

应用热力学分析方法与 AHP—熵值法对
ORC 的工质比较及优化张新铭¹, 王德华¹, 洪光², 余柄宪¹

(1. 重庆大学 低品位能源利用技术及系统教育部重点实验室, 重庆 400030; 2. 城市建设研究院, 北京 100120)

摘 要: 选取 4 种有机工质 R245fa、R123、R600 和 R141b 做为循环工质, 采用熵分析方法在烟气入口温度为 150 °C、出口温度为 75 °C 的条件下, 在蒸发温度为 80 - 140 °C 范围内对 4 种有机工质的亚临界有机朗肯循环进行分析, 发现系统各设备的熵效率、系统总的熵效率、热效率、净输出功随蒸发温度的升高而升高, 熵损失随蒸发温度的升高而降低。当蒸发温度达到 140 °C 时, 系统各设备的熵效率、系统总的熵效率、热效率、净输出功均达到最大值, 而熵损失达到最小值。因此, 4 种有机工质蒸发温度在 80 - 140 °C 范围内的最佳蒸发温度都为 140 °C, 且 4 种工质中 R141b 的有机朗肯循环系统各设备的熵效率、系统总的熵效率、热效率、净输出功最大, 熵损失最少, 所以 R141b 为该系统的最适合工质, R123、R600 和 R245fa 依次次之。以系统总熵损失、热效率、熵效率和净输出功为评价指标, 采用层次分析法 (The Analytic Hierarchy Process, AHP), 通过熵值法确定权重因子, 得到 R600 和 R245fa 的综合评价指标 ξ , 发现 R600 比 R245fa 更优。

关 键 词: 有机朗肯循环; 熵分析方法; 评价理论; 评价指标; 最佳工质

中图分类号: TK123 文献标识码: A

引 言

以低沸点有机物为工质的有机朗肯循环 (ORC) 作为回收利用低品位能源的有效途径之一, 得到了人们的高度关注^[1]。由于有机朗肯循环系统的经济性直接取决于循环工质的热力学性质^[2], 因此有机朗肯循环的工质不仅要满足安全性、环境友好、化学稳定、廉价易购买等基本要求, 而且还要尽量使系统的热力学指标达到最优^[3]。

文献 [4] 建立了一个具有成本效益的最优设计

准则, 以单位输出功所需要最大换热面积 (APR) 为目标函数通过最快下降法进行优化, 结果发现与 ammonia、PF5050 相比 HCFC123、n-Pentane 具有更好的性能。文献 [5] 对以 R245fa 为工质的 ORC 系统进行了熵分析, 得到了各环节的能量转换效率以及对系统性能影响最大的环节, 最后提出来了低品位热能发电系统的优化方向。文献 [6] 在不同的废热源条件, 压力为 2.5 MPa 的过热状态下以系统热效率、净输出功、不可逆损失以及熵效率为目标函数进行优化, 发现 R123 比 R134 利用低品位能源的效率要高, 然后以 R123 为工质通过编程优化, 最后发现在汽轮机进口压力为 2.7 MPa 时系统达到最佳状态。文献 [7] 通过状态方程以热力学方法对 31 种工质进行了分析, 并且通过不同类型的 ORC 循环对热效率进行了分析。文献 [8] 指出在适当的条件下通过选择有机工质可以使 ORC 系统效率达到最优。文献 [9] 评估了 9 种有机工质回收发动机排气余热的性能, 在适当范围的蒸发压力和冷凝温度的条件下对系统热效率和熵损失进行了计算。文献 [10] 对热源温度低于 100 °C 的 4 种用于反渗透脱盐的有机朗肯循环进行了熵分析, 采用 R134a、R245fa、R600 3 种工质分别对 4 种系统的热效率、熵效率、热力学完善度进行了对比。

目前, 国内外对应用有机朗肯循环回收低品位能源已经做了不少的工作。无论是工质优选、还是参数优化都选择一个或是几个目标函数分别进行优化分析, 而没有将多目标函数进行综合优化分析。因此, 本研究选取熵效率、热效率、净输出功、熵损失为目标函数, 采用热力学分析方法和 AHP—熵值法

收稿日期: 2013-07-01; 修订日期: 2013-07-25

基金项目: 国家重点基础研究发展计划基金资助项目 (2011CB710701); 重庆大学“211 工程”三期建设基金项目 (S-09101)

作者简介: 张新铭 (1953-), 男, 上海人, 重庆大学教授, 博士。

进行综合评价,最后得到综合评价指标。

1 有机朗肯循环系统模型

1.1 有机朗肯循环系统

有机朗肯循环系统主要由给水泵、蒸发器、膨胀机和冷凝器组成,图 1 和图 2 分别为有机朗肯循环系统图和 $T-s$ 图。

工作流程:有机工质经过给水泵加压后进入蒸发器,经过蒸发器被烟气加热成高压蒸汽,高压蒸汽进入汽轮机做功,带动发电机发电,从而实现热能向电能的转换,做功后的低压蒸汽进入冷凝器冷凝成为液态,冷凝后的工质再次由给水泵加压送到蒸发器,进入下一次的循环。

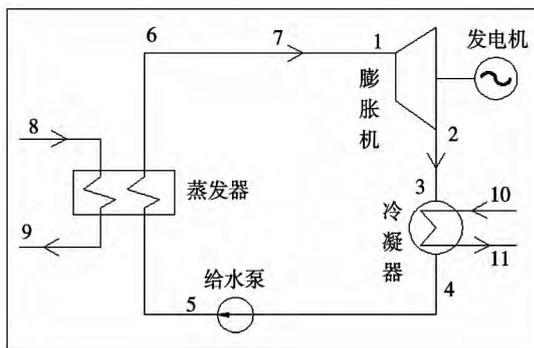


图 1 有机朗肯循环系统图

Fig. 1 Diagram of an organic Rankine cycle system

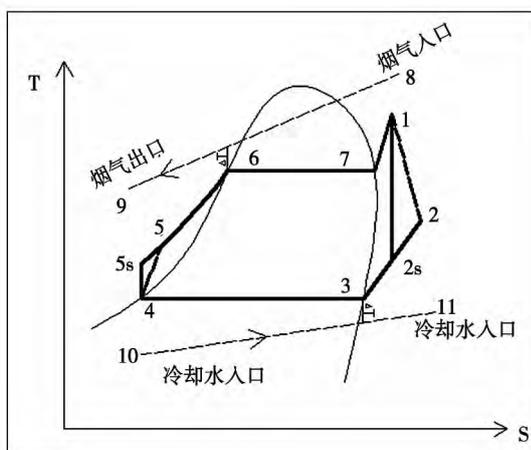


图 2 有机朗肯循环 $T-s$ 图

Fig. 2 $T-s$ diagram of an organic Rankine cycle

1.2 计算条件及工质的基本参数

以理想气体模拟工业锅炉排放的烟气,假定系统达到稳定状态,工质处于稳定流动状态,忽略系统中散热损失。膨胀机进口为饱和蒸汽,冷凝器出口为饱和液体。由于烟气入口、出口温度分别为 150 和 75 $^{\circ}\text{C}$,考虑到换热因素和系统经济效益,因此,将所讨论蒸发温度的最大值、最小值以及步长分别定为 140、80 和 10 $^{\circ}\text{C}$,循环系统的初始条件如表 1 所示,所选有机工质的一些特性如表 2 所示^[11]。

表 1 循环系统的初始条件

Tab. 1 Initial conditions of the cyclic system

参数	数值
入口温度 $t_{\text{gas in}} / ^{\circ}\text{C}$	150
泵等熵效率 $\eta / \%$	80
环境压力 p_0 / kPa	100
冷凝水流量 $m_c / \text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	26
膨胀机等熵效率 $\eta_t / \%$	80
出口温度 $t_{\text{gas out}} / ^{\circ}\text{C}$	75
环境温度 $T_0 / ^{\circ}\text{C}$	25
冷凝水温度 $T_c / ^{\circ}\text{C}$	25
热交换器夹点温差 $\Delta T / ^{\circ}\text{C}$	5
烟气质量流量 $m_{\text{gas}} / \text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	10

表 2 工质的基本参数

Tab. 2 Basic parameters of the working medium

工质参数	R245fa	R123	R600	R141b
摩尔质量 $M / \text{g} \cdot \text{mol}^{-1}$	134.5	152.93	58.122	116.95
沸点 T_b / K	288.25	300.95	272.65	305.2
临界温度 $T_c / ^{\circ}\text{C}$	154	183.7	152	204.2
临界压力 P_c / kPa	3650	3660	3800	4250
大气寿命/a	7.2	1.4	-	9.3
ODP	0	0.012	0	0.086
GWP	950	120	20	700

2 结果及分析

有机朗肯循环热力计算采用 EES(Engineering Equation Solver) 软件编程。蒸发温度对有机朗肯循环系统的性能有着重要的影响,在冷凝温度为 35 $^{\circ}\text{C}$ 的条件下,研究了蒸发温度 t_0 对系统热效率、烟效率、净输出功、各个设备的焓损失、烟效率等影响,结果如图 3 - 图 6 所示(注:图中所有双 Y 轴图中,左侧坐标均与实心曲线对应,右侧均与空心曲线对

应)。

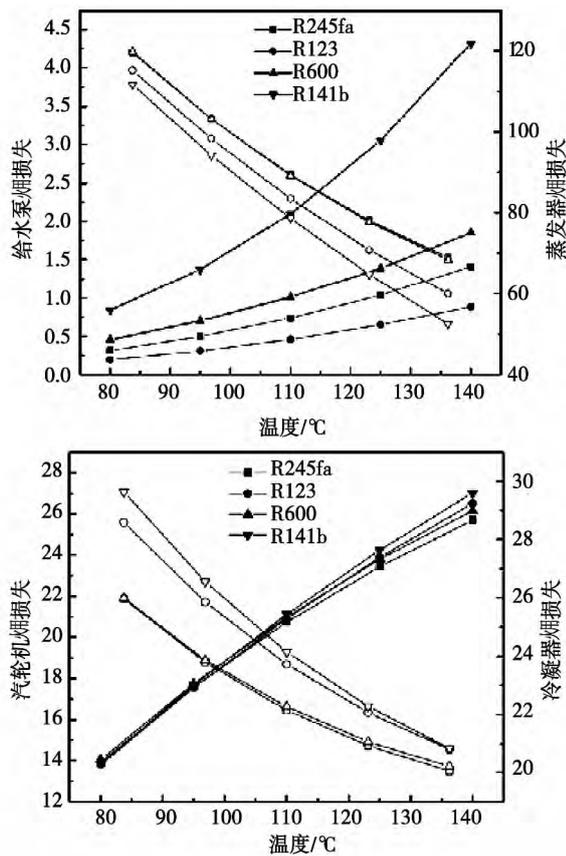


图 3 各设备的熵损失随蒸发温度的变化
 Fig. 3 Changes of the exergy losses of various equipment items with the vaporization temperature

图 3 为给水泵、蒸发器、汽轮机和冷凝器中熵损失随蒸发温度的变化情况。由图可知,蒸发器中的熵损失最大,给水泵中的熵损失最小,几乎可以忽略不计;汽轮机中熵损失随蒸发温度的升高而增大,这是随着蒸发温度的升高汽轮机入口焓值增大的结果,且在所讨论的蒸发温度范围内 R141b 的熵损失最大;蒸发器和冷凝器中熵损失随蒸发温度的升高而减小,这是由于随着蒸发温度的升高,蒸发器中工质与烟气余热的传热温差减小,不可逆损失减小,且 R141b 在所讨论的蒸发温度范围内的熵损失最小;冷凝器中熵损失随蒸发温度的升高而减小,主要是由于冷凝器中工质与冷却水的传热温差减小,不可逆损失减小,且 R245fa 在所讨论的蒸发温度范围内的熵损失最小;由图 6 可知,系统总熵损失在所研究的蒸发温度范围内随蒸发温度的升高而减小,其中 R141b 的熵损失最小。

图 4 为给水泵、蒸发器、汽轮机和冷凝器中熵效

率随蒸发温度的变化情况。由图 4 可知, R245fa、R123 和 R600 的给水泵熵效率基本相同且远大于 R141b 的熵效率,这是因为给水泵耗功和熵损失随蒸发温度增大的增量基本持平,使得泵的熵效率变化很小;蒸发器熵效率随蒸发温度的升高而升高,这是因为随着蒸发温度的升高汽轮机入口处焓值增大,且 R141b 在所讨论的蒸发温度范围内的熵效率最大;冷凝器熵效率随蒸发温度的升高而升高,这是因为随着蒸发温度的升高冷凝器入口处焓值增大所致,且 R245fa 在所讨论的蒸发温度范围内的熵效率最大;相比于蒸发器和冷凝器,汽轮机的熵效率比较高且减小幅度不大,这是因为汽轮机入口处焓值的增大值大于汽轮机输出功的增大值,且 R141b 在所讨论的蒸发温度范围内的熵效率最大;由图 5 可知,系统总熵效率在所研究的蒸发温度范围内随蒸发温度的升高而升高,其中 R141b 的熵效率最大。

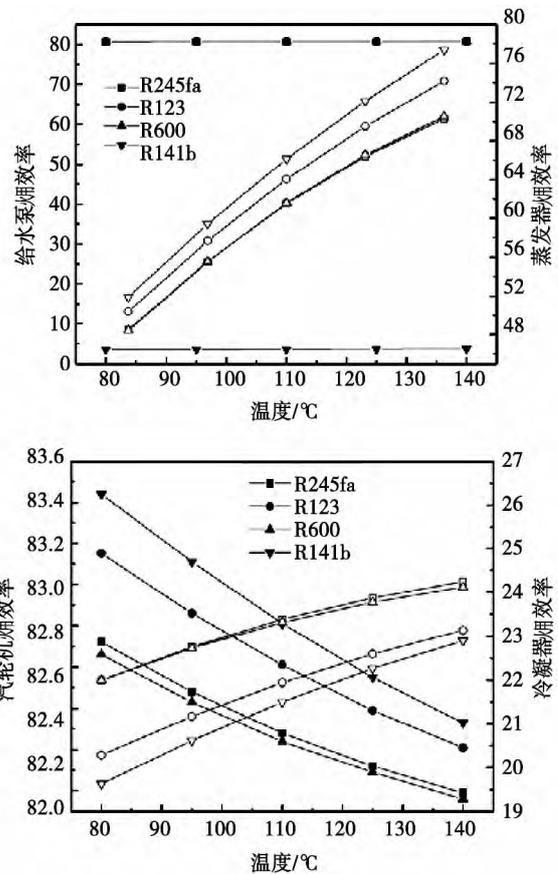


图 4 各设备的熵效率随蒸发温度的变化
 Fig. 4 Changes of the exergy efficiencies of various equipment items with the vaporization temperature

由图 5 可知,系统的热效率随蒸发温度的升高而升高,这是因为蒸发温度的升高就意味着平均吸

热温度的升高 根据卡诺定理 在平均放热温度不变的情况下 循环热效率就会升高 且其中 R141b 在所讨论的蒸发温度范围内的热效率最大。由图 6 可知系统净输出功随蒸发温度的升高而增大 原因是随着蒸发温度的升高 汽轮机比焓随之增大 而给水泵耗功的增加量相对于汽轮机比焓增量很小 所以系统净输出功逐渐增大 且其中 R141b 在所讨论的蒸发温度范围内的净输出功最大。

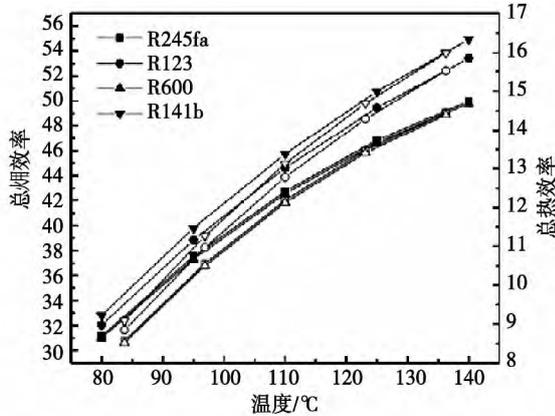


图 5 系统焓效率和热效率随蒸发温度的变化
Fig. 5 Changes of the exergy and thermal efficiency of the system with the vaporization temperature

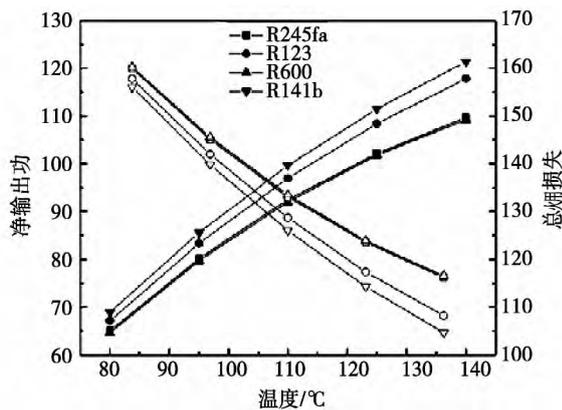


图 6 系统净输出功和焓损失随蒸发温度的变化
Fig. 6 Changes of the net output power and exergy loss of the system with the vaporization temperature

通过以上分析可知 在所讨论的蒸发温度范围内 R141b 和 R123 比 R600 和 R245fa 更适合于该系统 其中 R141b 为最适合工质 其次为 R123。通过以上分析不能比较出 R600 和 R245fa 哪一个更加适合该系统 因此选取系统总焓损失、系统焓效率、热效率、净输出功为指标 结合评价理论采用层次分析

法(The Analytic Hierarchy Process ,AHP) 对系统进行分层分析^[12] 利用熵值法确定权重因子 最后得出 R600 和 R245fa 的综合评价指标 ξ 。

表 3 指标层 R600 评价指标

Tab.3 Index-hierarchy evaluation index of R600

蒸发温度/°C	净输出功/kW	总焓损失/kJ	总焓效率/%	热效率/%
80	64.63	160.3	0.3098	0.0852
95	79.68	145.6	0.3733	0.1050
110	92.00	133.5	0.4252	0.1212
125	101.8	123.9	0.4666	0.1341
140	109.2	116.6	0.4980	0.1439

表 4 指标层 R245fa 评价指标

Tab.4 Index-hierarchy evaluation index of R245fa

蒸发温度/°C	净输出功/kW	总焓损失/kJ	总焓效率/%	热效率/%
80	65.07	159.9	0.3117	0.0857
95	80.18	145.1	0.3754	0.1056
110	92.50	133.0	0.4273	0.1219
125	102.2	123.5	0.4685	0.1347
140	109.7	116.2	0.4999	0.1445

由表 3 和表 4 的指标层评价指标构造矩阵 X 其中元素 X_{ij} 表示第 i 种蒸发温度 ($i = 1, 2, \dots, m$) 下的第 j 评价指标的数值 ($j = 1, 2, \dots, n$) 且 $X_{ij} > 0$, $\sum_{i=1}^m X_{ij} > 0$ 。

极大型、极小型评价指标归一化处理:

$$D_{ij} = \frac{X_{ij}}{X_i} \quad (\text{若 } X_j = \max(X_j)) \quad (1)$$

$$D_{ij} = \frac{X_i}{X_{ij}} \quad (\text{若 } X_j = \min(X_j)) \quad (2)$$

对 D_{ij} 进行归一化处理

$$P_{ij} = \frac{D_{ij}}{\sum_{i=1}^m D_{ij}} \quad 0 \leq P_{ij} \leq 1, \sum_{i=1}^m P_{ij} = 1 \quad (3)$$

第 j 项评价指标的熵值:

$$e_j = - \sum_{i=1}^m P_{ij} \ln(P_{ij}) \quad (4)$$

评价指标 X_j 的差异性系数:

$$g_j = 1 - e_j \quad (5)$$

确定权重系数:

$$w_j = \frac{g_j}{\sum_{i=1}^m g_i} \quad (j = 1, 2, \dots, n) \quad (6)$$

根据式(1) – 式(3) 分别对 R600 和 R245fa 的评价指标进行标准化并归一化处理, 结果如表 5 和表 6 所示。

表 5 标准化后的 R600 评价指标

Tab. 5 Evaluation index of R600 after the standardization

蒸发温度 / °C	净输出功率 / kW	总焓损失 / kJ	总焓效率 / %	热效率 / %
80	0.1445	0.1675	0.1495	0.1445
95	0.1781	0.1844	0.1801	0.1782
110	0.2057	0.2011	0.2051	0.2056
125	0.2276	0.2167	0.2251	0.2275
140	0.2441	0.2303	0.2402	0.2442

表 6 标准化后的 R245fa 评价指标

Tab. 6 Evaluation index of R245fa after the standardization

蒸发温度 / °C	净输出功率 / kW	总焓损失 / kJ	总焓效率 / %	热效率 / %
80	0.1447	0.1674	0.1497	0.1447
95	0.1783	0.1844	0.1802	0.1782
110	0.2057	0.2012	0.2052	0.2058
125	0.2273	0.2167	0.2249	0.2274
140	0.2440	0.2303	0.2400	0.2439

根据式(4) – 式(6) 的熵值法权重因子计算方法对表 5 和表 6 的标准化处理的 ORC 系统评价指标求解出每一个评价指标所对应的权重因子。然后对每个准则层内部进行计算, 得到准则层评价指标如表 7 和表 8 所示。

表 7 准则层 R600 评价指标

Tab. 7 Criterion-hierarchy evaluation index of R600

蒸发温度 / °C	80	95	110	125	140
能量输出评价准则	0.1561	0.1813	0.2034	0.2221	0.2371
能效评价准则	0.1470	0.1791	0.20541	0.2263	0.2422

表 8 准则层 R245fa 评价指标

Tab. 8 Criterion-hierarchy evaluation index of R245fa

蒸发温度 / °C	80	95	110	125	140
能量输出评价准则	0.1561	0.1814	0.2034	0.2219	0.2371
能效评价准则	0.1472	0.1792	0.2055	0.2261	0.2420

根据准则层中的评价指标进一步采用熵值法求取权重因子后得到目标层的综合评价指标 ξ , 如表 9 所示。

表 9 目标层综合评价指标

Tab. 9 Target-hierarchy comprehensive evaluation index

蒸发温度 / °C	80	95	110	125	140
ξ_{R600}	0.1516	0.1802	0.2044	0.2242	0.2396
ξ_{R245fa}	0.1517	0.1803	0.2044	0.2240	0.2395

由表 9 可知, $\xi_{R600, 140} = 0.2396$ 大于 $\xi_{R245fa, 140} = 0.2395$, 因此有机工质 R600 在所讨论的蒸发温度范围内比有机工质 R245fa 适合做为该系统的循环工质。

3 结 论

(1) 采用不同的有机工质, 当蒸发温度升高时各个设备和系统总焓损失均减小而焓效率、热效率和净输出功率均增加。

(2) 对 4 种有机工质的分析发现, 蒸发器焓损失最大, 泵的焓损失最小, 几乎可以忽略不计。在冷凝温度一定的条件下, 随着蒸发温度的升高蒸发器、冷凝器焓损失减小, 汽轮机和给水泵的焓损失增大, 因此可以适当调节系统设备中焓损失比例来改变系统热力学性能。

(3) 应用 AHP—熵值法对 R600 和 R245fa 进行比较计算, 结果发现 R600 比有机工质 R245fa 适合作为该系统的循环工质。

参考文献:

[1] Hung T C, Shai T Y, Wang S K. A review of Organic Rankine Cycles (ORC) for the recovery of low-grade waste heat [J]. Energy, 1997, 22(7): 661-667.

[2] Andersen W C, Bruno T J. Rapid screening of fluids for chemical stability in Organic Rankine Cycle applications [J]. Industrial and Engineering Chemistry, 2005, 44: 5560-5566.

[3] 王辉涛, 王 华. 低温太阳能热力发电有机朗肯循环工质的选择 [J]. 动力工程, 2009, 29(3): 287-291.
WANG Hui-tao, WANG Hua. Selection of the working medium for low temperature solar energy thermal power generation organic Rankine cycles [J]. Power Engineering, 2009, 29(3): 287-291.

[4] Madhawa Hettiarachchi H D, Mihajlo Golubovic, William M, Worek, et al. Optimum design criteria for an Organic Rankine Cycle using low-temperature geothermal heat sources [J]. Energy, 2007, 32: 1698-1706.

[5] 罗向龙, 徐 乐, 谭立锋, 等. R245fa 有机朗肯循环余热发电系统焓分析 [J]. 节能技术, 2012, 30(172): 131-135.

LUO Xiang-long, XU Le, TAN Li-feng et al. Exergy analysis of an organic Rankine cycle waste heat power generation system with R245fa serving as the working medium [J]. Energy Saving Technology 2012, 30(172): 131 - 135.

[6] Roy J P, Ashok Misra. Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R - 123 for waste heat recovery [J]. Energy 2012, 43(9): 227 - 235.

[7] Bahaa Saleh, Gerald Koglbauer, Martin Wendland et al. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles [J]. Energy, 2007(32): 1210 - 1221.

[8] Hung T C, Wang S K, Kuo C H et al. A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources [J]. Energy 2010(35): 1403 - 1411.

[9] Wang E H, Zhang H G, Fan B Y et al. Study of working fluid selection of organic Rankine cycle(ORC) for engine waste heat recovery [J]. Energy 2011(36): 3406 - 3418.

[10] Tehanche B F, Lambrinos G, Frangoudakis A et al. Exergy analysis of micro-organic Rankine power cycles for a small scale solar driven reverse osmosis desalination system [J]. Applied Energy, 2010, 87(7): 1295 - 1306.

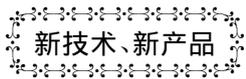
[11] 曹德胜, 史琳. 制冷剂使用手册 [M]. 北京: 冶金工业出版社 2003.

CAO De-sheng, SHI Lin. Refrigerant usage handbook [M]. Beijing: Metallurgical Industry Press 2003.

[12] 郭亚军著. 综合评价理论与方法 [M]. 北京: 科学出版社 2002.

GUO Ya-jun. Comprehensive evaluation theory and methods [M]. Beijing: Science Press 2002.

(丛敏 编辑)



曙光 - 机器设计的 GTE - 45/60 MW 系列燃气轮机

据《Gas Turbine World》2013 年年度手册报导,为给燃气轮机生产序列增加 45 - 65 MW 级机组,乌克兰 Zorya-Mashproekt(曙光 - 机器设计)公司正在推出 50 Hz 发电用 2 型单轴燃气轮机。

预定用于简单循环、热电联产和联合循环电站,UGT45000/60000 燃气轮机基本是大功率 UGT110000 的模型机组。

两型新 UGT 燃气轮机的配套发电机组分别称为 GTE - 45 和 GTE - 60。

两型燃机为单轴设计: 配备有压比为 18 的 15 级轴流压气机、4 级轴流涡轮和具有 20 个燃烧室的环管逆流燃烧室。功率输出法兰位于发动机冷端。前 4 级压气机采用可转导叶。

6、9 和 15 级(15 级在压气机出口处)的放气阀被用来防止压气机喘振。

4 级涡轮的前 3 级静、动叶都采用内部空气冷却。

用天然气燃料,在 ISO 条件下,GTE - 45 和 GTE - 60 的额定性能:

设计参数	GTE - 45 装置	GTE - 60 装置
基本负荷额定输出总功率/kW	45 000	60 000
低热值总热耗率/kJ · (kWh) ⁻¹	10 465	9 730
总效率/%	34.4	37.0
压比	14:1	18:1
涡轮转速度/r · min ⁻¹	3 960	4 320
排气流量/kg · s ⁻¹	137	173
排气温度/°C	550	520

配备干低排放燃气轮机和补燃的双压余热锅炉,GTE - 45 和 GTE - 65 联合循环装置的额定性能如下*:

联合循环装置	装置净输出功率/kW	热耗率/kJ · (kWh) ⁻¹	装置净效率/%	燃气轮机功率/kW	汽轮机功率/kW	燃气轮机数量和型号
GTE - 45CC1	66 100	7 090	50.8	44 100	22 000	1 × GTE - 45
GTE - 45CC2	132 100	7 090	50.8	88 200	44 000	2 × GTE - 45
GTE - 60CC1	83 800	6 910	52.1	588 00	25 000	1 × GTE - 60
GTE - 60CC2	167 600	6 910	52.1	117 600	50 000	2 × GTE - 60

* 额定性能将随原设备制造厂商的汽轮机技术规格而变化。

(吉桂明 摘译)

ry to take account of the influence of the pollution to the wall surfaces caused by the tracer particles on the measurements. On this basis ,the PIV technology put forward by the authors can be applied for measurement of the flow fields in a high subsonic cascade based on the absorption type and composite jet flow etc. flow control technologies.

Key words: shock type wind tunnel ,plane cascade ,PIV measurement ,experimental study ,numerical simulation

介质阻挡放电辅助甲烷蒸汽重整的实验研究 = **Experimental Study of the Dielectric Barrier Discharge-aided Steam Reforming of Methane** [刊 ,汉] ZHENG Hong-tao ,LIU Qian ,CHEN Xi ,ZHANG Zhi-bo (College of Power and Energy Engineering ,Harbin Engineering University ,Harbin ,China ,Post Code: 150001) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(2) . -139 -144

With a great number of experiments performed by making use of an dielectric barrier discharge (DBD) -aided methane steam reforming test rig and based on the test data thus obtained ,systematically analyzed was a law governing the influence of the steam/methane molar ratio (S/C) ,reactant residence time ,wall surface temperature and input power etc. on the methane conversion rate ,effective carbon recovery rate and product selectivity etc. indexes and investigated was the correlation of various influencing factors at temperatures from 350 °C to 500 °C . It has been found that the residence time has a most remarkable influence on various indexes. At different wall surface temperatures , with an increase of the residence time ,the product selectivity will change with a turning point ,declining from about 60% to around 20% . Different from the influence of the residence time ,various indexes for evaluating the reforming characteristics will all assume a slow growth tendency with an increase of the input power or S/C . Whether or not the temperature will affect the steam reforming of methane aided by the plasma is relevant to the residence time and input power etc. parameters. Only when the residence time is longer than 0.59 seconds ,will the influence of the temperature on the reforming reaction become relatively small. In addition ,when the input power is also greater than 80 W ,the temperature will no longer affect the reforming reaction. **Key words:** dielectric barrier discharge ,steam reforming of methane ,wall surface temperature ,gas turbine ,chemical recuperator ,experimental study

应用热力学分析方法与 AHP—熵值法对 ORC 的工质比较及优化 = **Comparison and Optimization of the Working Media for Organic Rankine Cycles by Using the Thermodynamic Analytic Method and AHP-Entropy Value Method** [刊 ,汉] ZHANG Xin-ming ,WANG De-hua ,HONG Guang ,YU Bing-xian (Education Ministry Key Laboratory on Low Grade Energy Utilization Technologies and Systems ,Chongqing University ,Chongqing , China ,Post Code: 400030) ,HONG Guang (Urban Construction Research Institute ,Beijing ,China ,Post Code: 100120) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(2) . -145 -150

With four organic working media being chosen to serve as the cyclic working medium ,namely R245fa ,R123 ,R600

and R141b the authors have adopted an exergy analytic method to conduct an analysis of a subcritical organic Rankine cycle under the condition that the temperature of the flue gases was 150 °C at the inlet and 75 °C at the outlet and the vaporization temperature of the organic working media changed in a range from 80 °C to 140 °C. It has been found that the exergy efficiencies of various equipment items, and overall exergy efficiency, thermal efficiency and net output power of the system will increase with a rise of the vaporization temperature of the working media but the exergy loss will decrease with a rise of the above-mentioned vaporization temperature. When the vaporization temperature reaches 140 °C, the exergy efficiencies of various equipment items, and overall exergy efficiency, thermal efficiency and net output power of the system will attain their maximum values but the exergy loss will reach its minimum value. Therefore, the optimum vaporization temperatures of the four working media are all considered as 140 °C. In addition, when R141b serves as the working medium of the system, the exergy efficiencies of various equipment items, and overall exergy efficiency, thermal efficiency and net output power of the system are maximal and the exergy loss is minimal, hence, it is regarded as the optimum working medium of the system followed by R123, R600 and R245fa in sequence. With the overall exergy loss, thermal efficiency, exergy efficiency and net output power of the system serving as the evaluation indexes and by adopting the analytic hierarchy process (AHP), the authors obtained the comprehensive evaluation index ξ for R600 and R245fa through an adoption of the entropy value method to determine the weighting factors and discovered that R600 is superior to R245fa. **Key words:** organic Rankine cycle, exergy analytic method, evaluation theory, evaluation index, optimum working medium

多目标优化的双级回热循环与跨临界 CO₂ 热泵耦合系统研究 = **Study of a Multi-objective Optimized Dual-stage Recuperative Cycle System Coupled With a Transcritical CO₂ Heat Pump** [刊, 汉] WANG Hong-li, TANG Qi-long, JIA Ning (College of Metallurgy and Energy Source, Hebei United University, Tangshan, China, Post Code: 063009) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014, 29(2). - 151 - 155

To enhance the efficiency of a dual-stage recuperative cycle in a power plant, established was a model for a dual-stage recuperative Rankine cycle (DSRRC) coupled with a transcritical CO₂ heat pump (TCHP) and conducted also was an analysis of its performance. The research results show that under the given condition, DSRRC + TCHP have an optimum exhaust gas pressure of 8.33 MPa and an efficiency of 39.76% with the performance coefficient of the heat pump being 4.217. When the system adopts DSRRC + TCHP, the maximum efficiency can increase by 0.43%. Furthermore, the authors have established a multi-objective optimization mathematical model and obtained a function for evaluating the DSRRC + TCHP and DSRRC system. When the temperature reaches 722 °C, the maximum values of the DSRRC + TCHP and DSRRC system obtained by using the evaluation function are 0.0053 and 0.00451 respectively. The foregoing can offer a theoretical basis for enhancing the performance of power plants. **Key words:** dual-stage recuperation, transcritical CO₂ heat pump, coupled cycle, evaluation function, multi-objective optimization