

工业建筑

某厂房暖通空调节能设计及
室内噪声和空气污染控制中国航空规划建设发展有限公司 乐有奋[☆] 潘 茜 傅建勋 叶 鸣

摘要 介绍了该装配厂房暖通设计的特点与难点。通过对比计算及 CFD 模拟等方法,从围护结构、复合供暖、分层空调、全年综合通风等方面优化系统设计,提出了多项节能措施;介绍了噪声控制的具体措施和全面通风的设计计算,可为类似工业建筑设计提供借鉴。

关键词 节能 复合供暖 分层空调 模拟

Energy efficient design of HVAC system and control of
indoor noise and air pollution for a workshopBy Yue Youfen[★], Pan Qian, Fu Jianxun and Ye Ming

Abstract Presents the characteristics and difficulties in HVAC system design of the project. By comparing calculation and simulation, optimizes the HVAC system design from the perspectives of envelope, hybrid heating, stratified air conditioning and yearly combined ventilation system, and applies several energy saving measures. Expounds the noise control measures and general ventilation calculation in details, providing references for similar project design.

Keywords energy efficiency, hybrid heating, stratified air conditioning, simulation

★ China Aeronautical Project and Design Institute, Beijing, China

①

1 工程概况

某装配厂房位于我国西北地区,由装配大厅及两层办公附楼组成,建筑总面积 25 470 m²,长 225 m,宽 108 m,高 16.0 m,大厅为门式钢架结构,附楼为钢框架结构。

该厂房的建筑外型新颖,西墙倾斜设计并为防止西晒设太阳能光伏板,南向设弧形钢板幕墙,屋顶设挑高斜形天窗,以航空飞行器为建筑隐喻,充满了力量感和运动感。建筑效果图见图 1。

2 暖通空调主要设计参数及设计难点

2.1 当地室外气象参数



图 1 某装配厂房建筑效果图

夏季:空调室外计算干球温度 35.2 °C、湿球温度 26.0 °C,通风室外计算温度 31.0 °C,水平面太阳辐射照度最大值 945 W/m² (出现时刻 12:00)^[1]。

冬季:供暖室外计算温度 -5.0 °C,空调室外计算干球温度 -11.0 °C、相对湿度 67%,日照百分率 18%。

2.2 室内环境主要设计参数

1) 温湿度

多数房间为舒适性要求,夏季 26~28 °C,冬季 18~20 °C;湿度无限制(配胶间等有工艺性要求的房间除外)。

2) 新风量

①☆ 乐有奋,男,1979 年 8 月生,大学,工程师
100120 北京市西城区德外大街 12 号第二设计所
(010) 62038277 13691429675
E-mail:yyfac@sina.com
收稿日期:2009-12-16
修回日期:2010-06-21

办公类房间的新风量标准为 $30 \text{ m}^3/(\text{人} \cdot \text{h})$, 装配大厅等生产性房间因人员密度小, 需同时满足室内空气清新度的要求, 新风换气次数不低于 0.5 h^{-1} [2]。

3) 噪声限值

按 GBJ 87—85《工业企业噪声控制设计规范》、GB 3096—2008《声环境质量标准》及 GB 12348—2008《工业企业厂界噪声排放标准》要求, A 声级噪声: 生产装配大厅 $\leq 90 \text{ dB}$, 车间辅助房间 $\leq 70 \text{ dB}$, 厂界噪声昼间 $\leq 60 \text{ dB}$ 、夜间 $\leq 50 \text{ dB}$ 。

4) 有害物浓度

GBZ 2.1—2007《中华人民共和国国家职业卫生标准》规定, 工作场所时间加权平均容许质量浓度: 丙酮 $\leq 300 \text{ mg/m}^3$, 乙酸乙酯 $\leq 200 \text{ mg/m}^3$ 。

据资料介绍, 丙酮的嗅阈值(人的嗅觉可闻到的临界浓度)为 33.7 mg/m^3 , 乙酸乙酯的嗅阈值为 270 mg/m^3 。

2.3 设计特点与难点

1) 空间高大

该装配厂房属于高大工业建筑, 厂房内高精度、自动化的进口设备非常昂贵, 全年有供暖与空调要求, 因空间高大, 能耗也大。

2) 生产噪声大

厂房在生产过程中产生的噪声较大, 实测的噪声频谱图显示: 单支铆钉枪连续工作时, 在人耳敏感的频段($2\,000 \sim 5\,000 \text{ Hz}$), A 声级噪声高达 90 dB , 而通常厂房内有 $150 \sim 160$ 支铆钉枪同时工作。该厂房还有其特殊性, 其北外墙距住宅区仅 25 m , 因此改善室内噪声环境并防止噪声向外传播显得尤为迫切。

3) 有害挥发性气体

厂房在生产过程中使用的胶料、稀释剂会产生丙酮、乙酸乙酯等挥发性气体, 会恶化室内空气环境(曾有引发劳资矛盾的案例), 需要在通风空调设计中予以重视并解决。

3 围护结构的节能措施

3.1 执行何种标准

供暖空调能耗在整个建筑能耗中所占比例较大, 以民用建筑为例, 供暖空调能耗占建筑全年能耗的 65% [3], 而供暖及空调能耗与建筑围护结构密切相关。合理设计建筑围护结构, 提高围护结构的保温隔热性能, 优化建筑物的体形系数、窗墙比

及遮阳系数, 能较大幅度地降低建筑能耗。

目前, 国内航空工业厂房的围护结构设计依据主要是 HBJ 3—98《航空工业工程建设设计规程》, 但随着国家对建筑节能的要求不断提高, 及相应建筑设计规范和技术的进步, 按更高的设计标准能取得更好的社会效益和经济效益。因此参照 GB 50189—2005《公共建筑节能设计标准》进行该工业建筑的围护结构设计, 与执行《航空工业工程建设设计规程》比较, 围护结构部分的供暖能耗与空调能耗分别下降了约 49% 和 26% ; 全年能耗分别下降了 43.4% 和 23.9% , 详见表 1, 计算工具为笔者所在单位引入的建筑节能设计分析软件。

表 1 执行不同标准对围护结构部分
供暖空调负荷的影响

	HBJ 3—98	GB 50189—2005
外墙	$K=1.63 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$K=0.60 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
屋面	$K=1.40 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$K=0.55 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
	透明部分面积无限制	透明部分面积 $\leq 20\%$
外窗	普通 $5 \text{ mm}+9 \text{ mm}+5 \text{ mm}$ 中空玻璃窗 $K=3.30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	Low-e 中空玻璃窗 $K \leq 2.70 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
	窗墙比无限制	窗墙比 ≤ 0.70
	遮阳系数 ≤ 0.78	遮阳系数 ≤ 0.50
体形系数	无限制	体形系数 ≤ 0.30
供暖负荷/kW	3 121	1 587
空调负荷/kW	3 078	2 287
供暖能耗/(GJ/a)	5 288	2 993
空调能耗/(GJ/a)	6 442	4 903

此外, 执行《公共建筑节能设计标准》, 采用更高标准的绝热材料, 可减少暖通管道输送的冷热量损失, 空调冷水管每 100 m 的温度损失可小于 $0.06 \text{ }^\circ\text{C}$, 空调热水管每 100 m 的温度损失可小于 $0.12 \text{ }^\circ\text{C}$ [2]。

3.2 挑高斜形天窗

为达到改善自然采光、减少人工照明能耗的目的, 需要在外墙和屋面上大面积开窗, 这会导致空调能耗急剧增加。根据文献[4], 建筑全年照明能耗远小于供暖空调能耗。笔者所在单位 2006 年对一部分工业建筑的屋面采光口进行了调研, 发现太阳辐射热使夏季室内热环境极度恶化。故该厂房采用挑高斜形天窗, 既能采光, 又大大减少了太阳辐射热 ($12:00$ 时屋顶透明部分接受的太阳辐射照度由 945 W/m^2 降至 157 W/m^2 [1], 屋顶部分的空调负荷最大值因此减小且出现时间延迟); 同时增加热压, 改善了自然通风效果。南向的建筑立面图见图 2。

3.3 西墙太阳能光伏板

西外墙为玻璃与金属复合的倾斜幕墙, 太阳辐

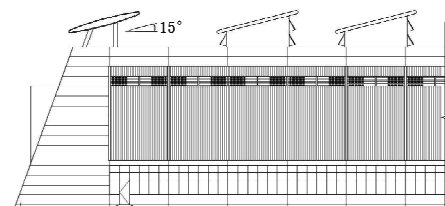


图 2 建筑立面图(南向)

射能量大,设太阳能光伏板,有利于发电和改善室内热环境,一举两得。

3.4 南向弧形钢板幕墙

弧形钢板幕墙与外墙之间有 400~1 250 mm 的空气通道,幕墙遮挡了大部分的太阳辐射热,能显著降低围护结构得热量,经过笔者计算,建筑物南向峰值冷负荷减小 204 kW,比无幕墙下降 32.2%,总冷负荷下降 4.5%。

4 供暖系统的节能措施

4.1 复合供暖方式

该厂房属于大型工业建筑,若全部采用散热器供暖,则布置空间一般不够;若全部采用空调机组供暖,则有舒适性差、管理复杂、运行费用高等缺点。故采用“散热器 5℃ 值班供暖+空调机组补充供暖”的复合方式,既兼顾了舒适性与初投资,又运行节能、管理简单、使用灵活。在冬季室外较暖和时,空调机组无需开启;在寒冷的冬夜,空调机组全部关闭也无冰冻之虞;部分区域投入生产时,其他区域可低温运行。

此外,设置了供暖与空调系统冷热量计量,便于监控冷热量使用情况,以提高节能意识与管理水平。

4.2 南北环路与温控

在方案阶段,将散热器系统按南北朝向分为两个环路并设动态温控措施(系统在夜间小流量低温运行,在有人工作的时间和区域,可提高室温设定值);空调机组也设电动温控措施,以充分利用太阳辐射、生产设备等的自由热,避免天气变暖时过度供热,避免厂房南热北冷,实现热水系统变流量运行等,综合降低供暖能耗及输送能耗。

由于厂房体量太大,室内温度不易控制与反馈,当地日照率低(见第 2.1 节),以及值班供暖总热量较小,最终只在空调机组上设置了温控措施。

4.3 热媒梯级使用

该厂房供暖系统具备热媒梯级使用的先天条件,即高温系统(散热器 95℃/70℃)的回水作为

低温系统(空调机组 60℃/50℃)的供水,以拉大室外管网温差,降低运行能耗。笔者曾在其他项目中成功应用过此类方案。但因该厂区锅炉房不支持大温差,该节能构想本次没有实施。

5 空调系统的节能措施

5.1 分层空调

针对该厂房空间高的特点,采用了双向对吹的分层空调系统。将卧柜式空调机组及送风管设置在 6 m 高处,将冷却(或加热)后的空气,通过两侧的送风喷口($\varnothing 400$ mm,风量 2 000 m³/h),以射流形式吹向大厅腹地,再以下回风的形式回到空气处理机组,形成空气再循环,使 6 m 以下的区域处于空气回流区。送风口沿厂房长度方向水平均匀布置,气流均匀性好,避免厂房局部过冷(或过热)。新风量为总风量的 10%,相当于空调区域换气次数为 0.5 h⁻¹。

夏季分层空调运行时,开启 1/6 的屋顶排风机为上部非空调区进行排热,并在两侧墙 12 m 高处设电动防沙防雨百叶窗,以自然进风的形式补充屋顶风机的排风量。根据 GB 50019—2003《采暖通风与空气调节设计规范》第 6.5.6 条条文解释,节能效果一般可达 30% 左右。

5.2 分区域群控与变水量系统

针对该厂房大的特点,将其划分为 6 个区域进行群控。目前许多工业建筑采用一次泵定流量系统,冷负荷变化时不能相应地改变冷水流量,只通过启停风机来控制室温。该工程的空调末端机组均设电动阀,实现按需供冷,无人工作的区域将不供应冷水,有人工作的空调区域温度达到设定值时,将自动切断冷水,避免过度供冷而造成浪费,同时减少空调水系统的输送能耗。

5.3 全新风运行

空调系统可在过渡季时实现全新风运行。当室外空气比焓低于厂房内空气时,沿厂房外墙设置的回风型空调机组可关闭电动回风阀、开启电动新风阀、开启风机全新风运行,利用新风进行冷却降温,以缩短制冷机开启时间。该项目地处西北,气候干燥、室外空气比焓低,利用新风供冷的节能潜力较大。

5.4 全热回收

笔者经过计算发现,对于效率同为 60% 的全热与显热回收器,前者夏季回收的冷量约是后者的 3.0 倍(见表 2)。

表 2 全热与显热型回收装置比较(风量 1 000 m³/h)

	制冷回收效率/%	室外新风温度/℃		空调排风温度/℃		回收冷量/kW
		干球	湿球	干球	湿球	
全热回收器	焓效率 60	35.2	26.0	26.0	18.5	5.64
显热回收器	温度效率 60	35.2	26.0	26.0	18.5	1.86

该厂房内的办公用房采用风机盘管+新风系统,新风采用全热型新风换气机,对空调排风进行全热回收,回收效率不低于 60%。

6 通风系统的全年综合节能方案

6.1 自然通风的效果评价

该厂房的屋面天窗设电动开启装置,优先考虑采用自然通风。但厂房纵深大(108 m),北外墙(225 m)无外窗(原因见本文第 7.1 节),自然通风效果如何?有无必要设置机械通风?笔者对此作了 CFD 模拟(模拟条件:夏季,室外温度 28℃,风速 2.2 m/s,主导风向东北向)。

CFD 模拟结果见图 3,由图可知自然通风时厂房内部的气流组织较差,西部、北部空气龄偏大,人员活动区域降温效果不明显。考虑到室外自然风的稳定性、可靠性差,在不利条件下有必要设置机械通风。

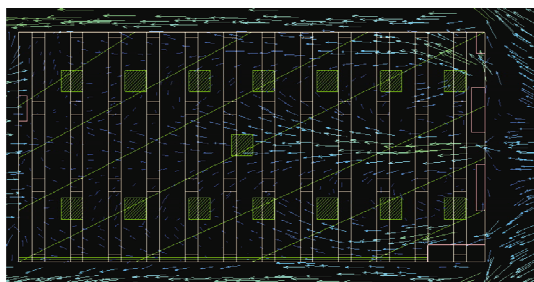


图 3 自然通风 1.5 m 高度水平方向流场图

6.2 机械通风系统的优化

对 16 m 高度的大空间而言,屋面设排风机,

表 3 厂房全年综合通风空调运行方案

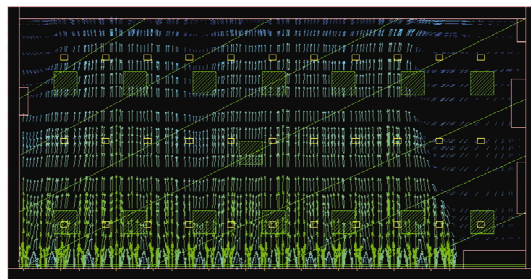
季节	运行工况	使用条件	屋面电动天窗	外墙高位电动百叶窗	外墙低位外窗	屋顶风机	新风机组	回风机组(外区)	回风机组(内区)
过渡季	自然通风	室外凉爽,自然通风能满足使用要求时	开启	关闭	开启	关闭	关闭	关闭	关闭
	机械通风	过渡季,自然通风不能满足使用要求时	关闭	关闭	开启	全部或部分开启	开新风阀,开风机	开回风阀,开风机	关闭
夏季	空调供冷	盛夏,机械通风不能满足使用要求时	关闭	开启	关闭	开启总数量的 1/6	开新风阀,开风机	开回风阀,开风机	开风机
冬季	供暖	暖冬,散热器能满足使用要求时	关闭	关闭	关闭	关闭	关闭	关闭	关闭
	空调供热	严冬,散热器不能满足使用要求时	关闭	关闭	关闭	关闭	开新风阀,开风机	开回风阀,开风机	开风机

该项目采用声学辐射度等国际先进的算法,在 MATLAB 和 Microsoft Visual C++ 平台上进行室内、外声场的仿真模拟,实现了噪声的有效治理。

1) 顶棚吸声降噪

全室换气次数达 5 h⁻¹时,排风量为 204 万 m³/h,断面风速为 5 h⁻¹×16 m/(3 600 s/h)=0.02 m/s,除门窗等自然补风部位外,厂房中部、北部的气流组织仍很差,既有厂房的经验证明了这一点。

利用射流衰减慢的特点,在屋顶风机排风时,沿厂房外墙设置的空调机组可关闭电动回风阀、开启电动新风阀、开启风机进行机械补风。补风口为球形送风喷口,湍流系数小,尤其适用于这种吹吸式联合通风的设计理念。CFD 模拟结果(见图 4)显示,机械补风非常有效,达到了较好的通风效果(模拟条件:夏季,室外温度 28℃,屋顶风机排风量 137.7 万 m³/h,空调机组机械补风量 11.2 万 m³/h)。

图 4 机械通风 1.5 m 高度水平方向流场
(屋顶机械排风+南侧机械补风)

机械补风由空调机组切换至全新风运行来实现,做法新颖,附加投资少。

6.3 全年综合通风方案

为使厂房内通风系统全年综合节能高效地运行,笔者提出了“自然通风→机械通风(机械补风)→空调供冷”的逐阶段使用方案(见表 3),以缩短制冷机开启时间,减少空调能耗。

7 室内噪声与空气污染治理

7.1 室内噪声治理

针对声源中 1 000~10 000 Hz 的 1/3 倍频带上集中了绝大多数能量,在大面积的顶棚上增设 50 mm 厚超细玻璃棉吸声层及 0.5 mm 厚 20%穿孔率压型钢板,缩短约 50%的室内混响时间,减轻

了噪声烦恼度,同时降低了室内声压级与透射到室外的声功率级。

2) 北外墙隔声处理

北外墙在 100 mm 厚金属复合发泡聚氨酯板基础上,砌 240 mm 厚承重黏土空心砖墙,并取消北墙所有玻璃窗。特别要求黏土砖两侧进行水泥砂浆抹灰处理,以确保隔声效果;在开门处设置声闸(类似门斗),使门洞处的隔声量不低于墙体。

3) 空调与通风系统

为防止厂界噪声超标,需尽力保证空调与通风系统的密闭性。空调新风通过风管从 12 m 高处的消声型百叶窗引至室内,风管采用消声型玻纤复合风管,避免噪声直接向室外扩散;百叶窗高于弧形幕墙,不破坏幕墙的立面效果。屋顶风机均设自垂式止回阀,尽量隔挡噪声外传,同时避免冬季室内热量的流失。

7.2 室内空气污染治理

根据 GBZ 2.1—2007《中华人民共和国国家职业卫生标准》,工作场所丙酮容许质量浓度为 300 mg/m^3 (PC-TWA),乙酸乙酯容许质量浓度为 200 mg/m^3 (PC-TWA)。该厂房丙酮平均散发量为 2.49 kg/h ,乙酸乙酯平均散发量为 0.29 kg/h 。

曾有类似厂房的工人频患癌症,并引发劳资双方发生剧烈冲突的案例。

开始生产时,假定厂房内有害物的初始浓度处于以下两种状态:1)丙酮、乙酸乙酯均为 0;2)由于用胶量突然增大、通风系统长时间未开启而累积等原因,丙酮为 300 mg/m^3 、乙酸乙酯为 200 mg/m^3 (即最高容许浓度)。开始生产后,有害物持续散发,在不同的运行模式下,厂房内有害物浓度的变化曲线见图 5(根据文献[5]的相关公式进行计算)。

曲线 1,1': 初始浓度为状态 1),开启机械通风模式(屋顶风机全部开启、空调机组切换为机械补风)。厂房内丙酮、乙酸乙酯最高质量浓度分别为 $1.8, 0.2 \text{ mg/m}^3$ 。

曲线 2,2': 初始浓度为状态 2),开启机械通风模式,厂房内有害物浓度迅速降低,0.5 h 后,浓度降低至初始浓度的 14%;1 h 后,浓度降低至初始浓度的 2%。

曲线 3,3': 初始浓度为状态 1),开启空调新风模式,厂房内丙酮、乙酸乙酯最高质量浓度分别为 $34.6, 4.0 \text{ mg/m}^3$ (约为机械通风时的 20 倍)。

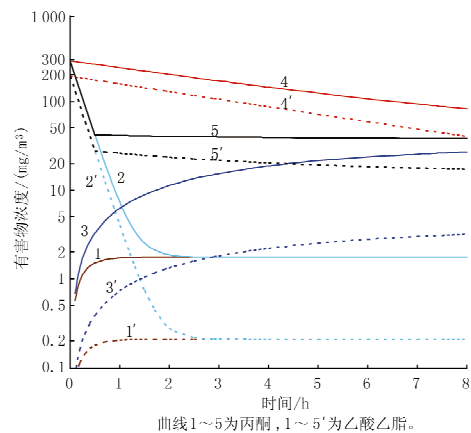


图 5 有害物浓度随时间的变化曲线

曲线 4,4': 初始浓度为状态 2),开启空调新风模式,厂房内有害物浓度缓慢降低,0.5 h 后,浓度降低至初始浓度的 90%;1 h 后,浓度降低至初始浓度的 82%;4 h 后,浓度降低至初始浓度的 50%。

以上计算结果表明,开启机械通风或空调新风均能有效地控制或降低室内有害物浓度,但开启机械通风时,浓度降低迅速,开启空调新风时则相对缓慢。在过渡季节,机械通风可以较容易地将厂房内丙酮浓度控制在 $1.8 \sim 300 \text{ mg/m}^3$,将乙酸乙酯浓度控制在 $0.2 \sim 200 \text{ mg/m}^3$ 。

在空调运行季节,若初始浓度均为 0 (状态 1)),室内丙酮的最高浓度 (34.6 mg/m^3) 将略高于嗅阈值 (33.7 mg/m^3),呈稀薄的薄荷香或水果香^[6],工人们将对室内空气品质感觉良好。若初始浓度较高(状态 2)),开启空调新风模式 8 h 后,丙酮浓度才降至 86 mg/m^3 ,工人们将一直在不良嗅觉环境中工作。

在经济性可行的前提下,应大力营造绿色、健康的室内环境,笔者建议,将丙酮作为主控项(乙酸乙酯散发量小、嗅阈值高、不主控),将其室内浓度控制在 1.5 倍嗅阈值左右(即 50 mg/m^3 、严于国家达标线),此时或闻不到丙酮的气味,或闻到稀薄的薄荷/水果香。

此建议不增加造价,只需在工人们嗅到丙酮气味后,勤开机械通风模式即可。此措施在过渡季尤其适用,既排余热又排有害物;在空调供冷或供热季节,以机械通风模式运行时,为避免室内冷热量的大量流失,现场 DDC 控制器提供了以下群控选项:1)空调机组切换为机械补风,电动水阀开启;

(下转第 37 页)