

# 敞开式卧式陈列柜食品包温度分布的数值模拟

吕彦力, 曹秀琴, 吴学红, 孟志强

(郑州轻工业学院 机电工程学院, 河南 郑州 450002)

**摘要:**研究了在不同送风风速和温湿度情况下敞开式卧式陈列柜食品的温度分布,并考察辐射传热和传质对食品温度分布的影响.结果表明:食品包温度的总体分布为左低右高、下低上高;且陈列柜送风风速增大时,食品温度降低,但冷耗增加,故风速存在最佳值;环境温度每升高 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,食品包温度平均升高 $0.1\sim 0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,湿度每升高 $20\%$ ,其温度平均升高 $0.1\sim 0.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**关键词:**敞开式卧式陈列柜;食品包温度;数值模拟

**中图分类号:**TH12;TB65 **文献标志码:**A **DOI:**10.3969/j.issn.2095-476X.2013.02.001

## Numerical simulation of temperature distribution of food packages on open-type horizontal display cabinet

LV Yan-li, CAO Xiu-qin, WU Xue-hong, MENG Zhi-qiang

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou 450002, China)

**Abstract:** The temperature distribution of food packages of open-type horizontal display cabinet was investigated under the different wind speed, air temperature and humidity; at the same time, the radiation and mass transfer were considered. The computational results showed that the temperature distribution of food packages is low on the left and the bottom of the food and is high on the right and the surface of the food. When the blowing wind speed of the display cabinet increases, food temperature reduces, but cold consumption increases, so there is an optimal value of the wind speed. While the ambient temperature is increased by  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , the average temperature of food packages rise  $0.1\sim 0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; humidity is increased by  $20\%$ , its average temperature rise  $0.1\sim 0.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Key words:** open-type horizontal display cabinet; temperature of food packages; numerical simulation

## 0 引言

冷藏陈列柜能够保证食品质量、防止食品变质.为便于顾客选购,敞开式陈列柜成为超市的主要冷藏设备.它不仅能保证食品冷藏温度,而且可以利用风幕来隔离食品与高温环境,以减少环境热空气的侵入,阻止灰尘、昆虫的危害.近年来的研究

表明,CFD数值模拟与实验及理论分析相符,验证了计算流体力学方法用于冷藏陈列柜性能测试的可行性.从目前的研究情况看,陈列柜性能研究内容主要包括热负荷、风幕、节能3个方面<sup>[1-3]</sup>.谢卓等<sup>[4]</sup>研究表明湿空气引起的潜热负荷占 $11\%$ ,对陈列柜性能有较大影响.文献<sup>[5-7]</sup>通过研究风速、环境湿度、辐射对风幕的影响,发现送风速度存在

收稿日期:2012-12-28

基金项目:国家自然科学基金项目(21076200);河南省教育厅项目(2011A470013)

作者简介:吕彦力(1955—),男,河南省确山县人,郑州轻工业学院教授,博士,主要研究方向为制冷与低温设备的节能技术.

最佳值,且考虑辐射更贴近实验值. J. Cui 等<sup>[8]</sup>通过对比实验数据与模拟结果,得出影响风幕的关键因素,并提出高效节能风幕的改进措施. J. Moureh 等<sup>[9]</sup>提出在湍流模型中增加雾状流可改善陈列柜性能. 以上大部分文献在计算中,陈列柜都处于空载状态,且都未考虑负载状态下食品温度分布情况. 由于食品安全是评价陈列柜性能的关键,因此本文拟在不同送风风速和温湿度情况下,研究卧式冷藏陈列柜食品包温度分布,并考察辐射传热和传质对食品温度分布的影响.

## 1 冷藏陈列柜的结构

研究对象为 1 台卧式陈列柜,长宽高分别为 2.0 m × 0.9 m × 0.87 m,如图 1 所示,将其简化为二维模型,其中长度方向垂直于纸面. 根据 GB/T21001.2—2007 确定食品包的大小及布置,取其尺寸为 100 mm × 50 mm(宽高),布置为 2 行 8 列,并对其编号 1—16.

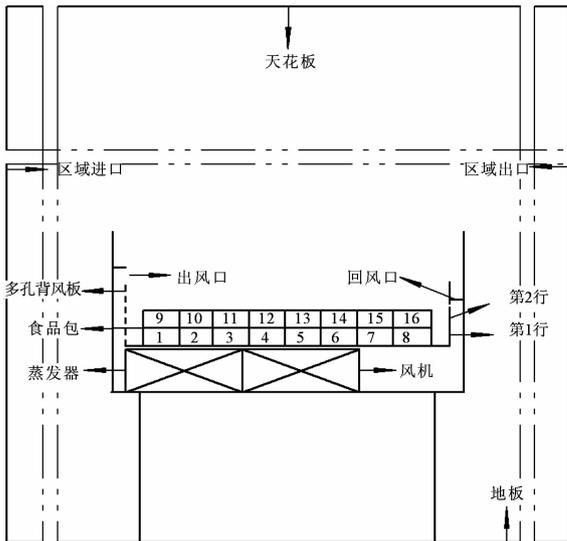


图 1 陈列柜二维图

## 2 冷藏陈列柜的 CFD 模型

### 2.1 模型的简化假设

1) 视气体为空气和水蒸气的混合物,引入组分模型,但忽略水蒸气相变换热对食品包温度分布的影响;

2) 由于冷风幕射流属于湍浮力射流且与环境温差较大,因此采用标准  $k-\varepsilon$  湍流模型方程进行

计算;

3) 陈列柜内外温差较大,考虑辐射换热,并在计算中采用 DO 辐射模型.

### 2.2 控制方程

由以上简化假设得,二维不可压缩、稳态、常物性的 Navier-Stokes 方程的通用形式为<sup>[10]</sup>

$$\operatorname{div}(\rho U \varphi) = \operatorname{div}(\Gamma_{\varphi} \operatorname{grad} \varphi) + S_{\varphi}$$

其中,  $\varphi$  为通用变量,  $U$  为流体速度矢量,  $\Gamma_{\varphi}$  为广义扩散系数,  $S_{\varphi}$  为广义源项.

表 1 控制方程各项

方程	通用变量 $\varphi$	扩散系数 $\Gamma_{\varphi}$	源项 $S_{\varphi}$
连续	1	0	0
$u$ -动量	$u$	$\eta$	$-\partial P/\partial x$
$v$ -动量	$v$	$\eta$	$-\partial P/\partial y$
能量	$T$	$\lambda/C_p$	0

辐射控制方程为

$$\frac{dI}{ds} + (\alpha + \sigma_s)I = \alpha \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I d\Omega$$

式中,  $I$  为定向辐射强度/( $W \cdot (m^2 \cdot sr)^{-1}$ );  $s$  为光程长/m;  $\alpha$  为吸收率;  $\sigma_s$  为散射率;  $T$  为当地温度/K;  $\sigma$  为斯忒藩-玻耳兹曼常数,其值为  $5.67 \times 10^{-8}/W \cdot ((m^2 \cdot K)^{-1})$ ;  $\Omega$  为立体角/sr.

### 2.3 边界条件

按照 GB/T21001.2—2007 确定陈列柜在实验室内的定位,陈列柜左右柜板距于室内左右边界 1.5 m,其顶部距房顶 2.13 m,构成了陈列柜数值模拟的计算区域(如图 1 所示). 区域左边界定为压力进口,右边界定为压力出口;蒸发器的出口定为速度进口,风机定为速度出口;食品包四周及其他边界都定为为墙;将食品包设置为固体区域,其物性按照瘦牛肉物性设定. 整个计算区域考虑空气相对湿度的影响,视流体为空气与水蒸汽的混合物,引入组分模型,其相关数据由文献[11]得出,如表 2 和表 3 所示,其中环境温度、进出口温度及相对湿度的控制精度分别为  $\pm 3\%$ ,  $\pm 0.1\%$ ,  $\pm 3\%$ .

表 2 不同环境相对湿度下的相关数据

环境相对湿度/%	蒸发器出口温度/°C	蒸发器出口相对湿度/%	风机入口温度/°C	风机入口相对湿度/%
30	-0.9	91	5.3	67
50	0.4	95	6.4	81
70	0.7	99	7.1	94

表3 不同环境温度下的相关数据

环境温度/℃	蒸发器出口温度/℃	蒸发器出口相对湿度/%	风机入口温度/℃	风机入口相对湿度/%
23	0.4	95	6.4	81
25	0.4	95	6.4	81
27	0.4	95	6.4	81

### 2.4 网格划分及独立性验证

由于陈列柜内部、风幕区及回风口区速度梯度较大,因此这些区域采用四边形均匀细网格,其他区域采用渐变粗网格,如图2所示.用3种网格密度对陈列柜进行网格独立性验证,其中网格数依次为88 896,116 056和171 132.图3表明不同网格密度下食品包的温度分布相差较小,并且以116 056为基础,经计算得出其相对误差都<5%.取网格数为116 056进行计算.

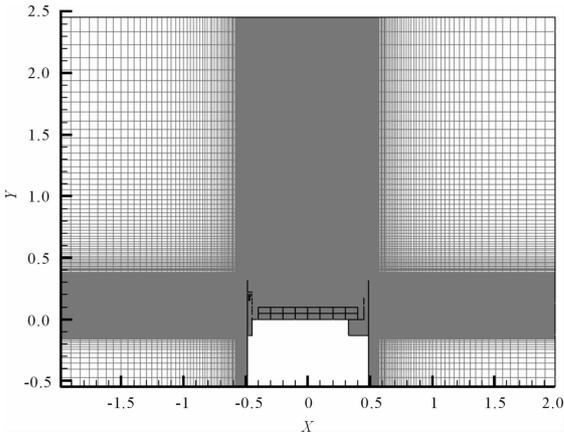


图2 网格划分示意图

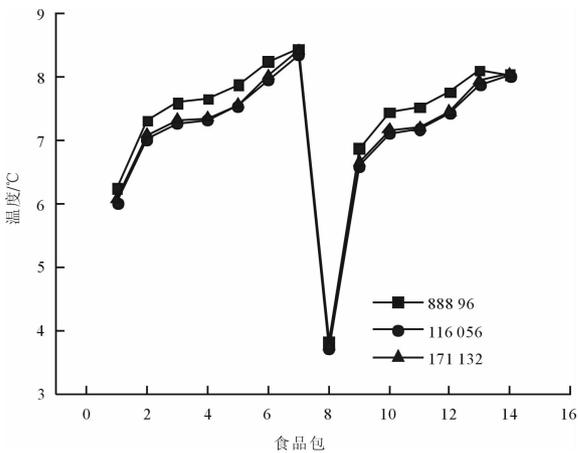


图3 不同网格密度下食品包的温度分布

## 3 模拟结果及分析

陈列柜食品包温度分布的影响因素有送风风

速、环境温湿度、初始紊流度、购物产生的扰动等.其中送风风速是影响食品温度的重要因素,而环境温湿度对其也有较大影响,并且目前对环境温湿度的研究还不充分,因此本文考虑这3个因素的影响.

### 3.1 柜内食品包温度分布分析

在环境温度25℃,相对湿度50%,蒸发器出口风速0.5 m/s的条件下,通过数值模拟计算出的结果见图4—图6.

由图4可以看出,食品包及风幕的温度分布是不均匀的,总体变化情况为左低右高、下低上高,这主要是由于陈列柜从左侧送风.由于风速及陈列柜回风口玻璃挡板的影响,风幕有少量外溢且方向向上.图5是该条件下的速度场分布图.由图5可知,在食品上表面与风幕之间形成一个大涡,使得上层食品产生不同的热交换方式,其中左侧食品与大涡

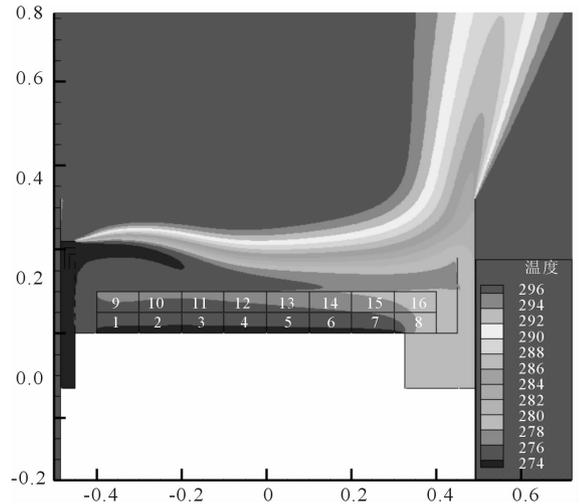


图4 环境温度25℃,相对湿度50%,蒸发器出口风速0.5 m/s条件下的温度场

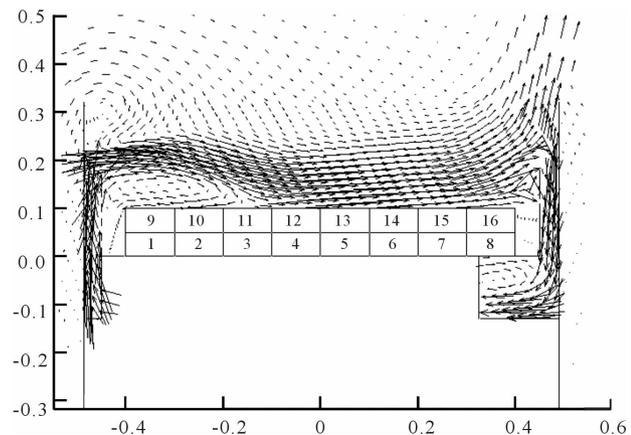


图5 环境温度25℃,相对湿度50%,蒸发器出口风速0.5 m/s条件下的速度场

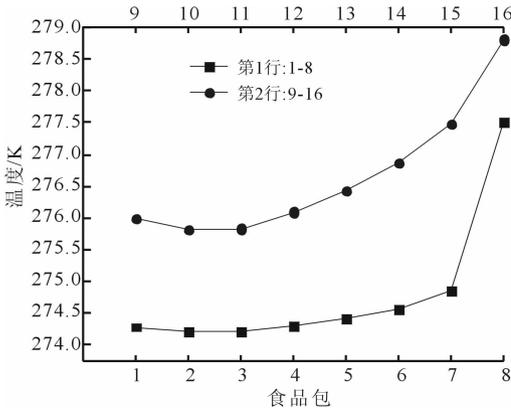


图6 环境温度25℃,相对湿度50%,蒸发器出口风速0.5 m/s条件下食品包的温度分布

进行热交换,而右侧食品与风幕进行直接热交换. 同时在出回风口之间形成完整风幕,起到隔离环境的作用. 但是风幕在出风口处形成漩涡,使热空气渗入,与环境进行热质传递,使其厚度自左向右逐渐增大,在回风口处再次形成漩涡,导致冷量外溢.

图6是图1所示的2行食品包温度分布的对比,通过对比可以看出,第1行食品包温度比第2行小,且从左到右2行温差逐渐增大,但食品包8和16的温差较小. 这是由于其传热机理不同,第1行是靠陈列柜存放食品的容积底板与食品进行导热来降低食品温度的,而第2行主要是靠对流换热带走食品热负荷的. 对于第1行,因为底板受蒸发器的影响温度较低,所以底板与第1行食品温差较大,使得第1行食品温度较低;对于第2行,虽然其传热系数大于第1行,但其传热温差较小,故其温度略小于第1行. 从左到右2行食品包温差逐渐增大,这表明风幕与环境空气存在热传递,环境空气的渗入使得风幕温度增加,上层食品包的换热减弱. 由于回风温度较高,食品包8主要是通过导热来降低温度的,传热系数小,且回风温度较高,传热温差小,故其温度较高,与食品包16的温差较小. 同时可以看出食品包1和7的温度高于2和9,这是由于大涡的形成使得1和7处的传热系数较低.

### 3.2 蒸发器出口风速对柜内温度的影响

图7—图9给出了环境温度为25℃,相对湿度50%时,风速从0.2 m/s到0.8 m/s变化时,柜内温度分布情况(由于食品包7和8的温差较大,使得第1行的温度梯度分布不明显,故以下各第1行温度分布图忽略食品包8). 当送风风速很小时,冷射流的初动能较小,无法形成完整风幕,使得该陈列柜右侧食品温度过高,且左右两侧梯度过大,无法满

足食品储存要求. 随着风速的增加,冷射流的初动能也逐渐增大,使得形成完整风幕. 这样既能满足食品温度要求,又能有效地隔离热空气,阻止灰尘等侵入. 因此送风风速对食品包温度分布有重要影响. 由模拟得出,当风速小于0.25 m/s后,食品储存温度将无法保证.

从图7和图8可以看出,随着送风风速的增大,食品包温度减小,且第2行食品包受风速影响较大,这是因为随着风速的增大,其传热系数也增大,但第1行主要是靠导热来降温的. 风速由0.25 m/s增加到0.35 m/s,第1行食品包平均减少0.17℃,而

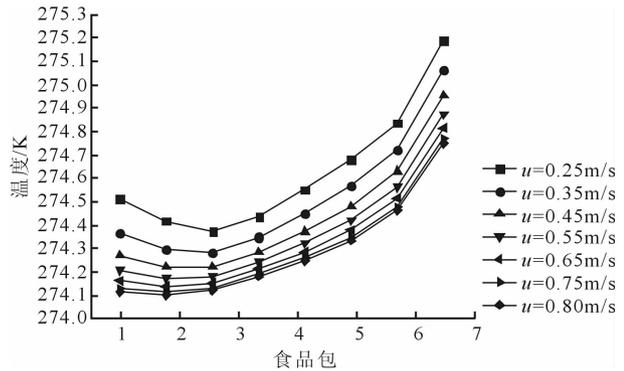


图7 不同送风风速下第1行食品包的温度分布

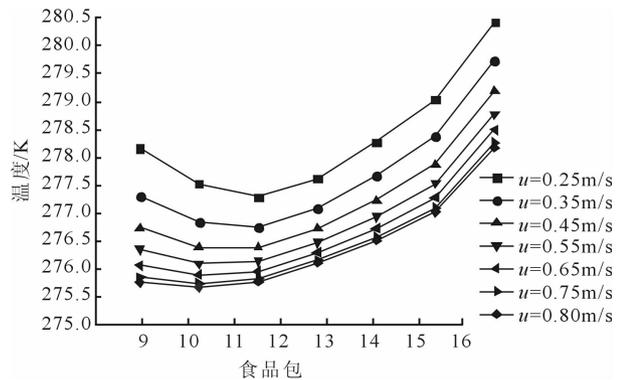


图8 不同送风风速下第2行食品包的温度分布

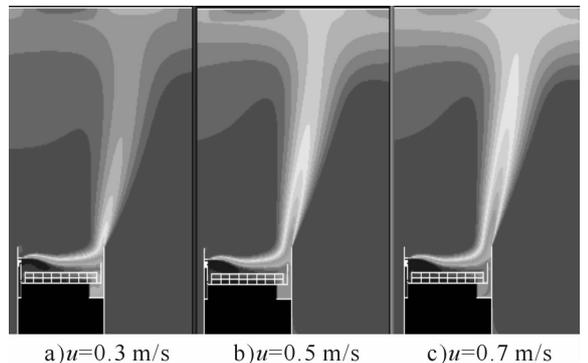


图9 不同送风风速下柜内温度场

第2行平均减少0.48℃.同时也可以看出,当风速较小时,随着风速的增大,食品包温度降低较明显;当风速增大到0.55 m/s后,随着风速的增大,食品包温度变化较小.风速由0.25 m/s增加到0.5 m/s,第1行和第2行食品包温度平均分别减少0.35℃和0.95℃,而风速由0.55 m/s增加到0.8 m/s,其温度平均分别减少0.13℃和0.35℃.说明送风风速较小时,提高风速对陈列柜有益;由于漏冷量随着风速的增大逐渐增多(如图9所示),因此当风速较大时,提高风速使冷量外溢增多,能耗增加,但对食品温度影响不大.所以风速存在最佳值.

### 3.3 环境温湿度对柜内温度分布的影响

由于冷射流的卷吸现象使得环境空气侵入风幕造成冷耗,因此必须考虑环境温湿度对食品温度分布的影响.图10—图11表示在环境湿度50%,蒸发器出口风速0.5 m/s,环境温度分别为23℃,25℃,27℃条件下食品包温度分布的对比.从图中可看出,当环境温度增加时,食品包温度也随之增大,同时可明显看出环境温度对第2行食品包的影响高于第1行.环境温度从23℃到25℃,第1行和第2行

食品包温度分别平均增加0.101℃和0.277℃;但从25℃到27℃,其温度分别平均增加0.103℃和0.281℃.这是由于环境温度既能增加侵入风幕的热空气温度,又能增加柜内壁面和食品与环境的辐射换热.因此要控制环境温度对食品的影响,需降低其温度.

图12—图13表示在环境温度25℃,送风风速0.5 m/s,环境湿度分别为30%,50%,70%条件下食品包温度分布的对比.从图中可以看出,当环境湿度增加时,食品包温度也随之增大,但梯度变小,同时可明显看出环境湿度对第2行食品包的影响高于第1行.环境湿度从30%到50%,第1行和第2行食品包温度平均增加0.23℃和0.72℃;但从50%到70%,其温度平均增加0.09℃和0.17℃.综上所述可知,当环境温湿度增加时,食品温度都将变大.因此为满足食品储存要求,应尽量降低超市环境温湿度.

## 4 结论

本文应用标准  $k-\epsilon$  模型、组元模型和 DO 辐射

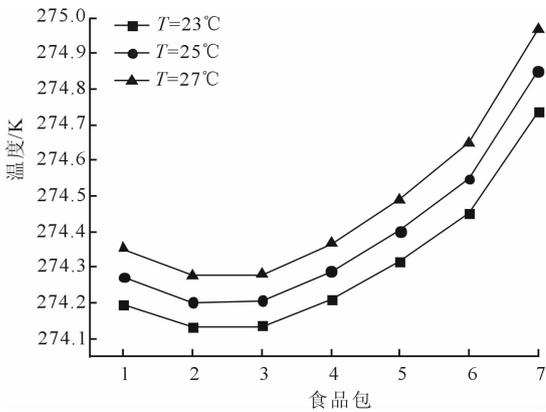


图10 不同环境温度下第1行食品包的温度分布

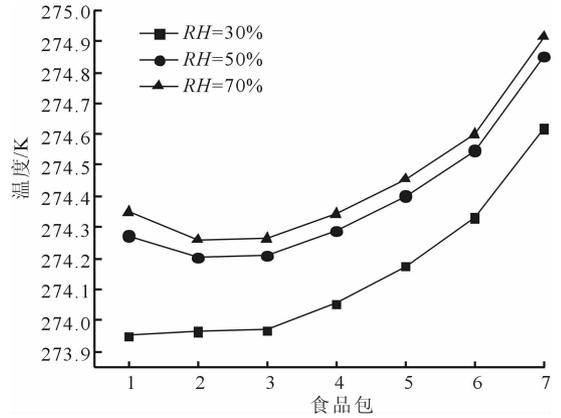


图12 不同环境湿度下第1行食品包的温度分布

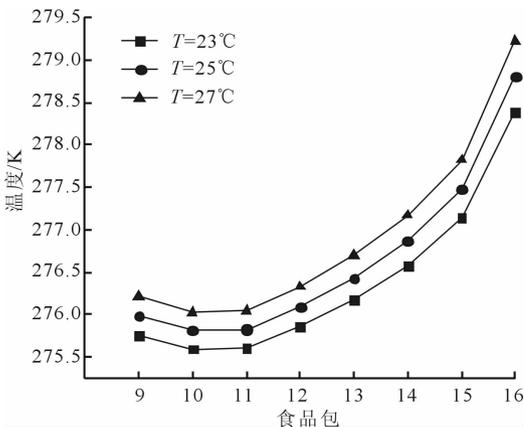


图11 不同环境温度下第2行食品包的温度分布

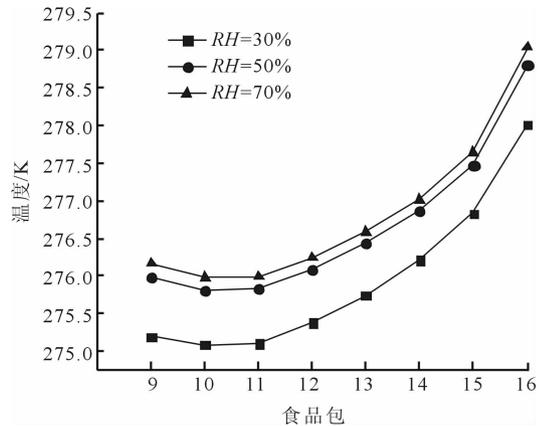


图13 不同环境湿度下第2行食品包的温度分布

模型,对敞开式卧式陈列柜在不同的送风风速和环境温湿度条件下进行 CFD 数值模拟,得出以下结论:

1)食品上表面靠近出风口侧与大涡进行换热,而靠近回风口侧与风幕进行直接热交换.食品包温度分布趋势为左低右高,下低上高.

2)蒸发器出口风速对食品包的温度分布有重要作用.当风速 $<0.25\text{ m/s}$ 后,风幕无法形成;且风速每增大 $0.1\text{ m/s}$ ,第2行食品包温度平均减少 $0.1\sim 0.53\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,而第1行影响不大.随着风速的增大,食品包温度减少,其温度梯度也减少,但是冷耗增加.因此送风风速有一最佳值,以求冷藏陈列柜的经济性.

3)随着环境温度的增加,食品包温度也增大,环境温度每升高 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,食品包温度平均升高 $0.1\sim 0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ .随着环境湿度的增加,食品包温度也增大,且对上层食品包的影响大于下层.湿度每升高20%,其上层温度平均升高 $0.17\sim 0.72\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,下层温度平均升高 $0.1\sim 0.23\text{ }^{\circ}\text{C}$ .故在满足顾客舒适度的条件下,应尽量降低超市温湿度,从而降低陈列柜能耗,保证食品储存温度.

#### 参考文献:

- [1] Chen Y G, Yuan X L. Experimental study of the performance of single-band air curtains for a multi-deck refrigerated display cabinet [J]. *Journal of Food Engineering*, 2005, 69(3): 261.
- [2] Cao Z, Gu B, Han H, et al. Application of an effective strategy for optimizing the design of air curtains for open vertical refrigerated display cases [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2010, 49(6): 976.
- [3] Stignor C H, Sundén B, Fahlén P. Energy-efficient flat-tube heat exchangers for indirectly cooled display cabinets [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2009, 32(6): 1460.
- [4] 谢卓, 陈江平, 陈芝久. 环境湿度对卧式陈列柜热负荷影响的数值分析 [J]. *能源技术*, 2007(4): 234.
- [5] 穆景阳, 陈江平, 娄骏, 等. 卧式超市陈列柜风幕系统数值分析 [J]. *工程热物理学报*, 2001(3): 313.
- [6] 杨一帆, 徐正本, 陈蕴光, 等. 卧式陈列柜风幕的数值模拟 [J]. *制冷与空调*, 2003(4): 18.
- [7] 陈洁, 张娅妮, 陈蕴光, 等. 卧式陈列柜风幕的数值分析 [J]. *制冷与空调*, 2007(3): 36.
- [8] Cui J, Wang S. Application of CFD in evaluation and energy-efficient design of air curtains for horizontal refrigerated display cases [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2004, 43(10): 993.
- [9] Moureh J, Letang G, Palvadeau B, et al. Numerical and experimental investigations on the use of mist flow process in refrigerated display cabinets [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2009, 32(2): 203.
- [10] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2009.
- [11] Ge Y T, Tassou S A, Hadaway A. Simulation of multi-deck medium temperature display cabinets with the integration of CFD and cooling coil models [J]. *Applied Energy*, 2010, 87(10): 3178.