

太阳能辅助小温差热发电系统的初步研究

李应林, 明祥宇, 李 赞, 朱爱娟

(南京师范大学 动力工程学院, 江苏 南京 210042)

[摘要] 太阳能辅助小温差热发电系统以工业废热作为第一级热源、太阳能集热器作为第二级热源, 循环工质在热源中蒸发并过热后, 在汽轮机中膨胀做功, 从而驱动电机发电. 分析了该系统的工作原理和循环过程, 并在理论分析的基础上, 进行了系统的热力计算. 理论计算结果表明: 在循环工质为 R717 循环工质蒸发侧相变温度为 60℃, 冷凝侧相变温度为 27℃的条件下, 此太阳能辅助小温差热发电系统的总的发电效率可达 7.15%, 表明该小温差发电装置具有较好的应用前景.

[关键词] 温差热发电, 太阳能, 汽轮机, 循环工质

[中图分类号] P743.4 [文献标识码] A [文章编号] 1672-1292(2010)02-0035-04

Priliminary Research on Solar-Assisted Thermal Power Generation System

Li Yinglin Ming Xiangyu Li Yun Zhu Aijuan

(School of Power Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)

Abstract The solar-assisted thermal power generation system, which adopted industrial waste heat as a first-class heat source and solar heat collector as a second one, drove the motor to generate electricity while the overheated circulating refrigerant expanded in the turbine. Firstly the principle and working cycle of this novel system were analyzed, and then systematic thermodynamic calculation was carried out on the basis of the theoretical analysis. Theoretical calculation results show that when R717 was circulating refrigerant, evaporating temperature of circulating refrigerant was 60℃ and condensing temperature was 27℃, the electricity generating efficiency of this novel system could be up to 7.15%, which indicated that this novel thermal power generation system has a better application prospect.

Key words thermal power generation, solar energy, turbine, circulating refrigerant

气候变化是当今全球面临的重大挑战, 遏制气候变暖, 拯救地球家园, 是全人类共同的使命. 中国在发展的进程中高度重视气候变化问题, 在保护生态基础上, 有序发展水电, 积极发展核电, 鼓励支持农村、边远地区和条件适宜地区大力发展生物质能、太阳能、地热、风能等新型可再生能源. 温差热发电作为一种利用工业余热废热、太阳能、地热能、海洋能等能源, 通过循环工质驱动汽轮机发电的技术, 兼有不消耗煤炭、燃油等紧缺能源, 低排放, 节能环保等一系列优点, 有广阔的开发和应用前景. 发达国家十分重视温差热发电技术, 太阳能热发电技术在欧美等国家已经成熟, 且已经实现并网发电; 日本在海洋温差发电技术方面居世界领先低位. 中国在温差发电技术方面目前仍处于试验研究与工程示范阶段.

1 太阳能辅助小温差热发电系统的原理

温差热发电循环一般分为闭式循环、开式循环和联合循环 3 类, 其中, 闭式循环系统处于正压, 汽轮机压降较大, 采用低沸点工质可以提高压力差, 在同样温度下蒸汽压力比水高得多, 如氨在 25℃时, 饱和压力是 1 004.1 kPa 是同样温度下水的饱和压力的 304.6 倍^[1], 可以极大地缩小汽轮机尺寸, 促进系统的小型化, 实现装置的商业化. 图 1 是以氨为工质, 建立的闭式太阳能辅助小温差热发电系统, 从汽轮机排放的低压气体被冷凝器冷却后, 通过工质泵加压送入蒸发器中, 该蒸发器的热源可采用工业废水, 循环工质被蒸发器预热后流入太阳能集热器中, 从集热器中蒸发并过热后的高温高压蒸汽推动汽轮机做功.

收稿日期: 2010-03-30
基金项目: 江苏省高校自然科学基金面上项目 (09KJB480001)、南京师范大学高层次人才项目 (2008112XGQ0106).
通讯联系人: 李应林, 博士, 讲师, 研究方向: 空调制冷及可再生能源利用. E-mail: liyinglin@njnu.edu.cn

2 循环系统的理论分析

该温差热发电系统属于有机朗肯循环, 其热力性质 $T-S$ 图如图 2 所示, 其中 $2 \rightarrow 3$ 过程为循环工质在汽轮机内膨胀做功过程, 此理论过程为绝热过程; $3 \rightarrow 3a$ 为汽轮机乏气在冷凝器中被冷却水冷凝冷却的过程, 此理论过程为定压过程; $3a \rightarrow 4$ 为循环工质在工质泵内加压的过程, 此理论过程为绝热压缩; $4 \rightarrow 1 \rightarrow 2$ 为循环工质分别在蒸发器和太阳能集热器中被蒸发、过热的过程, 此理论过程为定压过程, 其中状态点 1 所对应的工质为气液两相.

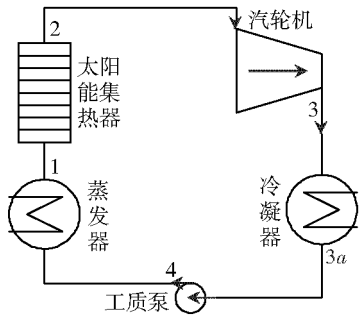


图 1 太阳能辅助小温差热发电系统的原理
Fig.1 Schematic of solar-assisted thermal power generation system

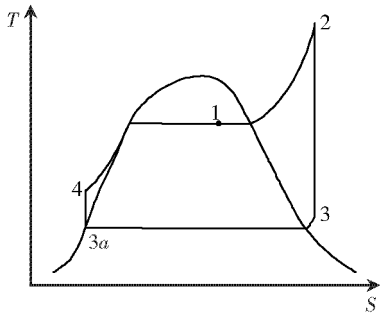


图 2 温差热发电系统的 $T-S$ 图
Fig.2 $T-S$ of solar-assisted thermal power generation system

- 在 $4 \rightarrow 1$ 过程中, 单位质量的循环工质吸收的热量可表示为:
- $$q_1 = h_1 - h_5, \tag{1}$$
- 在 $1 \rightarrow 2$ 过程中, 单位质量的循环工质吸收的热量可表示为:
- $$q_2 = h_2 - h_1, \tag{2}$$
- 在 $2 \rightarrow 3$ 过程中, 在汽轮机内单位质量的循环工质所作的功为:
- $$W_t = h_2 - h_3, \tag{3}$$
- 在 $3 \rightarrow 3a$ 过程中, 单位质量的循环工质在冷凝器中放出的热量为:
- $$q_2 = h_3 - h_{3a} = h_3 - h_4, \tag{4}$$
- 循环系统的总的发电效率可表示为:
- $$\eta = \frac{P - W_p}{Q_1 + Q_2} \cdot 100\%. \tag{5}$$

式中, P 为发电机产生的电能 /kW; Q_1 为工业废水的热负荷 /kW; Q_2 为太阳能集热器的热负荷 /kW; W_p 为工质泵、冷却水循环水泵、工业废水循环泵等总的电负荷 /kW.

3 循环工质的选择

温差热发电系统的循环工质主要有氨、丁烷、氟氯烷等密度大、压力高的气体工质^[24]. 文献 [5] 对某二元闪蒸地热源发电装置, 分别将氟利昂、氨以及异丁烷作为第二循环工质, 研究了不同工质对循环装置的性能影响. K in 等^[6] 将 R22、R32、R125、R134a、R143a、R290、R410a、R1270 以及 R717 等作为温差发电装置的循环工质, 分析结果表明, R717 和 R125 具有较好的循环转换效率, 但考虑到系统初投资和环境问题, R32、R125、R143a 和 R410a 是较合适的循环工质. 文献认为 R717 和 R22 是最有可能的循环工质^[7]. 王辉涛等^[8] 认为使用正丁烷 (R600) 能获得较高的热效率, 而且凝结压力与蒸发压力都比较合适, 比较适合用作海洋温差发电有机朗肯循环的工质. 表 1 中列出了几种采用不同循环工质的低温热源型的小型双工质发电装置^[9]. 本文拟采用 R717(氨) 作为系统的循环工质.

4 循环系统的热力计算

为了获得较高的系统热效率, 应使太阳能集热器出口处、及汽轮机入口处循环工质的温度和压力尽可能高, 同时使汽轮机出口处的工质氨的温度和压力尽可能低. 考虑到温度过低会使工质发生相变, 影响汽

轮机的正常运行, 而且过低的温度会降低汽轮机的效率, 应使汽轮机出口处的工质温度高于相变温度, 并采用自来水作为冷凝水。

表 1 采用低温热源的小型双工质发电装置

Table 1 Small binary power plants using low-temperature resources

电厂 (位置)	热源温度 /℃	循环工质	总装机容量 /kW _e
N igorkawa(日本)	140	R114(四氟二氯乙烷)	1 000
Otake(日本)	130	Isobutane(异丁烷)	1 000
Hu sav ik(冰岛)	124	NH ₃ -H ₂ O(氨水)	1 700
N agqu(中国)	110	Isopen tane(异戊烷)	1 000
A ltheim(奥地利)	106	C ₅ F ₁₂ (氟戊烷)	1 000
W abuska CA(美国)	104	Isopen tane(异戊烷)	1 750
Chena Hot Spring AK(美国)	74	R 134 a(四氟乙烷)	400
K utahya-Sin av(土耳其)	145	R124(四氟一氯乙烷)	2 900

4. 1 循环参数选择

假设循环工质蒸发侧相变温度为 60℃, 取冷凝侧相变温度为 27℃, 表 2 设定了循环工质各状态点的状态参数值, 并假设冷凝水入口温度为 18℃, 出口温度为 25℃; 设定工业废水的入口温度为 75℃, 出口温度取 35℃。

表 2 循环工质各状态点的状态参数

Table 2 Parameters of working fluid in the system

工质状态点	1	2	3	3 a	4
温度 /℃	60	105	30	27	27
比容 /(m ³ /kg)	0. 025 5	0. 062 2	0. 123 0	1. 667 8×10 ⁻³	—
压力 /Bar	26. 1	26. 1	10. 7	10. 7	26. 1
焓值 /(kJ/kg)	986. 0	1643. 2	1492. 8	328. 8	328. 8

4. 2 循环热力计算及装置选型

本文以发电机输出功率 20 kW 为例进行热力计算, 根据计算的结果, 确定工业废水的流量、冷却水的流量、太阳能集热器的负荷等, 并选择循环系统中采用的各类泵的类型。

(1) 汽轮机中过热蒸汽氮的质量流量:

$$q_a = \frac{P}{(h_2 - h_3) \eta} = \frac{20}{(1\,643.2 - 1\,492.6) \times 0.85} = 0.1564\text{ kg/s}$$
 (6)

式中: η为发电机的效率, 取经验值 0.85

工质泵的体积流量:

$$q_{va} = q_a \times v_4 = 0.1564 \times 1.6678 \times 10^{-3} = 2.608 \times 10^{-4}\text{ m}^3/\text{s} = 0.939\text{ m}^3/\text{h}$$
 (7)

根据工质泵的流量范围, 选用 32CDLF4-210立式多级轻型不锈钢冲压离心泵作为循环系统的工质泵, 该型号泵的流量为 4m³/h 扬程为 170.0m; 功率为 4.0 kW。

(2) 冷凝水的质量流量:

$$q_{w1} = \frac{q_a(h_3 - h_4)}{c_{h_2o} \Delta t} = \frac{0.1564 \times (1\,492.8 - 328.8)}{4.1868 \times (25 - 18)} = 6.211\text{ kg/s} = 22.36\text{ m}^3/\text{h}$$
 (8)

选用 HF80-65-125耐腐蚀泵, 其流量为 25m³/h; 扬程为 5m; 电机功率为 0.75 kW。

(3) 假设工业废水提供的热量 Q₁ 与太阳能集热器的负荷 Q₂ 相等, 则:

$$Q_1 = Q_2 = \frac{q_a(h_2 - h_4)}{2} = \frac{0.1564 \times (1\,643.2 - 328.8)}{2} = 102.79\text{ kW.}$$
 (9)

工质状态点 1 对应的焓值为:

$$h_1 = \frac{h_2 - h_4}{2} + h_4 = 986.0\text{ kJ/kg}$$
 (10)

蒸发器 1 中工业废水质量流量:

$$q_{w2} = \frac{Q_1}{c_{h_2o} \Delta t} = \frac{102.79}{4.1868 \times (75 - 35)} = 0.6138\text{ kg/s} = 2.21\text{ m}^3/\text{h}$$
 (11)

选用 HF50-32-125 耐腐蚀泵, 其流量为 $6.3 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程为 5 m ; 电机功率为 0.55 kW .

4) 循环系统的总的发电效率为:

$$\eta = \frac{P - W_p}{Q_1 + Q_2} = \frac{20 - (4.0 + 0.75 + 0.55)}{205.58} \times 100\% = 7.15\%. \quad (12)$$

5 结论

太阳能辅助小温差热发电系统以工业废热作为第一级热源、太阳能集热器作为第二级热源, 循环工质在热源中蒸发并过热后, 在汽轮机中膨胀做功, 从而驱动电机发电. 本文分析了该系统的工作原理和循环过程, 并在理论分析的基础上, 进行了系统的热力计算. 理论计算结果表明: 在循环工质为 R717, 循环工质蒸发侧相变温度为 60°C 、冷凝侧相变温度为 27°C 的条件下, 此太阳能辅助小温差热发电系统的总的发电效率可达 7.15% , 表明该小温差发电装置具有较好的应用前景.

[参考文献] (References)

- [1] 帅科. 太阳能重热海洋温差发电系统研究[D]. 上海: 上海交通大学机械与动力工程学院, 2006 13-15.
Shuai Ke. Research of solar energy-reheating ocean thermal energy conversion system[D]. Shanghai School of Mechanical Engineering Shanghai Jiao Tong University, 2006 13-15. (in Chinese)
- [2] Borsukiewicz G A, Nowak W. Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine cycle[J]. Energy, 2007, 32(4): 344-352.
- [3] Sakthi B, Koglbauer G, Wendland M, et al. Working fluids for low temperature organic Rankine cycles[J]. Energy, 2007, 32(7): 1210-1221.
- [4] Hettiarachchi H D M, Gombosi M, Worek W M, et al. Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources[J]. Energy, 2007, 32(9): 1698-1706.
- [5] Michaelides E E, Scott G J. Binary-flashing geothermal power plant[J]. Energy, 1984, 9(4): 323-331.
- [6] Kim N J, Kim C N, Chun W. Using the condenser effluent from a nuclear power plant for ocean thermal energy conversion[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2009, 36(10): 1008-1013.
- [7] Nowak W, Stachel A A, Borsukiewicz G A. Influence of evaporation temperature and organic fluid properties in the lower cycle of binary power plant on its efficiency and power[J]. Archives of Thermodynamics, 2006, 27(4): 1-10.
- [8] 王辉涛, 王华. 海洋温差发电有机朗肯循环工质选择[J]. 海洋工程, 2009, 27(2): 119-124.
Wang Huitao, Wang Hua. Selection of working fluids for ocean thermal energy conversion power generation organic Rankine cycle[J]. The Ocean Engineering, 2009, 27(2): 119-124. (in Chinese)
- [9] Alessandro F, Marco V. Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium-temperature geothermal fields[J]. Geothermics, 2009, 38(4): 379-391.

[责任编辑: 刘健]