

简化 Kalina 循环系统的热力学分析*

胡冰^{1,2} 骆超¹ 马伟斌¹

(1. 中国科学院广州能源研究所, 广州 510640; 2. 中国科学院大学, 北京 100864)

摘要: 提出了一种简化 Kalina 循环发电系统, 该系统以净功率、电力产率、热效率和换热面积比率为性能指标, 分析了氨水溶液质量分数、循环倍率、热源温度、冷源温度和换热器端部温差对性能指标的影响。结果表明, 氨水溶液的质量分数可以改变循环系统的性能; 循环系统存在最佳的循环倍率约为 4, 对应的氨水溶液质量分数差范围为 12% ~ 13%; 提高溶液换热器端部温差, 可使电力产率增加, 但系统热效率降低。

关键词: Kalina 循环 氨水溶液 热效率 循环倍率

中图分类号: TK122 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)04-0214-06

引言

目前, 中低温地热发电技术主要是基于有机朗肯循环的发电系统和 Kalina 循环的氨水动力循环系统。世界上从事有机朗肯循环系统设计安装的公司有十多个, 其中以以色列奥玛特(ORMAT)公司^[1]、美国 UTC 公司^[2]等几乎占据了全球中低温地热发电市场。美国 UTC 公司研制的百千瓦级机组主要利用 90 ~ 150℃ 的载热体加热单一有机工质推动涡轮机进行动力循环, 美国、日本、俄罗斯和新西兰等国均引进该国机组和技术进行地热和工业余热的发电^[3]。

Kalina 循环由前苏联的 Kalina^[4] 提出, 美国 EXERGY 公司建造了世界上第 1 台采用 Kalina 循环的商业机组, 机组容量为 3 MW。该循环以氨水混合物为工质, 在循环系统不同状态点下混合物的质量分数是变化的, 锅炉内吸热过程采用质量分数较高的氨水混合物, 以使蒸气的放热过程与混合工质的吸热过程曲线更好匹配, 最大限度地降低传热过程不可逆损失; 由于 Kalina 循环系统复杂, 换热设备较多和初投资较大等原因常常不被采用。

Marston 通过对 Kalina 循环的理论分析, 发现影响 Kalina 循环系统性能的两个关键参数: 分离器的温度和透平进口处氨蒸气的组分^[5]。Goswami 在 Kalina 循环的理论基础上, 提出了氨水溶液动力/制冷联合循环^[6], Xu 和 Lu 分别针对该联合循环进行了深入研究, 验证了循环的可行性^[7-8]。Nag 等对 Kalina 循环进行了热力学第二定律分析, 通过建立

热力学模型, 深入研究了影响 Kalina 循环性能的因素, 指出汽轮机进口氨蒸气质量分数存在最佳值^[9]。薄涵亮等对氨水溶液的相平衡及热力性质进行了研究, 获得了具有较高精度且适用于动力循环的氨水溶液热力性质的计算方法, 在此基础上, 计算优化了 Kalina 循环, 研究结果表明, Kalina 循环存在最佳透平背压, 且在 190℃ 以下的热源条件下, Kalina 循环氨水溶液最佳质量分数在 0.41 ~ 0.43, 并将该循环推荐到核供热堆热电联供示范系统^[10-12]。郑丹星和王宇等基于 Kalina 循环, 提出了一种新型氨吸收式动力/制冷复合循环, 研究结果表明, 新型动力/制冷复合循环热效率比 Kalina 循环提高 30% 以上^[13-14]。

中国具有丰富的中低温地热资源, 且地热直接利用量长期以来占据世界首位, 但与发达国家相比, 中国大部分中低温地热资源的利用仍采用简单、原始的利用方式, 特别是许多地热旅游宾馆在利用 70 ~ 90℃ 地热水时, 往往要靠自然冷却将温度降低到 50℃ 以下用于洗浴和理疗, 使大量热能白白浪费掉。

本文通过借鉴 Kalina 循环在热力循环上的优势, 开发适合我国中低温地热资源的双工质发电技术, 提出一种简化 Kalina 循环, 并分析简化 Kalina 循环的热力学性能。

1 简化 Kalina 循环系统

简化 Kalina 循环引入吸收式制冷循环原理, 采用发生器代替蒸发器, 吸收器代替冷凝器, 简化了 Kalina 循环系统^[5], 如图 1 所示。

收稿日期: 2013-04-27 修回日期: 2013-08-05

* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2012AA053003)和“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2012BAB12B01)

作者简介: 胡冰, 博士生, 主要从事中低温地热发电及利用研究, E-mail: hubing@ms.giec.ac.cn

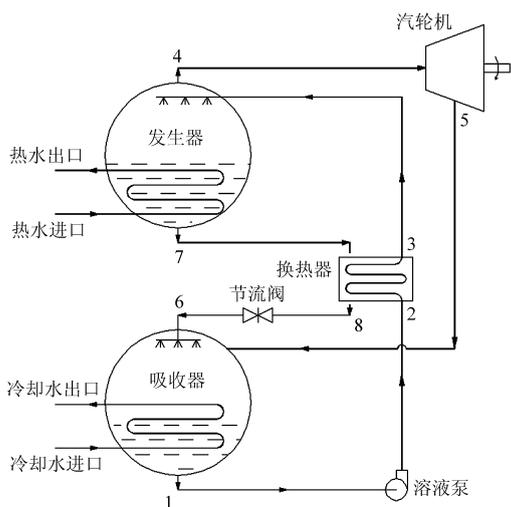


图1 简化 Kalina 循环示意图

Fig.1 Scheme of simplified Kalina cycle

1. 吸收器溶液出口 2. 换热器冷溶液进口 3. 换热器冷溶液出口
4. 发生器气体出口 5. 汽轮机排气口 6. 吸收器溶液进口
7. 发生器溶液出口 8. 换热器热溶液出口

简化 Kalina 循环系统由发生器、吸收器、汽轮机、溶液热交换器、溶液泵和节流阀组成。其工作原理为:地热水进入发生器,加热发生器内的氨水溶液,含有少量水蒸气的氨蒸气从发生器出口进入透平做功产生电力,发电后的低压、低温氨蒸气进入吸收器被发生器出来的稀溶液吸收,放出的热量被冷却水带走,完成整个循环过程。在发生器和吸收器之间形成一个氨水溶液循环环路,吸收器出来的浓溶液通过溶液泵加压进入溶液热交换器,回收一部分能量后进入发生器^[15]。

2 热力学性能参数计算

2.1 假定条件

对于简化 Kalina 循环的热力过程描述需要基于以下几个假设:

- (1) 系统处于热力学平衡状态,每个组成部分均保持稳态。
- (2) 忽略由于摩擦力导致的压力损失。
- (3) 忽略系统内部及与外界产生的热损失。
- (4) 忽略系统的动能及势能。
- (5) 吸收器出口浓溶液和发生器出口稀溶液均视为饱和态。
- (6) 氨蒸气质量分数由发生器出口稀溶液平衡质量分数决定。
- (7) 汽轮机等熵效率、溶液泵等熵效率均为假定值。
- (8) 发生器、吸收器、溶液热交换器的最小端部温差均为假定值。

2.2 热力学性能计算

简化 Kalina 循环的热力过程可分解如下:

(1) 发生器

区别于 ORC 循环的蒸发器,氨水溶液在发生器内不仅是传热过程,还是传质过程,其能量、质量守恒方程为

能量守恒

$$Q_G + m_3 h_3 = m_4 h_4 + m_7 h_7 \quad (1)$$

换热量

$$Q_G = m_g (h_{g1} - h_{g2}) \quad (2)$$

质量守恒

$$m_3 = m_4 + m_7 \quad (3)$$

发生器的换热面积为

$$A_G = \frac{Q_G}{\bar{U}_G \Delta T_{G,LMTD}} = \frac{m_g (h_{g1} - h_{g2})}{\bar{U}_G \Delta T_{G,LMTD}} \quad (4)$$

式中 Q_G ——发生器换热功率

m_3, h_3 ——换热器冷溶液出口流体质量流量、焓值

m_4, h_4 ——发生器气体出口流体质量流量、焓值

m_7, h_7 ——发生器溶液出口流体质量流量、焓值

m_g ——地热水质量流量

h_{g1}, h_{g2} ——进、出口地热水焓值

A_G ——发生器换热面积

$\Delta T_{G,LMTD}$ ——发生器对数温差

\bar{U}_G ——发生器传热系数

(2) 汽轮发电机

氨蒸气通过汽轮机做功过程并非是等熵过程,而是向熵增方向偏移,在上述假定条件下,透平的能量守恒方程为

$$P = m_4 (h_4 - h_5) \eta_m \eta_g = m_4 (h_4 - h_{5s}) \eta_{is} \eta_m \eta_g \quad (5)$$

式中 P ——汽轮机输出功率

h_5 ——汽轮机排气口流体焓值

h_{5s} ——汽轮机排气口流体等熵焓值

η_{is} ——汽轮机等熵效率

η_m ——机械效率 η_g ——发电机效率

本文后述的理论分析中 η_{is} 取值为 0.8, $\eta_m \eta_g$ 的取值为 0.95。

(3) 吸收器

与发生器类似,吸收器内氨水溶液也是传热传质过程,其能量、质量守恒方程为:

能量守恒

$$Q_A + m_1 h_1 = m_5 h_5 + m_6 h_6 \quad (6)$$

质量守恒

$$m_1 = m_5 + m_6 \quad (7)$$

换热量

$$Q_A = m_w (h_{w2} - h_{w1}) \quad (8)$$

吸收器的换热面积为

$$A_A = \frac{Q_A}{U_A \Delta T_{A,LMTD}} = \frac{m_w (h_{w2} - h_{w1})}{U_A \Delta T_{A,LMTD}} \quad (9)$$

式中 Q_A ——吸收器换热量

m_1, h_1 ——吸收器溶液出口流体质量流量、焓值

m_5, h_5 ——状态 1、5、6 点的流体质量流量、焓值

m_6, h_6 ——汽轮机排气口流体质量流量、焓值

m_w ——冷却水质量流量

h_{w1}, h_{w2} ——进、出口冷却水焓值

A_A ——吸收器换热面积

$\Delta T_{A,LMTD}$ ——吸收器对数温差

\bar{U}_A ——发生器传热系数

(4) 溶液泵

实际上溶液泵的升压过程也并非是非等熵过程,而是向熵增方向偏移,在上述假定条件下,溶液泵的能量守恒方程为

$$W_p = m_1 (h_2 - h_1) = m_1 (h_{2s} - h_1) / \eta_p \quad (10)$$

式中 W_p ——溶液泵功率

h_2 ——溶液泵出口流体焓值

h_{2s} ——溶液泵出口流体等熵焓值

η_p ——溶液泵等熵效率

本文后述的理论分析中 η_p 取值为 0.8。

(5) 换热器

换热器的主要作用是回收从发生器出来的稀溶液的能量,其能量守恒方程为

$$m_7 h_7 + m_2 h_2 = m_3 h_3 + m_8 h_8 \quad (11)$$

式中 m_2 ——换热器冷溶液进口流体质量流量

m_8, h_8 ——换热器热溶液出口流体质量流量、焓值

(6) 减压阀

氨水溶液经过减压阀,其过程为等焓过程,其方程为

$$h_6 = h_8 \quad (12)$$

2.3 热力学性能指标

净功率

$$P_{\text{net}} = P - W_p \quad (13)$$

电力产率

$$N_e = \frac{P_{\text{net}}}{m_g} \quad (14)$$

热效率

$$\eta_t = \frac{P_{\text{net}}}{Q_G} = \frac{P - W_p}{m_g (h_{g1} - h_{g2})} \quad (15)$$

换热面积比率

$$\psi = \frac{A}{P_{\text{net}}} \quad (16)$$

式中 A ——换热器换热面积

3 热力学性能影响因素分析

3.1 氨水溶液质量分数

简化 Kalina 循环系统最大的特征是可以调节氨水溶液的质量分数来改变系统性能,因此以下重点分析不同溶液质量分数工况下循环性能的变化情况。设定工况参数为:地热水初温 100℃,地热水流量 20 kg/s (72 t/h),冷却水初温 20℃,循环倍率为 4,浓溶液质量分数 20% ~ 60%,发生器、吸收器端部温差 5 K。

图 2 为电力产率、热效率随浓溶液质量分数的变化曲线。从图中可以看出,随着浓溶液质量分数的增加,电力产率和热效率均开始降低,并在浓溶液质量分数为 35% 时两者达到最低,之后呈现递增趋势。氨水质量分数较低时,发生器中产生的蒸气以水蒸气为主,水蒸气推动汽轮机做功,产生较高的电力产率和热效率。随着质量分数的增加,发生器中产生的蒸气以氨蒸气为主,氨蒸气推动汽轮机做功。当电力产率和热效率达到最低时,此时浓溶液质量分数为最不利点。当浓溶液质量分数大于最不利点时随着氨蒸气质量分数的增加,发电系统的净功率逐渐增加;当浓溶液质量分数小于最不利点时水蒸气的质量分数减小,发电系统的净功率逐渐减小,因此电力产率和热效率是随着浓溶液质量分数增加先减小后增大。

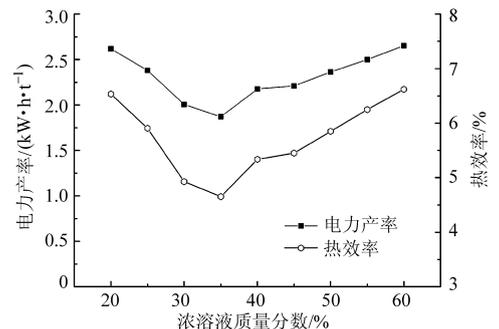


图 2 电力产率和热效率随浓溶液质量分数的变化曲线
Fig. 2 Variations of net power per unit geofluid and energy efficiency with ammonia water mass fraction

图 3 为发生压力、吸收压力随浓溶液质量分数的变化曲线。从图中可以看出,发生压力和吸收压力随着浓溶液质量分数的增加而增加,并且两者的压差逐渐增大。对于较低浓溶液质量分数工况,系统发生压力和吸收压力均较低,尤其是吸收压力,在低质量分数下可能出现负压,这对于系统是十分不利的,因此虽然在较低质量分数工况下,系统性能较

高,但由于系统在吸收器端处于负压,需要增加一套抽气系统,将显著增加系统的自耗电,使得系统的实际出力并不占优势。

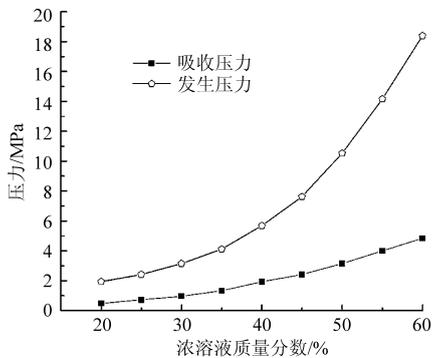


图3 发生压力和吸收压力随浓溶液质量分数的变化曲线

Fig. 3 Variations of generation and absorption pressure with ammonia water mass fraction

3.2 循环倍率

循环倍率的定义为:浓溶液质量流量与氨蒸气质量流量的比值,循环倍率也是影响简化 Kalina 循环性能的主要因素。设定工况参数为:地热水初温 100°C ,地热水流量 20 kg/s (72 t/h),冷却水初温 20°C ,循环倍率 $2\sim 6$,浓溶液质量分数 60% ,发生器、吸收器端部温差 5 K 。

图4为电力产率和热效率随循环倍率的变化曲线。由图可知,简化 Kalina 循环存在最优的循环倍率,以电力产率为优化目标,最佳的循环倍率约为4,而以热效率为优化目标,最佳的循环倍率约为5。值得注意的是,在循环倍率为4.5时出现了一个拐点,这很可能是因为当循环倍率达到5时,氨蒸气通过透平做功后有一部分氨水溶液析出,如果引用有机工质的干度概念,氨蒸气此时的干度为0.96,而循环倍率为4.5时,做功后的氨蒸气干度为1。

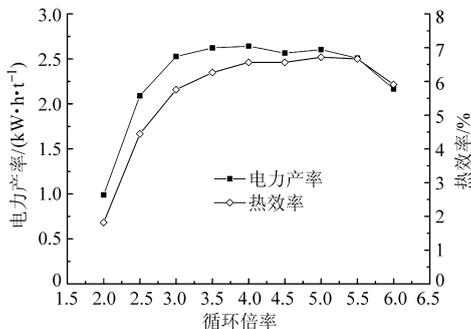


图4 电力产率和热效率随循环倍率的变化曲线

Fig. 4 Variations of net power per unit geofluid and energy efficiency with circulation ration

3.3 热源温度

简化 Kalina 循环性能和地热水初温、冷却水初温以及传热温差相互关联,简化 Kalina 循环的氨水溶液在发生器内的加热过程为定压变温过程,不用

考虑窄点温差,只需要确定发生器的最小端部温差。同样,吸收器也存在最小端部温差。设定工况参数为:地热水初温 $80\sim 120^{\circ}\text{C}$,地热水流量 20 kg/s (72 t/h),冷却水初温 $5\sim 40^{\circ}\text{C}$,循环倍率4,浓溶液质量分数 60% ,发生器、吸收器端部温差 $2\sim 14\text{ K}$ 。

图5为电力产率和热效率随地热水初温的变化曲线。可以看出,随着地热水初温的升高,由于发生压力和氨蒸气量逐渐增大,电力产率和热效率均显著增加。图6为净功率和换热面积比率随地热水初温的变化曲线。由图可知,地热水初温的提升也将显著降低换热面积比率,这就意味着地热水温度越高,机组的单位成本将越低。

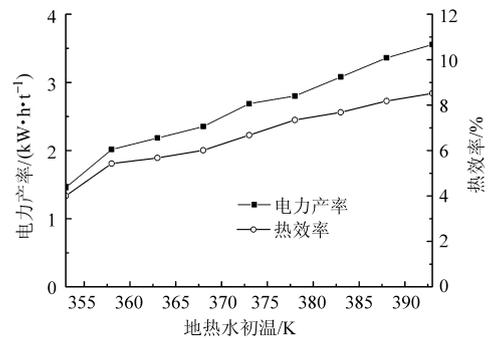


图5 电力产率、热效率随地热水初温的变化曲线

Fig. 5 Variations of net power per unit geofluid and energy efficiency with geofluid initial temperature

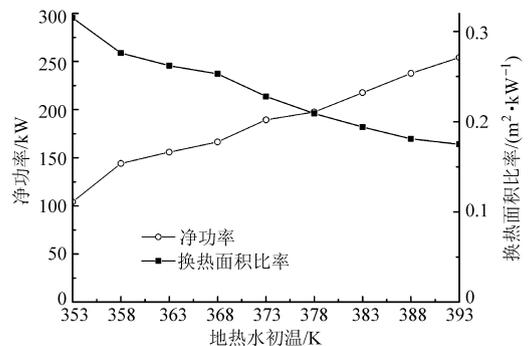


图6 净功率和换热面积比率随地热水初温的变化曲线

Fig. 6 Variations of net power and heat exchange area rate with geofluid initial temperature

3.4 冷源温度

图7为冷却水初温对电力产率和热效率的影响。由图可知,冷源温度越低,冷凝温度就越低,吸收压力也相应降低,因此有助于提高机组的出力。

而当冷源是环境温度时,其月平均净功率会在一定范围内变化。这种波动主要是由于月平均气温的变化使得冷却水温发生变化导致系统的冷凝温度与蒸发温度的变化,从而影响系统的发电能力。

3.5 换热器端部温差

图8为电力产率和热效率随换热器端部温差的变化曲线。由图可知,增加溶液换热器的端部温差

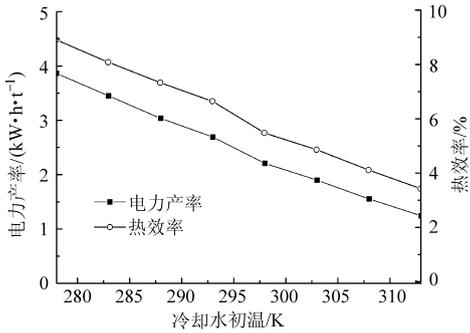


图7 电力产率和热效率随冷却水初温的变化曲线

Fig. 7 Variations of net power per unit geofluid and energy efficiency with cooling water temperature

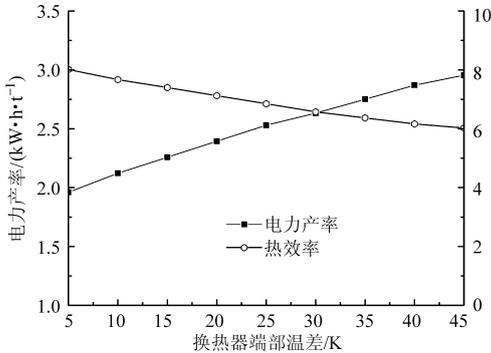


图8 电力产率和热效率随换热器端部温差的变化曲线

Fig. 8 Variations of net power per unit geofluid and energy efficiency with heat exchanger end temperature difference

虽然使简化 Kalina 循环的热效率降低,但却显著提高了循环的电力产率,因此增加溶液换热器的端部温差有助于提高机组的出力。可以看出,随着端部温差的增加,地热水出口温度也会逐步降低,从而发生器吸收的总热量增大,电力产率也随着增大,但是系统的净功率增加值要远小于发生器吸收的热量,因此热效率逐渐降低。

4 计算结果比较

为了评估简化 Kalina 循环的工程实际应用价值,在地热水初温 353 ~ 393 K、冷却水初温 293 K、传热端部温差 5 K、地热水流量 72 t/h 条件下,采用热力学分析方法对简化 Kalina 循环和双工质循环(所用工质为 R152a)进行了经济指标的比较,计算结果如图 9 和图 10 所示。由图 9 可见,在低温阶段(小于 373 K)时,简化 Kalina 循环要占优势,而在高温阶段(高于 373 K)时,双工质循环的电力产率要高一些。由图 10 可见,地热水初温较低,排热带走的有效能和传热温差引起的 损所占比例较大,两种循环的总体热效率都不高。但本文提出的简化 Kalina 循环的热效率优于双工质循环。

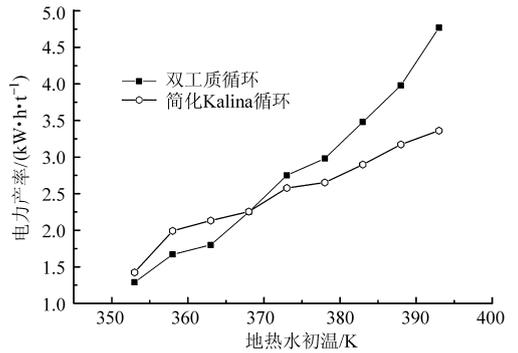


图9 两种循环的电力产率随地热水初温的变化曲线

Fig. 9 Variations of two circulations' net power per unit geofluid with geofluid initial temperature

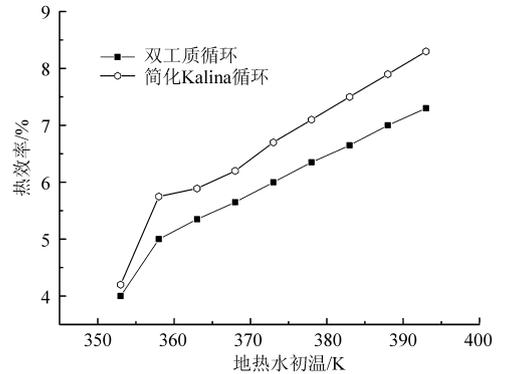


图10 两种循环的热效率随地热水初温的变化曲线

Fig. 10 Variations of two circulations' energy efficiency with geofluid initial temperature

5 结论

(1) 影响简化 Kalina 循环性能的因素较为复杂,这些因素中,氨水溶液质量分数、循环倍率、热源和冷源温度、换热器端部温差是关键因素。

(2) 可以通过调节氨水溶液质量分数来改变简化 Kalina 循环性能,为避免系统出现负压,较高的氨水溶液质量分数有利于改善系统性能,而质量分数过高同样会使得系统压力太大,对设备的要求也比较苛刻。

(3) 简化 Kalina 循环系统存在最佳的循环倍率,对于中低温地热水况,最佳的循环倍率约为 4,而对应的氨水溶液质量分数差范围为 12% ~ 13%。

(4) 简化 Kalina 循环系统性能受到溶液热交换器端部温差的影响较大,为获得较高电力产率,必须增加热交换器的端部温差,但也会降低系统热效率。

(5) 在一定工况范围内,简化 Kalina 循环的热效率要高于双工质循环,而在低温时其电力产率也占优势,表明其在我国中低温地热领域具有极好的应用前景。

参 考 文 献

- 1 David C. Power generation from cement plant waste heat (powerpoint presentation) [R]. ORMAT International Inc, CII-Green Cementech, 2005.
- 2 Holdmann G. (Chena Power) ORC technology for waste heat applications [C] // Proceedings of the Diesel Heat Recovery and Efficiency Workshop, 2007.
- 3 Bertani R. Geothermal power generation in the world 2005—2010 update report [C] // Proceedings World Geothermal Congress 2010, Paper 0008, Bali, Indonesia, 2010.
- 4 Kalina, A I. Combined cycle and waste heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation [C] // Proceedings of the 1983 Joint Power Generation Conference, ASME Paper 83-JPGC-GT-3, 1983.
- 5 Marston C H. Parametric analysis of the Kalina cycle [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1990, 112(1): 107 – 116.
- 6 Goswami D Y. Solar thermal power-status and future directions [C] // Proceedings of the 2nd ASME-ISHMT Heat and Mass Transfer Conference, Mangalore, India, 1995.
- 7 Xu F. Analysis of a novel combined thermal power and cooling cycle using ammonia-water mixture as a working fluid [D]. Dissertation: University of Florida, 1996.
- 8 Lu S G. Thermodynamic analysis and optimization of a new ammonia based combined power/cooling cycle [D]. Dissertation: University of Florida, 2002.
- 9 Nag P K, Gupta A V S S K S. Exergy analysis of the Kalina cycle [J]. Applied Thermal Engineering, 1998, 18(6): 427 – 439.
- 10 薄涵亮, 刘咸定. 氨水混合物的相平衡和热力性质计算 [J]. 西安交通大学学报, 1989, 23(3): 49 – 56, 64.
Bo Hanliang, Liu Xianding. Calculating method for thermodynamic properties of water and ammonia mixtures [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1989, 23(3): 49 – 56, 64. (in Chinese)
- 11 薄涵亮, 刘咸定. 卡林娜循环的热力学分析 [J]. 西安交通大学学报, 1989, 23(3): 57 – 63.
Bo Hanliang, Liu Xianding. Thermodynamic analysis for Kalina cycle [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1989, 23(3): 57 – 63. (in Chinese)
- 12 薄涵亮, 马昌文, 吴少融. 低温供热堆推荐动力循环 [J]. 核科学与工程, 1997, 17(4): 309 – 312.
Bo Hanliang, Ma Changwen, Wu Shaorong. Recommended power cycle for nuclear heating reactor [J]. Chinese Journal of Nuclear Science and Engineering, 1997, 17(4): 309 – 312. (in Chinese)
- 13 郑丹星, 陈斌, 齐云, 等. 新型氨吸收式动力/制冷复合循环的热力学分析 [J]. 工程热物理学报, 2002, 23(5): 539 – 542
Zheng Danxing, Chen Bin, Qi Yun, et al. A thermodynamic analysis of a novel absorption power/cooling combined cycle [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2002, 23(5): 539 – 542. (in Chinese)
- 14 王宇, 韩巍, 金红光, 等. 新型中低温混合工质联合循环 [J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(11): 200 – 204.
Wang Yu, Han Wei, Jin Hongguang, et al. A novel binary cycle with mid and low temperature heat recovery [J]. Proceedings of the CSEE, 2003, 23(11): 200 – 204. (in Chinese)
- 15 Luo Chao. Thermodynamic analysis of geothermal binary power system [C] // 2012 International Conference on Computer Distributed Control and Intelligent Environmental Monitoring. China, Changsha, 2012.

Thermodynamic Analysis of Simplified Kalina Cycle System

Hu Bing^{1,2} Luo Chao¹ Ma Weibin¹

(1. Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China

2. University of Chinese Academic of Science, Beijing 100864, China)

Abstract: A Kalina cycle power system was developed. The net power output, net power output per ton of geofluid, energy efficiency, and heat exchanger area of per net power were determined as the performance criteria of the power system. The influences of ammonia water mass fraction, solution circulation ratio, geofluid temperature, cooling water temperature, and the heat exchanger end temperature difference on performance criteria were analyzed. Results showed that the performance could be changed by adjusting ammonia water mass fraction. The optimal solution circulation ratio value was about 4 and the corresponding ammonia water mass fraction difference was about 12% ~ 13%. The net power output per ton of geofluid increases and energy efficiency decreased by increasing the heat exchanger end temperature difference.

Key words: Kalina cycle Ammonia-water mixture Energy efficiency Solution circulation ratio