

基于 FANS 的温室风机通风性能测试*

张 智¹ Steven E Ford² Richard S Gates² 邹志荣³

(1. 西北农林科技大学机械与电子工程学院, 陕西杨凌 712100; 2. 伊利诺伊大学厄巴纳-香槟分校农业生物工程系, 厄巴纳 61801; 3. 西北农林科技大学园艺学院, 陕西杨凌 712100)

摘要: 试验采用 Fans assessment numeration system (FANS) 为现场监测系统, 利用位置上下移动持续运行的螺旋桨风速计和静压传感器对风机通风性能进行测试。试验共测定 3 个玻璃温室 3 种类型共 9 个排风风机在不同工况下静压 5.0 ~ 61.5 Pa 范围内的通风量和能源消耗。结果显示, 风机防护网的存在及清洁状况对通风量的影响低于 5%; 塑料百叶窗风机比相同配置的铝制百叶窗风机通风量和能效分别平均高 13.1%、15.1%; 参数完全相同的风机能效差异最高达 12.7%; 胶带驱动的风机转速减少 16.1% 时通风量平均降低 38.7%; 温室内静压超过 30 Pa 时风机能耗显著增加。

关键词: 温室 风机性能 FANS 通风量 能效

中图分类号: S237; S625.5⁺1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)11-0311-06

引言

20 世纪 80 年代开始, 我国利用湿帘风机降温系统进行温室降温, 并对温室降温的热环境进行了研究。由于此设备简单、运行可靠、安装方便, 在温室中得到广泛应用, 是较先进的夏季降温方式^[1-5]。风机消耗电能较大, 因此, 强制通风降温的能耗和冷季采暖能耗共同构成了温室作物周年生产主要能耗^[6]。而采用何种方式实现夏季温室经济节能降温, 一直以来都是一个被关注的问题^[7-10]。现有风机降温系统的节能研究主要集中在温室的控制方案上^[11-12], 对风机自身性能探讨得很少, 原因之一就是准确测试温室内风机的通风性能是很困难的^[13-14]。而风机作为强制通风降温系统的重要部件, 其性能对工作能耗影响较大。风机的安全防护装置、百叶窗等附件及其老化程度直接影响风机的流量和效率^[15-17], 导致相同的降温效果下能耗增加, 但这些配件的影响可能不会被包含在由制造商

提供的风机性能中。Fans assessment numeration system (FANS) 是由美国农业部南部家禽实验室研制的一种测量装置, 在美国广泛地应用于禽舍等通风量的测量^[18-19], FANS 提供了一种精确的现场风机气流量的测量方式, 误差小于 1%^[20]。本文采用 FANS, 通过研究风机在不同配置和不同工况下的通风性能及能耗, 寻找提高风机能效的方法, 从而合理地利用风机降低能耗。

1 材料与方法

1.1 试验温室及风机概况

试验在美国伊利诺伊州伊利诺伊大学香槟分校温室进行。为研究安全防护网、百叶窗等附件对风机通风量的影响以及风机转速与通风量之间的关系, 试验选取了相同面积 (8.2 m × 12.5 m) 的 3 个玻璃温室, 依次标记为 H1、H2 和 H3, 内均装有 3 个轴流式风机, 由东至西分别记为 Fan1、Fan2、Fan3, 风机的相关参数见表 1。

表 1 测试风机参数
Tab.1 Fans details

风机	品牌	电动机	百叶窗	直径/mm
H1 Fan1 ~ H1 Fan3	Hired - Hand	Franklin, 735.5 W, 单相, 直接驱动	塑料	1 220
H2 Fan1 ~ H2 Fan3	Hired - Hand	Franklin, 735.5 W, 单相, 直接驱动	铝制	1 220
H3 Fan1 ~ H3 Fan3	American Coolair	Baldor, 1 103 W, 三相, 胶带驱动	铝制	915

收稿日期: 2014-04-18 修回日期: 2014-05-12
* 公益性行业 (农业) 科研专项资助项目 (201203002) 和陕西省科技统筹创新工程资助项目 (2011KTDZ02-03-02)
作者简介: 张智, 博士生, 主要从事农业生物环境与能源工程研究, E-mail: zhangzhione@126.com
通讯作者: 邹志荣, 教授, 博士生导师, 主要从事设施农业科学与工程研究, E-mail: zouzhirong2005@hotmail.com

1.2 FANS 及其校准

1.2.1 FANS

在温室风机的现场通风测试中，GB/T 10178—2006^[21] 标准中规定的通过连接风管的方法对于低压大流量风机并不适用，国内外研究人员采用的方法包括借助恒流风机、测量风机转速和测量空气流速 3 种^[22-25]，其中以测量空气流速的方式确定风机流量最为普遍。

FANS 是一个采用一排螺旋桨风速计的铝制框，进行穿过入口实时气流量的测定，结构见图 1^[18]。

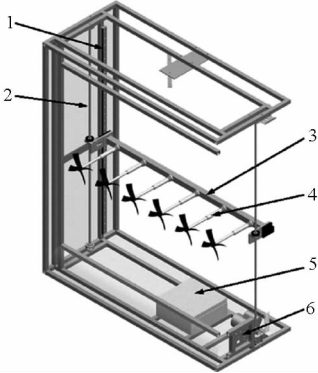


图 1 FANS 整体结构

Fig.1 FANS system overview

1. 导轨 2. 丝杠 3. 风速计栏架 4. 螺旋桨式风速计 5. 电子机箱 6. 接口面板

整个测试系统包含：接口面板、电子机箱、螺旋桨式风速计、风速计栏架、导轨和丝杠。接口面板连接电源和 RS232，并建立静压连接，还设有手动操作控制，以及一个主电源开关。接口面板与电子机箱相连，电子机箱内包含主印刷电路板和继电器板、电源和压力传感器。信号线以及来自风速计的多导体双绞线电缆均通过防水密封从接口面板进入电子机箱。螺旋桨风速计固定在风速计栏架上，运行时风速计保持笔直的一行，同时保持固定的中心间距。风速计栏架由丝杠控制沿导轨上下运行，风速计始终与地面保持平行。

依据典型风机的标准尺寸，FANS 设计有直径 915、1 220、1 370 mm 3 种规格。测试时，FANS 单元安置在风机的前方，用挡板及胶纸将其与风机密封完好以防止空气从周围流出。系统工作时，风速计在框架中上下移动测量空气速度，每行程一次大约 185 s，获得 1 775 组平均速度读数，计算总平均速度，然后乘以风机有效横截面面积，以获得平均的通风量。在每一次测试时记录相应的静压，这是试验中的变量。工作时系统由计算机控制，控制流程见图 2。

1.2.2 FANS 校准

本试验采用的 FANS 型号为 FANS48-0014，直径 1 220 mm，共有 5 支风速计。因系统元件存在误

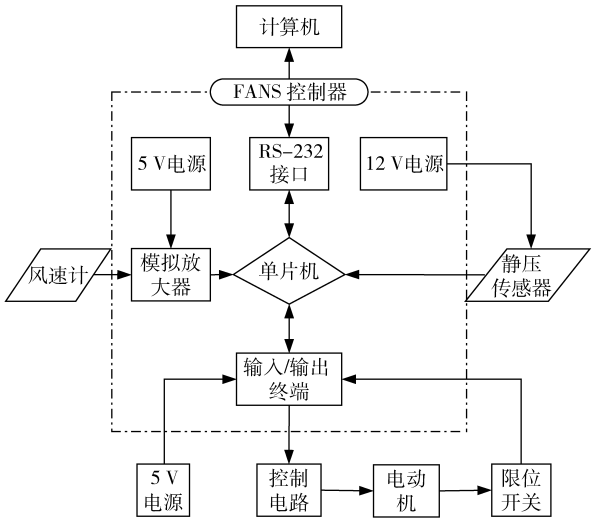


图 2 FANS 控制器流程图

Fig.2 Flow chart for FANS controller

差，因此需校准 FANS 读数。元件误差基础参数均取自元件生产商数据，其中模数转换器误差（型号 KPCMCI A-12AI） ΔA_{DC} 为 6.3 mV，风速计误差 ΔA_m 为 5.2 mV。

速度读数误差为

$$\Delta U = \sqrt{\Delta A_{DC}^2 + \Delta A_m^2} = 8.2 \text{ mV}$$

通风量为

$$Q = 3\,600UA \tag{1}$$

式中 Q ——通风量， m^3/h

A ——进气口横截面积， m^2

U ——风速计速度， m/s

总误差为^[13]

$$\Delta Q = \sqrt{\left(\frac{\partial Q}{\partial U} \Delta U\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial A} \Delta A\right)^2} \tag{2}$$

FANS 校准在伊利诺伊大学生物环境和结构系统实验室进行，校准结果为

$$Q_A = 0.985Q_{\text{FANS}} + 171$$

式中 Q_A ——通风量实际值， m^3/h

Q_{FANS} ——FANS 测试值， m^3/h

1.3 试验方法

(1) 风机通风量及转速测定

在温室通风系统中，静压差是空气流动的驱动力。在机械通风中，可以通过调节进风口的数量和大小得到理想的静压差。本试验中，通过调节天窗开启角度控制静压，一旦静压稳定，FANS 开始运行。静压从 61.5 Pa 降至 5.0 Pa 再升至 61.5 Pa，期间共取 8 个采样点。对每个风机，FANS 运行 3 次，每次用时约 45 min，以平均值评估通风量。FANS 系统自带 Visual Basic 编写的软件程序，记录静压、通风量、转速等测量参数信息。试验主要测试风机在不同附件配置下的通风量和风机在不同转速时对应

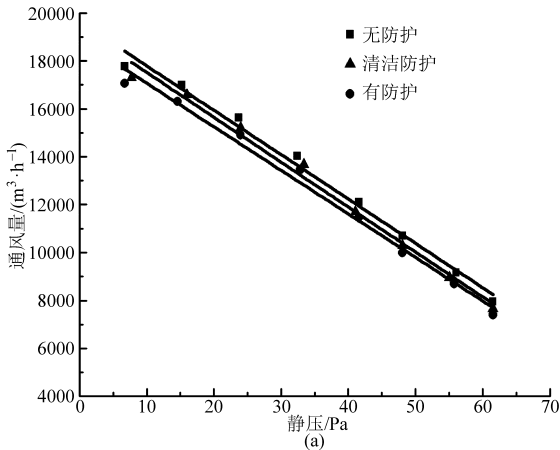
的通风量。

(2)能耗测定

在风机运行期间,记录功率、电流、电压和电动机的功率因数,以确认不同处理下能源消耗是否相同。风机的能耗由电表读取(型号:OST Model EW5-20B Transducer),电压和电流采用电流表计量(型号:Fluke model 89 digital multi-meter)。

1.4 数据分析

应用 SPSS 18.0 对数据进行统计分析,应用 Origin 8.0 进行绘图。



2 结果与分析

2.1 不同附件配置时的通风量比较

2.1.1 有防护和无防护时的通风量对比

安全防护装置是风机的附件之一,会降低风机的通风量和效率。测试对象:H2Fan2、H3Fan2。试验分别测试了风机在有防护、无防护和清洁防护之后的通风量。测试条件:风机高速运转、排气扇 100% 开启,百叶窗完全开启,所有进气口风挡关闭。结果如图 3 所示。

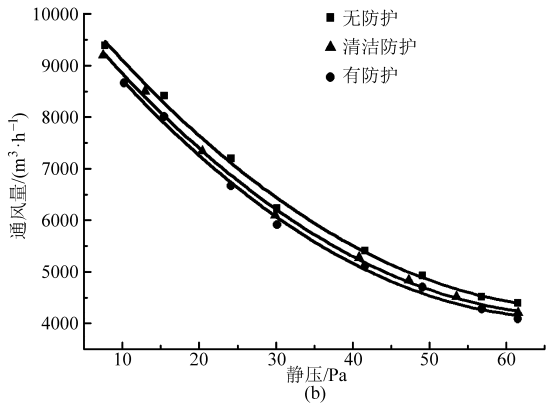


图 3 有无防护下通风量对比

Fig.3 Airflow rate comparison between fan with guard and no guard

(a) H2Fan2 (b) H3Fan2

由图 3 可见,2 种不同功率不同驱动方式的风机通风量随静压变化关系不同,H2Fan2 接近于线性变化($R^2 > 0.988$),而 H3Fan2 更接近于抛物线变化($R^2 > 0.99$);在静压升至 30 Pa 时,2 个风机的通风量分别降低 21.4%、33.6%,在 40 Pa 时,分别降低 32.9%、42.4%。但 2 个风机对防护网的响应特征一致,在原有防护网时测得的通风量最小,将防护网清洁后风机通风量有所提高,拆下防护网时通风量最大。但总体来讲风机的安全防护网对通风量影响有限,H2Fan2 和 H3Fan2 的通风量分别低于拆下防护网后的 4.8% 和 4.4%。

2.1.2 铝制百叶窗和塑料百叶窗下通风量对比

测试对象:H1Fan1 ~ H1Fan3、H2Fan1 ~ H2Fan3。2 个温室的风机品牌及型号一致,电动机参数完全相同,电动机功率 735.5 W,电压 230 V,功率因数 0.88,转速 850 r/min,频率 60 Hz,均于 1997 年安装使用。铝制百叶窗风机和塑料百叶窗风机直径相同均为 1 220 mm,百叶均表面光滑,未清洁。测试时百叶窗均完全开启、接近 100% 水平位置。测试条件:风机高速运转、排气扇 100% 开启,所有进气口风挡关闭。试验风机的通风量对比结果见表 2。

表 2 不同静压下铝制百叶窗和塑料百叶窗风机通风量对比

静压 /Pa	通风量/($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)		两者 差值/%	显著性
	H1Fan1 ~ H1Fan3	H2Fan1 ~ H2Fan3		
	塑料百叶窗	铝制百叶窗		
7	19 027.5 ± 238.6	17 891.2 ± 89.7	6.4	0.019
15	18 208.1 ± 257.5	16 814.1 ± 62.5	8.3	0.047
22	17 281.5 ± 262.5	15 775.9 ± 151.6	9.5	0.030
30	15 771.7 ± 236.1	13 985.7 ± 114.1	12.8	0.014
38	13 930.7 ± 212.8	12 042.2 ± 138.1	15.7	0.020
47	12 037.1 ± 174.7	10 336.4 ± 103.6	16.4	0.031
55	10 342.2 ± 212.8	8 857.6 ± 146.1	16.8	0.029
61	9 560.3 ± 205.4	8 033.5 ± 124.8	19.0	0.013

结果显示,不同材质百叶窗风机之间通风量差异显著($P < 0.05$),塑料百叶窗风机通风量明显高于相同参数的铝制百叶窗风机,且其优势随着静压增大而增大。最大静压条件下,塑料百叶窗风机的通风量较铝制百叶窗风机提高 19.0%。2 个温室的风机性能参数一致、年代相同、维护一致,运行时长一致(温室环境控制要求相同),试验测定 2 组风机的转速平均差值仅为 4 r/min(0.6%),因此认为

性能差异主要是由百叶窗阻力不同引起的。铝制百叶窗在变旧过程中积累了更多污垢和腐蚀。

同时,由图4可知,2种风机的通风量均随着静压增大而线性降低。拟合曲线的斜率可表征通风量随静压增大而降低的速率,铝制百叶窗风机通风量随静压增加而下降的速度略快于塑料百叶窗风机。在静压升至30Pa时,铝制百叶窗风机和塑料百叶窗风机通风量分别降低21.8%、17.2%,在40Pa时,分别降低33.6%、26.8%。

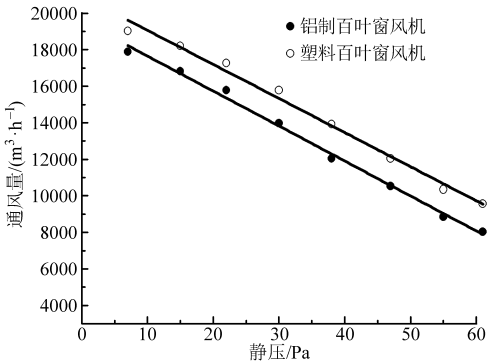


图4 2种风机通风量与静压线性拟合
Fig.4 Linear fitting between airflow rate and static pressure for two kinds of fans

2.2 风机转速降低对通风量影响

测试对象:H3Fan1~H3Fan3。温室3中的风机为胶带驱动,所有试验风机均有高低两挡转速。其中,H3Fan3于1991年在BESS Lab进行过性能测试。测试条件:百叶窗100%开启,排气扇100%开启,所有进气口风挡关闭。结果见图5。

结果显示,1991年时风机在高速和低速工作时通风量与静压间变化关系基本一致,均呈抛物线关系($R^2 > 0.99$)。经过20余年的运转,通风量与转速都有明显衰减,这主要是电动机及胶带磨损造成的。相比于20年前,风机在高速工作时通风量与静

压之间依然拟合为抛物线关系($R^2 > 0.99$),但在静压低于35Pa时,通风量下降速度明显变快;而在低速工作时则呈线性关系($R^2 > 0.99$)。20年来,风机在高速工作时的转速降低了不到100 r/min(16.1%),然而8个静压下的通风量平均减少3887 m³/h(38.7%)。风机在低速工作时,转速降低了近70 r/min(17%),相应的通风量平均减少2972 m³/h(39.9%)。且静压差升至22 Pa时,通风量就降至2600 m³/h左右,难以满足温室生产中的通风需求。高速工作时,在通风量随静压的全程变化中,转速变化的范围只有4 r/min;低速工作时,转速的变化只有3 r/min。试验还发现,在2种工作状态下,最低的转速对应最小的通风量,但是最大的通风量却不是风机最高转速时获得的。可见,至少对某些风机,风机转速均匀性不是风机气流性能的良好指标。

2.3 能源消耗

试验研究的全部9个风机在高速工作时的能源消耗能效见表3,能效以m³/(h·W)计量。在风机工作时,功率波动很小,能效随静压升高显著降低,通风量的性能特征和能耗之间没有显示出相关性。每个温室内风机参数完全一致,但风机能效差异最高达12.7%(H1)。目前对于通风扇的推荐是在25 Pa时能效高于34 m³/(h·W)^[26],据标定静压下的试验结果折算测试风机在25Pa时的能效,从6.8 m³/(h·W)(H3Fan3)到22.1 m³/(h·W)(H1Fan1),说明测试风机的能效并不好,这些是受使用年限、运行维护等因素的影响,其中温室3中的风机运行超过30年。

3 结论

(1)风机的安全防护网的存在及清洁程度对通

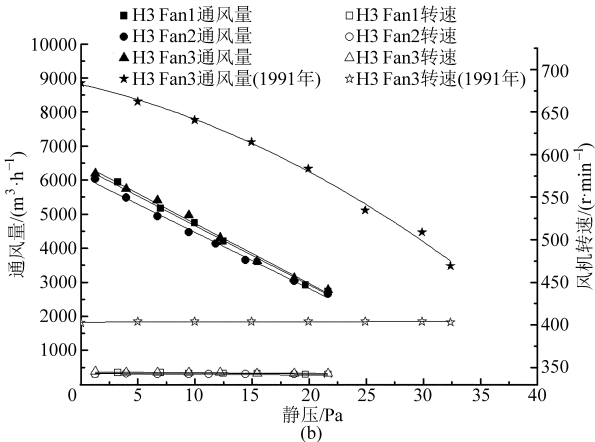
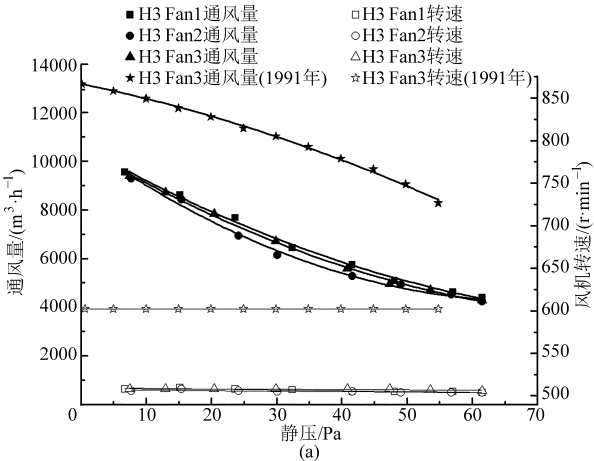


图5 风机通风量与转速关系曲线
Fig.5 Curve of airflow rate and fan speed
(a) 高速工作时 (b) 低速工作时

表 3 风机能耗与能效

Tab.3 Fan energy consumption and ventilating efficiency

风机	参数	静压/Pa				
		7	15	22	30	38
H1 Fan1	风机能耗/W	725	750	770	770	790
	风机能效/($\text{m}^3 \cdot (\text{h} \cdot \text{W})^{-1}$)	26.9	24.8	22.7	21.0	17.9
H1 Fan2	风机能耗/W	757	785	785	809	817
	风机能效/($\text{m}^3 \cdot (\text{h} \cdot \text{W})^{-1}$)	25.0	23.4	21.9	19.7	16.6
H1 Fan3	风机能耗/W	804	824	845	858	858
	风机能效/($\text{m}^3 \cdot (\text{h} \cdot \text{W})^{-1}$)	23.7	22.6	20.0	18.4	15.9
H2 Fan1	风机能耗/W	822	840	840	865	894
	风机能效/($\text{m}^3 \cdot (\text{h} \cdot \text{W})^{-1}$)	21.7	20.0	18.5	16.1	13.4
H2 Fan2	风机能耗/W	783	810	828	828	845
	风机能效/($\text{m}^3 \cdot (\text{h} \cdot \text{W})^{-1}$)	22.8	20.9	19.1	16.9	14.2
H2 Fan3	风机能耗/W	824	853	876	902	922
	风机能效/($\text{m}^3 \cdot (\text{h} \cdot \text{W})^{-1}$)	21.2	19.6	17.9	15.8	13.0
H3 Fan1	风机能耗/W	1 022	1 036	1 060	1 060	1 082
	风机能效/($\text{m}^3 \cdot (\text{h} \cdot \text{W})^{-1}$)	10.3	9.0	8.0	6.8	5.9
H3 Fan2	风机能耗/W	997	1 018	1 040	1 060	1 060
	风机能效/($\text{m}^3 \cdot (\text{h} \cdot \text{W})^{-1}$)	10.0	8.6	7.5	6.4	5.6
H3 Fan3	风机能耗/W	1 018	1 040	1 040	1 060	1 060
	风机能效/($\text{m}^3 \cdot (\text{h} \cdot \text{W})^{-1}$)	9.5	8.2	7.1	6.2	5.4

风量有影响,定期清洁保养会减小风机通风性能的降低。污垢、腐蚀或损坏的百叶窗会增加额外的阻力,风机操作时必须克服,随使用年限增加,塑料百叶窗的气流的阻力小于铝制百叶窗,风机通风量相对更高,且其优势随着静压增大而增大。塑料百叶窗风机的通风量和能效较铝制百叶窗风机分别高 13.1%、15.1%。

(2)对于胶带驱动的风机,由老化胶带磨损带来的风机速度的小幅减少(70 r/min)对通风量有比较大的影响(2 972 m³/h),因此需要定期检查、维持传动带的适当张力并更换磨损的胶带。而风机转速

均匀性本身并不是风机的气流性能的良好指标。

(3)参数相同的风机在通风性能和能源消耗上有明显差异,最大能效差异达 12.7%。对于多风机温室,可以依据能量效率对风机进行通风分配,通过重新排序风机分段工作,使得最有效的风机在运行的最大需求时使用,可减少通风能源成本。

(4)静压达到 30 Pa 时,不同风机通风量最高降低 33.6%,且随静压升高风机能效下降明显,为保证风机的气流量及效率,温室生产时应通过天窗开启限位等措施控制静压。

参 考 文 献

1 苏初旺,王乃康,茅也冰,等. 农林业温室夏季降温技术现状及展望[J]. 林业机械与木工设备,2004,32(3):4-7.
Su Chuwang, Wang Naikang, Mao Yebing, et al. The development of cooling technology for farm and forestry greenhouse in summer[J]. Forestry Machinery & Woodworking Equipment,2004,32(3):4-7. (in Chinese)

2 Al-Helal I, Al-Abbadi N, Al-Ibrahim A. A study of fan-pad performance for a photovoltaic powered greenhouse in Saudi Arabian summer[J]. International Agricultural Engineering Journal, 2004,13(4): 113-124.

3 张天柱. 湿帘风机降温系统在温室中的应用[J]. 信息市场,1999(6):40.

4 Lopez A, Valera D L, Molina-Aiz, F D,et al. Sonic anemometry to evaluate airflow characteristics and temperature distribution in empty Mediterranean greenhouses equipped with pad-fan and fog systems[J]. Biosystems Engineering,2012,113(4): 334-350.

5 赵云,沈剑英,Meir Teite. 湿帘风机系统温室夏季蒸腾与微气候试验[J]. 农业机械学报,2008,39(8):109-113.
Zhao Yun, Shen Jianying, Meir Teite. Experiment on microclimate in the greenhouses by fan and pad[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(8):109-113. (in Chinese)

6 张亚红,陈青云. 中国连栋温室采暖期的确定及采暖能耗分布[J]. 农业工程学报, 2006, 22(2): 147-152.
Zhang Yahong, Chen Qingyun. Analysis of heating duration and heating load of multi-span greenhouse in China[J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(2): 147-152. (in Chinese)

7 柴立龙,马承伟,张晓蕙,等. 地源热泵温室降温系统的试验研究与性能分析[J]. 农业工程学报, 2008,24(12):150-154.
Cai Lilong, Ma Chengwei, Zhang Xiaohui, et al. Experimental investigation and performance analysis on ground source heat pump system for greenhouse cooling[J]. Transactions of the CSAE, 2008,24(12):150-154. (in Chinese)

8 Yang Seung-Hwan, Rhee Joong Yong. Utilization and performance evaluation of a surplus air heat pump system for greenhouse cooling and heating[J]. Applied Energy,2013,105: 244 – 251.

9 Egginton. Evaporative cooling saves energy costs[J]. Engineering Technology, 2005,8:39 – 40.

10 Kolokotsa D, Saridakis G, Dalamagkidis K, et al. Development of an intelligent indoor environment and energy management system for greenhouses[J]. Energy Conversion and Management,2010,51(1): 155 – 168.

11 赵云,Meir Teitel. 基于变频驱动的温室变风量通风节能效果试验[J]. 农业机械学报,2006,37(5):106 – 109.
Zhao Yun, Meir Teitel. An experimental study on energy saving in the greenhouse by VAV based on VFD[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006,37(5):106 – 109. (in Chinese)

12 武宁. 湿帘-风机降温控制系统[D]. 邯郸:河北工程大学,2007.
Wu Ning. The evaporative pad and fan cooling system[D]. Handan: Hebei University of Engineering, 2007. (in Chinese)

13 Gates R S, Casey K D, Xin H, et al. Fan assessment numeration system (FANS) design and calibration specifications[J]. Transactions of the ASAE, 2004,47(5):1709 – 1715.

14 Calvet S, Cambra-Lo’pez M, Blanes-Vidal V, et al. Ventilation rates in mechanically-ventilated commercial poultry buildings in Southern Europe: measurement system development and uncertainty analysis[J]. Biosystems Engineering,2010,106(4):423 – 432.

15 Person H L, Jacobson L D, Jordan K A. Effect of dirt, louvers and other attachments on fan performance[J]. Transactions of the ASAE,1979,22(3):612 – 616.

16 Simmons J D, Lott B D. Reduction in poultry ventilation fan output due to shutters[J]. Applied Engineering in Agriculture, 1997,13(5):671 – 673.

17 Janni K A, Jacobson L D, Nicolai R E, et al. Airflow reduction of large belt-driven exhaust ventilation fans with shutters and loose belts[C]//Proceedings of the 7th International Livestock Environment Symposium, 2005:245 – 251.

18 Michael P Sama, Richard S Gates, Will C Adams. Fan assessment numeration system (FANS) scaling and upgrades[J]. Transactions of the ASAE,2004,47(5):1709 – 1715.

19 Gabriela Munhoz Morello. Influence of fan operation on fan assessment numeration system (FANS) test results[D]. Lexington: University of Kentucky,2011.

20 Igor Moreira Lopes. Evaluation of transitions for testing agricultural ventilation fans with the fan assessment numeration system (FANS) [D]. Lexington: University of Kentucky,2012.

21 GB/T 10178—2006. 工业通风机现场性能试验技术[M]. 北京:中国标准出版社,2006.

22 王莉,丁小明. 关于《温室湿帘—风机降温性能测试方法》标准的编制[J]. 农业工程技术·温室园艺,2008,28(10):13 – 16.

23 Hoff S J, Bundy D S, Nelson M A, et al. Real-time airflow rate measurements from mechanically ventilated animal buildings[J]. Journal of the Air & Waste Management Association, 2009,59: 683 – 694.

24 Gay S W, Wheeler E F, Zajackowski J L, et al. Ammonia emissions from U. S. Tom turkey growout and brooder houses under cold weather minimum ventilation[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2006,22(1): 127 – 134.

25 Gates R S, Casey K D, Xin H, et al. Building emissions uncertainty estimates[J]. Transactions of the ASABE,2009,52(4): 1345 – 1351.

26 Czarick M. The best performing tunnel fans – 2005[J]. Poultry Housing Tips,2006,18(5):1 – 4.

Evaluation of Ventilation Performance of Greenhouse Fans Based on Fans Assessment Numeration System

Zhang Zhi¹ Steven E Ford² Richard S Gates² Zou Zhirong³

(1. College of Mechanical and Electronic Engineering, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi 712100, China
2. Department of Agriculture and Biological Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana IL61801, USA
3. College of Horticulture, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi 712100, China)

Abstract: Fans assessment numeration system (FANS) was taking for testing the ventilation for each fan at the range of static pressures from 5.0 Pa to 61.5 Pa under different operating conditions. The results suggested that the existence and cleanliness of the fan safety guard reduced ventilation by less than 5%. The ventilation and efficiency of fans fitted with plastic shutters were 13.1% and 15.1% higher than the fans with aluminum shutters. The most difference of fans efficiency with same parameters reached to 12.7%. The average ventilation was reduced by 38.7% when the rotational speed drove by belt reduced by 16.1%. The energy consumption significantly increased when static pressure was more than 30 Pa.

Key words: Greenhouse Fan performance Fans assessment numeration system Ventilating air flow Efficiency