

(上接第 62 页)

5.3 尽管 9 h^{-1} 换气次数下厂房的洁净度仍远高于设计要求,但送风量不能无限减少,送风量的降低会带来厂房的温度超标,合理的送风量是满足洁净度和温度的综合数值,同时根据使用时间周期性及不均衡性、以及人体尘源相对集中等特点,设计洁净度通常比工艺要求高一个等级。

5.4 本工程实际仍然采用了洁净区 15 h^{-1} 的换气风量,但系统设计时采用了变频技术以实现系统风量的调节,并通过实际测试来确定经济运行的节能换气风量。

高大洁净厂房中不同粒径的产尘规律和运动规律十分复杂,采用目前的数学模拟分析结果还有待测试数据的验证,下一步的工作需要对成品进行现场测试,验证方案的合理性,为高大洁净厂房空

调系统设计提供重要的依据。

参考文献:

- [1] 赵彬,李先庭,彦启森. 人口紊流参数对室内空气分布的影响研究[J]. 建筑热能通风空调,2000,19(1): 1-5
- [2] 电子工业部第十设计研究院. 空气调节设计手册[M]. 2 版. 北京:中国建筑工业出版社,2005
- [3] 许钟麟. 空气洁净技术原理[M]. 3 版. 北京:科学出版社,2003
- [4] 中华人民共和国信息产业部. GB 50073—2001 洁净厂房设计规范[S]. 北京:中国计划出版社,2001
- [5] 李兆坚,张小航,宋道宏,等. 高大洁净厂房空调换气次数对洁净度的影响测试分析[C]//国防系统委员会第三届年会论文集,2010
- [6] 万才大. 西昌卫星发射中心卫星测试装配空调洁净[J]. 暖通空调,1991,21(4)
- [7] 高树德. 高大空间净化工程设计若干问题[J]. 暖通空调,1994,24(4)

高大洁净厂房分层净化 CFD 模拟与节能性分析

中国航空规划建设发展有限公司 董秀芳[☆] 肖武
清华大学 赵彬

摘要 分析了高大洁净厂房的空间特点、使用时间特点、净化负荷特点,提出了在高度上分层的净化空调方案。采用 CFD 模拟了某高大洁净厂房采用分层净化空调时的气流组织,浓度场、温度场的模拟结果表明,该方案适用于高大洁净厂房。

关键词 高大空间 分层净化 CFD 模拟 气流组织 浓度场 温度场

CFD simulation and energy efficient analysis of stratified cleaning in large-space clean factory buildings

By Dong Xiufang[★], Xiao Wu and Zhao Bin

Abstract Analyses the characteristics of space, service time and cleaning load in the building, and provides the stratified cleaning air conditioning scheme. Simulates the air distribution of stratified cleaning air conditioning in a large-space clean factory building with CFD. The concentration and temperature fields obtained show that the stratified cleaning air conditioning scheme suits for large-space clean factory buildings.

Keywords large space, stratified cleaning, CFD simulation, air distribution, concentration field, temperature field

★ China Aviation Planning and Construction Development Co., Ltd., Beijing, China

①

0 引言

随着我国航天技术的高速发展,航天产品的装配测试对环境保障提出了更高的要求,即恒温、恒湿和 8 级洁净度。航天设备是一种大型产品,从总装配起的一系列生产、测试工作都要求在大空间净化空调环境中进行,其装配测试厂房具有高大洁净厂房典型的特点,对空调专业洁净系统设计提出了新的课题。

航天装配测试厂房吊顶下高度通常为 15~30 m。现行的国家洁净厂房规范对层高小于 4 m 的洁净厂房的空调换气次数作了明确规定,但对于层高大于 4 m 的高大厂房的气流组织及换气次数暂无规定,且无依据可循。航天装配测试厂房虽然空间高大,但产品静置测试时所占用的高度一般不超过 5 m,相对于整个厂房空间而言体积较小且尘源集中,因此探讨一种适合这类高大厂房的净化方案具有重要意义。

根据航天装配测试厂房的特征,笔者提出了在空间高度上分层的空调系统方案。通过对高大洁

净厂房洁净度、温湿度进行 CFD 模拟及通过理论分析及模拟计算,验证了设计方案的合理性,同时也挖掘了节能潜力,提出了更为节能的运行方案,为以后类似工程的设计提供参考。

1 项目概况及其空调系统构成

1.1 项目概况

某航天装配测试厂房建筑面积 2 016 m²,长 63 m、宽 32 m、高 22 m,厂房内有大吨位吊车。厂房平面图见图 1。根据工艺要求,⑤~⑧轴空间洁净范围为 16 m 以下,①~⑤轴空间洁净范围为 8 m 以下,洁净等级为 8 级。设计参数:温度 20~25 ℃;相对湿度 45%~70%。厂房采用钢筋混凝土双支柱、钢网架屋顶结构形式,双支柱间距为 2 m,

①[☆] 董秀芳,女,1966 年 3 月生,大学,研究员
100120 北京德胜门外大街 12 号中国航空规划建设发展有限公司
(010) 62037504
E-mail:capdi4@vip.163.com
收稿日期:2012-06-26
修回日期:2012-08-30

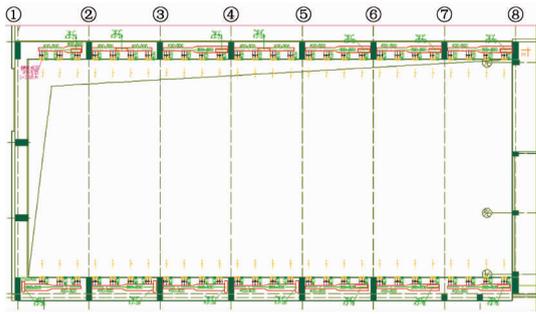


图1 厂房平面图

两柱之间设斜拉杆作为柱间支撑。墙壁及顶板采用100 mm厚的金属夹芯净化壁板,地面为防静电自流平地面。

1.2 厂房的特征

1.2.1 空间特征

航天产品的装配、测试工作虽然在大空间净化空调环境中进行,但产品所占有效空间相对较小,对于这类高大空间往往不需要全室净化。

1.2.2 使用时间特征

常常表现出明显的周期性及不均衡性。工作时间比非工作时间(如闲置时间、产品存放时间以及做各项准备工作的时间)短,而且相对集中。

1.2.3 净化负荷特征

对洁净工程而言,其负荷指的是悬浮于空气中的粒径不同的颗粒物,这些颗粒物分别来自以下几个方面:

- 1) 室外新风携带进入。
- 2) 随产品及工具、仪器、设备带入及生产过程中产生。
- 3) 操作人员在操作过程中散发出来。

厂房内除吊车尘源位于上部外,其他尘源位于厂房下部空间,其中以人体尘散发量居多,影响程度较大。总装及测试工作属于轻体力劳动,产尘量按 2.98×10^6 粒/(人·min)^[3](粒径 $0.5 \mu\text{m}$ 的颗粒物)计算,每班48人总的产尘量为 1.43×10^8 粒/(人·min)。如果均匀散布在整个空间,这些产尘量对于8级净化厂房来说是微不足道的。但如上所述人体散发的灰尘往往集中在产品周围,使小空间范围内的含尘浓度迅速增加,直接影响厂房的洁净度。

4) 地面产尘量。

地面产尘量一般按 4.237×10^4 个/($\text{m}^2 \cdot \text{min}$)^[3](粒径 $0.5 \mu\text{m}$ 的颗粒物)计算。

综上所述,净化负荷来自上、下两部分,来自厂房上部的颗粒物通过沉降或被气流携带到下部。下部空间负荷主要来自人体、设备、地面,并相对集中于产品周围,可能导致局部空气含尘浓度较高的现象,而产品区域又是净化要求严格的区域。这些净化负荷特点为局部净化提供了新的设计思路。

1.3 空调系统构成

1.3.1 空调系统形式

对于净化工程而言,节省建设资金和节约运行费用,其出路主要是最大限度地减少系统总循环风量。要做到这一点,最有效的途径就是最大限度地缩小净化空间。可采取的措施是将空间在高度上分层,即产品所处的下部为净化区,上部为非净化区。

与分层空调不同,净化空调对上层非净化区作密封处理,不设排风系统。以集中空调机组为主体组成大循环系统,送风气流由净化区上部的喷口送出,将携带高浓度尘粒的空气稀释,从而减轻了来自上部的灰尘对下部区域的影响。这部分送风兼有净化及冷热湿两种负荷。净化区的下层处在送风的回流区,在该区域内设有以自净机为主体组成的局部小循环系统。

设计采用喷口侧送风、双侧夹墙下部侧回风的分层空调方式,利用气流覆盖效果来满足洁净度及温湿度的要求。洁净处理机组与局部净化器相结合,洁净处理机组保证室内的温、湿度,高余压自净器满足洁净级别的要求。

1.3.2 设计风量的确定

根据GB 50073—2001《洁净厂房设计规范》^[4]的要求,8级洁净度的换气次数为 15h^{-1} ,同时参考国内外类似工程的成功经验,本次设计洁净区域内的循环风量按照 15h^{-1} 换气次数考虑,对于整个厂房空间,相当于换气次数为 7.8h^{-1} 。洁净处理空调机组总循环风量为 $171\,000 \text{m}^3/\text{h}$ 。空气处理机组设置在空调机房内。空气经过洁净处理空调机组粗、中效过滤及表冷、加热、加湿处理,再经过高效过滤器过滤后送至空调房间。另外,选用40台洁净自净机组(单台风量为 $4\,400 \text{m}^3/\text{h}$,功率为 3.5kW ,配中、高效过滤器),总循环风量为 $176\,000 \text{m}^3/\text{h}$,布置在厂房两侧2 m宽的双支柱空间内,双支柱空间亦作为空调系统的回风夹道,所有的空调送、回风支管及其他管线均在此空间内敷

设。

1.3.3 气流组织形式

与分层空调气流组织一样,分层净化空调气流亦采用侧上送、侧下回方式,但二者有所不同。一般分层空调系统是以温度调节为目的,在上部的非空调区仍有较大的负荷,通常在该区设有以排除余热为目的的排风系统。而净化空调是以净化为目的,净化负荷主要集中在下部,上部通常可不设排风,这样也利于上部空间的密封,减少灰尘的侵入。设计时在不同高度上布置两层送风口,利用喷口侧送风形成的气流覆盖净化区域。

厂房①~⑤轴区域工艺要求的洁净范围为 8 m 以下,喷口布置高度分别为 $H_1=7.00$ m 和 $H_2=8.95$ m,其中 H_2 高度处的喷口属于以集中空调机组为主体组成的大循环系统,其送风需要处理净化及冷热湿两种负荷; H_1 高度处的喷口属于以自净机为主体组成的局部小循环系统,其送风仅为了满足净化要求。

厂房⑤~⑧轴区域工艺要求的洁净范围为 16 m 以下,喷口按上、下两部分设置。8 m 以下区域的布置同①~⑤轴区域,8 m 以上、16 m 以下区域另行布置一组喷口,17.50 m 高度处的喷口属于以集中空调机组为主体组成的大循环系统,其送风需要处理净化及冷热湿两种负荷;15.00 m 高度处的喷口属于以自净机为主体组成的局部小循环系统。

喷口布置详见送回风气流流形图(图 2)。

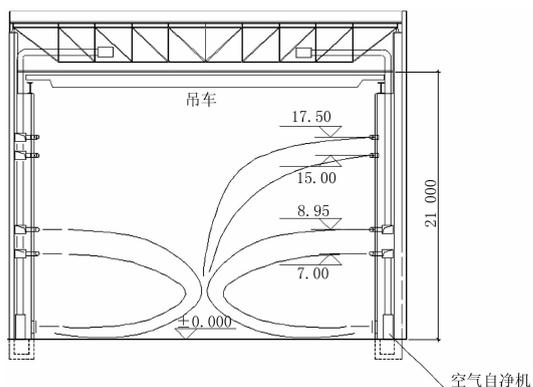


图 2 送回风气流流形

2 CFD 模型的建立

2.1 模型的几何图形

最不利情况为同时检测组装 3 台设备,每台设备外形尺寸为 $\varnothing 4.5 \times 15$ m,每台设备周围检测人员按 16 人考虑,设备由钢架支撑,中心距地面 4

m。设备的发热量按 48 kW/台考虑。吊车位置在其中 2 台设备的上方。人员简化为 $0.3 \text{ m} \times 0.3 \text{ m} \times 1.7 \text{ m}$ 的长方体,每个设备两侧各有 8 人。模型示意图见图 3。

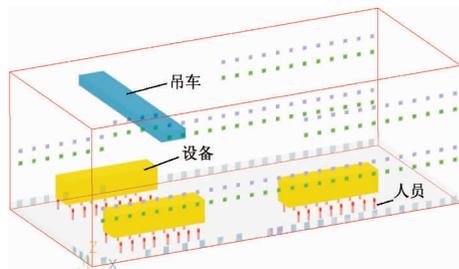


图 3 厂房模型示意图

2.2 边界条件设定

2.2.1 室内源强度及分布

装配测试厂房操作人员的工作多属于轻体力劳动,每班人数约 48 人,实际工作时人员往往集中在产品周围,导致相应空间内含尘浓度急剧增加。工艺设备发热负荷也集中在设备周围,工艺设备区域的温度场也会发生变化,这一点需特别关注。对于局部尘源、热源的模拟,CFD 数值模拟更具优势。模拟计算采用的室内源强度及分布见表 1。

表 1 室内源强度及分布(产热、产湿、产尘量)

	类型	单位产量	数量	分布
产热	人员	0.117 kW/人 ^[2]	48 人	2 m 以下
	工艺设备	48 kW/台	3 台	10 m 以下
	自净机组	3.5 kW/台	40 台	考虑在自净机组送风温升中
产湿	人员	175 g/(人·h) ^[2]	48 人	2 m 以下
产尘	人员	2 980 000 个/(人·min) ^[3]	48 人	2 m 以下
	地表面	42 375 个/(m ² ·min) ^[3]	1 689.12 m ²	2 m 以下
	工艺表面	42 375 个/(m ² ·min) ^[3]	228 m ²	10 m 以下
	吊车表面	42 375 个/(m ² ·min) ^[3]	332 m ²	18 m 以上

2.2.2 送风参数设定

空调机组送风参数为经空气处理机组处理后的出风口参数。

自净机组送风参数为考虑自净机组风机温升后的回风参数,自净机组功率 $N=3.5$ kW/台。按自净机组风机功率的 70% 转换成热能计算,风机温升为 1.68 °C。

根据热平衡得到室温夏季为 18.6 °C,冬季为 23 °C,则自净机组送风温度夏季为 20.28 °C,冬季为 24.68 °C。因空调机组和自净机组均装有型号为 H13 的高效过滤器(过滤效率 $>99.95\%$),认为送风含尘(粒径大于 $0.5 \mu\text{m}$ 的颗粒物)浓度为 0。空调、自净机组的风口数量及送风参数见表 2。

表2 空调、自净机组的风口数量及送风参数

	风口个数	风口风量/ (m ³ /h)	送风参数	
			送风温度	送风含尘浓度
空调机组风口	78	2 200	夏:16 ℃,75%	0
			冬:22 ℃,40%	
自净机组风口	78	2 256.4	夏:20.28 ℃	0
			冬:24.68 ℃	

2.3 PHOENICS 设定

厂房内介质按设计要求采用 20 ℃,1 个大气压下的空气物性参数进行计算,室内湍流模型采用 $K-\epsilon$ 模型;计算厂房内颗粒分布时考虑重力的影响,颗粒源的粒径全部设定为 0.5 μm (0.5~10 μm),采用 Boussinesq 浮升力模型。根据以上模型假设和边界条件,采用 PHOENICS 进行数值试验。为优化网格,对风口位置进行了细微的调整。调整后的网格总数约为 86 万。

3 CFD 模拟结果与分析

3.1 温度场模拟结果分析

从水平面温度场模拟示意图(图 4)可以发现,由于设备热源及人员集中,操作区平均温度整体高于其他无集中热源区域 1~2 ℃。最高温度低于 24 ℃,满足设计参数要求(设计温度为 20~25 ℃)。

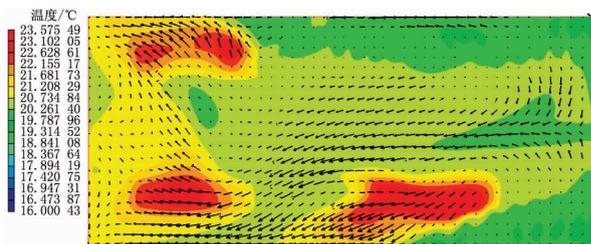


图4 H=4 m 水平面温度场示意图

从横截面($L=37.9$ m 横截面为图 1 中距离①轴 37.9 m 处的垂直截面,余类推)温度场示意图(图 5)可以看出,射流从北侧向南延伸逐渐变为从南侧向北延伸。设备作为主要的热源,其热浮升力

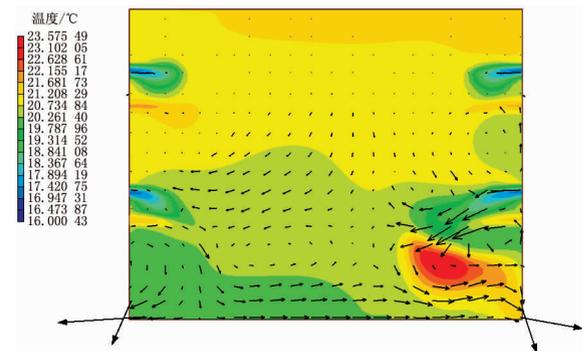


图5 L=37.9 m 横截面温度场示意图

对流场有着明显的影响,造成了局部的涡流。

3.2 粒子浓度场模拟结果分析

从水平面、横截面粒子浓度场模拟示意图(图 6,7)可以看出,由于设备及人员集中,操作区粒子浓度明显高于其他区域,最高浓度 22 万个/ m^3 ,但整个厂房粒子浓度在 10 万个/ m^3 以下,洁净度可达到 7 级(万级)。由于最不利工况下浓度极值依然远小于设计上限,因此厂房的洁净度完全符合设计要求,同时存在减小洁净风量的可能性。



图6 H=0.5 m 水平面粒子浓度场示意图



图7 L=14.125 m 横截面粒子浓度场示意图

3.3 模拟结果分析

通过对模型夏季工况的模拟分析,可以得出以下结论:

- 1) 厂房的温度、洁净度完全可以达到设计参数的要求,设计方案是合理可行的。
- 2) 在高大空间内采用在净化区用喷口送风与常规的在整个厂房空间顶部下送风相比,减少了一半的送风量,可达到风机节能近 50% 的效果。
- 3) 乱流洁净室利用喷口侧送风可以获得与顶送风等同的净化效果。

4 降低系统风量,挖掘节能潜力

4.1 节能性分析

通过上述对设计工况的模拟分析,可以得到结论:设计方案完全满足设计参数的要求,且洁净度

远高于 8 级(即可达到 7 级,甚至到 6 级),也就是说现有的设计方案仍有巨大的节能潜力,寻求满足参数要求的经济设计工况,对以后的工程设计具有重要的指导意义。

研究方向是将送风量由原来洁净区域空间内 15 h^{-1} 的换气次数降低到 9 h^{-1} ,即相当于整个厂房空间的换气次数为 4.68 h^{-1} 。同样按照上述模拟思路对 9 h^{-1} 工况进行 CFD 模拟。

4.2 送风参数设定

在送风参数及风口数量不变的前提下,系统的总送风量调整为 9 h^{-1} 后,每个风口风量相应减少,具体送风参数见表 3。

表 3 减少换气次数后空调、自净机组送风参数

	风口个数	风口风量/ (m^3/h)	送风参数	送风含 尘浓度
空调机组风口	78	1 320	夏: $16 \text{ }^\circ\text{C}$, 75% 冬: $22 \text{ }^\circ\text{C}$, 40%	0
自净机组风口	78	1 353.8	夏: $20.28 \text{ }^\circ\text{C}$ 冬: $24.68 \text{ }^\circ\text{C}$	0

4.3 边界条件设定

室内发热量、产尘量设定,PHOENICS 设定及模型空间位置均与设计工况(15 h^{-1} 换气次数)相同。

4.4 温度场模拟结果分析

从水平面、横截面粒子温度场模拟示意图(图 8,9)可以看出,换气次数减少到 9 h^{-1} 后,厂房整体温度明显升高,但最高温度仍低于 $24 \text{ }^\circ\text{C}$,满足设计参数要求。而流场则更为均匀,流动较弱,减小了东西侧的温差。西侧的涡流依然存在且更为明显。南北侧射流的交汇由于送风风速的减小而减弱,呈现出较好的对称性。

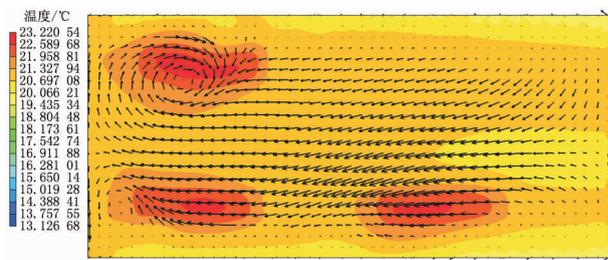


图 8 减少换气次数后 $H=4 \text{ m}$ 水平面温度场示意图

4.5 粒子浓度场模拟结果分析

从图 10,11 可以看出,尽管最高浓度达到了 $50 \text{ 万个}/\text{m}^3$,但厂房绝大部分区域内的粒子浓度不到 $30 \text{ 万个}/\text{m}^3$,依然远小于设计要求的浓度上限(8 级约为 $320 \text{ 万个}/\text{m}^3$)。由于人员是粒子浓度的

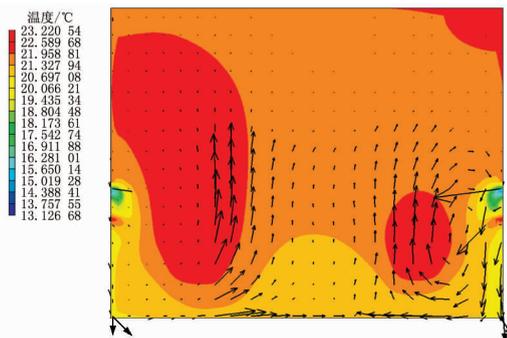


图 9 减少换气次数后 $L=37.9 \text{ m}$ 横截面温度场示意图

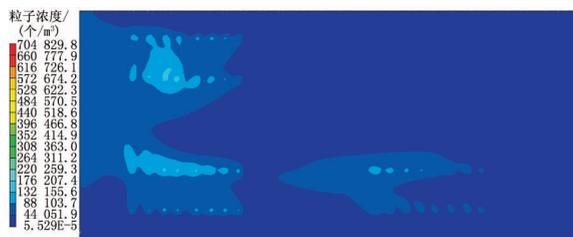


图 10 减少换气次数后 $H=0.5 \text{ m}$ 水平面粒子浓度场示意图



图 11 减少换气次数后 $L=14.125 \text{ m}$ 横截面粒子浓度场示意图

主要影响因素,可以预见的是,当人员处于走动中时,其产尘会在更大的范围内分布,因此集中的粒子浓度更小。这说明通过减小洁净送风量来减小运行能耗是完全可行的。

5 结论与展望

5.1 空间高度上分层的喷口侧送风系统方案适用于高大洁净厂房。

5.2 CFD 模拟的设计工况(15 h^{-1} 换气次数)及节能运行工况(9 h^{-1} 换气次数)下洁净工作区温度、粒子浓度均满足设计要求,完全有可能通过减小系统风量来降低运行能耗和费用,但需实测验证。