

基于有机朗肯循环的低温余热发电系统热力性能研究

张鑫¹, 张旭¹, 苍大强¹, 王景富²

(1. 北京科技大学冶金与生态工程学院, 北京 100083; 2. 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

摘要: 针对 313.15-413.15 K 用于低温余热发电的低温热源, 通过建立系统热力模型, 设定系统热力计算条件, 对有机朗肯循环系统的热力学性能进行了分析, 得出以下结论: 改变工质的蒸发温度对系统的输出净功、吸热量、焓损失、热效率和焓效率的影响不同, 需针对不同余热热源选择相匹配的工质以达到较大的利用效率; 在一定的热源温度下, 工质的蒸发温度越高, 对提高系统的热效率和焓效率越有利; 相同工况条件下, 有机工质 R601、R245fa、R245ca 及 R141b 具有较好的做功能力, 经济效益也相对较好。

关键词: 低温余热发电; 有机朗肯循环; 热力学性能; 工质

中图分类号: TK11 文献标识码: A
DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2015.03.010
符号说明

- e_a —高温热源在蒸发器进口的比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- e_b —高温热源在蒸发器出口的比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- e_c —冷却水在冷凝器进口的比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- e_d —冷却水在冷凝器出口的比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- h_1 —工质泵进口和冷凝器出口的比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- h_2 —工质泵出口和蒸发器进口的比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- h_{2s} —工质泵的等熵比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- h_3 —蒸发器出口和透平进口的比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- h_4 —透平出口和冷凝器进口的比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- h_{4s} —透平的等熵比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- h_a —余热热源在蒸发器进口的比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- h_b —余热热源在蒸发器出口的比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- h_c —冷却水在冷凝器进口的比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- h_d —冷却水在冷凝器出口的比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- I_p —工质泵的焓损失/ $\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$
- I_e —蒸发器的焓损失/ $\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$
- I_T —透平的焓损失/ $\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$
- I_c —冷凝器的焓损失/ $\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$
- I_{sys} —系统总焓损失/ $\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$
- m —工质质量流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- m_x —余热热源的质量流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- m_w —冷却水的质量流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- η_p —工质泵的绝热效率
- η_T —透平的绝热效率
- η_m —透平的机械效率
- η_{sys} —系统热效率

- Q_c —冷凝器的吸热量/ $\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$
- Q_e —蒸发器的吸热量/ $\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$
- s_1 —工质在工质泵进口的比焓/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
- s_2 —工质在工质泵出口和蒸发器进口的比焓/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
- s_3 —工质在蒸发器出口和透平进口的比焓/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
- s_4 —工质在透平出口的比焓/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
- s_a —高温热源在蒸发器进口的比焓/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
- s_b —高温热源在蒸发器出口的比焓/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
- s_c —冷却水在冷凝器进口的比焓/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
- s_d —冷却水在冷凝器出口的比焓/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$
- T_0 —环境温度/K
- T_1 —工质凝结温度/K
- T_{11} —冷却水的进口温度/K
- T_{12} —冷却水的出口温度/K
- ΔT_1 —冷凝器出口端工质和冷却水之间的传热温差/K
- W_p —工质泵的输出功/ $\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$
- W_T —透平的输出功/ $\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$

引言

近年来, ORC(有机朗肯循环)由于其结构简单、循环热效率高、蒸发压力和冷凝压力较低等特点, 已成为低品位余热资源的主要利用方式之一^[1-3]。然而, 目前大多数研究手段比较单一, 缺乏对整个温度段内全工质整体性能的综合评价。罗向龙等建立了低品位热能发电系统焓分析模型, 对以 R245fa 为工质的温度低于 383.15 K 的低品位热能发电系统进行了焓分析, 得到了各环节的能量转换效率并确定了对系统性能影响最大的环节^[4]。王辉涛等结合数学规划理论, 建立有机朗肯循环的优化数学模型, 以效率或净输出功率为目标函数, 用内罚函数和黄金分割搜索优化算法对实例进行参数优化^[5]。马新灵等同样以 R245fa 为工质, 针对 373.15 K 左右的热源, 在给定工况下分析计算了系统的热效率。研究表明: 影响热效率的因素为蒸发器出口、膨胀机出口以及冷凝器内的工质状态参数, 通过在冷凝器入口前加装回热器, 可以有效减

收稿日期: 2014-12-10; 修订日期: 2015-02-09

作者简介: 张鑫(1970-), 男, 北京人, 中国国际工程咨询公司处长。

少传热温差引起的不可逆损失,使整个系统的绝对热效率提高 0.32%,相对热效率提高 4.6% [6]。以上各文献均针对单一工质进行研究,没有对不同工质在目标温度段上的性能表现加以深入探讨。

本研究以 313.15 - 413.15 K 的工业废气所携热能为利用对象,对于有机朗肯循环发电系统的工质蒸发温度对系统的输出净功、吸热量、焓损失、热效率和焓效率的影响程度进行研究,同时发现有机工质 R601、R245fa、R245ca 及 R141b 具有较好的做功能力和投资潜力。

1 有机朗肯循环系统数学模型

有机工质朗肯循环发电热力系统主要由高效换热设备蒸发器、蒸汽透平发电机组、冷凝器、工质泵等主要设备和管道组成,基本流程简图和温熵示意图见图 1 和图 2 [7-8]。该循环由 4 个过程组成:过程 2-3 可视为等压吸热过程;过程 3-4 可视为绝热膨胀过程;过程 4-1 可视为等压放热过程;过程 1-2 可视为绝热压缩过程。

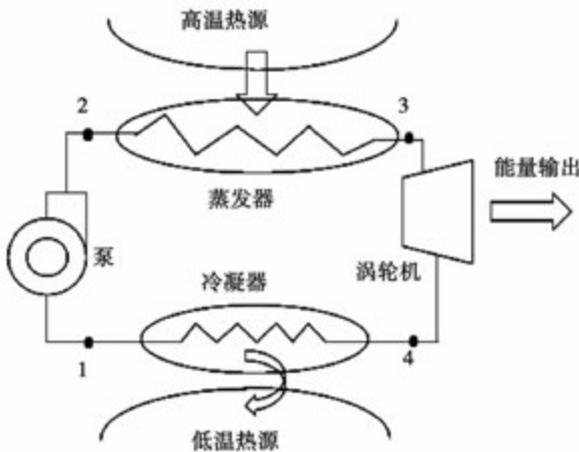


图 1 有机工质朗肯循环系统示意图
Fig.1 Schematic diagram of an ORC (organic Rankine cycle) system

有机工质朗肯循环发电热力系统的热源温度范围是 313.15 - 413.15 K,设置计算温度区间为 313.15、333.15、353.15、373.15、393.15 和 413.15 K;冷源温度取环境温度 293.15 K。

状态点 1→2 为绝热加压过程,工质泵的输出功为:

$$W_p = \frac{m(h_{2s} - h_1)}{\eta_p} \quad (1)$$

$$\eta_p = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2} \quad (2)$$

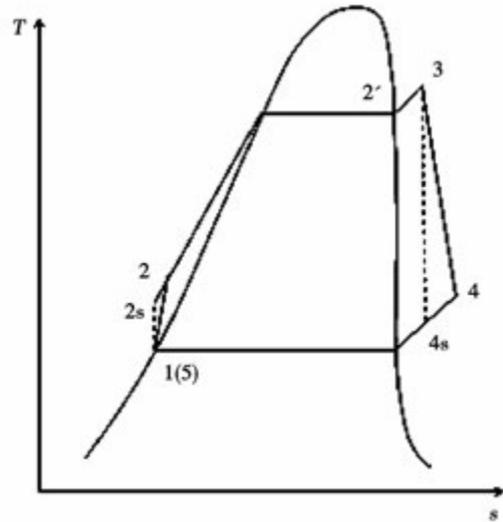


图 2 有机朗肯循环系统温熵示意图
Fig.2 T-S schematic diagram of an ORC system

状态点 2→3 为等压加热过程,蒸发器的吸热量为:

$$Q_e = m(h_3 - h_2) \quad (3)$$

$$m(h_3 - h_2) = m_x(h_a - h_b) \quad (4)$$

状态点 3→4 为绝热膨胀过程,透平的输出功为:

$$W_T = m(h_3 - h_{4s}) \eta_T \eta_m \quad (5)$$

$$\eta = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (6)$$

状态点 4→1 为等压冷却过程,冷凝器的吸热量为

$$Q_c = m(h_4 - h_1) \quad (7)$$

$$m(h_4 - h_1) = m_w(h_d - h_c) \quad (8)$$

依据热力学第一定律可定义有机朗肯循环系统热效率:

$$\eta_{sys} = \frac{W_T - W_p}{Q_e} \quad (9)$$

2 循环系统热力计算条件的建立

2.1 系统基础条件参数的设定

在建立系统热力模型的基础上,利用美国 NIST

(国家标准与技术研究院)开发的物性软件 RefProp 8.0,在 MATLAB 界面下编程计算,获得相应的热力学数据。

在研究中,余热作为热源的温度范围为 313.15 - 413.15 K,设定系统中设备的基本参数值为:透平膨胀机绝热效率 $\eta_T = 0.85$,机械效率 $\eta_m = 0.9$,工质泵绝热效率 $\eta_p = 0.8$ 。由于余热热源温度变化范围为 100 K,为能找出与热源温度最匹配的有机工质,在研究过程中,分别针对不同温度段的余热热源进行热力学计算,分析透平输出净功、吸热量、循环热效率、焓损失及焓效率的变化情况,获得最优的循环系统性能。

在整个研究过程中,过热度取为 8 K,工质的质量流量取为 0.5 kg/s,环境温度取为 293.15 K,以此计算各种有机工质在不同蒸发温度时各状态点的参数值(包括温度、压力、焓值、熵值),分析系统热力性能的变化情况。

2.2 蒸发器进、出口温度的设定

蒸发器采用逆流式布置,图 3 是热源流体与工质流体在蒸发器中的传热示意图^[9-10]。

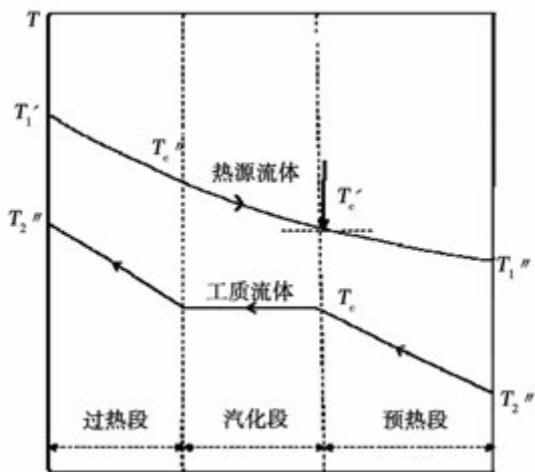


图3 蒸发器中传热示意图

Fig. 3 Schematic diagram of heat transfer in evaporator

图 3 所示,在蒸发器中与高温热源换热时其沸腾段一般为定温过程,热源流体沿流动方向温度逐渐降低。因此,在整个换热过程中,热源流体和有机工质在工质的沸腾点存在最小温差,称为“节点”,该点规定了蒸发器的工作极限。

本研究主要研究的高温热源温度为 313.15 - 413.15 K,据此分别对蒸发器入口温度为 413.15、393.15、373.15、353.15 和 333.15 K 时的情况进行研究。

2.3 冷凝器进、出口温度的设定

有机蒸汽在冷凝器中凝结时将热量传递给冷却水,冷却水因被加热温度由 T_{L1} °C 升高到 T_{L2} °C。由于实现热量的传递需要具有一定的温度差,即蒸汽的凝结温度 T_1 必须高于冷却水的最高温度 T_{L2} °C (出口温度)。因此,凝结温度 T_1 和冷却水温度之间关系如图 4 所示^[9-10]。其中,纵轴 T 代表温度,横轴 F 代表换热面积。

$$T_1 = T_{L2} + \Delta T_L = T_{L1} + \Delta t + \Delta T_L \quad (8)$$

式中: $\Delta t = T_{L2} - T_{L1}$ —冷却水的温升,K。冷却水的温升增大,则需要的冷却水量就减少,冷却水泵的电消耗也相应减少。但是,此时凝结温度升高,可利用的温度区间变小,因而发电量减小。因此冷却水的温升 Δt 需要合理选取,通常取值范围为 $\Delta t = 5 - 10$ K。

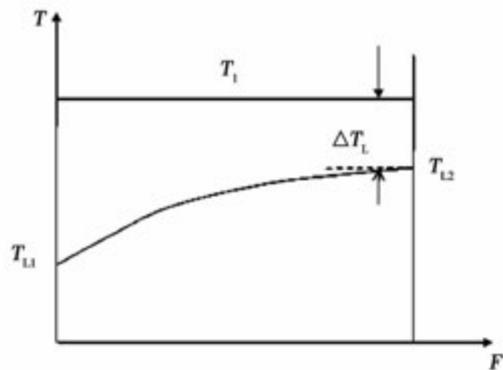


图4 冷凝器传热示意图

Fig. 4 Schematic diagram of heat transfer in condenser

ΔT_L 值越小,凝结温度越低,可以增加发电量,但是会增大冷凝器的传热面积,通常按经验控制冷却水在凝汽中的温升为 $\Delta T_L = 3 - 5$ K^[7]。

冷却水的进口温度 T_{L1} 是实际可测的,本研究选取 $T_{L1} = 293.15$ K, $\Delta t = 5$ K,设定冷却水出口温度为 $T_{L2} = 298.15$ K,同时取 $\Delta T_L = 5$ K,即有机工质冷凝温度 $T_1 = 302.15$ K。

3 系统热力性能计算与结果

3.1 不同热源条件下系统性能分析

对于工质 R601、R601a、R600a、R141b、R245fa 及 R245ca,随着蒸发温度的升高,系统的其它热力性能均逐渐升高,与输出净功的变化趋势基本一致。由此,选取上述性能较优的工质作为候选工质进行研究。

在 313.15 - 413.15 K 热源温度段内,通过热力学计算,发现系统输出净功、吸热量及热效率的变化与工质质量流量和各状态点的比焓密切相关,而系统焓损失和焓效率与热源和冷源的温度有关。因此,对不同热源条件下系统性能的变化情况进行分类讨论。

3.1.1 系统输出净功变化

图 5 给出了在整个热源温度段内系统输出净功随蒸发温度的变化情况,随着蒸发温度的升高系统输出净功逐渐升高,而变化量逐渐减小。主要是由于温度越高,升高相同温度时,有机工质的比焓增量越小。

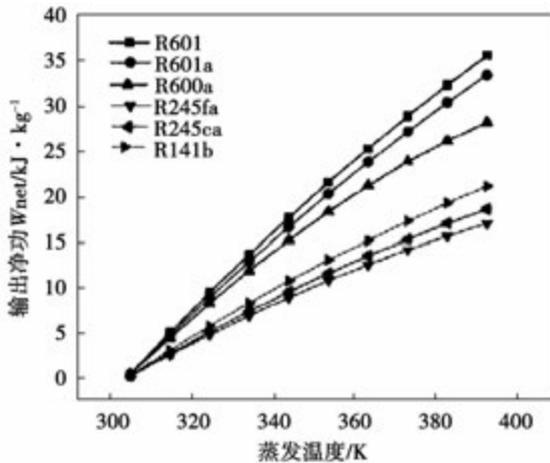


图 5 系统输出净功随蒸发温度升高变化图
Fig. 5 The diagram of the changes relationship of net power output and evaporation temperature

当蒸发温度为 303.15 K 时,几种工质的输出净功值差异甚小,而随着蒸发温度的升高其差异逐渐明显。以工质 R601 和 R245fa 为例,工质 R601 迅速上升,而 R245fa 较为平缓,当蒸发温度为 333.15 K 时, R601 的输出净功为 13.70 kJ/kg, R245fa 的输出净功为 6.95 kJ/kg; 当蒸发温度上升

到 393.15 K 时, R601 输出功为 35.62 kJ/kg, R245fa 为 21.16 kJ/kg。即蒸发温度每升高 1 °C 时, R601 输出净功增加 0.36 kJ/kg, R245fa 增加 0.23 kJ/kg。由此可知,在该热源温度段内,若仅以获得最大输出净功为原则时,工质 R601 和 R601a 具有明显的优势; 另外,已知随着蒸发温度的升高系统输出净功逐渐升高,而增长率逐渐减小,因此,如果某种有机物随着温度的升高,其比焓增量保持不变甚至增大的话,那么以此有机物为循环工质的朗肯循环系统的输出净功必然大于其它工质的输出净功。

3.1.2 系统吸热量变化

图 6 为系统吸热量随蒸发温度升高时的变化情况,可看出同输出净功变化情况一样,随着蒸发温度的升高系统吸热量逐渐升高,但是其增加量逐渐降低,其中工质 R601、R601a 和 R600a 的吸热量和增长幅度都明显高于其它 3 种工质。

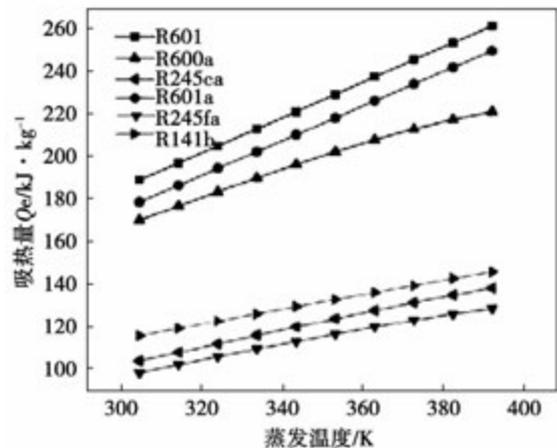


图 6 系统吸热量随蒸发温度升高变化图
Fig. 6 The diagram of system heat absorption growing up by evaporation temperature increasing

当蒸发温度为 333.15 K 时, R601 的吸热量为 213.56 kJ/kg, R245fa 的吸热量为 109.35 kJ/kg; 当蒸发温度达到 393.15 K 时, R601 吸热量为 262.30 kJ/kg, R245fa 为 128.67 kJ/kg。即蒸发温度每升高 1 K 时, R601 的吸热量增加 0.81 kJ/kg, R245fa 增加 0.32 kJ/kg。由此可知,工质 R601、R601a 和 R600a 在升高相同温度时相对于其他 3 种有机工质需要吸收更多的热量,即在热源温度相同时,热源的质量流量必然增大。并且,若提供相同量的热能时,工质 R601、R601a 和 R600a 获得的输出净功将可能小于工质 R245fa、R245ca 和 R141b 的输出净功。

3.1.3 系统热效率变化

由图 7 可看出几种工质的热效率随蒸发温度的升高而呈指数曲线变化,由此可知,随着蒸发温度的升高,热效率的增长率是逐渐降低的,且当蒸发温度较高时,各种工质的热效率差异较大,也就是说热源温度越高,在最大允许蒸发温度下,工质 R141b 的热效率越高于其他几种有机工质,工质 R600a 的热效率最小。

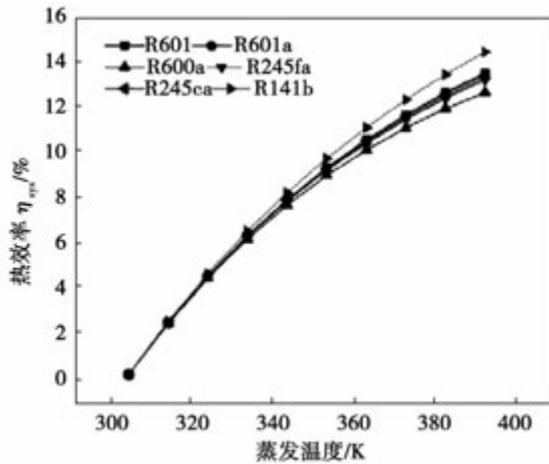


图 7 系统热效率随蒸发温度升高变化图
Fig. 7 The diagram of relationship of thermal efficiency and evaporation temperature

3.1.4 系统熵损失变化

在有机朗肯循环系统中,蒸发器和冷凝器的熵损失相对于透平膨胀机和工质泵的熵损失较大(见图 10)。下面根据各环节的熵损失推导系统熵损失:

工质泵的熵损失:

$$I_p = mT_0(s_2 - s_1) \tag{10}$$

蒸发器的熵损失:

$$\begin{aligned} I_e &= m_x(e_a - e_b) + m(e_2 - e_3) \\ &= m_x[(h_a - h_b) - T_0(s_a - s_b)] + m[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)] \\ &= T_0[m_x(s_b - s_a) + m(s_3 - s_2)] \end{aligned} \tag{11}$$

透平的熵损失:

$$I_T = mT_0(s_4 - s_3) \tag{12}$$

冷凝器的熵损失:

$$\begin{aligned} I_c &= m(e_4 - e_1) + m_x(e_c - e_d) \\ &= m[(h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1)] + m_w[(h_c - h_d) - T_0(s_c - s_d)] \\ &= T_0[m(s_1 - s_4) + m_w(s_d - s_c)] \end{aligned} \tag{13}$$

综合公式(10) - 式(13),可得熵损失的定义式:

$$I_{sys} = I_p + I_e + I_T + I_c = T_0 [m_x(s_b - s_a) + m_w(s_d - s_c)] \tag{14}$$

由此可知,系统总熵损失与热源和冷源密切相关,在计算中冷源温度保持不变,因此随着热源温度的升高,系统熵损失必然会发生变化。

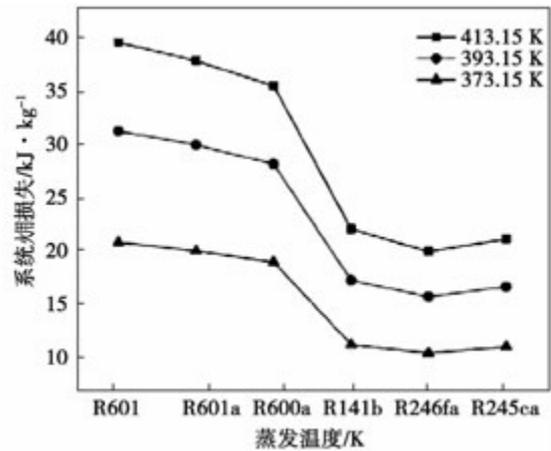


图 8 系统熵损失随热源温度变化图
Fig. 8 The relationship of system exergy loss and source heat temperatures

图 8 为在热源温度分别为 413.15、393.15 和 373.15 K,当蒸发温度为 353.15 K 时,不同工质的系统熵损失的变化情况。当蒸发温度确定后,由于工质的吸热量确定,随着热源温度越高,与工质的传热温差越大,系统熵损失将不断增大。其中工质 R601、R601a、R600a 的熵损失明显大于其它 3 种工质,主要是由于这几种工质的吸热量较大,在相同热源和冷源温度下,根据热量守恒,热源和冷源的质量流量必然大于其它几种有机工质,从而导致熵损失较大。工质 R601、R601a、R600a 的熵损失变化量也较大,由于这 3 种工质的吸热量随着蒸发温度的升高,吸热量的变化量大于其它 3 种工质,因此熵损失变化量也相对比较大。

3.1.5 系统熵效率变化

图 9 为热源温度分别为 413.15、393.15 和 373.15 K,蒸发温度为 353.15 K 时系统熵效率的变化情况。当蒸发温度一定时,随着热源温度的升高,系统熵效率变化趋势基本一致,然而在较低的热源温度下,系统的熵效率反而较大,主要是由于在蒸发温度与热源温度相差较小时,系统的熵损失降

低,焓效率则增大。其中工质 R141b 的焓效率较大,而其它工质的焓效率差异相对较小。

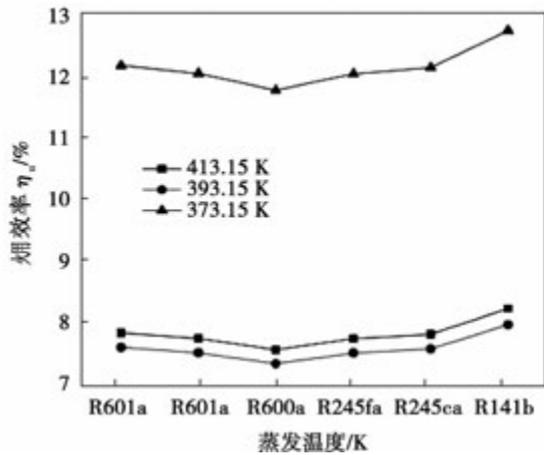


图 9 系统焓效率随热源温度变化图
Fig. 9 The relationship of exergy efficiency and source heat temperatures

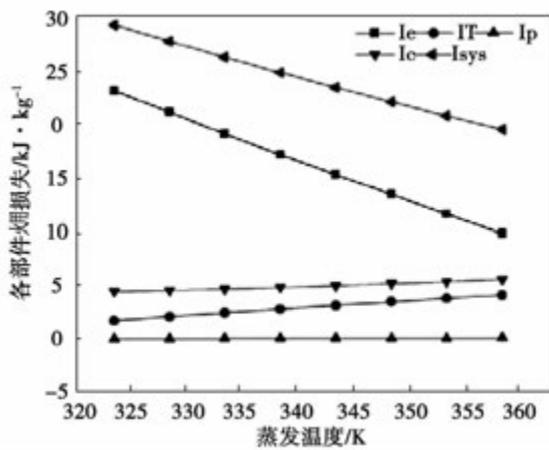


图 10 蒸发温度对系统各部件焓损失的影响
Fig. 10 The impact of evaporation temperature on system components exergy loss

3.2 系统各部件焓损失变化情况分析

图 10 为工质 R601 在热源温度为 373.15 K 时,随着蒸发温度的升高,系统各部件焓损失的变化情况。由图可见,蒸发器的焓损失(I_c)是随着蒸发温度的升高而减小的,这是由于蒸发温度的升高,工质平均吸热温度增加,使工质和余热之间的平均传热温差减小,所以蒸发器的焓损失减小。虽然透平(I_T)和工质泵(I_p)的焓损失随着蒸发温度的升高而增加,由于其占整个系统焓损失(I_{sys})的份额较少(见图 11),因此整个系统的焓损失随着蒸发温

度的升高而降低。

图 11 为热源温度在 373.15 K,蒸发温度为 358.15 K 时,有机朗肯循环系统各部件焓损失的比例图,由图可看出,整个系统焓损失中,蒸发器的焓损失最大,占整个系统焓损失的 50.24%,其次为冷凝器和透平膨胀机,工质泵的焓损失仅为 0.34%,可忽略不计。由此可看出,要降低系统的焓损失应从蒸发器和冷凝器入手,提高蒸发器和冷凝器与工质之间的传热性能或优化有机朗肯循环系统以降低焓损失。

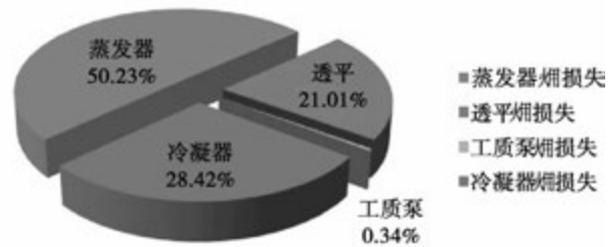


图 11 有机朗肯循环系统各部件焓损失比例图
Fig. 11 Chart showing the shares of the exergy loss occupied by each component in the organic Rankine cycle system

4 结 论

对有机朗肯循环系统的热力性能进行了分析研究,得出结论如下:

(1) 改变工质的蒸发温度对系统的输出净功、吸热量、焓损失、热效率和焓效率进行对比分析。结果显示,不同有机工质表现的热力性能有较大的差异,在实际低品位热能的利用中,需针对不同余热热源选择相匹配的工质以达到较大的利用效率;在一定热源温度下,随着蒸发温度的升高,系统输出净功、吸热量、热效率、焓损失以及焓效率都逐渐增大;而随着热源温度的升高,系统输出净功、吸热量等热力性能的增长比率是不断降低的;在整个热源温度段内,为提高系统整体性能,可优先考虑候选有机工质 R141b、R245ca、R601 和 R245fa。

(2) 有机工质 R601、R601a 和 R600a 在相同热源温度和蒸发温度下,有机朗肯循环系统的输出净功相对较大,但是由于其蒸发潜热较大导致在蒸发器中换热达到过热状态需吸收更多的热量,从而使其热效率降低;而工质 R245fa、R245ca 和 R141b 的

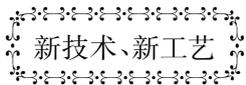
输出净功仅为工质 R601、R601a 和 R600a 的 50% 左右,其吸热量也仅为其 50% 左右,从而热效率和烟效率都基本相等。

(3) 在相同的工况条件下有机工质 R601、R245fa、R245ca 及 R141b 具有较好的做功能力。但是,提高系统总的输出功是更重要的,在这方面,R601、R601a 和 R600a 输出净功能力较好。

参考文献:

- [1] Y P Dai, J F Wang, L Gao. Parametric optimization and comparative study of Organic Rankine Cycle (ORC) for low grade waste heat recovery [J]. Energy Conversion and Management, 2009, (50): 576 - 582.
- [2] Lee K, Kuo S, Chien M, Shih Y. Parameters analysis on Organic Rankine Cycle energy recovery system. Energy Conversion and Management, 1988, 28: 409 - 18.
- [3] 王志奇. 有机朗肯循环低温烟气余热发电系统实验研究及动态特性仿真 [D]. 长沙, 中南大学, 2012.
WANG Zhi-qi. Experimental study and dynamic performance simulation for low-temperature waste heat generation system based on Organic Rankine Cycle [D]. Changsha, Central South University, 2012.
- [4] 罗向龙, 徐乐, 谭立锋, 陈颖, 等. R245fa 有机朗肯循环余热发电系统烟分析 [J]. 节能技术, 2012, 30(2): 131 - 141.
LUO Xiang-long, XU Le, TAN Li-feng, et al. R245fa Organic rankine cycle cogeneration system exergy analysis [J]. Energy conservation technology, 2012, 30(2): 131 - 141.
- [5] 王辉涛, 王华, 龙恩深, 葛众, 等. 低温废气余热驱动有机朗肯循环的优化 [J]. 太阳能学报, 2013, 34(7): 1183 - 1189.
WANG Hui-tao, WANG Hua, LONG En-shen, GE Zhong, etc. Low-temperature waste heat driven optimization of Organic rankine cycle [J]. Acta Ener-giae Solaris Sinica, 2013, 34(7): 1183 - 1189.
- [6] 马新灵, 孟祥睿, 魏新利, 王培萍, 常佳. 有机朗肯循环的热力学分析 [J]. 郑州大学学报(工学版), 2011, 32(4): 94 - 98.
MA Xin-ling, MENG Xiang-rui, WEI Xin-li, WANG Pei-ping, CHANG Jia, etc. Thermodynamic analysis of organic rankine cycle [J]. Journal of Zheng-zhou university (engineering science), 2011, 32(4): 94 - 98.
- [7] 王华, 王辉涛. 低温余热发电有机朗肯循环技术 [M]. 科学出版社, 2010.
WANG Hua, WANG Hui-tao. Organic Rankine Cycle waste heat power generation technology [M]. Science Press, 2010.
- [8] 冯青, 李世武, 张丽丽. 工程热力学 [M]. 西北工业大学出版社, 2006.
FENG Qing, LI Shi-wu, ZHANG Li-bian. Engineering Thermodynamics [M]. Northwestern Polytechnical University Press, 2006.
- [9] 柯文. 基于有机朗肯循环的铝电解槽烟气余热发电技术研究 [D]. 长沙: 中南大学能源科学与工程学院热能工程系, 2009.
KE Wen. Research on waste heat power generation of aluminum reduction cells' flue based on organic rankine cycle [D]. Changsha: Thermal engineering department of energy science and engineering, Central South University, 2009.
- [10] 王厚华, 周根明, 李新禹. 传热学 [M]. 重庆大学出版社, 2006.
WANG Hou-hua, ZHOU Gen-ming, LI Xin-yu. Heat Transfer [M]. Chongqing University Press, 2006.

(陈滨 编辑)



GE 在中国签订清洁能源协议

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.03.011

据《Gas Turbine World》2014 年 9 - 10 月刊报道,GE 已经和经营天然气和燃煤的 2 个中国公司签订了清洁能源协议,这是致力于帮助中国开发新能源的一个部分。

作为世界最大的电力生产市场,在下一个 10 到 18 年,全球新能源供应的多达 30% 将发生在中国。GE 估计,在 2030 年前全世界用于燃气生产的电力将达到燃用石油和煤来生产电力的一样的水准。世界的天然气电力生产增加量的四分之一将来自中国。

GE 和“中国煤资源集团”签订了一个关于大规模、高效清洁煤利用合作的意向书。GE 将把它的第三代辐射合成气冷却器气化技术和相关的服务提供给“中国煤公司”。

“中国煤公司”的总经理说,和 GE 的合作是一项相对短期的技术转让,但是该公司希望可以进一步扩大合作。

气化把低质量的煤转换成清洁的、合成的天然气并且有能力捕获 CO₂。

(吉桂明 摘译)

微通道内气液两相 Taylor 流影响因素的数值模拟 = **Numerical Simulation of the Factors Influencing the Gas-liquid Two-phase Flow in a Micro-channel** [刊, 汉] HONG Wen-peng, LIN Hui-ying, XING Xiao-fei (College of Energy Source and Power Engineering, Northeast University of Electric Power, Jilin, China, Post Code: 132012) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*. -2015, 30(3) . -346 - 350

Simulated was the process of air bubbles formed in the gas-liquid two-phase Taylor flow inside a micro-channel by using the VOF (volume of fluid) model in the Fluent software and analyzed was the influence of the equivalent diameter, conversion speed of the gas-liquid two-phase flow, viscosity and surface tension coefficient on the length of the air bubbles and liquid column. On this basis, the authors proposed a correlation formula for predicting the length of the air bubbles and liquid column and verified such a correlation formula. It has been found that on the basis of the speed of the Taylor flow being kept constant, to increase the gas-phase speed and decrease the liquid-phase speed and liquid viscosity can obtain relatively long and uniformly distributed air bubbles, thus enhancing the mass transfer effectiveness. **Key Words:** micro-channel, gas-liquid two-phase flow, air bubble, numerical simulation

基于有机朗肯循环的低温余热发电系统热力性能研究 = **Study of the Thermodynamic Performance of an Organic Rankine Cycle-based Low Temperature Waste Heat Power Generation System** [刊, 汉] ZHANG Xin, ZHANG Xu, CANG Da-qiang (College of Metallurgical and Ecological Engineering, Beijing University of Science and Technology, Beijing, China, Post Code: 100083) , ZHANG Xin (China International Engineering Consulting Corporation, Beijing, China, Post Code: 100048) , WANG Jing-fu (CSIC No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*. -2015, 30(3) . -351 - 357

For low temperature heat sources at a temperature from 313.15 K to 413.15 K destined for power generation, analyzed was the thermodynamic performance of an organic Rankine cycle system through establishing a thermal model for such kind of system and setting the thermal calculation conditions for the system. On this basis, the authors arrived at the following conclusion that (1) to change the influence of the evaporation temperature of the working medium on the net output power, quantity of heat absorbed, exergy loss, thermal efficiency and exergy efficiency of the system necessitates to choose the working medium suitable for the heat source in order to achieve a relatively big utilization efficiency; (2) at a certain temperature of a heat source, the higher the evaporation temperature of the working medium, the more favorable for enhancing the thermal efficiency and exergy efficiency of the system. Under the condition of identical operating conditions, the organic working media R601, R245fa, R245ca and R141b have a relatively good work-doing ability, thus the economic benefits will be relatively good. **Key Words:** low temperature

waste heat, organic Rankine cycle, thermodynamic performance, working medium

变稠度条件下跨音速压气机激波结构和流场性能数值研究 = **Numerical Study of the Shock Wave Configuration and Performance of the Flow Field in a Transonic Compressor Under the Condition of a Variable Solidity** [刊, 汉] ZHENG Tan, QIANG Xiao-qing, TENG Jin-fang (College of Aeronautics and Astronautics, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(3) . - 358 - 363

With a transonic compressor rotor in the software NASA Rotor 67 serving as the object of study, a quasi-two-dimensional and three-dimensional numerical method were used respectively to study the influence of the solidity on the shock wave configuration and performance of the flow field in the rotor cascade of a transonic compressor. The research results show that the solidity characteristics calculated by using the quasi-two-dimensional and three-dimensional numerical method are not fully identical. Under the current conditions for the research tasks, the quasi-two-dimensional calculation results cannot qualitatively reflect those obtained from the three-dimensional calculation and the complicated three-dimensional flow phenomena in the flow passages of the rotor of the compressor constitute an important cause for the difference between the calculation results obtained by using the two methods. **Key Words:** transonic compressor, solidity characteristics, shock wave configuration, flow field characteristics

CAES 系统离心压缩机设计及优化 = **Design and Optimization of a Centrifugal Compressor in a CAES (Compressed Air Energy Storage) system** [刊, 汉] LIANG Qi, ZUO Zhi-tao, CHEN Hai-sheng, TAN Chun-qing (Engineering Thermophysics Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(3) . - 364 - 371

An aerodynamic design and optimization were performed of the first-stage impeller and diffuser in the medium and low pressure centrifugal section of a compressed air energy storage system. It has been found that the efficiency of the impeller at its design point reaches 93.1% and the total pressure ratio is up to 4.1, thus, its aerodynamic performance is good. A total of five kinds of vaneless diffuser and three kinds of vaned diffuser were designed and they all met the design requirements. The diffusion effectiveness of the vaned diffuser is superior to that of the vaneless one. The former has a relatively small flow loss and a more uniform air flow at the outlet. When the radii at the outlet are identical, the aerodynamic performance of a cascade type diffuser is superior to those of a wedge, aerofoil and