

蒸发式冷凝器的设计计算

Design and calculations of evaporative condenser

赵越¹ 周洪剑² 谢晶¹

ZHAO Yue¹ ZHOU Hong-jian² XIE Jing¹

(1. 上海海洋大学食品学院, 上海 201306; 2. 上海宝丰机械制造有限公司, 上海 200444)

(1. College of Food Science and Technology, Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China;

2. Shanghai Baofeng Machine Manufacturing Co. LTD., Shanghai 201306, China)

摘要:针对蒸发式冷凝器的换热过程同时存在显热和潜热交换,计算过程比较复杂且方法较多的情况,介绍一种简单实用的蒸发式冷凝器的设计计算方法,通过基本参数计算、盘管设计、水系统设计和风系统设计,进行系统设计计算,得出换热量、传热面积、淋水量、水泵功率和风机功率等设计参数,该方法适用于常规蒸发式冷凝器的设计计算。

关键词:蒸发式冷凝器;设计计算;盘管;水系统;风系统

Abstract:For the heat transfer process of evaporative condenser with latent heat exchange and sensible heat exchange, the calculation process is complex and has a lot of method. This paper introduces a simple practical design calculation method of evaporative condenser for the design and calculations of the conventional evaporative condenser. Through the calculation of basic parameters, coil design, water system design and air system design, system design calculations were completed. The quantity of heat transfer, the area of heat transfer, the quantity of spray water, pump power and fan power were calculated. This method is applicable to the conventional design and calculation of the evaporative condenser.

Keywords: evaporative condenser; design calculations; coil; water system; air system

冷凝器是制冷系统必备的换热设备,冷却经制冷压缩机压缩后的高温制冷剂蒸汽并使之液化。冷凝器一般可分为空冷式冷凝器、水冷式冷凝器及空气与水联合冷却式冷凝器 3 种类型^[1,2],蒸发式冷凝器是空气与水联合冷却式冷凝器中的主要类型。

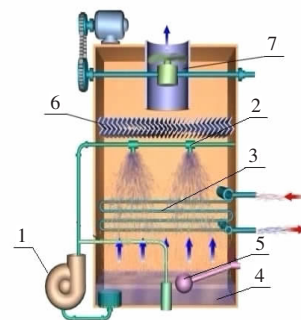
中国水资源非常紧张,城市缺水现象比较严重。蒸发式

冷凝器可以使冷却水得到重复的利用,其节水效果不但在理论上明显的,在实际应用中也得到了很好的证明^[3]。

1 结构原理

蒸发式冷凝器,是以冷却介质蒸发换热为主的冷凝器。因而蒸发式冷凝器的换热不仅有显热交换过程,同时还存在着潜热交换过程^[4-6]。

蒸发式冷凝器主要由换热盘管、循环水系统及风机组成(见图 1)。运行原理:冷却水由循环水泵送至冷凝盘管上方,流经喷嘴形成雾状水膜后连续均匀地覆盖在冷凝盘管组的外表面,水膜的温度较低,水膜中部分水自身蒸发吸收管内高温制冷剂蒸汽的热量使之冷凝为液体,未蒸发的水掉落到冷凝器底部的集水槽中。空气在风机的作用下由蒸发式冷凝器箱体的下方进入,自下而上流经冷凝盘管组,将已蒸发的水蒸汽带走,设置挡水板防止水蒸汽进入风机造成短路。当水量不够时,通过补水管补充一定量的水,集水槽中的水位用浮球来保持。依此循环工作。蒸发式冷凝器与空冷式和水冷式冷凝器最大的区别在于其能利用水的汽化潜热,通过水自身的蒸发来达到冷凝的目的。



1.循环水泵 2.喷嘴 3.冷凝盘管 4.集水槽 5.浮球 6.挡水板 7.风机

图 1 蒸发式冷凝器结构示意图

Figure 1 Structure diagram of evaporative condenser

基金项目:2010 年度上海市政府国际科技合作计划(编号:10390710500);上海市教育委员会重点学科建设项目(编号:J50704)

作者简介:赵越(1987-),男,上海海洋大学在读硕士研究生。

E-mail:15821113434@163.com

通讯作者:谢晶

收稿日期:2011-10-01

节水是蒸发式冷凝器最大特点^[7]。在水冷式冷凝器中,每 1 kg 水能带走约 16.75~25.12 kJ 热量,但 1 kg 水在常压下蒸发却能带走约 2 428 kJ 热量,因此蒸发式冷凝器的耗水量理论上仅为水冷式冷凝器的 1% 左右,考虑到飞溅损失、排污换水等因素,实际的耗水量仅为水冷式冷凝器的 10% 左右^[8]。

2 设计计算

2.1 参数的确定

2.1.1 设计工况 制冷量 1 464 kW、压缩机电机功率 435 kW、冷凝温度 36 °C、空气湿球温度 28.4 °C。

选用 6 台 8AS-12.5 型压缩机,单台制冷量为 244 kW,单台功率为 90 kW。

2.1.2 换热量的确定 换热量也称为排热量或冷凝负荷。制冷剂在冷凝器中放出的热量包括两部分,通过蒸发器向被冷却物体吸收的热量以及由机械功转化的热量。计算公式:

$$Q_K = 6 \times (Q_o + N_c \times \eta_m) \times \epsilon \quad (1)$$

式中:

Q_K ——换热量, kW;

6——压缩机台数;

Q_o ——单台 8AS-12.5 型压缩机制冷量, kW;

N_c ——单台 8AS-12.5 型压缩机轴功率, kW;

η_m ——8AS-12.5 型压缩机的机械效率;

ϵ ——修正系数。

根据图 2, ϵ 取值约为 1.7 (t_k 为冷凝温度, t_s 为湿球温度)。

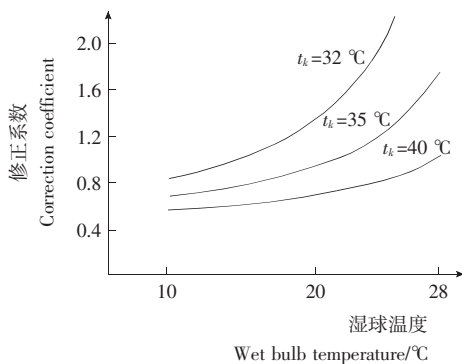


图 2 蒸发式冷凝器排热量修正系数

Figure 2 Heat discharge correction coefficient of evaporative condenser

按式(1)计算得: $Q_K = 6 \times (244 + 90 \times 0.8) \times 1.7 = 3\ 223.20$ kW。

2.1.3 理论传热面积的确定 理论传热面积是根据换热量和单位面积热流量确定出的一个传热面积的理论值,在数值上和实际传热面积存在差异。计算公式:

$$S = Q_K / q_f \quad (2)$$

式中:

S ——理论传热面积, m^2 ;

Q_K ——换热量, kW;

q_f ——单位面积热流量, kW/m^2 。

对 q_f 的选取有不同的标准,主要是依技术和制造水平而定。机电工业部 1992 年颁布的标准是 $q_f \geq 1.774$ kW/m^2 ,中国有关文献^[9,10] 设计普遍取 $1.774 \sim 2.33$ kW/m^2 ,而实际设计和应用可达到 $5 \sim 6$ kW/m^2 。以往中国《冷藏库设计手册》推荐 $q_f = 1.6 \sim 2.0$ kW/m^2 ,机械行业标准规定 q_f 为 1.7 kW/m^2 ,《制冷与空调工程手册》推荐 $q_f = 1.8 \sim 2.5$ kW/m^2 ,但现今世界各生产厂的企业标准一般高于以上取值;上海益美高(EVAPCO)公司产品的 $q_f = 3.26 \sim 3.64$ kW/m^2 ;上海上枫制冷设备有限公司产品的 q_f 高达 5.41 kW/m^2 ;美国设计手册介绍其经验数据 q_f 为 4.0 kW/m^2 ;国外另一些厂家也有介绍其 q_f 达到 $5.23 \sim 5.81$ kW/m^2 。湿度较大地区取小值。本设计取用适用于上海地区的 $q_f = 5.41$ kW/m^2 。

按式(2)计算得: $S = 3\ 223.2 / 5.41 = 595.79(m^2)$

2.1.4 配风量的确定 配风量是蒸发式冷凝器内部的总风量,直接决定着风机的功率。一般用单位换热量所需风量表示,中国机械行业标准规定的数值为 220 $m^3/(h \cdot kW)$,也有的按 $300 \sim 340$ $m^3/(h \cdot kW)$ 配置。增大风量有利于提高传热系数,但风量增大,风机的电耗也将随之增加,故应合理选取配风量。计算公式:

$$L_D = Q_K \times \epsilon \quad (3)$$

式中:

L_D ——配风量, m^3/s ;

Q_K ——换热量, kW;

ϵ ——配风比, $m^3/(s \cdot kW)$ 。

配风比美国标准是 $\epsilon = 3 \times 10^{-2}$ $m^3/(s \cdot kW)$,机电工业部颁布标准是 $\epsilon \leq 6.11 \times 10^{-2}$ $m^3/(s \cdot kW)$ 。配风量大,传热效果好,但耗功增加,为取得较大的 q_f 值,同时耗电量又不至于过大,一般取中间偏大值,文章选 ϵ 为 0.061 $m^3/(s \cdot kW)$,即中国机械行业标准规定的 220 $m^3/(h \cdot kW)$ 。

按式(3)计算得: $L_D = 3\ 223.2 \times 0.061 = 196.62(m^3/s)$

2.1.5 迎面风速及迎风面积的确定 一些学者^[11,12] 进行了迎面风速对蒸发式冷凝器的性能影响的试验,结果表明蒸发式冷凝器迎面风速有一个最佳范围($2.9 \sim 3.1$ m/s)。制冷量和能效比分别与迎面风速的关系见图 3 和图 4。

迎面风速越大,空气与换热盘管外表面水膜的接触时间就越短,空气与水膜的热湿交换就越不充分;此外,迎面风速的增大,能增强热湿交换面上热质传递的剧烈程度,使得热湿交换更加充分。故只有使用最佳迎面风速,制冷量和能效比达到最佳,才能使得蒸发式冷凝器的性能达到最佳。

迎风面积计算公式:

$$A = L_D / V_F \quad (4)$$

式中:

A ——迎风面积, m^2 ;

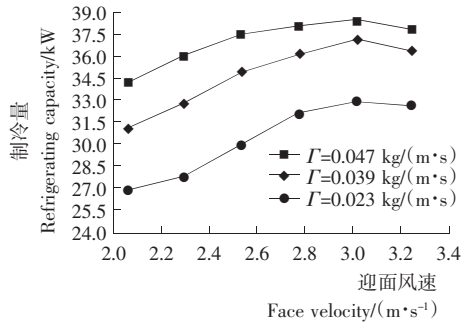


图 3 制冷量和迎面风速关系图

Figure 3 Relationship diagram of refrigerating capacity and face velocity

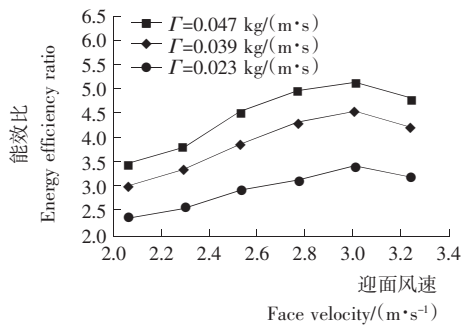


图 4 能效比和迎面风速关系图

Figure 4 Relationship diagram of energy efficiency ratio and face velocity

L_D ——配风量, m^3/s ;

V_F ——迎面风速, m/s 。

按式(4)计算得: $A = 196.62 / 3.0 = 65.54 (m^2)$

2.2 盘管的设计

盘管设计的好坏直接影响后续的计算工作,特别是影响水量的分布及配风情况,故合理的盘管布置是非常重要的。由蒸发式冷凝器的迎风面积及所需的传热面积,可确定蒸发式冷凝器的盘管的布置。盘管程数不宜过多,一般不超过 30 程,盘管的长宽采用最优的长宽比。本设计采用 $\Phi 25$ mm 无缝钢管,盘管材料采用 20 号优质碳钢,盘管的管型有圆管、椭圆及一些特殊管型,本设计采用圆管。盘管管束呈正三角形错列布置。管长 8 m,考虑弯头及壳体间隙,迎风面长 B 为 8.3 m,则

$$D = A/B \tag{5}$$

式中:

D ——迎风面宽, m ;

A ——迎风面积, m^2 ;

B ——迎风面长, m 。

按式(5)计算得: $D = 65.54 / 8.3 = 7.90$ m

管径 d_o 为 25 mm(20 号优质碳钢的无缝钢管),管间距

P_t 一般为管径的两倍,即 $P_t = 50$ mm。

$$n_H = D/(P_t + d_o) \tag{6}$$

式中:

n_H ——每排管数;

D ——迎风面宽, m ;

P_t ——管间距, m 。

按式(6)计算得: $n_H = 7.9/0.075 = 105$ (排)

$$S_1 = S / n_H \tag{7}$$

式中:

S_1 ——每排管的面积, m^2 ;

S ——理论传热面积, m^2 ;

n_H ——每排管数。

按式(7)计算得: $S_1 = 595.79 / 105 = 5.67$ m^2

$$N = S_1 / S_2 \tag{8}$$

式中:

N ——管程数;

S_1 ——每排管的面积, m^2 ;

S_2 ——单管的表面积, m^2 。

按式(8)计算得: $N = 5.67 / (2\pi \times 0.0125^2 + 2\pi \times 0.0125 \times 8.3) = 8.68$ (程),故管程数取 9 程。

由此可以确定实际传热面积:

$$S' = S_2 \times N \times n_H \tag{9}$$

式中:

S' ——实际传热面积, m^2 ;

S_2 ——单管的表面积, m^2 ;

N ——管程数;

n_H ——每排管数。

按式(9)计算得: $S' = (2\pi \times 0.0125^2 + 2\pi \times 0.0125 \times 8.3) \times 9 \times 105 = 616.95(m^2)$

2.3 水系统的设计

2.3.1 淋水量及补水量的确定

淋水量的配置以能全部润湿冷凝盘管表面、形成连续的水膜为原则,力求获得最大的传热系数。水量过小,不足以满足冷凝的要求;水量过大,反而不利于热交换,同时会造成水泵功率增大。

中国 JB/T 7658.5—95 标准的单位冷凝负荷的淋水量为 $0.032 L/(s \cdot kW)$,美国工业制冷手册标准为 $0.018 L/(s \cdot kW)$ 。

本设计选用中国 JB/T 7658.5—95 标准的单位冷凝负荷的淋水量 $r = 0.032 L/(s \cdot kW)$ 。

计算公式:

$$G_S = Q_K \times r \tag{10}$$

式中:

G_S ——淋水量, kg/s ;

Q_K ——换热量, kW ;

r ——单位冷凝负荷的淋水量, $kg/(s \cdot kW)$ 。

补水量一般为淋水量的 5% ~ 10%,湿度较大地区取小值。

按式(10)计算得: $G_S = 3223.2 \times 3.20 \times 10^{-2} = 103.14(kg/s)$

计算公式:

$$W = G_S \times 5\% \quad (11)$$

式中:

W ——补水量, kg/s;

G_S ——淋水量, kg/s。

按式(11)计算得: $W = 103.14 \times 5\% = 5.16(\text{kg/s})$

2.3.2 水泵功率的确定 计算公式:

$$N_S = 9.8 \times G_S \times H_z \quad (12)$$

式中:

N_S ——水泵功率, kW;

G_S ——淋水量, kg/s;

H_z ——水泵扬程, m(值为 10 m)。

按式(12)计算得: $N_S = 9.8 \times 103.14 \times 10 = 10107.72(\text{W}) = 10.11(\text{kW})$

2.4 风系统的设计

2.4.1 空气压力损失的确定 空气流过蒸发式冷凝器的阻力为通过冷凝管、挡水板、喷嘴排管、进口风栅、空气净化器等阻力部分之和。

(1) 空气流过冷凝盘管的阻力: 计算公式

$$G'm = Gm / (A - n_H \times d_o \times B) = L_D \times \rho / (A - n_H \times d_o \times B) \quad (13)$$

式中:

$G'm$ ——最窄面空气质量速度, kg/s;

Gm ——配风量的质量流量, kg/s;

L_D ——配风量的体积流量, m^3/s ;

ρ ——此工况下空气的密度, kg/m^3 ;

A ——迎风面积, m^2 ;

n_H ——每排管数;

d_o ——管径, m;

B ——迎风面长, m。

按式(13)计算得: $G'm = 196.62 \times 1.15 / (65.54 - 105 \times 0.025 \times 8.3) = 5.17(\text{kg/s})$

当 $Pt/d_o = 2$ 时,

$$\Delta P_1 = 0.51 \times 10^{-9} \times N \times (G'm)^2 \times 1.02 \quad (14)$$

式中:

ΔP_1 ——空气流过冷凝管的阻力, Pa;

N ——管程数;

$G'm$ ——最窄面空气质量速度, kg/s。

按式(14)计算得: $\Delta P_1 = 0.51 \times 10^{-9} \times 9 \times 5.17^2 \times 1.02 = 1.25 \times 10^{-7}(\text{Pa})$

(2) 空气流过挡水板的阻力: 计算公式

$$\Delta P_2 = E \times V^2 / 2g \quad (15)$$

式中:

ΔP_2 ——空气流过挡水板的阻力, Pa;

E ——局部阻力系数, 挡水板只有一折时 $E = 3$;

V ——最窄面风速, m/s(一般取 $V = 1.2 V_F$);

V_F ——迎面风速, m/s;

g ——重力加速度, m/s^2 。

按式(15)计算得: $\Delta P_2 = 3 \times (1.2 \times 3.0)^2 / 2 \times 9.8 = 1.98(\text{Pa})$

(3) 空气流过喷嘴排管的阻力: 计算公式

$$\Delta P_3 = 0.01 \times Z \times (V_F)^2 / 2 \rho \quad (16)$$

式中:

ΔP_3 ——空气流过喷嘴的阻力, Pa;

Z ——喷嘴个数;

V_F ——迎面风速, m/s;

ρ ——此工况下空气的密度, kg/m^3 。

按式(16)计算得: $\Delta P_3 = 0.01 \times 728 \times 3.0^2 / (2 \times 1.15) = 28.49(\text{Pa})$

用迎风面长和迎风面宽分别除以喷嘴和喷嘴之间的间距 300 mm, 得出的两个数再相乘, 即得喷嘴的个数。

即, $8.3 / 0.3 = 28, 7.9 / 0.3 = 26, Z = 28 \times 26 = 728$

计算公式

$$\Delta P' = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 \quad (17)$$

式中:

$\Delta P'$ ——空气流过蒸发式冷凝器的阻力, Pa;

ΔP_1 ——空气流过冷凝管的阻力, Pa;

ΔP_2 ——空气流过挡水板的阻力, Pa;

ΔP_3 ——空气流过喷嘴的阻力, Pa。

按式(17)计算得: $\Delta P' = 1.25 \times 10^{-7} + 1.98 + 28.49 \approx 30.47(\text{Pa})$, 再考虑进口风栅、空气净化器等阻力损失, 风机压头 ΔP 选为 35 Pa。

2.4.2 风机功率的确定 目前中国的蒸发式冷凝器多为上吸风式, 其风机设置在箱体最上部, 箱体内维持负压, 水的蒸发温度较低, 但风机长期处于潮湿环境中, 容易被腐蚀, 故采用铝合金风叶和全封闭电机。

计算公式

$$N_f = \Delta P \times L_D \quad (18)$$

式中:

N_f ——风机功率, kW;

ΔP ——空气的压力损失, 即风机压头, Pa;

L_D ——配风量, m^3/s 。

按式(18)计算得: $N_f = 35 \times 196.62 = 6881.7(\text{W}) = 6.88(\text{kW})$ 。

3 结论

文章给出了一套完整的蒸发式冷凝器的设计计算方法, 此方法简单实用, 适用于常规蒸发式冷凝器的设计计算。

通过 Visual Basic 6.0 语言将此方法编程为一套设计计算软件, 此软件操作简单, 只需输入压缩机制冷量、压缩机台数、压缩机机械效率以及压缩机轴功率, 即可直接得出以上计算过程中涉及到的所有性能参数(见图 5)。此软件可作为常规蒸发式冷凝器的设计计算工具。

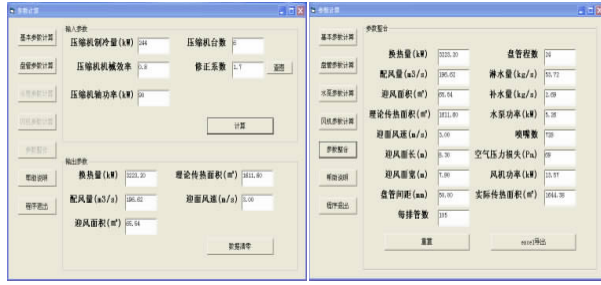


图 5 蒸发式冷凝器计算软件操作界面

Figure 5 Operation interface of evaporative condenser calculation software

参考文献

- 1 彦启森,石文星,田长青. 空气调节用制冷技术[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2004.
- 2 蒋翔,朱冬生. 蒸发式冷凝器传热强化研究[D]. 广州:华南理工大学,2003.
- 3 蒋翔,朱冬生. 蒸发式冷凝器发展和应用[J]. 制冷,2002,21(4): 29~33.

- 4 Metin Ertunc H, Murat H. Comparative analysis of an evaporative condenser using artificial neural network and adaptive neuro-fuzzy inference system[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 8(31): 1 426~1 436.
- 5 Nasr M M, Salah Hassan M. Experimental and theoretical investigation of an innovative evaporative condenser for residential refrigerator[J]. Renewable Energy, 2009, 11(34): 2 447~2 454.
- 6 吴凯东. 蒸发式冷凝器在空调系统的应用[J]. 机电信息,2009(16):49~52.
- 7 肖志英. 提高蒸发式冷凝器效率的途径[J]. 河北化工,2007,30(1):32~33.
- 8 邱嘉昌,刘龙昌. 蒸发式冷凝器的应用与管系设计研究[J]. 制冷技术,2003(2):28~33.
- 9 邱嘉昌,刘黄炳. 蒸发式冷凝器的特点及应用[J]. 小氮肥,2006(3):6~8.
- 10 张建一,秘文涛. 制冷用蒸发式冷凝器的选型与耗电[J]. 电力需求侧管理,2008,10(2):37~39.
- 11 朱冬生,沈家龙,蒋翔,等. 湿空气对蒸发式冷凝器性能的影响[J]. 制冷技术,2006(2):17~22.
- 12 朱冬生,沈家龙,蒋翔,等. 蒸发式冷凝器管外水膜传热性能试验研究[J]. 高校化学工程学报,2007,21(1):31~36.

(上接第 123 页)

经试验得出:在茶叶烘焙过程中,有余热回收的茶叶烘焙机升温时间和加热时间都明显减小,而保温的时间延长。每台有余热回收的茶叶烘焙机每小时可省电 2.2 kW/h,按每度三相电 0.73 元,每台烘焙机每天工作 8 h 计算,每台烘焙机每年大概可以省电约 4 625 元,具有良好的经济效益。

4 结论

试验表明有余热回收装置的茶叶烘焙机热交换强度高,有利于在平均温差下工作。结构简单,采用了管壳式的设计,增加了传热的面积,使得进入烘焙机的冷风的温度提高了 10~12 ℃,大大提高了烘焙的效率。而且安装方便,需要更换或者清洗时只需将管束抽出即可,经济合理且运行可靠。保证了热交换中的流体的阻力较小,减少了换热器的动

力消耗,进一步的节约能源,提高效率,经济效益好,具有很好的发展前景。

参考文献

- 1 余建祖. 换热器原理与设计[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2006:25~27.
- 2 徐昌盛. 废气焚烧装置余热回收热交换器的设计[J]. 大众科技,2006(4):103~105.
- 3 支浩. 换热器的研究发展现状[J]. 化工进展,2009(28):338~342.
- 4 余建祖. 换换热器设计中两种方法的比较[J]. 郑州轻工业学院学报,2006,21(1):81~83.
- 5 杨军飞. 板式热交换器与管式热交换器的比较分析[J]. 包装与机械,2008,29(7):205~206.
- 6 杨光,汤广发. 小型热回收装置的可行性研究[J]. 建筑热能通风空调,2005,24(3):56~59.

(上接第 136 页)

4 结论

根据方便米线干燥设备内温度、湿度测定结果并结合米线(饼)干燥过程水分变化,推测出干燥设备内局部的高温低湿和低温高湿区域,米线(饼)往返通过这些局部区域后引起快速干燥或加湿,造成米线(饼)水分在总体逐步降低的趋势下有较大的波动。快速、频繁的反反复复干燥、加湿不仅不利于米线(饼)干燥的有效进行,而且其有可能成为米线断裂的原因,即当其波动幅度超过一定限度则有可能引起米线产品产生裂纹并断裂。

参考文献

- 1 张喻,杨泌泉,吴卫国. 方便米线品质影响因素的研究[J]. 粮食与饲料工业,2004(7):16~17.
- 2 刘友明,谭汝成,荣建华. 方便米粉加工原料的选择研究[J]. 食品科技,2008(3):133~136.
- 3 刘鑫,陈杰,孟岳成. 干燥型方便米线品质影响因素及其营养强化研究进展[J]. 食品科学,2011,32(3):296~300.
- 4 冀智勇,吴荣书,刘智梅. 影响方便米线复水性及常见问题的若干因素研究[J]. 粮油加工与食品机械,2005(1):75~77.
- 5 熊柳,孙庆杰. 干燥方式对方便米线复水性影响的研究[J]. 食品工业科技,2009,30(7):157~158.
- 6 赵思明,刘友明,熊善柏. 高温高湿干燥对方便米粉品质的影响[J]. 粮食与饲料工业,2003(2):11~12.