

中温热源驱动有机朗肯循环工质研究

陈奇成, 徐进良, 苗政

(能源的清洁利用与安全北京市重点实验室(华北电力大学), 北京市 昌平区 102206)

Working Fluid Selection For Medium Temperature Organic Rankine Cycle

CHEN Qicheng, XU Jinliang, MIAO Zheng

(Beijing Key Laboratory of Energy Safety and Clean Utilization (North China Electric Power University),
Changping District, Beijing 102206, China)

ABSTRACT: The inverse problem and its solving method of organic Rankine cycle (ORC) system provide a efficiency and simply way for analyzing performance of ORC system. In this paper, toluene, MDM, benzene, cyclohexane, heptane, MM, hexane, isohexane were selected as working fluids based on the inverse problem of ORC system driven by two different heat sources, 573.15 K and 523.15 K. With the pinch temperature difference as constraints, the optimum operating conditions and properties of working fluids were obtained through calculating thermal efficiency and exergy efficiency, and the variation of net work output, mass flow and operating pressure was compared. The results show that Toluene, Benzene and Cyclohexane are suit for both of two heat sources. Hexane only suit for ORC system driven by lower heat source, 523.15 K.

KEY WORDS: organic Rankine cycle; inverse problem; medium temperature heat source; pinch temperature; working fluid

摘要: 有机朗肯循环热力学反问题及求解方法的提出为分析有机朗肯循环系统提供了一种简单、有效的方法。文中基于反问题求解思想, 针对 573.15 和 523.15 K 这两种中温热源驱动的有机朗肯循环, 选取甲苯、八甲基三硅氧烷、苯、环己烷、庚烷、六甲基二硅醚、己烷、异己烷作为系统运行工质, 以蒸发器内窄点温差为约束条件, 寻求对应系统最大输出功的最佳运行参数。并从热力学第一定律、第二定律、系统有效输出功、质量流量和适用范围比较采用不同工质时的系统循环性能, 建议出最佳运行工质。结果表明, 甲苯、苯和环己烷适用于两种中温热源有机朗肯循环, 且具有广泛的运行范围; 己烷适用于 $T_{\text{gas,in}}=523.15\text{ K}$ 热源驱动的有机朗肯循环。

基金项目: 国家自然科学基金国际合作项目(51210011); 广东省联合基金项目(U1034004); 中央高校基本科研业务费专项项目(JB2013111)。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China (51210011); the Natural Science Foundation of China and Guangdong Province (U1034004); the Fundamental Research Funds for the Central Universities(JB2013111)。

关键词: 有机朗肯循环(ORC); 反问题; 中温热源; 窄点温差; 工质

0 引言

能源问题受到全球范围内的广泛关注。低品位能源(如余热、太阳能集热、地热等)占全世界总产热量的一半以上^[1-2], 其回收利用对人类社会的持续发展具有深远意义。

有机朗肯循环(organic Rankine cycle, ORC)作为利用低品位能源的有效方法引起关注。如图 1 所示, 有机朗肯循环采用水蒸气朗肯循环相同运行原理, 选用低沸点有机物作为运行工质, 在蒸发器内吸收余热介质的热量汽化, 进入膨胀机膨胀做功, 完成热功转换。对于单一有机工质的 ORC 系统, 有机工质在连续加热过程中, 先从过冷液体, 转变成饱和液体, 最后转变成饱和气体。在两相区时, 蒸发过程发生在饱和温度下。继续加热, 在蒸发器出口处获得过热蒸汽。如图 2 所示为亚临界有机朗肯循环进程 $T-s$ 示意图, 其中点 1 为高压过热蒸汽, 点 2 为低压蒸汽, 点 4 为低压饱和和液体, 点 5 为高

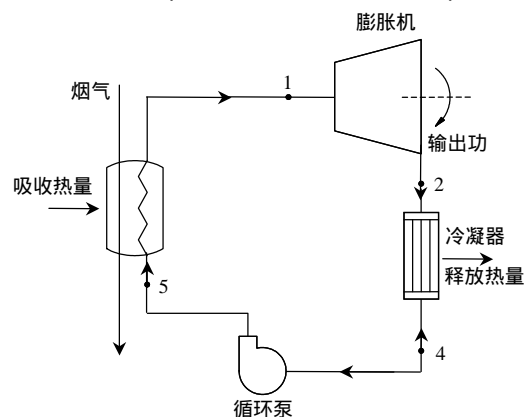


图1 有机朗肯循环结构图

Fig. 1 Organic rankine cycle

转换能力一一对应，简化了系统优化目标。

2 结果与讨论

2.1 工质筛选准则

ORC 系统有机工质从组成成分,总体可以分为两类:单一工质和混合工质。单一工质主要以卤代烃、碳氢化合物制冷剂、有机氧化物和环状有机物为主;混合工质主要包括非共沸混合工质、近共沸混合工质和共沸混合工质。

有机工质筛选需要综合考虑以下几个方面。

1) 物理学特性:主要是指工质的环保性,化学稳定性、工质安全性。2) 热力学特性:从热力学特性角度分析,有机工质又可以被分为干工质、等熵工质、湿工质 3 类,由于湿工质膨胀过程出现两相区,对膨胀机造成一定损害,故优先考虑干工质和等熵工质。3) 热源匹配特性:本文以 ORC 热力学反问题作为研究基础,同时为了满足窄点温差约束条件以及获取较高循环热效率,工质的临界参数与热源不宜相差过大。

针对 573.15 和 523.13 K 这 2 种高温热源,基于以上综合考虑及前期的研究基础,本文选用甲苯、MDM、苯、环己烷、庚烷、MM、己烷、异己烷作为 ORC 运行工质进行分析。表 1 所示为工质物性参数。

表 1 工质物性参数

Tab. 1 Properties of the organic working fluids

工质	分子量/(kg/kmol)	临界压力/MPa	临界温度/K	自燃温度/K
甲苯	92.138	4.1263	591.57	753.15
MDM	236.53	1.415	564.13	623.15
苯	78.108	4.894	562.05	562.22
环己烷	84.161	4.075	553.64	518.15
庚烷	100.2	2.736	540.13	477.15
MM	162.38	1.925	518.7	613.15
己烷	86.175	3.034	507.82	517.15
异己烷	86.175	3.04	497.7	579.15

2.2 循环参数及工况设定

本文运行工况如表 2 所示。工况 1 和工况 2 烟气进口温度 $T_{\text{gas,in}}$ 分别为 573.15 和 523.15 K, 固定回收余热热量 $Q_a=1\ 000\ \text{kW}$, 烟气流量 m_{gas} 对应为 4.632 和 6.131 kg/s。其余运行参数设定相同:窄点温差 $\Delta T_p=5\ \text{K}$; 冷凝器出口温度 $T_4=303.15\ \text{K}$ (饱和液态); 冷却水进口温度 $T_{\text{water,in}}=293.15\ \text{K}$, 出口温度 $T_{\text{water,out}}=298.15\ \text{K}$, 膨胀机与泵的等熵效率设为 0.85^[7-8]。所有工质物性参数由 NIST 提供的 PEFROP 9.0 程序计算完成。

表 2 工况表

Tab. 2 Running cases

工况	烟气流量/(kg/s)	烟气进口温度/K	烟气出口温度/K
1	4.623	573.15	363.15
2	6.131	523.15	363.15

同时,本文以系统整体热效率及烟效率作为分析 ORC 系统循环性能的主要指标,基于 Mago 等人的研究^[19],以 293.15 K 和 0.1 MPa 作为烟(exergy, ex)计算参考点,给出系统及各部件热效率、烟损失及烟效率表达式。

蒸发器(eva: 5-1):

$$I_{\text{ex,eva}} = (E_{\text{gas,in}} - E_{\text{gas,out}}) - (E_1 - E_5) \quad (3)$$

$$\eta_{\text{ex,eva}} = \frac{E_1 - E_5}{E_{\text{gas,in}} - E_{\text{gas,out}}} \quad (4)$$

式中: $E_{\text{gas,in}}$ 和 $E_{\text{gas,out}}$ 分别为载热流体的入口烟和出口烟, E_1 和 E_5 代表与图 2 中对应状态点的烟值。 $I_{\text{ex,eva}}$ 和 $\eta_{\text{ex,eva}}$ 分别代表蒸发器的烟损失和烟效率。

膨胀机(exp: 1-2):

有效输出功

$$W_t = m_{\text{ORC}}(h_1 - h_2) \quad (5)$$

热效率

$$\eta_{\text{exp}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (6)$$

烟损失和烟效率:

$$I_{\text{ex,exp}} = E_1 - E_2 - W_t \quad (7)$$

$$\eta_{\text{ex,exp}} = \frac{W_t}{E_1 - E_2} \quad (8)$$

式中 m_{ORC} 为有机工质质量流量; W_t 代表系统有效输出功。

冷凝器(con: 2-4):

$$I_{\text{ex,con}} = (E_2 + E_{\text{water,in}}) - (E_4 + E_{\text{water,out}}) \quad (9)$$

$$\eta_{\text{ex,con}} = \frac{E_{\text{water,out}} - E_{\text{water,in}}}{E_2 - E_4} \quad (10)$$

泵(p: 4-5):

泵功

$$W_p = m_{\text{ORC}}(h_5 - h_4) \quad (11)$$

热效率

$$\eta_{\text{exp}} = \frac{h_{5s} - h_4}{h_5 - h_4} \quad (12)$$

烟损失和烟效率:

$$I_{\text{ex,p}} = W_p - (E_5 - E_4) \quad (13)$$

$$\eta_{\text{ex,p}} = \frac{E_5 - E_4}{W_p} \quad (14)$$

系统(sys):

热效率

$$\eta_{\text{sys}} = \frac{W_t - W_p}{Q_a} \quad (15)$$

系统焓损失

$$I_{\text{ex,sys}} = I_{\text{ex,eva}} + I_{\text{ex,exp}} + I_{\text{ex,con}} + I_{\text{ex,p}} \quad (16)$$

系统焓效率

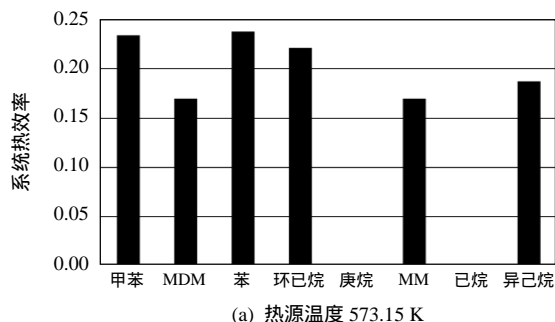
$$\eta_{\text{ex,sys}} = \frac{E_{\text{sys,u}}}{E_{\text{sys,a}}} \quad (17)$$

式中: $E_{\text{sys,u}}$ 为系统利用的焓值; $E_{\text{sys,a}}$ 为系统获得的焓总量。

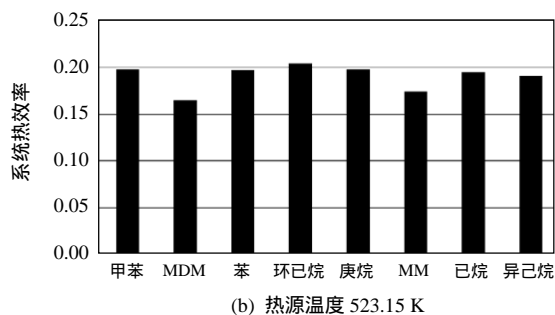
2.3 工况性能分析

运用反问题求解方法, 对所选工质在 573.15 K 和 523.15 K 两种热源驱动有机朗肯循环性能进行计算比较。对于所选工质, 首先令初始膨胀机进口温度 $T_1 = T_{\text{gas,in}} - 10 \text{ K}$, 求得满足约束条件的运行压力 P_1 , 确定一个工况。继续减小 T_1 , 并求取相应 P_1 。在计算过程中若出现: 1) 膨胀机入口温度高于工质自燃温度; 2) 运行压力高于临界压力; 3) 窄点温度高于膨胀机进口温度; 则判定对于该 T_1 无法找到满足约束条件的 P_1 计算结束。

系统有效输出功是衡量 ORC 余热回收、转换能力的重要依据, 通过比较有效输出功可以直接反映不同工质的运行特性。本文基于 ORC 热力学反问题求解思想, 当吸收热量一定时, 系统输出功与热效率成正比关系, 因此热效率可以直接反映出系统热功转换能力。图 3 所示为限定热源条件下不同工质所能达到的最佳热效率。与图 3 相对应, 表 3 给出在两种热源驱动下, 所有工质在最佳运行工况下的运行参数。当热源进口温度较高(573.15 K)时, 如图 3(a)所示, 苯、甲苯和环己烷的热效率相对较高, 分别为: 23.79%, 23.41% 和 22.16%。而 MDM 与 MM 的热效率则相对较低。此外, 由于约束条件的限制, 庚烷与己烷的运行温度均高于自身燃点温度, 考虑工质稳定性与安全性, 因此认为其无法在满足高温热源及窄点温度的约束前提下运行。当热源进口温度较低(523.15 K)时, 如图 3(b)所示, 苯、甲苯和环己烷热效率呈明显下降趋势, MDM、MM 与异己烷变化相对平缓, 其中环己烷热效率最高,



(a) 热源温度 573.15 K



(b) 热源温度 523.15 K

图 3 工质最佳运行工况热效率示意图

Fig. 3 Working fluid thermal efficiency diagram with optimum operating conditions

表 3 工质最佳运行工况计算参数表

Tab. 3 Optimum operating properties of the working fluid

工质	膨胀机		膨胀机		系统	
	进口温度 T_1/K		进口压力 P_1/MPa		热效率 $\eta_{\text{ORC}}/\%$	
热源温度	573.15	523.15	573.15	523.15	573.15	523.15
甲苯	473.15	428.15	0.70	0.27	23.40	19.82
MDM	540.15	513.15	0.75	0.30	17.01	16.47
苯	473.15	433.15	1.35	0.53	23.79	19.73
环己烷	503.15	441.15	1.37	0.77	22.15	20.44
庚烷	NA	462.15	NA	0.80	NA	19.81
MM	552.15	486.15	1.33	0.95	17.03	17.39
己烷	NA	478.15	NA	1.41	NA	19.50
异己烷	538.15	488.15	2.21	1.77	18.82	19.18

为 20.446%。从图 3 中可以直观的找到在不同热源温度以及窄点温差约束条件下, 系统所需的最佳工质。

图 4 所示为不同工质系统热效率随膨胀机进口温度 T_1 的变化趋势。比较 4(a)、(b)两图, 由于苯和甲苯 2 种工质的焓值随温度变化平缓, 近似呈线性变化趋势, 因此在 2 种不同热源温度下, 苯和甲苯均具有较大的适用运行温度范围。而对于 MDM、MM 和异己烷, 当 $T_{\text{gas,in}}=573.15 \text{ K}$ 时, 如图 4(a)所示, 工质焓值随 T_1 变化较为剧烈, 表现出较强的非线性特征, 在反问题求解过程中^[18], 及易发散, 工程应用中则体现为有机工质适用的运行区间狭小。当 $T_{\text{gas,in}}=523.15 \text{ K}$ 时, 这种情况得到改善, 如图 4(b)所示。其中庚烷与己烷热效率在低温热源时相对较

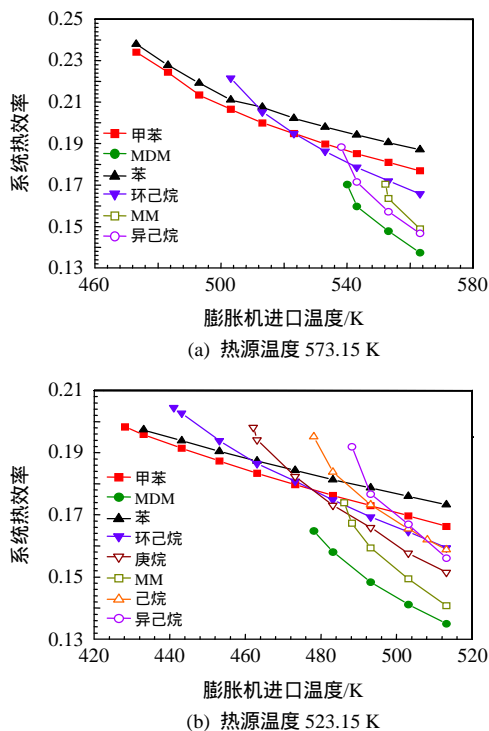


图 4 工质运行热效率

Fig. 4 Thermal efficiency of working fluids

高。通过分析图 4，可以获取不同工质的适用运行范围，为工质选择提供参考依据。

图 5 所示为采用不同工质时膨胀机输出功随 T_1 变化规律。从图中可以看到，在两种不同温度热源下，膨胀机输出功都呈现出随着 T_1 增大而减小的趋势。这是由于对于不同有机工质，有效输出功的大

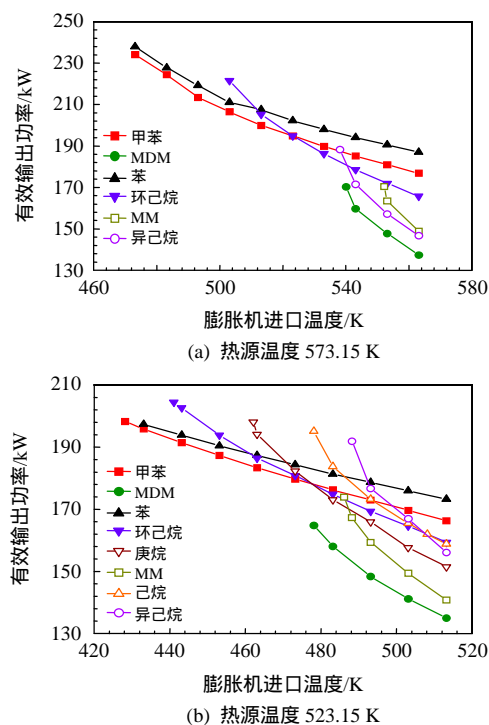


图 5 有效输出功变化规律

Fig. 5 Variation of net work output

小主要取决于工质在膨胀机入口处过热程度。当有机工质在膨胀机进口处为饱和状态或微过热状态时，系统有效输出功最大，反之过热度越大，工质有效输出功则越小^[18]。在固定系统总吸热量 Q_a 不变的情况下，当膨胀机进口温度 T_1 增加时， P_1 随之减小，造成有机工质在膨胀机的入口处的过热度明显增大，导致膨胀机输出功的减小。

比较图 5(a)和(b)可以看到，当热源温度较高时， $T_{\text{gas,in}}=573.15\text{K}$ ，苯和甲苯在膨胀机进口过热程度与其它工质相比较小，因此输出功较高，热功转换能力较强。同时，由于两种工质在膨胀机入口处焓值随着温度变化平缓，近似成线性化趋势，所以适用运行温度范围较广。热源温度降低时， $T_{\text{gas,in}}=523.15\text{K}$ ，环己烷的输出功最高，运行范围与高温热源情况相比有所扩大。此外，对应图 5 与图 4，可以发现工质循环热效率与系统有效输出功达到统一，热效率较高时，对应的输出功也相应较高，正确体现 ORC 反问题思想。随膨胀机入口温度的增大，单位工质焓值 h_1 增大，导致系统单位质量工质吸热量随之增大，故有机工质质量流量减小，如图 6 所示。

图 7(a)、(b)分别表示有机工质在 573.15 和 523.15 K 这两种热源下，膨胀机入口压力 P_1 随入口温度 T_1 的变化趋势。从图 6 中还可以获取各种工质

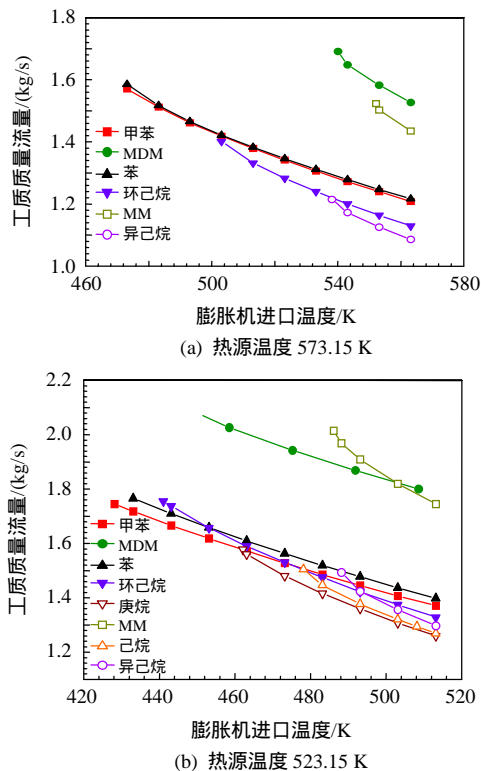
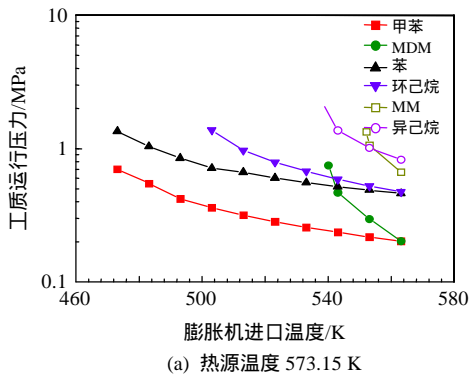
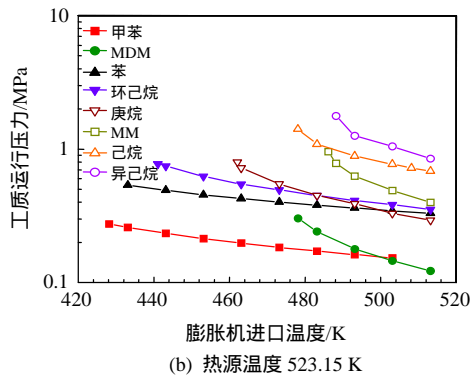


图 6 工质质量流量变化规律

Fig. 6 Mass flow variation of working fluids



(a) 热源温度 573.15 K



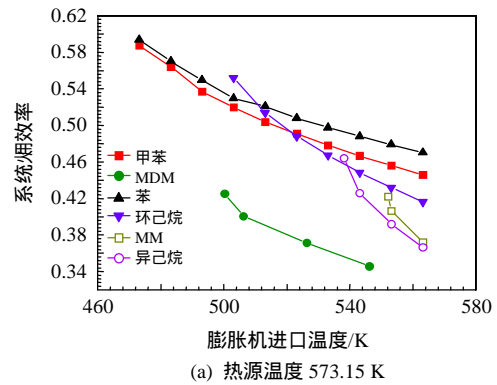
(b) 热源温度 523.15 K

图7 工质压力变化规律

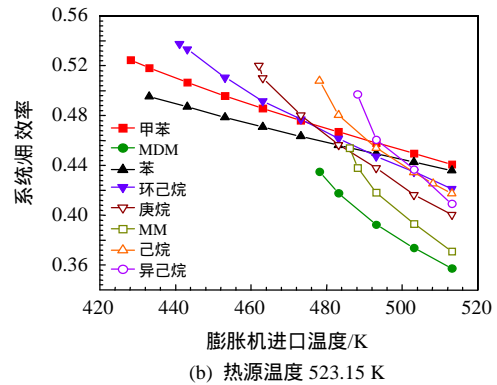
Fig. 7 Pressure variation of the working fluid

的适用运行工况范围,为不同工况下工质的选择提供较为直观的理论依据。当热源温度较高时,如图7(a)所示,所有工质的膨胀机进口压力 P_1 随着进口温度 T_1 的减小而增大。其中,甲苯和苯适用的运行温度变化范围相对较大,压力变化较为平缓,运行多处于较低压力下;而MDM、MM和异己烷适用的温度变化范围明显较小,压力梯度较大,与其他工质相比,MM和异己烷的运行压力较高;己烷和庚烷无法在高温下正常运行。当热源温度较低时,如图7(b)所示,所有工质运行压力均低于图7(a)中压力值。甲苯和苯适用的运行温度变化范围仍然较大,MDM和MM温度变化范围随着热源温度降低而增大,且压力变化相比于高温热源工况下趋于平缓。

图8为选用不同工质时,ORC系统炯效率随膨胀机进口温度 T_1 变化规律。炯效率随着 T_1 的增加而减少,即 T_1 越高,系统的不可逆损失越大。因为当 T_1 增加时, P_1 随 T_1 增大而减小,导致有机工质在膨胀机入口处呈现过热状态,经过膨胀机做功后,造成工质在膨胀机出口处有机工质仍处于较高的过热状态,此时系统炯损失主要来源于冷凝器与蒸发器中,换热流体之间温度匹配的不合理性所造成的不可逆损失。而当 T_1 逐步减小时,有机工质过热度随之减小,使得蒸发器与冷凝器内冷热流体温度匹配得到改善,有效减小了不可逆损失;提高了



(a) 热源温度 573.15 K



(b) 热源温度 523.15 K

图8 工质运行炯效率变化规律

Fig. 8 Exergy efficiency of working fluids

系统整体炯效率。比较文中选用的不同有机工质,在高温热源下时,苯、甲苯和环己烷三种工质仍较高,分别为59.37%,58.73%和55.22%,而MDM、MM、异己烷炯效率表现较低,为42.51%,42.21%和46.42%。而在低温热源下时,MDM、MM、和异己烷在膨胀机进口处过热度低于高温热源,炯效率则明显有所提高,分别为43.49%,45.39%以及49.69%。

3 结论

本文中,作者基于ORC热力学反问题求解思想,分别针对573.15和523.13 K这两种不同热源温度驱动的有机朗肯循环,在满足热源属性和蒸发器内窄点温差约束前提下,分别从热力学第一定律与第二定律出发,通过计算分析比较了8种有机工质的循环特性与性能变化规律,总结得出结论如下:

1) 在耦合热源及满足窄点温差约束条件下,当热源温度 $T_{\text{gas,in}}=573.15$ K时,苯、甲苯和环己烷的热效率与炯效率相对较高;当热源温度 $T_{\text{gas,in}}=523.15$ K时,尽管苯、甲苯和环己烷热效率与炯效率呈明显下降趋势,但与其他工质相比,仍相对较高。

2) 不同有机工质在573.15和523.15 K温度下运行时,当膨胀机进口温度 T_1 增大时,膨胀机进口

压力 P_1 随之减小,工质在膨胀机入口焓值 h_1 增大,导致单位质量工质吸热量增大,在保持系统总吸热量 Q_a 不变的情况下,故质量流量 m_{ORC} 减小,有效输出功 W_t 随 T_1 减小而增大。

综合 ORC 热力学反问题的分析,可以看出,在甲苯、苯和环己烷不仅适用于两种中温热源有机朗肯循环,并且具有更广泛的运行范围。己烷只适用于 $T_{\text{gas,in}}=523.15\text{ K}$ 热源驱动的有机朗肯循环。

参考文献

- [1] Chen H, Goswami D Y, Muhammad M R, et al. A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power[J]. Energy, 2011, 36(1): 549-555.
- [2] Roy J P, Mishra M K, Misra A. Performance analysis of an organic Rankine cycle with superheating under different heat source temperature conditions[J]. Applied Energy, 2011, 8(9): 2995-3004.
- [3] Chen Y P, Lundqvist, et al. A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(17-18): 2142-2147.
- [4] Liu B, Chien K, Wang C. Effect of working fluids on organic rankine cycle for waste heat recovery[J]. Energy, 2004, 29(8): 1207-1217.
- [5] Hung T. Waste heat recovery of organic rankine cycle using dry fluids[J]. Energy Conversion and Management 2001, 42(5): 539-553.
- [6] Guo T, Wang H X, Zhang S J. Selection of working fluids for a novel low-temperature geothermally-powered ORC based cogeneration system[J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(6): 2384-2391.
- [7] Maizza V, Maizza A. Unconventional working fluids in organic rankine-cycles for waste energy recovery systems [J]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21(3): 381-390.
- [8] Lai N A, Wendland M, Fischer J. Working fluids for high-temperature organic rankine cycles[J]. Energy, 2011, 36(1): 199-211.
- [9] Bahaa S, Koglbauer G, Wendland M, et al. Working fluids for low-temperature organic rankine cycles[J]. Energy, 2007, 32(7): 1210-1221.
- [10] Lakew A A, Bolland O. Working fluids for low-temperature heat source[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(10): 1262-1268.
- [11] 顾伟,翁一武,王艳杰等.低温热能有机物发电系统热力分析[J].太阳能学报,2008,29(5): 608-612.
Gu Wei, Weng Yiwu, Wang Yanjie, Thermodynamic analysis of power generation system based on closed organic[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2008, 29(5): 608-612(in Chinese).
- [12] 贺红明,等.利用 LNG 物利火种的朗肯循环研究[D].上海交通大学,2007.
He hongming, The study of Rankine cycle utilizing LNG physical exergy[D]. Shanghai Jiao Tong University, 2007(in Chinese).
- [13] Tchanche B F, Papadakis G, Lambrinos G, et al. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle[J]. Applied Thermal Engineering 2009, 29(11-12): 2468-2476.
- [14] 张圣君,王怀信,郭涛.废热源驱动的有机朗肯循环工质的研究[C]//工程热力学与能源利用学术会议论文集,天津大学,2008.
Zhang Shengjun, Wang Huaixin, Guotao. The study of working fluids of organic Rankine cycle driven by exhaust[C]//Engineering thermodynamics and Energy Conference, Tianjin University, 2008(in Chinese).
- [15] Bombarda P, Costante M I, Claudio P. Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 33(2-3): 212-219.
- [16] Hung T C, Shai T Y, Wang S K. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat[J]. Energy, 1997, 22(7): 661-667.
- [17] 赵巍,杜建一,徐建中.微型燃气轮机与有机朗肯循环装置组成联合循环的设计与分析[J].中国电机工程学报,2009,29(29): 19-24.
Zhao Wei, Du Jianyi, Xu Jianzhong. Design and analysis of the combined cycle with the micro gas turbine and organic rankine cycle settings[J]. Proceedings of the CESS, 2009, 29(29): 19-24(in Chinese).
- [18] Chen Qicheng, Xu Jinliang, Chen Hongxia. A new design method for Organic Rankine Cycles with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source[J]. Applied Energy, 2012, 98: 562-573.
- [19] Mago P J, Srinivasan K K, Chamra L M, et al. An examination of exergy destruction in organic Rankine cycles[J]. International Journal of Energy Research 2008, 32(10): 926-938.



陈奇成

收稿日期:2013-04-10。

作者简介:

陈奇成(1985),男,博士研究生,研究方向为多相流传热传质,chenqicheng2010@hotmail.com。

(责任编辑 王庆霞)

Working Fluid Selection for Medium Temperature Organic Rankine Cycle

CHEN Qicheng, XU Jinliang, MIAO Zheng
(North China Electric Power University)

KEY WORDS: organic Rankine cycle ;inverse problem, medium temperature heat source; pinch temperature; working fluid

Organic Rankine cycle (ORC) is a kind of efficiency method for recovery waste heat or low grade energy. The performance of ORC is strongly depended on the working fluid properties. However, little attention is paid to the working fluid selection for ORC driven by medium temperature heat source. In this paper, Toluene, MDM, Benzene, Cyclohexane, Heptane, MM, Hexane and Isohexane are selected as working fluids based on the inverse problem and the solution strategy, and the types of working fluids are analyzed to find out the suitable one for the ORC system driven by two different heat sources, 573.15 K and 523.15 K.

In this paper, the inverse problem and the solution strategy for the ORC system are employed. The thermal efficiency and the exergy efficiency of the ORC system are calculated as the main factors to estimate the performance of the ORC system. The thermal efficiency, the exergy efficiency and the exergy destruction expression for the ORC system are shown as follows:

$$\left\{\begin{aligned}\eta_{\text{ORC}} &= \frac{W_t - W_p}{Q_a} \\ I_{\text{ex,sys}} &= I_{\text{ex,eva}} + I_{\text{ex,exp}} + I_{\text{ex,con}} + I_{\text{ex,p}} \\ \eta_{\text{ex,sys}} &= \frac{E_{\text{sys,u}}}{E_{\text{sys,a}}}\end{aligned}\right. \quad (1)$$

Under the pinch temperature difference and heat source temperature constraints, the optimum operating conditions and properties of working fluids are obtained, as shown in Fig. 1. The optimum operating properties of the working fluids are shown in Tab.1. Furthermore, the net work output, mass flow and operating pressure are compared between different working fluids as additional properties for ORC system performance. The results show that Toluene, Benzene and Cyclohexane have not only higher thermal efficiency than any other working

Tab. 1 Optimum operating properties of the working fluids

Working fluids	Expander inlet temperature T_1/K		Expander inlet pressure P_1/MPa		ORC thermal efficiency $\eta_{\text{ORC}}/\%$	
Heat source	573.15	523.15	573.15	523.15	573.15	523.15
Toluene	473.15	428.15	0.70	0.27	23.40	19.82
MDM	540.15	513.15	0.75	0.30	17.01	16.47
Benzene	473.15	433.15	1.35	0.53	23.79	19.73
Cyclohexane	503.15	441.15	1.37	0.77	22.15	20.44
Heptane	NA	462.15	NA	0.80	NA	19.81
MM	552.15	486.15	1.33	0.95	17.03	17.39
Hexane	NA	478.15	NA	1.41	NA	19.50
Isohexane	538.15	488.15	2.21	1.77	18.82	19.18

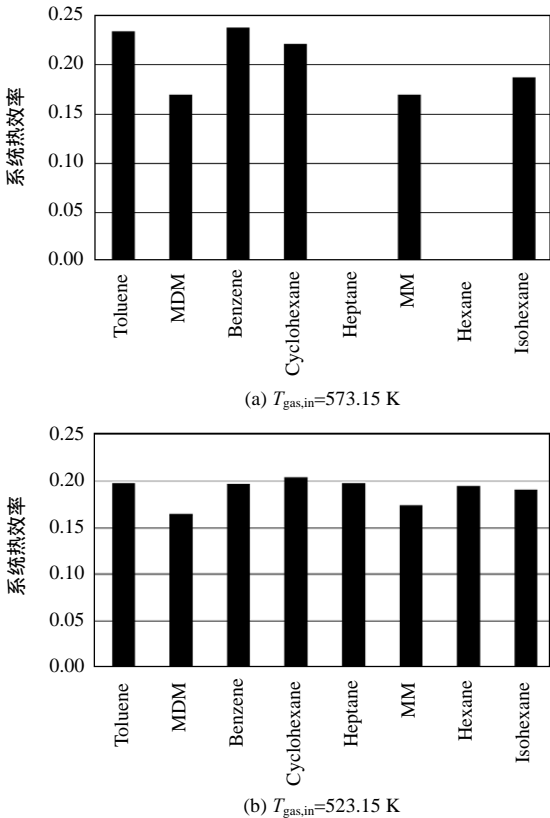


Fig. 1 Optimum operating conditions of the working fluid thermal efficiency

fluids, but also a larger operation range under both heat sources, 573.15 K and 523.15 K. However, Hexane only suits for the ORC system driven by the heat source of 523.15 K.