

基于实验数据的复叠式高温热泵系统先进焓分析

胡晓微,李观铭,董胜明,张 蓓
(天津商业大学 机械工程学院,天津 300134)

摘要:为了研究复叠式高温热泵系统各部件焓损分布特性及其产生的原因以指明系统优化方向,通过搭建实验台,实现了90℃的大温差升温(30~120℃)。基于实验数据,分别采用常规焓分析和先进焓分析(advanced exergy analysis)方法对复叠式热泵系统进行分析。结果显示:高温压缩机和低温压缩机的焓损失最大,系统的内源焓损失占总焓损失的93.73%,可避免焓损失占总焓损失的70.79%,表明焓损失主要来自于部件本身,且部件的改进潜力很大;高温压缩机、低温压缩机和高温冷凝器的内源可避免焓损失最大,在系统优化时应当优先考虑这些部件,可减少系统51.04%的焓损失。

关键词:先进焓分析;复叠式系统;高温热泵;优化

中图分类号:TK115;TK123 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.11.012

[引用本文格式]胡晓微,李观铭,董胜明,等.基于实验数据的复叠式高温热泵系统先进焓分析[J].热能动力工程,2021,36(11):87-93. HU Xiao-wei, LI Guan-ming, DONG Sheng-ming, et al. Advanced exergy analysis of cascade high-temperature heat pump system based on experimental data[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(11): 87-93.

Advanced Exergy Analysis of Cascade High-temperature Heat Pump System based on Experimental Data

HU Xiao-wei, LI Guan-ming, DONG Sheng-ming, ZHANG Bei

(College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Commerce, Tianjin, China, Post Code: 300134)

Abstract: In order to study the characteristics and causes of the exergy loss distribution of the components of cascade high-temperature heat pump system to clarify the direction of system optimization, the experimental bench of cascade high-temperature heat pump system was built to achieve the large temperature rise of 90℃ (30℃ to 120℃). The conventional and advanced exergy analysis methods were respectively adopted to study the cascade heat pump system based on the experimental data. The results show that the exergy losses of high-temperature and low-temperature compressors are the highest. The endogenous and the avoidable exergy losses of the system account for 93.73% and 70.79% of the total exergy loss respectively. It is indicated that the exergy loss is mainly resulted from component itself and the potential for component improvement is considerable. The endogenous and avoidable exergy losses of the high-temperature and low-temperature compressors and high-temperature condenser are the largest, so these components should be considered preferentially during the system optimization, which can reduce 51.04% of the system exergy loss.

Key words: advanced exergy analysis, cascade system, high-temperature heat pump, optimization

收稿日期:2020-12-29; 修订日期:2021-02-02

基金项目:天津市自然科学基金(18JCYBJC90500);天津市科学技术局技术创新引导专项(基金)(20YDTPJC01150)

Fund-supported Project: Natural Science Foundation of Tianjin(18JCYBJC90500); Technical Innovation Guidance Special Project of Tianjin Science and Technology Bureau(20YDTPJC01150)

作者简介:胡晓微(1969-),女,浙江金华人,天津商业大学副教授。

通讯作者:董胜明(1987-),男,河北沧州人,天津商业大学讲师。

引 言

工业生产过程需要更高的温度范围,尤其是在 $100 \sim 130\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间,因此开发出能够输出 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上温度的高温热泵,对于满足工业需求,减少化石燃料消耗,实现节能减排和可持续发展具有重要意义^[1]。

对于高温热泵系统的研究,姚远等人^[2]就两种高温热泵的研究现状进行了详细阐述,并指出高温蒸汽压缩式热泵的研究工作主要集中在循环结构和工质选择上。庄绪成等人^[3]利用螺杆式高温热泵实验台对比分析了 R134a/R245fa 和 R245fa 的循环性能,结果表明,混合工质的制热量更高,但 R245fa 的冷凝压力和排气温度较低,更适合于高出水温度的热泵。杨金文等人^[4]将 R245fa 作为高温热泵工质,通过实验将水温从 $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 提高至 $105.7\text{ }^{\circ}\text{C}$,并指出该工质具有应用于更高温度运行工况的潜质。

焓分析基于热力学第二定律,能够确定系统中不可逆焓损失的位置和大小,已有许多研究学者利用焓分析的方法对不同的系统进行了研究。Gholamian E 等人^[5]对二氧化碳-氨复叠制冷系统进行了模拟,通过焓分析,指出 CO_2 节流阀、 CO_2 压缩机和蒸发冷凝器是需要改进的部件。赵帅等人^[6]利用焓分析的方法对往复式活塞压缩机带中间喷液冷却的制冷系统的实验结果进行了分析,得到单级活塞压缩系统焓损失较大的部分是压缩机和膨胀阀,加入该中间冷却系统后,部件的焓损失及焓损比有所下降。另外,还有一些学者对天然气热电联产系统、有机朗肯循环发电系统以及喷射制冷循环系统也进行了焓分析,并针对当前系统提出了改进建议^[7-9]。

将常规焓分析中的焓损失进一步细分为内源和外源焓损失、可避免和不可避免焓损失。通过定量地确定系统中部件本身和部件之间的相互作用引起的焓损失,从而更加准确地判断系统改进的优先程度以及改进潜力,这种方法被称为先进焓分析^[10]。虽然有很多学者已在系统分析中采用了焓分析的方法,但是对于复叠式高温热泵系统,尤其是 $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上的高温领域,这一方面的研究很少,且大部分研究中使用的是模拟结果,与实际实验结果相比,依然有一定的差别。

本文以 R134a 作为低温工质,以 R245fa 作为高温工质,利用复叠式高温热泵系统,在热源温度为 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的条件下,制出 $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的高温水,实现了 $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的大温差制热。同时,将实验数据作为焓分析中的实际循环参数,利用先进焓分析的方法分析该系统的不可逆损失,定量的评估系统改进潜力并给出改进建议。

1 实验系统介绍

复叠式高温热泵系统主要由采用不同工质的高低温循环组成,每个循环中都包括蒸发器、压缩机、冷凝器和节流阀。其中,低温冷凝器和高温蒸发器使用同一个部件,称为蒸发冷凝器。实验系统如图 1 所示。在复叠式热泵系统的低温侧配备有恒温水箱,作为热源。在高温侧连接水循环系统,并将制备的热水储存在高温水罐内。同时,在高温水循环中增加了 1 台室外风机,用于稳定实验过程中的高温水温度。

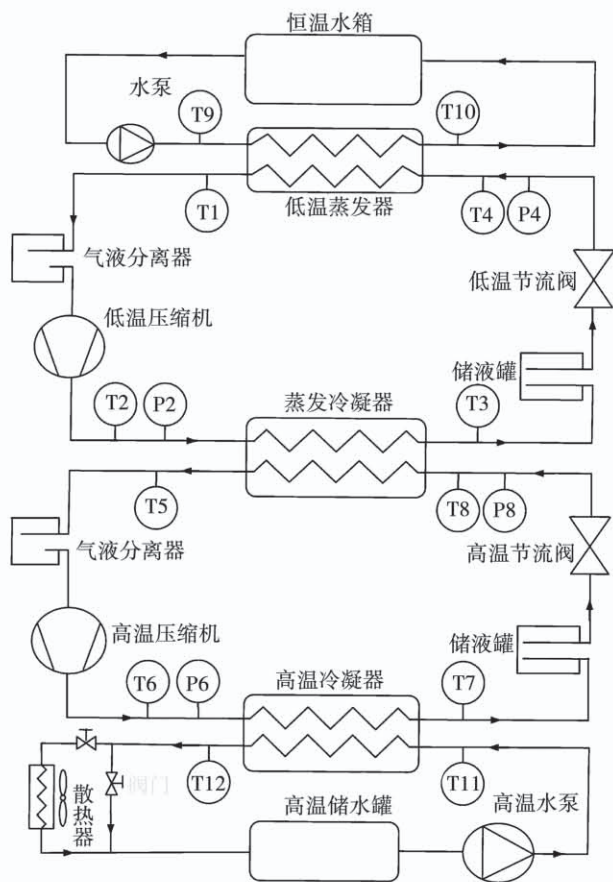


图 1 实验系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental system

系统以 R134a 作为低温循环工质,以 R245fa 作为高温循环工质,热源温度和制热温度分别设定为 30 和 120 ℃。图 2 为基于实验数据确定的复叠式高温热泵温-熵图。

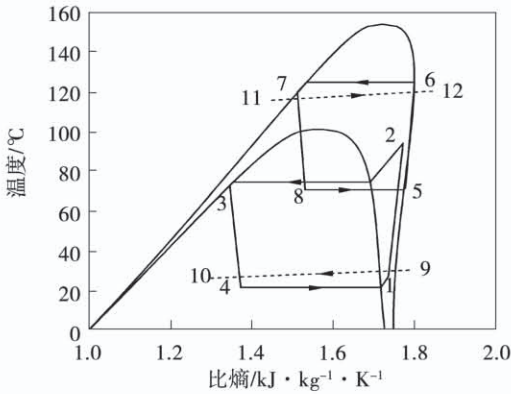


图 2 实验结果温-熵图

Fig. 2 Tephigram of experimental results

2 焓分析方法

焓是系统状态偏离环境状态的量度,表示可用能量转化为功的潜力^[11]。对于复叠式热泵系统,换热器的换热温差、压缩和节流过程的不可逆性,都会造成系统的焓损失。在热力学第二定律的基础上,通过常规焓分析,可以计算出系统中各部件的焓损失和焓效率,确定出不可逆损失最大的部件。但该方法没有考虑到系统运行过程中,各部件之间的相互影响以及部件本身可以改进的潜力,因此有一定的局限性。而先进焓分析的方法,在常规焓分析的基础上,将焓损失分为内生和外生焓损失、可避免和不可避免焓损失,通过分析分解后的各个部分,可以准确地判断出焓损失的来源,进而确定各个部件之间的相互影响规律以及改进潜力最大的部件^[12-13]。

2.1 常规焓分析

在不考虑磁、电、核和表面张力的情况下,焓包括物理焓 E^{PH} , 化学焓 E^{CH} , 动能焓 E^{KN} 和势能焓 E^{PT} ^[14-15]:

$$E = E^{\text{PH}} + E^{\text{CH}} + E^{\text{KN}} + E^{\text{PT}} \quad (1)$$

在复叠式热泵系统中,由于没有化学反应,所以不考虑化学焓的计算。同时,假设动能焓忽略不

计,势能焓在各个部件的进出口相等,因此在计算状态点 j 的焓值时只考虑物理焓^[15]:

$$E_j = E_j^{\text{PH}} = m e_j^{\text{PH}} = m [(h_j - h_0) - T_0 (s_j - s_0)] \quad (2)$$

式中:下标 0—参考环境状态,本文中环境温度 t_0 为 15 ℃,压力 p_0 为 0.101 MPa。

在对系统和部件进行焓分析时,可以通过燃料焓 E_F 、收益焓 E_P 和焓损失 E_D 来计算焓平衡^[15]:

$$E_F = E_P + E_D \quad (3)$$

常规焓分析中使用焓效率 ε 和焓损比 y 对系统性能进行评价。焓效率代表系统或部件的收益焓与燃料焓的比值^[15]:

$$\varepsilon = E_P / E_F \quad (4)$$

$$\varepsilon_{\text{tot}} = E_{P,\text{tot}} / E_{F,\text{tot}} \quad (5)$$

式中:下标 tot 表示系统整体。

焓损比 y 表示第 k 个部件或系统整体的焓损失与其燃料焓的比值, y^* 表示部件的焓损失占系统总焓损失的比例^[15-16]:

$$y_k = E_{D,k} / E_{F,\text{tot}} \quad (6)$$

$$y_{\text{tot}} = E_{D,\text{tot}} / E_{F,\text{tot}} \quad (7)$$

$$y^* = E_D / E_{D,\text{tot}} \quad (8)$$

系统中各个部件的焓计算模型如表 1 所示^[15-16]。

2.2 先进焓分析

对于复叠式热泵系统,由于高低温循环会通过蒸发冷凝器相互进行影响,因此各个部件之间便会有联系。为了便于在焓分析下进行系统优化,就必须考虑到这些部件相互之间的作用^[17]。

由部件本身引起的焓损失被称为内源焓损失 E_D^{EN} , 由其他部件对该部件的影响所造成的焓损失称为外源焓损失 E_D^{EX} , 这两部分的总和即为实际条件运行下的部件焓损失:

$$E_D = E_D^{\text{EN}} + E_D^{\text{EX}} \quad (9)$$

对于部件内、外源焓损失的计算可以判断其焓损失主要是来源于自身还是其他部件,从而确定系统优化时应当关注当前部件还是其他部件。部件的内源焓损失与其自身有关,因此需要建立当前部件以实际条件运行且其他部件以理想条件运行时的循环,该循环所得到的焓损失即部件的内源焓损失。

表 1 复叠式高温热泵系统的焓分析计算模型

Tab. 1 Exergy analysis and calculation models of the cascade high-temperature heat pump system

部件	燃料焓	产品焓	焓损失
低温蒸发器 (ev)	$E_{F, ev} = m_{w, ev} (e_9 - e_{10})$	$E_{P, ev} = m_L (e_1 - e_4)$	$E_{D, ev} = E_{F, ev} - E_{P, ev}$
低温压缩机 (LTC)	$E_{F, LTC} = W_{LTC}$	$E_{P, LTC} = m_L (e_2 - e_1)$	$E_{D, LTC} = E_{F, LTC} - E_{P, LTC}$
蒸发冷凝器 (CHX)	$E_{F, CHX} = m_L (e_2 - e_3)$	$E_{P, CHX} = m_H (e_5 - e_8)$	$E_{D, CHX} = E_{F, CHX} - E_{P, CHX}$
低温节流阀 (LTTV)	$E_{F, LTTV} = m_L (e_3^T + e_3^M - e_4^M)$	$E_{P, LTTV} = m_L e_4^T$	$E_{D, LTTV} = E_{F, LTTV} - E_{P, LTTV}$
高温压缩机 (HTC)	$E_{F, HTC} = W_{HTC}$	$E_{P, HTC} = m_H (e_6 - e_5)$	$E_{D, HTC} = E_{F, HTC} - E_{P, HTC}$
高温冷凝器 (con)	$E_{F, con} = m_H (e_6 - e_7)$	$E_{P, con} = m_{w, con} (e_{12} - e_{11})$	$E_{D, ev} = E_{F, con} - E_{P, con}$
高温节流阀 (HTTV)	$E_{F, HTTV} = m_H (e_7^T + e_7^M - e_8^M)$	$E_{P, HTTV} = m_H e_8^T$	$E_{D, HTTV} = E_{F, HTTV} - E_{P, HTTV}$
系统 (tot)	$E_{F, tot} = E_{F, LTC} + E_{F, HTC} + E_{F, ev}$	$E_{P, tot} = E_{P, con}$	$E_{D, tot} = \sum E_D$

通过将焓损失分为可避免焓损失 E_D^{AV} 和不可避免焓损失 E_D^{UN} , 可以得到系统和部件真正的提升能力, 分解计算公式为:

$$E_D = E_D^{UN} + E_D^{AV} \tag{10}$$

不可避免焓损失主要是由于技术限制造成的, 这部分不可逆损失在当前技术条件下很难避免, 因此应当关注可避免焓损失。对于不可避免焓损失的计算, 需要对系统做出假设, 包括换热器的窄点温差、等焓节流过程以及压缩机的等熵效率。由该假设条件下的循环结果, 再根据式 (11) 计算得到:

$$E_D^{UN} = E_P (E_D/E_P)^{UN} \tag{11}$$

式中: $(E_D/E_P)^{UN}$ —不可避免循环中焓损失与收益焓的比。

将焓损进一步拆分为 4 部分, 即内源可避免焓

损失 $E_D^{AV, EN}$ 、内源不可避免焓损失 $E_D^{UN, EN}$ 、外源可避免焓损失 $E_D^{AV, EX}$ 以及外源不可避免焓损失 $E_D^{UN, EX}$:

$$E_D = E_D^{AV, EN} + E_D^{UN, EN} + E_D^{AV, EX} + E_D^{UN, EX} \tag{12}$$

$$E_D^{UN, EN} = E_P^{EN} (E_D/E_P)^{UN} \tag{13}$$

$$E_D^{AV, EN} = E_D^{EN} - E_D^{UN, EN} \tag{14}$$

$$E_D^{UN, EX} = E_D^{UN} - E_D^{UN, EN} \tag{15}$$

$$E_D^{AV, EX} = E_D^{EX} - E_D^{UN, EX} \tag{16}$$

式中: E_P^{EN} —计算内源焓损失时循环的收益焓。

3 计算结果分析

根据实验结果, 系统稳定时各状态点参数如表 2 所示。对系统的理想条件和不可避免条件做出的假设, 如表 3 所示^[18]。需要说明的是, 在理想循环和不可避免循环中, 工质节流过程分别为等熵和等焓过程。

表 2 各状态点的实验结果

Tab. 2 Experimental results at various state points

状态点	工质	压力/MPa	温度/℃	比焓/kJ · kg ⁻¹	比熵/kJ · (kg · K) ⁻¹	流量/kg · s ⁻¹	比焓/kJ · kg ⁻¹
1	R134a	0. 60	27. 16	416. 16	1. 74	0. 06	39. 21
2	R134a	2. 34	94. 10	457. 68	1. 77	0. 06	70. 50
3	R134a	2. 34	72. 95	309. 32	1. 35	0. 06	44. 49
4	R134a	0. 60	21. 57	309. 32	1. 37	0. 06	36. 78
5	R245fa	0. 62	71. 76	456. 72	1. 78	0. 09	33. 09
6	R245fa	2. 12	124. 81	486. 19	1. 80	0. 09	56. 20
7	R245fa	2. 12	119. 91	372. 19	1. 51	0. 09	24. 79
8	R245fa	0. 62	70. 63	372. 19	1. 53	0. 09	19. 41
9	水	0. 10	30. 46	127. 66	0. 44	0. 39	1. 58
10	水	0. 10	26. 37	110. 56	0. 39	0. 39	0. 82
11	水	0. 10	115. 76	485. 82	1. 48	0. 50	60. 39
12	水	0. 10	120. 44	505. 68	1. 53	0. 50	65. 65

表 3 理想循环和不可避免循环的参数

Tab.3 Parameters of the ideal cycle and unavoidable cycle

参 数	理想循环	不可避免循环
低温蒸发器窄点温差 $\Delta t_{ev}/^{\circ}\text{C}$	0	0.5
低温压缩机等熵效率 $\eta_{LTC}/\%$	1	0.95
蒸发冷凝器窄点温差 $\Delta t_{CHX}/^{\circ}\text{C}$	0	0.5
高温压缩机等熵效率 $\eta_{HTC}/\%$	1	0.95
高温冷凝器窄点温差 Δt_{con}	0	0.5

3.1 常规焓分析计算结果

根据实验数据计算的常规焓分析结果如表 4 所示。

由结果可知,该复叠式高温热泵系统的系统焓效率为 43.7%,其中焓效率最低的部件为低温节流阀,仅有 19.59%,其余部件的焓效率相对较高。焓损失最大的两个部件为高温压缩机和低温压缩机,分别占总焓损失的 26.94% 和 24.89%。其次为高温节流阀和低温节流阀,分别占总焓损失的 15.03% 和 12.94%。这些高焓损失占比的部件是导致系统具有不可逆损失的主要原因。

表 4 常规焓分析计算结果

Tab.4 Results of the conventional exergy analysis and calculation

部 件	E_F/kW	E_P/kW	E_D/kW	$\varepsilon/\%$	$\gamma^*/\%$
低温蒸发器	0.294	0.138	0.155	47.06	4.59
低温压缩机	2.620	1.777	0.843	67.83	24.89
蒸发冷凝器	1.477	1.296	0.182	87.70	5.37
低温节流阀	0.545	0.107	0.438	19.59	12.94
高温压缩机	3.101	2.189	0.912	70.58	26.94
高温冷凝器	2.975	2.628	0.347	88.34	10.25
高温节流阀	2.311	1.802	0.509	77.98	15.03
系统	6.015	2.628	3.387	43.70	100.00

3.2 先进焓分析计算结果

由实验数据得出制热量为 9.9 kW,设定制热量不变,根据表 4 的参数以及上述方法和公式,先进焓分析的计算结果如表 5、表 6 所示。

由表可知,各个部件的内源焓损失均大于外源焓损失,系统的内源焓损失占总焓损失的 93.73%,表明大部分的焓损失是其自身造成的。在优化系

统时应当优先考虑部件本身的改进。高温级冷凝器的焓损失全部来自内源焓损失,这是因为该部件需要保证系统的制热量和焓产是定值,这与其他文献中的焓分析结论一致^[15,17,19]。

表 5 焓损失分解结果(kW)

Tab.5 Results of decomposition of the exergy loss(kW)

部 件	E_D^{EN}	E_D^{EX}	E_D^{AV}	E_D^{UN}
低温蒸发器	0.191	-0.035	0.124	0.031
低温压缩机	0.745	0.098	0.766	0.077
蒸发冷凝器	0.163	0.019	0.169	0.013
低温节流阀	0.385	0.053	0.213	0.225
高温压缩机	0.818	0.095	0.829	0.083
高温冷凝器	0.347	0	0.305	0.042
高温节流阀	0.526	-0.017	-0.010	0.519

表 6 焓损失组合结果(kW)

Tab.6 Results of combination of the exergy loss(kW)

部 件	$E_D^{AV,EN}$	$E_D^{UN,EN}$	$E_D^{AV,EX}$	$E_D^{UN,EX}$
低温蒸发器	0.153	0.038	-0.028	-0.007
低温压缩机	0.679	0.066	0.087	0.011
蒸发冷凝器	0.148	0.014	0.020	-0.001
低温节流阀	-0.024	0.410	0.238	-0.185
高温压缩机	0.744	0.074	0.085	0.009
高温冷凝器	0.305	0.042	0	0
高温节流阀	-0.017	0.543	0.007	-0.024

系统的可避免焓损失占总焓损失的 70.79%,表明该系统有很大的改进潜力。高温级压缩机和低温级压缩机的可避免焓损失最大,说明通过提高压缩机效率,使用好的润滑剂等措施,可以减少这部分焓损失。

内源可避免的焓损失代表通过提高部件本身的性能或改善工作条件来减少焓损失的能力,因此在系统优化时应当优先考虑具有较高的内源可避免焓损失的部件。从结果中可得,总的内源可避免焓损失为 1.989 kW,占总焓损失的 58.71%,说明通过对部件本身进行改进可减少 58.71% 的焓损失。低温压缩机、蒸发冷凝器、低温蒸发器、高温压缩机和高温冷凝器的内源可避免焓损失远大于外源可避免焓损失,表明优化这些部件对提高系统性能起主要作用。

内源可避免焓损失最大的两个部件是高温级压缩机和低温级压缩机,分别为 0.744 和 0.679 kW,占部件总焓损失的 82% 和 81%。分析其原因,是实验中所使用的热泵属于低温热泵,在 120 °C 条件下运行时,效率降低,不可逆损失较大。内源可避免焓损失最小的两个部件是低温级节流阀和高温级节流阀,其焓损失主要是来自于内源不可避免部分。这是因为节流过程是不可逆过程,所以通过对其本身的改进来减少焓损失的潜力很小。但是,低温级节流阀的外源可避免焓损失最大,表明通过对系统中的其他部件进行改进,可以有效提高该部件的工作性能。

4 结 论

在热源为 30 °C,制热温度为 120 °C 的条件下,对复叠式高温热泵系统的实验结果进行常规焓分析和先进焓分析得到结论:

(1) 常规焓分析的结果表明,高温压缩机、低温压缩机、高温节流阀和低温节流阀的焓损最大,应该优先改进这些部件。而先进焓分析的结果表明,节流阀的焓损失主要来自内源不可避免,改进潜力较小。系统的改进重点应该在高温压缩机、低温压缩机、高温冷凝器和低温蒸发器。说明了先进焓分析比常规焓分析的优势。

(2) 高温级压缩机和低温级压缩机的焓损失最大。原因是系统中所使用的压缩机属于低温压缩机,在高温度区间运行时性能下降,因此焓损失最大。节流过程属于不可逆过程,因此通过节流阀本身进行改进来减少焓损失的能力很小。

(3) 系统的内源焓损失占总焓损失的 93.73%,表明系统焓损失的主要来源是部件本身,可通过对部件本身的改进来提高系统焓效率。

(4) 系统可避免焓损失占总焓损失的 70.79%,表明该系统有很大的改进潜力。其中内源可避免焓损失占总焓损失的 58.71%,说明通过对部件本身的改进可减少系统 58.71% 的焓损失。

(5) 内源可避免焓损失最大的部件依次为高温级压缩机、低温级压缩机和高温级冷凝器。因此,在系统改进时优先考虑提高这些部件本身的性能,

可减少系统 51.04% 的焓损失。外源可避免焓损失最大的部件为低温级节流阀,占该部件总焓损失的 54%。表明,在对系统其他部件进行改进时,可有效提高该部件的性能。

参考文献:

- [1] MATEU R C, NAVARRO E J, MOTA B A, et al. Theoretical evaluation of different high-temperature heat pump configurations for low-grade waste heat recovery[J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 90: 229 – 237.
- [2] 姚 远, 龚宇烈, 陆振能, 等. 高温热泵及热泵蒸汽机的研究进展[J]. 新能源进展, 2014, 2(3): 190 – 196.
YAO Yuan, GONG Yu-lie, LU Zhen-neng, et al. Research progress of high temperature heat pump and heat pump steam generator [J]. Advances in New and Renewable Energy, 2014, 2(3): 190 – 196.
- [3] 庄绪成, 郭健翔, 孙晋飞, 等. R134a/R245fa 对比 R245fa 高温热泵循环性能实验研究[J]. 青岛理工大学学报, 2020, 41(4): 81 – 86.
ZHUANG Xu-cheng, GUO Jian-xiang, SUN Jin-fei, et al. Experimental research on cyclic performance of high temperature heat pump with R134a/R245fa in comparison with R245fa[J]. Journal of Qingdao University of Technology, 2020, 41(4): 81 – 86.
- [4] 杨金文, 郭健翔. R245fa 中高温热泵循环性能实验研究[J]. 低温与超导, 2019, 47(4): 67 – 71.
YANG Jin-wen, GUO Jian-xiang. Theoretical and experimental research on R245fa high temperature heat pump refrigerant[J]. Cryogenics & Superconductivity, 2019, 47(4): 67 – 71.
- [5] GHOLAMIAN E, HANAFIZADEH P, AHMADI P. Advanced exergy analysis of a carbon dioxide ammonia cascade refrigeration system[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 137: 689 – 699.
- [6] 赵 帅, 赵有信, 贺素艳, 等. 往复式活塞压缩机中间喷液制冷系统的火用分析[J]. 热能动力工程, 2020, 35(5): 147 – 152.
ZHAO Shuai, ZHAO You-xin, HE Su-yan, et al. Exergy analysis of an intermediate spray refrigeration system with reciprocating piston compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(5): 147 – 152.
- [7] MOROSUK T, TSATSARONIS G. Comparative evaluation of LNG-based cogeneration systems using advanced exergetic analysis[J]. Energy, 2011, 36(6): 3771 – 3778.
- [8] DAI B, ZHU K, WANG Y, et al. Evaluation of organic Rankine cycle by using hydrocarbons as working fluids: advanced exergy and advanced exergoeconomic analyses [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 197: 111876.

[9] 黄潇治,李风雷,李蓉蓉. 喷射/压缩制冷循环的能量与焓分析[J]. 低温与超导,2020,48(2):63–69,92.
HUANG Xiao-zhi, LI Feng-lei, LI Rong-rong. Energy and exergy analyses of ejector/compression refrigeration cycle[J]. Cryogenics & Superconductivity,2020,48(2):63–69,92.

[10] TSATSARONIS G,MOROSUK T. Advanced exergetic analysis of a refrigeration system for liquefaction of natural gas[J]. Energy and Environmental Engineering,2010(1):1–18.

[11] ROSEN M A,BULUCEA C A. Using exergy to understand and improve the efficiency of electrical power technologies[J]. Entropy,2009,11(4):820–835.

[12] USTAOGU A. Parametric study of absorption refrigeration with vapor compression refrigeration cycle using wet, isentropic and azeotropic working fluids; conventional and advanced exergy approach[J]. Energy,2020,201:117491.

[13] TSATSARONIS G,BAKSHI B,GUTOWSKI T, et al. Exergoeconomics and exergoenvironmental analysis[J]. Thermodynamics and the Destruction of Resources,2011:377–401.

[14] BEJAN A,TSATSARONIS G,MORAN M J. Thermal design and optimization[M]. New Jersey:John Wiley & Sons,1995.

[15] CHEN J,HAVTUN H,PALM B. Conventional and advanced exergy analysis of an ejector refrigeration system[J]. Applied Energy,2015,144:139–151.

[16] TSATSARONIS G. Strengths and limitations of exergy analysis, Springer, Dordrecht:Thermodynamic Optimization of Complex Energy[M]. Berlin:Systems,1999.

[17] MOROSUK T,TSATSARONIS G,ZHANG C. Conventional thermodynamic and advanced exergetic analysis of a refrigeration machine using a Voorhees' compression process[J]. Energy Conversion and Management,2012,60:143–151.

[18] BAI T,YU J,YAN G. Advanced exergy analyses of an ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration system[J]. Energy Conversion and Management,2016,126:850–861.

[19] MOROSUK T,TSATSARONIS G. A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines[J]. Energy,2008,33(6):890–907.

(丛敏编辑)

(上接第 86 页)

[17] 中国航空材料手册编辑委员会. 中国航空材料手册(第 2 版)[M]. 北京:中国标准出版社,2001.
Editorial board of China aviation materials handbook. China aviation materials manual (second edition)[M]. Beijing:Standards Press of China,2001.

[18] TIAN L,AHMADI G. Particle deposition in turbulent duct flows-comparisons of different model predictions[J]. Journal of Aerosol Science,2007,38(4):377–397.

[19] HONG W P,WANG X,ZHENG J X. Numerical study on particle deposition in rough channels with different structure parameters of rough elements[J]. Advanced Powder Technology,2018,29(11):2895–2903.

[20] HAN Z M,XU Z M,SUN A D, et al. The deposition characteristics of micron particles in heat exchange pipelines[J]. Applied Thermal Engineering,2019,158:113732.

[21] LIU Z,ZHANG F,LIU Z. A numerical model for simulating liquid particles deposition on surface[C]// ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition,2018.

(姜雪梅编辑)