

# 烟气热源有机朗肯循环系统工质选择

刘广林<sup>1</sup> 陈奇成<sup>1</sup> 张 兵<sup>2</sup>

(华北电力大学 新能源电力系统国家重点实验室,  
低品位能源多相流与传热北京市重点实验室 北京 102206)

**摘 要:** 在烟气热源温度不同的条件下,研究亚临界有机朗肯循环发电系统中热效率与有机工质的关系,并对优选出的有机工质应用于回热系统进行研究。结果表明,对亚临界有机朗肯循环系统,在一定的热源参数下,当有机工质在膨胀机入口温度恒定时,以膨胀机入口工质为干饱和蒸汽状态时系统效率最大;同时对比系统效率及有机工质的可燃性和毒性等因素。对于低温烟气热源的有机朗肯循环发电系统,其有机工质 R245fa 优于其它工质,系统效率可达 10.2%;热源为高温烟气时,有机工质 R601a 相对较优,但因其高度可燃性,应研究适于高温热源的新型工质;回热有机朗肯循环发电系统效率相对简单系统较高,主要原因是冷凝器侧换热能量损失减少。

**关 键 词:** 有机朗肯循环;工质;发电系统

中图分类号:TK115 文献标识码:A

## 引 言

我国锅炉排放的烟气余热资源约占工业余热资源总量 20%,排烟温度在 120 ~ 250 °C 之间。有机工质沸点较低,可在中低温热源条件下获得较高的蒸汽压力,推动膨胀机做功,且对环境的污染较小,因此对中低温热源,有机朗肯循环系统发电的效率明显比普通蒸汽动力循环更具优势<sup>[1-3]</sup>。近年来,对有机朗肯循环发电系统的理论研究主要集中于工质选择和系统热力学分析两方面<sup>[4-6]</sup>。Tchanche 等人研究表明,有机工质 R134a、R152a、R290、R600、R600a 适合于热源温度为 90 °C 的有机朗肯发电系统,以太阳能为低温热源(70 °C)时有机朗肯循环系统工质的选择,得到在膨胀机入口温度为干饱和状态时工质 R134a 较好<sup>[7]</sup>。曹斌滨等人从理论上分析了 R245fa 和 R600 用 100 °C 以下的工业烟气回收

的系统性能,得到在使用螺杆膨胀机时最佳膨胀比分别为 4 和 3<sup>[8]</sup>。尚未见考虑有机工质可燃性、毒性及烟气为热源时气体液化的露点及腐蚀性等方面的研究。

本研究以系统热效率为主要评价指标,同时考虑工质的可燃性和毒性等性质,以不同温度烟气为热源,采用 EES(工程方程求解器)软件进行模拟计算,确定简单有机朗肯循环发电系统在不同温度段的最佳工质,以优选出有机工质与回热有机朗肯循环系统效率、工质流量和热源烟气流量等参数进行对比,为不同热源温度的有机朗肯循环发电系统工质等参数选择做参考。

## 1 有机朗肯循环系统

有机朗肯循环发电系统如图 1 所示,其工作原理为:高压有机工质在加热器 E 中被加热到所确定的膨胀机入口温度后进入膨胀机做功,做功后的有机工质在冷凝器 C 中冷凝为液体,被冷却的工质再经工质泵 p 升压后进入加热器加热成气体,完成一个封闭的有机朗肯循环。热源气体经加热器加热有机工质后排放。整个循环系统主要由加热器、膨胀机、冷凝器和工质泵等设备组成。热源采用锅炉排放烟气,与地热、太阳能等低温热源的不同在于烟气和有机工质换热后,烟气中可能出现水分或其它腐蚀性气体液化。当烟气中水蒸气的体积百分含量达 18.57%,且燃烧在大气压力下进行,相应的烟气露点温度是 58.5 °C,随着水蒸气含量的降低,露点温度相应降低,但降低幅度不大。本研究考虑烟气中腐蚀性气体在换热器中出现液化的后果,因此在

收稿日期:2012-07-30; 修订日期:2012-08-29

基金项目:北京市自然科学基金资助项目(3122029);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(12QN20);国家重点基础研究发展计划基金资助项目(2011CB710703)

作者简介:刘广林(1982-),男,山东寿光人,华北电力大学助理工程师。

模拟计算中烟气出口温度大于在体露点温度。

根据工质在膨胀机入口处状态不同,有机朗肯循环系统又分为亚临界饱和和蒸气循环、亚临界过热蒸气循环及气液两相循环 3 种形式。3 种不同形式的  $T-s$  图如图 2 至图 4 所示。图 2 是亚临界饱和和蒸气有机朗肯循环  $T-s$  图, 1-2 过程是工质在膨胀机中实际对外做功, 1-2s 过程是工质等熵对外做功, 2-3 过程是工质在冷凝器中定压放热, 3-4s 过程是工质在工质泵中定熵压缩, 3-4 过程是工质在工质泵中实际压缩。图 3 和图 4 与图 2 的区别是: 图 3 是工质在加热器中加热至气液两相时进入膨胀机做功的循环  $T-s$  图; 图 4 是工质加热至过热状态然后进入膨胀机做功的  $T-s$  图。

有机工质经膨胀机做功后可能出现在过热状态, 图 1 系统中如果工质在 2 点为过热状态, 则可以利用换热器将工质从膨胀机出口处过热状态达到相同压力下干饱和状态进行与泵加压后工质换热, 以减少热量在冷凝器中的排放和提高系统效率。回热式有机朗肯循环系统图如图 5 所示。

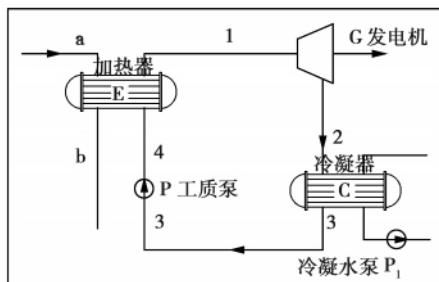


图 1 简单有机朗肯循环系统图

Fig.1 Diagram of a simple organic Rankine cycle system

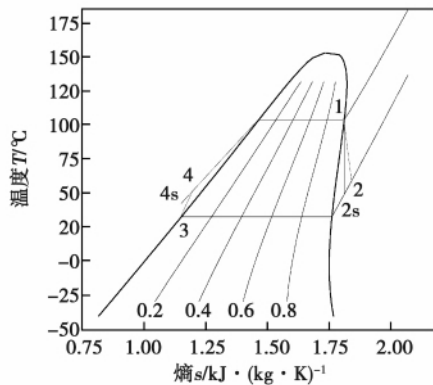


图 2 饱和有机朗肯循环  $T-s$  图

Fig.2  $T-s$  diagram of a saturated ORC system

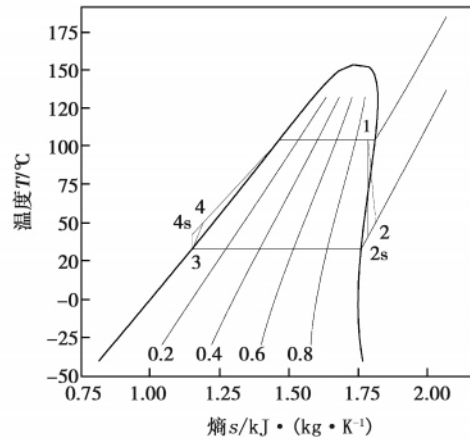


图 3 汽液两相有机朗肯循环  $T-s$  图

Fig.3  $T-s$  diagram of a steam-liquid two phase ORC system

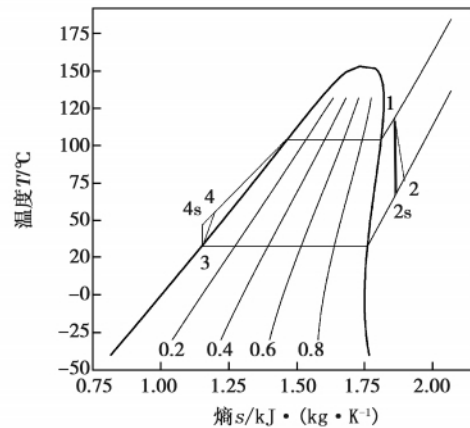


图 4 过热蒸气有机朗肯循环  $T-s$  图

Fig.4  $T-s$  diagram of a superheated steam ORC system

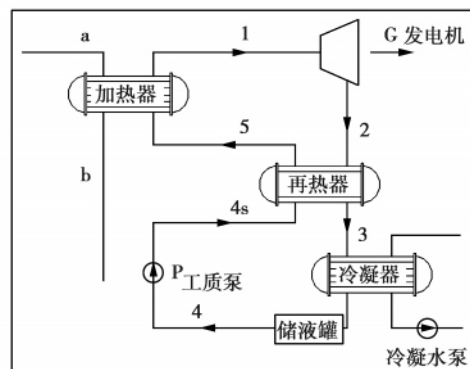


图 5 回热式有机朗肯循环系统图

Fig.5 Diagram of a recuperation type ORC system

## 2 有机朗肯循环发电系统热力分析

在热源功率恒定条件下以有机朗肯循环系统效率作为有机工质选择的标准之一。系统效率  $\eta$  定义为系统输出净功与有机工质在加热器中所带走热量的比值,即:

$$\eta = W_{net} / Q_{in} \quad (1)$$

式中:  $W_{net}$ —系统净输出功,等于膨胀机输出功  $W_t$  减去工质泵功耗  $W_p$  和冷却水泵功耗  $W_{p1}$ ,在本文中忽略烟气热源流动所耗功,即

$$W_{net} = W_t - W_p - W_{p1} \quad (2)$$

有机工质从蒸发器中出来,进入膨胀机做功。假设忽略工质的内能与动能,在稳态下的膨胀机输出功为:

$$W_t = m_{wf} \cdot (h_1 - h_2) \quad (3)$$

工质泵、冷却水泵的功耗可以表示为:

$$W_p = m_{wf} \cdot v_3 \cdot (p_1 - p_2) / \eta_p \quad (4)$$

$$W_{p1} = m_{cw} \cdot g \cdot H_1 / (\eta_{p1} \cdot 1000) \quad (5)$$

工质流量  $m_{wf}$  为:

$$m_{wf} = \overline{c_b} \cdot m_g \cdot (t_a - t_b) / (h_1 - h_5) \quad (6)$$

式中:  $m_{cw}$ 、 $m_{wf}$ —冷却水及有机工质质量流量, kg/s;  $\overline{c_b}$ —热源流体平均比热, kJ/m<sup>3</sup>·°C;  $m_g$ —烟气的体积流量, m<sup>3</sup>/s;  $t_a$  及  $t_b$ —热源流体经换热器的入口温度和出口温度, °C;  $h_1$ 、 $h_4$ 、 $h_5$ —对应图 1 中各点焓值, kJ/kg;  $\eta_p$ 、 $\eta_{p1}$ —工质泵和冷却水泵效率;  $p_1$ 、 $p_2$  及  $v_3$ —工质在图 2 中对应点的压力和质量体积;  $H_1$ —冷却水泵扬程, m。

有机工质经泵加压后在加热器 E 中被加热到所选定的膨胀机入口温度  $t_1$ , 然后进入膨胀机做功。在换热器 E 中烟气与有机工质换热过程中存在一个最小传热温差, 称为窄点温差  $\Delta t_{pp}$ , 模拟计算通常取 3~7 °C, 本模拟计算取 7 °C; 工质泵及冷却水泵效率取 75%, 膨胀机内效率取 78%<sup>[9~10]</sup>, 有机工质在换热器及管道中按等压计算, 烟气的比热取 1.375 kJ/(m<sup>3</sup>·°C); 冷却水温度取 20 °C, 温升按 5 °C 计算, 冷却水泵扬程取 15 m。

## 3 工质选择

由于现阶段使用的工质多为臭氧层破坏和温室效应较严重的工质, 这些工质将被逐步淘汰, 目前制冷制的替代路线主要有 3 种: (1) 不含氯离子的卤

代烃碳氢化合物纯质, 如 HFC-134a; (2) 自然工质, 如 NH<sub>3</sub> 和碳氢化合物, 如丙烷、丁烷及异丁烷等; (3) 用 HFC 或 HCFC 物质组成的混合物。因此, 对工质的选用应是环保的 HFC(含氢、氟、碳的不完全卤代烃)、HCs(碳氢化合物类) 及新型工质研究。另外, 工质选择需同时考虑以下一些因素: 可燃性和毒性、化学特性等。通过对文献中使用工质的调研及工质参数性质等, 选用如表 1 所示有机工质进行相关计算和工质的筛选。

表 1 部分选用有机工质性质  
Tab. 1 A part of properties of the organic working medium chosen

工质	类别	标准沸点/°C	临界温度/°C	临界压力/MPa	安全级别
R600a	a	-11.7	134.7	3.64	A3
R601a	a	27.8	187.4	3.39	A3
R600	a	-0.5	152.0	3.8	A3
R601	a	36	196.6	3.37	A3
R245fa	b	15.1	154.1	4.43	B1
R134a	b	-26.1	101.1	4.06	A1
R236fa	b	-1.4	124.9	3.2	A1
R152a	b	-24	113.3	4.52	A2

注: a: 碳氢化合物类, b: 氢氟烃类

## 4 计算结果分析

### 4.1 无回热(简单)系统计算及分析

考虑到有机工质的临界参数(温度和压力), 以图 1 所示系统为例, 热源功率一定时, 不同热源温度下有机工质在膨胀机入口温度分别为 100 和 160 °C 的亚临界有机朗肯循环在过热状态、饱和状态和气液两相时进行相关参数计算, 计算结果分别如图 6 和图 7 所示。

若有机工质在膨胀机入口温度较高时, 有机工质温度会超过其临界温度, 在一定压力下工质处于超临界状态, 而本文计算亚临界状态下有机朗肯循环系统的效率及其他主要参数, 因此部分工质在膨胀机入口温度较高时不再使用。

图 6(a) 和图 6(b) 是在热源功率一定时(本文计算取 100 kW, 热源最高温度为 150 °C), 有机工质在膨胀机入口处温度为 100 °C 时, 热源温度为 120 °C 时, 不同干度和过热度条件下的系统效率。可以看出, 系统效率与工质有关, 除有机工质 R601a 及 R134a 外, 当膨胀机入口处有机工质为干饱和蒸

汽状态时系统效率最大;随着过热度的增大,系统效率都减低,是因为当过热温度增加时,焓降是增加的,而工质流量是减小的,但是工质流量的减小量要大于焓降的增加量,导致系统输出功降低,而其它泵耗功几乎不变化,因此导致系统效率降低。从图中看出有机工质为 R601 时系统效率最大,为 10.5%;工质 R601a, R601 和 R245fa 效率次之,以工质为 R134a 时系统效率最小,在过热度为 5 °C 时,系统效率最大为 8.6%,与其它有机工质不同,系统效率最大时是在过热度为 5 °C,主要是由于 R134a 本身特性导致,其临界温度为 101.1 °C。系统效率最大时有机工质为 R245fa 时的系统效率为 10.2%,与工质为 R601 时系统效率仅相差 0.3%,但是考虑到有机工质使用的安全性,特别是可燃性,因此在热源温度低于 150 °C 时,可选用 R245fa 作为工质。

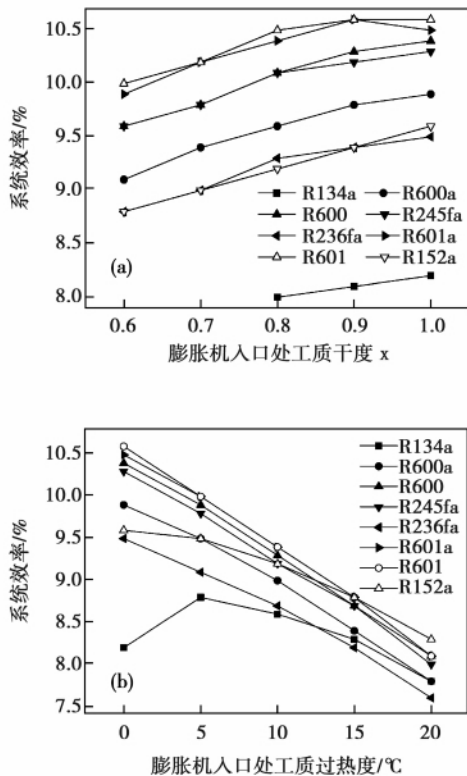


图 6 膨胀机入口温度 100 °C, 工质不同干度、不同过热度的系统效率

Fig. 6 System efficiency under various superheating degrees when the temperature at the inlet of the expander is 100 °C

图 7(a) 和图 7(b) 是热源功率一定时(功率为 100 kW, 热源最高温度为 250 °C) 膨胀机入口处有

机工质温度为 160 °C 时, 热源温度为 190 °C 时系统效率随有机工质在不同干度和过热度条件下的变化趋势。由于本文计算亚临界系统效率与不同工质及工质参数的关系, 因此在本文选取工质表 1 中仅选 R601、R601a 两种工质计算其在不同干度情况下的系统效率。可以看出有机工质为 R601a 时系统效率较大, 在高温热源的亚临界有机朗肯循环系统中可采用有机工质 R601a, 但是由于工质 R601a 具有高度可燃性的特点, 因此对高温的亚临界有机朗肯循环系统应研究使系统效率可达较高且物性较好的新型工质。

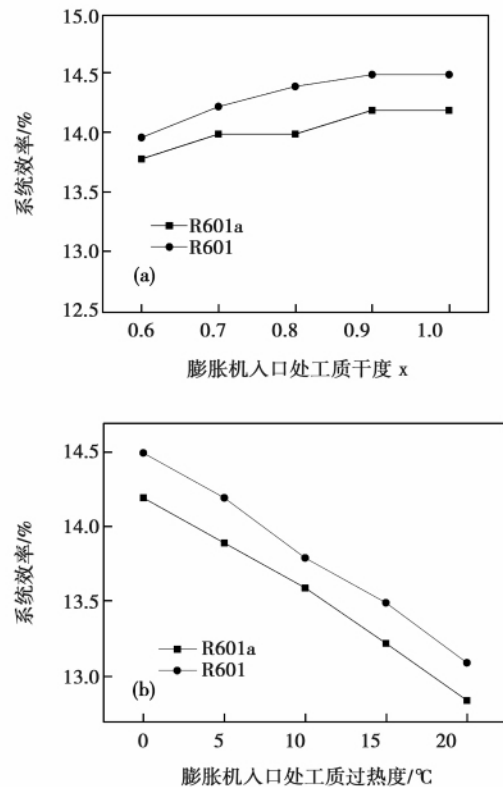


图 7 膨胀机入口温度为 160 °C, 工质不同干度、不同过热度的系统效率

Fig. 7 System efficiency under various superheating degrees when the temperature at the inlet of the expander is 160 °C

#### 4.2 带回热系统计算及分析

有机工质经膨胀机做功后处于过热状态, 可采用回热器回收从膨胀机出口至相同压力下饱和和蒸汽状态的热量, 提高系统效率。图 5 为带回热系统示意图, 与图 1 系统的不同在于有机工质经膨胀机做功后先经换热器与经泵加压后的液态有机工质换

热,然后进入冷凝器冷凝。以工质 R245fa 和 R601a 为例在不同膨胀机入口条件下分别计算带回热有机朗肯循环系统参数,并与无回热器系统对比。R245fa 为工质时,热源温度取 120 °C,工质在膨胀机入口温度为 100 °C 时饱和蒸汽有机朗肯循环系统的参数,其他参数同上。热源温度为 190 °C,膨胀机入口处工质温度为 160 °C 时有机工质为 R601a 的干饱和蒸汽带回热系统参数进行计算,结果如表 2 所示。

表 2 两种形式的系统计算参数对比

Tab.2 Comparison of the calculation parameters of the system in two forms

系统形式	R245fa		R601a	
	①	②	①	②
系统效率/%	10.3	11.5	14.2	17.7
膨胀比	6.8	6.8	16.5	16.5
工质流量/kg·s <sup>-1</sup>	0.42	0.47	0.2	0.24
烟气流量/m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup>	4.1	4.6	1.4	1.7
烟气出口温度/°C	102	104	127	137

注:①简单有机朗肯循环系统;②回热有机朗肯循环系统

从表 2 中可看出,对于回热有机朗肯循环,工质 R245fa 的系统效率比简单系统高 1.2%,主要是由于工质进入冷凝器的入口温度降低,减少了冷凝器的损失,从而使得系统效率增大;烟气的体积流量和有机工质的质量流量略有增加;烟气经换热器最终排放温度提高 2 °C。有机工质 R601a 作为工质时,系统效率增大 1.6%,其他参数变化与以 R245fa 为工质时趋势一样。从上面的分析可见,增加回热器后可使系统效率相应提高,系统效率提高值与工质的特性及热源及工质的温度有关。

## 5 结 论

(1) 对亚临界有机朗肯循环系统,以膨胀机入口为干饱和蒸汽状态时,系统效率达到最大。对低温热源的有机朗肯循环发电系统,考虑系统效率及工质的可燃性等因素时,使用工质 R245fa 相对较好;对高温烟气热源时,工质 R601a 可使用,但因其高度可燃性,应研究新型适用工质。

(2) 在烟气热源、工质及系统设备参数相同条件下,带热有机朗肯循环发电系统可使系统效率提高,主要是由于冷凝器损失的减少,但系统效率的提高值与工质的性质及热源温度等参数有关。

## 参考文献:

- [1] 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.
- [2] Bahaa Saleh, Gerald Koglbauer, Martin Wendland, et al. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles [J]. Energy, 2007, 32: 1210-1221.
- [3] 高东明,史晓军. 冷凝式空气加热器回收燃天然气锅炉排烟余热的分析[J]. 工业锅炉, 2005, 6: 1-6.  
GAO Dong-ming, SHI Xiao-jun. Analysis of the waste heat recovered from the flue gases of a natural gas-fired boiler by using a condenser type air heater [J]. Industrial Boiler, 2005, 6: 1-6.
- [4] Husband W W, Beyene A. Low-grade heat-driven Rankine cycle a feasibility study [J]. International Journal of Energy Research, 2008, 32(15): 1373-1382
- [5] Huijuan Chen, D. Yogi Goswami, Muhammad M. A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power [J]. Energy, 2010, 36: 549-555.
- [6] Jian Sun, Wenhua Li. Operation optimization of an organic rankine cycle (ORC) heat recovery power plant [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31: 2032-2041.
- [7] Bertrand Fankam Tchanché, George Papadakis, Gregory Lambrinos. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29: 2468-2476.
- [8] 曹斌滨. 螺杆膨胀机余热回收系统分析 [D]. 天津: 天津大学, 2007.  
CAO Fu-bin. Analysis of a waste heat recovery system of a screw expander [D]. Tianjing: Tianjin University, 2007.
- [9] 严家驷. 低温热能发电方案中选择工质和确定参数的热力学原则和计算式 [J]. 工程热物理学报, 1982, 3(1): 1-7.  
YAN Jia-lu. Thermodynamic principles and formula for choosing the working medium and determining the parameters for low temperature thermal power generation [J]. Journal of Engineering Thermodynamics, 1982, 3(1): 1-7.
- [10] G. Angelino, P. Colonna di Paliano. Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles (ORCs) [J]. Energy, 1998, 23: 449-463.

(丛敏编辑)

was verified. It has further proven that the analytic method is feasible ,thus laying a foundation for improving the methods for designing the oil turbine and its kind. **Key words:** steam turbine unit ,oil turbine geometrical parameter ,performance prediction

三轴燃气轮机喷水冷循环研究 = **Study of a Three-shaft Gas Turbine-based Water-spraying Inter-cooling Cycle** [刊 汉] DONG Bin ,LIN Feng ,MA Zheng-jun ,LI Dong-ming ( CSIC No. 703 Research Institute ,Harbin ,China ,Post Code: 150078) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28( 3) . - 234 ~ 240

Calculated was the performance of a three-shaft gas turbine-based water spraying inter-cooling cycle and studied was the variation tendency of the main parameters when the ratio of the inter-cooling water quantity sprayed and the inlet air quantity was between 0% to 2% . On this basis ,a test of which the ratio of the inter-cooling water quantity sprayed and the inlet air quantity was 0.45% was conducted. The test results show that with 0.8 to 1.0 Ne of the rated load serving as the reference ,when the exhaust gas temperature of the LP turbine is kept unchanged ,the output power will increase by about 7.5% ,the efficiency will go up by around 1.8% ( relative value) ,the rotating speed of the HP shaft will be basically constant while that of the LP shaft will increase about 1.8% ,the NO<sub>x</sub> emissions will decrease by about 10% and the non-uniformity of the temperature field at the tail portion of the turbine and the vibration parameter of the unit will be normal. It can be seen that the inter-stage water spraying and inter-cooling will become an effective means for improving the performance of a unit. **Key words:** gas turbine ,water-spraying inter-cooling ,test

烟气热源有机朗肯循环系统工质选择 = **Working Medium Selection for Flue Gas Heat Source Organic Rankine Cycle Systems** [刊 汉] LIU Guang-lin ,CHEN Qi-cheng ,ZHANG Bing( National Key Laboratory on New Energy Source Power Systems ,Beijing City Key Laboratory on Low Grade Energy Sources Multi-phase Flow and Heat Transfer ,North China University of Electric Power ,Beijing ,China ,Post Code: 102206) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28( 3) . - 241 ~ 245

Under the condition of the heat source of flue gases being at different temperatures ,studied was the relationship between the thermal efficiency and the organic working medium of a subcritical organic Rankine cycle power generation system and applications of the organic working medium thus optimized in a recuperator system. It has been found that for a subcritical organic Rankine cycle system ,at given heat source parameters ,when the temperature of the organic working medium at the inlet of the expander is kept constant ,the system will attain its maximal efficien-

cy with the working medium keeping in the dry saturated steam state at the inlet of the expander and in the meantime the organic working medium R245fa is superior to other working media for a low temperature flue gas heat source organic Rankine cycle power generation system when the system efficiency, flammability and toxicity of the organic working medium etc. factors are compared. The efficiency of the system can be up to 10.2%. When the heat source pertains to high temperature flue gases, the organic working medium R601a is relatively superior, however, because it is highly flammable, it is necessary to study a new type working medium suitable for high temperature heat sources. The efficiency of an organic Rankine cycle power generation system with a recuperator is relatively higher than that of a simple cycle power generation system, of which the main causes lie in a decrease of the energy loss during the heat exchange at the side of the condenser. **Key words:** organic Rankine cycle, working medium, power generation system

等热流矩形通道内柱面翼涡发生器的强化换热特性研究 = **Study of the Intensified Heat Exchange Characteristics of a Cylindrical Wing Vortex Generator in a Rectangular Channel With a Constant Heat Flow** [刊, 汉] FENG Zhi-zheng, ZHOU Guo-bing, YANG Lai-shun, HE Jing (College of Energy Source, Power and Mechanical Engineering, North China University of Electric Power, Beijing, China, Post Code: 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2013, 28(3). -246 ~ 251

Under the condition of a constant heat flow, experimentally studied was the influence of the placement of a plane and cylindrical wing vortex generator on the comprehensive heat exchange performance. With  $(Nu/Nu^0)/(f/f^0)^{1/3}$  serving as a factor for evaluating the comprehensive heat exchange performance of a vortex generator, it has been found that the comprehensive heat exchange performance of a streamlined cylindrical wing type vortex generator is superior to that of a plane and straight wing type one. Furthermore, the influence of the inclination angle  $\alpha$ , attack angle  $\beta$  and interval at the leading edge on the comprehensive performance was investigated. When  $\alpha = 20$  degrees, the comprehensive heat exchange performance will be relatively good. Under the condition when  $Re = 650 - 2900$ , the comprehensive heat exchange performance at  $\beta = 0$  degree will be the best. With an increase of the  $Re$ , the comprehensive heat exchange performance at  $\beta = 45^\circ$  and  $\beta = 60^\circ$  will be markedly improved. When the interval at the leading edge  $S = 30$  mm, the comprehensive heat exchange performance of the elliptical cylindrical trapezoidal wing ( $\alpha^2 = 20$  degrees) type vortex generator will be the best. On the basis of the test results, a fitting of an experimental correlation formula for the elliptical cylindrical wing type vortex generator was performed to offer reference and basis for engineering design. **Key words:** constant heat flow, rectangular channel, vortex generator, intensified heat exchange, comprehensive performance factor