

文章编号: 0254-0096(2007)02-0130-07

喷射器性能及太阳能喷射制冷系统工质的优化

张于峰, 赵 薇, 田 琦, 孙越霞

(天津大学环境科学与工程学院, 天津 300072)

摘 要: 考虑实际流体热力学性质、混合效率和激波等因素, 建立了喷射器热力学模型, 计算结果与文献中实验数据吻合很好。文中计算了采用环境友好工质 R134a、R152a、R717、R290、R600a 时喷射系数及喷射制冷系统性能系数。结果表明, 对于确定几何参数的喷射器, 喷射系数和喷射制冷系统性能系数主要取决于膨胀比与压缩比, 两者分别随膨胀比的增加而增大, 压缩比的增加而减小。太阳能驱动喷射制冷系统时(发生温度在 80℃左右), 采用 R134a 可以使喷射系数和喷射制冷系统能效比最大, 明显优于其他工质。

关键词: 喷射器; 喷射系数; 太阳能喷射制冷; 工质优化

中图分类号: TK52 文献标识码: A

0 引 言

吸收式制冷和喷射式制冷是以热能驱动制冷的两种主要方式。与吸收式制冷相比, 喷射式制冷需要的热源温度较低, 设备结构简单, 安装维护简便, 更便于建筑一体化的实施。因此, 利用太阳能的喷射制冷系统具有节能与环保的双重意义, 是具有发展前景和工程应用价值的能源利用方式。

早期喷射制冷系统多以水为工质^[1], 其最大的缺陷是要求热源温度在 100℃以上, 普通的太阳能集热系统显然无法满足要求。而采用低沸点工质(如 CFCs, HCFCs), 则此问题可以迎刃而解, 越来越多的科研人员对此进行了研究。但早期的 R11、R113 和 R114^[2] 等常规制冷剂由于温室效应和对臭氧层的破坏等环境问题不能继续使用, 必须寻找可以应用于喷射制冷系统的环保工质, 且这种工质能够提供良好的系统性能。Sun 和 Eames 等用 R123 替代 R11^[3], B. J. Huang 等以 R141b 为工质^[4]、林贵平以 R226ea 等为工质^[5] 分别研究了喷射制冷系统的性能。本文拟分析其它环境友好工质(R134a、R152a、R717、R290 和 R600a)用于喷射制冷系统的性能, 以期得到较好的替代结果。

喷射器模型是设计喷射制冷系统、模拟喷射制冷系统性能的基础。喷射器模型一般采用经典热力

学、气体动力函数法和数值计算 3 种方法建立。其中热力学法建模, 物理意义明确, 计算简便, 多为研究人员运用^[6-9]。Sun 和 Eames^[3] 的模型假设流体为理想气体, 并且忽略混合过程的能量损失; B. J. Huang^[4] 在模型中引入混合效率, 但没有考虑流体干度、比热的变化; 林贵平^[5] 引用经验公式计算了喷射器的喷射系数。本文考虑实际流体热力学性质、混合效率和激波等因素, 通过质量平衡、动量平衡及能量平衡方程建立了喷射制冷系统的热力学模型, 期望通过这些实际因素的引入, 得到更为准确合理的计算机模拟结果。

1 喷射制冷系统及其性能系数

图 1 为太阳能喷射制冷系统示意图, 系统由太阳集热发生器、喷射器、冷凝器、蒸发器、膨胀阀和工质泵组成。其中太阳集热器同时用作发生器, 工质在内直接进行相变换热。综合考虑集热温度、集热效率、承压能力以及投资成本等因素, 热管真空管集热器作为喷射制冷系统的热源较佳。来自太阳集热发生器的热量 Q_g 加热其内部的工质, 产生高温高压的工作蒸汽 1, 这股流体在喷射器的渐缩渐扩喷嘴中迅速膨胀, 在喷嘴出口处达到很高的流速, 将蒸发器的低压蒸汽 2 抽吸到喷射器中。两股流体充分混合, 并在扩压室恢复压力, 状态 3 的混合蒸汽在冷凝

收稿日期: 2006-04-13

基金项目: 南开大学天津大学联合科学研究院基金项目(TD200111)

©1994-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. <http://www.cnki.net>

器中放出热量 Q_c 。从冷凝器出来的工质 4 一部分经工质泵增压到状态 6 后进入发生器, 另一部分经膨胀阀膨胀至状态 5 后进入蒸发器放出热量 Q_e , 实现制冷效应。

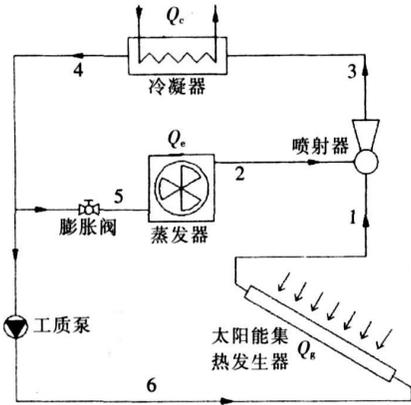


图1 太阳能喷射制冷系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of solar ejector refrigeration system

设 Q_e 、 Q_c 和 Q_g 分别为蒸发器、冷凝器和发生器中的换热量; m_e 、 m_g 分别为引射流体和工作流体的质量流量。由于液体循环所消耗的机械功与输入系统发生器的热量相比可以忽略不计, 喷射制冷系统的性能系数可定义为:

$$COP = Q_c / Q_g \quad (1)$$

$$\text{其中, } Q_e = m_e (h_2 - h_5) \quad (2)$$

$$Q_g = m_g (h_1 - h_6) \quad (3)$$

则:

$$COP = \frac{m_e h_2 - h_5}{m_g h_1 - h_6} = \omega \frac{h_2 - h_5}{h_1 - h_6} \quad (4)$$

其中, ω ——喷射系数。

2 喷射器热力学模型

喷射器喷射系数的计算一直是喷射器模型研究的重点, 如式(4)所示, 它直接影响制冷系统的 COP。流体在喷射器中高速流动, 混合、激波和边界层的作用使流动变得极为复杂, 喷射器的性能也很难用简单的气体动力学来解释。Keenan^[6] 和 Munday^[1] 先后提出了两种计算方法, 即常面积混合理论和定压混合理论。前者认为工作流体与引射流体的混合是在截面积不变的情况下完成的, 后者认为混合过程近似等压。Munday 和 Huang 等又提出了“假想喉部”理论, 并得到了验证^[4]。尽管现在已有不少计算喷射

器性能的数学模型、经验公式, 但其缺陷是存在的。首先, 其往往是在假设理想气体的条件下得出的, 忽略了制冷剂的干度、音速和比热变化; 其次, 一些模型没有考虑流体流动或混合过程中由于不可逆因素造成的损失。这些因素都将影响计算的精度, 为使模型简化而忽略这些因素, 导致计算结果必定与实际工况存在较大的偏差。

为了准确计算制冷工质在喷射器工作过程中实际热力学参数和干度的变化, 本文建立了 NIST (National Institute of Standard and Technology) 开发的 REF-PROP (Version 6.01) 制冷剂物性计算软件与作者编制的喷射器计算模型程序的接口, 并依据“假设喉部”理论建立喷射器的热力学模型, 设想这个有效面积发生在喷射器的混合室, 即混合过程是在定压和常面积的情况下不完成的。

为了简化分析做出如下假设:

- 1) 流体在喷射器内进行一维稳态流动;
- 2) 在喷射器入口处工作蒸汽、引射蒸汽为饱和状态, 并且忽略其入口动能和喷射器出口流体的动能;
- 3) 流动及混合过程中的不可逆因素以各自的效率表示;
- 4) 在截面 $y-y$ 处引射流体达到临界状态, 并且开始与工作流体混合 (见图 2);
- 5) 工作蒸汽和引射蒸汽的混合过程是定压和截面积不变的;
- 6) 实际工作过程达到与理想工作过程一样的排出压力;

喷射工作过程为绝热过程。

据以上假设, 作者建立了系统的数学模型如下。

射器总能量守恒方程为:

$$h_1 + \omega h_2 = (1 + \omega) h_3 \quad (5)$$

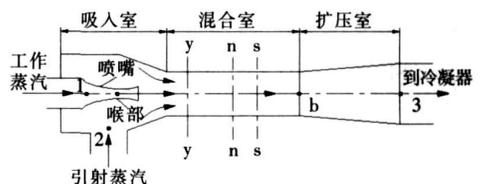


图2 喷射器结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of ejector

2.1 工作蒸汽在喷嘴中的流动过程

工作蒸汽在喷嘴中进行绝热膨胀 (1-1₁), 将其

焓转化为动能, 能量守恒表达式为:

$$v_{y1}^2/2 = h_1 - h_{y1} \quad (6)$$

其中, v_{y1} —— 工作蒸汽在截面 y 处流速。

考虑 y_1 处流体的干度, h_{y1} 由下面方程组计算得出:

$$s_1 = s_{y1s} = \chi_{y1s} S''_{y1s} + (1 - \chi_{y1s}) S'_{y1s} \quad (7)$$

$$h_{y1s} = \chi_{y1s} h''_{y1s} + (1 + \chi_{y1s}) h'_{y1s} \quad (8)$$

$$\eta_{1-y1} = (h_1 - h_{y1}) / (h_1 - h_{y1s}) \quad (9)$$

工作蒸汽在喷嘴喉部达到音速, 其质量流量为:

$$m_g = A_1 \rho_1 v_1 \quad (10)$$

2.2 工作蒸汽在喷嘴中的流动过程

引射蒸汽在吸入室中流动的能量守恒表达式为:

$$v_{y2}^2/2 = h_1 - h_{y2} \quad (11)$$

其中, v_{y2} —— 引射蒸汽在截面 y 处流速。

忽略此过程的不可逆损失, 考虑 y_2 处气体的干度, h_{y2} 由下面方程组计算得出:

$$s_2 = s_{y2s} = \chi_{y2s} S''_{y2s} + (1 - \chi_{y2s}) S'_{y2s} \quad (12)$$

$$h_{y2s} = \chi_{y2s} h''_{y2s} + (1 - \chi_{y2s}) h'_{y2s} \quad (13)$$

$$\eta_{2-y2} = (h_2 - h_{y2}) / (h_2 - h_{y2s}) \quad (14)$$

引射蒸汽的质量流量为: $m_e = m_g \omega$ (15)

2.3 混合过程

假设 ω ($0 < \omega < 1$), 则此过程质量、动量和能量守恒方程分别为:

$$m = m_1 + m_2 = (1 + \omega) m_1 \quad (16)$$

$$\phi(m_1 v_{y1} + m_2 v_{y2}) = m v_n \quad (17)$$

$$m_1 (h_{y1} + v_{y1}^2/2) + m_2 (h_{y2} + v_{y2}^2/2) = m (h_n + v_n^2/2) \quad (18)$$

2.4 混合流体经过阻流的过程

如果混合后流体为超音速 (马赫数 $Ma > 1$), 将在 $s-s$ 截面处发生激波, 使得流体的压力和速度骤降。从 n 到 b 过程的质量、动量和能量守恒方程分别为:

$$\rho_n v_n = \rho_b v_b \quad (19)$$

$$P_n + \rho_n v_n^2 = P_b + \rho_b v_b^2 \quad (20)$$

$$h_n + v_n^2/2 = h_b + v_b^2/2 \quad (21)$$

2.5 混合流体在扩压器中的流动过程

$$h_{3s} = h(s_b, P_b) \quad (22)$$

$$\eta_{b-3} = (h_b - h_{3s}) / (h_b - h_3) \quad (23)$$

3 计算方法

上述喷射器模型适用于任何流体。制冷剂热力学性质的计算通过接口调用 NIST (National Institute of Standard and Technology) 开发的 REFPROP (Version 6.01) 软件。图 3 为上述模型的计算流程图。以喷射

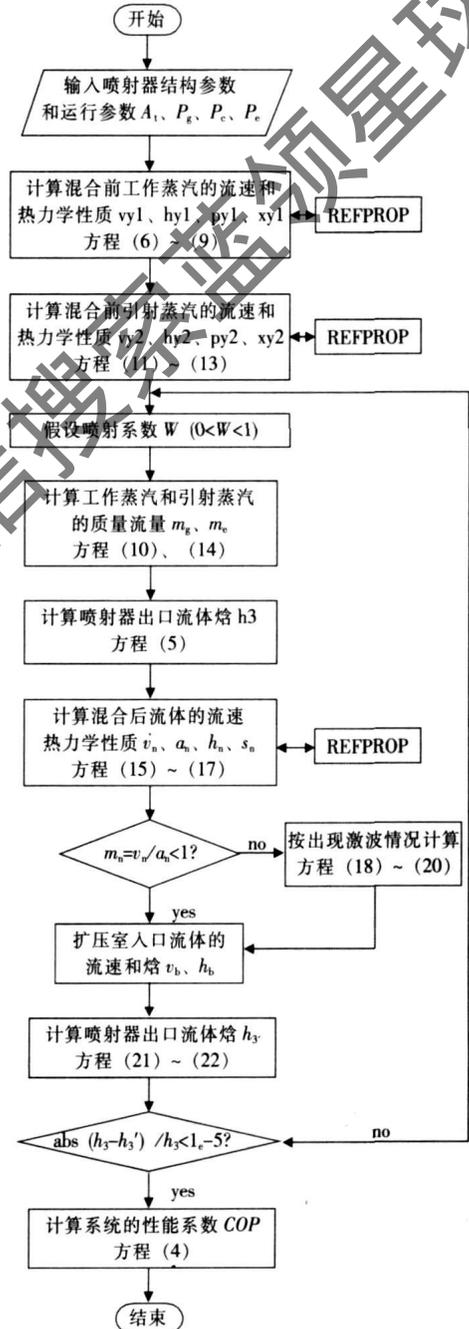


图 3 计算流程图

Fig. 3 Flow diagram for the computational procedure

器喉部面积 A_t 、工作蒸汽压力 P_g 、引射蒸汽压力 P_e 和冷凝压力 P_c 作为输入参数, 而模型的出口参数为喷射器的喷射系数 ω 和喷射系统的 COP 。考虑到流动和混合过程中存在的不可逆损失, 各段效率分别定为 $\eta_{1-2}=0.7$ 、 $\eta_{2-3}=0.95$ 、 $\eta_{3-4}=0.8$ ^[7], 混合效率为 $\phi=0.85$ ^[4]。

4 喷射器模型的验证

为了验证理论模型的有效性, 笔者模拟了在一定工况下 ($P_g = 0.465 \sim 0.604\text{MPa}$, $P_c = 0.04 \sim 0.0473\text{MPa}$, $A_t=5.47\text{mm}^2$), 以 R141b 为工质的喷射器性能。图 4、图 5 为本文理论模型计算结果与实验数据^[4]的对比结果, 图中斜率等于 1 的直线为计算值等于实验值的情况, 可见实验喷射系数与本文理论模型计算的喷射系数的比值基本位于这条直线附近, 因此计算值与实验值吻合得很好。表 1 为本文理论模型的计算误差与文献[4]理论模型计算误差的比较, 文献[4]模型的计算误差为 11.98%, 本文理论模型的计算误差为 4.63%, 减小了 7%。分析原因在于本文建立模型时考虑流体为实际流体, 其比容、比热、声速等物理性质与理想气体有明显差异, 并且在流体流动过程中也考虑了干度的变化。

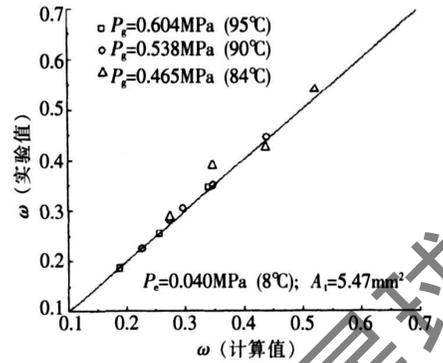


图 4 $P_e = 0.040\text{MPa}$, 喷射系数计算值与实验值比较
Fig. 4 Comparison between the calculation and experiment of the entrainment ratio at $P_e = 0.040\text{MPa}$

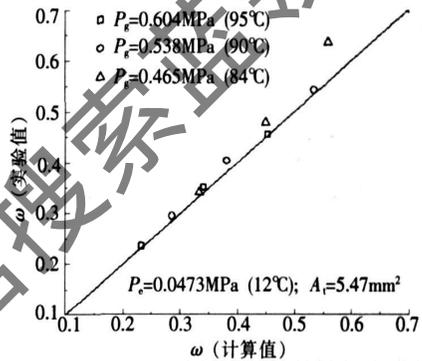


图 5 $P_e = 0.0473\text{MPa}$, 喷射系数计算值与实验值比较
Fig. 5 Comparison between the calculation and experiment of the entrainment ratio at $P_e = 0.0473\text{MPa}$

表 1 本文模型与文献[4]模型的误差比较

Table 1 Deviations between present work model and model given by [4]

| P_g/MPa | P_c/MPa | $\omega_{\text{ex}}^{[4]}$ | 本文模型 | | 文献[4]模型 | |
|------------------|------------------|----------------------------|-----------------------|-------|-----------------------|-------|
| | | | ω_{cal} | 误差/% | ω_{cal} | 误差/% |
| 0.604 | 0.1424 | 0.1859 | 0.1883 | 1.3 | 0.1554 | -16.4 |
| | 0.1268 | 0.2552 | 0.2558 | 0.2 | 0.2144 | -15.9 |
| 0.538 | 0.0994 | 0.4446 | 0.4401 | -1.0 | 0.4178 | -6.0 |
| | 0.1190 | 0.3040 | 0.2963 | -2.5 | 0.2395 | -21.0 |
| 0.465 | 0.1022 | 0.3883 | 0.3472 | -10.6 | 0.3704 | -4.6 |
| | 0.1142 | 0.2880 | 0.2725 | -5.4 | 0.3042 | 5.6 |
| | 0.0877 | 0.5387 | 0.5217 | -3.2 | 0.5215 | -3.2 |
| | 0.0959 | 0.4241 | 0.4386 | 3.4 | 0.4605 | 8.6 |

5 结果与讨论

本节将讨论氢氟烃、烃类和无机化合物 3 类制冷剂应用于喷射制冷系统的性能比较。制冷剂对环境的影响主要由全球变暖潜能 (GWP) 和臭氧破坏潜能 (ODP) 两个指标来表示。氢氟烃、烃类和无机化合物这 3 类制冷剂都不含氯原子, 故其 ODP 值均为零。R134a 的 GWP 值虽然不为零, 但作为卤代物制

冷剂的替代物, 其 ODP 值为零、性能优良且应用广泛, 仍作为本文比较的制冷剂之一。由于喷射制冷系统运行在 3 个压力之间, 为了避免发生器中压力过高, 所考虑选择制冷剂正常沸点范围为 $-11.8 \sim -42.0\text{ }^\circ\text{C}$ 。基于以上考虑, 本文确定了 R134a、R152a、R290、R600a 和 R717 5 种制冷剂, 利用作者建立的数学模型进行计算机模拟。表 2 是上述制冷剂基本性质的比较。为了考虑太阳能喷射制冷系统的实际运

行情况, 计算模拟的工况参数确定为: $T_g = 60 \sim 80^\circ\text{C}$ 、 $T_c = 20 \sim 40^\circ\text{C}$ 、 $T_e = 0 \sim 5^\circ\text{C}$; 喷射器喉部截面积 $A_t = 5.47\text{mm}^2$ 。

表 2 制冷剂的基本性质

Table 2 Properties of the selected refrigerants

| 制冷剂 | 摩尔质量 $/\text{kg}\cdot\text{mol}^{-1}$ | 正常沸点 $/^\circ\text{C}$ | 临界温度 $/^\circ\text{C}$ | 临界压力 $/\text{bar}$ | GWP^a | ODP^b |
|-------|--|---------------------------|---------------------------|-----------------------|---------|---------|
| R134a | 102.03 | -26.5 | 101.1 | 40.6 | 420 | 0 |
| R152a | 66.05 | -24.7 | 113.5 | 44.9 | 47 | 0 |
| R290 | 44.10 | -42.0 | 96.7 | 42.5 | 3 | 0 |
| R600a | 58.20 | -11.8 | 135.0 | 36.5 | 3 | 0 |
| R717 | 17.03 | -33.3 | 132.3 | 113.4 | 0 | 0 |

注: a. Global warming potential 全球变暖潜能(以 CO_2 作为参考气体, 积分时间=500a); b. Ozone depletion potential 臭氧破坏潜能(以 R11 作为参考气体)

图 6 为工作温度为 80°C 、采用不同制冷剂时, 喷射系数随压缩比 C_r 的变化, $C_r = P_c/P_e$ 。在给定计算范围内喷射系数随 C_r 的增加而降低, 且不同制冷剂的变化趋势基本相同。原因在于: 在喷嘴出口处, 工作蒸汽的动能一部分用来驱动引射流体, 一部分在扩压段转化为势能。给定冷凝温度, 蒸发温度提高导致压缩比降低, 这意味着只需要一小部分动能在扩压室中恢复压力, 其他的动能都将用来驱动引射流体, 因此喷射器的喷射系数增加。从图 6 还可以看到, 制冷剂的摩尔质量越大, 喷射系数越大。R134a 可以在较低的压缩比下获得较高的喷射系数, 性能明显优于其他制冷剂。

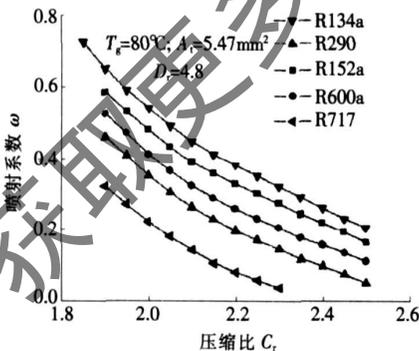


图 6 压缩比对喷射系数的影响

Fig. 6 Effect of compression ratio on entrainment ratio

膨胀比是影响喷射器性能的另一个重要因素。图 7 显示了蒸发温度为 5°C 、采用不同制冷剂时, 喷射系数随膨胀比 D_r ($D_r = P_g/P_c$) 的变化。从图中

可以看出, 随 D_r 的增加, 喷射系数呈递增的趋势。原因在于: 在冷凝温度不变的情况下, 工作温度提高导致 D_r 增大, 这意味着只需要喷嘴出口处工作蒸汽的一小部分动能使流体在扩压室中恢复压力, 其他的动能都将用来驱动引射流体, 因此喷射器的喷射系数增加。从图 7 中还可以看出, 在给定计算条件下, 工作温度较低时, R134a 与 R290 的性能比较接近; 工作温度较高时, R152a 与 R290 的性能比较接近; R134a 的性能优于其他制冷剂。

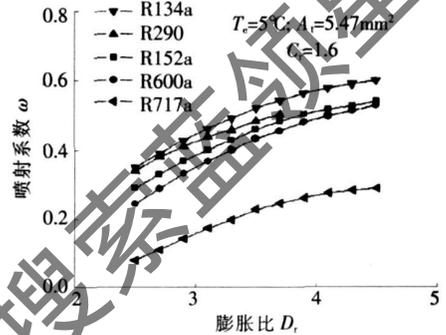


图 7 膨胀比对喷射系数的影响

Fig. 7 Effect of diving ratio on entrainment ratio

COP 是评价制冷系统性能的重要指标, 将喷射系数应用于公式(4)即可得到喷射制冷系统的 COP 。不同膨胀比、压缩比下, 采用不同制冷剂时, 喷射制冷系统的 COP , 如图 8、图 9 所示。从图中可以看出: COP 随 C_r 的增加而减小, 随 D_r 的增加而增大; 在给定计算范围内, 采用 R134a 的制冷系统的 COP 最高, 采用 R134a 与 R152a 的制冷系统的性能较接近。正如上面分析, 增大 C_r 和减小 D_r 意味着增大蒸发器和冷凝器之间的压力差, 必然引起喷射系数的减小和系统性能的降低。由于制冷剂自身性质的差异, COP 与喷射系数的变化趋势及数值不完全相同。

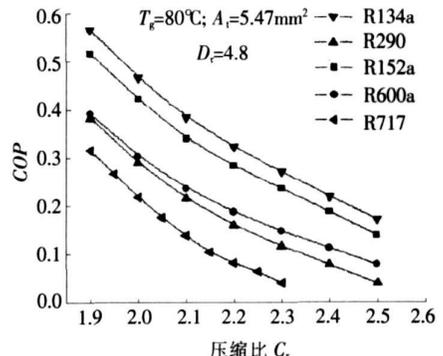


图 8 压缩比对性能系数的影响

Fig. 8 Effect of compression ratio on COP

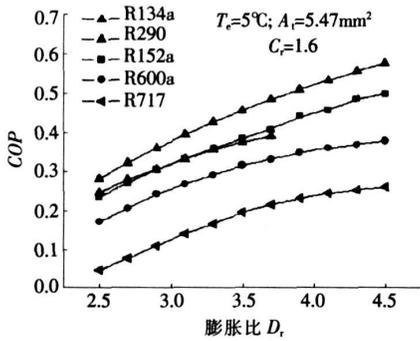


图9 膨胀比对性能系数的影响

Fig. 9 Effect of driving ratio on COP

6 结论

本文通过建立可以精确模拟喷射器性能的一维热力学模型, 在运行工况和喷射器结构参数相同的情况下, 将 R134a、R152a、R290、R600a 和 R717 5 种环境友好工质应用于喷射制冷系统, 进行了性能的对比如分析。可得到以下结论:

- 1) 考虑了实际流体性质、混合效率和激波等因素的喷射器热力学模型与实验数据吻合得更好, 并且与气体动力学模型相比, 计算过程大大简化;
- 2) 当喷射器结构参数和运行工况相同时, 采用不同制冷剂的喷射系统的性能变化趋势相似。COP 随压缩比的增加而减小, 随膨胀比的增加而增大;
- 3) 不同制冷剂对喷射制冷系统的性能影响很大, 选择制冷剂时要同时考虑制冷系统的热力循环性质和对环境的影响;
- 4) 当利用太阳能驱动喷射制冷系统时, 发生温度在 80°C 左右, 采用 R134a 为工质可以使系统的 COP 最高, 其次是 R152a、R600a、R290、R717; 针对不同的膨胀比, R600a 和 R290 的顺序产生颠倒。

符号表

| | |
|--------|-------------------|
| A | 面积, m^2 ; |
| P | 压力, Pa; |
| T | 温度, $^{\circ}C$; |
| Q | 传热量, kW; |
| m | 质量流量, kg/s; |
| h | 焓, kJ/kg; |
| s | 熵, kJ/(kg K); |
| ρ | 密度, kg/m^3 ; |
| v | 流速, m/s; |

| | |
|-----------|------------------|
| χ | 干度; |
| η | 效率; |
| φ | 混合效率 |
| ω | 喷射系数 |
| Ma | 马赫数; |
| C_r | 压缩比, P_c/P_e ; |
| D_r | 膨胀比, P_g/P_e ; |

下角标

| | |
|------------------------|---------------|
| s | 等熵过程; |
| g | 发生器; |
| c | 冷凝器; |
| e | 蒸发器; |
| $y1$ | 工作蒸汽在 y 截面; |
| $y2$ | 引射蒸汽在 y 截面; |
| exp | 实验值; |
| cal | 计算值; |
| $t, 1, 2, b, \dots, 3$ | 喷射器截面位置; |

上角标

| | |
|----|-------|
| ' | 饱和液体; |
| '' | 饱和气体。 |

[参考文献]

- [1] Munday J T, Bagster D F. A new ejector theory applied to steam jet refrigeration[J]. Ind Eng Chem, Process Des Dev, 1977, 16(4): 442—449.
- [2] Chen F C, Hsu C T. Performance of ejector heat pumps[J]. International Journal of Energy Research, 1987, 11(2): 289—300.
- [3] Sun D W, Eames I W. Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycle[J]. International Journal of Energy Research, 1996, 20: 871—885.
- [4] Huang B J, Chang J M, Wang C P. A 1-D analysis of ejector performance[J]. International Journal of Refrigeration, 1999, 22(5): 354—364.
- [5] 林贵平, 袁修干. 喷射制冷系统工质研究[J]. 太阳能学报, 1998, 19(2): 178—182.
- [5] Lin Guiping, Yuan Xiugan. Investigation of refrigerants for the jet cooling system[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 1998, 19(2): 178—182.
- [6] Keenan H, Neumann E P. An investigation of ejector design by analysis and experiment[J]. Transactions of the ASME, Journal of Applied Mechanics, 1950, 72(3): 299—309.
- [7] Alexis G K, Rogdakis E D. A verification study of steam-ejector refrigeration model[J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23(1): 29—36.

INVESTIGATION ON PERFORMANCE OF EJECTOR AND OPTIMAL REFRIGERANTS FOR SOLAR EJECTOR REFRIGERATION SYSTEM

Zhang Yufeng, Zhao Wei, Tian Qi, Sun Yuexia

(School of Environmental Science & Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: The mathematical model for thermodynamic system of ejector was set up taking into account the thermodynamic properties of real fluid, mixing coefficient and shocking phenomena. The simulated results were in good agreement with the experimental data obtained from the document available. The entrainment ratio and performance coefficient of system were compared using the eco-friendly refrigerants R134a, R152a, R717, R290 and R600a. The results indicated that both entrainment ratio and the performance of system depend mainly on the driving ratio and the compression ratio for a ejector with given geometry, increase with the increment of the driving ratio and decrement of compression ratio. R134a achieved better performance than the other refrigerants in the solar ejector refrigeration system.

Keywords: ejector; entrainment ratio; solar ejector refrigeration; optimum refrigerant

联系人 E-mail: zhaowei528@gmail.com