

工质对以低温余热蒸汽为热源的 ORC 系统 热力性能影响

杨新乐¹, 赵阳升², 戴文智¹, 任常在¹

(1. 辽宁工程技术大学 机械工程学院, 辽宁 阜新 123000; 2. 太原理工大学 采矿工艺研究所, 山西 太原 030024)

摘 要:为回收利用矿藏热采过程中产生的低温余热蒸汽, 提出利用有机朗肯循环(ORC)系统进行热力发电。以自主研发的对流热采油页岩低温余热发电实验系统参数为依据, 选用 5 种环保工质, 通过编制计算程序模拟分析了不同工质对 ORC 系统热力性能影响规律。计算模拟结果表明: 各工质均只能以亚临界状态运行, 系统热效率和净输出功率随蒸发压力的提升呈现单调递增和增幅减小的趋势, 采用工质 R236fa 可获得最高蒸发压力 1.94 MPa, 工质 R600 可得到最高净输出功率和热效率分别为 4.211 kW 和 11.1%, R236fa, R600 和 R114 由于系统运行蒸发压力较大而产生较大的净输出功率及获得较高的热效率; 系统焓效率随蒸发压力变化规律与热效率变化规律类似, R600 焓效率最高可达 45.98%, 提高蒸发压力可有效提高系统焓效率, 减小系统焓损失; 从乏气冷凝难易角度认为 R245fa 和 R123 是 ORC 系统较为合适的工质。

关 键 词: 有机工质; 低温余热蒸汽; 有机朗肯循环; 热力性能

中图分类号: TK11 文献标识码: A

引 言

灌注蒸汽开采是矿藏开发过程中提高矿藏开采量的有效技术途径, 如稠油注热开采、低渗透煤层气注热开采、油页岩对流热采和天然气水合物注热开采等。在矿藏灌注蒸汽开采过程尾端不可避免产生大量的低温余热蒸汽, 而由于矿藏热采开发过程中巨大的灌注热量导致尾端余热蒸汽流量亦非常巨大, 这部分低温余热蒸汽造成的热量浪费和环境热污染是不可忽视的。

有机朗肯循环(ORC)是回收中低温热源的有效途径之一^[1]。将有机朗肯循环系统融合到矿藏热采技术体系中, 以低温余热蒸汽作为热源驱动 ORC 系统汽轮机-发电机组, 实现低品位能源向高品位能源转换, 从而可有效提高矿藏热采技术的经

济性。工质的选择极大影响低温 ORC 发电装置的热效率^[2~11]; 对于不同的低温热源, 合理的有机工质选择是直接影响 ORC 系统性能的重要因素, 而目前针对略高于临界状态的饱和或过热蒸汽热源, 不同有机工质对 ORC 系统的热力性能影响研究较少。

本研究以太原理工大学采矿工艺研究所自主研发的低温余热蒸汽发电实验系统参数为研究对象, 选取几种典型有机工质, 比较分析系统在不同运行参数条件下, 不同工质对以低温蒸汽为热源的 ORC 系统热力性能影响, 为矿藏热采开发过程中低温余热蒸汽 ORC 热力系统设计及合理工质选择提供理论依据。

1 低温余热有机朗肯循环发电系统

ORC 热力发电系统构成及热力循环如图 1~图 2 所示。循环系统包含 4 个热力过程: 2→3 为工质在蒸发器内等压吸热过程, 工质在蒸发器内完成预热、蒸发和过热; 3→4s 和 3→4a 分别为理想状态下和实际状态工质在汽轮机中绝热膨胀做功过程; 4→1 为工质在冷凝器内定压放热过程; 1→2 为工质在工质泵内绝热压缩过程。

2 系统热力分析理论模型

2.1 系统热效率模型

蒸发器:

$$Q_{5-6} = \dot{m}_g (h_5 - h_6) = \dot{m}_{WF} (h_3 - h_2) \quad (1)$$

工质泵:

$$W_p = \dot{m}_{WF} (h_2 - h_1) / \eta_p \quad (2)$$

冷凝器:

$$W_{cw} = \dot{m}_{WF} (h_{4a} - h_1) \quad (3)$$

收稿日期: 2012-05-29; 修订日期: 2012-12-20

基金项目: 国家自然科学基金重点基金资助项目(50534030); 国家自然科学基金青年基金资助项目(51104083)

作者简介: 杨新乐(1980-), 男, 辽宁盘锦人, 辽宁工程技术大学副教授, 博士。

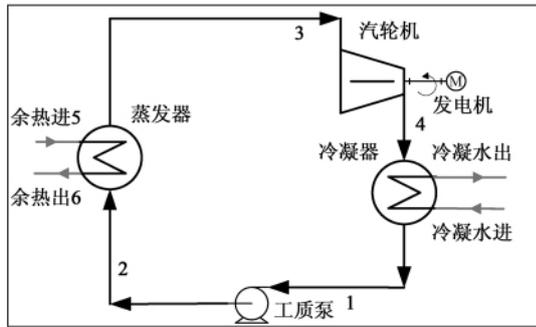


图 1 低温余热蒸汽有机朗肯循环发电系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of a low temperature waste heat steam ORC system

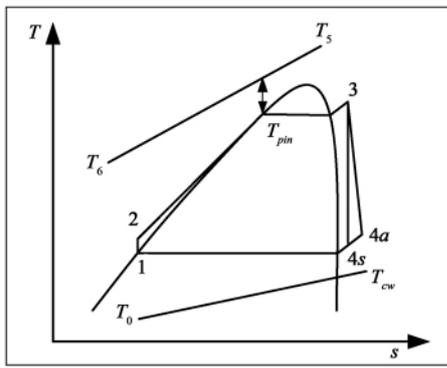


图 2 系统热力循环温熵图

Fig. 2 T-s diagram of the thermodynamic cycle of the system

系统总功输出:

$$W_t = \dot{m}_{WF} (h_3 - h_{4s}) \eta_T \eta_m \eta_G \quad (4)$$

汽轮机内效率:

$$\eta_T = \frac{h_{4a} - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad (5)$$

热效率:

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_{吸}} = \frac{W_t - W_p}{Q_{5-6}} \quad (6)$$

2.2 系统熵损失模型

余热蒸汽热源熵:

$$E_H = \dot{m}_g [(h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0)] \quad (7)$$

蒸发器熵损失:

$$I_e = \dot{m}_{WF} [(h_3 - h_2) - T_0 (s_3 - s_2)] \quad (8)$$

汽轮机熵损失:

$$I_t = \dot{m}_{WF} T_0 (s_{4a} - s_3) \quad (9)$$

冷凝器熵损失:

$$I_{cw} = \dot{m}_{WF} [(h_{4a} - h_1) - T_0 (s_{4a} - s_1)] \quad (10)$$

工质泵熵损失:

$$I_p = \dot{m}_{WF} T_0 (s_1 - s_2) \approx 0 \quad (11)$$

忽略管路熵损失, 系统总熵损失:

$$I_{cross} \approx I_e + I_t + I_{cw} \quad (12)$$

系统熵效率:

$$\eta_{ex} = W_{net} / E_H \quad (13)$$

式中: \dot{m} —质量流量, kg/s; h —比焓, kJ/kg; W —功, kW; Q —热流量, kJ/s; η —效率; s —比熵, kJ/(kg·K); I —熵损失, kW; 角标 T、m、G—汽轮机内效率、机械传动效率及发电机效率; 角标 g、WF—余热蒸汽和有机工质; 1~6—工质和热源各状态点; 4a、4s—状态点 4 的理想和实际状态; e—蒸发器; p—工质泵; cw—冷却水; t—汽轮机; net—净值; E_H —热源熵; T_0 —环境温度, K。

3 计算结果分析

计算采用的相关参数来源于太原理工大学采矿工艺研究所正在研发的 5 kW 级低温余热发电实验系统, 如表 1 所示。

表 1 低温余热发电实验系统参数

Tab. 1 Parameters of the low temperature waste heat power generation test system

参数值	数值
余热蒸汽温度/K	383.15
余热蒸汽流量/kg·s ⁻¹	0.017
汽轮机入口压力/MPa	可调
汽轮机背压/MPa	0.2

3.1 工质的选择

低沸点有机工质的选择是影响有机朗肯循环系统效率的一个重要因素, 循环工质筛选时应从安全性、环保性、化学稳定性及经济性进行考虑^[12]。工质按其其在 T-s 图上饱和汽化线斜率可分为干流体、等熵流体与湿流体 3 类^[13]。大量理论研究表明^[4-6] 对于回收中低温热源, 干流体作为有机工质运行时系统具有较高的热效率而被推荐使用。因此选用 R114、R236fa、R123、R245fa 和 R600 五种环保型干工质进行低温余热蒸汽有机朗肯循环系统热力分析。各工质热力性质如表 2 所示。

表 2 工质热力性质

Tab. 2 Thermodynamic properties of the working media

工质名称	临界压力 P_c / MPa	临界温度 T_c / K	标态沸点 T_N / K	ODP
R236fa	3.20	398.05	271.71	0
R114	3.26	418.85	276.95	0
R123	3.29	456.85	300.95	0
R245fa	3.64	427.2	288.05	0
R600	3.80	425.2	272.65	0

注: ODP - ozone depression potential 臭氧衰减指数

3.2 不同工质系统热力性能影响分析

3.2.1 不同工质系统热效率、净输出功率变化规律

工质蒸发压力是实验过程中调节汽轮机进汽阀门开度的一个切实可行的调控参数,因此重点考察对于不同工质在不同的蒸发压力条件下系统热力性能变化规律。

计算过程中取蒸发器内传热窄点温差 $T_{pin} = 5 \text{ K}$, 工质过热度取 5 K , 冷凝器工质过冷度取 0.5 K , 各设备效率取: $\eta_T = 0.65$, $\eta_m = 0.95$, $\eta_C = 0.85$, $\eta_p = 0.8$ 。环境温度 $T_0 = 298.15 \text{ K}$ 。由于汽轮机进出口必须满足一定的压差才能够正常做功, 设定汽轮机正常做功的最小压差为 $p_{min} = 0.1 \text{ MPa}$, 这样要求进入汽轮机的工质温度存在一个最小值 $T_{min} = T|_{p=p_4+p_{min}}$, 同时根据换热器传热理论, 理论上工质最高换热温度不超过热源温度, 考虑传热窄点温差, 因此进入汽轮机的工质温度必须满足 $T_{min} \leq T_3 \leq T_5 - T_{pin}$ 。

在以上计算参数及蒸发温度约束条件下, 根据建立的系统热力学理论模型, 可得到不同工质对应的系统热效率、净输出功率随蒸发压力变化规律, 如图 3 ~ 图 4 所示。

由于热源温度、工质换热温度以及汽轮机进出口压差的限制, 对于不同工质由于热力性质不同系统蒸发压力对应不同的工作范围。其中, 工质 R236fa 可达到的蒸发压力最大为 1.94 MPa , 工质 R123 对应的蒸发压力最小为 0.7868 MPa , 由此看出各工质均只能以亚临界状态运行。对于每一种工质, 在蒸发压力范围内, 其热效率和净输出功率均呈现单调递增的趋势。这是由于蒸发压力的升高, 汽轮机进出口焓降增加, 工质用于推动汽轮机做功的能力增强, 循环系统热效率因此得以增加。图 3 表明, 随着蒸发压力的增加, 系统热效率尽管不断增加, 但增幅却不断减小, 这是由于蒸发器出口焓值

随着蒸发压力的提升而显著增加, 蒸发器出口与蒸发器入口焓差增加, 即系统吸收从热源吸收能量值增加, 因此工质随蒸发压力升高, 系统热效率增幅呈现不断减小的趋势。图 4 表明, 随着蒸发压力的增加, 系统净输出功率同热效率一样, 增幅呈现不断减小的趋势。这是由于净输出功率是由汽轮机进出口工质焓降及流经汽轮机的工质流量共同决定的, 蒸发压力提升了汽轮机进出口工质焓降, 其增幅呈现不断减小趋势。图 5 表明(以 R245fa 为例), 随着蒸发压力的升高, 系统工质流量也在不断降低, 而同时工质流量下降幅值呈现不断递减的趋势, 这样二者乘积共同决定系统净输出功率增幅呈现不断减小的趋势。

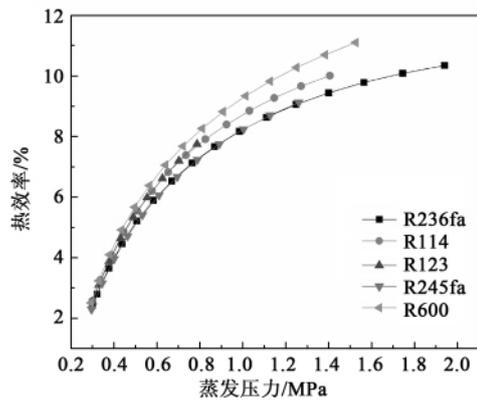


图 3 不同工质, 蒸发压力条件下系统热效率变化规律

Fig. 3 Law governing a change of the thermal efficiency of the system under the condition of different working media and evaporating pressures

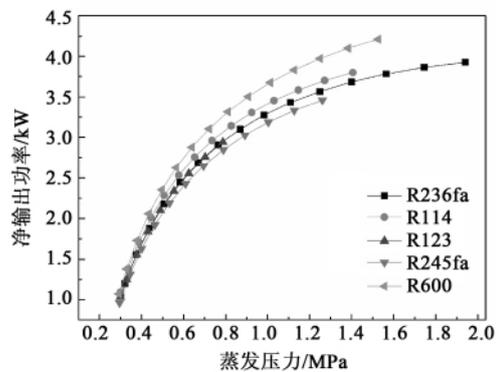


图 4 不同工质、蒸发压力条件下系统净输出功率变化规律

Fig. 4 Law governing a change of the net output power of the system under the condition of different working media and evaporating pressures

由图 3 和图 4 计算结果可知,在所选取的有机工质中,R600 蒸发压力在计算参数条件下最大可达到 1.526 MPa,对应最大热效率达到 11.1%,最大净输出功率为 4.211 kW,而所选工质中 R236fa 蒸发压力可达到 1.94 MPa。但由计算结果可知其热效率和净输出功率分别为 10.35% 和 3.928 kW,在系统允许蒸发压力范围之内 R236fa 热效率并非为最大,这说明工质热力性质的不同显著影响系统热效率和净输出功率。比较而言,R600,R236fa 和 R114 由于可提升蒸发压力较大,因此相应的热效率和净输出功率较大,因此提升系统蒸发压力是提高 ORC 系统热力性能的一个有效途径。

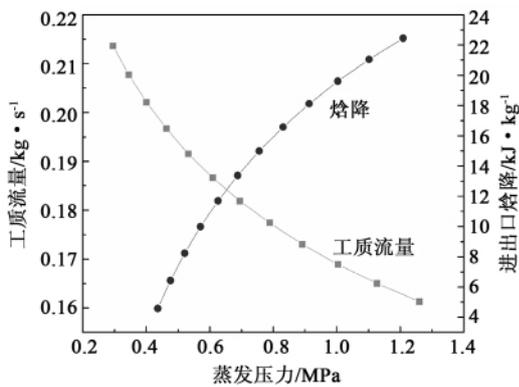


图 5 工质流量、进出口焓降随蒸发压力变化规律
Fig. 5 Law governing a change of the working medium flow rate and enthalpy drop at both inlet and outlet with the evaporating pressure

图 6 为不同工质对应的系统热效率随工质蒸发温度的变化规律。随蒸发温度的升高,对于任意一种工质,系统热效率呈现单调递增的趋势,这是因为以水蒸气作为低温热源,其潜热值巨大,系统可吸收热量值大,流经汽轮机的工质流量也比潜热值较小的热源允许的工质流量大。但如前分析,蒸发温度的升高,尽管汽轮机做功能力增强,然而工质流量随之减小,这样系统净输出功和热效率虽然不断增加,但呈现增幅减小的趋势。由图 3 和图 6 可以看出,提高系统的蒸发压力和蒸发温度可有效提高系统热效率。对于每一种低沸点有机工质,提高工质蒸发温度或蒸发压力可以提高系统的热效率。另外,提高蒸发温度可使汽轮机乏气干度增大,这对提高汽轮机相对内效率和延长汽轮机使用寿命也较为有利。

3.2.2 不同工质系统焓效率和总焓损失变化规律

图 7 和图 8 为不同工质系统焓效率和总焓损

失随蒸发压力变化规律。图 7 给出各工质系统焓效率变化规律同图 4 系统净输出功率变化规律一致,这是由于根据焓效率计算模型,系统焓效率为系统净输出功率与系统输入焓比值,而系统输入焓保持为一定值所致。由计算结果可以看出,净输出功率大的工质其焓效率较高,采用 R600 可以获得最高 45.98% 的焓效率,R123 由于允许蒸发压力小,其最大焓效率仅为 32%。同时由图 8 可以看出,焓效率较高的 R600 其焓损也较小,最大蒸发压力对应的焓损失为 4.948 kW,这说明 ORC 系统若采用工质 R600 后能量转换过程最为完善,转换效果最好。

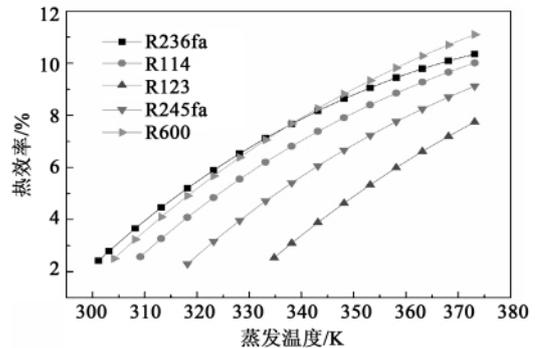


图 6 不同工质、蒸发温度条件下系统热效率变化规律
Fig. 6 Law governing a change of the thermal efficiency of the system with different working media and evaporating temperatures

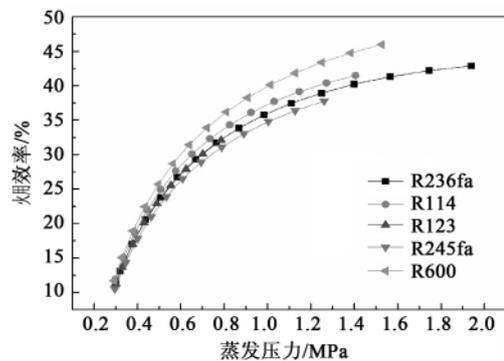


图 7 不同工质、蒸发压力条件下系统焓效率变化规律
Fig. 7 Law governing a change of the exergy efficiency of the system with different working media and evaporating pressures

由图 8 可以看出,系统总焓损失随蒸发压力的增加呈现单调递减的趋势,下降幅度呈现不断减小的趋势,这是由于系统总焓损失主要是由蒸发器、冷凝器和汽轮机 3 个设备的焓损失决定的。以 R245fa 工质为例,蒸发器是 3 个设备中焓损失率最高的设备,其次为汽轮机,如图 9 所示。

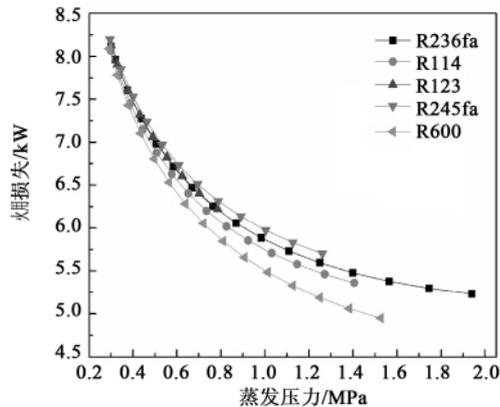


图 8 不同工质、蒸发压力条件下系统焓损失变化规律

Fig. 8 Law governing a change of the exergy loss of the system with different working media and evaporating pressures

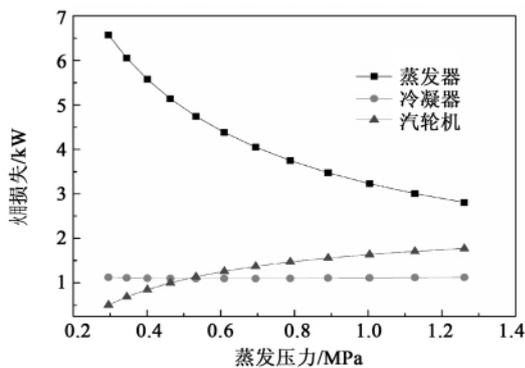


图 9 R245fa 各设备焓损失随蒸发压力变化规律

Fig. 9 Law governing a change of the exergy loss of various R245fa equipment items with the evaporating pressure

蒸发器内焓损失产生的主要原因是因为热源与工质存在的温差造成的。随蒸发压力的提升,蒸发器内工质温度增加,其传热温差减小,因此不可逆损失不断减小,在蒸发压力变化范围内其焓损失率从 80.15% 降到 49.24%;冷凝器内焓损失率变化不明显,这是因为冷凝器乏气压力较低,工质乏气温度

与环境介质之间温差很小,其焓损失率基本维持在一个固定值附近;汽轮机焓损失主要来自内部膨胀过程的不可逆性,随蒸发压力的升高,汽轮机进出口焓变增加,如蒸发压力从 0.3 MPa 上升到 1.26 MPa 时,焓变从 0.007 952 kJ/(kg·K) 增加到 0.03684 kJ/(kg·K),这样导致焓损失呈现不断增加的趋势。由图 9 计算结果可以得知,系统整体焓损失变化由蒸发器焓损失变化主导,蒸发器内焓损失下降幅度显著,因此系统整体焓损失呈现不断下降、降幅不断减小的趋势。

由计算结果可知,对于以低温余热蒸汽为热源的 ORC 系统,提高系统蒸发压力可以提高系统焓效率,降低总焓损失。同时由于低温蒸汽具有较大的潜热值使其可用能较大,热能转换潜力亦非常巨大,因此通过进一步优化 ORC 系统结构或寻找更为合适的工质来提高系统焓效率和降低总焓损失是提升系统热能转换效率的有效途径。

考虑在工程实际中冷凝使用水冷方式,这样对采用汽轮机作为原动机的 ORC 系统,若汽轮机乏气压力过低,则有机工质沸点低于常温水温,冷凝难于实现,若以负压运行,则会造成系统密封困难;若汽轮机乏气压力过高,汽轮机进出口焓差降低,汽轮机做功能力减小,因此对于实际 ORC 系统运行过程汽轮机应采用一定的背压运行更为可行。由计算结果可以看出,尽管 R236fa、R600 和 R114 具有较高系统热效率和净输出功率,但从实际运行角度来看,3 种工质在 0.2 MPa 的汽轮机背压下冷凝温度分别为 289.25、291.94 和 296.18 K,均低于常规冷却水温 298.15 K。这样,若系统采取这 3 种工质,传统水冷方式很难将这些工质冷凝,从而保证热力循环顺利进行,而采用强制冷却或风-水联合冷却方式则不仅会使系统结构复杂、成本提高,而且也会带来其它能量的损耗,使系统热力性能降低。工质 R245fa 和工质 R123 对应的冷凝温度分别为 306.33 K、321.16 K,相比以上 3 种工质从冷凝角度来看更易于实现冷凝。因此,从系统正常运行角度全面考虑,几种工质里热效率和净输出功率较低的 R245fa 和 R123 是较为可行的有机工质。

4 结 论

(1) 不同热力性质的工质由于低温热源蒸汽温度限制导致系统允许蒸发压力不同,R600、R236fa 和 R114 由于允许蒸发压力较高,净输出功率和热

效率较高,系统采用 R600 可获得最高净输出功率为 4.211 kW,最大热效率为 11.1%,R245fa 和 R123 由于允许蒸发压力较低,净输出功率和热效率较低,工质蒸发温度和蒸发压力对系统输出净功和热效率均有显著影响,提高系统蒸发压力或提高蒸发温度可以有效提升系统热效率和净输出功率;

(2) 净输出功率大的工质其系统焓效率较高,焓损失较少,系统采用 R600 可获得最高焓效率为 45.98%,最小焓损失为 4.948 kW,提高系统蒸发压力有利于降低焓损失,提高焓效率;

(3) 从冷凝难易角度来看,沸点越低的工质冷凝越困难,在低温余热发电实验系统 0.2 MPa 冷凝压力条件下,R245fa 和 R123 冷凝温度高于常规冷却水温,是较为合适的工质。

参考文献:

[1] 顾伟,翁一武,曹广益等.低温热能发电的研究现状和发展趋势[J].热能动力工程 2007 22(2):115-119.
GU Wei,WENG Yi-wu,CAO Guang-yi et al. Latest research findings concerning low temperature heat energy-based power generation and its development trend [J]. Journal of Engineering For Thermal Energy and Power 2007 22(2):115-119.

[2] Hettiarachchi H D,Golubovic M,Worek J,Keigami Y. Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources[J]. Journal of Energy Resources Technology 2007 129(3):24-37.

[3] Badr,Callaghan O. Thermodynamic and thermophysical properties of organic working fluids for Rankine cycle engines [J]. Applied Energy 1985 19(1):1-40.

[4] Badr,Probert S D. Selecting a working fluid for rankine cycle engine [J]. Applied Energy 1985 21(1):1-42.

[5] Saleh B,Koglbauer G,Wendland M,et al,Working fluids for low

temperature organic Rankine cycles [J]. Energy 2007 32(7):1210-1221.

[6] Hung T C. Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids[J]. Energy Conversion and Management 2001 42(5):539-553.

[7] Steven Brown J. Predicting performance of refrigerants using the peng robinson equation of state [J]. International Journal of Refrigeration 2007 30(8):1319-1328.

[8] 王辉涛,王华.海洋温差发电 ORC 工质选择[J].海洋工程,2009 27(2):119-123.
WANG Hui-tao,WANG Hua. Working medium selection for ocean thermal energy conversion power generation organic Rankine cycle [J]. The Ocean Engineerin 2009 27(2):119-123

[9] 王辉涛,王华.低温太阳能热力发电 ORC 工质的选择[J].动力工程 2009 29(3):287-291.
WANG Hui-tao,WANG Hua. Selection of working Fluids for low temperature solar thermal power generation organic Rankine cycle [J]. Journal of Power Engineering 2009 29(3):287-291.

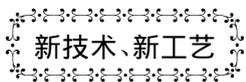
[10] 顾伟,翁一武,王艳杰,等.低温热能有机物发电系统热力分析[J].太阳能学报 2008 29(5):608-612.
GU Wei,WENG Yi-wu,WANG Yan-jie,et al. Thermodynamic analysis of power regeneration system based on closed organic Rankine cycle(ORC) [J]. ACTA Energiæ Solaris Sinica. 2008 29(5):608-612.

[11] 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.

[12] Wei Donghong,Lu Xuesheng,Lu Zhen,et al. Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle(ORC) for waste heat recovery [J]. Energy Conversion and Management 2007 48(4):1113-1119.

[13] Liu Bo tau,Chien Kuo hsiang,Wang Chi chuan. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery [J]. Energy 2004 29(8):197-205.

(丛敏 编辑)



1400 MW 联合循环联合生产项目

据《Gas Turbine World》2012年9-10月刊报道,GE公司将供应三台9FB燃气轮机,用于正在北京建造的1378 MW Datang Gaojing(大唐高津)联合循环联合生产电站。

在ISO基本负荷输出条件下,具有大于59%的效率,预期Datang Gaojing是到目前为止效率最高的中国电站之一。

除了9FB燃气轮机以外,GE将向它的业务合作者哈尔滨电气集团公司供应有关的设备及发放服务许可证,后者正在致力于电站建设。

预期GE将于2012年10月开始发运设备,该电站将分阶段地于2013年10月开始投入商业运行。

(吉桂明 摘译)

先进绝热压缩空气储能的冷热电输出特性研究 = **Study of the Cooling Heating and Power Output Characteristics of an Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage** [刊 汉] ZHANG Yuan ,YANG Ke ,LI Xue-mei et al(Engineering Thermophysics Research Institute ,Chinese Academy of Sciences ,Beijing ,China ,Post Code: 100190) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. – 2013 28(2) . – 134 ~ 138

With a change in the heat distribution in a heat storage device serving as a basis ,established was a cooling heating and power cogeneration model for an advanced adiabatic compressed air energy storage system and derived was the expression of the main parameters of the system. With changes of the cooling heating and power load of a building serving as an example ,the authors compared the energy output characteristics of the power supply model of the AA-CAES system with those of the cooling heating and power cogeneration model. The results calculated by using the models show that compared with the power supply model ,when the cooling heating and power cogeneration model reaches its maximum power generation capacity ,it can simultaneously provide a maximal output of cooling energy quantity of 0.62 units and heat energy quantity of 1.1 units (when the maximum power generation capacity is regarded as 1 unit) . To regulate the heat distribution in the heat storage device can change the proportions of the cooling heating and power output of the cooling heating and power cogeneration model ,thus better making the adaptability to load variations. **Key words:** AA-CAES (Advanced adiabatic compressed air energy storage) system ,energy storage ,cooling heating and power cogeneration

工质对以低温余热蒸汽为热源的 ORC 系统热力性能影响 = **Influence of the Working Medium on the Thermodynamic Performance of an ORC (Organic Rankine Cycle) System With Low Temperature Waste Heat-produced Steam Serving as the Heat Source** [刊 汉] YANG Xin-le ,DAI Wen-zhi ,REN Chang-zai (College of Mechanical Engineering ,Liaoning Engineering Technology University ,Fuxin ,China ,Post Code: 123000) , ZHAO Yang-sheng (Mining Technology Research Institute ,Taiyuan University of Science and Technology ,Taiyuan , China ,Post Code: 030024) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. – 2013 28(2) . – 139 ~ 144

To recover and utilize the steam produced from low temperature waste heat during the hot exploitation of mineral resources ,proposed was an organic Rankine cycle-based thermal power generation system. With the parameters of a self-developed convection hot production oil shale low temperature waste heat power generation test system serving as the basis ,five environmentally-protected working media were chosen. Through utilizing the calculation program designed ,the law governing the influence of different working media on the thermodynamic performance of the system was simulated and analyzed. The calculation and simulation results show that each working medium can work only in the subcritical state ,the thermal efficiency and net output power of the system will assume a monotone increase and decreasing increment tendency with an increase of the evaporation pressure. To use R236fa can obtain the highest evaporation pressure of 1.94 MPa while to use R600 can get the highest net power output and thermal efficiency of 4.211 kW and 11.1% respectively. Due to a relatively high evaporation pressure permitted by the sys-

tem when R236fa, R600 and R114 are used, a relatively big net power output can be produced with a relatively high thermal efficiency. The variation law of the exergy efficiency of the system with the evaporation pressure is similar to that of the thermal efficiency. The exergy efficiency of the system when R600 is used can hit the highest of 45.98%. To raise the evaporation pressure can effectively enhance the exergy efficiency of the system and decrease the exergy loss of the system. From the viewpoint of the difficulty of the exhaust steam to be condensed, the authors believe that R245fa and R123 should be the working media applicable for organic Rankine cycle systems. **Key words:** organic working medium, low temperature waste heat-produced steam, organic Rankine cycle, thermodynamic performance

采用射线法对垂直上升管环状流的研究 = **Study of the Annular Flow in Vertical Risers by Using Ray Methods** [刊, 汉] HU Ri-cha, BI Qin-cheng, ZHAO Yu, et al (National Key Laboratory on Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013, 28(2). - 145 ~ 149

Discussed were the void fraction in a section of a vertical riser in annular flow measured by a single beam of γ -ray and the evolution of the flow pattern. The quick closing valve method was used to calibrate an average void fraction in a section and compared with two calculation formulae of the ray method. The errors as calculated by using the linear and logarithm formula were within a range of $\pm 6.2\%$ and $\pm 7.1\%$ respectively. Based on the void fractions in the section and the distribution of the liquid phase, the evolution of the annular flow in the vertical riser was determined to pass through the following three zones, namely, non-uniform distribution zone, relatively stable zone and fault zone. The chart showing the distribution of void fraction in the section by using the ray method and the magnitude of the relative error as calculated between the two formulae can reflect the evolution of the annular flow. The real-time photos verified the accuracy of the results detected by using the ray method. **Key words:** γ -ray densiometer, void fraction in a section, annular flow

气泡雾化下游场液滴速度的预测模型研究 = **Study of a Model for Predicting the Liquid Drop Velocity in the Lower Reaches of a Flow Field Under the Effervescent Atomization** [刊, 汉] FANG Heng-he, XIE Jing (College of Food Science, Shanghai Oceanology University, Shanghai, China, Post Code: 201306), LIU Meng (College of Energy Source and Environment, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013, 28(2). - 150 ~ 153

To predict the liquid drop velocity in the lower reaches of a flow field under the effervescent atomization, established was a model for predicting the above-mentioned liquid drop velocity under the gas-liquid two-phase flow atomization with the help of a corrected local homogenous flow (HLF) model and compared was the velocity such obtained with