

# 糖厂蒸发器的强化传热及多效蒸发的节能优化

张连山, 邓先和, 杨志平

(华南理工大学化学与化工学院传热强化与过程节能教育部重点实验室, 广东 广州 510640)

**摘要:**通过实验研究了内插旋流片的缩放管对糖汁蒸发传热的影响,对缩放管和不同个数旋流片对强化传热的影响做了比较分析。与传统蒸发器相比,内插旋流片缩放管的蒸发传热系数提高150%~200%;在此基础上,利用内插不同个数的缩放管对糖厂蒸发器进行改造,对多效蒸发系统进行优化,在相同的总传热温差和总传热面积下,传热系数的提高能够增加系统效率,进而使生蒸汽消耗量减少。优化结果表明,生蒸汽消耗量最减少37%左右,从而达到节能目的。

**关键词:**强化传热;糖液蒸发;节能优化

中图分类号:TK124

文献标志码:A

文章编号:0253-4320(2014)04-0116-04

## Heat transfer enhancement and energy optimization for multiple-effect evaporation system

ZHANG Lian-shan, DENG Xian-he, YANG Zhi-ping

(Key Laboratory of Heat Transfer Enhancement and Energy Conservation of Education Ministry, School of Chemistry and Chemical Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, China)

**Abstract:** The boiling heat transfer for sucrose solution in a converging and diverging (CD) tube with regularly-spaced twisted tapes (RSTT) is investigated experimentally. The effect of a CD tube and RSTT on heat transfer enhancement is analyzed. The boiling heat transfer coefficient in a CD tube with RSTT is improved by 150% - 200% comparing with a traditional evaporator. The multiple-effect evaporation system is optimized by CD tubes with RSTT instead of smooth tubes. The mass flux of live steam is reduced by the higher heat transfer coefficient and more effects of system under the condition of same total temperature difference and total heat transfer area. The results indicate that the energy is conserved and the mass flux of live steam is reduced by about 37%.

**Key words:** heat transfer enhancement; evaporation; energy optimization

泡核沸腾近年来已得到广泛的研究,由于沸腾换热机理的复杂性,研究者提出的大多是经验和半经验的传热关联式,早期提出了很多模型,如气泡扰动模型、微液层蒸发模型以及容积对流模型等<sup>[1]</sup>。近些年来,泡核沸腾传热的强化主要集中在改变加热表面的结构,如加热表面凹凸化及多孔化等,并且随着计算传热学的发展,对沸腾换热的研究开始实验和模拟并重。Pacheco<sup>[2]</sup>研究了升膜和降膜蒸发器中的甘蔗糖汁蒸发,计算了不同浓度下的总传热系数和糖汁侧的表面传热系数以及表面传热温度,并给出了总体传热指数。Jorge等<sup>[3]</sup>对短管内的甘蔗糖汁的流动换热进行了模拟和数值分析,重点考察了蔗糖在管壁凝结对换热及流动的影响,结果表明,由于管壁的热阻,第一效的蒸发速率降低了约30%。方振鑫等<sup>[4]</sup>以R134a为介质,对光滑管和缩

放管水平管外的沸腾换热进行了三维数值模拟,通过场协同分析指出了缩放管强化沸腾换热的机理。Kumar等<sup>[5]</sup>将纽带技术分别应用在太阳能集热器进行强化,发现在研究范围内插入3~12倍内径长度的纽带后太阳能集热器的传热系数提高了18%~70%,压降增加了87%~132%,热损失降低了30%,这一结论在低雷诺数(Re < 12 000)范围内尤其显著。

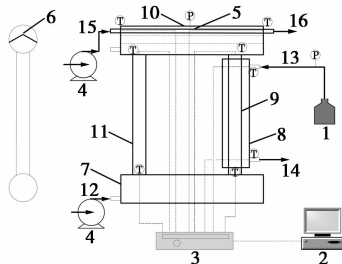
缩放管作为一种新型的强化传热管已广泛应用于许多行业中,其传热和流阻性能已得到了广泛研究<sup>[6-7]</sup>,缩放管利用周期性的收缩和扩张肋面,对边界流体进行扰动,有效地减薄层流底层<sup>[8]</sup>,强化对流换热。旋流片作为一种扰流装置,已有很多文献<sup>[9]</sup>大量报道,其对强化传热的效果较为明显。蒸发段是糖厂能耗的主要部分,实现蒸发系统的节能优化

对糖厂尤为重要。在糖厂多效蒸发系统中,核算参数较多,各效参数相互耦合,在节能优化的过程中要控制好各效参数的合理分配。所以需要建立适当的计算模型,合理优化,最终达到节能目的。本文中对内插旋流片的缩放管内糖液泡核沸腾换热情况进行了实验研究,找出了旋流片个数对强化传热的影响,同时利用内插旋流片的缩放管换热器对多效系统进行优化,利用较高的传热系数,通过有效传热温差和面积的再分配,实现生蒸汽量的减少,以此来达到节能的目的。

## 1 内插旋流片缩放管的强化传热

### 1.1 实验装置及流程

实验装置如图1所示,由底部储液槽、升液管、顶部循环罐、降液管组成一个闭路循环系统,顶部循环罐内置冷凝器和雾沫分离器,升液管与管外为蒸汽加热套管组成一个管壳式换热器。实验过程中,系统内注满糖液至循环罐顶部的1/5处。糖液被蒸汽加热后,由于升液管和降液管的密度差而形成逆时针的循环流动,糖液逐渐加热至沸腾后,产生的二次蒸汽被冷凝器冷凝,再次回到循环糖液中,形成恒定浓度的糖液循环。通过调节进气蒸汽压力来控制沸腾温差,二次蒸汽的冷凝速率通过冷却水流量来控制,保证循环过程在恒压下进行,通过 Agilent 数据采集仪来测量各个点温度。所研究升液管为光滑管及缩放管2种管型,管长均为2304 mm,分别内置不同个数旋流片。缩放管及旋流片的结构和尺寸



1—蒸汽锅炉;2—计算机;3—数据采集仪;4—离心泵;5—冷凝器;  
6—雾沫分离器;7—底部储液槽;8—外套管;9—升液管;  
10—顶部循环罐;11—降液管;12—糖液进口;13—蒸汽进口;  
14—蒸汽出口;15—冷却水进口;16—冷却水出口

图1 实验装置示意图

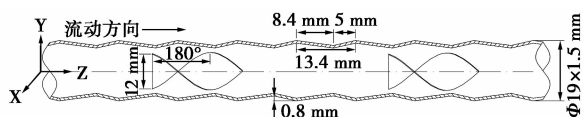


图2 内插旋流片的缩放管示意图

如图2所示,旋流片等间距放置,间距随个数而定。旋流片采用180°和270°2种旋转角度,分别以180°RSTT和270°RSTT表示。

### 1.2 数据处理及分析

循环系统的总传热速率  $Q$  通过冷凝器的吸热量来计算:

$$Q = m_s c_p (t_{in} - t_{out}) \quad (1)$$

式中,  $m_s$  为冷却水流量;  $c_p$  为冷却水定压热容,  $t_{in}$ 、 $t_{out}$  为冷却水进出口温度。

系统的总传热系数  $K$  为:

$$K = Q / (A \cdot \Delta T_m) \quad (2)$$

式中,  $A$  为基于外表面的传热面积,  $A = \pi d_o L$ ,  $d_o$  为升液管的外径,  $L$  为升液管长度;  $\Delta T_m$  为管壳式换热器的总对数平均传热温差。

管内传热系数  $h_i$  可以用下式计算:

$$1/h_i = d_i / K d_o - d_i / h_o d_o - \delta d_i / \lambda d_o \quad (3)$$

式中,  $d_i$  和  $d_o$  分别为升液管的内外径;  $\delta$  为壁厚;  $\lambda$  为导热系数;  $h_o$  为管外传热系数, 通过修正的 Nusselt 理论公式<sup>[10]</sup>计算:

$$h_o = 1.13 (g \rho^2 r \lambda^3 / \mu L \Delta T_o)^{0.25} \quad (4)$$

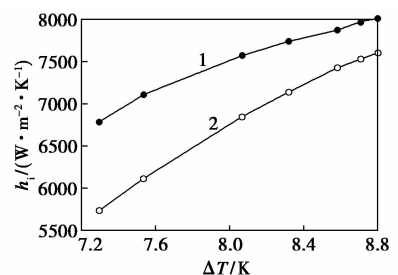
式中,  $r$  为蒸汽饱和温度下的冷凝热;  $\rho$  为密度;  $g$  为重力加速度;  $\mu$  为动力黏度;  $\Delta T_o$  为一次蒸汽与壁温的温差, 壁温通过管壁内外的对流传热速率相等迭代计算。

实验期间,热通量和壁温随着生蒸汽温度而变化,测试段的沸腾传热系数通过方程(4)来计算。Mostinski<sup>[11]</sup>提出了按照对比压强来计算泡核沸腾传热系数:

$$h_i = 1.63 [0.10 P_c^{0.69} (1.8 R^{0.17} + 4 R^{1.2} + 10 R^{10})]^{3.33} (\Delta T)^{2.33} \quad (5)$$

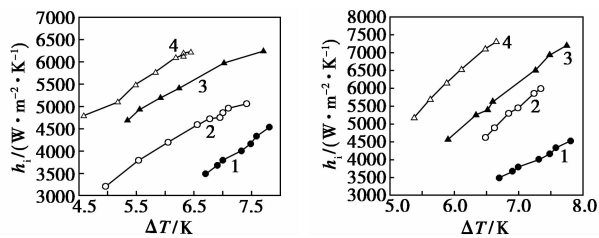
式中,  $P_c$  为临界压强;  $R$  为对比压强(二次蒸汽压强与临界压强之比)。

将光滑管的实验值与 Mostinski 的经验公式值进行对比,如图3所示,误差在15%以内,说明本实验装置及方法可行。



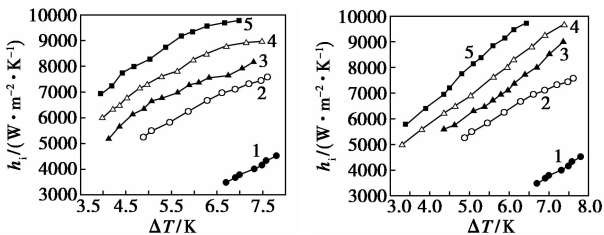
1—实验值;2—Mostinski 经验值

图3 光滑管内沸腾传热系数对比图



(a) 光滑管内插 180° RSTT (b) 光滑管内插 270° RSTT  
1—光滑管;2—内插 5 个 RSTT;3—内插 7 个 RSTT;  
4—内插 9 个 RSTT

图 4 内插旋流片光滑管内沸腾传热系数随壁面过热度的变化



(a) 缩放管内插 180° RSTT (b) 缩放管内插 270° RSTT  
1—光滑管;2—缩放管;3—内插 5 个 RSTT;  
4—内插 7 个 RSTT;5—内插 9 个 RSTT

图 5 内插旋流片缩放管内沸腾传热系数随壁面过热度的变化

由图 4 及图 5 可知,在实验温差范围内沸腾传热系数随壁面过热度的变化近似为线性关系,沸腾传热系数随壁面过热度的增大而增大。图 4 表明内插旋流片的光滑管内沸腾传热系数明显比光管要高,并且旋流片个数越多,沸腾传热系数越高,传热效果越明显,2 种类型的旋流片均得到上述结论,且 270° RSTT 的强化效果要优于 180° RSTT。旋流片作为一种扰流装置,对经过的糖液会产生自旋流作用,加强流体的湍动,促进了壁面附近糖液和中心区糖液的置换,降低了壁面区的浓度,从而有效地减少了壁面的结垢问题,起到强化传热的作用。由图 5 可知,缩放管空管内的沸腾换热系数相对于光滑管有较大提高,这是因为缩放管周期性的急扩和慢缩肋面对壁面流体产生扰动,有效地促进了壁面糖液沸腾的成核,从而强化沸腾换热。综上所述,缩放管内插旋流片后,在周期性的缩放肋面和旋流片的双重作用下,通过对壁面附近和中心区流体的扰动以及糖液在两区域间的置换,传热得到大大强化。以实验数据为基础,对缩放管内不同个数旋流片的泡核沸腾传热系数进行拟合,得到如下公式:

$$h_i = 67.59P^{0.597}\Delta T^{2.334} \left[ \frac{(1-x)}{(1.18-x)} \right] \cdot (2.061 - 1.061e^{(-n/10.683)}) \quad (6)$$

对于上式,当  $x=0$  且  $n=0$  时即为光滑管内水的泡核沸腾传热系数。

## 2 多效蒸发的节能优化

### 2.1 计算假设

多效蒸发系统工艺复杂,各个量之间相互关联,在优化过程中,为简化计算,忽略一些对系统影响甚微的因素,参照 Lissane 等<sup>[12]</sup>做出以下假设:①加热蒸汽为饱和蒸汽,冷凝水在饱和温度下排出(不进行减压自蒸发引入下一效);②忽略管道阻力造成的温差损失;③忽略糖液的浓缩热效应;④忽略系统的热损失;⑤蒸发器中糖液与二次蒸汽处于相平衡状态。

### 2.2 数学模型

在优化计算过程中一方面要准确计算每一效的参数,另一方面要保证每个参数在各效的平衡分配,因此要保证各物理量之间关系式的准确性,采用的计算关系式如下所述。

#### (1) 物料衡算

$$F x_0 = (F - W_i) x_i \quad (7)$$

#### (2) 热量衡算

$$D_i r_i = [F c_{p0} - (W_1 + W_2 + \dots + W_{i-1}) c_{pi}] \cdot (t_{i-1} - t_i) + W_i r_i' \quad (8)$$

其中,各效热容由杜兰普<sup>[13]</sup>公式计算:

$$c_{pi} = 4.187 - 2.35x_i \quad (9)$$

#### (3) 浓度效应引起的糖液沸点升高

糖液组成沸点升高的计算方法有很多种,李申华<sup>[14]</sup>、林庆生<sup>[15]</sup>均提出了不同的模型,本文中采用吉辛柯公式<sup>[16]</sup>计算不同压力下的沸点升高,但是在计算常压沸点升高时用 Macdonald 和 Rodgers 提供的的数据自拟合公式,最终如下:

$$\Delta t_i' = 16.204 \exp[16.65 - 45.95/(x_i + 2.386)] \cdot T^2/r \quad (10)$$

#### (4) 汽化潜热、温度、压强的关系

$$T = 8074.69/(16.81 - \ln P) - 107.81, \quad r = 3.23 \times 10^6 - 2610T \quad (11)$$

### 2.3 计算过程

以年产 5 万 t 糖生产线为例,进行蒸发系统的节能优化。在优化之前,系统采用五效光滑管蒸发器,换热面积总计 5 670 m<sup>2</sup>,一效入口蔗汁清液(含糖质量分数 11%)流量为 157 828 kg/h,末效出口糖液质量分数 67%,流量 25 912 kg/h,糖汁入口温度为 118℃,系统一次蒸汽消耗为 63 721 kg/h,总有效

传热温差 54.29℃。采用内插旋流片的缩放管改造蒸发器后,总传热系数的计算采用 1.2 部分数据处理方式,先用实验拟合公式(6)计算管内沸腾传热系数  $h_i$ ,再用公式(4)和(3)计算总传热系数  $K$ ,将系统改造为七效,在总传热面积不变的情况下合理分配各效面积,由于传热系数的提高,在相同工况下生蒸汽消耗量减少,从而达到节能目的。

计算过程如下,首先假定各效二次蒸汽流量  $W_i$ 、二次蒸汽压力  $P_i'$ (末效除外)、传热面积  $S_i$ ,然后可计算各效沸点升高、糖液沸点及各效有效传热温差,进而由传热系数计算热负荷,从而得到二次蒸汽流量的新值  $W_i'$ ,通过规划求解来得到目标函数的最优解,即最小生蒸汽消耗量。

目标函数:

$$F = K_i A_i \Delta T_i (i = 1)$$

表 1 采用内插 9 个旋流片缩放管蒸发器的多效系统工况

	一效	二效	三效	四效	五效	六效	七效
加热蒸汽流量/(kg·h <sup>-1</sup> )	39861	34584	25387	10863	7225	5088	5001
蒸汽温度/℃	128.90	122.26	113.39	104.59	95.65	83.32	71.82
蒸汽压力/kPa	264.87	211.11	158.33	117.72	86.23	54.94	35.32
蒸发器面积/m <sup>2</sup>	1200	800	900	600	600	720	850
糖汁入口流量/(kg·h <sup>-1</sup> )	157828	118235	82084	55984	44608	36961	31378
糖汁出口流量/(kg·h <sup>-1</sup> )	118235	82084	55984	44608	36961	31378	25912
糖汁沸点/℃	124.37	114.43	106.62	98.85	90.39	78.21	61.46
汁汽流量/(kg·h <sup>-1</sup> )	39593	36151	26101	11376	7647	5583	5466
汁汽温度/℃	123.23	112.75	104.09	95.37	85.18	72.12	51.44
汁汽压力/kPa	217.78	155.00	115.76	85.35	59.84	34.34	13.24
有效传热温差/℃	4.53	7.83	6.78	5.73	5.26	5.11	10.35
总传热系数/(W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> )	3968	2936	2236	1685	1210	722	296
出口浓度	0.15	0.21	0.31	0.39	0.47	0.55	0.67
传热负荷/kW	24119	21092	15646	6764	4545	3247	3233

系统优化后,生蒸汽消耗量随缩放管内插旋流片个数的变化如图 6 所示,内插旋流片的缩放管蒸发器应用于七效蒸发系统后,生蒸汽消耗量显著减少,而且随着旋流片个数的增加生蒸汽消耗量的减

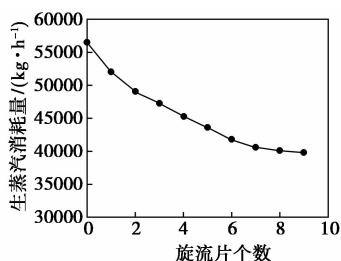


图 6 七效蒸发系统生蒸汽消耗量随内插旋流片个数的变化

约束条件:

$$\sum_{i=1}^n A_i - A = 0, \sum_{i=1}^n W_i - W = 0,$$

$$W_i' - W_i = 0, W_i \geq D_{i+1} (i = 1, \dots, n-1)$$

$$P_1 \geq P_i' \geq P_{i+1}' (i = 1, \dots, n-1)$$

设计变量:  $W_i, S_i, P_i'$ 。

## 2.4 结果分析

以缩放管内插 9 个旋流片为例,优化后的工况如表 1 所示。由表 1 可知,系统变为七效后,末效出口糖液流量、浓度、汁气压力不变,一效入口糖液流量、浓度、生蒸汽压力不变,总蒸发面积不变,总有效传热温差降低 8.69℃,但由于内插旋流片的缩放管相比于光滑管传热系数大大提高,因此通过各效汁气压力、蒸发器面积以及汁气流量的再分配、生蒸汽消耗量相比于原五效系统降低约 37%。

少越明显,最高可减少 37% 左右。

## 3 结语

对内置旋流片的光滑管和缩放管内的糖液沸腾换热进行了实验研究,得到了泡核沸腾阶段的沸腾曲线。研究表明,缩放管及旋流片的强化传热效果较明显,传热系数提高 150% ~ 200%,对缩放管内插旋流片的沸腾传热系数进行拟合,得到了传热系数关联式。在此基础之上,应用内插旋流片的缩放管对糖厂多效蒸发系统进行优化,效果显著。优化后在总传热面积不变的情况下,可以将效数由五效变为七效,生蒸汽消耗量大大减少,最高可节能 37% 左右。

(下转第 121 页)

加热完毕后停止对再生气加热,向吸附塔内连续通入常温再生气将分子筛和吸附塔吹冷为常温,分子筛重新具有吸附能力,完成再生。

变温再生过程中,通常使用原料气作为再生气<sup>[9-10]</sup>,或者工艺流程中的其他干净干燥气体作为再生气<sup>[11-12]</sup>,特别是含氧煤层气回收甲烷后的气体露点低于-100℃,干净干燥,是良好的再生气气源。但对于含氧煤层气还需要考虑安全性。若使用原料气作为再生气,需要对其在260℃和再生压力下的安全性进行计算验证,在不同甲烷摩尔分数和再生压力条件下,其安全状况不同。若使用回收甲烷后的干燥尾气作为再生气,需要根据工艺条件的不同,特别是精馏过程中甲烷回收率的不同对尾气组分和组分波动情况进行分析,验证其安全性。

## 2 含氧煤层气作为再生气

使用含氧煤层气作为再生气,是将一部分含氧煤层气加热后送入吸附塔完成再生。从安全角度考虑,使用含氧煤层气作为再生气时,再生压力较低会更加安全,同时低压也利于分子筛的解析再生,因此常压再生是较好的选择。

常压再生条件下,需要考察煤层气甲烷摩尔分数是否大于爆炸上限。煤层气在深度脱水前会经过输送、压缩、净化等环节,在这些环节中会确保煤层气爆炸上限不超过煤层气中甲烷摩尔分数,因此在

脱水前的过程中煤层气处于安全状态,并且其甲烷摩尔分数大于当地温度压力条件下的爆炸上限。再生加热过程中,260℃的温度不足以使煤层气中的甲烷和氧气发生剧烈反应,但其爆炸上限会因温度提高而上移,有可能超过煤层气中的甲烷摩尔分数,此时煤层气具有爆炸的可能。含氧煤层气的组分可视为甲烷与空气的混合物,其中氮氧比与空气中的氮氧比略有差别,但仍然可以利用公式(1)、(2)计算含氧煤层气在不同温度和压力条件下的爆炸上限和下限<sup>[13]</sup>。

$$U = [U_{\text{CH}_4} + 20.6(\lg P + 1)][1 + 8 \times 10^{-4}(T - 25)] \quad (1)$$

$$L = L_{\text{CH}_4} [1 - 8 \times 10^{-4}(T - 25)] \quad (2)$$

式中, $U$ 为甲烷-空气混合物爆炸上限; $L$ 为甲烷-空气混合物爆炸下限; $U_{\text{CH}_4}$ 为甲烷-空气混合物在常压、25℃条件下的爆炸上限; $L_{\text{CH}_4}$ 为甲烷-空气混合物在常压、25℃条件下的爆炸下限; $P$ 为甲烷-空气混合物绝对压力,MPa; $T$ 为甲烷-空气混合物实际温度,℃。

图2是含氧煤层气根据式(1)计算得到的在260℃和各种压力下的爆炸上限。随着压力上升,含氧煤层气的爆炸上限也升高。在260℃和常压条件下甲烷-空气混合物的爆炸上限为甲烷摩尔分数17.82%,因此理论上甲烷摩尔分数高于18%的含氧煤层气可以在常压再生工艺中作为再生气使用。实际设计中需要考虑余量以确保安全。若以300℃

(上接第119页)

### 参考文献

- [1] 林瑞泰. 沸腾换热[M]. 北京:科学出版社,1988:18-138.
- [2] Pacheco C R F, Frioni L S M. Experimental results for evaporation of sucrose solution using a climbing/falling film plate evaporator[J]. Journal of Food Engineering, 2004, 64(4): 471-480.
- [3] Jorge L M M, Righetto A R, Polli P A, et al. Simulation and analysis of a sugarcane juice evaporation system[J]. Journal of Food Engineering, 2010, 99(3): 351-359.
- [4] 方振鑫, 罗小平, 熊少武, 等. 缩放管管外流动沸腾换热的数值模拟与场协同分析[J]. 节能技术, 2007, 25(4): 296-299, 355.
- [5] Kumar A, Prasad B N. Investigation of twisted tape inserted solar water heaters—heat transfer, friction factor and thermal performance results[J]. Renewable Energy, 2000, 19(3): 379-398.
- [6] 邓先和. 壳程流体纵向冲刷型管壳式换热器传热强化问题的研究[D]. 广州:华南理工大学, 1990.
- [7] 罗小平. 壳程轴流型换热器流阻和传热的预测及结构优化[D]. 广州:华南理工大学, 1996.
- [8] 靳遵龙, 董其伍, 刘敏珊, 等. 缩放管流体流动与传热性能数值研究[J]. 冶金能源, 2009, 28(3): 12-14.
- [9] Kumar C N, Murugesan P. Review on twisted tapes heat transfer enhancement[J]. International Journal of Scientific and Engineering Research, 2012, 3(4): 1-9.
- [10] 陶文铨. 传热学[M]. 西安:西北工业大学出版社, 2006: 277-281.
- [11] Mostinski I L. Calculation of heat transfer and critical heat flux in boiling liquids based on the law of corresponding states[J]. Teploenergetika, 1963, 10(4): 66-71.
- [12] Lissane E S, Giri F, Unbehauen H. Modelling, identification and control of sugar evaporation—theoretical design and experimental evaluation[J]. Control Engineering Practice, 1999, 7(8): 931-942.
- [13] 陈维钧, 许斯欣. 糖汁加热与蒸发[M]. 北京:中国轻工业出版社, 2001.
- [14] 李申华. 多效蒸发新系统计算机模拟及其软件开发[D]. 广州:华南理工大学, 2001.
- [15] 林庆生. 糖业沸点升高的计算式[J]. 甘蔗糖业, 1990, (1): 55-56.
- [16] 甘蔗糖厂设计手册[M]. 北京:轻工业出版社, 1982. ■