

风机单位风量耗功率的理论分析和实测研究^{*}

中国建筑科学研究院 刘刚[☆] 曹勇
哈尔滨工业大学 翟建超

摘要 节能检测中发现,依据 JGJ/T 177—2009 计算的风机单位风量耗功率不满足 GB 50189—2005 的要求。通过理论分析和现场实测,认为两个标准中风机单位风量耗功率计算式的含义相同,但使用前提不同,前者只能在设计选型时使用,后者主要针对空调机组和普通的机械通风系统。不恰当使用计算公式将导致错误结果。

关键词 单位风量耗功率 现场测试 分析 计算公式

Theoretical analysis and site testing of energy consumption per unit air volume for fan transportation

By Liu Gang[★], Cao Yong and Zhai Jianchao

Abstract The value of the energy consumption per unit air volume for fan transportation calculated according to JGJ/T 177-2009 do not meet the requirements of GB 50189-2005 during the on-site energy efficiency testing. Based on the theoretical analysis and field testing, considers that the calculation methods of energy consumption per unit air volume for transportation listed in the two standards have the same meaning but with different scopes of applicability, the former is used for design, and the latter is for AHU and mechanical ventilation systems. It will result in wrong result if the methods are improperly used.

Keywords energy consumption per unit air volume for transportation, field testing, analysis, calculation formula

★ China Academy of Building Research, Beijing, China

①

0 引言

风机是暖通空调系统中主要的能耗设备之一。为了降低通风系统的能耗,GB 50189—2005《公共建筑节能设计标准》^[1](以下简称《节能标准》)第 5.3.26 条对普通风机的单位风量耗功率作了限定,并在 JGJ/T 177—2009《公共建筑节能检验标准》^[2](以下简称《检验标准》)中规定对风机的单位风量耗功率进行实测检验,以判断是否满足相应的要求。

本文通过工程测试,从理论和现场实测两个方面对通风空调系统中单位风量耗功率的设计计算与现场检测计算依据进行分析,指出了单位风量耗功率不满足规范要求时可能存在的原因,为节能检测工作提供参考。

1 风机系统介绍

某大型公共建筑暖通空调系统中某台排风排烟两用风机通风状况的额定参数和实测参数见表 1(测试仪器均符合 JGJ/T 177—2009 的要求)。

表 1 风机参数

铭牌参数			
风量/(m ³ /h)	功率/kW	全压/Pa	余压/Pa
7 000	4.0	404	350
实测参数			
风量/(m ³ /h)	功率/kW	全压/Pa	余压/Pa
7 461	3.23	214	

注:实测进口全压为 19 Pa;实测进口静压为 -132 Pa;实测出口全压为 233 Pa;实测出口静压为 192 Pa。

①☆ 刘刚,男,1985 年 1 月生,硕士研究生,助理工程师
100013 北京北三环东路 30 号中国建筑科学研究院
(0) 18611377268
E-mail: liugang29030302@163.com
收稿日期:2011-08-23

* 科学技术部国际科技合作课题——先进建筑设备系统技术的适应性研究和示范(编号:2010DFA7240-04)

配电系统的额定参数为:电压 380 V;功率 4.0 kW;频率 50 Hz。实测数据为:电压 379 V;电流 6.8 A;功率 3.23 kW;功率因数 $\lambda = \cos\varphi = 0.722$ 。

2 两个计算依据的出处

由《节能标准》第 5.3.26 条可知,普通的风机在节能设计选型时,风机的单位风量耗功率 W_s 应按式(1)计算,并不应违反《节能标准》表 5.3.26 中关于“普通机械通风系统的单位风量耗功率不大于 0.32 W/(m³/h)”的规定。

$$W_s = \frac{p}{3\ 600\eta_t} \quad (1)$$

式中 W_s 为单位风量耗功率, W/(m³/h); p 为风机全压值, Pa; η_t 为包含风机、电动机及传动效率在内的总效率。

依据《检验标准》第 9.2.2 条, W_s 应按式(2)进行计算,其结果不应大于《节能标准》第 5.3.26 条的规定。

$$W_s = \frac{N}{L} \quad (2)$$

式中 N 为风机的实测输入功率, W; L 为风机的实测风量, m³/h。

式(1)与式(2)计算风机单位风量耗功率 W_s 的单位相同,均为 W/(m³/h)。

3 问题的提出

在节能检测中,笔者发现风机的单位风量耗功率不满足《节能标准》的要求。关于单位风量耗功率的理解与计算出现以下三种情况。

1) 依据式(2)对额定参数的计算结果为

$$W_s = \frac{4\ 000\ \text{W}}{7\ 000\ \text{m}^3/\text{h}} = 0.571\ \text{W}/(\text{m}^3/\text{h})$$

2) 以实测数据依据式(2)的计算结果为

$$W_s = \frac{3\ 230\ \text{W}}{7\ 461\ \text{m}^3/\text{h}} = 0.433\ \text{W}/(\text{m}^3/\text{h})$$

以上计算结果均不满足《节能标准》“不大于 0.32 W/(m³/h)”的规定。

3) 设计选型时依据式(1)计算的结果为

$$W_s = \frac{404\ \text{Pa}}{3\ 600\ \text{s}/\text{h} \times 0.52} = 0.216\ \text{W}/(\text{m}^3/\text{h})$$

而根据式(1)计算的结果满足《节能标准》的要求。问题究竟出在哪里?

4 理论分析

在式(1)中, p 指风机的全压值, Pa; 而由式(3)可知,全压对应的功率为风机的全压内功率,即所

输送的气体在单位时间内从风机所获得的能量。

$$N_t = \frac{\rho L}{3\ 600 \times 1\ 000} \quad (3)$$

式中 N_t 为风机的输出功率, kW。

而风机轴功率计算式应为^[3]

$$N_z = \frac{\rho L}{3\ 600 \times 1\ 000 \eta_t \eta_m} \quad (4)$$

式中 N_z 为风机的轴功率, kW; L 为风机的风量, m³/h; η_t 为风机的全压效率; η_m 为风机的传动效率。

风机的全压效率比较复杂,主要由风机的流动效率 η_b 、容积效率 η_v 和轮阻效率 η_r 组成,一般计算时取值范围为 60%~91%,见表 2^[4]。

表 2 叶轮型式与全压效率的范围

叶轮型式	全压效率 $\eta_t/\%$
后弯叶片	77~85
后弯机翼叶片	85~91
径向出口叶片	77~83
径向直叶片(无前盖)	70~72
径向开式叶片	65~70
前弯叶片	72~80
前弯多翼叶片	60~70

不同传动方式下风机的传动效率分别^[3]为:电动机直联 100%;联轴器 98%;三角皮带 95%。

风机的输入功率 N 的计算式为

$$N = \frac{\rho L}{3\ 600 \times 1\ 000 \eta_d} \quad (5)$$

其中 $\eta_d = \eta_t \eta_m \eta_d$ (6)

式中 η_d 为电动机的效率。

据统计,目前我国中小型异步电动机的效率在 80%~93%之间,平均效率约为 87%^[5]。

依据上面的分析可知风机总效率为

$$\eta_t = \eta_t \eta_m \eta_d = 0.6 \times 0.95 \times 0.87 = 0.50 \quad (7)$$

式中 η_t 按前弯多翼叶片选取,取值为 0.6; η_m 按三角皮带选取,取值为 0.95; η_d 取平均值 0.87。

由以上计算可知,《节能标准》第 5.3.26 条条文中选择风机的全效率为 0.52 较为合理。

选用风机的电动机时其功率根据下式计算^[4]:

$$N_e = kN \quad (8)$$

式中 N_e 为实际选择的电动机功率, kW; k 为功率储备系数,见表 3。

由风机的电动机选用原则可知,将额定参数代入式(2)计算是不正确的。

现场测试中,直接在配电柜处用功率计测试的

表3 电动机的功率储备系数

电动机 功率/kW	功率储备系数 k			
	离心式			轴流式
	一般用途	灰尘浓度大场合	高温场合	
<0.5	1.5			
0.5~1.0	1.4			
1.0~2.0	1.3	1.2	1.3	1.05~1.10
2.0~5.0	1.2			
>5.0	1.15			

数据是风机的输入功率,计算式为

$$N = \frac{\sqrt{3}UI\lambda}{1\ 000} \quad (9)$$

式中 U 为实测电压, V; I 为实测电流, A。

用现场测试的电流、电压和功率因数数据计算风机的输出功率计算式为

$$N_t = N\eta_t = \frac{\sqrt{3}UI\lambda\eta_t}{1\ 000} \quad (10)$$

风机实测轴功率计算式为

$$N_z = N\eta_d = \frac{\sqrt{3}UI\lambda\eta_d}{1\ 000} \quad (11)$$

5 实测数据分析

1) 风机进口风速

依据下式计算风机进口风速:

$$v = \sqrt{\frac{2p_d}{\rho}} \quad (12)$$

式中 p_d 为风机进口处的动压, Pa; ρ 为空气的密度, 此处取 1.2 kg/m^3 。

测试现场风机进口的动压为 151 Pa , 计算得知进口风速为 15.9 m/s ; 依据 GB 50019—2003《采暖通风与空气调节设计规范》^[6]第 9.1.5 条的规定, 即必须符合表 4 的要求。

表4 风管内风速

室内允许 A 声级噪声/dB	主管风速/(m/s)	支管风速/(m/s)
25~35	3~4	≤2
35~50	4~7	2~3
50~65	6~9	3~5
65~85	8~12	5~8

该风机设在地下 2 层的车库, 其 A 声级噪声允许范围按 $65\sim 85\text{ dB}$ 选取, 则风机进口段风管内的风速超出设计标准要求。

2) 风机实际的全压分析

系统的全压概念非常重要, 它是衡量风机系统优劣的重要参数。《节能标准》中风机总效率 0.52 是在普通机械通风系统的全压不应超过 600 Pa 条件下得到的。实际上是在要求通风系统的作用半

径不宜过大情况下计算出的限值。如果超过, 则应对风机的效率提出更高的要求。

实际测试的风机全压为 214 Pa , 满足标准的要求。

3) 现场测试存在的问题

由于通过现场实测得到风机的各种效率非常困难, 因此, 在设计时依据式(1)可以使用经验数据, 但若将式(1)作为判定依据时, 则必须使用现场实测全压数据和实测风机总效率, 这显然存在困难。因此只能依据式(2)和式(9)进行计算。

由于现场的测试位置不理想, 以及存在仪器误差和人为偏差, 现场测试存在一定的偏差。因此, 风量、风压、电流、电压、功率等参数的测试需要严谨细致。

4) 可能存在的设计问题

设计师所参考的厂家样本上的效率为风机内效率(即全压效率)。而式(1)所要求的是总效率, 因此不能简单地将风机内效率作为总效率代入公式进行计算。

5) 风机制造问题

风机的内效率及配备电动机的效率在制造时若达不到设计要求, 那么风机或机组本身的性能就达不到设计要求, 会导致实测数据的计算结果不符合标准的要求。

6) 管网阻力特性不匹配

管网阻力特性与通风机特性相匹配, 通风机才能稳定运行。应使通风机在其最高效率点附近工作, 通风机的的工作点位于性能曲线中全压峰值点的右侧(即大于额定风量侧, 且一般位于全压峰值的 80%)。风机设计工况效率不应低于风机最高效率的 90% 。在实际工作中, 由于管道阻力数据计算得不仔细, 以及安装过程中由于现场安装空间所限, 出现了风管尺寸偏小或局部阻力部件过多的情况, 导致管网阻力特性与通风机特性严重不匹配, 通风机的的工作点严重偏离高效点。

6 结论

6.1 两个标准中关于单位风量耗功率的计算式的含义相同, 都是基于输入功率计算的, 但使用的前提条件不同。

6.2 排风排烟两用风机对单位风量耗功率的限值不适用, 现场进行检测时切不可对规范条文生搬硬套。从《节能标准》的条文说明中可以看出, 第

5.3.26条主要是针对空调机组和普通的机械通风系统。对于本文中实测的排风排烟两用风机,由于消防系统主要考虑的是安全因素而不是节能,即在设计时是按照火灾时的排烟量进行计算和选型,对风机平时的排风工况只进行排风量和全压校核,满足排风要求即可。因此利用现场实测数据依据式(2)计算出单位风量耗功率为 $0.433 \text{ W}(\text{m}^3/\text{h})$,并依此判断该排风排烟两用风机的单位风量耗功率不满足标准的要求是不恰当的。

6.3 式(1)中风机的效率是总效率,需要与风机的内效率(输出效率,全压效率)等区分开来。厂家样本一般给出的是风机的全压效率,不能简单当作风机的总效率代入式(1)进行计算,这将导致单位风量耗功率数值偏小。

6.4 式(1)只能在设计选型时使用,由于通过现场实测得到风机的总效率非常困难,因此,不能利用实测的全压数据和风机总效率的经验数据计算单位风量耗功率。

6.5 由风机的电动机选用原则可知,风机配备的电动机的额定功率一般比实际输入功率大,将额定数据代入式(2)进行计算是没有意义的。

6.6 一般情况下,测量误差可能会导致单位风量耗功率出现偏差,但测量误差的影响较小。当与标准限定值偏差较大时,一定要重新对各个数据进行校核测量。

6.7 在排除测量数据问题后,应该对现场风机管路系统以及风机本身进行分析,必要时对管路进行改造或更换风机,使单位风量耗功率满足标准的要求。

参考文献:

- [1] 中国建筑科学研究院,中国建筑业协会建筑节能专业委员会. GB 50189—2005 公共建筑节能设计标准[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2005
- [2] 中国建筑科学研究院. JGJ/T 177—2009 公共建筑节能检验标准[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2010
- [3] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2版. 北京:中国建筑工业出版社,2008
- [4] 商景泰. 通风机实用技术手册[M]. 北京:机械工业出版社,2005
- [5] 傅丰礼,唐孝镐. 异步电动机设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,2002: 166—196
- [6] 中国有色工程设计研究总院. GB 50019—2003 采暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京:中国计划出版社,2004