

组合式空调机组表冷器设计浅析

毕明华* 凌勋 颜明西

(桂林航天工业高等专科学校动力工程系 广西 桂林 541001)

摘要 阐述了组合式空调机组表冷器的主要设计内容,分析了机组运行中表冷器的常见问题,并针对这些问题提出了设计时采用的解决方法。

关键词 组合式空调机组;技术发展;表冷器;优化

中图分类号: TU241 **文献标识码:** A **文章编号:** 1009-1033(2007)03-0025-02

组合式空调机组以功能段为组合单元,可根据不同的用途选用不同的功能组合,能够实现混合、过滤、冷却、加热、去湿、加湿、消声等空气处理作用。作为中央空调系统的重要设备,组合式空调机组以其技术参数可选范围广、性能价格比适中、功能段组合灵活等优点广泛应用到各种集中式空调系统中,近几年在国内市场取得了很大发展。

表冷器作为组合式空调机组的关键部件,其合理设计和优化至关重要。在实践应用中,机组出现的如冷量不足、运行后风量减小、表冷段带水等问题,大都与表冷器有关。为此,本文就“组合式空气调节实验装置”课题设计中表冷器的设计思路作了初步探讨,供有关人员交流。

1 片型和片距的确定

组合式空调机组的表冷器属于整体穿片式肋管换热器。近年来,肋片型式不断改进,目前除平片外,还有波纹片、条缝片和蜂窝型片等多种。波纹片、条缝片与平片相比,增加了气流的紊流度,提高了空气侧的换热系数,但是增加了空气流动阻力和动力消耗。尤其是条缝片,在湿工况时,冷凝水易积聚在条缝间,造成风量明显减少。而且,条缝片易被积尘堵塞,长期运行后,堵塞情况更严重,使冷量大幅度下降。因此,提高条缝片的换热效率关键在于降低条缝片空气阻力。针对这个问题,有人提出改进措施:减薄肋片,加大条缝间距。新片型虽然可以使机组结构更为紧凑,但也有不足之处,设计表冷器时要全面考虑。

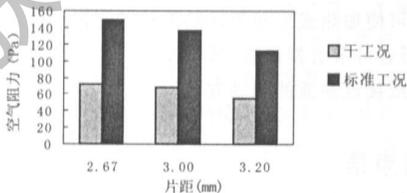


图1 不同片距时干、湿工况空气阻力比较

另外,不同的片型应配有最佳的片距才能得到较大的冷量和风量,否则将是不经济的。片距小会使表冷器的外表面积增大,但是同时还会增大最窄截面处风速,增加空气阻力,从而使风量减少,造成供冷量下降。图1是采用同样规格波纹片的表冷器在迎面风速为2.5m/s时不同片距对应空气阻力的比较。由此可见,简单认为减少片距即可增大机组供冷量是不正确的,合理的片距必须综合分析这两方面的因素而确定。

实验装置的设计中,表冷器采用了波纹肋片。为了减小空气阻力,采用片距为2.2mm。表冷器的结构型式及主要参数见表1。

表1 表冷器结构型式及主要参数

| 管外径(mm) | 管距(mm) | 排距(mm) | 排列方式 |
|---------|--------|--------|--------|
| Φ9.52 | 25 | 21.65 | 叉排 |
| 排数 | 列数 | 片距(mm) | 片厚(mm) |
| 4 | 16 | 2.2 | 0.12 |

2 肋片材料的选择

表冷器通常处于湿工况,凝露时由于析出的水分依附在肋片表面上,使空气阻力大为增加。由图1也可以看出,当机组保持风量不变时,则湿工况下的空气阻力明显高于干工况,最多时阻力可增加1倍以上。如果是同一台的机组,在风机与电机配置不变的情况下,空气阻力的增加从而使得湿工况下的风量明显低于干工况下的风量。若要保证机组风量不至于有太大的变化,可加大风机电机的功率或使用亲水箔肋片材料。

本设计采用亲水箔肋片,是在肋片铝箔表面涂覆亲水性的涂层,包括特殊的树脂漆,合成硅石和一些表面活性添加剂。这些涂覆层的作用是尽可能减小水和翅片表面的润

* 作者简介:毕明华(1972—),男,山西繁峙人。桂林航天工业高等专科学校动力工程系制冷教研室教师,工程师。

湿角,使冷凝水极易从翅片表面流下。文献[5]指出,与不涂覆的翅片比较,经涂覆处理后的翅片表面,其湿工况时的阻力可减小40%。

3 迎面风速的确定

在实际工作中往往把湿工况下表冷器的传热系数整理成以下形式的经验公式:

$$K_s = \left[\frac{1}{A v_y^m \xi^p} + \frac{1}{B \omega^n} \right]^{-1} \quad (1)$$

式中 v_y 是迎面风速, ω 表示表冷热管内水流速, ξ 是析湿系数, A, B, P, m, n 是由实验得出的系数和指数。由式(1)可以得出,当其他条件不变时,提高迎面风速会加大表冷器的传热系数。虽然降低迎面风速能增加表冷器的接触系数,但是迎面风速过低会引起表冷器尺寸和初投资的增加,过高除了会降低接触系数外,也会增加空气阻力,并且可能由空气把冷凝水带进送风系统而影响送风参数。比较合适的迎面风速是2~3m/s。作者对一台三档调速的变风量小型机组作了迎面风速测定,图2是多个测点高、中、低风速的比较,风速较为合理均匀。目前有些厂家为了缩小产品的外形尺寸,往往将机组的迎风面风速取得较大,这样就可能造成机组表冷段后带水,如果挡水板设计不合理,那这个问题就更为严重。而冷却段后带水,会造成水滴蒸发加湿,特别对相对湿度要求低的场合,使之达不到要求的温湿度。有的机组,虽然表冷器设计迎面风速较小,但通过表冷器的实际风速不均匀,特别是通过表冷器净空隙处的风速很大以及挡水板效果差等,仍然带水严重。这种情况对于送、回风机串联型式的组合式空调机组更为明显,因为回风机出口的射流到表冷器前时尚未扩散均匀,使表冷器中间部分迎面风速太大。当然,表冷器迎面风速的确定还与前面所述的片型、片距以及肋片材料有关。经表冷器的设计计算,实验装置实际的迎面风速为2.05m/s。

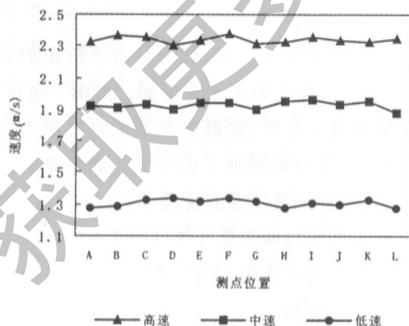


图2 迎面风速测定值比较

4 排数的确定

组合式空调机组的表冷器一般可分为4排、6排和8排。在机组进风参数相同且冷负荷相同的条件下,选用不

同风量和排数的表冷器,因空气处理后送风状态点不同,会导致室内温湿度情况也不同。因此,在工程设计中应综合考虑场所冷负荷的大小、表冷器热湿处理能力和换气次数的要求。虽然增加排数能增加表冷器的接触系数,但是排数的增加也将使空气阻力增加。而且排数过多时,后面几排还会因为冷水与空气之间温差过小而减弱传热作用,所以排数也不宜过多,一般不超过8排。另外排数对表冷器的维护与寿命影响较大,通常当排数超过六排就会妨碍表冷器的清扫工作,若排数要求更多,则应将盘管分段并联设置。由于本实验装置供冷量相对较小,采用4排型式即可满足设计要求。

5 流动方式的选择

当热交换器进出口流体温度都确定的时候,不同的流动方式将有不同的平均温差 Δt_m ,热交换器可以通过提高传热推动力 Δt_m 来强化传热。本实验装置设计中采用了逆流方式。

设计工况下,进水温度 t_{w1} 为7℃,出水温度 t_{w2} 为12℃,进风干球温度 t_1 为27℃。假定出风温度 t_2 为17℃,如果机组热交换器的流动方式为顺流,则对数平均温差

$$\begin{aligned} \Delta t_m &= \frac{(t_1 - t_{w1}) - (t_2 - t_{w2})}{\ln \frac{(t_1 - t_{w1})}{(t_2 - t_{w2})}} = \frac{(27 - 7) - (17 - 12)}{\ln \frac{(27 - 7)}{(17 - 12)}} \\ &= \frac{20 - 5}{\ln \frac{20}{5}} = 10.82^\circ\text{C} \end{aligned}$$

如果机组热交换器空气和水的流动方式为逆流,则

$$\begin{aligned} \Delta t_m &= \frac{(t_1 - t_{w2}) - (t_2 - t_{w1})}{\ln \frac{(t_1 - t_{w2})}{(t_2 - t_{w1})}} = \frac{(27 - 12) - (17 - 7)}{\ln \frac{(27 - 12)}{(17 - 7)}} \\ &= \frac{15 - 10}{\ln \frac{15}{5}} = 12.33^\circ\text{C} \end{aligned}$$

可见逆流比顺流可获得更大的对数平均温差,更有利于传热。组合式空调机组热交换器的流动方

式常采用传统的交叉流的复杂方式,处于顺流和逆流之间,实际上,逆流布置时的换热最强。文献[6]认为,当表冷器的排数大于等于4排时,可以把逆交叉流完全看作逆流方式。在完成同样传热量的条件下,采用逆流可使平均温差增大,换热器的传热面积减小;若传热面积不变,采用逆流时可使加热或冷却流体的消耗量降低。前者可节省设备费,后者可节省操作费,故在设计或生产使用中应尽量采用逆流或接近逆流的流动方式。

6 结束语

由以上分析可知,组合式空调机组表冷器的设计是个综合性的课题,只有考虑多种因素的影响,才能避免机组在使用中的质量问题。表冷器的优化设计应尽可能采用新材

(下转第38页)

表3 仿真路由请求与路由结果

| 路由请求 (s, t) | QoS 路由请求 | | | | | QoS 路由结果 | | | | |
|----------------|----------|----|----|------|-------|----------|----|----|------|-----------|
| | 选择的路由 | 带宽 | 时延 | 时延抖动 | 丢包率 | 迭代次数 | 费用 | 时延 | 时延抖动 | 丢包率 |
| (0, 5) | 0-6-5 | 50 | 16 | 3 | 0.001 | | 7 | 7 | 1 | $3e^{-5}$ |
| (0, 6) | 0-6 | | | | | | 3 | 5 | 0 | $2e^{-5}$ |
| (0, 7) | 0-6-10-7 | | | | | | 7 | 15 | 2 | $4e^{-5}$ |
| (0, 8) | 0-12-8 | | | | | | 4 | 7 | 1 | $3e^{-5}$ |
| (0, 9) | 0-12-9 | | | | | | 4 | 7 | 2 | $3e^{-5}$ |

实验中网络的拓扑生成部分采用 Waxman^[9] 提出的方法,它能够随机产生具有实际网络特性的图,该网络既具有普遍性,又接近实际网络的特征。我们用上述算法以30个节点的随机网络为仿真平台,进行了实验,最后对多组实验数据求平均值进行分析,实验证明算法能以较快的收敛速度收敛于全局最优解。

4 结论

传统的遗传算法有两个严重缺点,即过早收敛以及在

进化后期搜索效率较低,这使得最终搜索得到往往不是全局最优解,而是局部最优解。本文在分析这两个缺点产生的原因的基础上,提出了既能加快进化速度,又能抗早熟的嫁接遗传算法。采用双种群的混合遗传算法,将遗传算法与经典的启发式算法结合起来,同时通过嫁接种群的指导,待进化种群可以明显地并且在整个进化过程中始终加快进化速度。将其成功的运用于多约束条件的 QoS 组播路由问题,通过仿真实验测试,算法取得满意效果。

参考文献

- [1] 顾军华,王方伟,宋洁.一种基于佳点遗传算法的 QoS 组播路由选择方法[J].计算机工程与应用,2003,5(19):171-175.
- [2] 王书振,王东,刘怀亮,徐国华.嫁接遗传算法及其在车间作业调度问题中的应用[J].机械科学与技术,2003,22(6):873-878.
- [3] 王征应,石冰心.基于启发式遗传算法的 QoS 组播路由问题求解[J].计算机学报,2001,24(1):55-61.
- [4] 黄晓雯,贺细平,唐贤英.基于遗传算法的 QoS 路由选择与仿真[J].计算机仿真,2003,20(6):43-46.
- [5] J J Wu, R-H Hwang. Multicast routing with multiple constraints[J]. Information SCIENCES, 2000; 124: 29-57.
- [6] R-H Hwang, W-Y Do, S-C Yang. Multicast Routing Based on Genetic Algorithms[J]. Journal of Information Science and Engineering, 2000, 16: 885-901. 1993; 1123-1128.
- [7] Salama H F, Reeves D S, Viniotis Y. Evaluation of multicast routing algorithms for real-time communication on high-speed networks[J]. IEEE Journal on Selected Areas in Communications 1997, 15(3): 332-345.
- [8] Ravikumar C P, Bajpai R. Source-based Delay-bounded Multicasting in Multicasting in Multimedia Networks[J]. Computer Communications, 1998; 21(2): 126-132.
- [9] Bernard M Waxman. Routing of multipoint connections[J]. IEEE JASC, 1988; 6(9).

(责任编辑 李卫华)

(上接第26页)料、新技术,但必须同时考虑工艺条件、生产成本以及使用场合和运行费用,才能保证机组经济、合理、安全、稳定地运行。

参考文献

- [1] 冉红卫.组合式空调机组的技术发展[J].制冷与空调,2001(2).
- [2] 全国暖通空调及净化设备标准化技术委员会. GB/T 14294-93,组合式空调机组[S].
- [3] 张恩泽,唐志国.肋片间距对表冷器性能影响的实验研究[J].能源研究与信息,2002(3).
- [4] 刘刚,刘华清.组合式空调机组现状与节能研究[J].东华大学学报,2003,29(4).
- [5] 吴业正.小型制冷装置设计指导[M].北京:机械工业出版社,1998.
- [6] 邢振禧.空气调节技术[M].北京:中国商业出版社,2001.

(责任编辑 李卫华)