

基于 CFD 的 U 型管换热器温度降模型

Temperature decreasing model of U pipe heat exchanger based on CFD

刘红¹ 杨哲人¹ 蒋兰芳² 陈斐奇¹

LIU Hong¹ YANG Zhe-ren¹ JIANG Lang-fan² CHENG Fei-qi¹

(1. 浙江工业大学机械工程学院, 浙江 杭州 310014; 2. 浙江工业大学之江学院, 浙江 杭州 310024)

(1. College of Electro-Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou, Zhejiang 310014, China; 2. Zhijiang College, Zhejiang University of Technology, Hangzhou, Zhejiang 310024, China)

摘要: 换热器是烟熏炉的重要组成部分,但是换热器的实际设计很多情况下依赖于经验与之后的实验验证。如何有效地简化换热器的设计成为一项重要的课题。研究主要基于 Fluent 平台对 U 型管换热器进行仿真模拟,以探索 U 型管换热器热交换原理。通过研究 U 型管的结构特点,将一层 U 型管作为一基本单元;对基本单元进行仿真分析,将所得的数据进行数值拟合,得出 U 型管入口温度、层数以及出口温度之间的函数关系,从而建立 U 型管层数与出口温度之间的温度降数学模型。该函数可以有效地反映出 U 型管换热器温度降的趋势,为实际设计提供理论借鉴。

关键词: 换热器; U 型管; Fluent; 数值拟合

Abstract: Heat exchanger is an important part of fumigation oven. However, in many cases, the actual design of fumigation oven is depended on experience and experimental verification after the design. So, how to simplify the design of fumigation oven has been an important issue. Based on fluent software platform, this research explored the heat exchange mechanism of U pipe heat exchanger by the simulation of U pipe heat exchanger. By considering the structure characteristics of U pipe, a layer of U pipe is used as a basic unit. The basic unit is simulated and the data get in the simulation is numerical fitted. Then a function of inlet temperature of U pipe, the layer number of U pipe and the temperature of outlet is get, and a temperature decreasing mathematical model of the layer number and the temperature of outlet is built. The function can reflect the trend of the temperature decreasing efficiently, so it provide a theoretical reference for actual design.

Keywords: heat exchanger; U pipe; fluent; numerical fitting

换热器广泛应用于化工、石油、动力、食品加工及其他许多工业部门,在生产中占有重要地位,提高换热器的换热性能通常被认为是提高能源利用效率的关键因素之一。王晨

等^[1]对比分析了 1/4 椭圆螺旋折流板换热器壳程的传热及阻力性能随螺旋角度变化的规律,表明 1/4 椭圆螺旋折流板换热器的传热及壳程阻力性能都随着螺旋角度的增大而减小,其中以螺旋角度为 35°的综合传热性能最好。

壳程换热器是换热器中广泛应用的一大类,这类换热器主要是以封闭在壳体中管束的壁面作为传热面的间壁式换热器。付磊等^[2]对管壳式换热器壳程流体的流动与传热进行了数值模拟计算,得到了不同折流板间距以及不同入口流速情况下的壳程流体温度场、速度场和压力场,分析了折流板间距及入口流速对换热效率和流体诱导振动的影响。杨明等^[3]以湿空气与水热交换作为具体工况条件,分析了管壳式换热器的传热和压降模型,得到了管壳式换热器设计的优化结果,找到一种综合考虑换热器体积以及换热过程压降损失的换热器结构设计方法。焦凤等^[4]通过改变换热器管束排列及管间距,并借助传热性能试验,得到雷诺数(Re)、纵向管间距(S_1)及管束排列方式对圆形翅片管换热器传热性能的影响,再利用数值模拟方法分析这 3 个因素影响的原因。刘延斌等^[5]简化了壳程计算模型,通过数值模拟,获得了 2 种换热器壳程内部的流动分布、温度分布和压力分布,并与试验进行对比,证明了新型换热器的综合性能远高于折流板式换热器。张勇等^[6]针对油—水列管式换热器,提出了采用折流板技术对其结构进行改进设计,分析了换热流场情况。表明内圆式折流板换热器沿程阻力损失较小,效果较好。董金善等^[7]采用有限元分析技术对螺旋板换热器中常用密封端盖结构进行分析对比,并在此基础上对相关变量进行研究,表明倒锥端盖综合性能相对较好。陈楠等^[8]建立了 3 种换热器管板的有限元简化模型:当量实心板与杆单元模型,实体管板与杆单元模型,实体管板与壳单元模型。将简化模型与全实体模型进行对比分析,表明实体管板与壳单元模型的分析结果与实体模型最为接近,计算精度及效率优势较为

作者简介: 刘红(1960—),男,浙江工业大学教授,博士。

E-mail: hliu@zjut.edu.cn

收稿日期: 2015-03-01

明显。Jian Wena 等^[9]在换热器中采用一种改进后的梯形折流板,通过数值分析表明,换热器内部流体的速度与温度都更加均匀,轴向回流得以消除。并通过试验证明壳程传热系数、整体传热系数都明显提高。

U型管式换热器是壳程换热器中的一大类,张志鹏等^[10]用 Fluent 软件对单 U 型和双 U 型换热器模型分别进行了非稳态数值模拟,表明在热物性、支管间距相同的条件下,单 U 型和双 U 型换热器单位并深换热量变化趋势相同。宋小飞等^[11]通过 CFD 数值软件对地源热泵 U 型管地下换热器系统中的流动和传热过程进行数值模拟,表明 U 型管地下换热器的换热效率随支管间距的增大而增加,随回填土材料热导率的增加而增大。

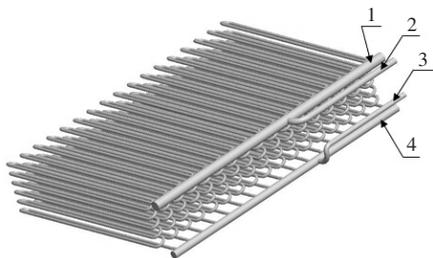
以往关于换热器的文献主要侧重于研究换热器内部不同结构、不同间距的折流板以及不同排列方式、不同形状的换热器等因素对换热器换热性能的影响。而本研究则侧重于研究烟熏炉内的 U 型管换热器温度下降的规律。基于 Fluent 仿真平台对多层的 U 型管换热器进行建模与仿真模拟,对仿真数据进行后处理,建立了烟熏炉内的 U 型管换热器的温度降模型,有利于了解 U 型管换热器的加热规律,对于实际设计生产具有指导意义。

1 烟熏炉换热器的结构特征和基本参数

1.1 换热器的结构特征

如图 1 所示,U 型管换热器由上下两个主管道以及 17 个并行排列的 U 型管组成,其中 U 型管共有 6 层。带有一定压力和温度的液态水作为热源由进口管通入主管道 1 中。之后,液态水进入并行排列的 U 型管中,通过 6 层 U 型管之后,进入主管道 2。这一过程中,由于液态水在流动的过程中会与管壁发生热交换,导致在流动过程中液态水的温度逐渐降低,U 型管管壁的温度不断上升。

主管道的每一个出口都对应一组 6 层的 U 型管,见图 2。17 组 U 型管并行排列,从烟熏炉中流出的空气从 U 型管之间的间隙流过,与 U 型管的管壁发生热交换。为了提高换热器的工作效率,17 组 U 型管管壁的温度要尽量接近,两组 U 型管之间需要保持合适的距离,使气流能够被充分加热。



1. 主管道 1 2. 进口管 3. 出口管 4. 主管道 2

图 1 换热器结构示意图

Figure 1 The structure diagram of heat exchanger

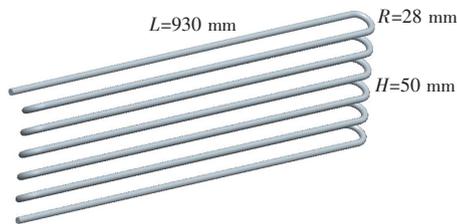


图 2 U 型管示意图

Figure 2 The model of U pipe

1.2 换热器的基本参数

换热器由 SUS304 型不锈钢,即 0Cr18Ni9 制成。换热器进口管的内径和外径分别为 $\Phi 32$ mm 和 $\Phi 42$ mm,主管道 1 的内径和外径分别为 $\Phi 50$ mm 和 $\Phi 60$ mm。出口管的内径和外径分别为 $\Phi 25$ mm 和 $\Phi 34$ mm,主管道 2 的内径和外径分别为 $\Phi 40$ mm 和 $\Phi 48$ mm。U 型管的内径和外径分别为 $\Phi 15$ mm 和 $\Phi 18$ mm。主管道 1 的长度为 1 495 mm,主管道 2 的长度为 1 471 mm,U 型管的长度为 930 mm,弯曲半径为 28 mm,层与层之间的间隔为 50 mm,见图 2。

2 换热器的仿真分析与数据处理

2.1 Fluent 仿真分析

2.1.1 主管道 1 的仿真分析 将整个换热器的计算模型分成三部分,一组 6 层的 U 型管、主管道 1 和主管道 2,对主管道 1 和主管道 2 的内部空间流体域进行三维建模,见图 3、4。由进口管通入一定压力和温度的液态水,液态水的性能参数和初始条件见表 1。

管壁材料为 SUS304 型不锈钢,参数见表 2。

采用 Fluent 软件进行仿真计算,选用标准 $k-\epsilon$ 双方程模型。选用压力进口 (pressure-inlet) 和压力出口 (pressure-outlet),暂时不考虑管壁厚度所产生的流固耦合作用,壁面的边界条件为对流换热 (convection),液态水的对流换热系数为 1 000。仿真得到的结果见表 3 和图 5、6。

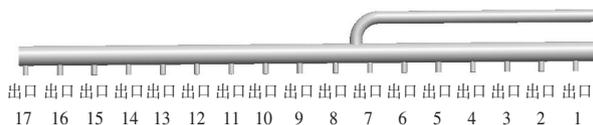


图 3 主管道 1

Figure 3 Main pipe 1

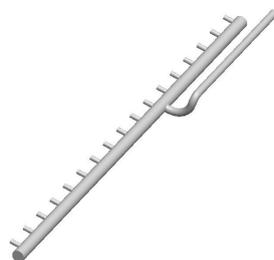


图 4 主管道 2

Figure 4 Main pipe 2

2.1.2 U 型管的仿真分析 对 U 型管进行分段计算,分成三部分(入口部分、中间部分、出口部分,分别用①部分、②部分

表 1 入口液态水的性能参数

Table 1 The performance parameters of liquid water in entrance

| 密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) | 定压比热/ ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) | 热导率/ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) | 动力黏度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$) | 温度/ K | 压力/ Pa |
|--|--|--|--|----------|-----------|
| 988.2 | 4 182 | 0.6 | 0.001 003 | 373 | 2 000 |

表 2 SUS304 型不锈钢材料参数

Table 2 Material parameters of SUS304 stainless steel

| 密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) | 定压比热容/ ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) | 热导率/ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) | 动力黏度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$) |
|--|---|--|--|
| 8 030 | 502.48 | 16.27 | 8 330 000 |

表 3 主管道 1 中 17 个出口的温度与速度

Table 3 The temperature and velocity of 17 outlets in main pipe 1

| 出口位置 | 出口温度/K | 速度/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) | 出口位置 | 出口温度/K | 速度/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) |
|------|--------|---|-------|--------|---|
| 出口 1 | 367.31 | 0.48 | 出口 10 | 372.80 | 0.43 |
| 出口 2 | 371.13 | 0.47 | 出口 11 | 372.77 | 0.46 |
| 出口 3 | 371.47 | 0.46 | 出口 12 | 372.77 | 0.48 |
| 出口 4 | 372.23 | 0.44 | 出口 13 | 372.76 | 0.49 |
| 出口 5 | 372.40 | 0.40 | 出口 14 | 372.75 | 0.51 |
| 出口 6 | 372.43 | 0.33 | 出口 15 | 372.76 | 0.52 |
| 出口 7 | 363.22 | 0.18 | 出口 16 | 372.77 | 0.52 |
| 出口 8 | 370.89 | 0.29 | 出口 17 | 372.82 | 0.54 |
| 出口 9 | 372.49 | 0.35 | | | |

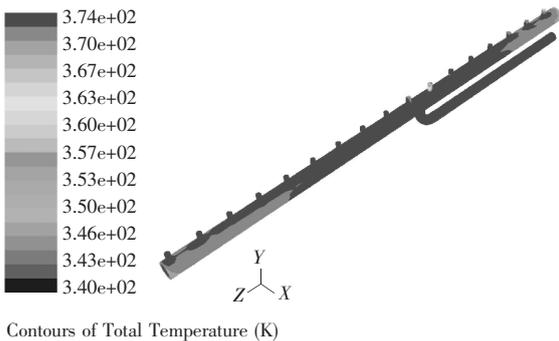
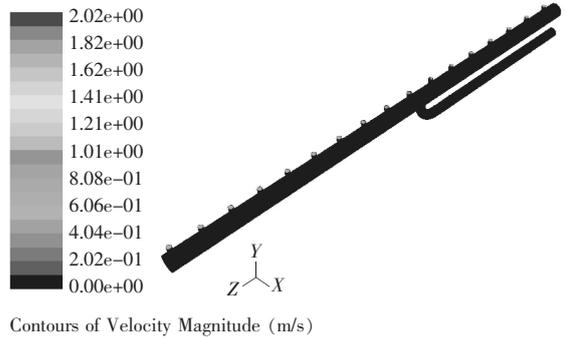


图 5 主管道 1 中 17 个出口的温度

Figure 5 Temperature of 17 outlets in main pipe 1

分、③部分来表示),如图 7~9 所示。U 型管的②部分由 5 个重复的 U 型管最小单元组成,每个单元如图 10 所示。因此,在 U 型管②部分的建模时,只需要建立其中一个最小单元的 U 型管模型,之后将此模型依次叠加便可得到 1~5 层的 U 型管模型。



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

图 6 主管道 1 中 17 个出口的速度

Figure 6 Velocity of 17 outlets in main pipe 1

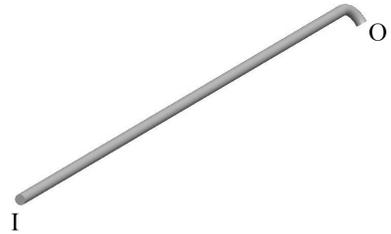


图 7 U 型管的入口部分示意图

Figure 7 The diagram of the inlet part in U pipe

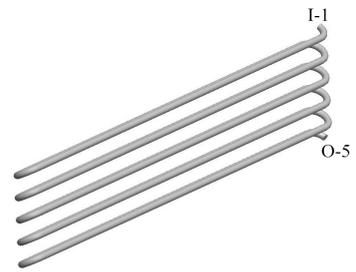


图 8 U 型管的中间部分示意图

Figure 8 The diagram of the middle part in U pipe



图 9 U 型管出口部分示意图

Figure 9 The diagram of the outlet part in U pipe



图 10 U 型管最小单元示意图

Figure 10 The diagram of the minimum element in U pipe

用 I 和 O 分别表示 U 型管①部分的进口与出口,用 I-1 和 O-1 分别表示 U 型管②部分第一层单元的进口与出口,以此类推,I-2、I-3、I-4、I-5 和 O-2、O-3、O-4、O-5 分别表示 2~5 层单元的进口与出口,用 I-6 和 O-6 表示 U 型管③部分的进口与出口,见图 7~9。

将主管道 1 出口的数据作为 U 型管①部分的入口边界条件。选取其中 5 组数据(分别记为 A、B、C、D、E),如表 4 所示,将其作为 I 的入口条件。液态水参数与表 1 保持一致,管壁材料参数与表 2 保持一致(在之后的计算过程中,材料参数均保持这样的设置)。在 Fluent 中采用标准 $k-\epsilon$ 双方程模型。选用速度进口(velocity-inlet)和压力出口(pressure-outlet),暂时不考虑管壁厚度所产生的流固耦合作用,壁面

表 4 5 个出口的温度和速度

Table 4 The temperature and velocity of 5 outlets

| 出口位置 | 温度/K | 速度/(m·s ⁻¹) |
|----------|--------|-------------------------|
| A(出口 1) | 367.31 | 0.48 |
| B(出口 7) | 363.22 | 0.18 |
| C(出口 9) | 372.49 | 0.35 |
| D(出口 17) | 372.82 | 0.54 |
| E(出口 8) | 370.89 | 0.29 |

的边界条件为对流换热(convection),液态水的换热系数取为 1 000(在之后的计算过程中,Fluent 均保持这样的设置)。得到 O 位置处的出口数据。

U 型管②部分共有 5 层($n=5$, n 代表层数),将 O 处的出口数据作为 I-1 位置处的入口条件,分别对 1~5 层($n=1\sim5$)的 U 型管进行模拟计算,得到 O-1、O-2、O-3、O-4 和 O-5 位置处的温度与速度。将 O-5 处的温度与速度作为 U 型管③部分 I-6 处的入口条件,得到 O-6 处的出口温度与速度。总结 O、O-1、O-2、O-3、O-4、O-5、O-6 处的数据,得出一组 U 型管各个位置处的模拟结果见表 5。

表 5 U 型管各个位置的出口温度与速度

Table 5 The temperature and velocity every outlet in U pipe

| 出口位置 | A | | B | | C | | D | | E | |
|--------|----------|-----------------------------|----------|-----------------------------|----------|-----------------------------|----------|-----------------------------|----------|-----------------------------|
| | 温度/ K | 速度/ (m·s ⁻¹) |
| 出口 O | 360.47 | 0.49 | 348.61 | 0.18 | 362.99 | 0.35 | 366.12 | 0.55 | 360.04 | 0.29 |
| 出口 O-1 | 349.63 | 0.49 | 331.65 | 0.19 | 348.88 | 0.36 | 355.25 | 0.56 | 344.72 | 0.30 |
| 出口 O-2 | 340.80 | 0.49 | 320.67 | 0.18 | 338.06 | 0.36 | 346.19 | 0.56 | 333.45 | 0.30 |
| 出口 O-3 | 333.49 | 0.50 | 313.25 | 0.19 | 329.58 | 0.36 | 338.73 | 0.56 | 324.98 | 0.30 |
| 出口 O-4 | 327.19 | 0.50 | 308.97 | 0.18 | 321.97 | 0.36 | 332.39 | 0.56 | 318.88 | 0.30 |
| 出口 O-5 | 322.78 | 0.49 | 305.75 | 0.18 | 316.73 | 0.36 | 327.16 | 0.55 | 314.06 | 0.30 |
| 出口 O-6 | 320.56 | 0.50 | 304.62 | 0.18 | 314.71 | 0.37 | 324.78 | 0.56 | 312.09 | 0.30 |

2.2 数据处理与建立数学模型

由表 5 可知,不同速度与温度的液态水进入 U 型管之后,温度随着 U 型管层数的增加,呈现逐渐下降的趋势。U 型管中间部分由 5 个重复的最小单元组成,因此将其中每一层的出口温度取出,见表 6。以 U 型管入口的初始温度作为 y 坐标,层数 $i=1\sim5$ 作为 x 坐标,U 型管每层的出口温度作为 z 坐标,采用多项式进行数值拟合,得到多项式:

$$z = a_1 + a_2 \cdot x + a_3 \cdot x^2 + a_4 \cdot y + a_5 \cdot y^2 + a_6 \cdot y^3 + a_7 \cdot y^4 \quad (1)$$

式中:

$$a_1 = -5.426\ 443\ 858 \times 10^6$$

表 6 O-1、O-2、O-3、O-4 和 O-5 处的出口温度

Table 6 The temperature of O-1, O-2, O-3, O-4 and O-5

| 层数 | 入口温度 | | | | |
|----|--------|--------|--------|--------|--------|
| | 363.22 | 367.31 | 370.89 | 372.49 | 372.82 |
| 1 | 331.65 | 349.63 | 344.72 | 348.88 | 355.25 |
| 2 | 320.67 | 340.80 | 333.45 | 338.06 | 346.19 |
| 3 | 313.25 | 333.49 | 324.98 | 329.58 | 338.73 |
| 4 | 308.97 | 327.19 | 318.88 | 321.97 | 332.39 |
| 5 | 305.75 | 322.78 | 314.05 | 316.73 | 327.16 |

$$a_2 = -12.370\ 200\ 34$$

$$a_3 = 0.882\ 147\ 307\ 2$$

$$a_4 = 3.920\ 543\ 206 \times 10^4$$

$$a_5 = -79.634\ 319\ 74$$

$$a_6 = -1.265\ 677\ 307 \times 10^{-4}$$

$$a_7 = 9.759\ 785\ 533 \times 10^{-5}$$

所得的三维曲面见图 11。

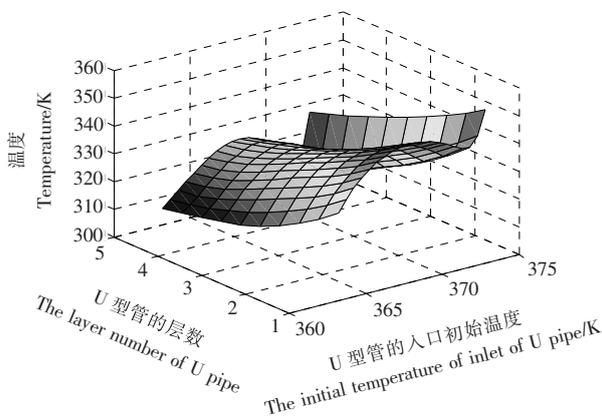


图 11 数值拟合的三维曲面

Figure 11 The 3D surface by Numerical fitting

图 11 反映了 U 型管入口的初始温度、层数以及 U 型管每一层的出口温度三者之间的一个函数关系。在同一初始入口温度的情况下,随着 U 型管层数的增多,每一层的出口温度呈现不断下降的趋势;相同层数的条件下,不同初始入口温度也会导致各个出口的温度各不相同。

3 结论

本试验针对烟熏炉中的 U 型管换热器部分,采用了 fluent 对其中的内流场进行了模拟分析。通过对所获得的仿真

数据进行数值分析,分析建立了烟熏炉内的 U 型管换热器的温度降模型。该模型以 U 型管入口的初始温度以及层数为自变量,方便得到相应层数出口位置处的温度,有利于了解 U 型管换热器的加热规律,大大简化了此类 U 型管换热器的设计过程,可直接被推广到相关企业的设计中。

参考文献

- 王晨,桑芝富. 1/4 椭圆螺旋折流板换热器性能的数值模拟[J]. 过程工程学报,2007,7(3): 425~431.
- 付磊,曾毅林,唐克伦,等. 管壳式换热器壳程流体流动与传热数值模拟[J]. 设计计算,2012,29(5): 36~41.
- 杨明,孟晓风,张卫军. 管壳式换热器的一种优化设计[J]. 北京航空航天大学学报,2009,35(5): 615~617.
- 焦凤,邓先和,孙大力,等. 管束排列及管间距对换热器传热性能的影响[J]. 石油学报,2013,29(5): 836~843.
- 刘延斌,王学生,简林均,等. 新型热交换器壳程流体流动与传热特性[J]. 石油化工设备,2013,42(3): 6~11.
- 张勇,胡京明,李航,等. 基于 CFD 技术的某管式换热器结构改进[J]. 湖南工业大学学报,2012,26(4): 97~100.
- 董金善,潘兵兵,周鹏飞,等. 螺旋板换热器密封端盖结构研究[J]. 食品与机械,2012,28(6): 180~182.
- 陈楠,贺小华,邵虎跃,等. 换热器管板有限元分析模型研究[J]. 食品与机械,2012,28(2): 90~93.
- Wen Jian, Yang Hui-zhu, Wang Si-min, et al. Experimental investigation on performance comparison for shell-and-tube heat exchangers with different baffles[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015(84): 990~997.
- 张志鹏,宋新南. 单 U 型与双 U 型竖直土壤换热器换热性能的对比[J]. 太阳能学报,2012, 33(7): 1 193~1 198.
- 宋小飞,温治,司俊龙. 地源热泵 U 型管地下换热器的 CFD 数值模拟[J]. 北京科技大学学报,2007,29(3): 329~333.
- Xu Ya-chao, Xue Fu-shan, Luo Mao-ping, et al. Median effective dose oremifentanil for awake laryngoscopy and intubation [J]. Chin Med J. (Engl), 2009,122(13): 1 507~1 512.
- 杨文理,陈守春,陈毅荣. 人自剪切 TRA IL 胞外段融合蛋白表达条件的优化[J]. 中国病理生理杂志,2010,26(6): 1 237~1 239,1 248.
- Fernández-Castané A, Vine C E, Caminal G, et al. Evidencing the role of lactose permease in IPTG uptake by Escherichia coli in fed-batch high cell density cultures[J]. Journal of Biotechnology, 2012,157(3): 391~398.
- 高慎阳,李一经. 猪流行性腹泻病毒重组 M 蛋白膜外区原核表达 IPTG 最佳诱导条件的确定[J]. 中国畜禽种业,2008(7): 75~76.
- Corbanese U, Possamai C. Awake intubation with the Bonfils fibrescope in patients with difficult airway[J]. Eur J. Anaesthesiol, 2009,26(10): 837~841.
- 金晶,蔡亦红,类延花,等. HCMV pp65 截短蛋白原核表达条件优化[J]. 微生物学杂志,2005,25(3): 28~32.
- 吕彤,刘扬,赵青,等. 烯酮还原酶基因的克隆与优化表达[J]. 应用与环境生物学报,2011,17(1): 87~90.

(上接第 46 页)

- 胡纯秋,高金艳,陈红兵. 花生过敏原在加工中的变化[J]. 食品科学,2006,27(12): 784~788.
- 胡纯秋,高金燕,陈红兵,等. 热加工对花生过敏原 Ara h 2 抗原性及其构象的影响[J]. 光谱学与光谱学分析,2010,30(9): 2 550~2 554.
- Vissers Y M, Blanc F, Skov P S, et al. Effect of heating and glycation on the allergenicity of 2S albumins (Ara h 2/6) from peanut[J]. PloS one, 2011,6(8): e23 998.
- Gruber P, Becker W M, Hofmann T. Influence of the maillard reaction on the allergenicity of rAra h 2, a recombinant major allergen from peanut (Arachis hypogaea), its major epitopes, and peanut agglutinin[J]. Journal of Agricultural and Food Chemistry, 2005,53(6): 2 289~2 296.
- Mondoulet L, Paty E, Drumare M F, et al. Influence of thermal processing on the allergenicity of peanut proteins[J]. Journal of Agricultural and Food Chemistry, 2005,53, (11): 4 547~4 553.
- 闫飞. 花生过敏原蛋白 Ara h 1 的纯化表达研究[D]. 南昌:南昌大学,2012.