

CO₂ 跨临界双级压缩制冷系统的焓分析

Exergy analysis of transcritical two stage CO₂ refrigeration system

徐 好^{1,2} 高建业^{1,2} 王金锋^{1,2,3} 谢 晶^{1,2,3,4}

XU Hao^{1,2} GAO Jian-ye^{1,2} WANG Jin-feng^{1,2,3} XIE Jing^{1,2,3,4}

(1. 上海海洋大学食品学院, 上海 201306; 2. 上海冷链装备性能与节能评价专业技术服务平台,

上海 201306; 3. 上海水产品加工及贮藏工程技术中心, 上海 201306;

4. 食品科学与工程国家级实验教学示范中心, 上海 201306)

(1. College of Food Science and Technology, Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China;

2. Shanghai Professional Technology Service Platform on Cold Chain Equipment Performance and

Energy Saving Evaluation, Shanghai 201306, China; 3. Shanghai Engineering Research Center of

Aquatic Product Processing and Preservation, Shanghai 201306, China; 4. National Experimental

Teaching Demonstration Center for Food Science and Engineering, Shanghai 201306, China)

摘要:目的:提升 CO₂ 跨临界双级压缩制冷系统性能。方法:对该系统进行了常规焓分析与高级焓分析,围绕内源可避免焓损失、内源不可避免焓损失、外源可避免焓损失和外源不可避免焓损失这 4 个方面进行各部件焓损失计算。结果:CO₂ 跨临界双级压缩制冷系统有很大提升效率的潜力。常规焓分析与高级焓分析所得优化部件的优先级不同。高、低压级压缩机和蒸发器的性能优化是提高系统能效的重点。结论:高、低压级压缩机和蒸发器的内源可避免焓损失分别占系统总内源可避免焓损失的 20.9%, 15.2%, 36.5%, 且通过改进高、低压级压缩机和蒸发器可分别减少其 58.8%, 49.3%, 90.2% 的焓损失, 常规焓分析无法提供此类建议。

关键词:二氧化碳; 高级焓分析; 压缩机; 热力学; 焓损失

Abstract: Objective: In order to improve the energy efficiency of the transcritical two stage CO₂ refrigeration system, the conventional exergy analysis and advanced exergy analysis of the system were conducted. **Methods:** Advanced exergy analysis provides more valuable information on the interaction between system components and the potential for component improvement by splitting the exergy destruction into endogenous/exogenous and unavoidable/avoidable parts. **Results:** The results indicated

that the transcritical two stage CO₂ refrigeration system had significant potential for efficiency improvement. The priority of the optimized components from conventional and advanced exergy analysis was different. The advanced exergy analysis showed that performance optimization of the high-pressure stage compressor, low-pressure stage compressor and evaporator were the focus of improving system energy efficiency. **Conclusion:** The endogenous avoidable exergy destruction of the high-pressure stage compressor, low-pressure stage compressor and evaporator accounted for 20.9%, 15.2% and 36.5% of the endogenous avoidable exergy destruction of the system, respectively. The improvement of the high-pressure stage compressor, low-pressure stage compressor and evaporator are able to reduce their exergy destruction by 58.8%, 49.3% and 90.2%, respectively. The conventional exergy analysis cannot provide such recommendations.

Keywords: carbon dioxide; advanced exergy analysis; compressor; thermodynamics; exergy destruction

随着《蒙特利尔议定书》基加利修正案》的落实, 制冷剂的替代成为了目前要解决的首要问题^[1-2]。CO₂ 作为自然界中广泛存在的物质, 以其良好的热物性、高密度、低黏度、臭氧消耗潜能值(ODP)为 0 与全球变暖潜能值(GWP)为 1 等优点而被广泛关注, 成为最有希望的制冷剂替代工质^[3]。CO₂ 跨临界制冷循环方式则因其低环境温度适应性、全工况范围高效性等优势成为制冷领域的热门研究课题之一^[4]。

作为优化系统效率评估系统性能的工具, 常规焓分

基金项目:上海市科委科技创新行动计划(编号:19DZ1207503); 上海市科委公共服务平台建设项目(编号:20DZ2292200)

作者简介:徐好, 女, 上海海洋大学在读硕士研究生。

通信作者:谢晶(1968—), 女, 上海海洋大学教授, 博士。

E-mail: jxie@shou.edu.cn

收稿日期:2022-08-29 **改回日期:**2023-05-26

析既考虑了能量的数量也考虑了能量的质量,赖艳华等^[5]对 R404A/CO₂复叠式制冷系统进行了常规焓分析,得到高温级膨胀阀、压缩机、冷凝蒸发器和低温级压缩机的焓损约占总焓损的 80%,应尽量减小以上 4 个过程的能耗。Sun 等^[6]对 CO₂两级压缩制冷系统进行了常规焓分析,研究了不同工况下系统焓效率的变化情况。常规焓分析可以确定系统中焓损失最高的部件^[7-9],但并未揭示系统部件间的热力学相互作用^[10]。

高级焓分析的概念最初由 Tsatsaronis 提出。区别于常规焓分析,高级焓分析进一步评估焓损失的来源,将系统内的焓损失分为可避免/不可避免和内源/外源部分,揭示了系统部件间的相互关系和系统的改进潜力。运用高级焓分析能够得出较常规焓分析更为准确的结论^[11-13]。目前有多位学者利用高级焓分析方法进行了各种研究,如 Sarkar 等^[14]对采用不同制冷剂的制冷系统进行高级焓分析,表明对于以 CO₂ 和 R404a 为制冷剂的制冷系统,压缩机是需改进的首选部件,而以 NH₃ 为制冷剂的制冷系统,蒸发器是需要改进的首选部件;Mohammadi 等^[15]对再压缩超临界 CO₂ 循环进行高级焓分析,表明系统可通过改进部件从而使总焓损失减少 49.58%。

目前尚未有将常规焓分析和高级焓分析同时应用到 CO₂ 跨临界双级压缩制冷系统的研究报告。研究拟建立 CO₂ 跨临界双级压缩制冷系统热力模型,并进行验证。针对 CO₂ 跨临界双级压缩制冷系统进行常规焓分析和高级焓分析,确定系统部件不可逆性的主要来源。以期为提高系统的运行效率和性能改进提供依据。

1 CO₂ 跨临界双级压缩制冷系统

由于 CO₂ 跨临界系统在运行时高低压差较大且一般大于 6 MPa,故为防止压缩机实际压缩过程太过偏离等熵过程以及过高的排气温度,一般采用双级压缩机来提高压缩机的工作效率^[16]。且与 CO₂ 单级压缩制冷循环相比,CO₂ 双级压缩制冷循环可以降低排气温度、提高容积效率并避免制冷剂泄漏^[17],因此采用 CO₂ 跨临界双级压缩制冷系统进行研究。该 CO₂ 跨临界双级压缩制冷系统用于 -18 °C 冻藏食品的储存。设计工况如表 1 所示,循环流程及设备组成如图 1 所示。

制冷系统主要部件由低压级压缩机、高压级压缩机、电子膨胀阀、气体冷却器、蒸发器、中间冷却器组成,系统制冷循环在压焓图上的表示见图 2。

表 1 系统运行的设计工况

Table 1 Design condition values for system operation

系统制 冷量/kW	气体冷却器 出口温度/°C	蒸发温 度/°C	环境温 度/°C	气体冷却器 压力/kPa
0.57	37	-23	32	9 000

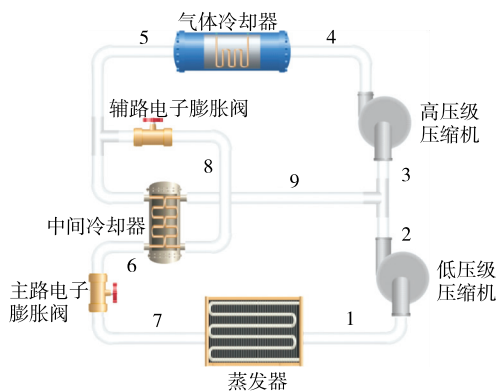
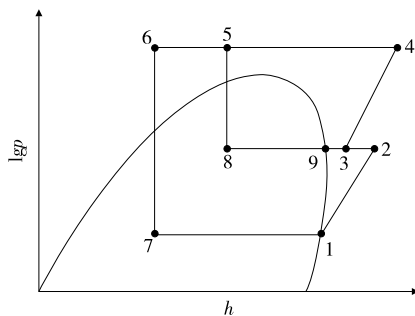


图 1 CO₂ 跨临界双级制冷循环流程示意图

Figure 1 Diagram of transcritical two stage CO₂ refrigeration system



1-2-3-4-5-6-7-1 为完整的 CO₂ 制冷循环,其中 5-8-9-3 为制冷剂流经中间冷却器辅路的过程

图 2 CO₂ 跨临界双级制冷循环 p-h 示意图

Figure 2 The p-h diagram of transcritical two stage CO₂ refrigeration system

2 热力学分析

基于热力学第一定律和第二定律对系统进行热力学建模,在表 1 所示系统运行设计工况下进行焓分析。为了简化系统的热力学模型,作出以下假设:

- (1) 系统各部件在稳定状态下运行,制冷剂为稳定流动状态。
- (2) 部件进出口的动能和势能变化忽略不计。
- (3) 连接各部件间的管内压降和热损失忽略不计,中间冷却器无热损失。
- (4) 蒸发器出口为饱和状态,无过热现象。
- (5) 压缩机压缩过程不可逆,考虑压缩机等熵效率。
- (6) 制冷剂的参考状态条件为 $T_0 = 298 \text{ K}$ 、 $P_0 = 101\ 325 \text{ Pa}$ 。

2.1 热力学模型

对系统和各部件应用质量守恒和能量守恒原理及焓平衡方程来计算焓分析所需的热力学数据,具体的计算公式:

$$q = h_1 - h_7, \quad (1)$$

$$m_l = \frac{Q_0}{q}. \quad (2)$$

m_h 可由中间换热器的能量守恒公式[式(3)]获得:

$$m_l(h_5 - h_6) = (m_h - m_l)(h_9 - h_8), \quad (3)$$

$$Q_c = m_h(h_4 - h_5). \quad (4)$$

状态点 3 的制冷剂由状态点 9 与状态点 2 的制冷剂混合得到, 状态点 3 的焓值通过式(5)求得:

$$(m_h - m_l)h_9 + m_l h_2 = m_h h_3. \quad (5)$$

压缩机的等熵效率和功耗表示为^[18-19]:

$$\eta_{s,l} = 1 - \left(0.04 \times \frac{p_2}{p_1}\right), \quad (6)$$

$$W_{\text{comp},l} = \frac{m_l(h_{2s} - h_1)}{\eta_{s,l}} = m_l(h_2 - h_1), \quad (7)$$

$$\eta_{s,h} = 1 - \left(0.04 \times \frac{p_4}{p_3}\right), \quad (8)$$

$$W_{\text{comp},h} = \frac{m_h(h_{4s} - h_3)}{\eta_{s,h}} = m_h(h_4 - h_3). \quad (9)$$

电子膨胀阀的能量平衡方程为:

$$h_{\text{in}} = h_{\text{out}}. \quad (10)$$

制冷系统性能系数(C_{OP})的方程为:

$$C_{\text{OP}} = \frac{Q_0}{W_{\text{comp},l} + W_{\text{comp},h}}, \quad (11)$$

式中:

C_{OP} ——制冷系统性能系数;

q ——蒸发器单位制冷量, kJ/kg;

Q_0 ——系统制冷量, kW;

$h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7, h_8, h_9$ ——制冷剂在状态点 1、2、3、4、5、6、7、8 和 9 的比焓, kJ/kg;

m_l ——流经蒸发器制冷剂的质量流量, kg/s;

m_h ——流经气体冷却器制冷剂的质量流量, kg/s;

Q_c ——气体冷却器中制冷剂的传热量, kW;

p_1, p_2, p_3, p_4 ——制冷剂在状态点 1、2、3 和 4 的压力, kPa;

h_{2s}, h_{4s} ——低压级压缩机、高压级压缩机理论出口比焓, kJ/kg;

$\eta_{s,l}, \eta_{s,h}$ ——低压级压缩机、高压级压缩机等熵效率;

$W_{\text{comp},l}, W_{\text{comp},h}$ ——低压级压缩机、高压级压缩机功耗, kW;

$h_{\text{in}}, h_{\text{out}}$ ——电子膨胀阀入口、出口比焓, kJ/kg。

焓可分为两个组成部分: 物理焓和化学焓^[20], 物理焓可由式(12)获得, 系统在运行过程中并无化学变化, 只考虑物理焓部分:

$$e = e_{ph} + e_{ch}, \quad (12)$$

$$e_{ph} = (h - T_0 S) - (h_0 - T_0 S_0), \quad (13)$$

$$\text{即 } e = (h - T_0 S) - (h_0 - T_0 S_0), \quad (14)$$

式中:

e_{ph}, e_{ch} ——制冷剂单位物理焓、单位化学焓, kJ/kg;

h_0 ——制冷剂参考点的比焓, kJ/kg;

T_0 ——制冷剂参考点的温度, K;

S_0 ——制冷剂参考点的比熵, kJ/(kg·K)。

焓平衡的表达式为:

$$E_D = \sum E_{\text{in}} - \sum E_{\text{out}}, \quad (15)$$

式中:

$E_{\text{in}}, E_{\text{out}}$ ——系统入口和出口处的焓, kW;

E_D ——系统的总焓损失, kW。

式(15)在稳态过程中的焓平衡可写为:

$$E_D = \sum_{\text{in}} m \cdot e - \sum_{\text{out}} m \cdot e + \sum \left[Q \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \right]_{\text{in}} - \sum \left[Q \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \right]_{\text{out}} + \sum W_{\text{in}} - \sum W_{\text{out}}, \quad (16)$$

式中:

e ——制冷剂单位焓值, kJ/kg;

Q ——换热量, kW;

T_b ——热量通过的边界温度, K;

W ——系统的功率, kW。

2.2 焓分析

根据焓平衡方程可得系统每个部件的焓损失表达式如下:

$$\text{低压级压缩机: } E_{\text{comp},l} = m_l T_0 (S_2 - S_1), \quad (17)$$

$$\text{高压级压缩机: } E_{\text{comp},h} = m_h T_0 (S_4 - S_3), \quad (18)$$

$$\text{气体冷却器: } E_{\text{gc}} = m_h T_0 (S_5 - S_4) + \frac{T_0 Q_c}{T_{\text{b,gc}}}, \quad (19)$$

$$\text{蒸发器: } E_{\text{evap}} = m_l T_0 (S_1 - S_7) - \frac{T_0 Q_0}{T_{\text{b,evap}}}, \quad (20)$$

$$\text{辅路电子膨胀阀: } E_{\text{TXV1}} = (m_h - m_l)(e_5 - e_8), \quad (21)$$

$$\text{主路电子膨胀阀: } E_{\text{TXV2}} = m_l(e_6 - e_7), \quad (22)$$

$$\text{中间冷却器: } E_{\text{IC}} = (m_h - m_l) \cdot (e_8 - e_9) + m_l(e_5 - e_6), \quad (23)$$

系统的焓效率表达式为:

$$\eta_e = \frac{E_{\text{out}}}{E_{\text{in}}} = 1 - \frac{E_D}{W_{\text{comp},l} + W_{\text{comp},h}}, \quad (24)$$

式中:

e_5, e_6, e_7, e_8, e_9 ——制冷剂对应状态点的单位焓值, kJ/kg;

$S_1, S_2, S_3, S_4, S_5, S_7$ ——制冷剂对应状态点的比熵, kJ/(kg·K);

$T_{\text{b,evap}}$ ——蒸发器传热边界温度, K;

$T_{\text{b,gc}}$ ——气体冷却器传热边界温度, K;

η_e ——焓效率。

将每个部件的焓损失分为内源焓损失和外源焓损失^[10]:

$$E_{D,k} = E_{D,k}^{\text{EX}} + E_{D,k}^{\text{EX}}, \quad (25)$$

式中:

$E_{D,k}$ ——部件 k 的焓损失, kW。

内源焓损失 $E_{D,k}^{EN}$ 是指由部件本身的不可逆性而产生的焓损失, 其只与部件本身有关, 通过使所研究部件为真实情况运行, 系统其余部件为理想情况运行计算得到该部件的内源焓损失, 外源焓损失 $E_{D,k}^{EX}$ 则是指由系统其他部件的不可逆性而导致该部件的焓损失, 通过这种划分方法能够更加清晰地确定造成焓损失的原因^[13]。

将每个部件的焓损失分为可避免焓损失和不可避免焓损失^[7]:

$$E_{D,k} = E_{D,k}^{UN} + E_{D,k}^{AV} \quad (26)$$

不可避免焓损失 $E_{D,k}^{UN}$ 指由于材料或制作工艺等技术限制而在近期不能通过技术手段消除的部分, 通过使系统部件在不可避免损失情况下运行计算获得, 可避免焓损失 $E_{D,k}^{AV}$ 则指可以减少的焓损失。将内源焓损失与外源焓损失分为可避免焓损失和不可避免焓损失可得到^[21]:

$$E_{D,k} = E_{D,k}^{EN,AV} + E_{D,k}^{EN,UN} + E_{D,k}^{EX,AV} + E_{D,k}^{EX,UN} \quad (27)$$

式中:

$E_{D,k}^{EN,AV}$ ——部件 k 的内源可避免焓损失, kW;

$E_{D,k}^{EN,UN}$ ——部件 k 的内源不可避免焓损失, kW;

$E_{D,k}^{EX,AV}$ ——部件 k 的外源可避免焓损失, kW;

$E_{D,k}^{EX,UN}$ ——部件 k 的外源不可避免焓损失, kW。

内源不可避免焓损失 $E_{D,k}^{EN,UN}$ 可通过使所研究部件为不可避免条件下运行, 系统其余部件为理想情况下运行计算获得, 式(25)~式(27)的未知部分结合式(28)~式(31)求出。

$$E_{D,k}^{EX} = E_{D,k} - E_{D,k}^{EN} \quad (28)$$

$$E_{D,k}^{EN,AV} = E_{D,k}^{EN} - E_{D,k}^{EN,UN} \quad (29)$$

$$E_{D,k}^{EX,UN} = E_{D,k}^{EX} - E_{D,k}^{EX,AV} \quad (30)$$

$$E_{D,k}^{EX,AV} = E_{D,k}^{EX} - E_{D,k}^{EX,UN} \quad (31)$$

高级焓分析将焓损失分为内源可避免部分、内源不可避免部分、外源可避免部分、外源不可避免部分, 通过这种区分方式可以确定系统每个部件的各类焓损失占比从

而获得部件改进潜力和改进部件的优先级, 这是常规焓分析不能得到的。为了更加清晰地阐明高级焓分析方法, 引入真实循环: 指系统所有部件均处于实际运行状态下工作; 不可避免状态循环: 指系统所有部件均处于不可避免状态下工作。

表 2 为高级焓分析所做假设, 区分部件以真实情况、理想情况、不可避免情况运行。

2.3 模型验证

在 EES 软件中建立焓分析仿真模型^[19,23]。为了验证文中热力学模型的可靠性, 使用该仿真模型进行 COP 与总焓损失计算, 并与文献[6]中的数值结果进行比较。如图 3 所示, 当气体冷却器排气压力分别在 7 700, 7 900, 8 000, 8 100, 8 300, 8 600 kPa 时, 系统 COP 与总焓损失的相对误差均小于 7%, 表明数据的一致性较好, 模型的可靠性得到了验证。

3 结果与分析

3.1 系统常规焓分析

基于热力学第二定律提出焓的概念, 能量在进行转化过程中, 可有限转换的部分即称为焓。焓能够从能量“质”的角度对制冷系统进行性能评估。如图 4 所示, 气体冷却器的焓损失占比最高, 为 31.3%, 具有较大的优化潜力。而低压级压缩机的焓损失占比最小, 仅为 5.1%。在 CO₂ 跨临界制冷系统中, 制冷剂在气体冷却器中处于超临界区, 有较大的温度滑移, 因此有较高的不可逆损失。其次焓损失最高的为主路电子膨胀阀和辅路电子膨胀阀, 分别占比 21.5%, 15.4%。主路电子膨胀阀与辅路电子膨胀阀入口处均为超临界流体, 其有较强的流动性且对温度变化更为敏感, 故节流过程不可逆损失很大。主路电子膨胀阀的制冷剂流量较辅路电子膨胀阀制冷剂的更多, 且主路电子膨胀阀的压降更大, 不可逆损失也相应增加。剩余系统部件的焓损失占比分别为中间冷却器(占比 10.4%)、高压级压缩机(占比 8.4%)和蒸发器(占比 8%)。

表 2 真实、理想、不可避免情况所做假设

Table 2 Main data needed to solve the real, ideal and unavoidable conditions

部件	真实情况	理想情况	不可避免情况
低压级压缩机	$\eta_{s,l} = 1 - \left(0.04 \times \frac{p_2}{p_1}\right)$	$\eta_{s,l} = 1$	$\eta_{s,l} = 1 - \left(0.01 \times \frac{p_2}{p_1}\right)$ ^[18]
高压级压缩机	$\eta_{s,h} = 1 - \left(0.04 \times \frac{p_4}{p_3}\right)$	$\eta_{s,h} = 1$	$\eta_{s,h} = 1 - \left(0.01 \times \frac{p_4}{p_3}\right)$ ^[18]
气体冷却器	$\Delta T_{\min} = 5$	$\Delta T_{\min} = 0$	$\Delta T_{\min} = 0.5$ ^[22]
辅路电子膨胀阀	—	$\eta_{s,1} = 1$	$\eta_{s,1} = 0.96$ ^[18]
主路电子膨胀阀	—	$\eta_{s,2} = 1$	$\eta_{s,2} = 0.96$ ^[18]
蒸发器	$\Delta T_{\min} = 5$	$\Delta T_{\min} = 0$	$\Delta T_{\min} = 0.5$ ^[22]
中间冷却器	$\Delta T_{\min} = 5$	$\Delta T_{\min} = 0$	$\Delta T_{\min} = 0.5$ ^[22]

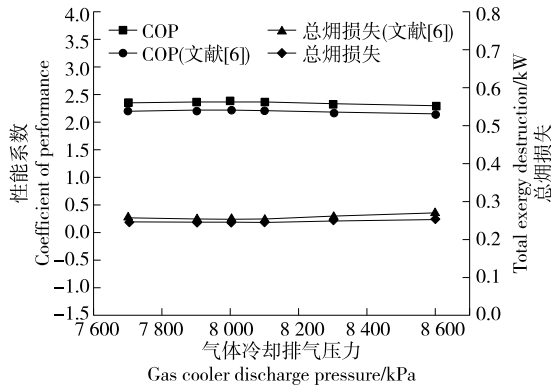


图3 与文献[6]COP和总焓损失的比较

Figure 3 Comparison of present study and Sun study for the COP and total exergy destruction

根据各部件焓损失的占比,排名由高到低为:气体冷却器、主路电子膨胀阀、辅路电子膨胀阀、中间冷却器、高压级压缩机、蒸发器、低压级压缩机。由焓效率的表达式(24)可知,减小系统部件焓损失可提高焓效率,焓损失占比越高则说明该部件的改进潜力越大。综上所述,根据常规焓分析,为了减少部件焓损失、提高系统焓效率,改进部件的优先级应为气体冷却器、主路电子膨胀阀和辅路电子膨胀阀。

3.2 系统高级焓分析

系统在表1设计工况下运行,进行高级焓分析,得到系统部件的各类焓损失,具体结果见表3~表5。

3.3 系统各部件内源焓损失与外源焓损失

由表5可知,系统中气体冷却器、主路电子膨胀阀、蒸发器、辅路电子膨胀阀、高压级压缩机、中间冷却器和低压级压缩机的内源焓损失逐次减少。内源焓损失只与部件本身有关,而部件的外源焓损失则是由系统其余部件的不可逆过程导致该部件的焓损失,表明在改进部件

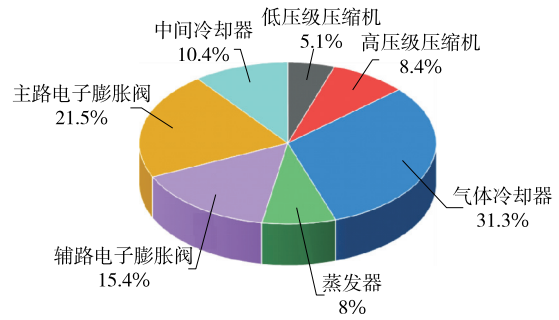


图4 系统部件焓损失的相对比重

Figure 4 The relative exergy destruction of system components

时应该将更多注意力放在内源焓损失较多的部件上,而其他部件的外源焓损失也会由于该部件的改进而得到减少^[18]。

系统各部件外源焓损失由大到小的排列顺序为:辅路电子膨胀阀、气体冷却器、中间冷却器、主路电子膨胀阀、高压级压缩机和低压级压缩机,在减少上述部件焓损失时不能只关注其本身性能的提升,也要关注部件与部件之间的影响,以减少该部件的外源焓损失。由表5可知,系统中的气体冷却器、主路电子膨胀阀、高压级压缩机、低压级压缩机和蒸发器,其内源焓损失均大于其外源焓损失,表明上述部件由其自身的不可逆性导致的焓损失占其总焓损失的大部分。而辅路电子膨胀阀和中间冷却器因其外源焓损失占比较大,分别为59.8%,55.2%,表明上述两部件除改进自身性能减少内源焓损失外,还可通过改进除本身外部件的性能以减少自身占比较大的外源焓损失从而使系统获得更大的性能提升。值得注意的是蒸发器所有的焓损失都为内源焓损失,全部由自身不可逆性产生,且蒸发器的性能影响着其余部件的外源可避免焓损失,说明改进蒸发器对于优化系统来说是极其必要的。

表3 实际状态下CO₂跨临界双级制冷循环中不同状态点的热力学性质和质量流量

Table 3 Thermodynamic properties and mass flow rate of transcritical two stage CO₂ refrigeration cycle at different state points under real conditions

状态点	T/K	P/kPa	h/(kJ·kg ⁻¹)	s/(kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	m/(kg·s ⁻¹)	e/(kJ·kg ⁻¹)	E/kW
1	250.0	1 785	-69.74	-0.774 9	0.002 624	161.5	0.423 77
2	308.6	4 008	-32.60	-0.764 1	0.002 624	195.4	0.512 73
3	293.6	4 008	-53.19	-0.832 5	0.004 669	195.2	0.911 39
4	360.7	9 000	-13.10	-0.822 5	0.004 669	232.3	1.084 61
5	310.0	9 000	-196.10	-1.385 0	0.004 669	217.0	1.013 17
6	283.5	9 000	-287.00	-1.689 0	0.002 624	216.7	0.568 62
7	250.0	1 785	-287.00	-1.644 0	0.002 624	203.2	0.533 20
8	278.5	4 008	-196.10	-1.343 0	0.002 045	204.5	0.418 20
9	278.5	4 008	-79.60	-0.925 0	0.002 045	196.3	0.401 43
0	298.0	101.3	-1.067	-0.002 6	-	-	-

表 4 不可避免状态下 CO₂ 跨临界双级制冷循环中不同状态点的热力学性质和质量流量

Table 4 Thermodynamic properties and mass flow rate of transcritical two stage CO₂ refrigeration cycle at different state points under unavoidable conditions

状态点	T/K	P/kPa	$h/(kJ \cdot kg^{-1})$	$s/(kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$	$m/(kg \cdot s^{-1})$	$e/(kJ \cdot kg^{-1})$	E/kW
1	254.5	2 053	-70.01	-0.797	0.002 475	167.8	0.415 31
2	306.7	4 298	-38.94	-0.795	0.002 475	198.2	0.490 55
3	297.2	4 298	-52.83	-0.841	0.003 651	198.1	0.723 26
4	356.9	9 000	-19.04	-0.839	0.003 651	231.3	0.844 48
5	305.5	9 000	-221.10	-1.466	0.003 651	216.2	0.789 35
6	281.8	9 000	-291.00	-1.704	0.002 475	217.0	0.537 08
7	254.5	2 053	-300.30	-1.702	0.002 475	207.2	0.512 82
8	281.3	4 298	-229.10	-1.465	0.001 176	207.8	0.244 37
9	281.3	4 298	-82.02	-0.942	0.001 176	199.0	0.234 02
0	298.0	101	-1.07	-0.003	—	—	—

表 5 CO₂ 跨临界双级压缩制冷系统高级焓分析结果

Table 5 Results of advanced exergy analysis for the transcritical two stage CO₂ refrigeration system W

部件	$E_{D,k}$	$E\dot{E}_k$	$E\dot{E}_k$	$E\dot{E}_k$	$E\dot{E}_k$	$E\dot{E}_k^{AV}$	$E\dot{E}_k^{UN}$	$E\dot{E}_k^{AV}$	$E\dot{E}_k^{UN}$
低压级压缩机	8.49	6.52	1.97	6.92	1.57	4.99	1.53	1.93	0.04
高压级压缩机	13.93	8.95	4.98	11.77	2.16	6.86	2.09	4.91	0.07
气体冷却器	51.89	40.07	11.82	13.60	38.23	2.95	37.12	10.71	1.11
辅路电子膨胀阀	25.55	10.27	15.28	15.67	9.82	1.05	9.22	14.62	0.66
主路电子膨胀阀	35.61	28.70	6.91	11.41	24.20	4.96	23.74	6.45	0.46
蒸发器	13.32	13.32	0.00	12.01	1.31	12.01	1.31	0.00	0.00
中间冷却器	17.22	7.71	9.51	8.94	8.28	0.05	7.66	8.89	0.62
合计	166.01	115.54	50.47	80.32	85.57	32.87	82.67	47.51	2.96

3.4 系统各部件可避免焓损失

系统总部件可避免焓损失为 0.080 383 kW,这意味着系统有很大改进潜力,可通过改进系统部件减少系统总焓损失 48.4%。由表 5 可以看出:辅路电子膨胀阀、气体冷却器、蒸发器、高压级压缩机、主路电子膨胀阀、中间冷却器和低压级压缩机,上述部件可避免焓损失依次减少,值得注意的是其中低压级压缩机和高压级压缩机可通过改进自身和其余部件分别减少其 81.5%,84.5%的焓损失,蒸发器可通过改进自身减少其 90.2%的焓损失。

3.5 系统各部件内源可避免焓损失

由表 5 可知,低压级压缩机、高压级压缩机和蒸发器的内源可避免焓损失大于其外源可避免焓损失,而系统其他部件的内源可避免焓损失均小于其外源可避免焓损失,表明优化高、低压级压缩机和蒸发器是减少其焓损失的主要方式,且由于气体冷却器、辅路电子膨胀阀、主路电子膨胀阀和中间冷却器的外源可避免焓损失均高于其内源可避免焓损失,故在改进高、低压级压缩机和蒸发器减少其内源焓损失的同时上述部件的外源焓损失也随之减

少^[12],系统效率得到提升。

由图 5 可知,内源可避免焓损失由大到小排列为:蒸发器、高压级压缩机、低压级压缩机、主路电子膨胀阀、气体冷却器、辅路电子膨胀阀、中间冷却器。观察表 5 可知,通过改进低压级压缩机和高压级压缩机可分别减少 58.8%,49.3%的内源可避免焓损失,而气体冷却器、辅路电子膨胀阀、主路电子膨胀阀、中间冷却器则可通过改进其自身性能而分别减少其 5.7%,4.1%,13.9%,0.3%的内源可避免焓损失。高、低压级压缩机和蒸发器的内源可避免焓损失大于其内源不可避免焓损失,且高、低压级压缩机和蒸发器的内源可避免焓损失的数值相对其他部件较高,分别占系统内源可避免焓损失的 20.9%,15.2%,36.5%,表明改进该部件不仅能使自身焓损失减少、效率提高,也能对系统总焓损失的减少起到较大作用。对于外源可避免焓损失而言可通过改进除该部件外的部件来减少这部分焓损失,值得注意的是辅路电子膨胀阀和中间冷却器其外源可避免焓损失较其他部件的外源可避免焓损失占比更大,分别占其总焓损失的 57.2%,51.6%,说

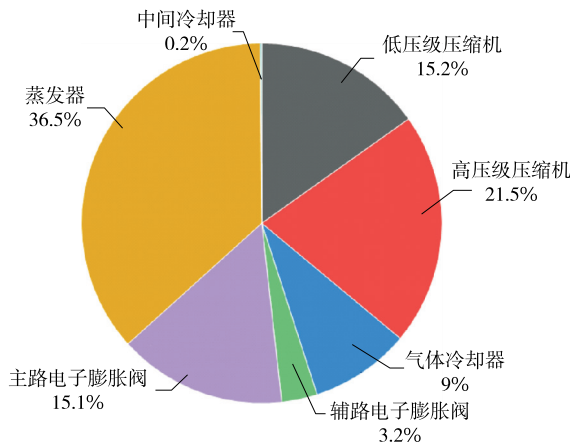


图 5 系统部件内源可避免焓损失的相对比重

Figure 5 The percentage of endogenous avoidable exergy destruction of system components

明对辅路电子膨胀阀和中间冷却器而言减少除本身之外部件的不可逆损失是减少这两个部件焓损失的重要措施,而不是一味改进自身来减少其焓损失。另外值得注意的是主路电子膨胀阀与辅路电子膨胀阀的焓损失分布并不相同,这可能是制冷剂状态与膨胀阀压降不同所致,应对主路电子膨胀阀与辅路电子膨胀阀采取不同的改进措施,如分别采用喷射器、膨胀机或涡流管等装置代替膨胀阀从而减少节流损失。

综上所述,常规焓分析的优化顺序:气体冷却器、主路电子膨胀阀、辅路电子膨胀阀、中间冷却器、高压级压缩机、蒸发器、低压级压缩机。高级焓分析在常规焓分析基础上进行划分,对焓损失的产生原因进行定位,提高了焓分析的准确性。区别于常规焓分析,应用高级焓分析得出了部件优化的优先级为蒸发器、高压级压缩机、低压级压缩机、主路电子膨胀阀、气体冷却器、辅路电子膨胀阀、中间冷却器。

4 结论

(1) 常规焓分析可以确定系统部件焓损失的相对比重:气体冷却器的焓损失占比最高,为 31.3%,低压级压缩机的焓损失占比最小,为 5.1%。根据常规焓分析,为了减少部件焓损失、提高系统焓效率,改进部件的优先级应为气体冷却器、主路电子膨胀阀和辅路电子膨胀阀。

(2) 高级焓分析将系统内的焓损失分为可避免/不可避免和内源/外源部分,得出的部件优化的优先级为蒸发器、高压级压缩机、低压级压缩机、主路电子膨胀阀、气体冷却器、辅路电子膨胀阀、中间冷却器。

(3) 蒸发器所有的焓损失都为内源焓损失,全部由本身不可逆性所产生,且蒸发器的性能影响着其余部件的外源可避免焓损失,改进蒸发器对于优化系统来说是极其必要的。

(4) 主路电子膨胀阀与辅路电子膨胀阀的焓损失分布并不相同,应对主路电子膨胀阀与辅路电子膨胀阀采取不同的改进措施,如分别采用喷射器、膨胀机或涡流管等装置代替膨胀阀从而减少节流损失,降低焓损失。

(5) 常规焓分析无法揭示系统部件间的热力学相互作用,而高级焓分析进一步评估焓损失的来源,揭示了系统部件间的相互关系,可以确定系统每个部件的各类焓损失占比从而获得部件改进潜力和改进部件的优先级,这是常规焓分析不能得到的。高级焓分析在常规焓分析基础上进行划分,对焓损失的产生原因进行定位,提高了焓分析的准确性。

(6) CO₂跨临界双级压缩制冷系统有很大提升效率的潜力,高、低压级压缩机和蒸发器的性能优化是提高系统能效的重点。高、低压级压缩机和蒸发器的内源可避免焓损失分别占系统总内源可避免焓损失的 20.9%, 15.2%, 36.5%,且通过改进高、低压级压缩机和蒸发器可分别减少其 58.8%, 49.3%, 90.2%的焓损失,常规焓分析无法提供此类建议。

参考文献

- [1] SONG X, LU D X, LEI Q, et al. Energy and exergy analyses of a transcritical CO₂ air conditioning system for an electric bus[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 190: 116819.
- [2] 轩福臣, 谢晶. 跨临界 CO₂制冷循环系统与应用研究进展[J]. 食品与机械, 2019, 35(8): 226-231.
XUAN F C, XIE J. Research progress of trans-critical CO₂ refrigeration cycle system and application[J]. Food & Machinery, 2019, 35(8): 226-231.
- [3] GULLO P, ELMGAARD B, CORTELLA G. Advanced exergy analysis of a R744 booster refrigeration system with parallel compression[J]. Energy, 2016, 107: 562-571.
- [4] 宋昱龙, 王海丹, 殷翔, 等. 跨临界 CO₂蒸汽压缩式制冷与热泵技术综述[J]. 制冷学报, 2021, 42(2): 1-24.
SONG Y L, WANG H D, YIN X, et al. Review of transcritical CO₂ vapor compression technology in refrigeration and heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2021, 42(2): 1-24.
- [5] 赖艳华, 王庆为, 吕明新, 等. R404A/CO₂复叠式制冷系统的火用分析[J]. 山东大学学报(工学版), 2011, 41(6): 115-121.
LAI Y H, WANG Q W, LU M X, et al. Exergy analysis of the R404A /CO₂ cascade refrigeration system[J]. Journal of Shandong University (Engineering Science), 2011, 41(6): 115-121.
- [6] SUN Y Y, WANG J F, XIE J. Performance optimizations of the transcritical CO₂ two-stage compression refrigeration system and influences of the auxiliary gas cooler[J]. Energies, 2021, 14(17): 5 578.
- [7] KELLY S, TSATSARONIS G, MOROSUK T. Advanced exergetic analysis: Approaches for splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts[J]. Energy, 2008, 34(3): 384-391.

- [8] CHOWDHURY S, MANDAL B K, ROY R. A review on energy and exergy analysis of two-stage vapour compression refrigeration system [J]. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 2019, 27(2): 1-9.
- [9] 杨俊兰, 高思雨, 李久东. CO₂跨临界制冷循环系统焓经济分析[J]. 太阳能学报, 2020, 41(1): 60-65.
YANG L J, GAO S Y, LI J D. Exergoeconomic analysis of CO₂ transcritical refrigeration cycle system [J]. Acta Energetica Sinica, 2020, 41(1): 60-65.
- [10] LIU Z, LIU B, GUO J Z, et al. Conventional and advanced exergy analysis of a novel transcritical compressed carbon dioxide energy storage system [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 198: 11807.
- [11] MOROSUK T, TSATSARONIS G. Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids[J]. Energy, 2009, 34(12): 2 248-2 258.
- [12] TSATSARONIS G, MOROSUK T. Advanced thermodynamic (exergetic) analysis [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2012, 395: 012160.
- [13] TSATSARONIS G, KELLY S O, MOROSUK T V, et al. Endogenous and exogenous exergy destruction in thermal systems [C]// American Society of Mechanical Engineers (ASME) International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Chicago: [s.n.], 2006: 311-317.
- [14] SARKAR J, JOSHI D. Extended exergy analysis based comparison of subcritical and transcritical refrigeration systems [J]. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 2016, 24(2): 1-9.
- [15] MOHAMMADI Z, FALLAH M, MAHMOUDI S M S. Advanced exergy analysis of recompression supercritical CO₂ cycle [J]. Energy, 2019, 178: 631-643.
- [16] 管海清, 马一太, 李敏霞, 等. CO₂跨临界循环热力学对比分析[J]. 流体机械, 2004(6): 39-42.
GUAN H Q, MA Y T, LI M X, et al. Thermodynamic comparative analysis on CO₂ transcritical cycle[J]. Fluid Machinery, 2004(6): 39-42.
- [17] WANG H L, MA Y T, TIAN J R, et al. Theoretical analysis and experimental research on transcritical CO₂ two stage compression cycle with two gas coolers (TSCC+ TG) and the cycle with intercooler (TSCC+ IC) [J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(8/9): 2 819-2 828.
- [18] 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.
- [19] AMINYAVARI M, NAJAFI B, SHIRAZI A, et al. Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multi-objective optimization of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 65(1/2): 42-50.
- [20] FALLAH M, MAHMOUDI S M S, YARI M, et al. Advanced exergy analysis of the Kalina cycle applied for low temperature enhanced geothermal system [J]. Energy Conversion and Management, 2016, 108: 190-201.
- [21] MOROSUK T, TSATSARONIS G. A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines[J]. Energy, 2007, 33(6): 890-907.
- [22] BAI T, YU J L, YAN G. Advanced exergy analyses of an ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration system [J]. Energy Conversion and Management, 2016, 126: 850-861.
- [23] YANG D Z, LI Y, XIE J, et al. Exergy destruction characteristics of a transcritical carbon dioxide two-stage compression/ejector refrigeration system for low-temperature cold storage[J]. Energy Reports, 2022, 8: 8 546-8 562.
-
- (上接第 55 页)
- [9] 周敏, 朱萌萌, 王珍, 等. QuEChERS-VADLLME-内标法-GC-MS/MS 快速测定铁皮石斛中农药残留[J]. 食品研究与开发, 2019, 40(16): 135-145.
ZHOU M, ZHU M M, WANG Z, et al. Study about rapid analysis of pesticide residues in *Dendrobium candidum* by application of vortex-assisted dispersive liquid-liquid microextraction and QuEChERS and internal standard method coupled with GC-MS/MS [J]. Food Research and Development, 2019, 40(16): 135-145.
- [10] 贾宁, 曾绍东, 陈吴海, 等. 超高效液相色谱—串联质谱法测定铁皮石斛中的吡咯里西啶生物碱[J]. 现代食品科技, 2022, 38(2): 295-304.
JIA N, ZENG S D, CHEN W H, et al. Determination of pyrrolizidine alkaloids in *Dendrobium officinale* kimura et migo by UPLC-MS/MS[J]. Modern Food Science & Technology, 2022, 38(2): 295-304.
- [11] 肖苏萍, 钟荣荣, 高慧, 等. 超高效液相色谱—串联质谱法快速测定不同石斛中 8 种农药残留量[J]. 中国现代中药, 2020, 22(4): 603-608, 621.
XIAO S P, ZHONG R R, GAO H, et al. Rapid detection of 8 pesticide residues in different *Dendrobium Caulis* by ultra high performance liquid chromatography-tandem mass spectrometry[J]. Modern Chinese Medicine, 2020, 22(4): 603-608, 621.
- [12] 钟冬莲, 汤富彬, 莫润宏, 等. 分散固相萃取—高效液相色谱—串联质谱法测定铁皮石斛中 8 种有机磷农药残留[J]. 分析实验室, 2017, 36(5): 571-575.
ZHONG D L, TANG F B, MO R H, et al. Determination of 8 organophosphorus pesticides in fresh *Dendrobium officinale* by dispersive solid-phase extraction method and high performance liquid chromatography-tandem mass spectrometry [J]. Chinese Journal of Analysis Laboratory, 2017, 36(5): 571-575.
- [13] 张艳. 农药残留分析中不同提取溶剂的评价[J]. 甘肃农业科技, 2006(9): 28-29.
ZHANG Y. Evaluation different extraction solvent in analysis of pesticide residues[J]. Gansu Agricultural Science and Technology, 2006(9): 28-29.