文章编号:0253 - 4339(2014) 01 - 0103 - 06
doi:10.3969/j.issn.0253 - 4339.2014.01.103

蒸汽压缩/喷射制冷系统喷射器设计及节能分析

戚大威　柳建华　张 良　姜林林

(上海理工大学能源与动力工程学院　上海　200093)

摘　要　蒸汽压缩/喷射制冷系统是一种有效的节能系统,可以减少节流膨胀损失,降低压缩机压力比,提高制冷系统效率。选择 5 种计算工况对蒸汽压缩/喷射制冷系统进行计算,研究喷射器结构与蒸发温度和冷凝温度的变化规律,并与普通蒸汽压缩系统对比,从制冷量、压缩机耗功、性能系数三个角度分析新系统的节能效果。计算结果表明蒸汽压缩/喷射制冷系统在低温工况条件下节能效果最优,制冷量最大可提高 29%,压缩机耗功最大可降低 65%,COP 值最大可提高 63%。

关键词　蒸汽压缩喷射制冷;喷射器;结构设计;节能分析

中图分类号:TB61+5　　**文献标识码**:A

Ejector Design and Energy-saving Analysis of Vapor Compression/Ejection Refrigeration System

Qi Dawei　Liu Jianhua　Zhang Liang　Jiang Linlin

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract　The vapor compression/ejection refrigeration system (VCERS) is an energy-saving system which can reduce the loss of throttling expansion and the pressure ratio of compressor to improve the efficiency of the refrigeration system. The structure of ejector related with the evaporating and condensing temperature is researched and the energy-saving effects are compared with the compression refrigeration system from the refrigerating capacity, the compressor work and COP on five working conditions. The results indicate that the VCERS is more suitable for the low temperature working condition, the maximum increase of refrigerating capacity is about 29%, the maximum decrease of the compressor work is about 65% and the maximum increase of COP is about 63%.

Keywords　VCERS; ejector; structure design; energy-saving analysis

随着经济的发展,能源消耗日益增加,节能减排已成为全球范围内的重大课题,其中制冷系统的节能也是重要研究方向之一。蒸汽压缩/喷射制冷系统就是一种较为有效的节能途径,且适用于低温工况条件。在现有蒸汽压缩制冷系统中引入结构简单、成本低、无运动部件的喷射器,使压缩机吸气压力高于蒸发压力同时减少了节流膨胀损失,提高了制冷系统效率。喷射器最早应用于蒸汽压缩制冷是 1990 年,Kornhauser[1] 提出一种蒸汽压缩/喷射制冷循环,回收膨胀节流损失,使制冷循环的 COP 值提高 21%。后期也有很多学者对蒸汽压缩/喷射制冷系统进行研究,例如 Harrell 等[2] 对两相流喷射器进行实验,运用实验结果估计蒸汽压缩/喷射制冷循环的 COP 值,发现其值可以提高 3.9% ~ 6.7%;Somjin Disawas 等[3] 进行了两相流蒸汽压缩/喷射制冷系统实验,发现所有实验条件下循环 COP 值都高于传统制冷循环,且冷源温度升高时,增加幅度相对较小;Praitoon Chaiwongsa 等[4-5] 研究了蒸汽压缩/喷射制冷系统中三种不同喷射器,分析了冷热源温度以及喷嘴对于循环 COP、压缩机压力比、制冷能力等参数的影响。

国内方面,庞宗占等[6] 将喷射器引入准二级压缩热泵系统,在冷凝温度为 45℃、蒸发温度在 -8℃ 到 -25℃ 变化的不同工况下,详细测量不同喷射系数和设计结构的喷射器对该复合热泵系统性能的影响;陈亮等[7] 研究了压缩/喷射制冷系统中两相流喷射器内的射流发展过程,建模分析并实验验证了喷射器的引射比和出口背压随冷凝温度与蒸发温度的变化特性;邓建强等[8-9] 对跨临界 CO_2 蒸汽压缩/喷射制冷循环进行理论研究,比较了不同 CO_2 冷却放热压力、蒸发温度、喷射器喷嘴效率和扩压效率等对理论循环性能的影响,发现喷射循环的 COP 值最大比回

收稿日期:2013 年 3 月 29 日

热循环高 18.6%，比常规循环高 22.0%，喷射循环的制冷量比回热循环高 8.2%，比常规循环高 11.5%，且喷射循环极大地减小了节流损失，冷却放热损失和压缩损失也有相应的减少。

研究发现在蒸汽压缩制冷系统上采用喷射器以提高性能是确实可行的。然而对于蒸汽压缩/喷射制冷系统中应用的两相流喷射器的实际设计文献中少有介绍，因此本文对蒸汽压缩/喷射制冷系统在不同工况下的喷射器进行结构设计，并将蒸汽压缩/喷射制冷循环与传统蒸汽压缩制冷循环在理想状态下对比，进行节能分析。

1 蒸汽压缩/喷射制冷循环介绍

在蒸汽压缩/喷射制冷系统中，喷射器起到回收节流损失和提升压缩机入口制冷剂压力的双重作用，有助于提高制冷系统效率。系统运行流程，如图 1 所示。制冷剂饱和气体(1)经压缩机加压升温后进入冷凝器，冷凝器出口高压液体制冷剂(3)作为工作流体进入喷射器喷嘴内加速降压，将势能转变为动能，喷嘴出口工质(4)引射蒸发器出口的气体制冷剂(9)在混合室混合为两相状态，并在扩散器内减速升压(6)，将动能转变为势能，然后在气液分离器中进行气液分离，气相制冷剂(1)进入压缩机，液相制冷剂经节流阀节流后进入蒸发器蒸发。如此往复，完成制冷循环。

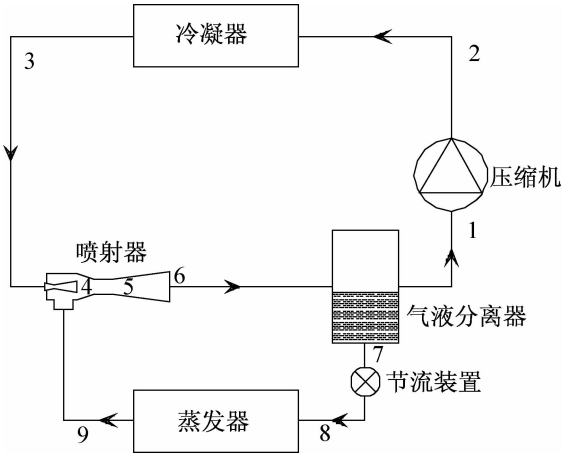


图 1 蒸汽压缩/喷射制冷系统

Fig. 1 The vapor compression/ejection refrigeration system

2 物性参数计算

制冷剂的物性计算是喷射器设计计算的基础。为避免传统查图法的繁琐与精确度低的缺陷，实现物性计算程序化可以优化系统设计工作。

本文采用 RKS(Redlich-Kwong-Soave)方程编制制冷剂物性计算程序。RKS 状态方程以其较少的修正系数、较宽的适用范围和合理的准确度而颇受研究者的青睐[10]。在引入压缩因子 Z 后，RKS 方程写成关于压缩因子的三次方程：

$$Z^3 + B \times Z^2 + C \times Z + D = 0 \tag{1}$$

式中：Z 为 RKS 方程压缩因子；B，C，D 为无量纲系数。

3 喷射器设计

利用上述制冷剂物性计算程序计算蒸汽压缩/喷射制冷循环各状态点参数后，运用经典热力学法对喷射器进行分析，完成喷射器的喷嘴、混合室、扩散器等组成部分结构参数的设计。

3.1 模型假设

针对系统分析和喷射器结构设计，做出以下模型假设：

1)忽略管路、蒸发器和冷凝器等阻力损失；2)忽略喷射器进、出口的动能；3)喷射器内的混合过程为定压混合，且压力为蒸发压力；4)喷射器喷嘴、扩散器以及压缩机内各过程不计摩擦损失，均视为等熵过程；5)制冷剂始终处于热力学准平衡态；6)制冷剂在蒸发器处无过热，冷凝器处无过冷。

3.2 编程流程

喷射器设计基于以下流程作为主线，如图 2 所示。首先输入所需计算工况，包括蒸发温度、冷凝温度、制冷量等，然后根据循环流程计算各状态点参数，最后进行喷嘴、混合室和扩散器的结构设计。

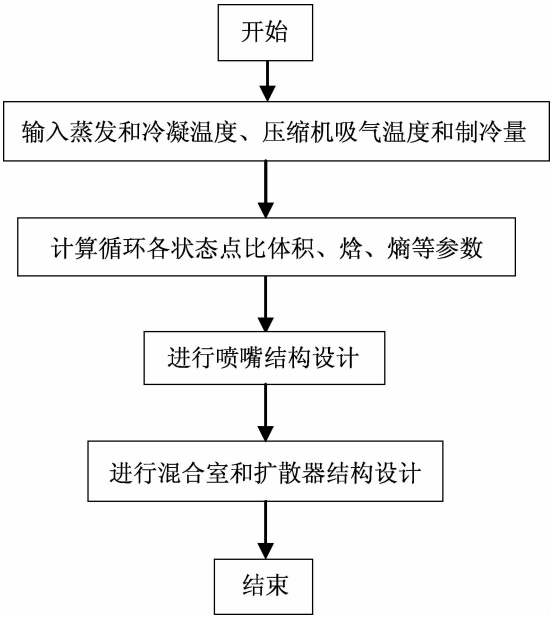


图 2 编程流程

Fig. 2 The process of Visual Basic programming

3.3 喷嘴设计

喷嘴设计的基本任务是确定喷嘴出口截面的直径和喷嘴形状。

1）喷嘴出口截面直径 d_4

$$d_4 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi\rho_4 \sqrt{2(h_3 - h_4)}u(h_1 - h_8)}} \tag{2}$$

式中：Q 为制冷量，kJ；ρ 为密度，kg/m^3；h 为比焓，kJ/kg；u 为喷射系数，引射流体与工作流体的流量之比。

2）喷嘴形状

判断喷嘴形状需要用到马赫数：

$$M_a = v_4/c \tag{3}$$

式中：v 为速度，m/s；c 为喷嘴出口两相流声速[11]，m/s。

若 $M_a < 1$，则喷嘴应选择渐缩管；若 $M_a > 1$，则喷嘴应选择渐缩渐扩管，此时还需要计算临界直径 d_{min}，方法与计算喷嘴出口处直径相同。

3）喷嘴扩展段长度 l_1：

$$l_1 = (d_4 - d_{min})/(2\tan\frac{11^o}{2}) \tag{4}$$

3.4 混合室设计

混合室结构分为两段，前段为圆锥形，后段为圆柱形。混合室设计主要包括圆锥段和圆柱段直径与长度。

1）圆柱段直径 d_5：

$$d_5 = \sqrt{\frac{4(m_4 + m_9)}{\rho_5 \pi \frac{v_4}{1 + u}}} \tag{5}$$

式中：m 为流体流量，kg/s。

2）圆锥段入口直径 d'：

$$d' = \sqrt{2}d_5 \tag{6}$$

3）圆锥段长度 l_2：

$$d_5 > D \text{ 时}, l_2 = L \tag{7}$$

$$d_5 < D \text{ 时}, l_2 = L + (D - d_5)/(2\tan\gamma) \tag{8}$$

式中：γ 为混合室入口段的形成线与喷射器轴线间的夹角，一般取 45°；L 为自由流束的长度，mm；D 为离喷嘴出口距离 L 处的自由流束直径，mm。

当 $u > 0.5$ 时，

$$D = 1.55d_4(1 + u)$$

$$L = (0.37 + u)d_4/4.4\alpha$$

当 $u \leqslant 0.5$ 时，

$$D = 3.4d_4 \sqrt{0.083 + 0.76u}$$

$$L = (\sqrt{0.083 + 0.76u} - 0.29)d_4/(2\alpha)$$

式中：α 为实验常数，对于弹性介质，在 0.07 ~ 0.09 之间。

4）圆柱段长度 l_3：

$$l_3 = (3 \sim 7)d_5 \tag{9}$$

3.5 扩散器设计

扩散器设计主要包括扩散器出口直径及扩散器长度计算。

1）扩散器出口直径 d_6：

$$d_6 = 2d_5 \tag{10}$$

2）扩散器长度 l_4：

$$l_4 = (d_6 - d_5)/(2\tan\frac{11^o}{2}) \tag{11}$$

4 结果与分析

利用喷射器设计及循环计算软件，制冷剂采用 R22 和制冷量设定为 3500W，选取 5 种不同工况，对蒸汽压缩/喷射制冷系统进行计算，分析喷射器结构随蒸发温度、冷凝温度的变化规律，并与普通蒸汽压缩系统对比，从制冷量、压缩机耗功、性能系数三个角度分析理想状态下新系统的节能效果。

4.1 工况选择与状态参数计算

工况 1：制冷压缩机及机组和压缩冷凝机组高温名义工况[12]，即蒸发温度 7℃，冷凝温度 43℃，压缩机吸气温度 18℃；

工况 2：蒸发温度 −10℃，冷凝温度 43℃，压缩机吸气温度 18℃；

工况 3：蒸发温度 10℃，冷凝温度 43℃，压缩机吸气温度 18℃；

工况 4：蒸发温度 7℃，冷凝温度 40℃，压缩机吸气温度 18℃；

工况 5：蒸发温度 7℃，冷凝温度 50℃，压缩机吸气温度 18℃。

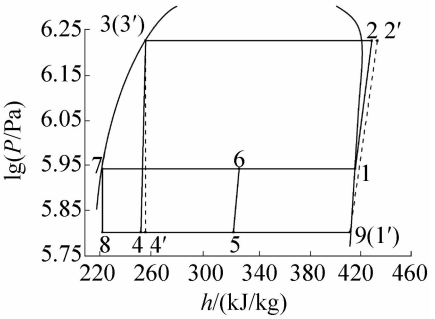
以制冷剂物性计算为基础，采用经典热力学法实现系统的等熵膨胀过程和压缩过程程序化，计算蒸汽压缩/喷射制冷循环各状态点参数。将各状态点参数计算结果绘制于 lg$p$-h 图中，即 1-2-3-4-5-6-1 和 7-8-9-5-6-7；同样，将传统蒸汽压缩制冷循环各状态点参数绘制于 lg$p$-h 图中，即 1′-2′-3′-4′-1′，如图 3 所示。

4.2 蒸汽压缩/喷射制冷系统节能分析

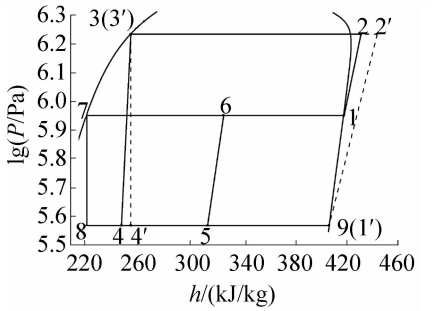
根据蒸汽压缩/喷射制冷循环和传统蒸汽压缩制冷循环的计算图线，如图 3，从制冷量、压缩机耗功、性能系数三方面进行节能分析。

1）制冷量分析

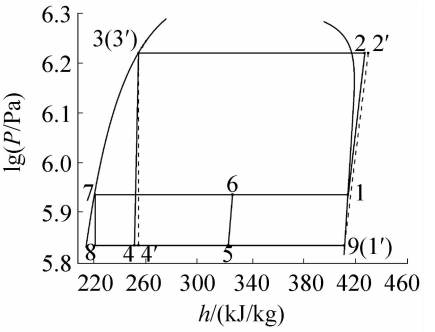
蒸汽压缩/喷射制冷系统可以回收膨胀功，减少节流膨胀损失，提高制冷量，是优化制冷系统性能的重要途径之一。如图 4，与蒸汽压缩制冷循环相比，



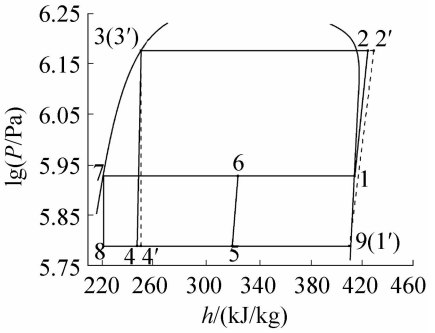
(a) 工况1



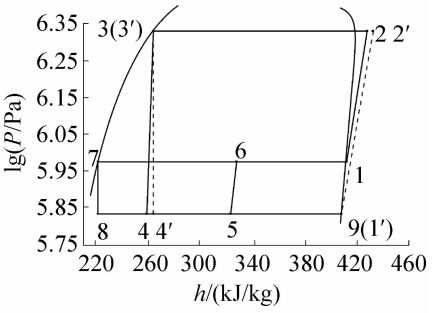
(b) 工况2



(c) 工况3



(d) 工况4



(e) 工况5

图 3 5 种工况条件下,两种制冷循环在 lg*p*-*h* 图上的表示

Fig. 3 Two cycles on the lg*p*-*h* diagram on five conditions

5 种工况下蒸汽压缩/喷射制冷循环的制冷量均得到提高。效果最佳的为工况 5,制冷量约提高 29%;效果较弱的为工况 4,制冷量约提高 18%。综合比较冷凝温度相同的工况 1、2、3 以及蒸发温度相同的工况 1、4、5,可以发现:随着蒸发温度和冷凝温度的降低,循环制冷量增大幅度越显著,且与蒸发温度相比,冷凝温度对制冷量的影响更大。

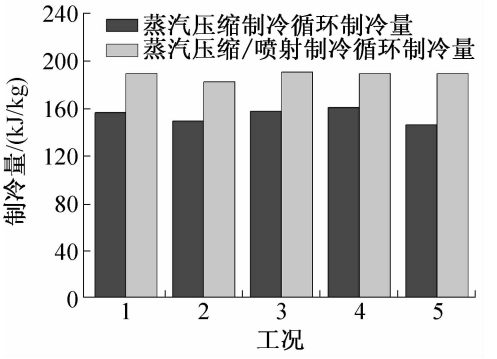


图 4 两种循环制冷量

Fig. 4 The refrigerating capacity histogram of two cycles

2)压缩机耗功分析

蒸汽压缩/喷射制冷系统可以降低压缩机压力比,从而降低压缩机耗功,同样可以提高制冷系统的性能。由图 5 可以看出,相比于蒸汽压缩制冷循环,5 种工况下蒸汽压缩/喷射制冷循环的压缩机耗功均降低。降低幅度最大的为工况 2,约降低 65%;最小的为工况 3,约降低 30%。同样综合比较工况 1、2、3 以及工况 1、4、5,可以发现:随着蒸发温度和冷凝温度的降低,压缩机耗功的降低幅度会上升,且蒸发温度对压缩器耗功的影响更大。

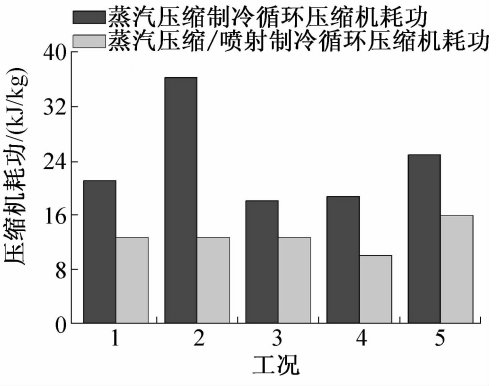


图 5 两种循环压缩机耗功

Fig. 5 The compressor work histogram of two cycles

3)性能系数分析

综合上述制冷量和压缩机耗功的分析,并结合气液分离器内制冷剂状态,将蒸汽压缩/喷射制冷循环性能系数 COP 值与传统蒸汽压缩制冷循环性能系数

COP 值进行对比。由图 6 可以看出,相比于蒸汽压缩制冷循环,5 种工况下蒸汽压缩/喷射制冷循环的 COP 值均提高。提高幅度最大的为工况 2,约提高 63%;最小的为工况 3,约提高 24%。同样综合比较工况 1、2、3 以及工况 1、4、5,可以发现:随着蒸发温度和冷凝温度的降低,循环 COP 提高效果更为显著,这说明制冷系统处于低温工况时,喷射器的运行效果更优。

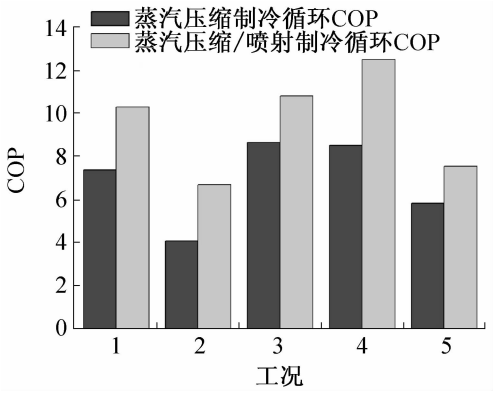


图 6 两种循环 COP 值

Fig. 6 The COP histogram of two cycles

4.3 喷射器结构计算结果

以上分析表明采用喷射器代替膨胀阀可以有效的优化蒸汽压缩制冷系统性能。现根据喷射器结构图,如图 7 所示,计算 5 种运行工况条件下喷射器各部件尺寸,如表 1,为后期实验验证提供设计参数。

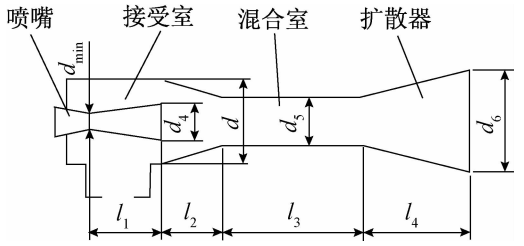


图 7 喷射器结构图

Fig. 7 Structure of the ejector

表 1 喷射器结构设计参数

Tab. 1 Parameters of ejector structure design

工况	1	2	3	4	5
d_4/mm	2.30	2.68	2.26	2.30	2.34
d_{min}/mm	1.93	2.66	1.83	1.85	2.14
l_1/mm	1.97	0.11	2.23	2.33	1.03
d' /mm	7.24	8.14	7.17	7.51	6.75
d_5/mm	5.12	5.76	5.07	5.31	4.77
l_2/mm	8.71	10.55	8.46	8.77	8.59
l_3/mm	30.73	34.55	30.42	31.84	28.63
d_6/mm	10.24	11.52	10.14	10.62	9.54
l_4/mm	26.60	29.90	26.32	27.56	24.78

如表 1,由工况 1、2、3 可得,当冷凝温度不变时,随着蒸发温度的降低,喷嘴的出口直径和临界直径增大,扩散段长度减小;混合室圆锥段入口直径、圆柱段直径、圆锥段长度和圆柱段长度均增大;扩散器出口直径和扩散器长度增大。由工况 1、4、5 可得,当蒸发温度不变时,随着冷凝温度的降低,喷嘴的出口直径和临界直径减小,扩散段长度增大;混合室圆锥段入口直径、圆柱段直径、圆锥段长度和圆柱段长度均增大;扩散器出口直径和扩散器长度增大。

5 结论

本文完成蒸汽压缩/喷射制冷系统的喷射器设计及循环计算。制冷剂采用 R22 和制冷量设定为 3500W,完成 5 种不同设计工况下蒸汽压缩/喷射制冷系统中喷射器结构设计,同时从循环制冷量、压缩机耗功和性能系数 COP 值三个角度对理想状态下的两种理论循环进行分析,得出以下结论:

1) 当冷凝温度不变而蒸发温度降低时,喷嘴的扩散段长度减小,其余尺寸增大;当蒸发温度不变而冷凝温度降低时,喷嘴的出口直径和临界直径减小,其余尺寸增大。

2) 与蒸汽压缩制冷循环相比,蒸汽压缩/喷射制冷循环的制冷量均提高,最大约提高 29%;压缩机耗功均降低,最大约降低 65%;COP 值均提高,最大约提高 63%。

3) 制冷系统处于低温工况时,喷射器的节能效果会更为显著。

符号说明

C——声速,m/s
d——直径,m
h——比焓,kJ/kg
l——长度,m
m——流体流量,kg/s
M_a——马赫数
p——压力,Pa
Q——制冷量,kJ
T——温度,℃
s——比熵,kJ/(kg·K)
u——喷射系数
V——比容,m^3/kg
v——速度,m/s
x——干度
Z——RKS 方程压缩因子
α——实验常数,对于弹性介质,在 0.07~0.09 之间
γ——混合室入口段的形成线与喷射器轴线间的夹角,一般取 45°

ρ——密度, kg/m^3

参考文献

[1] Kornhauser A A. The use of an ejector as refrigerant expander[C]//Proc of 1990 US-NC/Ⅱ R-Purdue Refrigeration Conference and ASHAE-Purdue CFC Conference. West Lafayette, 1990: 10-19.

[2] Harrell G S, Kornhauser A A. Performance tests of a two-phase ejector[C]//Proceedings of the 30th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. Orlando, FL; 1995, p. 49-53.

[3] Somjin Disawas, Somchai Wongwises. Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device[J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(6): 587-594.

[4] Praitoon Chaiwongsa, Somchai Wongwises. Effect of throat diameters of the ejector on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(4): 601-608.

[5] Praitoon Chaiwongsa, Somchai Wongwises. Experimental study on R-134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expansion device[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(5/6): 467-477.

[6] 庞宗占,马国远. 喷射器对准二级压缩-喷射符合热泵系统性能的影响[J]. 制冷学报, 2007, 28(5): 26-30. (Pang Zongzhan, Ma Guoyuan. Effects of ejector on performances of quasi two-state compression heat pump system coupled with ejector[J]. Journal of Refrigeration, 2007, 28(5): 26-30.)

[7] 陈亮,刘敬辉,陈江平,等. 两相流喷射器流动模型研究[J]. 制冷学报, 2010, 31(2): 26-31. (Chen Liang, Liu Jinghui, Chen Jiangping, et al. Model investigation of jet flow inside two-phase ejector[J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(2): 26-31.)

[8] 邓建强,姜培学,卢涛,等. 跨临界二氧化碳蒸汽压缩/喷射制冷循环性能比较[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(3): 382-384. (Deng Jianqiang, Jiang Peixue, Lu Tao, et al. Performance comparison of trans-critical CO_2 vapor-compression/ejection refrigeration cycle[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(3): 382-384.)

[9] 邓建强,姜培学,卢涛,等. 跨临界 CO_2 蒸汽压缩/喷射制冷循环理论分析[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2006, 46(5): 670-673. (Deng Jianqiang, Jiang Peixue, Lu Tao, et al. Theoretical analysis of a transcritical CO_2 vapor compression/ejection refrigeration cycle[J]. Journal of Tsinghua University(Science and Technology), 2006, 46(5): 670-673.)

[10] 庄友明. RKS 状态方程用于制冷剂热力性质的计算[J]. 化学工程, 1990, 18(4): 44-47. (Zhuang Youming. The RKS state equation for the calculation of thermodynamic properties of refrigerants[J]. Chemical Engineering, 1990, 18(4): 44-47.)

[11] 刘大有. 两相速度平衡条件下的两相流声速[J]. 力学学报, 1990, 22(6): 660-669. (Liu Dayou. The two-phase flow velocity of two-phase equilibrium[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 1990, 22(6): 660-669.)

[12] 郑贤德. 制冷原理与装置[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000: 61-62.

通信作者简介

柳建华,男(1956 -),教授,上海理工大学制冷及低温技术研究所,(021) 55270981, E-mail: lwnlwn_liu@163.com。研究方向:制冷测试设备,制冷与空调工程,制冷空调节能技术,制冷系统优化匹配。

About the corresponding author

Liu Jianhua(1956 -), male, professor, University of Shanghai for Science and Technology, (021) 55270981, E-mail: lwnlwn_liu@163.com. Research fields: The refrigeration test equipment, Refrigeration and air conditioning engineering, Refrigeration and air conditioning energy saving technologies, Optimization of refrigeration system.