

低品位余热源新型双喷射式制冷系统研究

张 博^{*1}, 薛凤娟¹, 赵明海²

(1. 大连理工大学 能源与动力工程学院, 辽宁 大连 116024;

2. 大连三扬制冷有限公司, 辽宁 大连 116600)

摘要: 提出了用气-液喷射器代替机械泵, 有效回收低品位余热能源的新型双喷射式制冷系统. 该制冷循环本身不需要消耗电能. 研究了气-液喷射器的运行特性和喷射系数与工作参数的关系, 发现在一定范围内系统效率随工作压力提高而提高, 然后下降. 分析了双喷射式制冷系统 COP 与发生器温度、冷凝器温度的关系, 模拟了不同余热温度条件下双喷射式制冷系统的运行性能, 结果表明制冷剂 R123 制冷性能优于 R134a. 系统 COP 可达 0.3.

关键词: 喷射器; 双喷射; 太阳能; 制冷系统

中图分类号: TK115 **文献标志码:** A

0 引言

能源紧张已经成为人类社会进一步发展的瓶颈. 开发和利用可再生能源、进一步减少不可再生能源的消耗, 成为人们努力的方向. 回收、利用低品位工业余热进行制冷和空调, 可以大幅度降低电能消耗、缓解用电高峰, 在不增加额外费用的同时, 改善生产、生活条件. 多种可利用的制冷方式中, 喷射式制冷循环由于其结构简单、运行可靠, 受到了一定的关注.

在对喷射式制冷系统的研究中, 机械循环泵的电能消耗和控制问题通常被忽略不计. 在完成的试验研究中发现, 当系统制冷量较小时, 机械循环泵消耗的电能将会占较大比例. 并且, 当采用 R123 等作为工质时, 由于其沸点比较低, 在运行中经常会产生机械泵的“气蚀”现象, 导致系统运行失败. Sokolov 等^[1] 在早期研究中也曾经提及这个问题.

针对这一问题, Nguyen 等^[2] 提出一种新的设计, 即采用重力使冷凝器中的制冷液回流到发生器. 然而, 系统也会由此变得庞大, 从而降低了可用性.

一般而言, 工作介质为同相的情况下, 喷射器工作蒸气压力要高于喷射器出口压力. 近年来,

Dumaz 等^[3]、Cattadori 等^[4] 的试验研究结果表明, 特定结构的蒸气-水喷射器的出口压力比工作蒸气的压力高 10%. 这样就可以使用容器中的饱和蒸气, 将压力比较低的水吸入到容器中.

根据以上研究结果, 本文提出以高出口压力的气-液喷射器代替机械泵将冷凝液从冷凝器输送到发生器的一种新型双喷射式制冷系统, 以节省机械泵消耗的电能, 保持系统结构简单.

1 新型双喷射式制冷循环及其热效率

1.1 循环描述

图 1 为新型双喷射式制冷循环的示意图. 从图中可以看到, 双喷射式制冷系统与原单喷射式制冷系统的区别在于: 利用气-液喷射器取代了消耗电能的机械泵.

为了进行对照, 图 2 给出了 T-S 图, 同时绘制了气体喷射器和气-液喷射器的工作过程. 点 1—7 表示在气体喷射器的喷嘴内工作蒸气膨胀到蒸发压力的过程, 点 7—5 表示引射蒸气与工作蒸气的混合过程, 点 5—2 表示混合气体在混合室和扩压器内的压缩过程. 点 1—6 表示在气-液喷射器内的喷嘴内工作蒸气膨胀、降压到冷凝压力的过程, 点 6—3 表示引射液体与工作蒸气混合过程, 点 3—4

收稿日期: 2006-03-25; 修回日期: 2007-10-09.
基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50706005).
作者简介: 张 博* (1974-), 男, 博士, 讲师.

表示混合物在混合室和扩压器内增压过程。

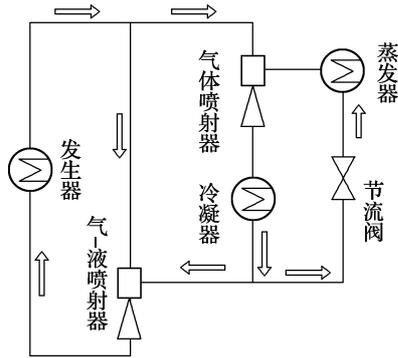


图 1 新型双喷射式制冷循环

Fig. 1 The novel bi-ejector refrigeration cycle

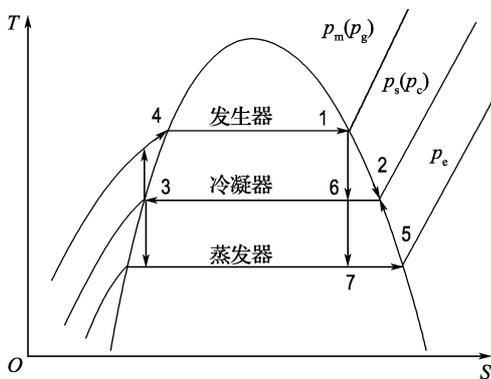


图 2 双喷射式制冷循环在 T-S 图上的表示

Fig. 2 Bi-ejector refrigeration cycle on T-S chart

1.2 理论制冷效率

确定图 2 中各个状态点, 联立质量和能量守恒方程, 分析此制冷循环的理论效率. 下面分析假定循环处于稳态过程.

在蒸发器、冷凝器和发生器中, 各自的能量平衡方程式如下:

$$Q_e = m_e (h_e'' - h_e') \quad (1)$$

$$Q_c = m_c (h_c' - h_c'') \quad (2)$$

$$Q_g = m_g (h_g'' - h_g') \quad (3)$$

式中: Q_e 、 Q_c 、 Q_g 分别为蒸发器、冷凝器和发生器热流率; m_e 、 m_c 、 m_g 分别为蒸发器、冷凝器和发生器的质量流量; h_e' 、 h_c' 、 h_g' 为液体焓; h_e'' 、 h_c'' 、 h_g'' 为气体焓.

对于气体喷射器, 列出其能量守恒方程式:

$$m_c h_c'' = m_{g1} h_g'' + m_e h_e'' \quad (4)$$

通过质量守恒方程式得到喷射器出口的质量流量

$$m_c = m_{g1} + m_e \quad (5)$$

气体喷射器的喷射系数定义如下:

$$R_m = m_e / m_{g1} = (h_g'' - h_c'') / (h_c'' - h_e'') \quad (6)$$

气-液喷射器喷射系数 R'_m 的推导过程如下:

$$m_g h_g' = m_{g2} h_g'' + m_{e1} h_e' \quad (7)$$

$$m_g = m_{g1} + m_{g2} \quad (8)$$

$$R'_m = m_{g1} / m_{g2} \quad (9)$$

$$R'_m = (h_g'' - h_e') / (h_g' - h_e') \quad (10)$$

如果气体喷射系数和气-液喷射系数已知, 则系统性能系数

$$COP = Q_c / Q_g =$$

$$m_e (h_e'' - h_e') / m_g (h_g'' - h_g') =$$

$$\left[\frac{1}{\frac{1}{R'_m} + 1} \right] \left[\frac{R_m (h_e'' - h_e')}{(h_g'' - h_g')} \right] \quad (11)$$

从式(11)可以发现, 式子右边第 2 项为单喷射式制冷循环的性能系数, 从而双喷射式制冷系统 COP 主要受到常规单喷射式制冷循环效率和气-液喷射器喷射系数的影响.

2 气-液喷射器喷射系数的计算

对于气体喷射器喷射系数的计算方法已经有比较多的研究成果, 具体计算步骤请参考有关文献.

图 3 为气-液喷射器结构示意图. 从图中可以看到, 高温高压工作蒸气从气-液喷射器中的喷嘴高速喷出后, 在喷嘴周围形成真空, 从而将周围的冷凝液卷吸进来. 两股流体在混合室内流动、混合, 在这个过程中工作气流冷凝、放热, 将内能转换为混合气流的动能. 在混合室出口, 工作蒸气完全冷凝. 在扩压器内, 混合流体压力得到进一步恢复.

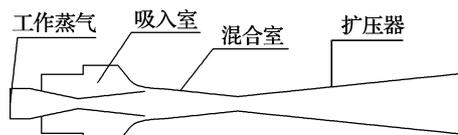


图 3 气-液喷射器结构示意图

Fig. 3 Structure of the vapor-liquid ejector

气-液喷射器内流动过程比较复杂, 尤其是在混合室内要发生两相之间的质量、动量和能量交换. 以下给出了一种简化的计算模型, 更多的计算模型可以参考文献[5]和[6]. 对气-液喷射器内的流动过程进行如下假设:

- ① 工作蒸气在喷嘴入口处为饱和气体;
- ② 喷嘴内气体等熵膨胀;
- ③ 混合室内蒸气等压凝结, 并且按照给定冷凝率曲线凝结^[5], 如图所示;

④流动为一维,忽略蒸气与液体以及液体与壁面之间的摩擦;

⑤扩压器内等熵压缩.

在以上假设条件基础上,对气-液喷射器各个部分内的流动过程分别建立模型.

(1) 气体喷嘴内

质量守恒方程:

$$\frac{d}{dx}(\rho u A) = 0 \quad (12)$$

式中: ρ 为流体密度; u 为流速; A 为喷射器内流体流动截面积; x 为轴向方向.

动量守恒方程:

$$u \frac{du}{dx} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} = 0 \quad (13)$$

等熵过程方程:

$$\frac{p}{\rho^k} = C \quad (14)$$

式中: p 为压强; k 为绝热指数.

(2) 混合室内

蒸气质量守恒方程:

$$\frac{d}{dx}(\rho_s u_s A_s) = \dot{m}_s \quad (15)$$

液体质量守恒方程:

$$\frac{d}{dx}(\rho_l u_l A_l) = \dot{m}_l \quad (16)$$

式中: \dot{m}_s 和 \dot{m}_l 分别为气体凝结率和液体蒸发率, $\dot{m}_s = -\dot{m}_l$, 其具体数值通过给定的凝结率曲线计算.

蒸气动量守恒方程:

$$\rho_s u_s \frac{du_s}{dx} = -\frac{dp}{dx} \quad (17)$$

液体质量守恒方程:

$$\rho_l u_l \frac{du_l}{dx} = -\frac{dp}{dx} \quad (18)$$

蒸气能量守恒方程:

$$\rho_s u_s A_s \left(\frac{dh_s}{dx} + u_s \frac{du_s}{dx} \right) + \frac{u_s^2}{2} \frac{d(\rho_s u_s A_s)}{dx} = 0 \quad (19)$$

液体能量守恒方程:

$$\rho_l u_l A_l \left(\frac{dh_l}{dx} + u_l \frac{du_l}{dx} \right) + \frac{u_l^2}{2} \frac{d(\rho_l u_l A_l)}{dx} = 0 \quad (20)$$

考虑到蒸气在混合室完成凝结过程,因此混合流体进入到扩压器内为单相液态,从而其方程组同喷嘴内相同,即式(12)~(14).工作蒸气和引射蒸气的速度、温度和压力作为边界条件给出.通过有限差分方法对以上方程式进行求解.通过与已有试验结果进行比较,发现此计算得到的结果

可靠.具体过程见文献[6].

3 新型双喷射式制冷系统的性能研究

双喷射式制冷系统和单喷射式制冷系统不同之处在于引入了气-液喷射器,而没有改变系统流程以及其他部分的结构,因此系统的结构图、具体的相关关系式以及太阳能集热器效率计算过程等请参考作者已发表论文^[7].作为比较,文中同时给出了相应条件下单喷射式制冷系统的性能.

3.1 冷凝温度对于双喷射式制冷系统性能的影响

图 4 显示了使用 R123 为制冷剂的双喷射式制冷系统 COP 与冷凝温度的关系.在双喷射式制冷系统中,冷凝液从冷凝器进入到气-液喷射器的吸入口,因此,冷凝器温度的提高可以增加气-液喷射器的喷射系数,有助于提高系统效率.但是,冷凝器温度的提高会降低气体喷射器的喷射系数.由于使用 R123 作为制冷剂,气-液喷射器喷射系数比较大,从而气-液喷射器消耗工作蒸气量相对比较少,当冷凝温度从 30 °C 上升到 37 °C 时,气体喷射器喷射系数的下降对系统 COP 起到了主要影响作用.整体上看,COP 随着冷凝温度的提高而下降,但是气-液喷射器消耗工作蒸气量在总蒸气量中的百分比(φ)却是随之下降的.通过与单喷射式制冷系统相比较,发现它们的变化趋势基本一致.

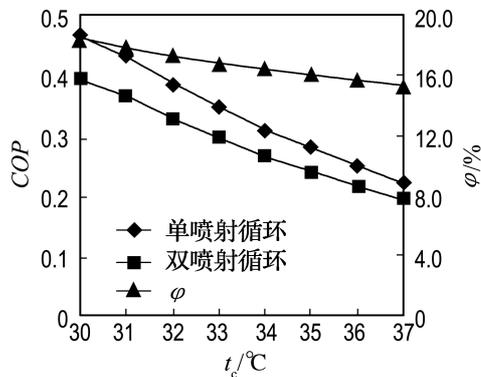


图 4 COP 与冷凝温度的关系(R123)
Fig. 4 The COP and condensing temperature, R123 as refrigerant

3.2 发生温度对于双喷射式制冷系统性能的影响

升高发生温度对于双喷射式制冷系统中的气体喷射器和气-液喷射器的性能影响是相反的.发生温度的升高可以增加气体喷射器的喷射系数,从而有助于提高系统 COP;但是发生温度的升高却导致了气-液喷射器喷射系数的下降,影响系统

COP. 从图 5 和图 6 可以看到,随着发生温度的提高,气-液喷射器消耗的工作蒸气量在总消耗量中

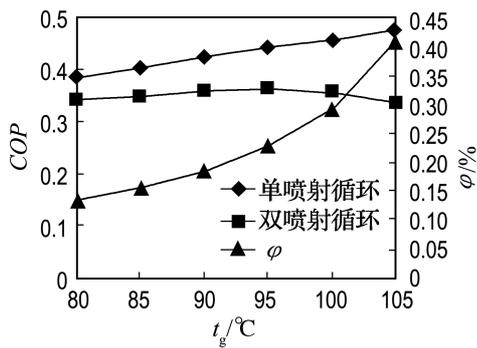


图 5 发生温度对 COP 的影响(R123)
Fig. 5 The generation temperature and the COP, R123 as refrigerant

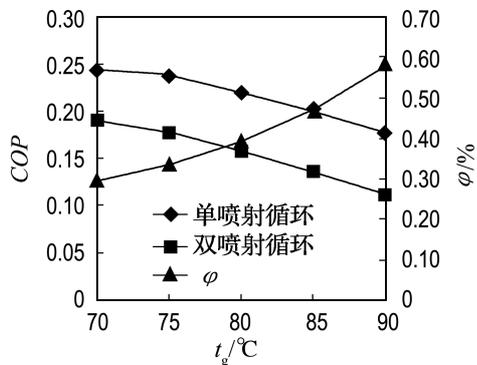


图 6 发生温度对 COP 的影响(R134a)
Fig. 6 The generation temperature and the COP, R134a as refrigerant

的比例在上升. 分别以 R123 和 R134a 为制冷剂, 发生温度对系统 COP 影响的结果却不尽一致. 以 R123 作为制冷剂的系统, 在发生温度从 80 °C 上升到 95 °C 时, 气体喷射系数随发生温度的上升而上升, 气-液喷射系数也比较大, 因此喷射式制冷系统 COP 在这个温度范围内也表现为上升趋势, 如图 5. 但是, 当发生温度超过 95 °C 时, 气-液喷射器消耗的工作蒸气量上升到占总量的 23%, 如果再提高系统发生温度, 那么双喷射式制冷系统 COP 将下降. 以 R134a 为制冷剂的系统, 由于 R134a 的临界温度比较低, 当发生器温度高于 70 °C 时, 不论单喷射式制冷系统还是双喷射式制冷系统的 COP 都随发生器温度的上升而下降, 如图 6.

通过以上计算还可以发现, 分别以 R123 和 R134a 为制冷剂的双喷射式制冷系统中, 气-液喷射器消耗的工作蒸气量占总消耗量的比例相差比较大. 对于以 R134a 为制冷剂的双喷射式制冷系统而言, 意味着需要消耗更多的工作蒸气用来驱动系统中的气-液喷射器, 而没有用来制冷, 因此, 系统的 COP 会受到比较大的影响. 所以, 在接下来的系统性能模拟计算中, 选择 R123 作为双喷射式制冷系统的制冷剂.

3.3 双喷射式制冷系统性能研究

表 1 给出了在不同发生温度条件下, 系统各主要参数的具体数值, 其中冷凝温度为 30 °C, 蒸发温度为 12 °C, 工作介质为 R123.

表 1 不同工作温度下系统主要参数

Tab. 1 Key system parameters on operation temperatures

| $t_g / ^\circ\text{C}$ | Q_g / kW | R_m | COP_s | R_m' | COP | $m_g / (\text{kg} \cdot \text{min}^{-1})$ | $m_{g2} / (\text{kg} \cdot \text{min}^{-1})$ | $m_{g1} / (\text{kg} \cdot \text{min}^{-1})$ | $\varphi / \%$ | Q_c / kW | Q_e / kW | $\Delta p_s / \text{MPa}$ |
|------------------------|-------------------|-------|----------------|--------|--------------|---|--|--|----------------|-------------------|-------------------|---------------------------|
| 90 | 100 | 0.58 | 0.43 | 5.43 | 0.36 | 28.41 | 4.42 | 23.99 | 15.55 | 35.9 | 135.9 | 0.52 |
| 95 | 100 | 0.61 | 0.44 | 4.43 | 0.36 | 28.06 | 5.17 | 22.90 | 18.42 | 36.1 | 136.1 | 0.59 |
| 100 | 100 | 0.64 | 0.46 | 3.45 | 0.36 | 27.71 | 6.23 | 21.49 | 22.47 | 35.5 | 135.5 | 0.67 |
| 105 | 100 | 0.67 | 0.47 | 2.46 | 0.34 | 27.40 | 7.92 | 19.48 | 28.90 | 33.7 | 133.7 | 0.76 |

注: COP_s 为单喷射式制冷系统性能系数; Δp_s 为发生器与冷凝器之间压差

从表中可以看到, 气体喷射器喷射系数随着温度升高增加比较明显, 而气-液喷射器的喷射系数则正好相反. 体现在 COP 上面, 单喷射式制冷系统 COP 随着发生温度的升高而缓慢增加, 双喷射式制冷系统的 COP 从 90 °C 到 100 °C 都比较稳定.

分析原因可以发现: (1) 在双喷射式制冷系统中, 用于气-液喷射器的工作蒸气消耗量占总消耗量的 16%~22%, 从而双喷射式制冷系统是以多消耗了 20% 左右的低品位余热为代价, 节省了机械循环泵消耗的电能. (2) 随着发生温度的增加,

气-液喷射器消耗的工作蒸气量增加, 但是气体喷射器喷射系数却由于发生温度的提高而改善. 由于气-液喷射器消耗的工作蒸气量相对比较小, 从而两方面影响因素抵消, 使得双喷射式制冷系统在一个较宽的工作温度范围内可以稳定工作.

相对于系统简单的结构, 双喷射式制冷系统的启动过程要更加复杂一些. 为了能够使气-液喷射器和气体喷射器建立协调工作关系, 在系统中需要设置必要的阀门和控制组件, 以及在系统启动时机械循环泵也要暂时参与工作. 完整的启动、

控制策略和试验数据将会在进一步的研究完成后另文提供。

4 结 论

(1) 研究了工作压力和吸入压力对气-液喷射器工作性能的影响,尤其是当出口压力等于或者高于工作压力的条件下,气-液喷射器的工作能力。结果表明,相对于气体喷射器,气-液喷射器喷射系数比较大,从而系统不需要额外消耗过多工作蒸气。喷射器出口压力与工作压力相等时,气-液喷射器喷射系数随工作压力的提高下降比较快,主要是吸入流体增压比变大所致。在双喷射式制冷系统中,气体喷射器喷射系数随着工作压力的增加而变大,因此需要对工作压力进行优化以获得最好的系统性能。

(2) 研究了不同余热温度条件下,双喷射式制冷系统的运行性能。相对于单喷射式制冷系统,太阳能双喷射式制冷系统 COP 下降了约 15%。在其他参数相同的条件下,COP 的下降是气-液喷射器额外消耗蒸气所致,从而气-液喷射器保持比较高的工作效率对于系统整体而言至关重要。COP 可以达到 0.3。

(3) 比较了 R123 与 R134a 作为制冷剂的系统运行性能。R123 作为制冷剂时,COP 随发生温度的增加而基本保持不变,到达 95 °C 后,开始下降;R134a 作为制冷剂时,COP 随着发生温度的增加而下降。从数值上来看,相对于 R134a,由于

R123 的气-液喷射系数比较大,以 R123 为工质的新型制冷系统性能相对更好。

参考文献:

- [1] SOKOLOV M, HERSHGAL D. Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low-grade heat, Part I and II[J]. *International Journal of Refrigeration*, 1991, **13**:351-363
- [2] NGUYEN V M, RIFFAT S B, DOHERTY P S. Development of a solar-powered passive ejector cooling system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2001, **21**(2):157-168
- [3] DUMAZ P, GEFFRAYE G, KALITVIANSKI V, et al. The DEEPSSI project, design, testing and modeling of steam injectors[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2005, **235**:233-251
- [4] CATTADORI G, GALBIATI L, MAZZOCCHI L, et al. A single-stage high pressure injector for next generation reactors: test results and analysis[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 1995, **21**(4):591-606
- [5] BEITHOU N, AYBAR H S. A mathematical model for steam-driven jet pump[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2000, **26**:1609-1619
- [6] SHEN Sheng-qiang, QU Xiao-ping, ZHANG Bo, et al. Computational investigation on the performance and parameter matching of ejectors in bi-ejector refrigeration system[C] // *International Conference on Sustainable Energy Technologies*. Nottingham:[s n], 2004
- [7] 张博,沈胜强,阿布里提·阿卜杜拉. 太阳能喷射式制冷系统的性能分析[J]. *太阳能学报*, 2001, **22**(4):451-456

Study of innovative bi-ejector refrigeration system by low-grade waster heat

ZHANG Bo^{*1}, XUE Feng-juan¹, ZHAO Ming-hai²

(1. School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. Dalian Sanyo Refrigeration. Co., Ltd., Dalian 116600, China)

Abstract: A new bi-ejector refrigeration system to recover the low-grade waster heat widely available for industries was presented. The mechanical circulation pump was replaced with a liquid-vapor ejector. No electricity power was needed in this refrigeration cycle. The relationship between the liquid-vapor ejector operation characteristics, its performance and the operation parameters were investigated. It is shown that the system performance goes up with the increase of operation pressure in some scope, and then drops. The relationship between the coefficient of performance (COP) and the generator temperature, the condenser temperature was analyzed. Efficiency simulation on this bi-ejector under different waster heat temperatures is presented. R123 is shown to be a promising working fluid and COP reaches 0.3.

Key words: ejector; bi-ejector; solar; refrigeration system