

涂装车间新风空调降本增效研究

曾永辉 马郡 马力 李颀 宋明凯

中国汽车工业工程有限公司

摘要:主机厂在追求涂装设备性价比的同时,还要求使用上满足工艺要求,并且减少投资建设成本,生产时便于检修并节能减排,因此便产生了本文所研究的新风空调双工况切换阀组。我们讨论了用最短的空调段位,以满足涂装车间新风空调的使用,实现精准的温湿度控制。实践表明,利用切换阀组满足双工况的使用,可以实现涂装车间内新风空调的降本增效。

关键词:涂装车间;新风空调;切换阀组;降本增效

0 前言

在现代工业生产中,涂装车间内喷涂工艺对于送风系统的温湿度要求极为严格,因此新风空调系统在涂装车间工艺中发挥着至关重要的作用。新风空调能够有效控制涂装车间内工艺送风的温度和湿度,对涂层的质量有着直接的影响。

如图1所示,当温度过高,在 32°C 左右时,或者温度低于 24°C ,湿度低于60%时,区域I中漆膜会出现水平方向的桔皮。当温度在 29°C 左右时,或者温度低于 26.7°C ,湿度低于60%时,区域II中漆膜会出现垂直方向的桔皮。当温度低于 26°C ,湿度超过60%时,区域III中漆膜会出现流挂现象。当温度在 $25\sim 28.3^{\circ}\text{C}$,湿度在58%~65%范围内时,区域IV中车膜可以获得较好的质量。所以,如何控制温、湿度在区域IV范围内,是各涂装车间设计的目标,同时还要考虑降低空调系统的能耗,实现能源的最优化使用,也是我们设计急需解决的问题。

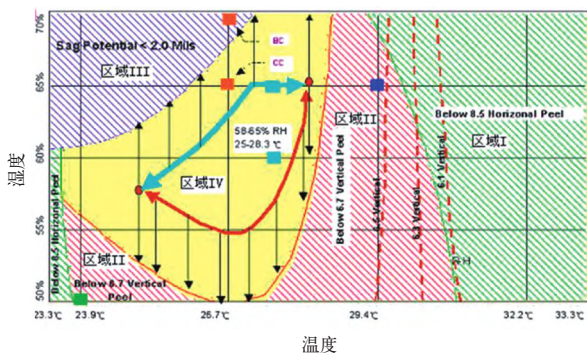


图1 温湿度对车身漆膜影响曲线

1 新风空调的降本设计方案以及问题

1.1 空调降本设计方案

涂装车间内喷漆室的新风空调一般都是标准的全功能段空调,即包含一次加热、表冷、加湿和二次加热四个功能段。一次加热通常是燃烧机形式(调漆间空调如果有一次加热是采用盘管形式),常规布置方式为一次加热、表冷、加湿和二次加热,但这种布置方式的空调成本较高,燃烧器以及盘管造价较高,无形中提高了主机厂的投资成本。为了降低一次投资,新风空调多选择一次加热和二次加热共用,减少空调长度,降低外购件成本。根据焓湿图,空调布置方式多为表冷、加热和加湿。

举例说明,如需满足喷漆室温湿度范围为冬季温度 $(23\pm 1)^{\circ}\text{C}$ 、湿度 $65\%\pm 2\%$,夏季 $(25\pm 1)^{\circ}\text{C}$ 、湿度 $70\%\pm 2\%$ 。假设该涂装厂所在地理位置冬季室外条件的历史平均值中,空气调节温度 -13.7°C ,空气调节湿度82.6%,夏季室外条件的历史平均值中,干球温度 31.4°C ,相对湿度53.6%。根据进风温度和出风温度设计该新风空调,功能段分别为冷水表冷、热水加热以及加湿段。如图2所示,在焓湿图中,A点是外界温度,B点是目标温度,C点是过程点,夏季时外界温度通过表冷达到C点,再通过加热达到B点目标点。如图3所示,冬季时外界温度通过加热达到C点,再通过加湿达到B点目标温度,根据焓湿图过程,空调功能段位设计,即为先表冷,后加热,再加湿。

1.2 空调降本使用中遇到的问题

为了降低投资成本,空调共用加热段,而一次加热和二次加热的加热量相差甚远,以上述进出风温度

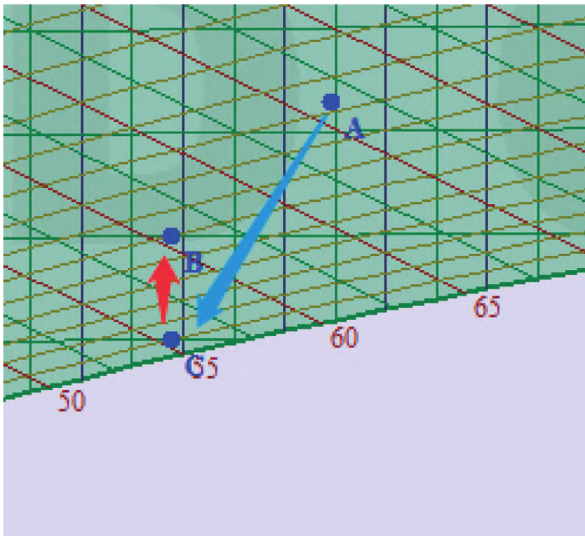


图2 夏季过程焓湿

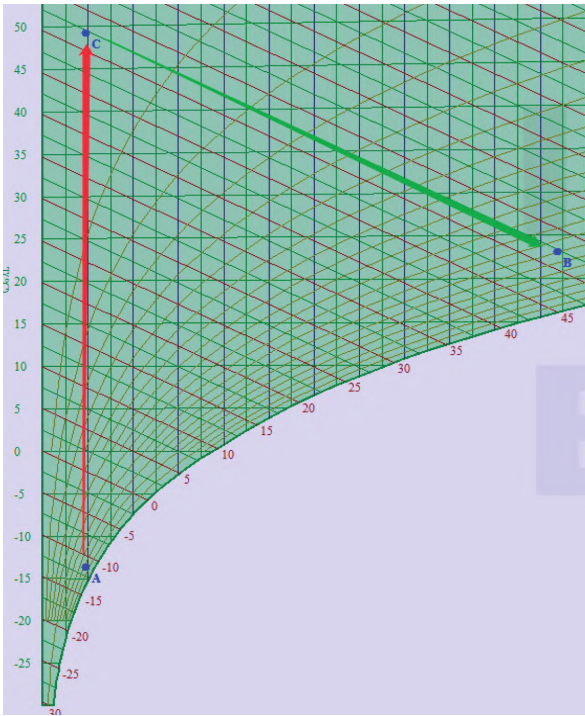


图3 冬季过程焓湿

为例，夏季加热量为图2红色箭头，冬季加热量为图3红色箭头，当空调风量为33800 m³/h时，夏季加热量为59.4 kW，然而冬季加热量为664.7 kW，如此巨大的差距，导致传热不均匀、热交换效率降低，进而使温湿度调节精度受到影响。

冬季在气温较低地区，当空调刚刚开机运行时，表冷盘管为第一段功能段时，外界气温低于0℃，大量冷空气进入空调内部与盘管换热，盘管中的热量被快速带走又无法补充时，盘管内水迅速结冰，体积膨胀而后撑裂盘管。由于采用水

作为换热介质，因此冬季外界气温低于0℃时才会发生冻裂盘管的情况。

当在冬季极度寒冷低温情况下，表冷盘管内部通车间热水，当作一次加热使用，既解决表冷盘管低温冻裂的问题，又提高了空调的控制精度，由此针对表冷盘管不同环境下功能转变的切换阀组单元应运而生，从而实现涂装车间空调系统降本增效。

2 降本增效研究——切换阀组的应用

切换阀组的应用重点就是冷水热水盘管的共用，因此在选择盘管时，其换热面积需要兼顾夏季表冷和冬季加热两种工况，尤其是要保证冬季严寒天气下，盘管内传热媒介的流速不能低于2~3.5 m/s，在实际使用中，还要根据盘管材料、管径及相关经验参数等进行合理调整。

根据热力学基本理论，在保证一定气流量、水流量和换热温差条件下，换热器面积的大小决定了风机盘管的制冷或制热能力。

我们上面进风温度要求为例，在新风空调风量一定的条件下，首先针对夏季表冷工况时所需冷量对盘管进行选型分析。此工况下空调温湿度及相关热物理参数由焓湿图（图3）可得，详见表1，其中状态点A为外界温度，B为空调出风温度。

根据某车间输调漆间风量33750 m³/h，外界温度31.4℃，送风温度25℃，在所需盘管数量为两件的情况下，可由空调风量冷量公式：空调冷量（W）=空调风量（m³/s）* 空气密度（kg/m³）* 温度差（K）* 空气比热（W/kg·K）。

再根据实际设计过程中选用出的设备要预留出10%的冷量的经验及厂家盘管型号手册拟合，得出表冷空调冷量为181 kW，则每个表冷盘管的冷量为91 kW。

空调设备10%的预留冷量，用以保证空调设备能满足在可能出现的极端环境条件以及短期生产工艺需求中产生的额外冷量需求，或者因在长期生产中盘管内结垢导致实际冷量低于设计值时，空调盘管的预留余量可以保证设备在所需工艺条件下正常运行，避免了设备的更换，从而减少生产运营成本。

表1 表冷工况下状态点参数

状态点名称	干球温度 / (℃)	湿球温度	露点温度	含湿量 / (g/kg)	相对湿度 (%)	焓 / (kJ/kg)	空气比热 / kJ / (kg·K)	密度 / (kg/m ³)
A	31.4	23.838	20.855	15.573	53.6	71.415	1.028	1.148
B	25.0	20.959	19.152	13.979	70.0	46.835	1.025	1.174

由所需制冷量根据公式：制冷量（W）= 车间冷冻水流量（m³/h）*（回水温度 - 进水温度）（℃）* 水的比热容（J/kg·℃）。

在本项目工况下，水的比热容取值 4200（J/kg·℃），可得空调盘管所需冷冻水流量为 11.1 m³/h。

在本文中对部分参数进行简化，在不考虑污垢系数及管内外侧传热系数的条件下，设计温湿度下的传热系数可根据出风温湿度、水流速、风速和显热比等估算，根据如下盘管选型公式选出所需盘管规格：盘管换热面积（m²）= 制冷量（W）/（热传导系数（W/m²·K）* 温差（K））。

其中温差一般按对数温差计算，即：

$$\Delta t = ((T_i - t_o) - (T_o - t_i)) / \ln((T_i - t_o) / (T_o - t_i))$$

式中：Ti、To 为空气进风温度，空气送风温度（K）；ti、to 为冷水进水温度，冷水回水温度（K）

在此基础上增加余量系数，可得表冷盘管换热面积为 45.8 m²。

然后对冬季一次加热工况时所需热量对盘管进行选型分析。此工况下空调温湿度及相关热物理参数由焓湿图（图 3）可得，详见表 2，其中状态点 A 为外界温度，B 为空调出风。

表 2 一次加热工况下状态点参数

状态点名称	干球温度 / (°C)	湿球温度 / (°C)	露点温度 / (°C)	含湿量 / (g/kg)	相对湿度 (%)	焓 / (kJ/kg)	空气比热 / (kJ / (kg·K))	密度 / (kg/m³)
A	-13.7	-14.141	-15.776	0.95	82.6	-11.427	1.003	1.360
B	21.0	16.677	14.177	10.127	65.0	46.835	1.020	1.193

在相同空调风量及盘管数量的条件下，由进风温度 -13.7℃，送风温度 21℃，根据如上步骤可得空调热量为 665 kW，单个盘管热量为 333 kW。

空调设备 2% 的预留热量，用以补偿特殊环境下或盘管内部结构带来的换热能力降低，由所需制热量可根据公式：制热量（W）= 车间热水流量（m³/h）*（回水温度 - 进水温度）（℃）* 水的比热容（J/kg·℃）。

在本项目工况下，水的比热容取值 4200（J/kg·℃），可得空调盘管所需冷冻热水流量为 1.0 m³/h。

在不考虑污垢系数及管内外侧传热系数的条件下估算加热工况下的传热系数，并由此得出一次加热盘管换热面积为 66.3 m²。

将表冷盘管换热面积与一次加热盘管换热面积对比可以发现，在相同空调风量及盘管数量的前提下，本项目一次加热所需的换热量大于表冷所需的制冷量，则一次加热盘管所需的换热面积相对更大。为满足空

调在冬夏季同时使用，应选用相对较大换热面积的盘管作为具有双工况切换功能的空调系统设备。在此基础上，将对一次加热盘管用于表冷工况时的冷量进行逆推，发现其满足具有设计冷量 20% 的余量，则本项目中一次加热盘管可以作为双工况切换阀组控制下的表冷盘管使用，且满足空调的调节精度。

在以上计算中一般会出现三种情况。

第一种情况，在夏季极端天气下表冷量与冬季极端天气下一次加热量接近，夏季表冷和冬季加热两种工况下的传热媒介流速均满足要求，可以看到根据车间环境温度变化，通过切换阀组中的电动二通阀及电动蝶阀连锁控制，对流经盘管的车间供水进行切换，实现盘管功能的变化，从而保证输调漆间内温湿度的稳定控制。此时切换阀组的原理如图 4 所示。

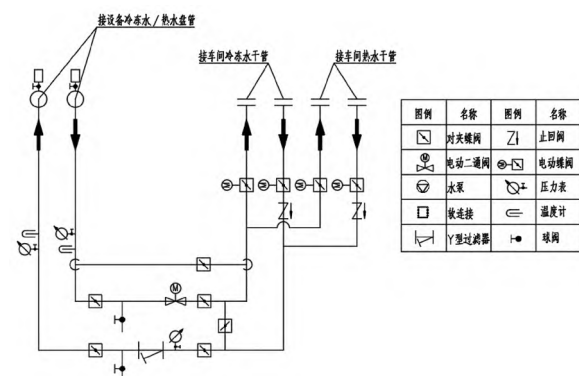


图 4 冷量与热量选用盘管为同一型号时的切换阀组原理

第二种情况，夏季极端天气下表冷量远大于冬季一次加热量，即表冷的换热面积远大于加热的换热面积，此时为了满足空调在冬夏季同时使用的情况，需要选用满足表冷量的盘管。但在冬季运行过程中，由于换热面积超过所需供热量太多，供水切换阀组在调节热水流量时，导致热水在盘管中的流速过小，与较低的环境温度换热过快，导致盘管内传热媒介结冰，从而冻裂损坏换热设备，增加系统的维护成本和故障风险。

根据此种情况额外配置循环泵加快盘管内水流速，从而提高水流速度和水压强度，加快换热效率。由于循环泵使水流量增加，从而能够减少风机盘管系统的压力损失，降低系统的风阻和噪声。除此之外，管道的水流速度和水压强度的提高，也可以降低系统运行的水泵功率，减少系统的能耗和运行成本，具有节能功效。因此，在盘管内水流流速较低的情况下，加装循环泵是一种集优化效果、降低成本和节能减排于一体的解决方案。相关配置流程如图 5 所示，这样既

保证满足冬季调节温度，又避免盘管冻坏的风险。

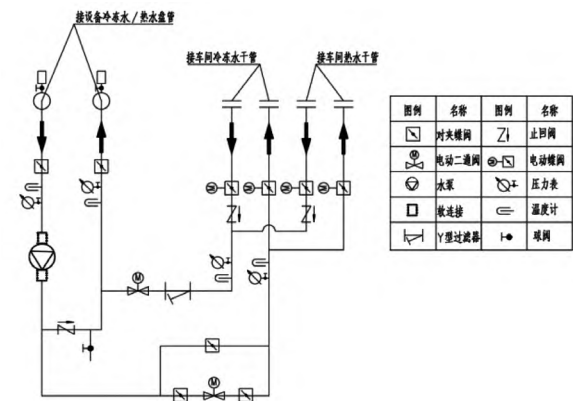


图5 冷量大于热量较多选用冷盘管时

第三种情况是冬季一次加热的热量远大于夏季表冷情况，此种情况如果按照冬季加热量对盘管进行选型，较大的差距不能保证空调温湿度调节的精度，此时可将一次加热的热量拆分为两部分，第一部分可根据表冷盘管的大小适当放大 20 % 余量作为一次加热热量使用，将剩余部分放在二次加热中使用，这样既解决了冬季首段盘管易冻裂的情况，又提高了空调的控制精度。常规焓湿图调节方式如图 6 所示，将一次加热热量拆分到两个盘管内的调节路径如图 7 所示。

3 结语

由于不同车企对其管理的多个厂区规划不同，以及每个项目所在地理环境各异，因此在涂装车间新风

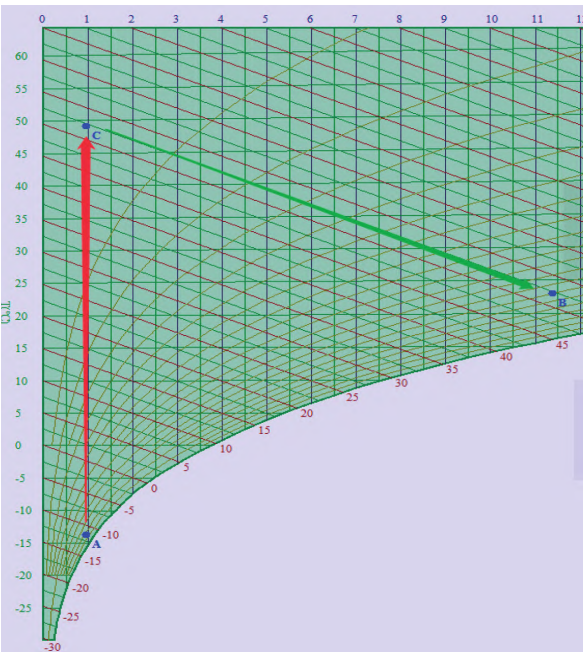


图6 只使用一次加热焓湿图调节方式

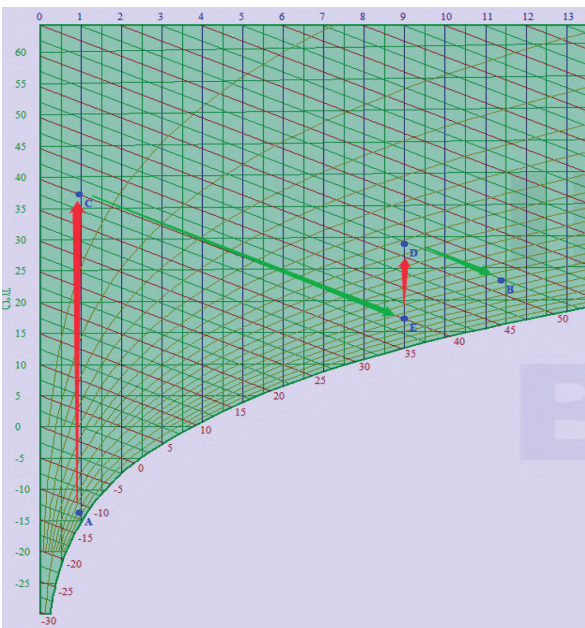


图7 一次加热与二次加热共用焓湿图调节方式

空调项目前期规划时，对设备的配置和选用也各有差异和特点。在设计和实施过程中，不仅要满足工艺需求，保证换热充分，也要综合考虑设备使用寿命、生产维护便利、投资建造成本及维护运营成本等相关方面。切换阀组的出现，有效解决了以上问题，不仅能够有效地减少设备投入，降低系统投资成本及维修成本，还能够不同季节的需求切换中，快速实现功能的转变。切换阀组是在对能源利用和系统效率进行深入研究后的创新成果，为能源管理的节能减排和室内环境控制带来新的思路和实践方向，同时也解决了涂装行业盘管防冻的卡脖子问题，具有重要现实意义。

参考文献

[1] 薛殿华. 空气调节[M]. 北京: 清华大学出版社, 2000.

[2] 王宴平. 设计工况下风机盘管空调系统选型的校核计算[J]. 安徽: 安徽建筑工业学院学报, 2006, 14(2): 80-81.

[3] 张震寰. 暖通空调 HV&AC 一种降低四管制空调系统循环水泵能耗的技术研究[J]. 暖通空调, 2023, 53 (4) : 84-87, 37.

[4] 赵富强. 暖通空调 HV&AC 一次蒸汽加热盘管系统设计优化[J]. 暖通空调, 2024, 54 (1) : 386-387.

[5] 邱育群. 暖通空调 HV&AC 中央空调机组预热盘管防冻控制方法[J]. 建筑热能通风空调, 2022, 41 (6) : 52-53.