

液化天然气冷能回收系统性能分析

王 宪, 王 平, 李佳星

(大连理工大学能源与动力学院海洋能源利用与节能教育部重点实验室, 辽宁大连 116024)

摘要: 以 250℃ 的工业余热为热源, 以液化天然气 (liquefied natural gas, LNG) 为冷源, 利用 Aspen plus 软件模拟建立包含 LNG 直接膨胀和朗肯热力循环的联合朗肯循环。对 R23、R290、R134a 等 8 种有机纯工质进行比较和筛选, 分析它们在循环中的比功、炯效率和热效率等, 发现 R170、R290、R1270 这 3 种工质在循环中的性能较好, 又考虑到泵的安全性及炯经济性, 最终评价 R290 的综合性能最好。以 R290 为朗肯循环工质, 以炯损、炯效率和热效率为评价指标, 分析在不同最高循环压力、热源温度、热源流量、工质流量的情况下, 联合循环的性能变化情况。最终确定了炯效率最高的循环参数, 分析其各流股的工况和各部件的炯损, 发现炯损最大的部件是换热器设备, 泵的炯损相对最小。

关键词: 制冷与低温工程; 朗肯循环; 工质筛选; 循环效率

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 1674-2850(2017)20-2237-08

Performance analysis of cold energy recovery system for liquefied natural gas

WANG Xian, WANG Ping, LI Jiaying

(Key Laboratory of Ocean Energy Utilization and Energy Conservation of Ministry of Education, School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian, Liaoning 116024, China)

Abstract: In this paper, the industrial waste heat of 250℃ was used as the heat source, and the liquefied natural gas (LNG) was used as the cold source. A joint Rankine cycle containing LNG direct expansion and Rankine thermal cycle was established by Aspen plus software simulation. Eight kinds of organic pure working materials such as R23, R290 and R134a were compared and screened, the specific work, exergy efficiency and thermal efficiency were analyzed in the cycle. The result shows that R170, R290 and R1270 have better performance in the cycle, and the final evaluation of R290 is the best by taking into account the safety of the pump and the exergy economy. With R290 as the Rankine cycle working fluid, the performance of the combined cycle is analyzed under the conditions of different maximum circulating pressure, heat source temperature, heat source flow and working fluid flow by taking the exergy destruction, exergy efficiency and thermal efficiency as the evaluation index. Finally, by determining the highest efficiency of the cycle parameters, analyzing of the flow of the current conditions and the exergy destruction of the components, we found that the largest component of the loss is the heat exchanger equipment, and the exergy destruction of pump is relatively minimal.

Key words: refrigeration and cryogenic engineering; Rankine cycle; screening of working fluid; cycle efficiency

0 引言

天然气作为一种安全、清洁的能源, 越来越受到人们的重视。天然气在低温条件下液化后成为 LNG,

作者简介: 王宪 (1994—), 男, 博士研究生, 主要研究方向: 液化天然气冷能回收的模拟与优化

通信联系人: 王平, 副教授, 主要研究方向: 液化天然气冷能回收的模拟与优化. E-mail: wp2006@dlut.edu.cn

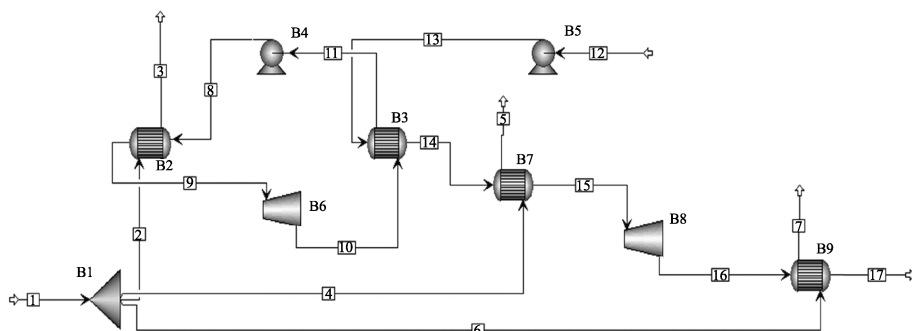
体积缩减为大约原来的 1/600，在运输时可以大幅度降低建设、储藏和运输成本，并且除去了气态形式中所含的 H₂S、CO₂、N₂ 和 Hg 等众多杂质。当 LNG 到达目的地进行使用时，需要将液态转化成气态，在此过程中每吨 LNG 会释放大约 830~860 MJ 的冷量^[1]，这些冷能可以通过朗肯循环进行发电。

国内外学者对利用 LNG 进行发电进行了大量研究，朱鸿梅等^[2]建立了一套用于 LNG 冷能发电的二级膨胀做功的朗肯循环，使用乙烷和乙烯作为筛选工质，最终发现无 LNG 膨胀的乙烯二级膨胀工艺最合理，冷能利用率为 19.67%，烟效率为 21.75%。LEE 等^[3]发现随着汽轮机进口压力和流体临界温度的增加，有机朗肯循环 (organic Rankine cycle, ORC) 系统的热效率增加。随着汽轮机进口压力的增加，系统的烟效率有峰值，峰值的大小与工质的种类有关。KIM 等^[4]建立了使用氨水作为循环工质的低温朗肯循环，发现随氨质量分数的增加，循环输出净功有峰值或单调递增（取决于轮机进口压力或冷凝温度）；当氨质量分数不同时，随着进口压力的改变，烟效率逐渐增加、逐渐减少或有峰值。

1 利用 LNG 发电的朗肯循环工质的筛选

1.1 朗肯循环流程

建立用于筛选工质的朗肯循环流程，如图 1 所示，设计参数如表 1 所示。所用热源为 250℃ 的工业余热烟气（各成分质量分数：H₂O 11%、N₂ 76%、CO₂ 13%）。在此循环中，热源经过分流器 B1 分成三股，循环工质经过蒸发器 B2 被汽化成过热蒸汽，经过汽轮机 B6 进行发电，之后进入冷凝器 B3 被液化成液体，最后经过液泵 B4 增加压力，完成一个循环。LNG 通过液泵 B5 后压力升至 3 MPa，流经换热器 B3 参与工质循环，又经过换热器 B7 被汽化为过热蒸汽后在汽轮机 B8 中做功发电，最终通过换热器 B9 被加热至一定的温度后输送至用户。



注：1~17 为各流股，其中 1~7 为热源流股，8~11 为循环工质流股，12~17 为 LNG（或 NG）流股

图 1 以丙烷为工质的朗肯循环

Fig. 1 Rankine cycle with propane as working fluid

表 1 朗肯循环设计参数信息
Tab. 1 Designed parameters of the Rankine cycle

设计参数量	参数数值
LNG 流量	1 kg/h
LNG 气化压力	3 MPa
LNG 送气压力	0.15 MPa
LNG 送气温度	15℃
汽轮机等熵效率	0.88
泵等熵效率	0.8

1.2 循环工质筛选的一般原则与初选工质

利用 LNG 冷能进行发电的朗肯循环不同于常规的燃气或蒸汽轮机动力系统，在低温条件下，循环工质的热力学特性与常温下常规动力系统所用的工质有很大不同。循环工质的选择原则是既要满足对循环工质自身的要求，又要与系统的热力特性和经济性紧密相关^[5]。

对于利用 LNG 发电的朗肯循环，循环工质应该具备如下特征^[6-9]：

- 1) 具有可接受的 ODP（臭氧破坏能力）值及 GWP（温室效应潜力）值。
- 2) 在使用温度范围内其物性应保持稳定，保证系统可以长期稳定运行。
- 3) 循环应保持适中的压力，循环工质冷凝压力应尽可能大于环境压力，以防止系统内部呈现负压，

导致系统不稳定, 系统的密封较难实现; 而蒸发压力必须在系统可接受的压力水平范围内, 且越小越好, 从而减少系统造价。

- 4) 在 $T-s$ 图中, 饱和蒸汽线上 ds/dT 应接近零或大于零。
- 5) 无毒、不易燃、不爆炸, 且与设备材料和润滑油具有良好的兼容性。
- 6) 良好的环境友好性。
- 7) 价格便宜, 且易于获得。

根据上述筛选工质的原则, 选定 R290、R116、R23、R125、R1270、R134a、R170 和 R600a 作为比较的对象, 表 2 列出了其基本物性参数^[10]。

表 2 预选工质的基本物性参数^[10]
Tab. 2 Basic physical properties of pre-selected working fluid^[10]

工质	分子式	临界压力/MPa	临界温度/°C	标准沸点/°C	标准凝固点/°C	GWP 值	ODP 值
R290	C ₃ H ₈	4.25	96.68	-42.05	-187.7	0~20	0
R116	C ₂ F ₆	3.04	19.88	-78.20	-100.7	5 700	0
R23	CHF ₃	4.82	25.86	-82.10	-155.0	14 760	0
R125	C ₂ HF ₅	3.62	66.02	-48.45	-103.0	3 500	0
R1270	CH ₃ CHCH ₂	4.60	91.70	-47.70	-185.0	0~20	0
R134a	CH ₂ FCF ₃	4.06	101.03	-29.26	-96.6	1 430	0
R170	C ₂ H ₆	4.87	32.17	-88.60	-182.8	0~20	0
R600a	CH ₃ CH(CH ₃)CH ₃	3.64	134.65	-11.73	-159.4	0~20	0

1.3 工质筛选结果分析

将各工质放入朗肯循环系统中, 改变循环的最大压力, 即泵出口排气压力, 变化范围为 0.2~5 MPa, 分析在不同压力和循环工质下系统的比功、焓效率和热效率情况, 结果如图 2~图 4 所示。

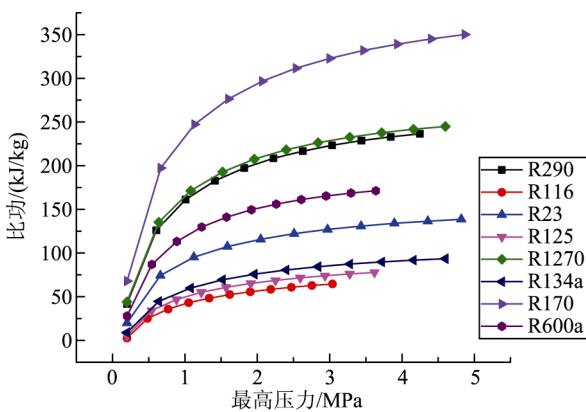


图 2 循环最高压力和系统比功的关系

Fig. 2 Relationship between the maximum pressure of the cycle and the specific work of the system

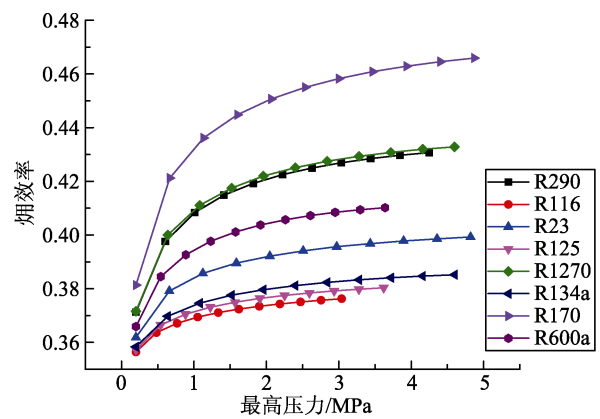


图 3 循环最高压力和系统焓效率的关系

Fig. 3 Relationship between the maximum pressure of the cycle and exergy efficiency of the system

对于系统的比功, R170 的值明显较大, R290 和 R1270 的值也相对较高, 说明这 3 种工质在循环中的净发电量较大, 发电性能较好。除此之外, 所研究的 8 种工质在循环中的比功值均随着循环最高压力的增大而增加, 直至到达各自的临界压力值。

系统的焓效率和热效率是系统能量利用率的直观表达形式,在8种不同的工质中,R170、R1270、R290仍然是效率最高的3种循环工质。当循环压力从0.2 MPa升至各自临界压力值时,R170的焓效率和热效率逐渐升高,焓效率可达0.466左右,而热效率可达0.172。对于工质R1270和R290,最大焓效率分别为0.433和0.431,最大热效率分别为0.127和0.123。

对预选工质的热力学分析结果表明,在以250℃烟气为热源的朗肯循环中,R170、R290、R1270这3种工质构建的循环有更高的比功和循环焓效率、热效率。但R170临界温度较低,在相同温度下,其饱和压力较高,相应地需要液泵的扬程较高,液泵的成本增加、安全性提高^[11]。除此之外,乙烷并不是某种常见工业流程的副产品,它只能建立专门的流程设备进行制取,因此它的可获得性较低。而对于R290、R1270这两种工质,它们的临界温度、临界压力、标准沸点等数值均比较接近,但是丙烷是炼油工业中常规的副产品,较易获取,并且价格也较低,除此之外,丙烷具有热稳定性较好、热容和汽化热较大、导热系数大、黏度系数小、液相比热小等优点^[12],因此使用丙烷作为循环工质进行循环特性研究。

2 循环热效率与焓效率的计算

2.1 热效率计算

热效率常被用于评估一个循环的热力学表现,它是评估热能被转化成有用功的效率的方法^[13]。在本循环中,热效率是循环输出的有用功和输入的总热能的比值,即

$$\eta_r = \frac{P_{net}}{q_1 h_1 - q_3 h_3 - q_5 h_5 - q_7 h_7}, \quad (1)$$

其中,由于汽轮机B6、B8产生电量,而泵B4、B5消耗电量,因此循环的比功 P_{net} 用下式求解:

$$P_{net} = W_{B6} + W_{B8} - W_{B4} - W_{B5}. \quad (2)$$

2.2 焓效率计算

焓效率是评价一个循环好坏的重要指标,焓效率的值与系统的净输出功率有关,而净输出功率主要取决于膨胀机的输出功^[14],其公式为

$$\eta_y = \frac{E_{gain}}{E_{pay}}, \quad (3)$$

其中, E_{gain} 为循环的焓获得总量; E_{pay} 为循环的焓消耗总量。 E_{gain} 并不是单指循环的总输出焓能,同样 E_{pay} 也不仅仅指向这个循环中输入的总焓能,这两个值的定义往往根据循环的不同目的而变化。焓分析是通过减小循环的不可逆性,从而揭示提升焓效率的可能性^[15-18]。在此循环中,

$$E_{gain} = P_{net} + E_{17}, \quad (4)$$

$$E_{pay} = E_1 + E_{12} - E_3 - E_5 - E_7. \quad (5)$$

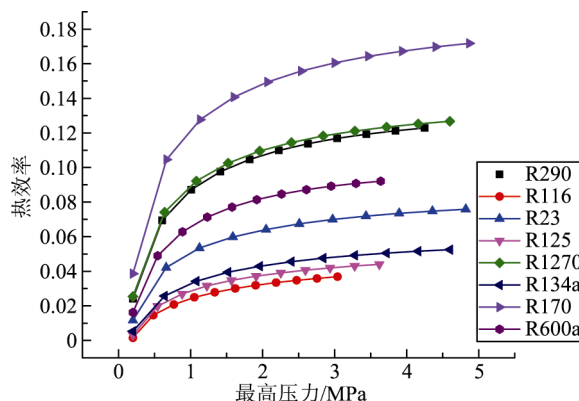


图4 循环最高压力和系统热效率的关系
Fig. 4 Relationship between the maximum pressure of the cycle and thermal efficiency of the system

3 以丙烷为循环工质的朗肯循环特性研究

3.1 循环的性能分析

3.1.1 热源温度对系统的影响

本循环中采用的热源为工业烟气余热, 各组分及其质量分数分别为 H_2O 11%, N_2 76%, CO_2 13%。当热源温度从 150°C 逐步升高至 450°C 时, 循环的炯效率及热效率是逐渐变化的, 如图 5 所示。

由图 5 可以看出, 当热源温度从 150°C 逐步升高至 450°C 时, LNG 换热器的炯损逐渐减少, 而冷凝器和蒸发器的炯损逐渐增加, 其余设备的炯损仍几乎保持不变(分流器的炯损过小, 忽略不计)。循环的炯效率随热源温度的增加而减小, 而系统的热效率一直是随热源温度的增加而增加的。然而, 在实际生产中, 热源温度并不是越低越好, 温度过低的烟气对烟囱等设备会造成化学腐蚀^[19], 经过朗肯循环余热吸收后的排放烟气温度不能低于烟气的露点温度。

3.1.2 热源流量对系统的影响

热源流量的变化不仅可以影响循环中各个换热器的种类和面积, 还会影响整个循环的炯损和循环效率。而热源流量过小或过大, 均会造成换热器不能有效换热, 因此在热源流量在 $4\sim 100\text{ kg/h}$ 变化时, 探究其对系统的影响。分析其对系统总炯损、炯效率、热效率的影响, 结果如图 6 所示。

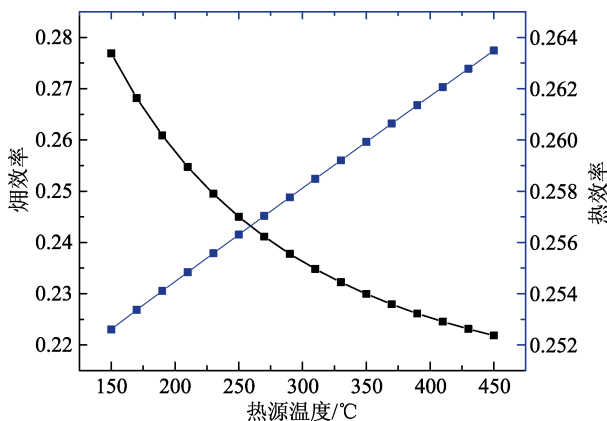


图 5 热源温度对循环炯效率和热效率的影响

Fig. 5 Effect of heat source temperature on exergy efficiency and thermal efficiency of the cycle

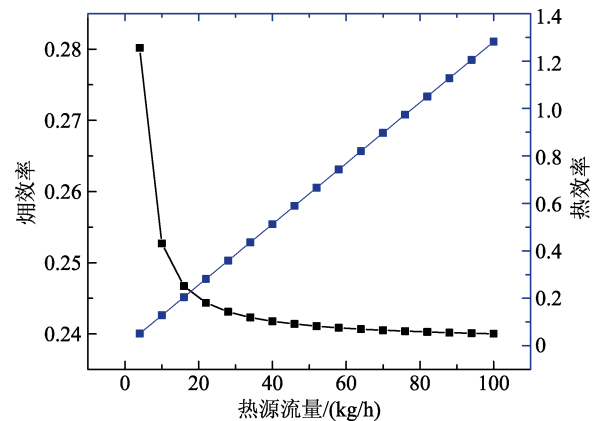


图 6 热源流量对循环炯效率和热效率的影响

Fig. 6 Effect of heat source flow on exergy efficiency and thermal efficiency of the cycle

由图 6 可以看出, 当热源流量在 $4\sim 100\text{ kg/h}$ 变化时, 随着热源流量的增加, 系统的总炯损呈递增趋势, 但在较小流量时热源流量的变化对总炯损影响显著, 当流量较大时, 热源流量对系统的总炯损影响较小。同样, 较小热源流量时, 循环炯效率随热源流量的增加而显著减小, 之后会缓慢减小, 总体呈递减趋势。

3.1.3 工质流量对系统的影响

工质流量的变化对循环各部件的炯损、炯效率、热效率等均有显著影响, 鉴于所设计装置的 LNG 流量为 1 kg/h , 为不影响循环正常运转, 在循环工质流量在 $0.1\sim 1\text{ kg/h}$ 范围内变化时, 探究其对系统性能的影响, 结果如图 7 所示。可以看出, 随着流量的增加, 循环的炯效率和热效率均有明显增加。

3.2 最优循环状态结果

综上所述, 为防止热源出口温度过低导致化学腐蚀, 取热源温度为 250°C , 工质流量为 1 kg/h , 循环

最高压力为 4.0 MPa. 将这些设计参数代入设计的循环中,通过 Aspen plus 运行后可以得到各流股的参数,如表 3 所示。在得出的最优工况下,各设备部件的焓损情况如图 8 所示。此时,循环的焓效率为 0.382 3,热效率为 0.373 6,净发电量为 524.818 kW.

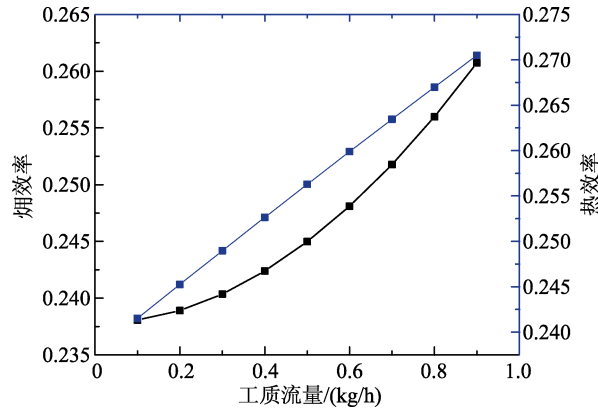


图 7 工质流量对循环焓效率和热效率的影响

Fig. 7 Effect of working fluid flow on exergy efficiency and thermal efficiency of the cycle

表 3 循环各流股参数

Tab. 3 Cyclic flow parameters

流股	温度 $T/^\circ\text{C}$	压强 P/MPa	比焓 $H/(\text{kJ}/\text{kg})$	比熵 $S/[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	比焓 _e $/(\text{kJ}/\text{kg})$	质量流量 $q_m/(\text{kg}/\text{h})$
1	250.0	0.1	-2 385.09	0.592	0.328	12.4
2	250.0	0.1	-2 385.09	0.592	0.222	8.4
3	150.7	0.1	-2 498.77	0.351	0.119	8.4
4	250.0	0.1	-2 385.09	0.592	0.048	1.8
5	151.2	0.1	-2 498.18	0.352	0.026	1.8
6	250.0	0.1	-2 385.09	0.592	0.058	2.2
7	152.2	0.1	-2 497.01	0.355	0.031	2.2
8	-40.3	4.0	-2 898.15	-8.342	0.034	1.0
9	245.0	4.0	-1 943.19	-5.695	0.087	1.0
10	117.8	0.1	-2 201.96	-5.603	0.008	1.0
11	-42.5	0.1	-2 906.52	-8.351	0.032	1.0
12	-162.0	0.2	-5 387.56	-11.506	0.270	1.0
13	-160.7	3.0	-5 379.56	-11.485	0.270	1.0
14	-39.1	3.0	-4 674.99	-7.353	0.135	1.0
15	45.0	3.0	-4 471.43	-6.610	0.132	1.0
16	-102.8	0.15	-4 753.86	-6.370	0.035	1.0
17	15.0	0.15	-4 507.64	-5.274	0.016	1.0

由图 8 可以看出,在该工况条件下,换热器 B3 的焓损最大,换热器 B2 和换热器 B9 的焓损也相对较大。焓损最大的 4 项都是换热器设备,泵的焓损相对最小。换热器设备的焓损主要是由于冷热流体温度相差过大等因素造成的,减少换热器传热设备的平均传热温差是减少焓损的主要途径^[10, 20]。

4 结论

研究建立了包含 LNG 直接膨胀和朗肯热力循环的联合朗肯循环,对 R290、R23、R134a 等 8 种有机单一工质进行筛选,结果表明, R170、R1270、R290 这 3 种工质有较适中的冷凝温度、较大的汽化潜热,

并且所处循环中的比功、焓效率、热效率均较大,其中焓效率方面 $R170 > R1270 > R290$ 。对这3种有机工质进行焓经济性分析,发现 R170 饱和压力较高,液泵成本增加、安全性提高,并且不易获取;R1270 工质价格较高,因此选用 R290 作为循环工质。

以 R290 为工质对循环进行热力学分析,结果表明,

1) 在工质丙烷的临界压力之内,循环的最高压力越高,系统的焓效率越高,系统性能越好;

2) 在 $150 \sim 450^\circ\text{C}$ 范围内,随着热源温度的增加,系统的焓效率逐渐减小,系统的热效率持续增加,考虑到实际工业烟气排放温度较高,以及若烟气温度较低会造成换热器腐蚀的问题,选取热源温度为 250°C 左右较为合适;

3) 随着热源流量的增加,系统的总焓损呈递增趋势,焓效率逐渐降低,且流量大小与热源的排气温度有关,通过调试可以获得最佳的热源流量;

4) 在一定范围内,随着工质流量的增加,循环的焓效率和热效率均有明显增加。

对筛选得到的最大焓效率的循环进行热力学分析发现,换热器设备的焓损占总焓损的比重较大,减少流经传热设备的流体的平均传热温差是减少焓损的主要途径。除换热器之外,焓损由大到小的设备依次为膨胀机、液泵和分离器。

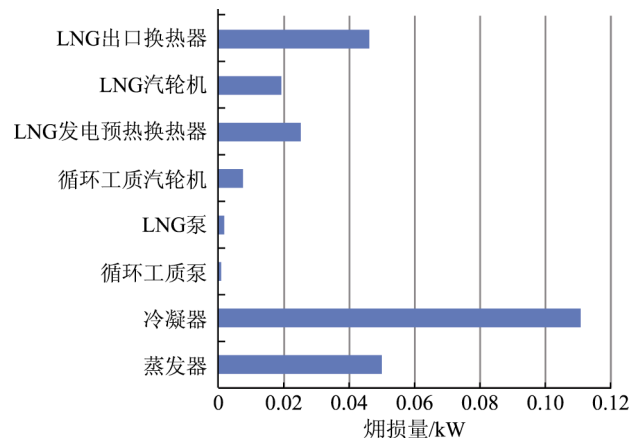


图 8 各设备部件焓损情况

Fig. 8 Exergy destruction of each equipment

[参考文献] (References)

- [1] 张静. LNG 冷能利用在我国的发展[J]. 化学工程与装备, 2012 (1): 103-104.
ZHANG J. The application of LNG cold energy in China[J]. Chemical Engineering & Equipment, 2012(1): 103-104. (in Chinese)
- [2] 朱鸿梅, 孙恒, 刘丰. 回收 LNG 冷能的新型碳二烃两级膨胀朗肯循环[J]. 低温与超导, 2013, 41 (9): 10-14.
ZHU H M, SUN H, LIU F. The new carbon hydrocarbon two-level expansion of the Rankine cycle for recycling LNG cold energy[J]. Cryogenics and Superconductivity, 2013, 41(9): 10-14. (in Chinese)
- [3] LEE H Y, KIM K H. Energy and exergy analysis of a combined power cycle using the organic rankine cycle and the cold energy of liquefied natural gas[J]. Entropy, 2015, 17(9): 6412-6432.
- [4] KIM K H, KIM K C. Thermodynamic performance analysis of a combined power cycle using low grade heat source and LNG cold energy[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 70(1): 50-60.
- [5] 王威, 张娜, 蔡睿贤. LNG 冷焓动力系统的工质选择及系统分析方法[J]. 燃气轮机技术, 2001, 14 (3): 17-20.
WANG W, ZHANG N, CAI R X. Engineering selection and system analysis method of LNG cold exergy power system[J]. Gas Turbine Technology, 2001, 14(3): 17-20. (in Chinese)
- [6] 郑浩, 汤珂, 金滔, 等. 有机朗肯循环工质研究进展[J]. 能源工程, 2008 (4): 5-11.
ZHENG H, TANG K, JIN T, et al. Research progress of organic Rankine cycle working fluid[J]. Energy Engineering, 2008(4): 5-11. (in Chinese)
- [7] 朱明善. 绿色环保制冷剂的趋势与发展[J]. 精细与专用化学品, 1999 (22): 10-12.
ZHU M S. Trends and development of green environmental refrigerant[J]. Fine and Specialty Chemicals, 1999(22): 10-12. (in Chinese)
- [8] 马利敏. 中高温热泵工质的理论与实验研究[D]. 天津: 天津大学, 2006.

- MA L M. Theoretical and experimental study on working fluid of medium and high temperature heat pump[D]. Tianjin: Tianjin University, 2006. (in Chinese)
- [9] 顾伟. 低品位热能有机物朗肯动力循环机理研究和实验验证[D]. 上海: 上海交通大学, 2010.
GU W. Research and experimental verification mechanism of low-grade heat organic Rankine power cycle[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2010. (in Chinese)
- [10] 陈光明, 陈国邦. 制冷与低温原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
CHEN G M, CHEN G B. Theory of refrigeration and cryogenics[M]. Beijing: China Machine Press, 2009. (in Chinese)
- [11] 杨红昌. 液化天然气(LNG)冷能发电系统的优化研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2010.
YANG H C. Optimization of cold energy generating system of liquefied natural gas (LNG)[D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2010. (in Chinese)
- [12] 张磊, 高为, 余黎明, 等. LNG冷能发电朗肯循环工质研究[J]. 低温与超导, 2015, 43(2): 51-54.
ZHANG L, GAO W, YU L M, et al. Study on Rankine cycle working fluid of LNG power generation[J]. Cryogenics and Superconductivity, 2015, 43(2): 51-54. (in Chinese)
- [13] WANG P, LI J X, SHEN S Q. An improved combined power system utilizing cold energy of LNG[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2017, 24(1): 43-50.
- [14] 郭浩, 公茂琼, 董学强, 等. 低温烟气余热利用有机朗肯循环工质选择[J]. 工程热物理学报, 2012, 33(10): 1655-1658.
GUO H, GONG M Q, DONG X Q, et al. Selection of working fluid on organic Rankine cycle in low temperature flue gas waste heat[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 33(10): 1655-1658. (in Chinese)
- [15] HASAN A A, GOSWAMI D Y, VIJAYARAGHAVAN S V. First and second law analysis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source[J]. Solar Energy, 2002, 73(5): 385-393.
- [16] VIJAYARAGHAVAN S, GOSWAMI D Y. On evaluating efficiency of a combined power and cooling cycle[J]. Journal of Energy Resources Technology, 2003, 125(3): 534-547.
- [17] CIHAN A, HACIHAFIZOGLU O, KAHVECI K. Energy-exergy analysis and modernization suggestions for a combined-cycle power plant[J]. International Journal of Energy Research, 2006, 30(2): 115-126.
- [18] LIOR N, ZHANG N. Energy, exergy, and second law performance criteria[J]. Energy, 2007, 32(4): 281-296.
- [19] 张喜来. 蓄热式低温余热回收及其在工业窑炉上的应用[D]. 武汉: 华中科技大学, 2012.
ZHANG X L. Regenerative low temperature waste heat recovery and its application in industrial kiln[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2012. (in Chinese)
- [20] 史美中, 王中铮. 热交换器原理与设计[M]. 南京: 东南大学出版社, 2014.
SHI M Z, WANG Z Z. Principle and design of heat exchanger[M]. Nanjing: Southeast University Press, 2014. (in Chinese)