

严寒沙尘地区通信机房新型 自然冷却通风系统研究

华信邮电咨询设计研究院有限公司 夏春华[☆] 孙国林 牛晓然

张军甫 郭利敏 李亚星

深圳市筑博建筑技术系统研究有限公司 李洪珠 林超楠 周晓慧

彭建 陈春燕

摘要 提出一种适用于严寒沙尘地区通信机房的新型空气间接冷却系统,对 3 种风管自然冷却方案的降温能力进行了实测,并与模拟计算结果进行了比较,验证了模拟方法的可靠性。对某实际工程进行了模拟分析,结果显示,应用该系统节能效果显著。

关键词 通信机房 严寒沙尘地区 自然冷却 模拟分析 实验 节能

Natural cooling ventilation system for communication rooms in severe cold and dusty areas

By Xia Chunhua[★], Sun Guolin, Niu Xiaoran, Zhang Junfu, Guo Limin, Li Yaxing,
Li Hongzhu, Lin Chaonan, Zhou Xiaohui, Peng Jian and Chen Chunyan

Abstract Presents a new indirect air cooling system applied to communication rooms located in severe cold and dusty areas. Tests the cooling performance of three air duct natural cooling schemes, makes a comparison between experiment results and simulation results, and verifies the simulation method. With a project example, the simulation and analysis results show that the energy-saving effect is significant after applying this system.

Keywords communication room, severe cold and dust area, natural cooling, simulation and analysis, experiment, energy saving

★ Huaxin Consulting Co., Ltd., Hangzhou, China

①

0 引言

随着数据中心的大型化、集中化,数据中心的用电需求飞速增长;数据设备集成度越来越高,单位面积功耗也大幅增加。根据大量工程统计数据测算和分析,数据中心总成本(TCO)中,能源成本已占到 50%以上,通信机房制冷设备和数据设备的能耗问题已成为制约传统数据中心发展的首要因素。随着大型数据中心在严寒、寒冷地区区域化集中建设,利用严寒、寒冷地区冬季和春秋季节室外气温低的特点,采用节能新技术和新工艺,降低机房能源效率指标 PUE(PUE=数据中心总用电消耗/IT 设备能源消耗),实现绿色节能,大大提高对能源的利用率,降低数据中心的运行成本,达到绿色数据中心的建设和运营目的。

严寒地区冬季室外具备大量的免费冷源——冷空气,如果将室外的自然冷源引入机房内消除房间的热量,降低机房内温度,可以减少冬季空调系统的运行能耗,达到节能和减少通信机房运营成本的目的。

严寒地区利用室外冷源主要有 3 种方式^[1-4]:

1) 直接新风冷却:当室外空气温度较低时,可以直接将室外低温空气送至室内,为室内降温。

①[☆] 夏春华,女,1966 年 4 月生,大学,高级工程师
310014 杭州市文晖路 183 号华信邮电咨询设计研究院有限公司建筑设计研究院
(0) 13957169084
E-mail: xch@hxdj.com
收稿日期:2013-03-29
一次修回:2013-05-22
二次修回:2013-09-03

2) 室外空气间接冷却:不直接引入新风,采用换热器等设备将室外冷量引入室内,从而达到降低室内温度的目的。

3) 利用室外冷却塔为空调机组提供冷源。

如果直接引入室外新风来冷却室内空气和设备,需增加高效过滤设备来保证通信机房对空气洁净度的要求。严寒沙尘地区室外空气含尘量较高,特别是在冬季和春秋季节,过滤网极易堵塞,不但造成维护成本升高,而且沙尘堵塞过滤系统,可能会影响设备正常运行,降低制冷系统的运行可靠性。通常情况下,该方法无法使用。冷却塔供冷也存在冬季使用时设备和水管结冰问题,影响系统的可靠运行。同时,电伴热系统会增加系统的能耗。

因此,某项目采用一种适用于严寒沙尘地区通信机房的新型空气间接冷却系统,即将室内空气通过裸露在室外的风管与室外冷空气进行对流换热,将风管内的空气冷却,循环送至室内,其原理如图1所示。

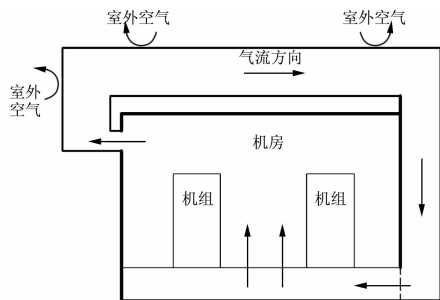


图1 新型自然冷却通风系统原理图

由于此项研究在国内外尚属空白,风管大小及材料、室外温湿度、室外风速、风管风量等条件对风管的降温效果有何影响,在自然冷却过程中是否出现结露、结冰现象皆有待于研究。

新型自然冷却通风系统的研究共分为2个部分:模拟分析和实验研究。通过实验检测不同室外空气条件下风管的降温能力,观察其结露、结冰等实际情况,并与软件模拟分析的结果进行对比,从而指导实际工程中这种新型自然冷却通风系统的设计,降低设计风险。

1 实验设计

1.1 实验场地

根据项目情况选择实验场地,备选地区为包头、黑龙江黑河及大庆,通过对比场地条件及气候

条件等因素,最终选择大庆。实验房间尺寸为 $13.3\text{ m}\times 5.6\text{ m}\times 2.45\text{ m}$,建筑面积为 74.5 m^2 。

实验房间内安装加热器、加湿器,模拟房间散热和散湿,使实验房间内的温湿度与通信机房中室内温湿度近似相等。假设房间散热量为 600 W/m^2 ,房间内加热器加热功率约为 44.7 kW ,实际选择 48 kW 的电加热器;设置的加湿器理论加湿量为 10 kg/h ,保证室内相对湿度在50%左右。

利用风机进行自然冷却通风循环。风机最大风量为 $13\ 000\text{ m}^3/\text{h}$,室内送风机采用变频控制。

实验时间为2012年3月21—31日。

1.2 实验目的及实验仪器

实验目的:

- 1) 风管自然冷却3种方案降温能力的实测;
- 2) 同工况条件下,模拟计算结果与实测结果的差异;
- 3) 风管自然冷却可能存在的问题的验证。

实验仪器:温湿度记录仪4个;热电偶40个;智能型环境测试仪2台;数字式热线风速仪2台;数据采集仪1台;皮托管1个,压差计1台;电流计1台;玻璃温度计10个。

风管材料:为了和实际情况接近,实验采用 1 mm 厚的铝板作为风管材料,法兰和变径处采用钢板。整个通风系统90%采用铝板材料。

1.3 实验方案及测点布置

自然冷却通风系统共设计3种实验方案,如下。

1) 方案1:光管散热(不借助任何设备进行散热)

如图2所示,风管长 21.5 m ,截面尺寸为 $1\ 200\text{ mm}\times 500\text{ mm}$ 。北侧风管连接室内设备(室内风机最大风量为 $13\ 000\text{ m}^3/\text{h}$,风压 600 Pa ,功率 5.5 kW ,采用变频控制;位置如图2b所示),且分别在北侧风管和南侧风管中间段设置可视窗口用来观察光管内的结露、结冰现象。

采用温湿度记录仪记录风管进出口温湿度和室外温湿度,应用热电偶检测沿气流方向9个测点的风管内、风管外壁面及内壁面温度。方案1的测点布置如图3所示,其中9个测点旁的数字表示热电偶的位置及编号。

测量室内进风口24个测点的风速用来计算风管风量,其测点布置如图4所示。



图2 方案1实验装置



图5 方案2实验装置

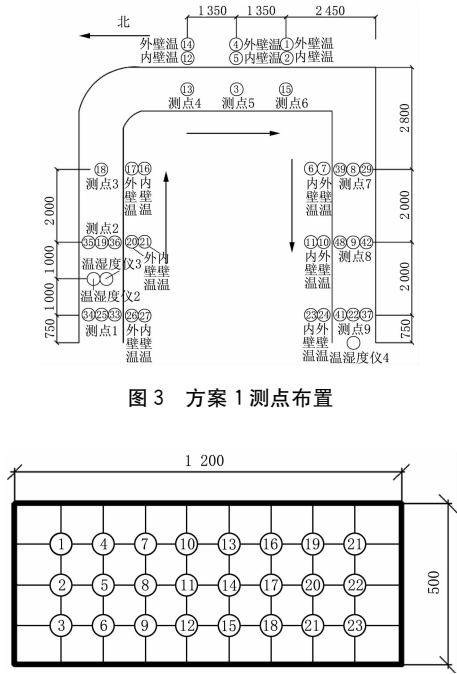


图3 方案1测点布置

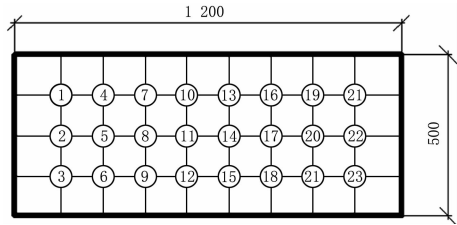


图4 室内进风口风速测点布置

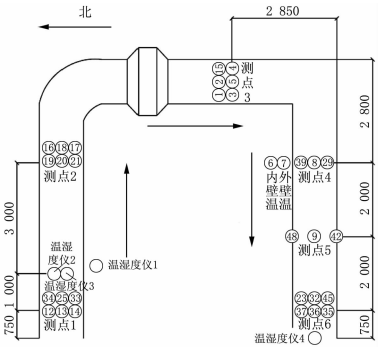


图6 方案2测点布置

2) 方案2:换热器散热(借助换热器散热)

方案2实验装置如图5所示。考虑到室外气温在-10℃或者-5℃以上,室外风管自然冷却无法实现降温的情况下,采用换热器实现降温,而且换热器的人工可调节能力较强,便于控制。散热器规格为2000mm×500mm×500mm,流量为1.17m³/h。

方案2中温湿度记录仪位置不变,根据方案特点,热电偶测点布置如图6所示,沿气流方向有6个测点,其中测点1,2,3,6测量管内温度,每个测点

布置6个热电偶测量管内断面温度,分为上下两排,每排3个;测点4处3个热电偶测量管内中心温度,2个热电偶测量外壁面和内壁面温度;测点5处3个热电偶分别测量北侧、上部、南侧内壁面温度。根据测点3的数据,可以算出换热器的换热量。

3) 方案3:强化散热(一个风管增加很多小风管,用以增加换热面积)

方案3实验装置如图7所示。

由于实际项目的室外风管长度不够,影响散热



图7 方案3实验装置

量,为提高管道的换热能力,增加强化换热装置。强化换热装置为145个直径100 mm的圆管,间距100 mm交错排列,旨在增加空气扰动进而强化换热。光管间距越大,在同样的截面下,可布置的光管数量越少,则与外界接触的换热面积越小,但有利于空气的流通,可改善表面传热系数;而光管间距太小,虽然换热面积增大,但室外空气流速较小,亦影响换热效果。

方案3温湿度记录仪位置不变,根据方案特点,热电偶测点布置如图8所示,沿气流方向有7个测点,其中测点1,2,5,7测量管内温度,每个测点布置6个热电偶测量管内断面温度,分为上下两排,每排3个;测点3,4处3个热电偶分别测量强化换热段前后管内中心温度;测点6处3个热电偶分别测量北侧、上部、南侧内壁面温度。根据测点3和测点4的数据,可以算出强化换热器的换热量。

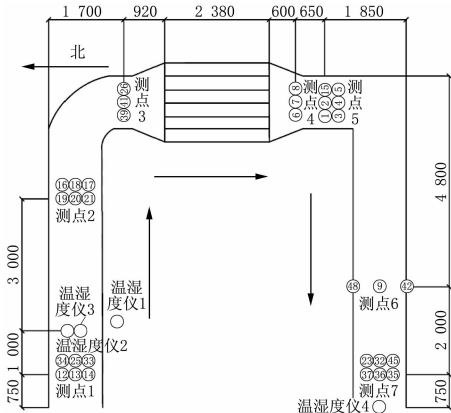


图8 方案3测点布置

2 实验结果分析

2.1 实验结果

2.1.1 方案1

由方案1特点可知,风管中空气温降与室外气候条件及风管风量有关,因此在实验时通过变换室内送风机频率实现送风量的变化,3月23,24日的实测结果如表1所示。

表1 方案1实测结果

工况	室外温度/ ℃	风机频率/ Hz	风量/ (m ³ /h)	热电偶记录 实验温差/℃
1	7.15	15	4 747	4.168
2	7.40	20	5 697	4.357
3	7.64	30	9 079	2.341
4	7.45	40	11 000	1.997
5	7.50	50	15 948	1.936
6	0.40	15		5.519
7	5.10	20		5.112
8	5.10	30		5.081

注:热电偶记录实验温差为图3中测点1和测点9测量温度之差。

根据上述实验条件进行模拟计算,得到在室外温度-20℃时,可以将回风温度由28℃降低到19.70℃,结果如图9所示。

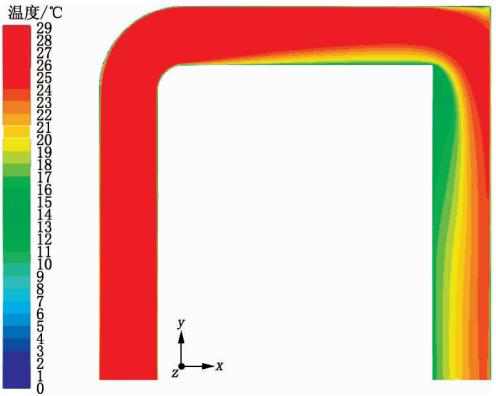


图9 方案1室外温度为-20℃时风管中心截面温度场

在室外温度低于-20℃时,为保证风管的降温能力与室内散热量匹配,实验中通过送风机调速来控制散热量。风机的风速和散热量的关系,需要根据测试数据来拟合关系曲线。

2.1.2 方案2

由方案2特点可知,风管中空气温降与室外气候条件、风管风量及室外风机频率有关,3月24日夜間到3月25日凌晨的结果如表2所示。

通过实测发现,实验风管在室外温度为-6℃情况下,可以降温10℃左右。换热器换热效果明显,换热器进出口温降最高可达6.15℃。可通过进一步优化,实现在室外温度为-5℃左右时,降温10℃的目标。

表 2 方案 2 实测结果

工况	室外温度/℃	风机频率/Hz	风量/(m³/h)	室外风机频率/Hz	热电偶记录实验温差/℃	换热器降温温差/℃
1	—4.30	20	5 419	0	8.07	2.07
2	—5.80	30	6 301	0	6.65	1.85
3	—5.50	40	10 303	0	5.84	2.63
4	—5.70	50	13 401	0	4.51	1.90
5	—5.60	50	13 401	50	5.32	2.89
6	—5.90	40	10 303	50	6.55	3.84
7	—6.00	30	6 301	50	7.70	4.66
8	—5.70	20	5 149	50	9.57	6.15

注:热电偶记录实验温差为图 6 中测点 1 和测点 6 测量温度之差,换热器降温温差为测点 2 和测点 3 测量温度之差。

2.1.3 方案 3

由方案 3 特点可知,风管中空气温降与室外气

候条件、风管风量、室外风机频率有关,3 月 30 日凌晨的实测结果如表 3 所示。

表 3 方案 3 实测结果

工况	室外温度/℃	风机频率/Hz	风量/(m³/h)	室外风机频率/Hz	热电偶记录实验温差/℃	强化换热段降温温差/℃
1	—2.70	20	5 573	0	10.442	7.533
2	—3.00	20	5 573	50	10.474	7.583
3	—2.30	25	7 060	0	8.969	6.394
4	—2.30	25	7 060	50	9.329	6.721
5	—1.80	30	6 300	0	9.336	6.372
6	—2.70	30	6 300	50	9.140	6.469
7	—3.00	35	10 220	50	8.226	5.764
8	—1.50	40	10 303	0	7.050	4.451
9	—2.10	40	10 303	50	7.824	5.007
10	—2.30	45	13 067	0	7.074	4.49
11	—2.40	45	13 067	50	6.702	4.347

3 月 30 日凌晨方案 3 实测过程中室外风速较大,平均风速为 8.34 m/s,对换热效果起到积极的作用,因此上述实验换热效果较好。但是小管道太密,换热不均匀,周边的管道换热能力很好,达到 7℃温降,但是中间管道因为与室外空气换热不好,温降较小,如表 4 所示,中间管道温差与西侧管道温差最大可差 4.6℃。

表 4 方案 3 换热器不同位置温降比较

工况	室外温度/℃	东侧温差/℃	中间温差/℃	西侧温差/℃
1	—2.70	7.318	6.134	9.146
2	—3.00	6.941	5.854	9.955
3	—2.30	6.264	4.942	7.975
4	—2.30	6.191	4.860	9.111
5	—1.80	6.895	4.553	7.668
6	—2.70	7.723	3.509	8.176
7	—3.00	7.113	3.151	7.027
8	—1.50	4.708	2.846	5.718
9	—2.10	5.067	3.081	7.084
10	—2.30	4.530	2.980	5.962
11	—2.40	4.003	2.504	6.504

2.1.4 风管自然冷却可能存在问题的验证

1) 风管内部结露和结霜问题

经过实测,室外温度—6℃情况下,风管的内表面温度和外表面温度都超过了 10℃,风管内结

露,但是风管外壁和内壁都不存在结霜现象,风管外壁即使有存水,也不会结霜或结冰。

2) 风量和散热量的关系

散热量和风机风量的关系属非线性复杂关系。通过拟合关系曲线,实现在室外气温低于额定工况条件下,室内散热量的调节。

3) 湿度的控制和调节

采用湿膜加湿器,但实验结果显示加湿量无法控制,需要采用优化方案对湿度进行控制和调节。

4) 风管内温度分布均匀性

检测时,风管内存在温度分布不均匀现象(因此每个断面的温度检测热电偶有 6 个),存在温度分层,这对风管的降温有影响。实验时在管道中增加了扰流装置,加以改善。

5) 室外风速对散热的影响

室外风管有 4 个面,迎风面一侧风速大,其表面传热系数大,该侧风管内表面温度较低,即散热量大,其他 3 个面相差不大。

6) 白天室外太阳辐射的影响

实测的室外气温下(5℃左右),室外太阳辐射对风管内、外表面温度影响极小,可以忽略。即风

管裸露在室外,也不影响风管的散热量。

2.2 模拟结果与对比分析

2.2.1 计算参数

根据方案1的实验条件,分别以室内风机频率20,30,40 Hz对应的风量作为边界条件,进行CFD数值模拟分析。模拟中采用标准 $K-\epsilon$ 模型求解建筑周边的湍流流动,涉及到的控制方程主要包括:连续性方程、动量方程、能量方程,可以写成如下通用形式:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial\tau} + \text{div}(\rho u\phi) = \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad } \phi) + S \quad (1)$$

式中 ρ 为密度; ϕ 为变量; τ 为时间; u 为速度矢量; Γ_ϕ 为扩散系数; S 为源项。式中各项依次为瞬态项、对流项、扩散项和源项。

具体模型如图10所示。

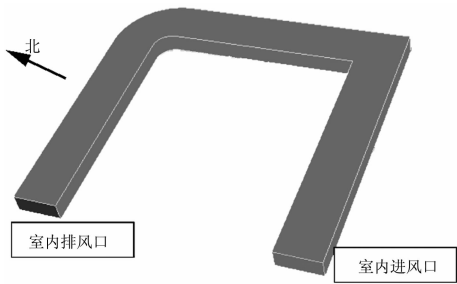


图10 方案1条件下模型示意图

2.2.2 计算结果(见表5)

表5 方案1 3月23日测点7~9 实测温度

工况	室外温度/℃	风机频率/Hz	风管风速/(m/s)	测点7 温度/℃			测点8 温度/℃			测点9 温度/℃		
				北	中	南	北	中	南	北	中	南
1	7.50	20	2.64	3.069	1.986	1.666	3.711	2.052	2.015	3.145	2.605	1.675
2	7.50	30	4.20	2.845	2.103	1.585	3.391	2.044	1.588	2.939	2.423	1.165
3	7.50	40	5.09	2.474	1.752	1.246	3.082	1.588	1.325	2.673	2.155	1.021

从图11可以看出,3种工况中测点7~9的实测温降与模拟温降相差不多,初步判断模拟结果可靠。

2.2.3.2 室外温度-风管温降曲线模拟结果与实测结果对比

整理方案1~3风机频率为20,30,40 Hz的实验结果,将方案2和方案3中光管温降整合出来换算成方案1中风管温降,去除误差较大的点,整理结果见表7。

根据上述模拟结果和实测结果,得到拟合曲线如图12所示。

由图12可得出以下结论:

1) 在实验条件下,室外温度与风管温降呈线性关系。

表5 实验条件下的模拟结果

室外温度/℃	风管进出口温差/℃		
	风机频率 20 Hz,风管 风速 2.64 m/s	风机频率 30 Hz,风管 风速 4.20 m/s	风机频率 40 Hz,风管 风速 5.09 m/s
10.0	3.11	2.57	2.19
9.0	3.28	2.71	2.32
8.0	3.46	2.85	2.43
7.5	3.54	3.10	2.50
7.0	3.63	3.00	2.56
6.0	3.80	3.25	2.68
5.0	3.99	3.39	2.80
4.0	4.15	3.54	2.93
3.0	4.32	3.69	3.05
2.0	4.50	3.84	3.17
1.0	4.67	3.99	3.30
0.0	4.84	4.14	3.42
-1.0	5.01	4.28	3.54
-2.0	5.18	4.54	3.67
-3.0	5.36	4.69	3.78
-4.0	5.53	4.84	3.91
-5.0	5.70	4.99	4.03
-6.0	5.87	5.14	4.16
-10.0	6.59	5.62	4.64
-15.0	7.33	6.36	5.26
-20.0	8.30	7.10	5.87

2.2.3 对比分析

2.2.3.1 相同位置实测值与模拟值对比

首先,为了初步验证数值模型是否可靠,以3月23日实验结果为例,分别将风机频率为20,30,40 Hz情况下最后3个测点共9个热电偶数据与模拟结果进行对比,其中实验数据如表6所示,对比结果如图11所示。

2) 实验风管温降拟合曲线与模拟风管温降拟合曲线斜率大致相同,在风机频率为20 Hz、风管风速2.64 m/s的条件下,截距相差0.603℃;在风机频率为30 Hz、风管风速4.20 m/s条件下,截距相差0.695℃;在风机频率为40 Hz、风管风速5.09 m/s条件下,截距相差0.214℃。

3) 实测结果比模拟结果更为理想,可认为模拟结果可靠。

3 实际工程模拟分析

实测结果与模拟结果对比表明,模拟方法可靠,因此结合中国电信云计算内蒙古信息园项目进行模拟计算,为新型自然冷却通风空调系统设计提供建议。

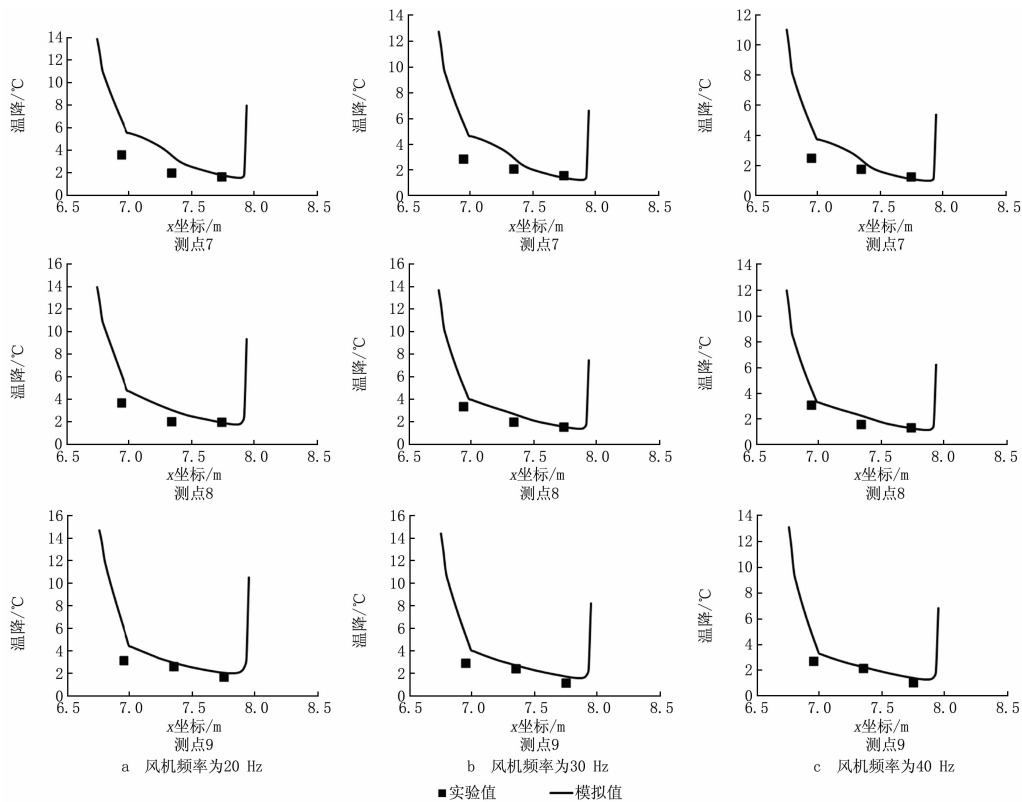


图 11 不同测点模拟温降与实测温降对比

表 7 实测结果

室外温度/℃	风管进出口温差/℃		
	风机频率 20 Hz, 风管 风速 2.64 m/s	风机频率 30 Hz, 风管 风速 4.20 m/s	风机频率 40 Hz, 风管 风速 5.09 m/s
10.20	3.98		
8.20	4.10		
7.90	4.20		
7.40	4.36	2.83	2.75
6.20	3.85		
5.10	5.11	4.83	
3.42			3.09
1.40	4.71		
-0.20	4.77		
-0.20	4.84		
-1.20		4.58	3.61
-1.90	4.96	5.51	
-1.90	5.34		
-2.70	5.92	5.26	
-3.00	5.92		
-3.14	6.81		
-3.55	6.62		
-3.97		5.80	
-4.09	7.05		4.25
-4.47		5.37	

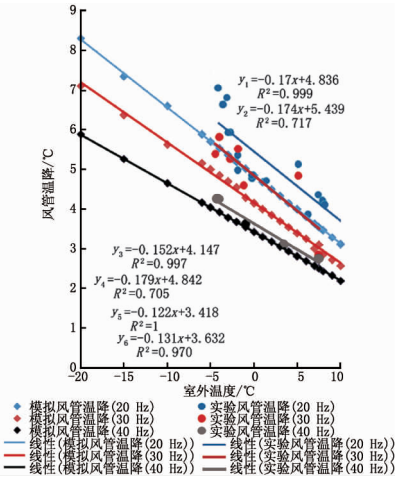


图 12 室外温度-风管温降曲线模拟结果和实验结果对比

位于呼和浩特和林格尔现代服务业集聚区,建筑面积 18 082 m²,占地面积 4 478 m²,建筑共 4 层。

建筑功能:1 层为配电房、设备机房等辅助用房,2 层为电力电池室,3,4 层为通信机房。

该项目设置自然冷却通风系统在冬季为 2~4 层功能房间(电力电池室散热量约为 250 W/m²,通信机房设备散热量为 1.5 kW/m²)供冷。通信机房分别由 3 个或 4 个开间构成,每个开间的尺寸

3.1 项目概况

中国电信云计算内蒙古信息园 A3 数据中心

为 8.4 m×6.9 m×3 m,每个开间由室外 3 个风管负责散热。

初始设计时竖直风管的尺寸为 2 400 mm×1 500 mm,间距为 400 mm;屋顶风管尺寸为 1 500 mm×2 000 mm,间距为 1 300 mm;距墙或屋面 600 mm;1 个开间风量为 75 000 m³/h。新型自然冷却通风系统风管设计剖面如图 13 所示。

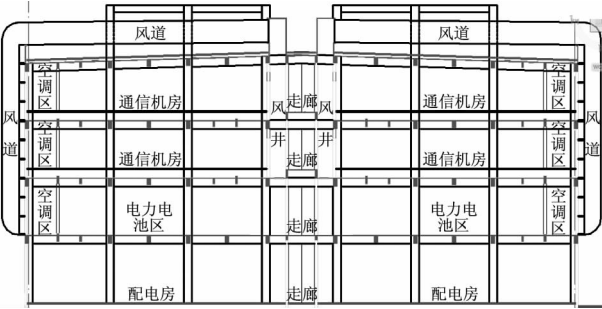


图 13 新型自然冷却通风系统风管设计剖面图

深化设计时由于竖直风管间距较小,实施难度较大,因此将室外竖直风管尺寸改为 2 200 mm×1 500 mm,间距为 600 mm;在选择风机时 3,4 层每个通信机房的每个开间选择风量为 11 000 m³/h 的风机 6 台,由于 2 层电力电池区冷负荷较小,每个开间仅选择 3 台相同的风机,每个风道对应 2 层 1 台风机,3,4 层各 2 台风机,共 5 台。

机房室内计算温度为 28 ℃(即室内排风口温度),根据上述机房冷负荷和风管循环风量,如通过室内风管对流换热后室内进风口温度为 18 ℃以下(>10 ℃温降),则认为该自然冷却通风系统提供的冷量满足机房的冷负荷需求。

3.2 设计方案降温能力模拟

3.2.1 计算参数

由于实验过程中发现方案 1 在室外温度较高时较难使室内空气温度从 28 ℃降至 18 ℃,因此建议在方案 1 的基础上,按照初步设计思路,在屋顶风管上增加强化换热段,其具体计算参数如下:

1) 屋顶风管处采用 49 根 8 m 长、直径为 0.2 m 的风管代替原来的光管,用以增加换热面积,从而增强换热效果。

2) 选择 4 层 1 个开间(8.4 m×6.9 m×3 m)的风管进行模拟(4 层风管长度最小,为最不利情况),模型如图 14 所示。

3.2.2 计算结果及结论

室外温度为-10 ℃的情况下,室内进风口平

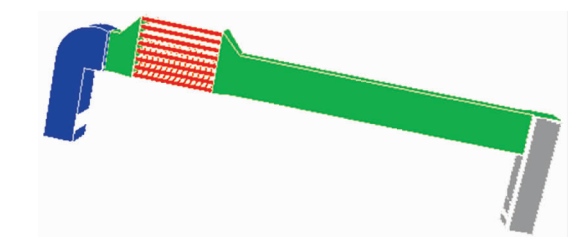


图 14 方案 2 模拟方案效果图

均温度为 18.53 ℃,温降 9.47 ℃,强化换热段温降在 6 ℃左右,截面温度场如图 15 所示,可以看出,强化换热段前后温差较大,降温效果明显。

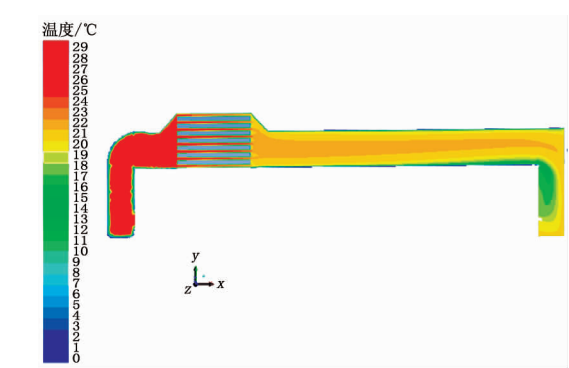


图 15 室外温度为-10 ℃情况下计算得到的截面温度场

通过不同模拟工况计算,得到如表 9 所示的数据,可以看出,在室外温度为-10 ℃时,降温幅度最为适宜。

表 9 不同室外温度下的温降 ℃				
模拟工况	室外温度	进风口平均温度	模拟温降	校正后温降
1	-20	16.00	12.00	12.941
2	-15	17.26	10.74	11.681
3	-10	18.53	9.47	10.411
4	-5	19.78	8.22	9.161
5	0	21.03	6.97	7.911
6	5	22.29	5.71	6.651

通过实验值与模拟值的对比分析,对不同室外温度下的模拟温降进行校正,结果见表 9。模拟温降和校正后温降与室外温度的拟合关系曲线如图 16 所示。

综上所述,在实际工程中 4 层通信机房循环风量为 25 000 m³/h 的情况下,如采用 49 根 8 m 长、直径为 0.2 m 的铝皮风管作强化换热段,在室外温度为-10 ℃的情况下,风管可将室内温度为 28 ℃的空气降温至 17.589 ℃,其降温温差 y 与室外温度 x 的关系式为 $y = 6 \times 10^{-5} x^2 - 0.250x + 7.905$ 。

3.3 春夏季电力电池室自然冷却分析

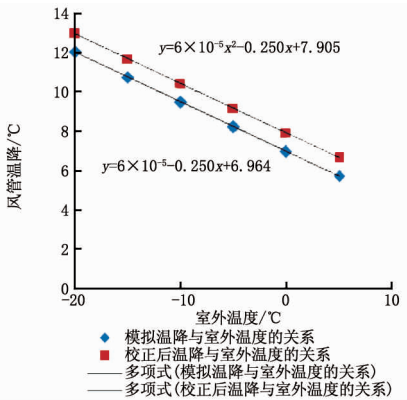


图 16 实际工程条件下模拟温降与室外温度的拟合关系曲线

在春夏季室外温度较高时,考虑到电力电池室单独自然冷却的可能性,模拟分析不同室外温度条件下风管的降温能力。

3.3.1 计算参数

根据上述方案的模型进行模拟,仅仅考虑 2 层电力电池室的降温,因此仅打开一个风道模型中的 2 层电力电池室风机,风量为 11 000 m³/h。在室外温度为 0~25 ℃之间选择 4 个工况进行模拟,分别为 0,10,20,25 ℃。

表 10 不同室外温度下方案 2 温降及换热量

工况	室外温度/℃	风管温降/℃	风管换热量/kW	校正全热换热量/kW	室内冷负荷/kW	满足室内负荷百分比/%
1	25	1.13	4.25	4.68	19	24.6
2	20	3.70	13.92	15.31	19	80.6
3	10	8.87	33.37	36.70	19	193.2
4	0	14.11	53.08	58.39	19	307.3

4 结论

4.1 春夏季电力电池室自然冷却效果

在室外温度 0~20 ℃情况下可采用自然冷却系统对电力电池室进行降温,而不必全部采用集中

3.3.2 计算结果

通过计算,室外温度为 20 ℃的情况下,室内进风口平均温度为 23.90 ℃,温降为 4.10 ℃,截面温度场如图 17 所示。

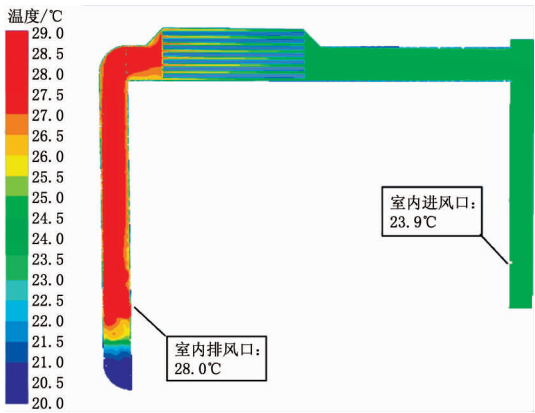


图 17 室外温度为 20 ℃的情况下计算得到的截面温度场

通过不同模拟工况计算,得到如表 10 所示的数据,可以看出,采用方案 2,在室外温度为 20 ℃时自然冷却系统的降温能力能满足电力电池室 80.6%冷负荷的需求。

空调系统。

4.2 全年节能效果

根据模拟结果,自然通风冷却系统全年节能效果分析见表 11,12。

表 11 (含强化换热器)自然冷却通风系统节能分析

运行工况	运行条件	全年运行/ 时间/h	节电量/ (kW·h)	电价/(元/ (kW·h))	节电费用/ 万元	节水量/ t	水价/ (元/t)	节水费用/ 万元	总节省费用/ 万元
风道智能换热+板式换热器换热(风道换热和板式换热器换热互为补充)	室外环境温度-26~-10℃	1 207	1 042 191.39	0.40	41.69	20 856.96	3.50	7.30	48.99
风道智能换热+板式换热器换热(风道换热为辅,板式换热器换热为主)	室外环境温度-10~-10℃	3 623	2 594 270.89	0.40	103.77	46 954.08	3.50	16.43	120.20
风道智能换热+冷水机组制冷(风冷+水冷)	室外环境温度10~20℃	2 263	1 134 374.01	0.40	45.37	9 776.16	3.50	3.42	48.80
冷水机组制冷(风冷+水冷)	室外环境温度高于20℃	1 667	0	0.40	0	0	3.50	0	0
合计		8 760	4 770 836.29		190.83	77 587.20		27.16	217.99
风道智能换热系统初投资/万元					1 038.04				
静态投资回收期/a					4.76				

从表 11 可知,采用风道智能换热系统,同时配套屋面强化换热器(屋面换热器按内蒙古当地投标价计算),一年可节约 477.08 万 kW·h,节约约 7.76 万 t,节省费用约 217.99 万元,静态投资回收

期为 4.76 a。其中风道换热能耗占全年运行能耗的 21.7%,板式换热器换热能耗占全年运行能耗的 22.9%,制冷主机系统能耗占全年运行能耗的 55.4%。

表 12 (不含强化换热器)自然冷却通风系统节能分析

运行工况	运行条件	全年运行 时间/h	节电量/ (kW·h)	电价(元/ (kW·h))	节电费用/ 万元	节水量/ t	水价/ (元/t)	节水费用/ 万元	总节省费用/ 万元
风道智能换热+板式换热器换热(风道 换热和板式换热器换热互为补充)	室外环境温度 -26~-10℃	1 207	927 284.99	0.40	37.09	15 642.72	3.50	5.47	42.57
风道智能换热+板式换热器换热(风道 换热为辅,板式换热器换热为主)	室外环境温度 -10~10℃	3 623	2 249 361.29	0.40	89.97	31 302.72	3.50	10.96	100.93
风道智能换热+冷水机组制冷(风冷+ 水冷)	室外环境温度 10~20℃	2 263	1 134 374.01	0.40	45.37	9 776.16	3.50	3.42	48.80
冷水机组制冷(风冷+水冷)	室外环境温度 高于 20℃	1 667	0	0.40	0	0	3.50	0	0
合计		8760	4 311 020.29		172.44	56 721.60		19.85	192.29
风道智能换热系统初投资/万元				900.00					
静态投资回收期/a				4.68					

从表 12 可知,采用风道智能换热系统,不配套屋面换热器,一年可节电约 431.10 万 kW·h,节水约 5.67 万 t,节省费用约 192.29 万元,静态投资回收期为 4.68 a。其中风道换热能耗占全年运行能耗的 19.2%,板式换热器换热能耗占全年运行能耗的 22.4%,制冷主机系统能耗占全年运行能耗的 58.4%。

参考文献:

[1] 刘杰,王景刚,康利改. 通信机房应用自然冷源降温方式的比较与选用[J]. 制冷与空调,2008,22(5):61-66

[2] 李浙,田国庆. 浅谈程控交换机房的空调设计[J]. 制冷空调与电力机械,2006,23(1):51-53

[3] 侯福平. 通信机房空调系统节能技术探讨[J]. 通信电源与机房空调的安全节能,2006(6):20-21

[4] 鲍玲玲,王景刚,张明杰. 通信机房用空气换热器经济效益分析[J]. 河北工程大学学报,2007,24(3):20-21