

热力系统的熵分析<sup>\*</sup>

杨翔翔 黄启伦

(华侨大学) (美国堪萨斯州州立大学)

**摘要** 根据热力学第二定律,应用熵平衡法对热力系统进行分析和设计.作为实例,应用此方法分析以溴化锂—水为工质的单级制冷系统和单级热转换器系统.结果表明,熵平衡法不仅可以获得如能量法和焓分析法相同的结果,而且还可清晰地揭示系统中各个过程的不可逆性,对系统性能系数和效率的影响.该系数和效率仅取决于过程的性质而与环境条件无关.

**关键词** 熵,焓,不可逆性,性能系数,效率

**符号表** COP 为性能系数;C 为比热, kJ/kgK; EFEC 为效率; h 为比焓, kJ/kg; HLIQ 为液体比焓; HVAP 为蒸汽比焓; HSOL 为溶液比焓; HSUP 为过热比焓; m 为质量流率, kg/s; P 为压力, Pa; Q 为热量, kJ/min; s 为比熵, kJ/kgK; SLIQ 为液体比熵; SVAP 为蒸汽比熵; SSOL 为溶液比熵; SSUP 为过热比熵; T 为温度, K; t 为外界温度; UA 为总传热系数; X 为吸收剂的重量百分比; x 为浓度;  $\sum$  为总和; ds 为熵增.

**下标** a 为吸收器; c 为冷凝器; e 为蒸发器; g 为发生器; H 为高; i 为第 i 个组分; L 为低; r 为制冷; re 为间壁式换热器; rev 为可逆性; sl 为溶液回路中低浓度一侧; sh 为溶液回路中高浓度一侧.

## 0 引言

热力系统的分析通常是指分析该系统的“热效率”,这一参数可以反映热力装置有效利用其输入能量的程度.应用熵平衡法可以定量地评价含有不可逆过程的热力系统的热力学效率.根据分析结果可以削弱整个系统中最关键过程的不可逆程度,从而获得经济效益最佳的热力系统.

本文1992-10-27收到.

\* 曾在美国亚特兰大举行的1992年国际动力工程会议上宣读.原文为英文,由华侨大学机械工程系讲师李亮斌翻译.

在实际工程中通常有两种建立热力系统性能模型的方法,即能量分析法和焓分析法.最近,Alefeld[1]介绍了一种新的分析方法,用以分析压缩机热泵装置的运行状况,他根据热力学第二定律,应用熵平衡法推导出该装置性能系数的表达式.本文的主要内容就是根据热力学的基本定律,应用焓分析法去开发热力系统的分析程序.

作为分析研究的实例,本文应用熵平衡法分析两个以溴化锂—水为工质的吸收式循环,这两个循环是:(1)单级制冷循环;(2)单级热转换循环.这种吸收式循环的原理在文献[2-5]中已有详细介绍.图1示出最基本的吸收式制冷循环的方框图,这类制冷循环通常应用在飞机的空调装置上,图2示出热转换系统的方框图,这类热转换器主要用于工业过程中回收废热以减少燃料的消耗,图中均标明系统每一组元应具有的温度和压力参数的大致轴向位置.

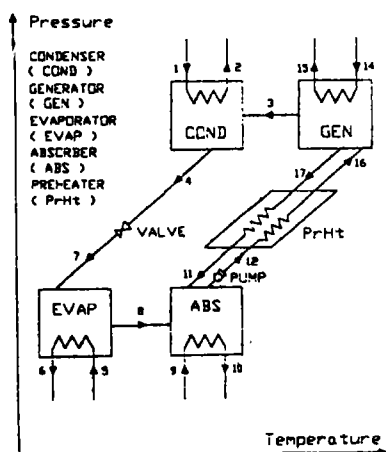


图1 吸收式制冷循环方框图

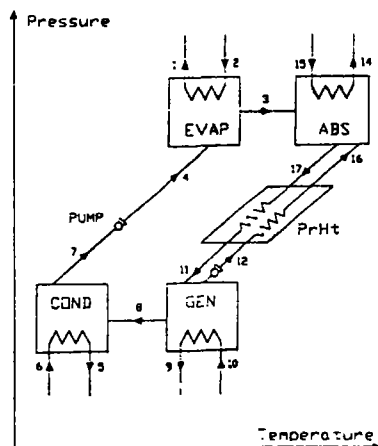


图2 吸收式热转换循环方框图

焓分析法可以确定系统的性能,同时还可以判定系统中各过程的不可逆程度.本文对焓分析法所得的结果与能量分析法所得的结果进行比较分析,文中还就这一分析结果与吸收式循环的数据进行了比较,这些数据是由美国国立 Oak Ridge 实验室采用溴化锂—水作为工质的吸收式循环装置中实测得到的.

熵平衡法可以将系统的不可逆性与由于过程的不可逆而增加的运行成本关联起来,如果采用闭路计算机控制系统,可以实现对该热力系统运行状况的最优控制.

## 1 分析方法

本文研究的吸收式热力系统需作如下假定:忽略过热和过冷,不计及压力降落,相平衡,稳态,不考虑系统各组元的热损失,以及在等温下传热.

图1示出单级吸收式制冷循环系统的方框图,图中每一状态点都对应着该状态下工质的温度和压力,将系统的每一组元看作是一个相对独立的单元,每一单元有自己的输入量和输出量,并以此同其他单元相联系.系统的控制方程可以根据如下的守恒定律和状态方程获得:(1)能量平衡;(2)质量平衡;(3)熵平衡;(4)吸收平衡;(5)传热方程;(6)状态方程.

其中,用于计算的热力参数可参考文献[6-11],由此可整理出以下方程.

冷凝器:  $m_r(h_3 - h_4) = m_c c(T_2 - T_1),$   
 $m_c c(T_2 - T_1) = UA_c \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{\ln[(T_3 - T_2)/(T_4 - T_1)]},$   
 $h_3 \equiv \text{HVAP}(T_3, P_H), \quad h_4 \equiv \text{HLIQ}(T - 4), \quad P_H \equiv f(T_4),$   
 $s_3 \equiv \text{SSUP}(T_3, P_H), \quad s_4 \equiv \text{SLIQ}(T_4), \quad s_1 \equiv \text{SLIQ}(T_1),$   
 $s_2 \equiv \text{SLIQ}(T_2), \quad ds_c = m_c(s_2 - s_1) - m_r(s_3 - s_4).$

阀:  $h_7 = h_4, \quad h_r \equiv \text{HLIQ}(T_8),$   
 $x = (h_7 - h_r)(h_8 - h_r), \quad s_r \equiv \text{SLIQ}(T_8), \quad s_8 \equiv \text{SVAP}(T_8),$   
 $s_7 = (s_8 - s_r) \cdot X + s_r, \quad ds_v = m_r(s_7 - s_4).$

蒸发器:  $m_r(h_7 - h_8) = m_e c(T_6 - T_5),$   
 $m_e c(T_6 - T_5) = UA_e \frac{(T_8 - T_6) - (T_8 - T_5)}{\ln[(T_8 - T_6)/(T_8 - T_5)]},$   
 $h_8 \equiv \text{HVAP}(T_8), \quad P_L \equiv f(T_8), \quad s_5 \equiv \text{SLIQ}(T_5), \quad s_6 \equiv \text{SLIQ}(T_6),$   
 $ds_e = m_r(s_8 - s_7) - m_e(s_5 - s_6).$

吸收器:  $m_d = m_r + m_{sh}, \quad x_{H1} = x_1 m_d,$   
 $m_r h_8 + m_{sh} h_{11} - m_d h_{12} = m_a c(T_{10} - T_9),$   
 $m_a c(T_{10} - T_9) = UA_a \frac{(T_{13} - T_{10}) - (T_{12} - T_9)}{\ln[(T_{13} - T_{10})/(T_{12} - T_9)]},$   
 $h_{12} \equiv \text{HSOL}(T_{12}, x_L), \quad P_L \equiv f(T_{12}, x_L), \quad h_{11} \equiv \text{HSOL}(T_{11}, x_H),$   
 $P_L \equiv f(T_{13}, x_H), \quad s_9 \equiv \text{SLIQ}(T_9), \quad s_{10} \equiv \text{SLIQ}(T_{10}),$   
 $s_{11} \equiv \text{SSOL}(T_{11}, x_H), \quad s_{12} \equiv \text{SSOL}(T_{12}, x_L),$   
 $ds_a = m_a(s_{10} - s_9) - (m_r s_8 + m_{sh} s_{11} - m_d s_{12}).$

发生器:  $m_r h_3 + m_{sh} h_{17} - m_d h_{16} = m_g c(T_{14} - T_{15}),$   
 $m_g c(T_{14} - T_{15}) = UA_g \frac{(T_{15} - T_{18}) - (T_{14} - T_3)}{\ln[(T_{15} - T_{18})/(T_{14} - T_3)]},$   
 $h_{16} \equiv \text{HSOL}(T_{16}, x_L), P_H \equiv f(T_{18}, x_L), h_{17} \equiv \text{HSOL}(T_{17}, x_H)$   
 $s_{17} \equiv \text{SSOL}(T_{17}, x_H), \quad s_{14} \equiv \text{SLIQ}(T_{14}), s_{15} \equiv \text{SLIQ}(T_{15}),$   
 $ds_g = (m_r s_3 + m_{sh} s_{17} - m_d s_{16}) - m_g(s_{14} - s_{15}).$

间壁式换热器:  $m_{sh}(h_{v17} - h_{v11}) = m_d(h_{16} - h_{12}),$   
 $m_{sh} c(T_{17} - T_{11}) = UA_{sh} \frac{(T_{17} - T_{16}) - (T_{11} - T_{12})}{\ln[(T_{17} - T_{16})/(T_{14} - T_3)]}$   
 $ds_r = m_{sh}[s_{16} - s_{12} - m_d(s_{17} - s_{11})].$

式中  $ds_i$  是第  $i$  过程的不可逆熵增.

根据图1所示的吸收式循环,应用热力学第一定律和第二定律可写出如下方程. 第一定律为

$$Q_g + Q_e = Q_c + Q_a, \quad (1)$$

第二定律

$$\frac{Q_c}{t_c} = \frac{Q_a}{t_a} - \frac{Q_g}{t_g} - \frac{Q_e}{t_e} = \sum ds_i, \quad (2)$$

式(2)中等式右边项为循环的总熵增. 由式(1)、(2)消去  $Q_c$  可得

$$Q_g \left( \frac{1}{t_a} - \frac{1}{t_g} \right) + Q_e \left( \frac{1}{t_a} - \frac{1}{t_e} \right) + Q_c \left( \frac{1}{t_e} - \frac{1}{t_a} \right) = \sum ds_i \quad (4)$$

或

$$Q_g = Q_e \frac{t_g(t_a - t_e)}{t_e(t_g - t_a)} - Q_c \frac{t_g(t_a - t_e)}{t_e(t_g - t_a)} + \frac{t_a t_g}{t_g - t_a} \sum ds_i. \quad (5)$$

由于同一热源同时作用于吸收器和冷凝器, 因而可认为冷凝器和吸收器具有相同的温度. 因此, 输入系统的热流量可用下式表达

$$Q_g = Q_e \frac{t_g(t_a - t_e)}{t_e(t_g - t_e)} + \frac{t_a t_g}{t_g - t_e} \sum ds_i, \quad (6)$$

式中  $t_e$  为热源的溫度, 式(6)中第一项代表单级可逆制冷循环运行时所需最小能量, 第二项为系统制冷量一定时, 为了克服循环的不可逆性所需的附加能量.

用于描述制冷循环的性能指标是制冷系数, 即热力系统的性能系数 COP, 可定义如下

$$\text{COP} = \frac{\text{蒸发过程吸收的热量}}{\text{发生器输入的能量}},$$

即

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g}. \quad (7)$$

式(6)代入式(7)可得

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{t_e(t_g - t_a)}{t_g(t_a - t_e)} + \frac{Q_e t_e(t_a - t_e)}{Q_g t_e(t_a - t_e)} - \frac{t_a t_e \sum ds_i}{Q_g(t_a - t_e)}, \quad (8)$$

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{t_e(t_g - t_e)}{t_g(t_e - t_e)} - \frac{t_a t_e \sum ds_i}{Q_g(t_e - t_e)}, \quad (9)$$

式(9)的第一项代表可逆过程这一极限情况, 第二项代表了由于不可逆性的存在而引起的 COP 值的减少量. 因此, 循环的效率可表达为

$$\text{EFFC} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{rev}}}. \quad (10)$$

将式(9)代入式(10)可得

$$\text{EFFC} = 1 - \frac{t_g t_e \sum ds_i}{Q_g t_e(t_g - t_a) + Q_e t_g(t_a - t_e)}. \quad (11)$$

由于吸收器和冷凝器的温度相同, EFFC 的表达式可写为

$$\text{EFFC} = 1 - \frac{t_g t_e \sum ds_i}{Q_g(t_g - t_e)}, \quad (12)$$

式(12)表明了不可逆性对循环效率的影响. 比如, 循环是可逆的, 即循环中没有熵增, 则系统的效率为 100%. 同理, 根据热力学第一定律和第二定律, 可以分析单级热转换系统, 由此可以求得热转换器的热流量输入、性能系数 COP 及效率 EFFC 的表达式

$$Q_{\text{输入}} = Q_a \frac{t_m(t_n - t_l)}{t_h(t_m - t_l)} + \frac{t_l t_m}{t_m - t_l} \sum ds_i, \quad (13)$$

$$COP = \frac{Q_a}{Q_{\text{输入}}} = \frac{t_h(t_m - t_l)}{t_m(t_h - t_l)} - \frac{t_h t_l}{Q_{\text{输入}}(t_h - t_l)} \sum ds_i, \tag{14}$$

$$EFFC = \frac{COP}{COP_{\text{可逆}}} = 1 - \frac{t_h t_l}{Q_{\text{输入}}(t_h - t_l)} \sum ds_i, \tag{15}$$

其中在  $t_l$  和  $t_h$  分别代表低温热源和高温热源的温 度,  $t_m$  是热源平均温 度. 式(6)、(9)、(12)和式(13)、(14)、(15)分别为单级制冷循环和单级热转换循环的分析结果.

2 结果与讨论

表1列出了用熵平衡法计算的单级吸收式制冷循环系统的结果. 表中第一列是系统中各组元的名称,它是根据它们在系统中熵增量的百分比大小排列起来的. 第二列和第三列数据分别表示输入和输出各组元的熵值;第四列数据表示各组元在实际过程中由于不可逆性引起熵增,通过这一列数据可以提供人们集中力量去改善热力系统的运行状况;最后一列数据是系统各组元的熵增占整个系统熵增量的百分比. 由表中数据分析可见,整个系统中,吸收器的熵增占整个系统的熵增的比例最大,超过43%. 由此可知,为提高循环效率,在设计时应采取有效措施以减小吸收过程的不可逆程度.

表1 制冷循环熵分析

组 元	熵 $kJ/min (K)$			百分比 %
	输 入 量	输 出 量	增 量	
吸 收 器	3. 1172	3. 1998	0. 0826	43. 11
	1. 6414	1. 6849	0. 0435	
发 生 器	2. 9633	2. 9971	0. 0339	17. 69
	1. 5604	1. 5782	0. 0178	
冷 凝 器	2. 8623	2. 8934	0. 0311	16. 23
	1. 5072	1. 5235	0. 0164	
蒸 发 器	2. 9384	2. 9681	0. 0297	15. 50
	1. 5472	1. 5629	0. 0156	
预 热 器	0. 9515	0. 9604	0. 0088	4. 59
	0. 5010	0. 5057	0. 0167	
阀	0. 1720	0. 1775	0. 0055	2. 87
	0. 0906	0. 0935	0. 0029	
系 统	5. 9016	6. 0932	0. 1916	100. 00
	3. 1075	3. 2084	0. 1009	

我们还用焓分析法对同一系统进行了研究,为了便于比较,表2列出焓分析法所得结果. 表中第一列是系统中各组元的名称,它是根据它们在中所使用的有效能损失大小排列起来的,第二列和第三列数据分别表示输入和输出各组元的焓值,第四列数据表示各组元的有效能(焓)损失,最后一列数据表示焓效率,它被定义为输入焓与输出焓的百分比.

表2 制冷循环焓分析

组 元	温 度(K)	焓 kJ/min		损 失	焓效率 %
		输 入	输 出		
吸 收 器	298	124.6	78.56	46.05	63.0
发 生 器	298	295.4	274.6	20.80	93.0
冷 凝 器	298	54.84	34.54	20.30	63.0
蒸 发 器	298	-73.17	-88.71	15.54	—
预 热 器	298	55.08	50.83	4.25	92.3
阀	298	420.8	417.8	2.99	99.3
系 统	298	221.9	113.1	108.8	51.0

对比表1和表2所列的数据,表明焓分析法和熵分析法两者都可以反映出系统各个组元的不可逆性和损失,但是值得注意的是,有效能(焓)的损失正比于熵增. 焓损值等于熵增值乘以环境温度  $t_0$ ,而作为环境温度  $t_0$ 的取值是比较不确定的, $t_0$ 作为反映实际过程中环境状态的参数,随环境而改变,而与过程参数无关. 过程的效率仅取决于过程参数,即主要取决于过程温度,而不是环境温度. 因此,用熵平衡法进行分析可以获得更加合理的结果.

图3、4为单级制冷循环系统的 COP 值和热流量输入值,从图中可以看出,采用上述两种方法分析的结果相当吻合,这就说明,完全可以用熵平衡法分析和设计热力系统.

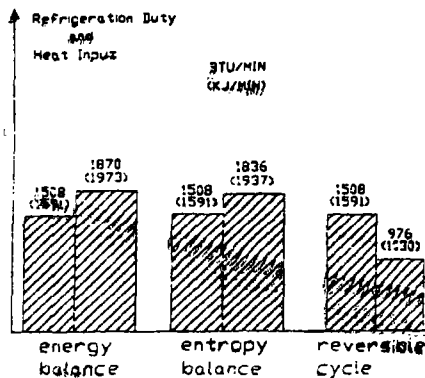


图3 制冷循环 COP 值比较

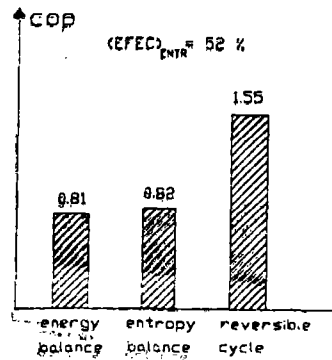


图4 制冷循环热流量输入值比较

为了说明不可逆性对系统各组元输入热流量的影响,图5示出单级制冷系统输入热流量的分布情况,结果表明,系统可逆循环运行时所需的最小焓值为1029kJ/min,而不可逆循环运行所需的用以克服过程不可逆性的附加热流量输入也相应列在图上.

此外,为表明不可逆性以 COP 值的影响,图6描述了焓损失对 COP 值的影响,由图可见,可逆循环的最大 COP 值为1.55,图中还表明了各过程的 COP 减少值,结果表明,吸收器的 COP 减小值为最大.

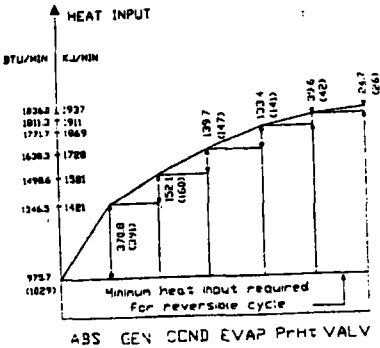


图5 制冷循环热流量输入分布图

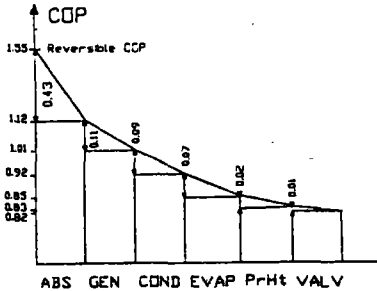


图6 制冷循环熵损失对 COP 值的影响

表3 热转换系统熵分析

组 元	熵 kJ/min (K)			百分比 %
	输入量	输出量	增 量	
吸 收 器	4.1050	4.2723	0.1674	36.99
	2.1609	2.24889	0.0881	
发 生 器	4.4476	4.5721	0.1245	27.51
	2.3412	2.4067	0.0655	
蒸 发 器	4.6733	4.7607	0.0874	19.31
	2.4600	2.5060	0.0460	
冷 凝 器	5.2406	5.3012	0.0606	13.39
	2.7587	2.7906	0.0319	
预 热 器	1.1444	1.1316	0.0128	2.83
	0.6024	0.5957	0.0067	
系 统	9.1209	9.5736	0.4526	100.00
	4.8012	5.0395	0.2382	

表4 热转换系统熵分析

组 元	温 度(K)	熵 kJ/min			熵效率 %
		输 入	输 出	损 失	
吸 收 器	298	473.5	379.0	94.53	80.0
发 生 器	298	272.1	208.3	63.80	76.6
冷 凝 器	298	288.4	241.7	46.73	83.8
蒸 发 器	298	-23.44	-70.06	46.62	—
预 热 器	298	81.39	75.19	6.20	92.4
系 统	298	560.5	308.9	251.6	55.1

本文还用熵分析法,能量分析法和熵分析法对单级热转换系统进行了同样的分析研究,结果列于表3-4以及图7-10.表4和表5的数据再一次表明,熵分析法和熵分析法所得结论是相当的一致.图7和图8示出由实验测得的 COP 值和热流量输入值,从这些图示中可以看到,无论

是采用能量分析法或是采用熵分析法,或者是由实验测得的结果,它们之间大体相同.图9表示系统中各组元的不可逆性对输入热流量的影响,图10则表示各组元的不可逆性对 COP 值的影响.所有这些图表都进一步证明,可以应用熵分析法去对热力系统进行分析和设计.

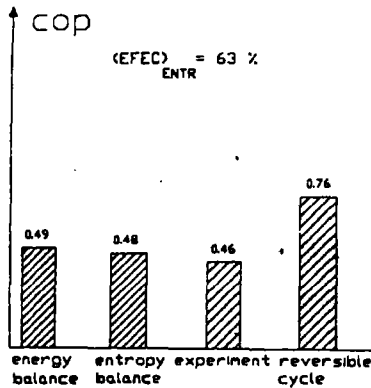


图7 热转换系统的 COP 比较

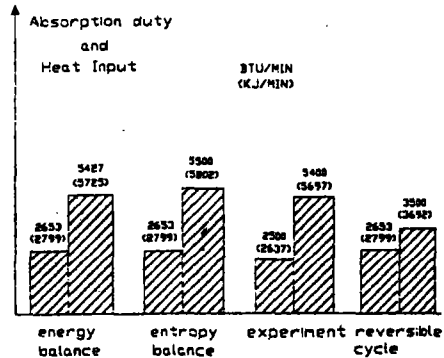


图8 热转换系统热流量输入值比较

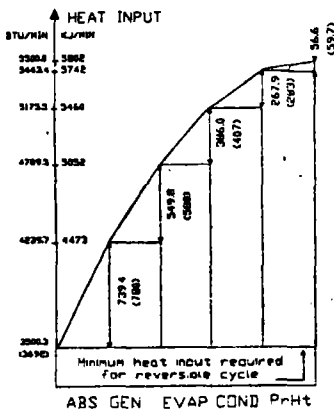


图9 热转换系统热流量输入值分布图

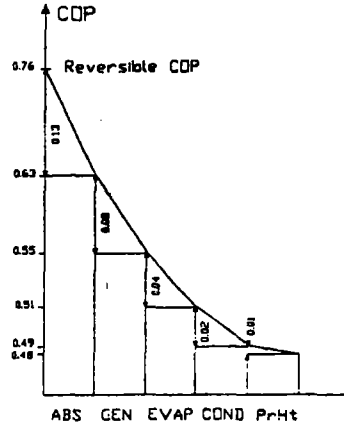


图10 热转换系统 COP 值的影响

### 3 结论

以上研究结果表明,熵平衡法分析的结果与焓平衡法或能量平衡法分析的结果是相同的.然而,熵平衡法的优点是:该方法可以明确并且定量地表明过程不可逆性对循环参数的影响,如与焓平衡法比较,熵平衡法是根据过程的温度而不是环境的温度来决定过程的效率.因此,熵平衡技术可以提供热流量输入的总分布图,表明各个组元由于其不可逆性所需增加的热流量输入(不决定于环境温度).此外,熵平衡法还可以精确地表明每一组元的不可逆性对



COP 值和系统热效率的影响.

用熵平衡对热力系统进行分析时只需要工质的熵值,而焓平衡法则同时需要焓值和熵值.遗憾的是,目前文献中有关不同工质的熵值不容易得到.一旦系统工质的熵值确定了,用熵平衡法可以有效地对这一系统进行分析,根据这一研究结果,可以改善热力系统的运行性能,最后获得最优化组合的热力系统.

### 参 考 文 献

- [1] Alefeld, G. , *Efficiency of compressor heat pumps and refrigerators derived from the second law of thermodynamics*, Int. J. Refrigeration, 10, 11 (1987).
- [2] ASHRAE Handbook Committee, *ASHRAE handbook*, 1985 fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, USA, (1985).
- [3] Bjurstrom, H. and Raldow, W. , *The absorption process for heating, cooling and energy storage-an historical survey*, Int. J. Energy Research, 5, (1981).
- [4] Brunk, M. F. , *Thermodynamic and physical properties of the lithium bromide solution as the base for the process simulation of absorption refrigerating installations*, Ki Klima Kaelte Heizung, 10, 10 (1982).
- [5] Boryta, D. A. , Mass, A. J. and Graut, C. B. , *Vapor pressure-temperature-concentration relationship for system Li-Br and water (40-70% lithium bromide)*, J. Chem. Eng. Data, 20, (1975).
- [6] Cheng, C. C. and Shih, Y. S. , *Exergy and energy analysis of absorption heat pumps*. Int. J. Energy Research, 12, (1988).
- [7] Grossman, G. and Michelson, E. , *A modular computer simulation of absorption systems*, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, Tennessee, USA, (1984).
- [8] Gupta, C. P. and Sharma, C. P. , *Entropy values of LiBr-water solutions and their vapors*, ASHRAE Trans. , 82, (1976).
- [9] Huntley, W. R. , *Performance test results of lithium bromide-water absorption heat pump that uses low-temperature waste heat*, US Department of Energy, DE-ACO5-84OR21400, 6 (1984).
- [10] Koehler, W. , Ibele, W. E. , Winter, E. R. and Soltes, J. , *Entropy values of aqueous solutions of lithium bromide and approximation equation*, ASHRAE Trans. , 93, (1987).
- [11] Koehler, W. , Ibele, W. E. , *Availability simulation of a lithium bromide absorption heat pump*, Heat Recovery Systems CHP, 8, 2 (1988).

## Entropy Analysis of Thermal Systems

Yang Xiangxiang D. L. D. Huang

(Huaqiao University) (Kansas State University, USA)

**Abstract** A method of entropy balance based on the second law of thermodynamics was applied to analyse and design thermal systems. As an example, the entropy balance method

was applied to analyse a single stage chiller system and a single stage heat transformer, both with lithium-bromide/water as the working fluid. The entropy balance method yields not only the same information as was conveyed by the methods of energy and exergy analysis, but it also predicts clearly the influence of irreversibilities of individual components on the coefficient and effectiveness of performance, both based on the process properties rather than on ambient conditions.

**Key Words** entropy, exergy, irreversibility, coefficient of performance, effectiveness.