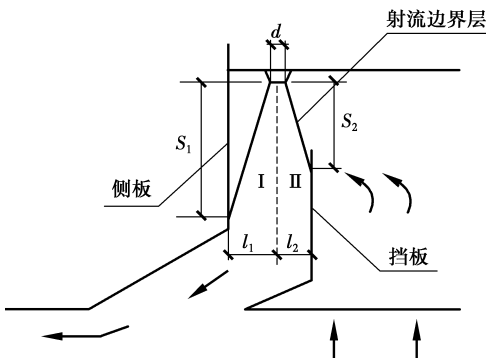


图2 主动式冷梁诱导送风原理图

Fig. 2 Principle diagram of inducement ventilation

以单个喷嘴诱导送风为研究对象,过喷嘴中心轴线且垂直于图面的平面将射流流场分为两部分,分别记为部分I和部分II,射流流场与侧板和挡板

搭接时的射程分别为 $s_1$ 和 $s_2$ ,喷嘴出口处的风量为 $Q_1$ ,部分I和部分II的风量分别记为 $Q_I$ 和 $Q_{II}$ 。由无限空间圆断面淹没射流理论,分别计算部分I和部分II的流场风量。

考虑到主动式冷梁诱导腔的诱导作用是非常复杂的,在对此处诱导送风理论进行研究过程中进行适当的简化,同时,保证可靠性和准确度。假设条件如下:

- 1) 忽略侧板及挡板对射流流场的影响,将受限空间射流理想化为自由射流,射流流场断面为圆形。
- 2) 当射流与挡板和侧板刚刚搭接后,或相邻喷嘴射流流场边界层刚好搭接后,就不再产生诱导效果。
- 3) 忽略相邻射流对流场的影响,即相邻射流互不混合,搭接后紧密流动。
- 4) 忽略表冷器侧的阻力对二次风量的影响。
- 5) 假设射流不射入换热器上方区域,即射流完全射入冷梁挡板和侧板所围城的夹缝区域。

诱导送风过程中诱导能力的大小关系到二次风量 $Q_2$ 的大小,诱导能力越强,卷吸的二次风量越多,相同条件下产生的换热量越大。本文引入诱导比的概念来衡量诱导能力的大小,定义主动式冷梁的诱导比为二次风量与一次风量的比值

$$n = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{Q_I + Q_{II}}{Q_1} - 1 \quad (1)$$

单排多喷嘴诱导射流,如图3(a)所示,设喷嘴等距离分布,间距为 $l_3$ ,相邻喷嘴搭接时射流的射程为 $s_3$ 。图3(b)为射流流场沿射流方向的正视图,流场截面被分为如图所示4部分,分别命名为I'、II'、III'和IV'。I'部分对应的射程为 $s_1$ ,II'部分对应的射程为 $s_2$ ,III'和IV'两部分为对称结构,可视为一体,对应射程 $s_3$ ,由此将射流诱导过程分为三部分。分别计算以上四部分射流的诱导比,然后取均值,即认为是受限空间内多喷嘴射流诱导比。

$s_n$ 为无限空间淹没紊流射流条件下起始段核心长度<sup>[15]</sup>。对于部分( $i=1,2,3,4$ ),当 $s_i \leq s_n$ 时,部分的理论诱导比可按式(2)<sup>[15]</sup>计算

$$n'_i = 1.52 \frac{as_i}{d} + 5.28 \left(\frac{as_i}{d}\right)^2 \quad (2)$$

当 $s_i > s_n$ 时,部分的理论诱导比可按式(3)<sup>[15]</sup>计算:

$$n'_i = 4.4 \left(\frac{as_i}{d} + 0.147\right) - 1 \quad (3)$$

式中: $a$ 为紊流系数,由实验决定,是表示射流流动

结构的特征系数。

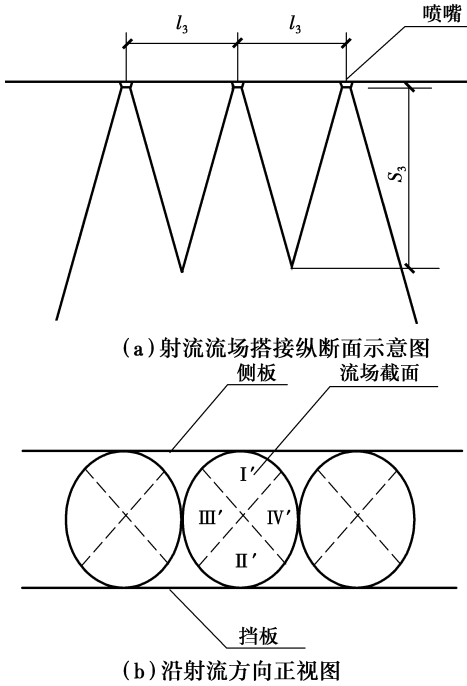


图 3 多喷嘴射流搭接示意图

Fig. 3 Principle diagram of inducement ventilation

综上,主动式冷梁理论诱导比可表示为

$$n = \frac{\sum_{i=1}^4 n'_i}{4} \quad (4)$$

### 1.2 表冷器干工况传热模型

主动式冷梁表冷器供冷工况的供水温度应高于室内回风温度对应的露点温度,以防止结露的发生,即表冷器处于干工况运行模式,整个供冷过程不产生冷凝水。主动式冷梁目前多采用管翅式表冷器作为换热元件,铜管铝片结构能够使换热器达到较高的换热效率,室内二次风由于一次风的诱导作用,经过管翅式换热器后温度逐渐降低,与一次风混合后送入室内。

二次风与表冷器换热过程可看作单相流体外掠翅片管束强制对流换热模型。翅片管束可以视作圆管外加等截面环肋模型处理。对于实际的管翅式换热器,管间距为  $s_1$ ,排间距为  $s_2$ ,换热器铜管铝片通过铜管胀管方式紧密连接。设  $t_{f1} > t_{f2}$ ,则在稳态传热工况时,通过表冷器的传热量可表示为如下关系式:

通过管内壁换热量

$$\Phi = h_1 \pi d_1 (t_{f1} - t_{w1}) \quad (5)$$

通过铜管和管外包裹铝片层壁的换热量

$$\Phi = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_2 + \delta}{d_2}} \quad (6)$$

通过肋片换热量(肋与肋间换热之和)

$$\Phi = h'_2 A'_2 (t_{w2} - t_{f2}) + h''_2 A''_2 (t_{w2,m} - t_{f2}) \quad (7)$$

结合肋片效率  $\eta$ <sup>[16]</sup>,式(7)可改写为

$$\Phi = h'_2 A'_2 (t_{w2} - t_{f2}) + h''_2 A''_2 \eta (t_{w2} - t_{f2}) = (h'_2 A'_2 + h''_2 A''_2 \eta) (t_{w2} - t_{f2}) \quad (8)$$

式(8)中,翅片间铝片与空气换热的表面传热系数  $h'_2$  可通过单向流体外掠管束传热实验关联式计算得到,翅片与空气换热的表面传热系数  $h''_2$  可通过单相流体外掠平板传热计算式计算得到,对于主动式冷梁运行工况而言,  $h'_2$  计算值小于  $h''_2$ ,且翅片面积远大于翅间铝片的面积,因此,可忽略  $h'_2 A'_2$ ,将式(8)进行简化处理

$$\Phi = h''_2 A''_2 \eta (t_{w2} - t_{f2}) \quad (8')$$

联立式(5)、式(6)和式(8'),消去  $t_{w1}$  和  $t_{w2}$  得到

$$\Phi = (t_{f1} - t_{f2}) / \left( \frac{1}{h_1 \pi d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_2 + \delta}{d_2} + \frac{1}{h''_2 A''_2 \eta} \right) \quad (9)$$

上式以沿管长方向单位长度的换热器为基准。

### 1.3 主动式冷梁工作模型

将诱导送风模型与表冷器干工况换热模型相结合,即得到主动式冷梁换热模型。连接诱导送风模型与表冷器干工况换热模型的纽带为二次风。由对诱导送风模型和表冷器干工况换热模型的分析可知,当主动式冷梁结构参数一定时、主动式冷梁输入的一次风量一定时,可通过式(1)和式(4)计算得到主动式冷梁诱导的二次风量;通过二次风量可以计算得到主动式冷梁表冷器翅片表面对流换热系数,已知供水参数和表冷器详细结构参数的情况下,可以通过式(9)计算得到主动式冷梁水侧理论换热量。由此可得到主动式冷梁水侧换热量与一次风量的关系式。

主动式冷梁工作时,表冷器迎面风速不大,一般不超过 1 m/s,翅片表面流场处于层流。由层流外掠平板传热计算式可计算得到翅片与空气换热的表面传热系数  $h''_2$ ,带入式(9)得到主动式冷梁一次风量与水侧换热量关系式:

$$\Phi = (t_{f1} - t_{f2}) / \left( \frac{1}{h_1 \pi d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{d_2 + \delta}{d_2} + \frac{l}{0.664(n \frac{Q_1}{S} \cdot \frac{l}{v})^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \lambda A''_2 \eta} \right) \quad (10)$$

在实际计算中  $t_{f1}$  取供回水温度的算术平均值,  $t_{f2}$  取二次风进出换热器的平均温度。

## 2 主动式冷梁模型实验验证

### 2.1 测试工况及冷梁结构参数

对某主动式冷梁样品进行了热工性能测试。测试内容包括静压箱静压、一次风量、二次风量、水侧换热量等。实验过程中,设定5种冷梁静压箱静压值分别为20、40、60、80、100 Pa,在以上几种静压条件下,测定冷梁其他热工参数值。实验测试的主动式冷梁结构参数详见表1。

表1 测试冷梁结构参数

结构参数	喷嘴排数	喷嘴间距 $l_3$ /mm	喷嘴出口直径 $d$ /mm	喷嘴中心距为侧板的距离 $l_1$ /mm	喷嘴中心距为挡板的距离 $l_2$ /mm
对应数值	2	25/30/40/50	10	21	28

### 2.2 模型验证分析

根据本文建立的诱导送风模型,计算得到的主动式冷梁诱导比理论值与实测值如表2所示。

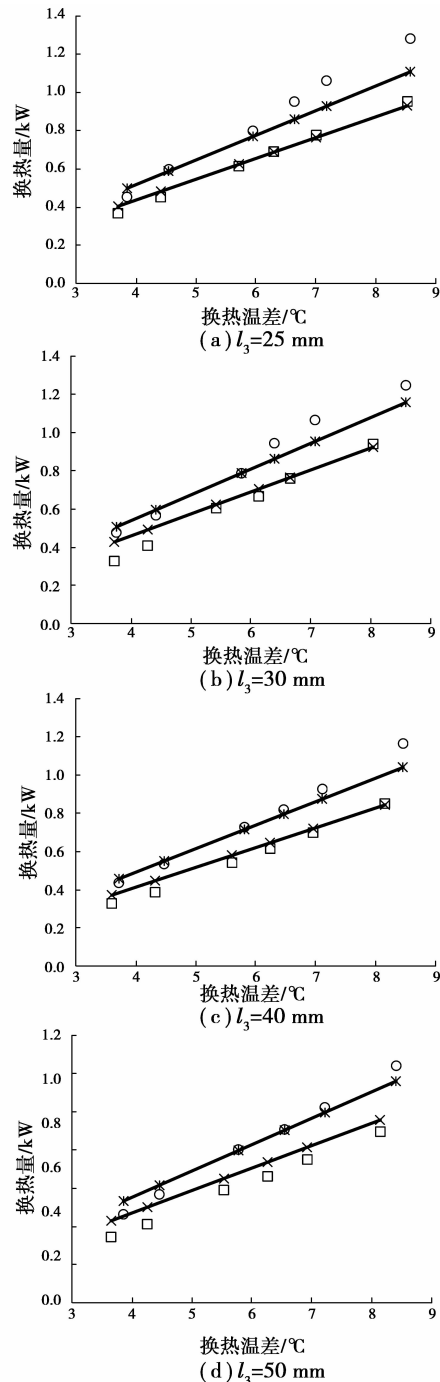
表2 测试冷梁诱导比汇总表

$l_3$ /mm	实测诱导比	理论诱导比	相对误差/%
25	1.92	1.74	-9.5
30	2.12	2.12	0
40	2.59	2.53	-2.4
50	2.92	3.07	5.0

由表2得知,测试冷梁的诱导比实测值与理论值相差不多,模型计算值与实验测试值符合性良好,则可将其作为主动式冷梁工作模型的验证,对结果进行相应的分析。由于实验过程中未对经过表冷器后的空气温度进行测试,根据热力学第一定律,本文通过水侧换热量计算得到经过表冷器后的空气温度,进而求得二次风进出换热器平均温度  $t_{f2}$ 。根据供水温度及流量可求得冷水与铜管换热的对流表面传热系数,根据换热器结构参数可求得铜管及铝片的热阻。在计算肋片侧热阻的过程中,将表冷器等效为环肋模型,即将翅片等面积分到每根铜管上,建立圆管环肋换热模型进行计算。将求得的参数和一次风量及理论诱导比等参数带入式(10),即可求得

主动式冷梁工作时的理论换热量。

实验分别测试了冷梁在4种喷嘴间距时的换热量,在不同静压箱静压和换热温差实验条件下,共进行了300组实验,选取其中静压箱静压值为40 Pa与80 Pa的数据进行分析。图4为测试冷梁喷嘴间距不同时,在不同换热温差下的理论制冷量与实际制冷量对比图。



注: × 40 Pa理论 □ 40 Pa实际 — 80 Pa理论 ○ 80 Pa实际  
图4 测试冷梁实际制冷量与理论制冷量曲线  
Fig. 4 Curves for the experimental and theoretical heat transfer rate

由图 4 可以看出实际与理论制冷量曲线在不同喷嘴间距情况下走势出入不大,证明了建立的仿真模型在实际应用中具有一定的准确性。但理论值与实际值之间的误差则需要做进一步的误差分析。

使用完全的实验数据与模型计算结果进行对比,模型计算值与实验值的相对误差保持在 15% 以内,各实验工况下计算值与实验值误差分布规律如图 5 所示。由图 5 可知,模型计算值与实验值的最大相对误差在 -10%~10% 范围内的点占总数据点的比例为 77%,说明模型计算值与实验测试值差异性不大。

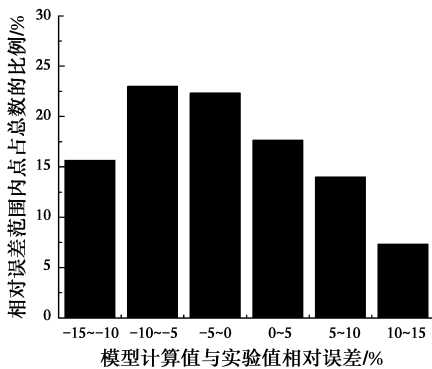


图 5 模型计算值与实验结果差异性  
Fig. 5 The differences of the experimental value with the theoretical value

采用 Bland-Altman 方法对各工况实验值和模型计算值进行一致性分析,如图 6 所示。Bland-Altman 方法是一种比较常用的用于分析模拟数据和实验数据一致性的方法,它可以把两种不同方式得到的数据的定性和定量分析结合到一起,用图表的形式形象的反映出来。Bland-Altman 方法不仅包含了数据得到的过程的随机误差,同时也将系统误差纳入到了考虑的范围,能够比较全面准确地反映不同方法得到的数据的一致性。限于篇幅,文中未列出各工况具体的实验条件及实验结果。

由图 6 可以明显地看出两种数据的一致性较好,大部分数值点落在在 95% 置信区间范围内。经计算,超出 95% 的置信区间的数值点占总数值点的比例为 5.67%。对于这样的模型计算结果,是可以认为模型计算值和实验测试值具有较强的一致性的,说明主动式冷梁工作模型在文中所列约束条件下具有较强的适用性。

### 3 结 语

在简化条件下建立了诱导送风模型和表冷器换

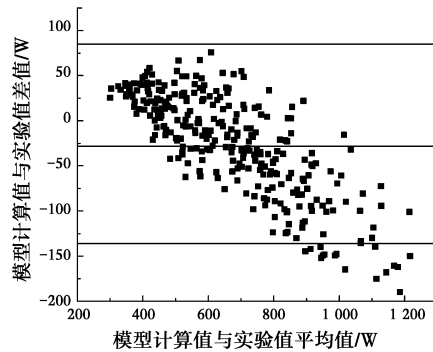


图 6 模型计算值与实验结果值一致性  
Fig. 6 The consistency of the experimental value with the theoretical value

热模型,在两个模型的基础上最终建立起了主动式冷梁工作模型。实验测试了某主动式冷梁样品的热工特性,验证了所建模型的准确性和适用性。

### [符号表]

$d$	冷梁喷嘴直径, mm
$Q_1$	喷嘴出口处风量, $m^3/s$
$Q_2$	二次风量, $m^3/s$
$Q_{I1}$	单个喷嘴诱导送风部分 I 风量, $m^3/s$
$Q_{II}$	单个喷嘴诱导送风部分 II 风量, $m^3/s$
$s_n$	无限空间淹没紊流射流起始段核心长度, m
$n$	诱导比
$n'_i$	多喷嘴诱导送风第 $i(i=1,2,3,4)$ 部分诱导比
$s_i$	多喷嘴诱导送风第 $i(i=1,2,3,4)$ 部分射程, m
$\alpha$	紊流系数
$\Phi$	通过表冷器的传热量, W
$d_1$	铜管内径, m
$d_2$	铜管外径, m
$\lambda_1$	铜管导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$
$\lambda_2$	铝片导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$
$\delta$	铝片厚度, m
$t_{f1}$	铜管内流体温度, $^\circ C$
$t_{f2}$	空气温度, $^\circ C$
$t_{w2}$	光壁面温度, $^\circ C$
$t_{w2}$	肋基壁面温度, $^\circ C$
$t_{w2,m}$	肋片平均温度, $^\circ C$
$h_1$	光壁面表面对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$
$h_2'$	翅片间铝片表面对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

$h_2''$  翅片表面对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$   
 $A_2'$  肋间面积,  $m^2$   
 $A_2''$  肋片面积,  $m^2$   
 $\eta$  肋间效率  
 $S$  表冷器迎风面积,  $m^2$   
 $\lambda$  空气导热系数,  $W/(m \cdot ^\circ C)$   
 $\nu$  空气运动粘度,  $m^2/s$   
 $l$  换热器特征长度,  $m$   
 $Pr_i$  空气普朗特数

### 参考文献:

- [1] 刘魁星,王梦蕾,田喆. 主动式冷梁空调系统适用性研究[J]. 建筑科学, 2013, 29(4): 73-78.  
 Liu K X, Wang M L, Tian Z. Study on applicability of active chilled beam air-conditioning system[J]. Building Science, 2013, 29(4): 73-78. (in Chinese)
- [2] Stetiu C. Radiant cooling in US office buildings; towards eliminating the perception of climate-imposed barriers[D]. Berkeley: Energy and Resources Group, University of California, 1997.
- [3] Stetiu C. Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in US commercial buildings [J]. Energy and Buildings, 1999, 30 (2): 127-138.
- [4] Mumma S A. Dedicated outdoor air in parallel with chilled ceiling system [J]. Engineered Systems, 2001, 18(11): 56-66.
- [5] Chowdhury A A, Rasul M G, Khan M M K. Thermal comfort analysis and simulation for various low-energy cooling technologies applied to an office building in a subtropical climate [J]. Applied Energy, 2008, 85(6): 449-462.
- [6] Fong K F, Chow T T, Lee C K, et al. Solar hybrid cooling system for high-tech offices in subtropical climate-Radiant cooling by absorption refrigeration and desiccant dehumidification [J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(8/9): 2883-2894.
- [7] Setty B S. Application issues for chilled beams technologies[J]. Ashrae Transactions, 2011, 117(1): 494-501.
- [8] Stein J, Taylor S T. VAV reheat versus active chilled beams & DOAS[J]. Ashrae Journal, 2013(5): 18-32.
- [9] 梁高林,刘振全,马小礼. 低温送风系统末端装置诱导器的研究及性能评价[J]. 洁净与空调技术, 2006(3): 12-14.  
 Liang G L, Liu Z Q, Ma X L. Study and performance evaluation of induction-unit of cold air distribution system [J]. Contamination Control & Air-Conditioning Technology, 2006(3): 12-14. (in Chinese)
- [10] 张智力,张旭,张恩泽. 喷射型诱导风口诱导比的实验研究[J]. 暖通空调, 2008, 38(2): 62-64.  
 Zhang Z L, Zhang X, Zhang E Z. Experiment of induction ratio of the diffuser with nozzles [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2008, 38(2): 62-64. (in Chinese)
- [11] 刘国强. 提高风机盘管系统冷冻供水温度的节能评估[J]. 节能, 2010, 29(6): 16-17.  
 Liu G Q. The energy-saving evaluation of improving supply water temperature fan coil system [J]. Energy Conservation, 2010, 29(6): 16-17. (in Chinese)
- [12] 宋应乾,龙惟定,吴玉涛. 冷梁技术在办公建筑中的应用与设计[J]. 暖通空调, 2010, 40(11): 52-56.  
 Song Y Q, Long W D, Wu Y T. Application and design of chilled beams in office buildings [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2010, 40(11): 52-56. (in Chinese)
- [13] 章恋. 主动式冷梁系统在智能办公建筑中的应用探讨[J]. 制冷与空调, 2010, 10(3): 98-100.  
 Zhang L. Application discussion on the active cooling beam system used for intelligent office building [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2010, 10(3): 98-100. (in Chinese)
- [14] Memarzadeh F, Jiang J, Manning A. Numerical investigation on ventilation strategy for laboratories: An approach to control thermal comfort and air quality using active chilled beams[C]// Proceedings of Energy Sustainability Conference, Long Beach, California, USA; Solar Energy Division and Advanced Energy Systems Division, 2007: 409-416.
- [15] 蔡增基,龙天渝. 流体力学泵与风机[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.  
 Cai Z J, Long T Y. Pump fan and fluid mechanics[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2009. (in Chinese)
- [16] 章熙民,任泽霈,梅飞鸣. 传热学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.  
 Zhang X M, Ren Z P, Mei F M. Heat Transmission Science [M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2007. (in Chinese)