

[环保·安全]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.02.019

# 基于夹点技术的 Einstein 循环制冷系统优化

林发龙, 刘道平, 杨亮, 谢育博, 辛岩, 郝淑萍

(上海理工大学 制冷与低温工程研究所, 上海 200093)

**摘要:**针对制冷系统性能较低的缺点,基于系统现行换热网络,分析 Einstein 循环制冷系统的工作原理,利用夹点技术对其进行分析改造。应用问题表格法确定出夹点的位置,计算各换热器的热负荷。研究表明:系统优化后,输入系统的热公用工程量和冷公用工程量分别降低了 12.5% 和 48.1%,系统能效系数  $C_{COP}$  提高了 14.3%。夹点技术优化提升 Einstein 循环制冷系统性能效果显著,取得较好的节能效果。

**关键词:**制冷系统;夹点技术;换热网络;热负荷

中图分类号:TB61;TK05 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2017)02-0085-06

## Optimization of Einstein Cycle Refrigeration System Based on Pinch Technology

LIN Falong, LIU Daoping, YANG liang, XIE Yubo, XIN Yan, HAO Shuping

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

**Abstract:** According to the low performance of the refrigeration system, the principle of Einstein cycle refrigeration system was explained, and the energy saving by analyzing and retrofitting the present heat exchanger network of the system was analyzed by using the pinch technology. Problem table method was used to determine the pinch point position, and the heat load of each heat exchanger was calculated. The results show that, the heat and cold input of the system is reduced by 12.5% and 48.1% respectively, also the  $C_{COP}$  increased by 14.3% after optimized. It is obviously effective to improve the performance of Einstein cycle refrigeration system.

**Keywords:** refrigerating system; pinch technology; heat exchanger network; heat load

随着社会经济的发展,节能和环保问题日益突出<sup>[1]</sup>。低品位热源驱动型制冷系统的开发及其性能优化已成为制冷领域的重要内容<sup>[2]</sup>。Einstein 循环制冷系统相比传统双压吸收式制冷机组,具有结构简单、占地少、无运动装置、耗电量小等优点<sup>[3]</sup>。该制冷技术节能环保,具有广阔的应用前景,对其性能研究有着重要的意义。

通过计算机仿真模拟,理论计算实现制冷系统的最佳匹配已成为广泛采用的研究方法之一<sup>[4]</sup>。用能量、动量、质量守恒 3 个约束条件将制冷系统几大部件联系起来,建立精确的冷凝/吸收器和蒸发器的参数模型,对各种运行工况下的系统进行模拟计算。这些方

法虽然能精确模拟制冷系统的运行情况,但计算过程较为复杂。而在常规的设计方法中,设计人员又仅仅借助于经验判断,没有从节能节材的角度对系统进行优化。夹点技术是一种目前已被成功应用于大型换热系统的优化设计分析方法<sup>[5-7]</sup>,成为最主要的过程集成技术,其应用范围已由换热网络的集成扩展至质量交换网络和性质交换网络的集成<sup>[8-12]</sup>。目前有关 Einstein 循环制冷系统性能夹点分析的研究还未见报道,笔者将这种分析方法运用到 Einstein 循环制冷系统的优化设计中,在提高制冷系统  $C_{COP}$  值的同时,尽可能地减少换热器耗材的目的,把节能和节材有机地结合起来,最终达到系统优化的目的。

收稿日期:2016-09-01;修回日期:2017-01-16

基金项目:上海市教育委员会科研创新项目资助(13ZZ117)。

第一作者简介:林发龙(1990),男,河南周口人,硕士研究生,主要研究方向为单压吸收式制冷。E-mail:985614016@qq.com

# 1 Einstein 循环制冷系统

## 1.1 系统原理

基于 Delano 等人的原始设计<sup>[13]</sup>,笔者提出了一种改进型 Einstein 循环制冷系统,系统原理图如图 1 所示。该系统主要包括:发生器、冷凝器、吸收器、精馏器、气泡泵、溶液换热器和预冷器等部件,图中的  $Q_{bp}$ ,  $Q_{gen}$ ,  $Q_{evap}$  分别代表外界向气泡泵、发生器、蒸发器输入的热量;  $Q_{acr}$ ,  $Q_{abs}$ ,  $Q_{cond}$  分别代表精馏器、吸收器、冷凝器向外界释放的热量。系统的循环工质由氨( $NH_3$ )、水( $H_2O$ )和正丁烷( $C_4H_{10}$ )组成,其中氨是压力平衡剂,水是吸收剂,正丁烷是制冷剂。系统运行时处于单一压力下,循环工作流程包括 3 个循环回路:

1) 制冷剂循环回路。系统在运行的过程中,发生器内的浓氨水受热后产生的惰性氨气进入精馏器进行提纯,然后流过预冷器被冷却后再导入蒸发器,减小蒸发器内液态正丁烷的表面气相分压力,迫使制冷剂相变制冷。然后,氨/丁烷混合气体流过预冷器和来自冷凝器的未充分冷凝的气体一起进入吸收器。在吸收器内,氨气被稀氨水吸收,含有少量氨气的正丁烷气体流入冷凝器,被冷凝的液态丁烷再流回蒸发器,完成制冷剂循环回路。

2) 压力平衡剂循环回路。吸收器内完成吸收过程的浓氨水进入发生器,被外部热源加热后又分离产生氨气,通过输气管路被送到精馏器后再进入蒸发器,完成压力平衡剂循环回路。

3) 吸收剂回路。发生过程结束后,发生器内的稀氨水由气泡泵送至贮液器并经过溶液换热器流至吸收器中吸收氨气,成为浓氨水,再经管道回到发生器,完成吸收剂回路。

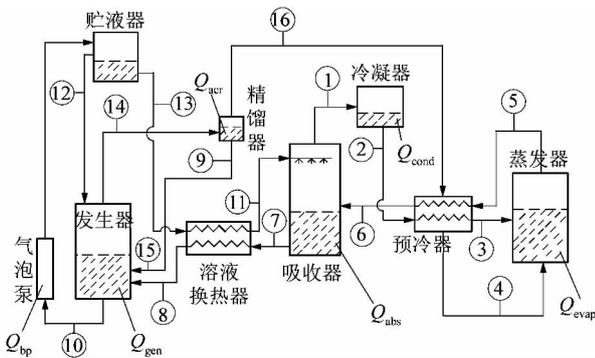


图 1 Einstein 循环制冷系统原理图  
Figure 1 Principle diagram of Einstein cycle refrigeration system

热能驱动的发生器、吸收器内的静压差保证氨气顺利实现循环流动;装置中布置精馏器管路有利于外

部冷却水对管内蒸气进行提纯,防止发生过程产生的水蒸气带入蒸发器而恶化制冷效果;发生器和蒸发器前布置的回热装置用于强化系统换热性能。

## 1.2 系统建模

### 1.2.1 基本假设

假设系统在稳定的状态下运行,系统的热力计算原理图如图 2 所示,计算要求如下:

- 1) 循环的管道压力损失不计;
- 2) 精馏器顶部出口的气体为饱和气体,含水蒸气的量忽略不计;
- 3) 吸收器出口(状态点 7)的浓溶液、发生器出口(状态点 10)的稀溶液、蒸发器及冷凝器出口处(状态点 2 和 5)制冷剂是对应温度和压力下的饱和状态;
- 4) 忽略工作过程中各管段与外界的热交换;
- 5) 蒸发器在稳定工况下处于理想蒸发;
- 6) 不同部件中工质之间势能不计。

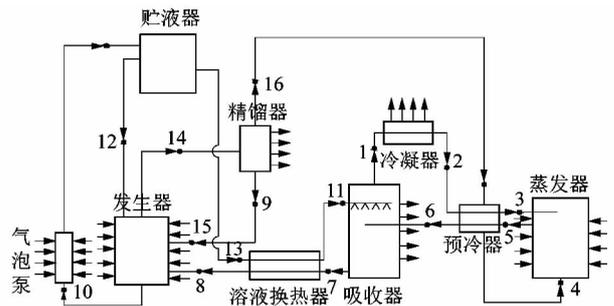


图 2 Einstein 循环制冷系统的热力计算原理图  
Figure 2 Principle diagram of thermal computation of Einstein cycle refrigeration system

### 1.2.2 热力计算条件

热力计算满足各部件的总质量平衡、氨组分质量平衡和能量平衡。

模拟条件:系统工作压力为 0.4 MPa,蒸发温度  $T_e$  为 10 °C,吸收后浓氨水达到的摩尔浓度为 0.28 mol/L,气体中氨气摩尔浓度为 0.22 mol/L,吸收温度  $T_a$  取 45 °C,冷凝温度  $T_c$  取 30 °C,发生温度  $T_g$  取 100 °C。气泡泵提升管的内径取 15 mm,所提升的液体流量是  $9 g \cdot s^{-1}$ 。循环模拟初始参数如表 1 所示。根据能量守恒方程式,结合各部件的特点计算出各自的换热负荷如表 2 所示。

## 2 系统换热网络分析

### 2.1 换热网络的生成

根据图 1 系统原理描述和表 1 中循环模拟初始参数,提取出 11 个物流数据,其中有 7 个热物流和 4 个冷物流,见表 3。

表 1 循环模拟初始参数

Table 1 Initial parameters of cycle simulation

状态点	物流名称	温度/K	焓/(J·g <sup>-1</sup> )	流量/(g·s <sup>-1</sup> )
1	冷凝器入口蒸气	318.15	546.40	9.472
2	冷凝器出口液体	303.15	80.12	2.843
3	蒸发器入口液体	290.15	46.86	2.843
4	蒸发器入口蒸气	295.15	1 484.00	1.401
5	蒸发器出口混合气体	283.15	752.10	4.244
7	吸收器出口浓溶液	318.15	-210.80	10.411
8	发生器入口浓溶液	346.96	141.50	10.152
9	精馏器出口液体	328.15	-172.00	0.478
10	发生器出口稀溶液	373.15	43.68	9.382
10	气泡泵入口液体	373.15	43.68	9.382
11	吸收器入口稀溶液	330.15	-165.00	9.112
13	贮液器出口稀溶液	373.15	187.60	9.302
14	精馏器入口蒸气	373.15	188.20	1.879
16	精馏器出口气体	328.15	150.20	1.401

表 2 各部件换热负荷

Table 2 Heat exchange load of components

部件名称	负荷/W	部件名称	负荷/W
吸收器	2 335.0	蒸发器	1 000.0
冷凝器	1 309.0	发生器	3 180.0
冷却器	905.3	气泡泵	740.4
溶液换热器	2 556.0	精馏器	1 349.8

根据表 3 的物流参数和系统循环原理图 1 绘制出了 Einstein 循环制冷系统的初始换热网络,如图 3 所示。

在图 3 中,系统的初始换热网络有 5 个换热单元,包括:2 个热源,分别是加热发生器和气泡泵;3 个冷却器,分别是冷却冷凝器、精馏器和吸收器。从贮液器出来的高温稀氨水与来自吸收器的低温浓氨水进行热量交换,给进入发生器前的浓氨水进行预热,减少外界供

表 3 物流参数

Table 3 Logistics parameters

物流类型	物流序号	物流名称	状态点	初始温度/℃	目标温度/℃	焓差/W	平均热容速率/(W·℃ <sup>-1</sup> )
热物流	H1	冷凝器气→液	1-2	45	30	1 309.0	
	H2	贮液器出口稀溶液	13-11	100	45	2 887.0	52.50
	H3	精馏器出口气体	16-4	55	10	794.3	17.65
	H4	冷凝器出口液体	2-3	30	10	1 114.0	55.72
	H5	吸收器气液	11-7	45	45	1 051.0	87.58
	H6	精馏器气体	14-16	100	30	986.0	14.10
	H7	精馏器气→液	14-9	100	30	1 618.0	
冷物流	C1	发生器液→气	8	100	100	895.0	
	C2	气泡泵液→气	10	100	100	740.4	
	C3	吸收器出口浓溶液	7-8	45	100	4 926.0	89.60
	C4	蒸发器出口混合气体	5-6	10	45	1 335.0	38.14

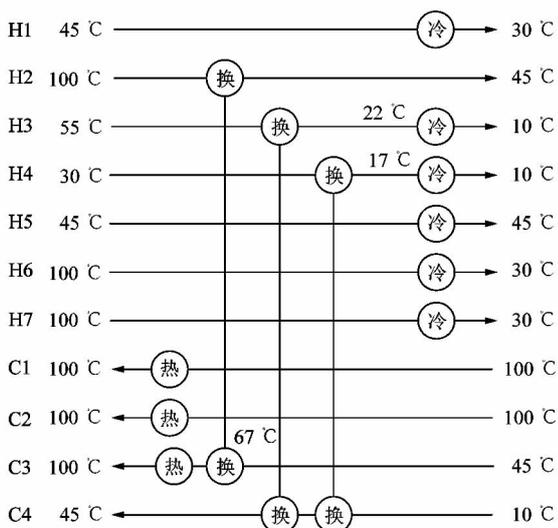


图 3 Einstein 循环制冷系统的初始换热网络  
Figure 3 Initial heat exchange network of Einstein cycle refrigeration system

给发生器的热量;从精馏器出来的高温蒸气和冷凝器出口的高温液体与来自蒸发器的低温混合气体相互交换热量,目的是在进入吸收器前,提前加热来自蒸发器的低温混合气体,使其达到吸收温度。

## 2.2 换热网络的夹点位置确定

确定夹点位置的方法有 2 种:温焓图作图法及问题表格法。相比之下,温焓图作图法简单明了,物理意义显而易见,当处理的问题比较简单时可通过这种方法来确定夹点位置<sup>[14]</sup>。然而,当系统的换热网络较复杂时,此方法计算的结果不精确。因此,为解决这个问题,Linnhoff 等人提出了一种由代数方法来确定目标的方法,称为“问题表格法”<sup>[15]</sup>。问题表格法是以各物流的初始温度  $T_s$ 、目标温度  $T_t$  和最小夹点温差  $\Delta T_{min}$  为基础,设置焓平衡间隔,换热网络被划分为多个温度区间,并确定出相应的温度,随后计算出各个温区的热量以及其热量盈亏,最后通过计算得出系统的最小公

用工程用量和换热量为零的点,此点就是系统换热网络的夹点位置。

在初始的换热网络中最小换热温差是 10 °C,所以本文夹点温差取 10 °C,使用问题表格法来确定夹点位置。

### 2.2.1 温区划分

1) 按升序分别对冷热物流的初温和终温进行排列。

热物流:10,30,45,55 和 100 °C。

冷物流:10,45 和 100 °C。

2) 将所有热物流的初始、目标温度均减去  $\Delta T_{\min}/2$ ,将所有冷物流的初始、目标温度均加上  $\Delta T_{\min}/2$ ,得到的数据即为所求的位移温度。

热物流:5,25,40,50 和 95 °C。

冷物流:15,50 和 105 °C。

3) 按照由低到高的顺序把以上计算得到的所有冷热物流的位移温度进行排列,2 个相邻的区界温度组成一个温度区间(子网络)。

冷热物流:5,15,25,40,50,95 和 105 °C。

4) 把以上 7 个位移温度划分为 6 个子网络(SN1—SN6),用垂线代表各物流,向上的箭头表示该物流进行的是升温过程,向下的箭头表示该物流进行的是降温过程,见图 4。

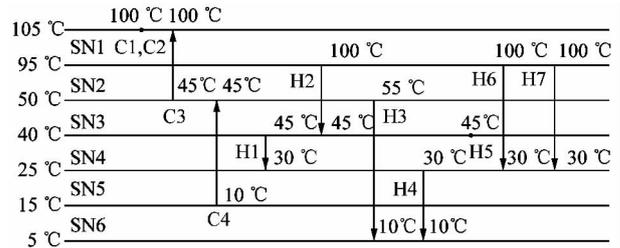


图 4 物流和温度间隔图

Figure 4 Interval figure between Logistics and temperature

### 2.2.2 热平衡计算

对图 4 中的各子网络用以下公式依次进行换热网络热平衡计算,并绘制问题表格如表 4 所示。

$$\Delta H_i = I_i - O_i;$$

$$\Delta H_i = (\sum C_{pH} - \sum C_{pC})(T_i - T_{i+1})。$$

式中: $\Delta H_i$  为第  $i$  个子网络的赤字,表示该子网络为满足热平衡时所需外加的净热量,W; $I_i$  为外界或其它子网络供给第  $i$  个子网络的热量,W; $O_i$  为第  $i$  个子网络向外界或向其它子网络输出的热量,W; $\sum C_{pH}$  为子网络  $i$  中包含的所有热物流的热容流率之和,W/°C; $\sum C_{pC}$  为子网络  $i$  中包含的所有冷物流的热容流率之和,W/°C。

表 4 问题表格法计算值

Table 4 Results obtained by problem table method

位移温度/°C	温区	$\Delta H/W$	外界无输入时的热通量/W		外界有输入时的热通量/W	
			输入	输出	输入	输出
105	-	-	-	-	-	-
95	SN1	- 2 531.40	0.0	-2 531.4	2 689.80	158.40
50	SN2	- 158.40	-2 531.4	-2 689.8	158.40	0.00
40	SN3	692.24	-2 689.8	-1 977.2	0.00	692.24
25	SN4	2 610.85	-1 977.2	613.7	692.24	3 303.10
15	SN5	352.30	613.7	966.0	3 303.10	3 655.40
5	SN6	733.70	966.0	1 699.7	3 655.40	4 389.10

### 2.2.3 热级联图绘制

由表 4 可绘制出热通量级联图,如图 5 所示。图 5 中每个温区用一个矩形表示,矩形内为该温区的  $\Delta H$ ,矩形左侧给出了各温区边界的冷、热流体的位移温度,矩形右侧给出了经过每个温区的热通量情况。

### 2.2.4 最小热公用工程量确定

从图 5 可知第 2 温区传递到第 3 温区的热量值 (-2 689.80 W) 是负的,且其绝对值是最大值,也就是

系统所需外界输入的最小热公用工程量是 2 689.80 W。

### 2.2.5 夹点位置选取

由图 5 中左侧矩形可以看出,当系统中热公用工程量输入 0.00 W 时,温区间有负能流传递,这在热力学上是不可行的。而在右侧矩形方案中,系统输入最小加热公用工程量为 2 689.80 W 时,第 2 温区输入第 3 温区的热量是 0.00 W,可知,这一点就是夹点位置。夹点处的位移温度是 50 °C,该处热物流的温度是



图5 热级联图

Figure 5 Heat cascade figure

55 °C,冷物流的温度是45 °C。

### 3 系统换热网络夹点分析与优化

#### 3.1 换热网络节能潜力分析

原换热网络中外界输入系统的热公用工程量是3 920.40 W,经夹点分析,优化后的换热网络所需的最小加热公用工程量是2 689.80 W,由节能潜力公式  $\eta = (\text{实际加热公用工程} - \text{最小加热公用工程量}) / \text{实际加热公用工程}$  进行计算,得到原换热网络的节能潜力是31.4%。

由以上计算结果可知,Einstein 循环制冷系统的初始换热网络设计方案存在诸多不足之处(如图3所示),详情如下:

1) 发生器出口的高温蒸气未预热而冷物流直接输入冷公用工程,冷凝器和吸收器在系统运行的过程中放出大量的热,这些废热未预热来自蒸发器的低温蒸气,而是直接由冷凝器和吸收器输入冷公用工程。多股物流产生的废热没有得到充分利用,导致冷公用工程消耗量大大增多。

2) 发生器出口的高温蒸气从100 °C经冷公用工程冷却到30 °C,精馏器出口的30 °C低温液体送入100 °C的发生器,有热量穿过夹点进行传递,不符合夹点的基本原则,即热量不可跨越夹点传递,导致热公用工程消耗量大大增多。

#### 3.2 换热网络优化

对系统的原始换热网络进行优化改造,减少冷热公用工程的用量,改善系统性能。

将发生器出口高温蒸气送入溶液换热器,和贮液器流出的高温稀溶液共同加热吸收器出口低温浓溶液,减少发生器所需的热公用工程量。

将精馏器出口的低温稀溶液送入吸收器,对氨气进行吸收,减少发生器的热公用工程用量,并使热量不再跨越夹点进行传递。

将蒸发器出口的低温混合蒸气经过预冷器被初步加热后,再送入冷凝器,与冷凝器内高温流体进行换热,温度进一步提高后再进入吸收器的螺旋管,与吸收器中流体进行换热。

优化后的换热网络如图6所示,系统所需的热公用工程量减少490.20 W,冷公用工程量减少4 066.00 W。根据优化后的换热网络对系统进行重新布局,得到的改进型 Einstein 循环制冷系统,如图7所示。

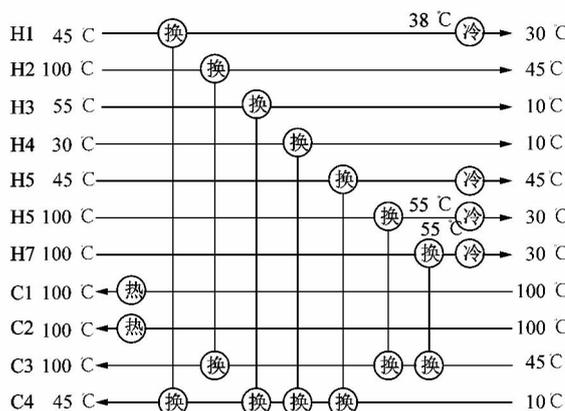


图6 系统优化后的换热网络

Figure 6 Heat exchange network of optimized system

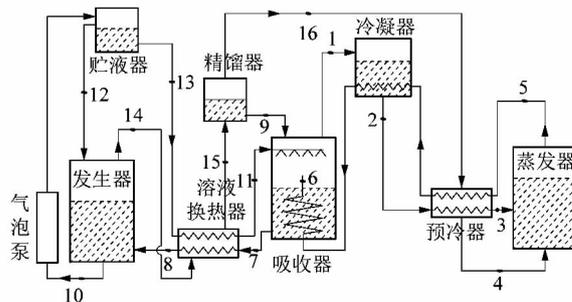


图7 改进后的系统原理图

Figure 7 Principle diagram of improved system

#### 3.3 系统性能的优化效果

通过以上的分析可知,优化后的系统可以回收 Einstein 循环制冷系统的部分内部热量,减少发生器和气泡泵的热公用工程用量,从而在制冷量不变的情况下,提高系统的性能系数。通过对 Einstein 循环制冷系统进行夹点分析,得到的优化效果如表5所示。优化后系统的总加热公用工程量减少了490.20 W,降低12.5%,总冷却公用工程量减少了4 066.00 W降低48.1%,与初始换热网络下的系统性能相比, $C_{COP}$ 值提

高了14.3%。

表5 系统优化后效果

Table 5 Results of optimized system

项目	总加热公用 工程量/W	总冷却公用 工程量/W	制冷量/W	$C_{COP}$
优化前	3 920.4	8 455.1	1 000	0.255 1
优化后	3 430.2	4 389.1	1 000	0.291 5
优化后效果/%	降低 12.5	降低 48.1	0.0	提高 14.3

### 4 结论

本文建立了 Einstein 循环制冷系统热力学模型,对其换热网络进行夹点分析,优化改造系统的换热工程。应用问题表格法来确定系统的夹点位置,计算各换热器的热负荷,绘制出系统优化前后的换热网络,得到现行换热网络中系统输入的总热公用工程量和总冷却公用工程量。他们的值分别为 3 920.4 W 和 8 455.1 W,优化后可得最小加热和冷却公用工程量分别为 3 430.2 W 和 4 389.1 W,即输入系统的热公用工程量和冷却公用工程量分别降低了 12.5% 和 48.1%;因此在制冷量保持不变的情况下,系统性能提升到 0.291 5,与初始换热网络相比, $C_{COP}$  提高了 14.3%。研究结果对 Einstein 循环制冷系统进一步的设计及性能优化提供了一种更为有效的途径。

### 参考文献:

[1] 王林,马爱华,谈莹莹,等.我国家用空调产业所面临的能源与环境问题[J].节能,2008,27(10):8-11.  
 [2] 王剑锋,高广春,陈光明.低品位不稳定热源驱动的吸收制冷循环研究[J].低温工程,1999(2):34-38.  
 [3] MEJBRI K H, EZZINE N B, GUIZANI Y, et al. Discussion of the

feasibility of the Einstein refrigeration cycle[J]. International journal of refrigeration,2006,29(1):60-70.  
 [4] 邵双全,石文星,陈华俊,等.制冷空调系统计算机仿真技术综述[J].制冷与空调,2002,2(3):10-15.  
 [5] 冯霄.过程系统节能夹点技术介绍[J].油田节能,2000(3):1-6.  
 [6] 孟继安,牛继舜,王立安.夹点技术基本原理与应用[J].黑龙江石油化工,1997(2):1-4.  
 [7] 牛继舜,孟继安.夹点技术的应用及发展方向[J].中国能源,1998(5):33-36.  
 [8] TAN Y L, MANAN Z A, FOO D C Y. Retrofit of water network with regeneration using water pinch analysis [J]. Process safety & environmental protection,2007,85(4):305-317.  
 [9] HUANG Yinlun, FAN Liangtseng. Analysis of a work exchanger network[J]. Industrial & engineering chemistry research, 1996,35(10):3528-3538.  
 [10] CHENG Chenyen, CHENG Singwang, FAN Liangtseng. Flow work exchanger[J]. Aiche journal,1967,13(3):438-442.  
 [11] NG D K S, FOO D C Y, TAN R R. Automated targeting technique for single-impurity resource conservation networks; part I direct reuse/recycle [J]. Industrial & engineering chemistry research, 2009,48(16):7637-7646.  
 [12] ZHAO Zhenhui, LIU Guilian, FENG Xiao. New graphical method for the integration of hydrogen distribution systems [J]. Industrial & engineering chemistry research,2006,45(19):6512-6517.  
 [13] SCHAEFER L A. Design analysis of the Einstein refrigeration cycle [D]. Atlanta:Georgia Institute of Technology,1998.  
 [14] 原栋文,王瑶,肖武,等.利用温焓图自动综合多流股换热器网络[J].计算机与应用化学,2007,24(2):235-238.  
 [15] LINNHOFF B, HINDMARSH E. The pinch design method for heat exchanger networks [J]. Chemical engineering science, 1983,38(5):745-763.

### 【信息·简讯】

#### · 产品介绍 ·

### ●四方电气 CA100 伺服新电控系统满足高速贴标机需求

全自动立式圆形贴标机是一种可以高速自动对瓶类产品粘贴标签的设备,一般用于生产流水线,可以自动完成产品的输送、产品定位、标签出标、产品贴标、标签抚压及成品输出等一系列工作。随着社会的发展,自动贴标机在贴标精度和效率上的要求都越来越高,现有的贴标机贴标速度已难以满足社会发展的需求,迫切需要研发出精度更高、效率更高的高速贴标机。

近日,四方电气 CA100 伺服系统成功应用于某包装公司的新型全自动高速立式圆形贴标机上,新的设计方案进行了工艺

结构及电控系统上的优化和改革,不仅提高了产品生产效率和贴标的精准度,而且能够实时自检,最大程度降低了贴标误差,满足了厂家和用户对产品生产更快更精准的要求。

#### 方案优势:

1) CA100 伺服新电控系统成功实现了出标的精准控制,严格控制每次贴标的长度及贴标位置,避免长时间运行出现的累积误差;

2) CA100 伺服新电控系统带有自检功能,在机器运行一段时间后进行重新归零操作,将一次工作过程中可能出现的误差全部消除,重新接受脉冲进行位置环反馈。

(供稿 李慧)