

doi:10.3969/j.issn.1003-2029.2020.03.010

海洋温差能氨水工质引射器对热力循环性能影响的理论研究

王洪雨¹, 刘伟民³, 刘延俊^{1,2*}, 陈云¹, 彭景平³, 翟晓宇¹

(1. 山东大学海洋研究院, 山东 青岛 266237; 2. 山东大学机械工程学院“高效洁净先进制造”教育部重点实验室, 山东 济南 250061; 3. 自然资源部第一海洋研究所, 山东 青岛 266061)

摘要: 本文研究了使用引射器来提高海洋温差能热力循环效率, 热力循环采用氨-水混合工质, 通过对使用引射器与没使用引射器的热力循环进行数值模拟和对比分析, 探究不同工质浓度、透平进口压力和温、冷海水温度对循环净输出功和热力循环效率的影响。研究表明, 使用引射器后循环净输出功和热力循环效率都得到了提高。随着氨工质浓度的增加, 循环净输出功不断增加, 热力循环效率先增大后减小; 随着透平进口压力的变化, 循环净输出功和热力循环效率均先增大后减小; 循环净输出功和热力循环效率随温海水温度的升高而升高, 随冷海水温度的升高而减小。

关键词: 海洋温差能; 引射器; 工质浓度; 透平进口压力; 热力循环效率; 净输出功

中图分类号: P743.4

文献标志码: A

文章编号: 1003-2029(2020)03-0068-07

海洋是世界上最大的太阳能吸收器, 每年可以吸收 37 万亿 kW 的太阳能^[1], 世界范围内海洋温差能理论资源功率约 600 亿 kW^[2]。然而, 由于表层温海水和深层冷海水之间的温差为 15~25℃, 海洋温差能热力循环效率仅为 3%~5%^[3], 因此提高海洋温差能热力循环效率迫在眉睫。国内外学者对海洋温差能热力循环进行了大量研究。1981 年, Kalina A I^[4]提出了以氨水混合物为工质的“Kalina 循环”, 相同工况 Kalina 循环的效率比朗肯循环高 20%左右。1994 年, 日本佐贺大学上原春男教授发明了上原循环^[5], 循环采用了贫氨溶液回热循环和中间抽气回热循环, 循环效率提高到 5.4%^[6]。2012 年, 自然资源部第一海洋研究所提出了国海循环, 国海循环的热力循环效率达到了 5.16%^[7]。Yuan H 等^[8]在 2014 年提出了一种采用双引射器的循环, 热力循环效率达到 4.17%。2015 年, Lee H S 等^[9]将气-气引射器应用于海洋温差能热力循环, 增大了透平的输出功, 提高了循环效率。2017 年, 韩国釜庆国立大学 Yoon

J I 等^[10]采用 R152a 为工质的使用引射器的 EP-OTEC 热力循环, 此循环的效率为 4.0%左右。同年, Miljkovic 在朗肯循环中增加了引射器, 设计了一个新的循环, 该循环的效率为 3.057%^[11]。

本文在上述研究的基础上, 应用热力学基本原理, 使用 Matlab 和氨水热物性计算软件, 对带有液-气引射器与无引射器的热力循环进行了建模、数值模拟和对比分析, 研究在不同工况、混合工质浓度下引射器对热力循环性能的影响。

1 热力循环系统描述

热力循环系统采用氨水混合物为工质, 透平后乏气被引射器引射到冷凝器进行冷凝, 图 1 是其热力循环系统示意图, 图 2 是无引射器海洋温差能热力循环系统示意图。新循环中的设备包括换热器、分离器、透平、引射器、工质泵, 其中换热器又包括蒸发器、回热器、预热器和冷凝器。系统工作流程

收稿日期: 2020-01-16

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51709055)

作者简介: 王洪雨(1994-), 男, 硕士研究生, 主要从事海洋温差能发电方面研究。E-mail: wanghysdu@163.com

通讯作者: 刘延俊(1965-), 男, 博士, 教授, 主要从事流体动力控制, 机械系统智能控制与动态检测, 海洋可再生能源与深海探测技术及装备开发。E-mail: lyj111ky@163.com

为: 海洋表层温海水在蒸发器中从状态点 10 变温加热氨水到状态点 1, 随后氨-水两相流在分离器中等温、等压分离成状态点 2 的高浓度氨蒸汽和状态点 3 的低浓度贫氨溶液。状态点 2 的氨蒸汽进入透平中绝热膨胀推动叶轮带动发电机发电后, 变成状态点 4 的乏气, 被引射进入引射器。分离出的贫氨溶液从状态点 3 在回热器中冷却到状态点 5 进入引射器(无引射器的进入吸收器), 与透平后乏气充分混合后到状态点 6。氨水气液在冷凝器中经深层冷海水等压冷却后变为状态点 7 的氨水溶液, 经工质泵等熵压缩到状态点 8, 随后在预热器中被蒸发器出口的温海水加热到状态点 9, 再经回热器加热到状态点 10 进入蒸发器, 如此循环。此循环采用了非共沸的氨水工质, 热源和工质温度匹配较好, 吸热效率高, 同时预热器和回热器可吸收多余的热量。图 3 和图 4 为有、无引射器时海洋温差能热力循环 $T-S-w$ 图, 从两图中对比可以看出引入引射器使透平出口状态点 4 的温度降低, 同时也会使压力降低, 导致透平进出口压差变大, 透平输出功增多。

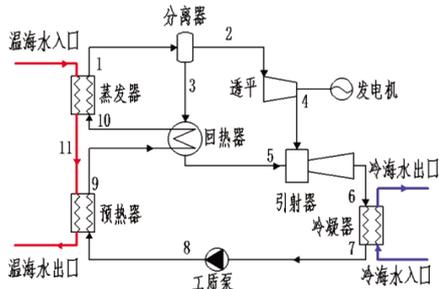


图 1 有引射器的海洋温差能热力循环

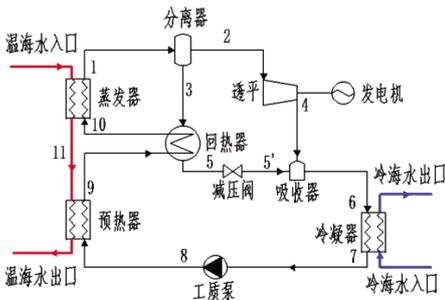


图 2 无引射器的海洋温差能热力循环

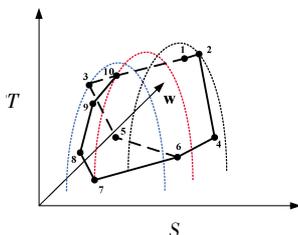


图 3 引射器海洋温差能热力循环 $T-S-w$ 图

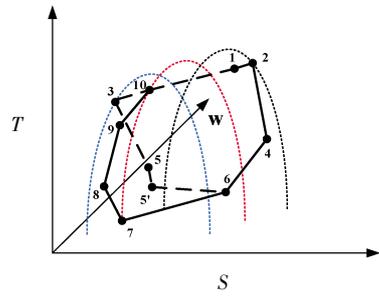


图 4 无引射器海洋温差能热力循环 $T-S-w$ 图

2 数学模型和计算条件和方法

2.1 数学模型

对热力循环做如下假设:

- (1) 循环各热力过程是理想的;
- (2) 分离器分离的液相贫氨溶液为其泡点状态, 高浓度氨蒸汽为其露点状态, 且二者温度、压力相同;
- (3) 在冷凝器的出口和回热器的出口, 氨水溶液状态点为其泡点;
- (4) 不考虑系统内和与外界交换产生的能量损失。

使用质量守恒和能量守恒方程对系统的建立数学模型如下:

2.1.1 蒸发器 氨水溶液在蒸发器中吸收温海水的热量, 从状态点 10 被加热到气液两相的状态点 1。根据能量守恒方程, 蒸发器的吸热量为:

$$Q_C = m_1(h_1 - h_{10}) = m_w c_w (T_{wi} - T_{11}) \quad (1)$$

式中: Q_C 为蒸发器换热量, kW; m_1 为状态点 1 蒸发器出口工质质量流量, kg/s; h_1 为状态点 1 蒸发器出口工质焓值, kJ/kg; h_{10} 为状态点 10 蒸发器入口工质焓值, kJ/kg; c_w 为温海水比热, kJ/(kg·°C); m_w 为温海水质量流量, kg/s; T_{wi} 为蒸发器入口温海水温度, °C; T_{11} 为状态点 11 蒸发器出口温海水温度, °C。

2.1.2 分离器 氨水溶液从状态点 1 经分离器后, 分离出状态点 2 的氨气和状态点 3 的贫氨溶液。根据溶液质量守恒方程:

$$m_1 = m_2 + m_3 \quad (2)$$

$$m_1 X_1 = m_2 X_2 + m_3 X_3 \quad (3)$$

式中: m_2 为状态点 2 分离器出口气相工质质量流量, kg/s; m_3 为状态点 3 分离器出口液相工质质量流量, kg/s; X_1 为状态点 1 蒸发器出口工质的浓度; X_2 为状态点 2 分离器出口气相工质的浓度; X_3 为状

态点3分离器出口液相工质的浓度。

2.1.3 透平 氨气在透平中从状态点2等熵做功膨胀到状态点4:

$$S_4=S_2 \quad (4)$$

式中: S_2 为状态点2透平入口工质熵值,kJ/(kg·K); S_4 为状态点4透平出口工质熵值,kJ/(kg·K)。

根据能量守恒定律,透平输出功为:

$$W_T=m_2(h_2-h_4) \quad (5)$$

式中: W_T 为透平输出功,kW; h_2 为状态点2透平入口工质焓值,kJ/kg; h_4 为状态点4透平出口工质焓值,kJ/kg。

2.1.4 引射器 回热器出口状态点5的贫氨溶液和透平出口状态点4的氨气在引射器中充分混合,工作流体是贫氨溶液,被引射流体是氨气,出口为氨-气两相混合的状态点6。在引射过程中流体的熵和焓是守恒的^[12],即:

$$h_6=(h_4 \times u+h_5)/(1+u) \quad (6)$$

$$S_6=(S_4 \times u+S_5)/(1+u) \quad (7)$$

式中: h_5 为状态点5引射器入口工质焓值,kJ/kg; h_6 为状态点6引射器出口工质焓值; S_5 为状态点5引射器入口工质熵值,kJ/(kg·K); S_6 为状态点6引射器出口工质熵值,kJ/(kg·K)。

式中: u 为氨气与贫氨溶液的质量流量比:

$$u=m_4/m_5 \quad (8)$$

引射器中的质量守恒方程:

$$m_6=m_4/m_5 \quad (9)$$

式中: m_5 为状态点5引射器入口工质质量流量,kg/s; m_6 为状态点6引射器出口工质质量流量,kg/s。

2.1.5 冷凝器 氨水在冷凝器中从状态点6被冷海水冷却到状态点7,根据能量守恒方程,冷凝器内海水和工质之间的换热量 Q_c 为:

$$Q_c=m_7(h_7-h_6)=m_c c_c (T_{co}-T_{ci}) \quad (10)$$

式中: Q_c 为冷凝器换热量,kW; m_7 为状态点7冷凝器出口工质质量流量,kg/s; h_6 为状态点6冷凝器入口工质焓值,kJ/kg; h_7 为状态点7冷凝器出口工质焓值,kJ/kg; c_c 为冷海水比热,kJ/(kg·°C); m_c 为冷海水质量流量,kg/s; T_{co} 为冷凝器出口冷海水温度,°C; T_{ci} 为冷凝器入口冷海水温度,°C。

2.1.6 工质泵 工质在泵中从状态点7等熵压缩到状态点8:

$$S_7=S_8 \quad (11)$$

式中: S_7 为状态点7工质泵入口工质熵值,kJ/(kg·K); S_8 为状态点8工质泵出口工质熵值,kJ/(kg·K)。

工质泵消耗功为:

$$W_{p,g}=m_7(h_8-h_7) \quad (12)$$

式中: m_7 为状态点7工质泵入口工质质量流量,kg/s; h_7 为状态点7工质泵入口工质焓值,kJ/kg; h_8 为状态点8工质泵出口工质焓值,kJ/kg。

2.1.7 预热器 氨水在预热器中从状态点8被温海水加热到状态点9,该过程的能量守恒为:

$$Q_H=m_8(h_9-h_8)=m_w c_w (T_{11}-T_{w0}) \quad (13)$$

式中: Q_H 为预热器换热量,kW; m_8 为状态点8预热器入口工质质量流量,kg/s; h_8 为状态点8预热器入口工质焓值,kJ/kg; h_9 为状态点9预热器出口工质焓值,kJ/kg; T_{w0} 为预热器出口温海水温度,°C。

2.1.8 回热器 状态点9的氨水和状态点3的贫氨溶液在回热器中进行热量交换,生成状态点10的氨水和状态点5的贫氨溶液,根据能量守恒方程有:

$$(h_{10}-h_9) m_9=(h_3-h_5) m_3 \quad (14)$$

式中: h_{10} 为状态点10回热器出口工质焓值,kJ/kg; m_9 为状态点9回热器入口工质质量流量,kg/s; h_3 为状态点3回热器入口工质焓值,kJ/kg。

回热器两股流体间为逆流,温度根据对数平均温差计算。

2.1.9 循环净输出功

$$W_{net}=W_T-W_{p,g}=m_2(h_2-h_4) \times \eta_r - m_7(h_8-h_7)/\eta_{p,g} \quad (15)$$

式中: η_r 为透平的效率; $\eta_{p,g}$ 为工质泵的效率。

2.1.10 换热器吸收热量

$$Q=Q_C+Q_H=m_1(h_1-h_{10})+m_8(h_9-h_8) \quad (16)$$

2.1.11 热力循环效率

$$\eta_c = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{W_T - W_{p,g}}{Q_C + Q_H} = \frac{m_2(h_2-h_4) \times \eta_r - m_7(h_8-h_7)/\eta_{p,g}}{m_1(h_1-h_{10})+m_8(h_9-h_8)} \quad (17)$$

2.2 计算条件和方法

冷海水温度范围为:表层温海水水温取25~28°C,冷海水水温取4~7°C。循环的计算流程如下:在确定温海水和冷海水温度的情况下,设定换热器的端差为2~4°C,给定工质的浓度范围为0.76~0.95,进而求出不同工况下工质的露点压力和泡点压力,在此之间选取蒸发器的工作压力,计算出状态点2高浓度氨气和状态点3低浓度贫氨溶液的参数,同时算出状态点2和状态点3的工质浓度和质量比。选取冷海水温度,计算出冷凝器出口状态点7氨水溶液的状态参数。工质泵等熵膨胀,压力

和蒸发器压力相同,可求出工质泵出口状态点8的参数。预热器出口为泡点状态,故可求得预热器出口状态点9的参数,根据能量守恒,求得回热器出口状态点10和引射器入口状态点5的参数,再根据引射器的焓熵守恒,求得透平出口状态点4和引射器出口状态点6的参数。最后依据公式计算出循环净输出功和热力循环效率。

3 结果分析与讨论

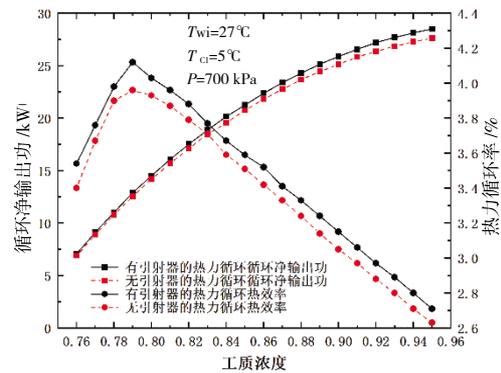
本文采用单位工质流量对有、无引射器的热力循环进行了模拟,分析引射器在不同工质浓度、透平进口压力、温海水和冷海水的温度下,各参数对循环净输出功和热力循环效率的影响。

3.1 不同工况下引射器对循环性能的影响

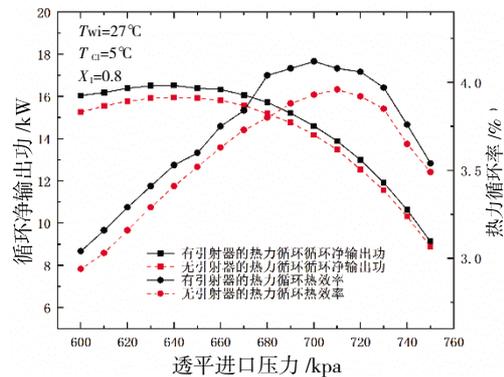
为验证引射器对循环性能的影响,将两种不同的循环分别进行模拟,图5-a表示的是在温海水温度为27℃,冷海水温度为5℃,透平进口压力为700 kPa的工况下,循环净输出功和热力循环效率随工质浓度的变化情况。可以看出,有引射器的热力循环其循环净输出功和热力循环效率均大于无引射器热力循环,二者变化趋势类似,在工质浓度为0.79时二种循环热力循环效率均达到最大值,分别为4.12%和3.96%,提高了4.04%。图5-b表示的是在温海水温度为27℃,冷海水温度为5℃,工质浓度为0.80的工况下,循环净输出功和热力循环效率随透平进口压力的变化情况。可以看出,引射器热力循环的净输出功和热力循环效率均大于无引射器热力循环,前者在透平进口压力为700 kPa下获得最大热力循环效率4.09%,后者在710 kPa下获得最大热力循环效率3.94%,提高了3.80%。这是由于使用引射器降低了透平出口处的压力,其状态点焓值降低,透平进出口处氨气的焓降变大,增加了透平输出功,所以提高了透平净输出功和热力循环效率。

3.2 不同海况下引射器对循环性能的影响

根据南海的实际情况,随着季节的不同,温、冷海水的温度相应发生变化,故而研究温度对循环性能的影响至关重要。给定工质浓度为0.80,透平进口压力为700 kPa,从图6可以看出,在冷凝温度一定时,两种循环的循环净输出功和热力循环效率随着温海水温度升高而增加。这是因为,蒸发温度随着温海水温度的升高而升高,工质在蒸发器中气化率和吸收的热量增多,换热器吸收热量增大,透平



(a) 净输出功和热力循环效率随工质浓度变化



(b) 净输出功和热力循环效率随透平进口压力变化

图5 引射器热力循环和无引射器热力循环性能对比

的进口焓值和流量同样增大,透平的做功增加,从而使循环净输出功增大,由于换热器吸收热量的增加幅度小于循环净输出功的增加幅度,所以热力循环效率增大。在温海水温度一定时,蒸发器出口温度一定,循环净输出功和热力循环效率随着冷海水温度升高而减小。这是因为,冷凝温度随着冷海水温度升高而升高,冷凝器入口的温度、压力随之升高,透平压降变小,导致透平做功减少,而换热器吸收热量基本不变,所以循环热力循环效率降低。在温海水与冷海水温度差一定时,循环净输出功随着温海水温度升高而增大,热力循环效率随温海水温度升高而先增大后减小。这是因为温海水温度升高会使透平进口处氨气的焓值和流量增大,但冷海水温度同样升高,透平出口处氨气的温度压力同样升高,二者共同作用下,透平净输出功不断增加且增加幅度越来越小,而换热器吸收热量不断增大,所以热力循环效率先增大后减小。从两种循环对比来看,引射器热力循环的循环净输出功和热力循环效率均大于无引射器热力循环,在温海水温度为28℃、冷海水温度为4℃时,两种循环的循环净输出功和热力循环效率均达到最大值,净输出功分别为17.97 kW和17.56 kW,热力循环效率最大值分别为

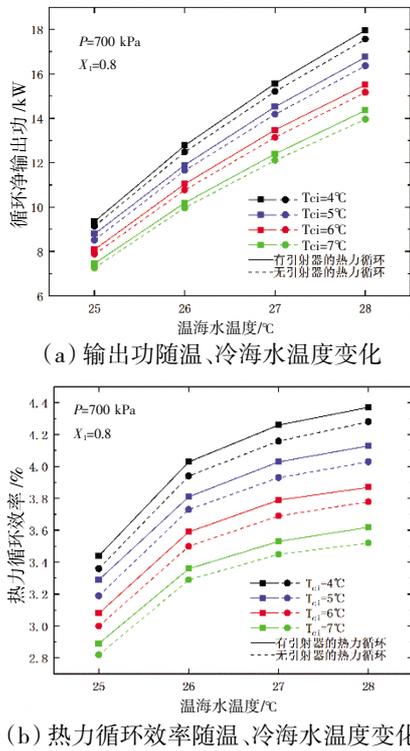


图6 引射器热力循环和无引射器热力循环在不同温、冷海水温度下性能对比

4.37%和4.28%。

3.3 工质浓度对热力循环性能的影响

工质浓度的变化会影响蒸发器的气化率,在温海水温度为26~28℃,冷海水温度为5℃,透平进口压力为700 kPa的工况下,引射器热力循环性能与工质浓度的关系如图7所示。可以看出,随着工质浓度的增加,三种不同温度温海水的透平输出功、循环净输出功和换热器吸收热量皆不断增大,系统的热力循环效率随着工质浓度的增加先增大后减小。这是由于随着工质浓度的增加,蒸发器中的工质的气化率也不断增加,换热器吸收热量不断增多,在分离器中分离出的氨气增多,最终使透平输出功增大。在给定的工质流量下,工质泵耗功随着工质浓度的增加而逐渐减小,但泵耗功少且变化缓慢,所以循环的净输出功随着工质浓度的增加而增大。由于氨气的质量增加,引射器引射比变大,使得引射器的压降变小,循环净输出功增加幅度越来越小,从而出现了系统的热力循环效率随着工质浓度的增加先增大后减小的情况,在工质浓度为0.80时,热力循环效率达到峰值3.92%。从3种不同温海水温度的曲线中可以看出,随着温海水温度的升高,最佳的工质浓度降低,而热力循环效率逐渐增

大,在温海水27℃时,最大的热力循环效率为4.12%,对应工质浓度为0.79;在温海水28℃时,最大的热力循环效率为4.30%,对应工质浓度为0.77。

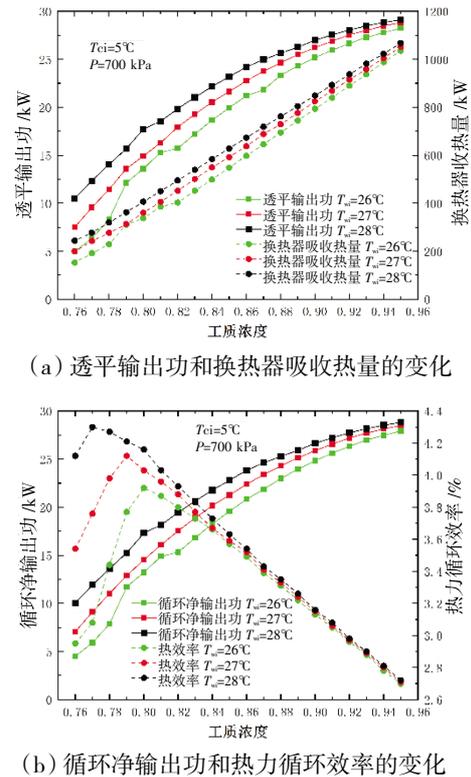
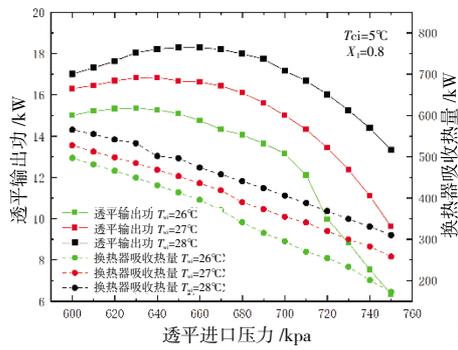


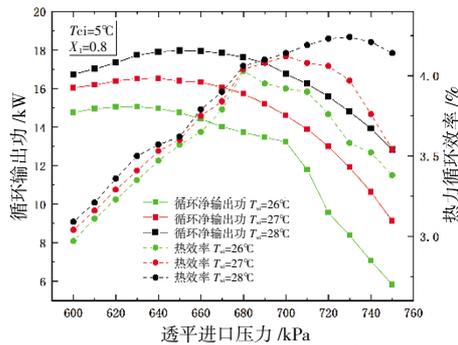
图7 引射器热力循环性能随工质浓度的变化

3.4 透平进口压力对热力循环性能的影响

透平进口压力会影响进入透平的工质流量和透平进出口的焓差,在温海水温度为26~28℃,冷海水温度为5℃,工质浓度为0.80的工况下,引射器热力循环性能与透平进口压力的关系如图8所示。可以看出,3种不同温度的温海水随着透平进口压力的增加,透平输出功、循环净输出功和热力循环效率均先增大后减小,换热器吸收热量不断减小。这是因为随着透平进口压力的增大,氨工质在蒸发器中的气化率不断减小,蒸发器中吸收热量不断减小,因此分离器分离出的氨气不断减少,而在透平入口处氨气的焓值随压力增大而增大,氨气的流量和焓值对透平的做功共同影响,导致透平输出功先增加后减小,工质泵耗功少且变化缓慢,所以透平输出功和循环净输出功趋势近似。随着温海水温度的升高,透平输出功和循环净输出功均增大,当温海水温度为26℃时,循环净输出功随透平进口压力的增加先增大后减小,在压力630 kPa下,循环净输出功最大为15.05 kW。由于循环净输出功的变化幅度大于换热器吸收热量的变化幅度,所以循环热力



(a) 透平输出功和换热器吸收热量的变化



(b) 循环净输出功和热力循环效率的变化

图8 引射器热力循环性能随透平进口压力的变化

循环效率也是先增大后减小,在压力为 680 kPa 时,热力循环效率达到峰值 4.03%。从三种不同温海水温度的曲线中可以看出,随着温海水温度的升高,最大热力循环效率对应的透平进口压力升高,在温海水 27℃时,最大的热力循环效率为 4.12%,对应的

参考文献:

- [1] 毛秀珍,徐燕椿.海洋能是人类未来能源的希望[J].今日科技,1998,30(2): 5-6.
- [2] 崔金泰.各显神通的新能源[M].北京:北京工业大学出版社,1993.
- [3] Jung J Y, Lee H S, Kim H J, et al. Thermoeconomic analysis of an ocean thermal energy conversion plant [J]. Renewable energy, 2016, 86: 1086-1094.
- [4] Kalina A I. Combined-cycle system with novel bottoming cycle [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,1984,106(4): 737-742.
- [5] Uehara H. Performance analysis of OTEC system using a cycle with absorption and extraction processes[J]. Transaction of JSME, Series B, 1998, 64(624): 384-389.
- [6] Dhanak Manhar R, Nikolaos I Xiros eds. Springer handbook of ocean engineering[M]. Springer, 2016.
- [7] Liu W M, Chen F Y, Wang Y Q, et al. Progress of Closed-cycle OTEC and Study of a New Cycle of OTEC [C]//Advanced Materials Research. Trans Tech Publications, 2012, 354: 275-278.
- [8] Yuan H, Mei N, Zhou P. Performance analysis of an absorption power cycle for ocean thermal energy conversion [J]. Energy conversion and management, 2014, 87: 199-207.
- [9] Lee H S, Yoon J I, Son C H, et al. Efficiency enhancement of the ocean thermal energy conversion system with a vapor ejector[J]. Advances In Mechanical Engineering, 2015, 7(3): 1-10.
- [10] Yoon J I, Seol S H, Son C H, et al. Analysis of the high-efficiency EP-OTEC cycle using R152a[J]. Renewable energy, 2017, 105: 366-373.

透平进口压力为 700 kPa;在温海水 28℃时,最大的热力循环效率为 4.24%,对应的透平进口压力为 730 kPa。

4 结论

本文通过数值模拟和理论分析,引射器对热力循环性能影响的结论如下:

(1) 在相同的工况下,采用引射器的热力循环净输出功和热力循环效率均大于无引射器热力循环。

(2) 在温、冷海水方面,循环净输出功和热力循环效率随温海水温度的升高而增大,随着冷海水温度的升高而降低,且变化趋势近似成正比。在温、冷海水温差一定时,循环净输出功随着温海水温度升高而增大,热力循环效率随温海水温度升高而先增大后减小。

(3) 循环净输出功随工质浓度的增加而增大,而热力循环效率随着工质浓度的增加而先增大后减小。随着温海水温度的升高,最大热力循环效率对应的工质浓度逐渐降低。

(4) 透平进口压力对循环影响较为复杂,循环净输出功和热力循环效率均随着透平进口压力的增加而先增大后减小。随着温海水温度的升高,最大热力循环效率对应的透平进口压力逐渐升高。

- [11] Liu W, Xu X, Chen F, et al. A review of research on the closed thermodynamic cycles of ocean thermal energy conversion[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020,119: 1–11.
- [12] Li X, Zhang Q, Li X. A Kalina cycle with ejector[J]. *Energy*, 2013, 54: 212–219.

Theoretical Study on the Impact of Ocean Thermal Energy Conversion Ammonia Hydroxide Ejector on Thermal Cycle Performance

WANG Hong-yu¹, LIU Wei-min³, LIU Yan-jun^{1,2}, CHEN Yun¹, PENG Jing-ping³, ZHAI Xiao-yu¹

1. *Shang dong Vniversity, Institue of Marince Science and Techology, Qing dao 266237, Shang dong Prorice, China;*

2. *School of Mechanical Engineering, Shandong University, Key Laboratory of High Efficiency and Clean Mechanical Manufacture, Jinan 250061, Shandong Province, China;*

3. *The First Institute of Oceanography, Ministry of Natural Resources, Qingdao 266061, Shandong Province, China*

Abstract: Ejectors are used to improve the efficiency of thermal cycle of Ocean thermal energy conversion in this paper, ammonia–water mixture is used as working medium, The effects of different working medium mass fraction, turbine inlet pressure, and warm and cold seawater temperature on the net output and the thermal cycle efficiency were investigated in the thermal cycle with and without the ejector by numerical simulation and comparative analysis. It is found that the net output and the thermal cycle efficiency are improved by using the ejector. The net output increases continuously and the thermal cycle efficiency increases first and then decreases with the increase of ammonia working medium mass fraction; the net output and the cycle thermal efficiency both increase first and then decrease with the increase of the inlet pressure of the turbine; The net output and the thermal cycle efficiency increase with the increase of warm seawater temperature and decrease with the increase of cold seawater temperature.

Key words: ocean thermal energy conversion; ejector; working medium mass fraction; turbine inlet pressure; thermal cycle efficiency; net output