

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2022.08.045

寒区畜禽舍空气内循环除湿系统设计与试验

郑萍¹ 张继成¹ 谢秋菊^{1,2} 包军^{2,3} 于海明¹ 王圣超¹

(1. 东北农业大学电气与信息学院, 哈尔滨 150030; 2. 农业农村部生猪养殖设施工程重点实验室, 哈尔滨 150030;
3. 东北农业大学动物科技学院, 哈尔滨 150030)

摘要: 针对北方冬季密闭畜禽舍普遍存在的舍内湿度大、传统除湿方法成本高的问题,设计了一种以翅片管换热器为核心部件的自然冷凝式节能除湿系统,利用北方冬季寒冷的舍外自然条件使制冷剂充分制冷后循环引入翅片管换热器中,依据冷凝原理实现舍内高湿气体冷凝析湿。该除湿系统实现舍内空气内循环除湿,减少直接或间接通风除湿造成大量的热量损失。利用湿空气理论计算除湿速率,通过在密闭试验舱进行试验测试来验证换热除湿系统的工作性能。结果表明,翅片管换热器有效换热面积、舱内空气和制冷剂初始温差、风机风速和制冷液流量对除湿速率和舱内降温有着正向影响。风速为 1 m/s、平均初始温差约为 33℃ 情况下,在约为 36 m³ 的试验舱内平均降温为 4.67℃,平均除湿速率约为 2.69 kg/h。在有效换热面积为 18 m² 的换热器除湿试验中,空气与制冷剂的质量流率比为 0.31、0.63 和 0.95 时,能效比分别为 5.63、12.25 和 11.03,表明换热器存在热交换能力的上限,能效比不能随风机风速增大而持续增加,可为除湿系统的节能调控提供参考。该系统充分利用了东北寒区冬季舍外自然低温,除湿和节能效果明显,可为解决北方冬季畜禽舍除湿和节能之间矛盾提供有效途径。

关键词: 东北寒区; 密闭畜禽舍; 内循环; 节能除湿; 换热器; 冷凝析湿

中图分类号: S147.2; TP277 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2022)08-0416-07

OSID:



Design and Experiment of Air Internal Circulation Dehumidification System for Livestock and Poultry House in Northern Cold Region

ZHENG Ping¹ ZHANG Jicheng¹ XIE Qiuju^{1,2} BAO Jun^{2,3} YU Haiming¹ WANG Shengchao¹

(1. College of Electrical and Information, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China

2. Key Laboratory of Swine Facilities Engineering, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Harbin 150030, China

3. College of Animal Science and Technology, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China)

Abstract: With the aim to solve the contradiction between ventilation and heat preservation of confined livestock and poultry house in cold winter in northern cold region, an energy-efficiency dehumidification system, taking fin-tube heat exchanger as the core part was designed based on the principle of condensation dehumidification by using the climate characteristics of big temperature difference between indoor and outdoor. The natural-cooling refrigerant was applied circularly by this system to reduce the water vapor quality of indoor high-humidity air with internal circulation, which could avoid sending indoor air to outdoor directly or indirectly to decrease heat loss. Dehumidification rate (DR) was calculated by theory of wet air to verify the performance of dehumidification system in a confined experimental cabin. The results showed that there were four important influence factors on dehumidification and energy consumption, i. e., efficiency area of fin-tube heat exchanger, initial temperature differences between indoor and outdoor, flow rate of air and refrigerant. Indoor temperature drop was 4.67℃ and mean DR was about 2.69 kg/h when average initial temperature was about 33℃ and air flow rate was 1 m/s in the 36 m³ closed chamber. The quality ratio of air and refrigerant flow were 0.31, 0.63 and 0.95, and the average coefficient of performance (COP) were 5.63, 12.25 and 11.03, respectively. The experimental

收稿日期: 2021-09-13 修回日期: 2021-11-17

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(32072787)、农业农村部生猪养殖设施工程重点实验室项目、黑龙江省博士后项目(LBH-Q21070)和东北农业大学东农学者计划项目(19YJXG02)

作者简介: 郑萍(1980—),女,副教授,博士,主要从事农业电气化与自动化研究,E-mail: zhengping@neau.edu.cn

通信作者: 谢秋菊(1976—),女,教授,博士,主要从事畜禽舍环境控制研究,E-mail: xqj197610@163.com

results indicated that there would be an upper limit of the quality ratio enhancing the heat transfer. COP could not improve along with air flow rate, and this provided an advice for optimal energy consumption of humidifier. It was shown that this energy-saving dehumidification system can take full advantage of the low temperature in the northern cold region, and the dehumidification rate and energy-saving effect were obvious, which provided an efficient solution of the contradiction between environmental dehumidification and thermal insulation of livestock and poultry houses in winter of the northern cold region.

Key words: northern cold region; confined livestock and poultry house; internal circulation; energy saving and dehumidification; heat exchanger; condensation dehumidification

0 引言

目前,在东北寒区冬季密闭式畜禽生产中,普遍存在着通风除湿与保温节能的矛盾^[1-2]。为了保证舍内温度需求,舍内环境调控一般选择少通风或不通风,致使舍内相对湿度高达90%以上,加速细菌滋生,增加引发畜禽疾病的风险^[3]。当对畜禽舍进行通风时,又会导致舍内热量快速散失。据相关报道,由通风引起的舍内热量损失占总能量损失的70%~90%^[4-5],增加了企业的能源投入^[6]。目前已有针对华北地区畜禽舍安装具有热回收功能的通风系统研究,舍外温度在-6~5℃时,通过热回收通风换气方法实现舍内除湿,减少热量流失,节能效果良好^[7]。然而东北寒区冬季室内外温差经常在30~40℃范围内^[8],研究畜禽舍低能耗除湿、减少热量损失的报道却较少。因此,实现高效、低成本的北方寒区冬季畜禽舍除湿和保温控制,是目前舍内环境调控的难点之一^[2,9-10]。

除了通风除湿方式外,以压缩机为核心部件的除湿机和空调^[11],也是降低舍内湿度的有效途径^[12-13]。这种方式是将舍内高湿空气通过机内冷介质,使空气温度低于某相对湿度下的露点温度,实现冷凝析湿。然而,由于压缩机成本较高、耗电量较大,难以在规模化养殖生产中大范围应用^[14]。为了降低除湿设备成本及节约运行能耗,很多研究尝试使用温差资源降温或除湿^[4,15-16]。

东北冬季寒冷、舍内外温差巨大,具有得天独厚的温差自然资源,然而截止目前还未有利用东北冬季舍内外温差资源,采用换热器进行自然温差冷凝除湿,避免直接或间接通风除湿造成的热量损失的研究报道^[17-18]。因此,为了实现低成本、低能耗的畜禽舍内除湿与降低舍内热量流失的环境控制,本课题组已设计了一套基于冷凝析湿原理的舍内空气内循环除湿系统^[19],代替传统高成本的以压缩机为核心的除湿设备,降低设备成本和运行能耗,减少舍内热量损失,降低冬季保温成本。

本文在不同换热器有效面积、舍内空气与制冷剂初始温差、风机风速、制冷剂流速的条件下,

对换热器除湿系统的除湿速率、舍内降温和系统能效比进行试验,分析计算与验证除湿系统的工作性能,以期为实现北方寒区冬季畜禽舍空气内循环除湿控制提供科学的依据,解决冬季除湿与保温节能的难题。

1 材料与方法

1.1 空气内循环除湿系统设计

空气内循环除湿系统总体结构如图1所示。它主要由舍内、外换热器,舍内、外风机,制冷剂箱,制冷剂循环泵,导管组成。其中,舍内、外换热器,循环泵,制冷剂箱通过导管构成一套制冷剂循环系统。

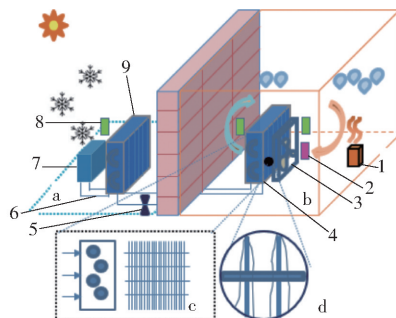


图1 节能除湿系统示意图

Fig.1 Schematic of energy-saving exchanger dehumidification system

1. 加湿器 2. 风速仪 3. 舍内风机 4. 舍内换热器 5. 循环泵
6. 导管 7. 制冷剂箱 8. 温湿度传感器 9. 舍外换热器

制冷剂箱放置于舍外(图1中a所示),制冷剂在冬季舍外自然低温制冷,通过液泵使其在舍内、外换热器中循环流动。当舍外低温制冷剂通过舍内换热器时(图1中b所示),舍内换热器表面温度快速降低至舍内饱和水蒸气露点以下(图1中c所示),当由风机导入的舍内高湿空气经过舍内换热器表面时,可迅速冷凝析水(图1中d所示),舍内换热器中的制冷剂也会随之升温,升温后的制冷剂在液泵的作用下将循环流回舍外制冷剂箱内,再进行充分的自然冷却降温,如此循环使用。

1.2 试验设备及运行参数

翅片管换热器具有除湿效率高、总析湿面积大、

易于串联和并联扩展的特点,选作本试验的析湿冷凝设备。试验舱为 $5.80\text{ m} \times 2.8\text{ m} \times 2.25\text{ m}$ (长 \times 宽 \times 高)的密闭空间,体积约为 36 m^3 。试验选择小3 HP和大1.5 HP两种型号的换热器进行除湿效果对比,尺寸(长 \times 宽 \times 高)分别为 $0.53\text{ m} \times 0.18\text{ m} \times 0.53\text{ m}$ 和 $0.38\text{ m} \times 0.18\text{ m} \times 0.38\text{ m}$,总有效换热面积分别约为 18 m^2 和 10 m^2 ,平均翅厚 0.33 mm ,翅片间距 3.02 mm ,管直径为 0.89 cm 。

变速风机固定安装于翅片管换热器上,直径为 0.35 m ,风机额定功率 138 W ,额定风量 $1\,800\text{ m}^3/\text{h}$ 。参考畜禽舍内对通风的需求^[7],本试验将风机风速设置为 $1\sim 3\text{ m/s}$ 之间。

试验中的制冷剂采用乙二醇,热稳定性好,挥发性小,防腐蚀,乙二醇水溶液的凝固点可达 -60°C ,适用于寒区冬季舍外的低温气候。本试验将制冷剂放置于大型冰柜中,模拟冬季舍外低温制冷效果,用于试验舱控制室内空气和制冷液的温差。制冷剂管外直径为 2.0 cm ,管外包裹隔热棉。液泵选用威斯达屏蔽循环泵,最大流速为 65 L/min ,功率为 100 、 67 、 46 W 共3挡,调控制冷剂流速。

1.3 试验环境及监测指标

本试验在东北农业大学搭建的密闭式舍内环境测试试验舱进行(图2)。在试验舱内换热器入风口和出风口分别布置1个SHT20型温湿度传感器,用于监测通过换热器后空气温湿度变化。传感器温度测量范围 $-40\sim 125^\circ\text{C}$,精度 $\pm 0.3^\circ\text{C}$;相对湿度测量范围为 $0\sim 100\%$,精度 $\pm 3\%$ 。试验舱内左、中、右3个位置分别布置1个温湿度传感器,用于监测舱内空气的温湿度变化情况,3个位置温湿度的平均值代表舱内空气温湿度。在冰柜制冷剂溶液中布置1个DS18B20型温度传感器(温度测量范围 $-55\sim 125^\circ\text{C}$,精度 $\pm 0.5^\circ\text{C}$),用于监测除湿过程中制冷剂温度变化。在舱内换热器出、入风口分别布置1个AS836型风速仪(分辨率 0.001 m/s),监测风机风速。控制器采集舱内温湿度、风速等传感器数据,控制风机和制冷剂循环泵。试验过程中,制冷剂导管、制冷剂泵和翅片管侧壁均用隔热材料包裹,尽量避

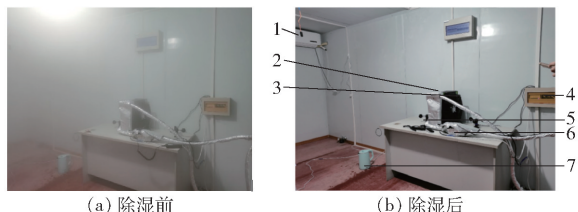


图2 除湿试验环境

Fig. 2 Dehumidification experiment environment

1. 温湿度传感器
2. 换热器
3. 风机
4. 控制器
5. 风速仪
6. 制冷剂泵
7. 加湿器

免换热器之外区域热交换,保证只有翅片管换热器与舱内空气换热。

1.4 试验设计

开启加湿器,将舱内空气加湿至相对湿度 90% 以上,模拟北方密闭式畜禽舍舍内高湿状态,然后关闭加湿器。将除湿系统工作条件设置为:风机风速 1 、 2 、 3 m/s ,制冷剂流量分别为 30 、 43 、 65 L/min ,控制舱内空气与制冷剂的初始温差范围 $25\sim 40^\circ\text{C}$,翅片管换热器有效换热面积 10 m^2 和 18 m^2 。通过不同条件下的除湿对比试验,监测舱内温度、相对湿度、制冷剂的温度和除湿系统用电量变化,计算舱内降温、除湿速率、除湿系统能效比,确定换热器的工作性能及其影响因素。

1.5 数值模型及物性

(1) 基于湿空气理论计算除湿速率

运用湿空气理论对除湿设备的除湿速率进行计算^[20]。为了简化计算,对试验进行以下假设:湿空气为常物性,且由干空气和水蒸气两项组成;污垢系数在试验过程中保持不变。

空气含湿量计算公式为

$$W = 0.622 \frac{\phi p_{ws}}{100p - \phi p_{ws}} \quad (1)$$

空气中水蒸气质量计算公式为

$$m_{\text{vapor}} = m_{\text{dry}} W \quad (2)$$

除湿速率计算公式为

$$\dot{m}_{\text{cond.}} = \frac{\Delta m_{\text{vapor}}}{\Delta t} \quad (3)$$

式中 W ——含湿量(以干空气计), kg/kg

ϕ ——相对湿度, $\%$

p_{ws} ——饱和水蒸气分压, kPa

p ——空气压力, kPa

m_{dry} ——舱内干空气质量, kg

$\dot{m}_{\text{cond.}}$ ——除湿速率, kg/h

Δm_{vapor} ——水蒸气质量差, kg

Δt ——时间差, h

通过温湿度传感器采集试验空间内的温度和相对湿度,结合饱和水蒸气压力表,通过式(1),计算空气含湿量。结合空气密度表和空间体积,通过式(2),计算空气中水蒸气质量。在此基础上,随着时间变化,密闭空间内水蒸气质量逐渐减少,通过式(3)可计算任意时间段内的水蒸气除湿速率。

(2) 节能效果评价

试验过程中,对湿热空气通过换热器的热量损失和能效比可以通过空气的温差进行计算^[21-24],则

$$Q = M_{\text{in}} c_p (t_{\text{in}} - t_{\text{out}}) \quad (4)$$

$$C_{\text{OP}} = Q/W_{\text{power}} \quad (5)$$

式中 Q ——能量损失负荷, kJ

c_p ——空气比热容, 取 $1.005 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

M_{in} ——换热器入口空气质量, kg

t_{in} 、 t_{out} ——换热器入口、出口温度, $^{\circ}\text{C}$

W_{power} ——除湿系统运行时消耗电能, kJ

C_{OP} ——能效比

能效比 (Coefficient of performance, COP) 是能量回收负荷与设备电耗的比值。在实际工作中, 除湿系统的制冷剂由冬季舍外低温环境制冷, 不消耗电能, 所以本文在计算 COP 时, 不考虑试验中冰柜的耗电。

2 结果与讨论

2.1 除湿和降温影响因素分析

在除湿过程中, 制冷剂在换热器中吸收热量速率大于制冷剂在冰柜中释放热量速率, 导致制冷剂温度连续上升, 空气与制冷剂的温差缩小, 降低了系统的除湿能力。而且, 在除湿系统开启一段时间后, 舱内空气中的水蒸气已经大量析出, 系统的除湿效果逐渐减弱。通过以上两方面因素的分析, 随着除湿系统开启一段时间后, 除湿系统的除湿效率将逐渐下降。经过式(1)~(3)计算, 在 14 min 后舱内平均湿度从 90% 以上降到 70% 左右, 基本满足畜禽舍环境标准, 此时平均除湿速率已经下降为 0.7 kg/h 左右, 除湿效果也不明显。所以, 选择 14 min 作为每次试验性能分析的终止时刻。

表 1 为风速为 1 m/s 、平均初始温差约为 33°C 情况下除湿系统 14 min 内的工作性能。试验的平均初始温差为 33.29°C , 舱内平均降温为 4.67°C , 平均除湿速率为 2.69 kg/h 。除湿速率高, 可使畜禽舍内空气湿度快速下降达到畜禽生长的适宜状态, 减少畜禽由于高湿产生的应激反应。如果舍内湿度缓慢下降, 将会诱发畜禽腹泻和呼吸道疾病, 易导致饲料发霉变质。而且短时间内除湿, 也可以降低除湿

表 1 有效换热面积和制冷剂流量对除湿系统性能的影响

Tab.1 Effects of effective area and refrigerant flow rate on performance of dehumidification system

有效换热面积/ m^2	制冷剂流量/ $(\text{L}\cdot\text{min}^{-1})$	初始温差/ $^{\circ}\text{C}$	舱内降温/ $^{\circ}\text{C}$	除湿速率/ $(\text{kg}\cdot\text{h}^{-1})$
10	30	37.23	2.37	2.35
	43	29.67	4.03	2.65
	65	33.25	4.24	2.98
	平均值	33.38	3.55	2.66
18	30	33.44	5.73	2.58
	43	33.36	5.80	2.66
	65	32.79	5.85	2.89
	平均值	33.20	5.79	2.71

设备造成的能耗, 节约环控成本。

从表 1 可以看出, 当风速和平均初始温差不变时, 有效换热面积为 10 m^2 的舱内降温和除湿速率都低于 18 m^2 ; 同时, 在相同有效换热面积、相同风速下, 舱内降温和除湿速率随着制冷剂流量的增加而增加。

表 2 表明, 当换热器有效换热面积为 18 m^2 、初始温差接近时, 平均舱内降温和除湿速率随着风速的增加而增加。而且在同一风速下, 初始温差接近时, 随着制冷剂流量的增加, 舱内降温和除湿速率也表现为逐渐增加的趋势。

表 2 风速和制冷剂流量对系统性能的影响

Tab.2 Effect of air flow and refrigerant flow rate on performance of dehumidification system

风速/ $(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	制冷剂流量/ $(\text{L}\cdot\text{min}^{-1})$	初始温差/ $^{\circ}\text{C}$	舱内降温/ $^{\circ}\text{C}$	除湿速率/ $(\text{kg}\cdot\text{h}^{-1})$
1	30	33.44	5.73	2.58
	43	33.36	5.80	2.66
	65	32.79	5.85	2.89
	平均值	33.20	5.79	2.71
2	30	31.08	6.12	2.63
	43	31.20	6.23	2.64
	65	32.48	7.07	3.20
	平均值	31.59	6.47	2.82
3	30	31.83	7.02	2.78
	43	31.87	7.47	2.63
	65	31.70	7.48	3.24
	平均值	31.80	7.32	2.88

图 3 表明, 当换热器有效换热面积为 18 m^2 、制冷剂流量为 65 L/min 、风速为 1 m/s 时, 舱内降温和除湿效率都随着初始温差增加而增加。这种现象与文献[25]的试验结论一致, 加大温差可以有效提高除湿效率。根据对流换热能量传输速率(牛顿冷却公式), 当换热器表面的几何形状、流体的运动特性等相同时, 对流换热系数基本不变。增加表面温度与流体温度之差将会增加对流热流密度^[26]。所以, 增加空气和制冷剂的初始温差将增加对流密度, 增加能量传输速率。北方寒区冬季舍外低温, 为基于温差除湿提供了良好的自然资源。

通过表 1、表 2 和图 3 可知, 有效换热面积、风速和制冷剂流量对除湿速率和舱内降温有着正向影响。

图 4 展示当换热器有效换热面积为 10 m^2 、制冷剂流量为 43 L/min 时, 除湿机风机风速分别为 1 、 2 、 3 m/s , 对应初始温差 29.67 、 35.45 、 29.10°C 的情况下, 除湿系统开启 14 min 的换热器入口、出口温度变化。在图 4 中, 在不同风速和不同初始

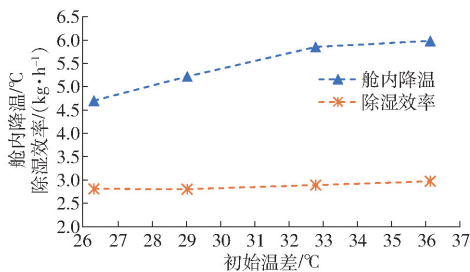


图3 初始温差对除湿系统性能的影响

Fig.3 Effect of initial temperature difference on performance of dehumidification system

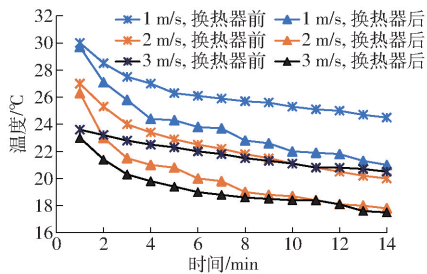


图4 换热器入口和出口的温度变化曲线

Fig.4 Temperature variation curves of inlet and outlet of heat exchanger

温差情况下,除湿开启时,换热器出入口温度基本相同;随着时间变化,两侧温度逐渐下降,但两侧温差也逐渐增大。在风速为1 m/s、初始温差为29.67℃时,前3 min 换热器入口温度下降2.02℃、第3分钟时出入口温差最大为1.90℃,与其它两种情况比较,下降趋势比较缓慢。在风速为2 m/s、初始温差为35.45℃时,前3 min 换热器入口温度下降2.77℃、在第3分钟出入口温差最大为2.63℃,是3种情况下温度下降幅度最大的,可能与其初始温差大有关。在风速为3 m/s、初始温差为29.10℃时,前3 min 时换热器入口温度下降1.05℃、出入口温差最大值为2.60℃。从第4分钟到第14分钟,3种情况的平均温差分别为2.84、2.56、2.85℃,差异不大。到14 min 时,两侧温差基本稳定,约为3℃。

在畜禽舍内,不同的畜禽种类和不同畜禽所处生长的阶段对舍温的需求不同。当除湿系统开启后,舍温降到适宜温度临界点,可以利用式(4),根据换热器出入口温差和风机风量,对除湿系统进行补温,使舍温维持在适宜温度内。这样可以避免畜禽由降温造成的冷应激,也可以维持畜禽舍最低的能源消耗。

2.2 除湿系统节能效果分析

通过采集除湿过程中换热器入口空气和出口空气的温度(图4),结合式(4),可以计算出除湿系统的能量损失。本研究的除湿系统耗电设备为除湿风机(额定功率138 W)、制冷剂泵(额定功率

100 W)和制冷剂冰柜。试验过程,用高精度功率计量插座分别测定风机、制冷剂泵的耗电情况。由式(5)计算出除湿系统的平均能效比约为7.08,达到节能标准要求^[25]。图5中有效换热面积为18 m²换热器在风机风速为1、2、3 m/s的能效比都高于10 m²的换热器。对于给定几何结构^[17]和翅片类型的换热器,可以通过提高有效换热面积提高系统的能效比。

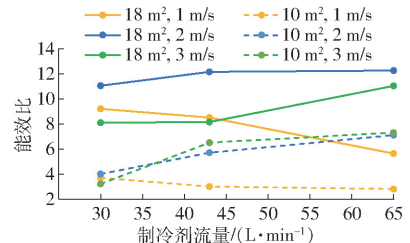


图5 制冷剂流量对能效比的影响

Fig.5 Effect of refrigerate flow rate on COP of dehumidification system

通常,当制冷剂温度、制冷剂流量、初始温差保持在一定范围内,增加风机风速将增加换热器中的热量交换效率。但从图5可以看出,当风机风速为2 m/s时的整体能效比高于风速为3 m/s时的整体能效比,在风速为1 m/s的整体能效比最低。文献^[23]对一种内冷型换热器进行除湿速率和能效比试验,计算出当通过内冷型换热器冷空气与湿热空气的质量流率比(Air flow ratio, AFR)为0.5时,该设备的冷却效果、能效比等最高,皆高于AFR为0.25、0.75和1的冷却效果和能效比。相同的结论也出现在文献^[26]中,当除湿器的ARF约为0.8时,达到除湿效率和能效比的上限。

在有效换热面积为18 m²换热器的除湿试验中,风速1、2、3 m/s与制冷剂流量65 L/min时的质量流率比为0.31、0.63、0.95,对应的COP分别为5.63、12.25、11.03。质量流率比在0.63时,COP最高。这是因为除湿过程是热流体在换热器中发生的一个放热过程,热流体释放的热量通过换热器中的翅片和管道转移到管道中的低温制冷剂中。但换热器的热交换能力存在上限,除湿能力不能随空气流速的增加而增加。当空气流速过高时,换热器的能效比反而下降,这可为除湿系统的节能控制提供参考。

在图5中,当有效换热面积18 m²、风速1 m/s时,制冷剂流量为65 L/min时的能效比低于30 L/min和43 L/min时的能效比,这说明风速1 m/s时换热器的换热能力较低,即使制冷剂流速增加,换热速率也无法提升,通过式(5)计算的能效比反而下降。

3 结论

(1)空气内循环除湿系统充分利用了东北寒区冬季自然低温条件,循环使用自然冷却的制冷剂,基于温差进行冷凝析湿,避免热空气直接或间接排出舍外,降低了除湿能耗,为畜禽舍冬季除湿提供有效方法。

(2)翅片管换热器有效换热面积、舱内空气和制冷剂初始温差、风机风速和制冷液流量对除湿速率和舱内降温有着正向影响。风速为1 m/s、平

均初始温差为33.29℃情况下,在体积约为36 m³的试验舱内,平均降温为4.67℃,平均除湿速率为2.69 kg/h。

(3)有效换热面积为18 m²换热器除湿试验中,空气质量与制冷剂质量流率比为0.31、0.63、0.95,对应的COP分别为5.63、12.25、11.03。可见换热器存在热交换能力的上限,能效比不能随风机风速增大而增加,当风机风速过大时,换热器能效比不能持续增加,这可为基于温差法进行换热器的除湿系统提供节能控制的参考。

参 考 文 献

- [1] 吴中红,陈泽鹏,臧建军,等. 湿帘冷风机-纤维风管通风系统对妊娠猪猪舍的降温效果[J]. 农业工程学报, 2018, 34(18): 268-276.
WU Zhonghong, CHEN Zepeng, ZANG Jianjun, et al. Cooling performance of wet curtain fan-fabric duct ventilation system in house of pregnant sows[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(18): 268-276. (in Chinese)
- [2] 谢秋菊,苏中滨,NI Ji-Qin,等. 密闭式猪舍多环境因子调控系统设计及调控策略[J]. 农业工程学报, 2017, 33(6): 163-170.
XIE Qiuju, SU Zhongbin, NI Ji-Qin, et al. Control system design and control strategy of multiple environmental factors in confined swine building[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(6): 163-170. (in Chinese)
- [3] XIONG Y, MENG Q, GAO J, et al. Effects of relative humidity on animal health and welfare[J]. Journal of Integrative Agriculture, Ecosystems & Environment, 2017, 16(8): 1653-1658.
- [4] LICHARZ H, RSMANN P, KROMMWEH M, et al. Energy efficiency of a heat pump system; case study in two pig houses [J]. Energies, 2020, 13(3): 662.
- [5] KROMMWEH M, ROSMANN P, BUSCHER W. Investigation of heating and cooling potential of a modular housing system for fattening pigs with integrated geothermal heat exchanger[J]. Biosystems Engineering, 2014, 121: 118-129.
- [6] MARDIANA A, RIFFAT S. Review on heat recovery technologies for building applications[J]. Renewable & Sustainable Energy Rreviews, 2011, 16(2): 1241-1255.
- [7] 李琴,刘鹏,刘丹,等. 华北冬季密闭兔舍显热回收通风系统应用效果研究[J]. 农业工程学报, 2019, 35(10): 140-147.
LI Qin, LIU Peng, LIU Dan, et al. Application effect of sensible heat recovery ventilation system in closed rabbit house of North China in winter[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(10): 140-147. (in Chinese)
- [8] 芦欣. 北方农村节能型吊炕的研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2016.
LU Xin. Study of energy saving Chinese kang in northern rural areas[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2016. (in Chinese)
- [9] 何科爽,孙丽娟,黄震宇,等. 南方连栋塑料温室冬季通风除湿开窗优化[J]. 农业机械学报, 2012, 43(11): 186-191.
HE Keshi, SUN Lijuan, HUANG Zhenyu, et al. Optimization of vent configuration for ventilation dehumidification in multi-span plastic greenhouses[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(11): 186-191. (in Chinese)
- [10] 李修松,叶章颖,李保明,等. 不同通风模式对保育猪舍冬季环境的影响[J]. 农业机械学报, 2020, 51(3): 317-325.
LI Xiusong, YE Zhangying, LI Baoming, et al. Influence of different ventilation system on environment of nursery piggery in winter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(3): 317-325. (in Chinese)
- [11] 吴京颖. 基于CFD的畜禽舍热环境模拟及空调整能工程优化研究[D]. 南昌:华东交通大学, 2020.
WU Jingying. Research on thermal environment simulation and energy saving engineering optimaizaiton of air conditioning in livestock and poultry house based on CFD[D]. Nanchang: East China Jiaotong University, 2020. (in Chinese)
- [12] 王春野,袁月明,刘海枝,等. 民用除湿机在东北地区秋季日光温室的除湿应用研究[J]. 中国农机化学报, 2016, 37(4): 79-84.
WANG Chunye, YUAN Yueming, LIU Haizhi, et al. Applied study on civilian dehumidifier for greenhouse in autumn of the northeast area[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2016, 37(4): 79-84. (in Chinese)
- [13] 陈晓峰. 烟叶仓库除湿机的选型[J]. 中国高新技术企业, 2011(21): 133-134.
CHEN Xiaofeng. Selection of the desiccant in the tobacco warehouse[J]. Chinese High Tech Enterprises, 2011(21): 133-134. (in Chinese)
- [14] TIKHOMIROV D, TRUNOV S, KUZMICHEV A, et al. Energy-efficient thermoelectric unit for microclimate control on cattlebreeding premises[J]. Energy Reports, 2020, 6: 293-305.

- [15] CHEN C, MA S, WU P, et al. Adsorption and desorption of silica gel circulating fluidized beds for air conditioning systems [J]. *Applied Energy*, 2015, 155(2): 708–718.
- [16] SHENG Y, ZHANG Y, SUN Y, et al. Thermodynamic analysis of desiccant wheel coupled to high-temperature heat pump system[J]. *Science and Technology for the Built Environment*, 2015, 21(8): 1165–1174.
- [17] 孟妍君, 秦仕达, 赵靖, 等. 寒冷地区温室型犊牛舍温热环境研究[J]. *家畜生态学报*, 2014, 35(5): 75–79.
MENG Yanjun, QIN Shida, ZHAO Jing, et al. Research on thermal environment of greenhouse calf barn in cold region[J]. *Acta Ecologiae Animalis Domastici*, 2014, 35(5): 75–79. (in Chinese)
- [18] VASSILAKIS S, LINDLEY J. Cold weather performance of two, counter-flow parallel plate, air-to-air heat exchangers in swine housing[J]. *Applied Engineering in Agriculture*, 1998, 14(1): 73–77.
- [19] 郑萍, 包军, 张继成, 等. 寒地养殖舍除湿新风一体机系统: ZL 2020200591229[P]. 2020–10–27.
- [20] 翁史烈, 陈汉平. 湿空气透平循环的基础研究[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2008.
- [21] 吕静, 黄佳豪, 徐昊东, 等. 露点蒸发冷却装置性能评价指标的研究[J]. *制冷学报*, 2021, 42(1): 126–133.
LÜ Jing, HUANG Jiahao, XU Haodong, et al. Research on performance evaluation index of dew point evaporative cooler[J]. *Journal of Refrigeration*, 2021, 42(1): 126–133. (in Chinese)
- [22] PESCOD D. A heat exchanger for energy saving in an air conditioning plant[J]. *ASHRAE Transactions*, 1979, 85(2): 238–251.
- [23] PARK J, KIM B, YOON S, et al. Experimental analysis of dehumidification performance of an evaporative cooling-assisted internally cooled liquid desiccant dehumidifier[J]. *Applied Energy*, 2019, 235(1): 177–185.
- [24] [美]英克鲁佩勒 弗兰克 P, [美]大卫 P 德维特, [美]狄奥多尔 L 伯格曼, 等. 传热和传质基本原理[M]. 6版. 葛新石, 叶宏, 译. 北京: 化学工业出版社, 2007: 390–460.
- [25] GB/T 7725—2004 房间空气调节器[S]. 北京: 中国标准出版社, 2004.
- [26] YIN Y, ZHANG X, WANG G, et al. Experimental study on a new internally cooled/heated dehumidifier/regenerator of liquid desiccant systems[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2008, 31(5): 857–866.

(上接第 312 页)

- [18] YOON S, YOON S, LEE U, et al. Recursive path planning using reduced states for car-like vehicles on grid maps[J]. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2015, 16(5): 2797–2813.
- [19] YI S, YUE S. Study of logistics distribution route based on improved genetic algorithm and ant colony optimization algorithm [J]. *Internet of Things (IoT) and Engineering Applications*, 2016, 1(1): 11–17.
- [20] LAN X, LV X, LIU W, et al. Research on robot global path planning based on improved A-star ant colony algorithm[C]// 2021 IEEE 5th Advanced Information Technology, Electronic and Automation Control Conference (IAEAC), 2021: 613–617.
- [21] YUE L, CHEN H. Unmanned vehicle path planning using a novel ant colony algorithm[J]. *EURASIP Journal on Wireless Communications and Networking volume*, 2019, 136: 1–9.
- [22] 张仪夫, 杨朝阳, 曹坤泽, 等. 双向蚁群算法在无人驾驶车辆路径规划中的应用[J]. *湖北汽车工业学院学报*, 2021, 35(1): 21–24.
ZHANG Yifu, YANG Zhaoyang, CAO Kunze, et al. Application of bidirectional ant colony algorithm in path planning of autonomous vehicle[J]. *Journal of Hubei University of Automotive Technology*, 2021, 35(1): 21–24. (in Chinese)
- [23] WU X, WEI G, SONG Y, et al. Improved ACO-based path planning with rollback and death strategies[J]. *Systems Science & Control Engineering*, 2018, 6(1): 102–107.
- [24] HAO K, ZHAO J, WANG B, et al. The application of an adaptive genetic algorithm based on collision detection in path planning of mobile robots[J]. *Computational Intelligence and Neuroscience*, 2021, 2021: 1–20.
- [25] XU K, LU H, HUANG Y, et al. Robot path planning based on double-layer ant colony optimization algorithm and dynamic environment[J]. *Acta Electronica Sinica*, 2019, 47(10): 2166–2176.
- [26] 华洪, 张志安, 施振稳, 等. 动态环境下多重 A* 算法的机器人路径规划方法[J]. *计算机工程与应用*, 2021, 57(10): 173–180.
HUA Hong, ZHANG Zhian, SHI Zhenwen, et al. Robot path planning method of multiple A* algorithm in dynamic environment[J]. *Computer Engineering and Applications*, 2021, 57(10): 173–180. (in Chinese)