

运行参数对喷射器性能影响的数值研究

曹丽华, 毕书扬

(东北电力大学 能源与动力工程学院, 吉林 吉林 132012)

摘 要: 利用 CFD 软件对太阳能喷射式制冷系统中喷射器进行研究, 结果表明: 在同一蒸发器出口压力和冷凝器入口压力下, 喷射系数随发生器出口压力的升高先增加后减小; 喷射系数与蒸发器出口压力成正比, 与冷凝器入口压力成反比; 在同一蒸发器出口温度和冷凝器入口温度下, 喷射系数随发生器出口温度的升高先增加后减小; 随蒸发器出口温度的升高和冷凝器入口温度的降低, 喷射系数逐渐增加。

关 键 词: 喷射器; 数值模拟; 喷射系数; 压力; 温度

中图分类号: TB65

文献标识码: A

太阳能喷射制冷是借助太阳能集热器把太阳能收集起来并转化成热能加以利用, 每年辐射到地球上的太阳能总量巨大, 但是品质质量较低, 如果能充分利用, 可以很大程度上促进节能减排^[1~2]. 本文提出用喷射器代替常规制冷系统中的压缩机, 由于该系统具有构造简单, 运转可靠性高, 运行寿命长等特点, 且只有水泵和工质泵是运动部件, 只消耗少量的电能, 因此节能效果显著. 与其它制冷系统不同, 该制冷系统可直接利用水等环境友好型的制冷工质, 从而避免对大气臭氧层的破坏, 维护地球生态环境安全. 可见, 太阳能制冷系统既经济又环保, 具有十分广阔的发展前景.

近年来越来越多国内外学者投身于清洁能源的研究^[3~4], 尤其在太阳能喷射制冷系统方面取得了巨大进步. 曹丽华^[5]等对传统的平板集热器流道进行改进, 把整体空腔流道改为蛇形流道, 提高集热器效率. 马国强^[6]等用实验方式对太阳能喷射制冷过程进行研究, 发现在一定的蒸发温度和冷凝温度的条件下, 喷射器对应一个最佳的发生条件. 张博等^[7]对不同的制冷剂进行研究, 比较了水与 R236fa 对喷射器性能的影响. 邵天^[8]的研究指出蒸汽喷射器的喷射系数达到最大时对应一个最佳的工作蒸汽压力和喷嘴喉部直径. 杨启容等^[9]的研究指出流线型结构的喷射器能减弱混合过程中的回流现象. 李宇^[10]分析了新型整流喷嘴结构对蒸汽喷射器操作性能的影响. Hosseinzadeh 等^[11]利用 CFD 软件对喷射器进行三维数值模拟, 得出发生器出口存在一个最佳的工作条件. 祁丽等^[12]考虑了工作参数和结构参数对喷射器性能的影响. 徐鑫等^[13]利用 Workbench 对喷射器内部流场进行分析, 比较了不同压力下喷射器内部流场的变化.

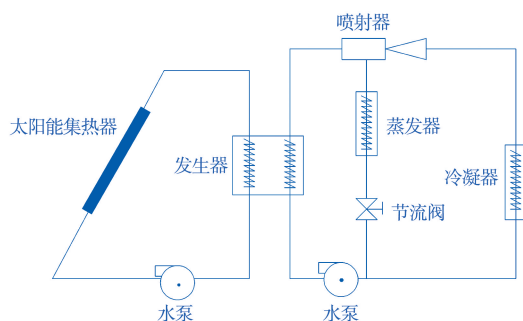


图1 太阳能喷射式制冷系统原理图

太阳能喷射式制冷系统的原理图, 如图1所示。

收稿日期: 2018-03-05

基金项目: 吉林省科技发展计划基金资助项目(20160203008SF)

第一作者: 曹丽华(1973-), 女, 博士, 教授, 主要研究方向: 可再生能源发电与供热研究

通讯作者: 毕书扬(1992-), 男, 在读硕士研究生, 主要研究方向: 太阳能喷射制冷系统研究

电子邮箱: clh320@126.com(曹丽华); 1532867012@qq.com(毕书扬)

太阳能喷射制冷系统由太阳能集热器、发生器、水泵、喷射器、冷凝器、节流阀、蒸发器等组成。喷射器是对系统有着显著影响的核心组成部件,因此喷射器内部流场的数值模拟研究对于提高太阳能喷射制冷系统性能具有重要意义。

本文根据不同的发生器出口压力、蒸发器出口压力、冷凝器入口压力、发生器出口温度、蒸发器出口温度、冷凝器入口温度等条件进行模拟,共得到 75 个模拟结果,在此基础上分析了这些运行参数对喷射器性能的影响,研究结果对喷射器性能的优化改进有一定的指导作用。

1 喷射器的数值研究

1.1 喷射器结构原理

喷射器的结构,如图 2 所示^[14]。发生器出口流体经过缩放喷嘴形成超音速的射流,同时降低吸收室内的流体压力,进而对从蒸发器过来的流体产生泵吸作用。两股流体在接受室内混合成为单一均匀工质,在扩压室中减速扩压后达到一定的压力。冷凝器出口和蒸发器入口间形成压差,推动工质流动,从而达到制冷的目的。

喷射系数 μ 是喷射器经济性的一个重要指标,当系统的运行参数发生变化时,喷射系数 μ 也会发生改变。

喷射系数 μ 的定义如下:

$$\mu = \frac{mh(\text{蒸发器出口质量流量})}{mp(\text{发生器出口质量流量})}.$$

1.2 控制方程

喷射器内部的流体混合过程应满足连续性方程、动量方程和能量方程^[15],具体如下:
连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0. \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{1}{a^2} \frac{\partial p}{\partial x_i} - A_0 \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{2}{3} \rho k \right] + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j}, \quad (2)$$

式中: α 为压力梯度换算方法的变量; A_0 为层流和湍流的变量; k 为湍流动能; σ_{ij} 为湍流粘性应力张量。

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial[u_i(\rho E + p)]}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + u_j \tau_{ij} \right), \quad (3)$$

式中: E 为比内能; K 为导热系数; J_j 为 j' 组分的扩散通量。

1.3 计算模型和网格划分

考虑到发生器出口流速远大于蒸发器出口流速,可将蒸发器出口的侧向入口简化成轴向环形入口,从而利用简化的二维轴对称模型代替三维模型。在 Autocad 中画出二维模型(如图 2),并在 Gambit 中采用四边形非结构化网格划分网格。

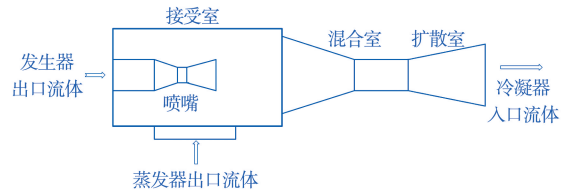


图 2 喷射器平面布局图

经过网格无关性验证,如表 1 所示.6 万网格已达到计算要求,再增大网格数,对计算结果无影响.为此,本文选取网格数为 63 766.

1.4 求解模型和边界条件

计算过程中的湍流模型和边界条件,如表 2 所示.

2 数值结果模拟分析

2.1 发生器出口流体压力对喷射器性能的影响

图 3 给出了当蒸发器出口流体压力 p_h 为 0.07 MPa, 冷凝器入口流体压力 p_c 为 0.16 MPa 情况下,发生器出口流体压力 p_p 从 0.30 MPa 至 0.90 MPa 时,喷射系数随发生器出口流体压力的变化规律.

由图 3 可知,当发生器出口流体压力不断增大时,喷射系数先增大后减小.当发生器出口流体压力 p_p 为 0.30 MPa 时,喷射系数 $\mu=0.15$.此时喷射器的内部流动还没有发展充分.发生器出口流体核心的动量和尺寸较小,只能抽进少量的循环工质.蒸发器出口流体的质量流量很小,导致喷射器的喷射系数较小.当发生器出口流体压力 p_p 从 0.30 MPa 到 0.75 MPa 时,喷射器的内部流动开始充分发展.当发生器出口流体压力 p_p 为 0.75 MPa 时,喷射器的内部流动发展最充分.此时发生器出口流体压力对应喷射器的最大喷射系数.当发生器出口流体压力 p_p 大于 0.75 MPa 时,发生器出口流体压力继续升高,发生器出口流体的动量和扩张区域继续增大,发生器出口流体的质量流量不断增大.但是,混合室圆锥段的截面面积和混合室的空间有限,过多的发生器出口流体会挤压蒸发器出口流体的流动空间,加大蒸发器出口流体抽进吸收室的难度,从而减少蒸发器出口流体的质量流量,导致喷射系数减小.而且,发生器出口流体压力过大会增加喷射泵部分的花费,影响喷射器的经济性.

发生器出口流体压力 p_p 不同时喷射器内部的压力云图,如图 4 所示.

表 1 四种网格数量下的计算结果

模型	网格数量	喷射系数
A	48 010	0.558
B	52 996	0.567
C	63 766	0.537
D	65 141	0.535

表 2 求解模型和边界条件

项目	方法/符号
流动模型	湍流可压缩流
湍流模型	k-ε 湍流模型
近壁面处理函数	标准壁面函数
工作流体	水蒸汽
发生器出口条件	压力进口条件/ p_p
蒸发器出口条件	压力进口条件/ p_h
冷凝器入口条件	压力出口条件/ p_c

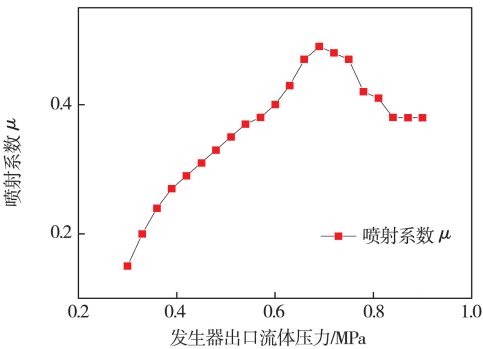


图 3 喷射系数随发生器出口流体压力的变化

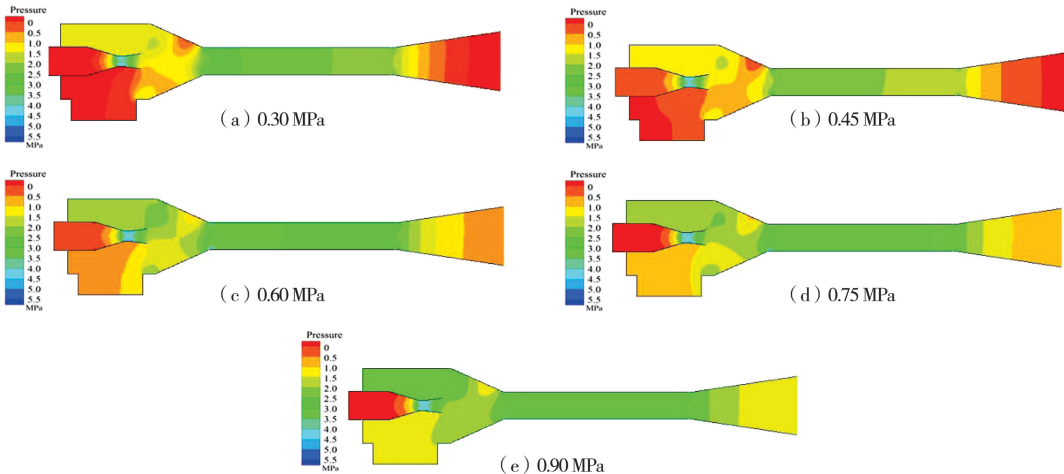


图 4 发生器出口流体压力不同时喷射器内部压力图

由图 4 可知,随发生器出口流体压力的升高,喷嘴出口处流体激波下降,在喷嘴出口处形成低压,而且压力梯度比较大,造成喷射器接受室部分的内部压力越来越小,导致更多的蒸发器出口流体吸入喷射器中,进而提高了喷射系数。

2.2 蒸发器出口流体压力对喷射器性能的影响

图 5 给出了当发生器出口流体压力 p_p 为 0.75 MPa,冷凝器入口流体压力 p_c 为 0.16 MPa,蒸发器出口流体压力 p_h 从 0.05 MPa 到 0.08 MPa 时,喷射系数随发生器出口流体压力的变化规律。

由图 5 可知,当发生器出口流体压力和冷凝器入口流体压力一定时,喷射系数随蒸发器出口流体压力的升高而升高。在喷嘴出口压力稳定的情况下,蒸发器出口流体压力增大,导致蒸发器出口流体的质量流量增大,蒸发器出口和喷嘴出口之间的压差不断增大,更多的蒸发器出口流体被压入接受室中。因此,提高蒸发器出口流体压力可提高喷射系数。但在实际应用中,蒸发器出口流体压力往往由现场实际情况决定,不能一直增加,故一般不能考虑用提高蒸发器出口流体压力的方法来改变喷射器的性能。

2.3 冷凝器入口流体压力对喷射器性能的影响

图 6 给出了当发生器出口流体压力 p_p 为 0.75 MPa,蒸发器出口流体压力 p_h 为 0.07 MPa 时,冷凝器入口流体压力 p_c 从 0.10 MPa 到 0.35 MPa 变化的过程中,喷射系数随冷凝器入口流体压力的变化规律。

喷射器的工作状况可分为三个状态:分别是壅塞状态、亚临界状态和回流状态。由图 6 可知,当冷凝器入口流体压力小于临界压力时,喷射系数保持不变,喷射器处于壅塞状态。当混合流体压力大于临界压力,随冷凝器入口流体压力的增加,发生器出口流体的核心尺寸不断减小,抑制了蒸发器出口流体的吸入,导致喷射系数不断减小,此时为亚临界状态。直到喷射系数成为负值,喷射器便不能正常工作,此时为回流状况。另外基于制冷目的,原则上不应该出现冷凝器入口流体压力低于蒸发器出口流体压力的情况,应根据喷射器的实际工作状况选择适宜的冷凝器入口流体压力。

2.4 发生器出口流体温度对喷射器性能的影响

图 7 给出了当蒸发器出口流体温度 T_h 为 418 K,冷凝器入口流体温度 T_c 为 433 K 时,发生器出口流体温度 T_p 从 483 K 到 533 K 的变化过程中,喷射系数随发生器出口流体温度的变化规律。

由图 7 可知,发生器出口流体温度 T_p 为 483 K 时,喷射系数 $\mu=0.0915$,是发生器出口流体温度变化范围内喷射系数的最低值。当发生器出口流体温度 T_p 从 483 K 升高至 511 K 时,喷射系数随发生器出口流体温度升高而升高。当发生器出口流体温度 T_p 从 511 K 继续升高至 533 K 时,喷射系数随发生

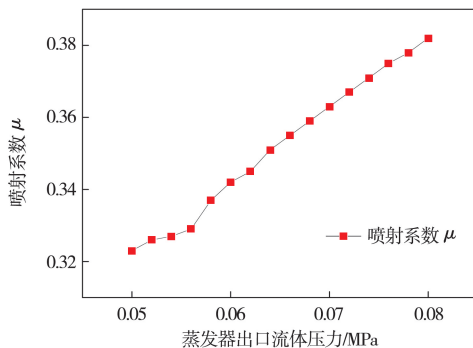


图 5 喷射系数随蒸发器出口流体压力的变化

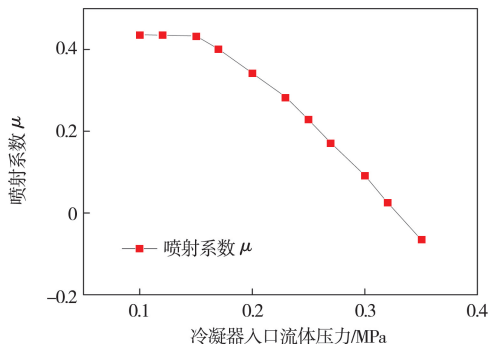


图 6 喷射系数随冷凝器入口流体压力的变化

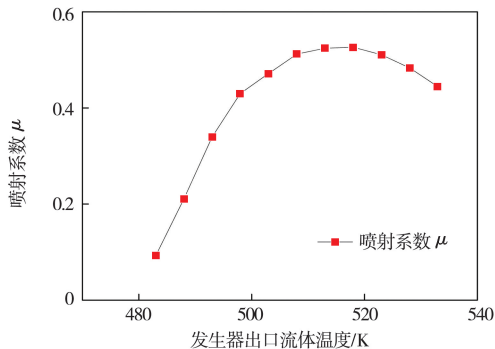


图 7 喷射系数随发生器出口流体温度的变化

器出口流体温度升高而降低. 发生器出口温度 T_p 到达 511 K 时, 喷射系数到达最大值. 因此, 发生器出口流体温度对喷射系数有极大地影响, 盲目提高发生器出口流体温度不一定提高喷射系数. 当发生器出口流体温度 T_p 为 511 K 时, 喷射器性能达到最优.

2.5 蒸发器出口温度对喷射器性能的影响

图 8 给出了当发生器出口流体温度 T_p 为 483 K, 冷凝器入口流体温度 T_c 为 433 K 时, 蒸发器出口流体温度 T_h 从 423 K 到 431 K 的变化过程中, 喷射系数随蒸发器出口流体温度的变化规律.

由图 8 可知, 蒸发器出口流体温度 T_h 为 423 K 时, 喷射系数 $\mu=0.3277$, 当蒸发器出口流体温度 T_h 在 423 K 增加到 431 K 时, 喷射系数是不断增大的, 当蒸发器出口流体温度 T_h 达到 431 K 时, 喷射系数达到最大值, 此时 $\mu=0.3367$. 因此, 可通过提升蒸发温度来增大喷射系数, 从而改善喷射器的工作状况. 因为受到工作前提的限定, 不能一直提高蒸发温度.

2.6 冷凝器入口温度对喷射器性能的影响

图 9 给出了当发生器出口流体温度 T_p 为 483 K, 蒸发器出口流体温度 T_h 为 418 K 时, 冷凝器入口流体温度 T_c 从 438 K 到 445 K 的变化过程中, 喷射系数随冷凝器入口流体温度的变化规律.

冷凝器入口流体温度 T_c 为 438 K 时, 喷射系数 $\mu=0.4423$. 当冷凝器入口流体温度 T_c 从 438 K 增加到 445 K 时, 喷射系数是不断减小的. 当冷凝器入口流体温度 T_c 为 445 K 时, 喷射系数 $\mu=0$, 此时喷射器已不能正常工作. 因此要想保持喷射器的正常工作, 必须使冷凝器入口流体温度 T_c 小于 445 K.

3 结 论

(1) 蒸发器出口流体压力和冷凝器入口流体压力一定时, 发生器出口流体压力存在一个最优值. 发生器出口流体压力小于最优压力时, 喷射系数随发生器出口流体压力升高而增加, 发生器出口流体压力大于最优压力时, 喷射系数随发生器出口压力的升高而降低.

(2) 发生器出口流体压力和冷凝器入口流体压力一定时, 喷射系数随蒸发器出口流体压力的升高而增加. 但是在实际应用中, 蒸发器出口流体压力往往由现场实际情况决定, 不能一直增加, 故一般不能考虑用提高蒸发器出口流体压力的方法来改变喷射器的性能.

(3) 发生器出口流体压力和蒸发器出口流体压力一定时, 喷射系数随冷凝器入口流体压力的升高而降低, 原则上冷凝器入口流体压力应高于蒸发器出口流体压力, 在实际中应合理选择.

(4) 蒸发器出口流体温度和冷凝器入口流体温度一定时, 发生器出口流体温度存在一个最佳值. 发生器出口流体温度小于最佳温度时, 喷射系数随发生器出口流体温度升高而增加, 发生器出口温度大于最佳温度时, 喷射系数随发生器出口温度的升高而降低. 因此, 不能通过一味提高发生器出口流体温度来增加喷射系数.

(5) 随着蒸发器出口流体温度的升高和冷凝器入口流体温度的降低, 喷射系数逐渐增加.

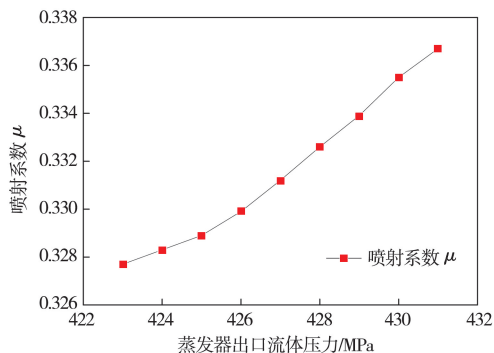


图 8 喷射系数随蒸发器出口流体温度的变化

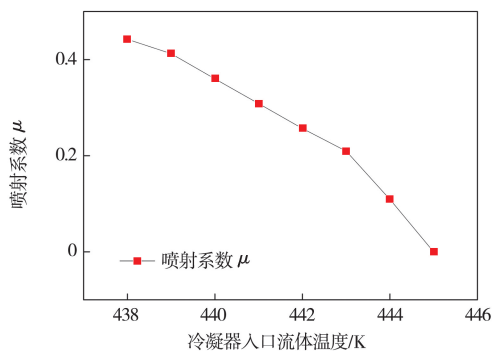


图 9 喷射系数随冷凝器入口流体温度的变化

参 考 文 献

- [1] 胡鹏飞,李勇. 地热-太阳能联合有机朗肯循环发电技术研究[J]. 东北电力大学学报,2015,35(5):41-44.
- [2] 毕夏,史长东,程竹,等. 低碳背景下我国新能源行业利用现状及发展前景分析[J]. 东北电力大学学报,2012,32(5):86-90.
- [3] 庄明振. 海上风电场并网方案研究[J]. 东北电力大学学报,2016,36(4):19-25.
- [4] 杨茂,黄宾阳,江博,等. 基于卡尔曼滤波和支持向量机的风电功率实时预测研究[J]. 东北电力大学学报,2017,37(2):45-51.
- [5] 曹丽华,张来,姜铁熳. 蛇形流道太阳能平板集热器的数值分析[J]. 东北电力大学学报,2018,38(1):43-48.
- [6] 马国强,陶乐仁. 太阳能喷射式制冷系统的实验研究[J]. 制冷技术,2014,32(6):1-3.
- [7] 张博,左计学,钟春福,等. 以 R236fa 为制冷剂的太阳能喷射制冷系统研究[J]. 太阳能学报. 2012,33(12):497-502.
- [8] 邵天,杜亚威,刘燕,等. 蒸汽喷射器的三维数值模拟研究[J]. 真空科学与技术学报,2014,34(3):115-121.
- [9] 杨启容,刘娜,吴荣华,等. 太阳能喷射式制冷系统喷射器性能的三维数值模拟[J]. 热科学与技术,2015,14(4):326-330.
- [10] 李宇. 新型喷嘴结构蒸汽喷射器性能的三维数值研究[J]. 石油化工设备技术,2014,35(5):19-22.
- [11] E. Hosseinzadeh, M. Rokni, M. Jabbri, et al. Numerical analysis of transport phenomena for designing of ejector in PEM forklift system[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2014, 39(12):6664-6674.
- [12] 祁丽,张军,黄冠星. 基于 Fluent 和 Workbench 的蒸汽喷射器流场分析和结构参数优化[J]. 流体机械,2014,42(5):35-38.
- [13] 徐鑫,丁学俊,许弘雷. 蒸汽喷射器流场模拟及性能优化分析[J]. 流体机械,2015,43(5):33-38.
- [14] 王永红,陶乐仁,王金锋,等. 蒸发条件对喷射器性能的影响研究[J]. 工程热物理学报,2011,32(12):1002-1004.
- [15] 王福军. 计算流体动力学分析-CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社,2004.

Numerical Study on The Influence of Operating Parameters on Ejector Performance

Cao Lihua, Bi Shuyang

Energy Resource and Power Engineering College, Northeast Electric Power University, Jilin Jilin 132012)

Abstract: Research on ejector in the solar ejector refrigeration system was carried out with the aid of computational fluid dynamics. The results show that the entrainment ratio increases first and then decreases with the increases of generator outlet pressure in the condition of the same evaporator outlet pressure and condenser inlet pressure. In addition, entrainment ratio is proportional to the evaporator outlet pressure whereas the entrainment ratio is inversely proportional to the condenser inlet pressure. Furthermore, entrainment ratio increases first and then decreases with the increases of generator outlet temperature in the condition of the same evaporator outlet temperature and condenser inlet temperature. However, entrainment ratio increases with the increases of evaporator outlet temperature and the decreases of condenser inlet temperature.

Key words: Ejector; Numerical simulation; Entrainment ratio; Pressure; Temperature