

文章编号:1007-6492(1999)02-0095-03

空调机组性能的优化

黄宇慧

(湖南大学环境工程系,湖南 长沙 410082)

摘 要:目前国内空调机组在实际使用中噪音过高,且风机振动,易烧坏电机.针对这些常见问题,研究了产生的原因和影响因素,从空调系统的计算、风机的选用以及空调机组的结构等几方面提出了具体的改进措施和方法,并指出为实现空调机组性能的优化,需要设计人员、设备制造厂家充分合作,才能不断改进空调机组的结构,使之更加合理和完善.

关键词:空调机组;空调系统;风机;优化

中图分类号: TU 83 **文献标识码:** A

0 引言

随着国民经济的迅速发展,人民生活水平的不断提高,各类大型、高层民用建筑大量建造,这些建筑物需设空调系统.但集中式空调系统的末端设备(如风机盘管、柜式风机盘管、组合式空调器等)在运行中可能会出现噪声大、风机振动、烧坏电动机、空调房间温湿度达不到要求等问题.除了因个别生产厂家对产品质量不重视,使得产品性能达不到要求外,另一个很重要原因是设计人员和设备制造厂家在设计观念上存在一定的“误区”.有些设计人员在风量和风道的阻力计算中过于保守,盲目加大安全系数,以为这样就会安全可靠.在选择空调设备时又简单地按样本提供的参数对号入座,而不考虑运行时的工况点,当样本参数中没有合适的数值时,只好选择略大于设计参数的数据,制造厂也只按设计人员选用的型号、规格提供产品,而不过问产品应用于什么场合以及对产品有什么具体要求.

例如:长沙市一商业大厦空调工程设计人员选用21台DFP-120型柜式空调机,样本铭牌标注的风量为12000 m³/h,机外余压为450 Pa.在设备调试中发现有的系统风量偏大、噪音过高,甚至出现烧坏电机的现象.通过风道阻力的分析计算,发现系统运行不稳定的原因为空调风机与风道系统匹配不当,机外余压过高.通过更换风机或在风

道中增设调节阀使这个问题得以解决.

又如长沙一酒店订购一批柜式风机盘管机组,要求的参数为风量3200 m³/h,冷量37.29 kW,机外余压300 Pa,功率0.8 kW,噪音小于58 dB.在安装调试时发现,实际风量为3500 m³/h,噪音高达63 dB.对空调系统中风管阻力重新进行计算分析,发现总阻力仅为180 Pa,风机的风量、风压过高.为此更换了风机,电机功率由0.8 kW降至0.55 kW,噪音由63 dB降至58 dB,各项指标均达到要求.

1 空调机组性能的优化^[1,2]

为保证各类空调机组、风机盘管在运行中能充分发挥其性能,满足节能、环保、舒适等多方面要求,设计人员应和制造厂配合,做好产品的选用和匹配工作.

1.1 降低风机能耗和噪声,提高空调系统稳定性

遇到的情况表明:造成空调系统运行不稳定的原因,大部分是由于空调设备的选型不当造成的.要解决这个问题,要求设计人员对空调系统的风量及系统阻力损失进行精确计算,以降低风机能耗和噪声,提高空调系统运行的稳定性.制造厂根据冷负荷、管道阻力损失和使用场所的不同,协助设计人员进行设备选型或根据实际需要另行确定空调机组的表面冷却器和风机.

另外,国家空调设备质检中心近年来对空调

收稿日期:1998-12-30;修订日期:1999-02-19

作者简介:黄宇慧(1974-),男,河南省濮阳市人,湖南大学硕士研究生.

设备的抽查情况表明,大部分国产空调机组冷量和风量均符合并超过国家标准,但往往噪声指标达不到要求,A声级噪声超标2~5 dB.因此,对空调负荷、设计风量及管道系统阻力进行精确计算,对降低风机噪声和能耗具有重要意义.

风机的声压级可按下式计算

$$L_A = L_{SA} + 10 \times \lg(Q \cdot p^2) - 19.8 \quad (1)$$

式中: L_A ——风机在最高效率点下的A声级,dB;

L_{SA} ——风机在最高效率点下的比A声级,dB;

Q ——风机在最高效率点下的风量, m^3/h ;

p ——风机在最高效率点下的风压,Pa.

从上式可以看出,盲目增大风机的风量、风压,会使噪声相应增大,风机能耗也会随之增大.

1.2 选用高效低噪风机

目前我国生产与空调设备相配套的风机厂家很多,风机性能各不相同,为保证选用风机在高效、低噪音状态下运行,我们建立了风机信息库,然后对不同类型风机的性能曲线进行拟合,得出以下方程

$$p_m = f_1(Q_m) = A_1 + B_1 Q_m + C_1 Q_m^2; \quad (2)$$

$$\eta_m = f_2(Q_m) = A_2 + B_2 Q_m + C_2 Q_m^2. \quad (3)$$

式中: p_m ——风机在某一特定尺寸和转速下的风压,Pa;

Q_m ——风机在某一特定尺寸和转速下的风量, m^3/h ;

η_m ——风机在某一特定尺寸和转速下的效率;

A_1, A_2, B_1, C_1, C_2 ——相关系数.

以上两式中的相关系数可用最小二乘法求出.

当风机叶轮尺寸(D_2)和转速(n)改变时,风机的特性方程如下式所示:

$$p_n = f_1(Q_n) = \left(\frac{n_n}{n_m}\right)^2 \left(\frac{D_{2n}}{D_{2m}}\right)^2 A_1 + \frac{n_n}{n_m} \left(\frac{n_{2n}}{n_{2n}}\right) B_1 Q_n + \left(\frac{D_{2m}}{D_{2n}}\right)^4 C_1 Q_n^2; \quad (4)$$

$$\eta_n = f_2(Q_n) = A_2 + \left(\frac{n_m}{n_n}\right) \left(\frac{D_{2m}}{D_{2n}}\right)^3 B_2 Q_n + \left(\frac{n_m}{n_n}\right)^2 \left(\frac{n_{2m}}{n_{2n}}\right)^6 C_2 Q_n^2. \quad (5)$$

式中: p_n ——新工况下风机压,Pa;

Q_n ——新工况下风机风量, m^3/h ;

η_n ——新工况下风机的效率;

n_n ——新工况下风机转速,r/min;

n_m ——特定工况下风机转速,r/min;

D_{2n} ——新工况下风机叶轮直径,m;

D_{2m} ——特定工况下风机叶轮直径,m.

根据公式(4)、(5),利用计算机即可择优选出该型号中效率最高、所需功率最小的风机,然后再对不同类型的风机进行比较,即可进行风机的优化选择.

1.3 风机及皮带轮的平衡和尺寸的确定

风机的皮带轮传动在组合式空调器中得到大量的应用.但是对皮带轮的选用至今尚未引起设计、制造单位的重视.目前风机生产厂对每台风机的叶轮都进行了动平衡试验,而皮带轮的动平衡却往往被忽视.因此,组合式空调器经常出现振动和轴承损坏现象,影响空调器的正常工作.因此,建议风机制造厂应对皮带轮进行动平衡试验.

皮带轮直径的大小会直接影响轴承寿命,其关系可用下式表示

$$L_{10H} = \frac{16667}{n} \left(\frac{C}{S}\right)^{\epsilon}, \quad (6)$$

式中: L_{10H} ——寿命等级为 L_{10H} (即可靠度为90%)时运行小时数,h;

n ——风机转速,r/min;

C ——基本动荷载,N,与风机型式、轴承大小有关;

ϵ ——寿命指数,滚珠轴承 $\epsilon = 3$;滚子轴承 $\epsilon = 10/3$;

S ——轴承等值动荷载,N.

轴承等值动荷载可由下式计算

$$S = \frac{60P}{n\pi R}, \quad (7)$$

式中: P ——电动机安装功率,kW;

R ——风机皮带轮半径,m.

从公式(6)、(7)可以看出,轴承的寿命与皮带轮直径有关,直径越大,寿命越长.因此可以根据要求的轴承寿命确定皮带轮直径.

1.4 前向多翼型离心式风机的正确使用

前向多翼型风机具有风压高、尺寸小等特点,因此在同样的尺寸条件下,它具有转速低、噪声小等优点.国外生产厂家提供的组合式空调器大多配有前向多翼型风机,目前国内卷烟厂空调系统中得到广泛应用.由于前向多翼型风机的特性

曲线与后向叶片风机不尽相同,在设计时应加以注意。

图1为前向多翼型风机的特性曲线(其中 $Q-H$ 曲线为流量-扬程曲线, $Q-P$ 曲线为流量-功率曲线)。由图1可见,前向多翼型风机的功率 P 随着风量 Q 的增大而增加很快,因而在工程设计中如果安全系数选择过大,而在调试中没有采取关小阀门的必要措施,容易引起电机超载。因此在使用前向多翼型风机时,设计的风量、风压应尽可能准确,不宜盲目加大安全系数,这一点比后向叶片式风机更为重要。

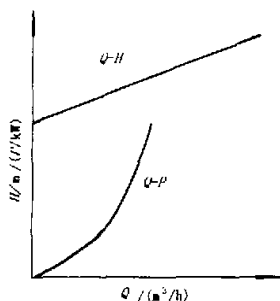


图1 前向多翼型风机的特性曲线

1.5 改进空调机组结构,减少漏风率

根据国标规定,组合式空调器在机内静压为700 Pa,机组的漏风率不应超过3%。据国外有关

资料介绍,漏风率为10%时,风机轴功率增大33%;漏风率为15%时,则增大52%。由此可见,减少漏风率是保证空调机组节能运行的重要条件。但是,国产组合式空调器的漏风现象普遍比较严重,漏风点一般在机组四角、底板、功能段连接处等地方,其主要原因是机组结构设计不合理,密封材料质量较差,现场安装时没注意平稳等。漏风率的超标,不仅影响房间内的温湿度要求,也使耗电量增加。

2 结论

空调机组是集中式空调系统的重要部件之一,要使其性能得到充分发挥,满足节能、环保、舒适等多方面的要求,需要设计、制造两方面合作。特别是设备制造厂家应主动、直接参与设计,根据用户的具体条件提供最优产品,不断改进空调机组的结构,使之更加合理和完善,使设备性能得到充分发挥,加速我国空调行业走向世界市场。

参考文献

- [1] 孙一坚. 空调系统风机的优化设计[J]. 烟草科技, 1997(1): 34-37.
- [2] 赵荣义. 空气调节[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1994.

Optimization in Properties of Air-conditioning Units

HUANG Yu-hui

(Department of Environmental Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China)

Abstract: In this paper, in view of the problems of internal air-conditioning units in operation, the influencing factors which cause air-conditioning units unstable are studied. On this base, some particular measures and methods are advanced to achieve the optimization in properties of air-conditioning units, in the design of air-conditioning systems, the choice of fans, the structure of air-conditioning units, etc.

Key words: air-conditioning unit; air-conditioning system; fan; optimization