

[综述·专论]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2018.04.020

带经济器的空气源热泵系统研究综述

唐逸飞, 赵 军

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要:为了解决热泵系统无法在低温工况下工作的问题,国内外学者提出了在空气源热泵系统中增加一个经济器,引入强化补气(EVI)技术。采用闪发器前节流的热泵系统可以实现更佳的制热效果与可靠运行;涡旋压缩机结构简单且容积较小,广泛应用于小型户式空气源热泵机组的研究;采用改变环境温度的实验方法研究系统的中间补气量,发现不同环境温度下,均存在一个最优补气量且数值均不同;采取控制参数法、划分系统切换区域研究经济器的控制策略;采用微元控制体分析法等建立数学模型进行系统仿真,研究仿真误差因素;将经济器应用到中高温工况下的热泵系统与单级吸收式系统,其应用效果都比较良好。对经济器的控制策略将是研究重点,除湿工况下经济器的应用将作为今后研究工作方向之一。

关键词:空气源热泵;强化补气(EVI)技术;经济器;闪发器;微元控制体分析法;控制参数法

中图分类号:TQ051.5 **文献标志码:**A **文章编号:**1005-2895(2018)04-0093-07

Study on Air Source Heat Pump System with Economizer

TANG Yifei, ZHAO Jun

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

Abstract: In order to solve the problem that heat pump can't work in the low temperature condition, scholars at home and abroad proposed to add an Economizer to air source heat pump system, and introduced Enhanced Vapor Injection (EVI). Adopting the heat pump with the throttle before flash-tank could achieve better heat production and reliable operation. The scroll compress had a simple structure and small volume, which was widely used in the research of small-scale air source heat pump unit. The experimental method of changing the ambient temperature was used to study intermediate air supply in the system. It was found that there existed an optimal air supplement and the values differed in different ambient temperatures. The control strategy of economizer was studied by using the control parameter method and dividing the switching area of the system. The micro control element analysis method and so on were used to establish the mathematical model for studying system simulation and error factors. The economizer was introduced into the heat pump system under medium and high temperature conditions and single stage absorption refrigeration system, and its application effects were all good. The control strategy of the economizer would be the research focus, and the application of the economizer under the dehumidifying condition would be one of the future research directions.

Keywords: air source heat pump system; EVI (Enhanced Vapor Injection); economizer; flash-tank; micro control element analysis method; control parameter method

随着我国经济、工业的整体实力不断提升,人们的生活质量得以改善,人们对采暖供热的需求也不断提升。同时,环境保护与节能意识的增强,促进了我国空气源热泵的研究发展。空气源热泵使用较为方便、能

源利用率较高且对环境基本不产生污染。我国长江三峡以东地区已广泛采用了空气源热泵系统。可是,北方冬季取暖依然大量采用烧煤的方式,空气污染的问题日益凸显。但是,在北方冬季供暖时,随着室外温度

收稿日期:2017-12-03;修回日期:2018-04-18

基金项目:上海市科委项目(13dz1201802)。

第一作者简介:唐逸飞(1993),男,江苏无锡人,硕士研究生,主要研究方向为流体机械。E-mail:425767838@qq.com

的降低,热泵受到压缩循环特性的影响,系统性能系数 C_{COP} 会急速衰减,压缩机不能有效运行,导致空气源热泵无法在低温工况下工作。为了有效解决空气源热泵系统在低温工况下制冷能力不足和压缩机排气温度过高等问题,国内外学者提出了带经济器的空气源热泵系统,并且在一定程度上拓宽了热泵系统的应用范围。如今,强化补气 (EVI) 技术以良好的综合性能成为热泵领域的研究热点。何永宁等^{[1]107}将中间换热器型经济器引入高温热泵系统,表明了在高温工况下补气技术对系统性能也有所提升。崔四齐^[2]等在客车空调最大运行制冷工况下利用低压补气技术提升了系统整体性能。

1 EVI 系统

强化补气 (EVI) 系统是一种准二级压缩系统,即在普通的空气源热泵系统中添加一个经济器,使之与压缩机用支路连接,形成补气环节。1976 年,前苏联学者 БЫКОБ 初次提出了准二级压缩系统^[3],即在压缩机上开设一个补气孔,与经济器相连接组成补气环路。该系统与双极压缩中间冷却器系统的工作原理较相似,都采取中间气体再冷的方法,防止压缩机出口温度过高,提高系统性能系数 C_{COP} 。相比于普通的热泵机组,带经济器的热泵机组有以下几个特点^{[4]28}:

1) 从热泵系统的经济器内分支出一条补气回路,则该系统相比普通热泵系统,除了蒸发侧压力与冷凝侧压力,还多一个补气回路膨胀阀出口压力。

2) 系统压缩机带有补气孔,在经济器内两侧液态制冷剂进行热交换后,主、辅路制冷剂分别得到一定的过冷度与过热度,系统整体经济性得以提高,且由于压缩机出口温度有所降低,保障了系统安全运行。

3) 这套系统同时具备常规系统工作模式与带经济器系统的工作模式。若关闭用于补气的膨胀阀,则该系统就是普通热泵机组,其工作模式与常规系统的相同;若打开用于补气的膨胀阀,补气回路开始运行,则该机组按照经济器热泵系统的工作模式运行。对于不同工况,按需切换工作模式,保证热泵系统安全有效的运行,从而有效地拓宽了热泵机组的应用范围。

1.1 经济器系统的基本型式^[5-8]

准二级压缩系统的经济器按类型主要分为闪发器系统与过冷器系统,2 个系统都可以达到基本相似的效果。

1.1.1 闪发器系统

采用闪发器作为经济器的空气源热泵系统有 2 种形式:闪发器前节流系统与闪发器后节流系统。当通

过调节闪发器前膨胀阀的开度来控制中间补气压力的大小时为闪发器前节流系统。换言之,通过调节补气回路上位于闪发器后的膨胀阀的开度时为闪发器后节流系统。

图 1 为闪发器前节流热泵系统图,该系统中的压缩机带有补气孔。压缩机出口的高温高压气态制冷剂 (3 点) 从压缩机排出,再经冷凝器与载热剂换热后冷凝为液态制冷剂 (4 点),吸热后的载热剂可用于生活供热或其他用途。冷凝器出口的高压中温液态制冷剂经膨胀阀 A 降低到某一压力,变为气液混合制冷剂 (4' 点) 后流入闪发器。闪发器上部的闪发蒸气通过辅助进气口 (6 点) 被压缩机吸入,该循环就是补气回路 (辅路);闪发器内上部液态制冷剂连续闪发为气态制冷剂,致使下部的液态制冷剂得到一定过热度。再经过膨胀阀 B 后,过冷后的液态制冷剂 (5 点) 被节流至蒸发压力 (5' 点) 后进入蒸发器,该循环为主路。蒸发器内液态制冷剂从低温工况中蒸发吸热为低压气态制冷剂,随后被压缩机吸入 (1 点),进行补气前的内压缩,气态制冷剂被压缩到某一压力 (2 点) 后与补气孔吸入的气态制冷剂 (6 点) 在工作腔内边压缩边混合 (2' 点),补气结束后进一步内压缩到排气压力 (3 点) 后从压缩机出口排出,就此完成一个系统循环。

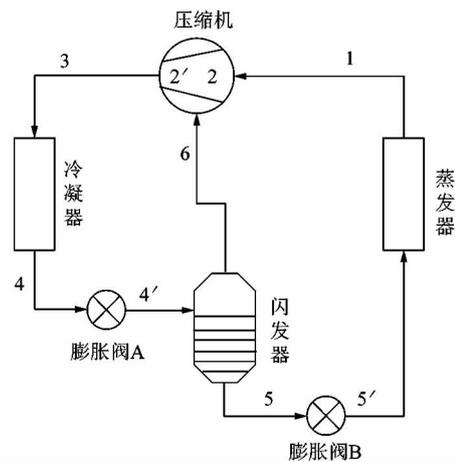


图 1 闪发器前节流系统流程图
Figure 1 Flow diagram of throttle before flash-tank system

图 2 为闪发器后节流热泵系统图,与闪发器前节流系统的区别在于:冷凝器出口的高压中温液态制冷剂直接进入闪发器。闪发器内,上部闪发气态制冷剂 (4 点) 经膨胀阀 A 被降至中间压力 (6 点) 后经补气孔被压缩机吸入,该循环就是补气回路 (辅路);下部的过冷液态制冷剂 (5 点) 经膨胀阀 B 被降至蒸发压力

(5'点)后进入蒸发器,该循环为主路。

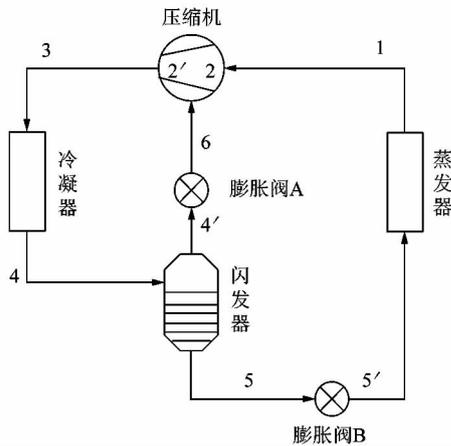


图2 闪发器后节流系统流程图

Figure 2 Flow diagram of throttle after flash-tank system

1.1.2 过冷器系统

图3为过冷器热泵系统图。区别于闪发器系统的是:冷凝器出口的液态制冷剂将会分流成主路与辅路。主路的液态制冷剂直接进入过冷器,而辅路的液态制冷剂经膨胀阀B降至某一中间压力且雾化后进入过冷器。主辅路的液态制冷剂在过冷器内进行换热,辅路制冷剂吸热气化后被压缩机补气孔吸入,主路液态制冷剂得到过冷后,经膨胀阀A降至蒸发压力后进入蒸发器。

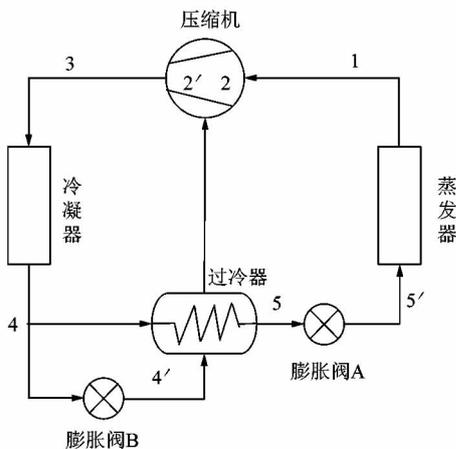


图3 过冷器系统流程图

Figure 3 Flow diagram of sub-cooler system

1.1.3 特点分析比较

闪发器前节流系统是二级节流经济器热泵系统,类似二级压缩系统,其系统结构简单,且在压缩机补气孔入口的制冷剂状态近似饱和蒸气;而过冷器热泵系统属于一级二次节流经济器系统,间壁式热交换影响

了主辅路换热效果,可能使压缩机补气孔入口的气态制冷剂存在一定过热度;此外,闪发器后节流系统也属于一级二次节流经济器系统,由于闪发后的高压饱和气态制冷剂经补气回路上的膨胀阀节流后被压缩机吸入,可能导致压缩机补气孔入口的气态制冷剂存在更大过热度^[9]。

由此可见,从理论角度,与后两者相比,闪发器前节流的热泵系统更有效地改善了低温工况下压缩机无法正常工作的问题,有利于提升系统性能系数 C_{COP} 与运行可靠性。

秦黄辉^[10]实测了带闪发器的风冷热泵机组性能变化,表明了经济器的节能效果随着压差增大更加显著。赵会霞等^[11]对闪发器系统与过冷器系统进行研究对比分析,发现低温工况下,闪发器系统有更好的制热效果,应用在小形热泵机组更佳,并且提出闪发器系统的补气压力最好设置在 0.95 ~ 1.00 MPa 范围内。

1.2 EVI 系统中的制冷压缩机

EVI 热泵系统最早是在螺杆压缩机上实现的。螺杆压缩机的热泵系统被设计成 EVI 系统较为方便,因为该类型压缩机具有单向吸排气的工作特征^[12]。为此,需要开设一个补气孔,开孔处位于螺杆压缩机的齿槽与吸气口脱离处。系统增设一个经济器后,主路制冷剂液体经过该容器后得到过冷,过冷度进一步变大,且系统制冷量也增大了;中间补气过程引起的压缩功增加量与系统制冷量增加量相比要少,总体而言,系统的制冷系数得以提高,所以在系统中添加经济器具有显著的节能优势。研究指出低温工况下经济器系统节能效果显著。对于蒸发温度 T_0 (-40 ~ -15 °C) 的低温工况,采用螺杆压缩机经济器热泵系统可提高制冷量 19% ~ 44%,制冷系数提高 7% ~ 30%。此外,在 -30 °C 工况下,该系统可取代双级压缩系统^{[4]27}。但是,螺杆压缩机系统机组容量较大,不适用于小型户式空气源热泵机组。

1984年,邬志敏^[13]通过最大制冷系统原则提出了关于螺杆机经济器系统中压缩机补、排气孔的设计计算方法,并验证计算结果与国外文献中发表的数据基本吻合(只适用于螺杆压缩机)。

1905年,法国人 Creux 提出了涡旋式压缩机的工作原理并取得美国专利。该形式压缩机的优势在于:平衡性高、运行平稳、效率高(吸压排气连续单向进行,容积效率 95% 以上)、噪音低及结构简单等。然而,相比螺杆机,涡旋压缩机的结构较为复杂,补气问题涉及更多内容。压缩机补气的启停是随着涡旋盘的

旋转而自动开闭的。与普通机组相比,当蒸发温度 T_0 为 $-25\text{ }^\circ\text{C}$ 时, EVI 热泵系统的制热性能系数 C_{COP} 可提高 14%, 制热量可提高 20%; 当蒸发温度 T_0 为 $-20\text{ }^\circ\text{C}$ 时, 系统制热性能系数 C_{COP} 可提高 6% ~ 8%, 制热量可提高 14% ~ 20%。此外, 压缩机排气温度维持在 $130\text{ }^\circ\text{C}$ 以下, 以确保机组安全运转^[14]。

日本学者 Dutta 等^[15] 研究了涡旋压缩机热泵系统的液态补气技术, 实验显示液态补气使得压缩机的耗功量增大而绝热指数明显下降。当压缩机油温不予控制时, 以补气形式向压缩机喷射液态制冷剂可大幅度降低压缩机的出口温度与油温, 从而压缩机的绝热效率得以提高。

虽然制冷压缩机还包括活塞压缩机、滚动活塞压缩机与离心式压缩机等, 但目前国内外学者的相关文献都集中于研究涡旋压缩机与螺杆压缩机的 EVI 系统, 其中涡旋压缩机被许多厂商的研发团队作为主要研究对象。

1.3 中间补气量研究

在带经济器的热泵系统中, 当辅路的电子膨胀阀开度较小时, 辅路制冷剂流量较少, 造成了辅路制冷剂出口温度接近于经济器中的主路制冷剂入口温度, 导致补气温度较高, 那么压缩机排气温度自然也升高。此后, 辅路膨胀阀开度逐渐变大, 辅路制冷剂流量也随之增大, 补气温度逐渐下降, 则压缩机排气温度也下降, 流量慢慢趋于平稳。而当辅路开度过大时, 辅路制冷剂流量不再增大, 造成辅路中多余液态制冷剂会进入并储存在辅气液分离器中, 导致主路制冷剂量变少, 进而使得蒸发器供液不足, 压缩机吸气、排气温度上升。

李玉春等^[16] 通过对带经济器的热泵系统进行实验研究, 发现如果主辅路的膨胀阀调试不当, 不仅不能提高热泵性能, 而且可能因排气温度过高而大大降低系统寿命。

王文毅等^[17] 对带经济器的热泵系统建立了数学模型, 实验结果显示: 随环境温度逐渐下降, 补气对系统性能效果不断增强; 若增加压缩机的中间补气量, 则系统制热量与压缩机功率均得以提高, 排气温度下降, 且系统性能系数 C_{COP} 呈现先增后减(类似抛物线)的趋势, 因此必定有一个补气量的最优值; 当系统压缩机补气量占总流量的 10% ~ 14% 时, 系统可达到最优能效比; 在 -15 , -10 和 $-5\text{ }^\circ\text{C}$ 的环境温度下, 在最优补气量处系统 C_{COP} 值分别增加了 8.7%, 3.4% 和 3.1%。可见, 补气在低温工况下对系统的性能影响最明显。

同时, 上组数据也说明了带经济器的热泵系统对于中温工况效果不明显。

Heo 等^[18] 用闪蒸喷射补气作了实验测量与分析, 研究其对二级变频双旋转式压缩机热泵的制热性能影响。通过改变压缩机的频率与环境温度来进行实验, 结果显示: 增加补气量可提高系统制热量; 随着系统总流量与补气量的提高, 相分离的不稳定性变差。

Ko 等^[19] 将闪蒸器应用于带二级旋转式压缩机的空气-水源热泵系统。随着喷射阀的开度增大, 热泵系统的制热量也增大且逐渐趋于一个恒定值。当喷射阀的开度超过 70% 时, 系统制热量就没有显著变化了。

由此可见, 对于经济器系统, 寻求该系统的最优运行状态点是最为突出的问题。在不同环境温度下, 均对应一个最优补气量使得系统性能系数 C_{COP} 最佳, 且最优补气量数值均不同, 需要通过实验计算来确定不同工况下的最优补气量^[20]。

1.4 经济器的控制

经济器被引入热泵系统后, 其应用使得压缩机性能有所提升, 且有效保障了压缩机的运行。控制好经济器的应用同压缩机补气问题一样重要。目前, 对于热泵系统经济器的控制方案多为补气口制冷剂气体过热度控制, 从而达到压缩机有效运行的目的。若遇到特殊情况时, 仅通过切断经济器来避免问题会限制经济器的适用范围。尽管满载运行时经济器可以提高系统性能与节能效果, 但处于低负荷运转时, 不当控制会引起能源浪费。在我国大多数地区, 冬季极端低温天气占全年的比例不大, 且春秋昼夜温差较大, 若不能合理控制经济器的应用, 会影响到热泵系统整年的经济性。

赵华^[21] 针对性地提出一种螺杆式压缩机用经济器的控制方式, 指出规定一个中间压力的目标值作为开启经济器的一个必要条件; 另外, 选择电流作为控制参数, 这个变量在制热或制冷的运行模式下均可实现即时监控。因此, 开启经济器时控制逻辑无需单独考虑了。应用时, 虽说中间压力、排气压力和电流之间会相互影响, 但将这 3 个参数配合过热度控制作为经济器控制的条件更加科学合理。

刘桂兰等^[22] 指出热泵系统按照环境温度变化切换系统运行模式, 建立数学模型进行仿真计算, 提出闪发器系统模式与常规热泵系统模式的最优切换范围应为当两者系统制热性能系数 C_{COP} 相对接近时所对应的蒸发温度范围; 发现蒸发温度在 $-10\text{ }^\circ\text{C}$ ~ $-5\text{ }^\circ\text{C}$ 之间是最佳的切换区域。

Qiao 等^[23]提出开发一个创新性的控制策略来控制补气过热度是很有必要的。Heo 等^[24]提出一个最优循环控制方案,带双膨胀阀过冷器的制冷剂喷射补气热泵是以中间补气压力与补气比例为基准,分别控制高压膨胀阀与喷射补气膨胀阀。在制热量为 0.4 ~ 0.7 kW、 C_{COP} 为 0.7 ~ 0.8 时,提出了最优过冷器压力比。随着压缩比的增加,最优喷射补气比从 0.1 增加至 0.3。

经济器的控制影响到热泵系统整年的经济性与运行能量损耗。采用合理的控制逻辑可以提高热泵系统的运行能效,减少能源浪费。目前,对经济器的控制研究较少且不够深入,有必要将其作为该系统的重点研究之一。

2 系统仿真

当热泵系统中的制冷压缩机运行时,带经济器的热泵循环与常规热泵循环的不同在于多了一个补气过程。这使压缩过程变得较为复杂,影响的因素增多,不能再单纯地简化为等熵压缩过程。其压缩过程应该分成 3 个阶段:补气前的内压缩过程、边补气边压缩过程及补气后的混合压缩过程。但有些文献中,将其分为 4 个阶段,多一个外压缩过程(等容压缩过程)^[25]。

补气前的内压缩过程与补气后的混合压缩过程都可看作等熵压缩过程,按照常规热泵系统的压缩过程进行计算。外压缩过程是由于压缩机排气开始时压缩腔内的制冷剂气体压力与排气腔内的压力不相等所导致的,产生的欠压缩或过压缩都会对整个压缩过程带来附加的能量损失。根据文献[26]第 6 页推测,这一现象是由于在压缩机出口没有设置排气阀所造成的。边补气边压缩过程的时间很短,近似瞬时完成的,可当作绝热等容混合过程。此外,边补气边压缩过程实质上是一个变质量系统内的非稳定流动过程。可在工作腔内取一个微元控制体,根据质量、能量守恒定律与理想气体方程推导出比压缩功的解析式。压缩机的相对补气量随中间补气压力增大而增大,同时受到经济器能量平衡式的制约,随中间补气压力增大而减少。因此,通过迭代计算的方法,根据已知数学模型与计算方程可求出相对补气量^[27-29]。

Sirwan 等^[30]对一个喷射闪蒸器吸收式制冷系统做了热力学分析,分析结果显示添加一个闪蒸器到该联合循环可以提升系统性能。建立了一个综合数学模型来模拟改良前后吸收-喷射-制冷的联合循环,则可计算出系统各成分的熵增与系统总熵增,并评估焓损失。

张科等^[31]对某厂家生产的带经济器的涡旋压缩机热泵系统进行仿真模拟计算,仿真数据与实验测试数据随蒸发温度的变化趋势基本一致。该系统性能参数的仿真值与实验值的最大误差均少于 5%,造成误差的原因是实验时存在着一些不可避免的因素,如端部制冷剂的泄露、摩擦损失等,且在理论分析时,为了简化计算,将补气前的内压缩过程与补气后的混合压缩过程当作等熵过程处理,在热力学计算时,单纯地将制冷剂气体简化为理想气体。张新玉^[26]利用 EES 工程方程求解器(编写热泵系统性能参数的计算程序),分别对单级压缩热泵系统与补气压压缩热泵系统进行仿真模拟。仿真结果与实验值随环境温度的变化趋势是基本一致的,但两者存在较大的误差,其中误差最大的是系统制热性能系数 C_{COP} 约为 30%。其原因有可能是模拟计算中引入的等熵效率与补气压力损失系数等修正系数、过冷度与过热度的假定参数相比实际情况有所偏差,以及并未对热泵机组室内外侧换热器、各节流装置建立数学模型等。由此可见,在建立热泵系统的数学模型时,有必要将上述学者所忽略的一些因素考虑进去,降低仿真模拟与实验测试之间的误差。

此外,如何合理地确定压缩机辅助进气口的开口位置一直是学者们关注的热点。只有选取最佳位置开设进气口,所得到的中间补气压力才能保证热泵系统具有最大制热性能系数 C_{COP} 。同时,必须保证补气压压缩阶段结束时补气压力大于压缩机内制冷剂气体压力,以防大量制冷剂气体倒流,从而导致压缩机功耗增大。目前,普遍认为在吸气腔刚刚闭合处附近开设补气口为最佳位置。

3 经济器系统的应用进展

起初,EVI 技术是为了改善低温环境下系统循环性能而发展起来的。然而,对于高温热泵系统,随着冷凝温度与蒸发温度的升高,其循环性能也越来越差,制冷系数减小,排气温度升高。因此,高温热泵与低温热泵所存在的问题极为相似,为了改善在高冷凝温度工况下高温热泵的循环性能,有必要将 EVI 技术引入高温(甚至中温)热泵工况来研究。

何永宁等^{[1]105}将 EVI 技术应用于高温热泵,实验发现该工况下存在一个最优补气压力使系统制热能效达到最大。高温热泵系统采用经济器对压缩机进行补气的最大优势在于使冷凝器出口制冷剂得到较大的过冷度,且降低了膨胀阀前制冷剂温度。同时,由于该部分热量通过补气的形式带入热泵循环,增加了系统整体能效比,提升了系统性能。

对于带经济器的热泵系统,不同工质的不同工况下,压缩机中所对应的最佳中间补气压力和补气孔的位置均不相同,那么单级压缩机的补气开口方法不能适用于不同工质的不同工况。所以,针对不同工质及不同工况,采用包括一个变频压缩机的两级压缩热泵系统,可更容易控制系统的中间压力,以达到最优运行状态。潘利生等^[32]提出采用以闪发器为经济器的两级压缩式热泵系统在中高温工况下进行理论分析,指出对于温-熵图中饱和气体线 $dT/dS < 0$ 的中高温热泵工质,带经济器的两级压缩热泵系统经过两级压缩后,冷凝压力与排气温度较常规热泵系统低一些,具有优势;反之,对于温-熵图中饱和气体线 $dT/dS > 0$ 的热泵工质,该系统为了避免湿压缩,压缩机排气温度必须具有一定的过热度,因此压缩机排气温度不能降低很多。总体而言,中高温工况下,相比于普通热泵系统,两级压缩经济器热泵系统对系统性能具有较大提升。

周光辉等^[33]将经济器添加到热泵型纯电动客车空调系统中,进行了在常规模式与补气模式下车外不同(低温)环境温度的供热性能试验研究,实验显示系统中排气温度下降了 $8 \sim 14 \text{ }^\circ\text{C}$,蒸发温度有所提升,一定程度上解决了系统制热时引起蒸发侧换热器结霜而导致运行失常的问题,大幅度提高了系统供热性能。Abed 等^[34]证实了仅在用 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 作为工作流体的单级吸收式系统循环下,允许一个喷射器在闪蒸器的中间压力下运行,可提升喷射器效率与优化闪蒸器的功能。该循环也减轻了冷凝器和蒸发器温度过高而导致系统性能不佳的影响。

Mosaffa 等^[35]对一个特定的二级 CO_2/NH_3 制冷系统进行了热经济性与环境分析,该系统分别配备了2个闪蒸器或1个闪蒸器,又或1个间接过冷器的闪发中间冷却器。对该系统进行比较研究,将 C_{COP} 与焓效率最大化,年均总支出最小化作为系统运行参数的最佳选取变量,该特定系统的每个成分均为热经济性的因素,为了使系统在最佳性能条件下运行,需要在焓损失与资本成本之间取得最佳平衡点。

4 结论

热泵技术属于节能减排技术,有很好的前景,空气源热泵系统的高效应用不可忽视,也是未来热泵技术的重要研究热点之一。经济器的应用有效解决了热泵系统无法在低温环境下正常运作,同时拓宽了经济器的应用范围,应用于中高温热泵系统。与闪发器后节流系统与过冷器系统相比,闪发器前节流系统的低温

制热性能更佳,且结构简单,适用在寒冷地区的小型热泵机组。近年来的一些文献里,主流的经济器与压缩机的选型是闪发器与涡旋压缩机。自然环境属于变工况,在不同的工况下需要对经济器进行调整,才能有效提高热泵系统性能。但是,在经济器的应用控制方面的文献研究还不够多,一定程度上限制了带经济器的空气源热泵的推广与发展。而且,就技术商业化而言,热泵系统的经济性极为重要,因此,对于经济器系统在不同工况下不同中间补气量的控制方案与系统运行模式的切换问题需要继续深入探索。仿真模拟时需要考虑更多因素,避免与实验数值之间的误差太大。

此外,除了不同温度的工况,在除湿工况下采用经济器对热泵系统性能影响的相关研究目前还尚未见之,可将其作为今后研究工作的方向之一。

参考文献:

- [1] 何永宁,杨东方,曹锋,等. 补气技术应用于高温热泵的实验研究[J]. 西安交通大学学报,2015,49(6):105-107.
- [2] 崔四齐,杨凤叶,周光辉. 低压补气技术应用于客车空调最大运行制冷工况的实验研究[J]. 制冷技术,2016,44(10):76.
- [3] 齐亚茹,刘妮,张亚楠,等. 强化补气技术应用于空气源热泵的研究进展[J]. 制冷学报,2015(5):75.
- [4] 柴沁虎,马国远. 空气源热泵低温适应性研究的现状及进展[J]. 能源工程,2002(5):27-28.
- [5] 赵会霞. 涡旋压缩机闪发器热泵系统的理论分析与实验研究[D]. 北京:北京工业大学,2005:13-15.
- [6] 王炬,高赞军,李胜全,等. 带经济器的飞机蒸发循环制冷系统方案研究[J]. 航空科学技术,2016,27(10):60-67.
- [7] 席战利. 补气增焓技术提升空调制热量的试验研究[J]. 建筑热能通风空调,2017,36(5):38-41.
- [8] 柴玉鹏,马国远,许树学,等. 带闪蒸器补气的 R134a 准二级压缩制冷/热泵系统实验研究[J]. 制冷学报,2017,38(2):11-16.
- [9] 赵会霞,马国远. 涡旋压缩机闪发器系统性能的模拟分析[J]. 流体机械,2006,34(9):15-20.
- [10] 秦黄辉. 带闪蒸型经济器的风冷螺杆热泵机组性能的实验研究[J]. 制冷学报,2013,34(5):58.
- [11] 赵会霞,刘思光,马国远,等. 涡旋压缩机闪发器热泵系统的实验研究[J]. 太阳能学报,2006,27(4):379-381.
- [12] 赵华. 螺杆式压缩机用经济器的控制方式及其试验验证[J]. 制冷与空调,2016,16(6):67-69.
- [13] 邹志敏. 经济器螺杆制冷压缩机补气 and 排气孔口的确定[J]. 制冷学报,1984,5(2):10-17.
- [14] 许树学. 带喷射器的经济补气热泵系统循环机理与特性研究[D]. 北京:北京工业大学,2010:10-13.
- [15] DUTTA A K, YANAGISAWA T, FUKUTA M. An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection [J]. International journal of refrigeration, 2001, 24(6): 577-587.
- [16] 李玉春,蔡志鸿,何永锋. 带经济器的热泵性能特征研究[J]. 制

- 冷学报,2011,32(6):40-43.
- [17] 王文毅,毛晓倩,胡斌,等.中间补气量对经济器热泵系统性能的影响[J].制冷学报,2013,34(4):45.
- [18] HEO J,JEONG M W,KIM Y. Effects of flash tank vapor injection on the heating performance of an inverter-driven heat pump for cold regions[J]. International journal of refrigeration,2010,33(4):848-855.
- [19] KO Y,PARK S,JIN S,et al. The selection of volume ratio of two-stage rotary compressor and its effects on air-to-water heat pump with flash tank cycle [J]. Applied energy,2013,104:187-196.
- [20] 祖丰.低温空调空气源热泵系统中间压力与(火用)分析[D].大连:大连理工大学,2012:1-56.
- [21] 赵华.螺杆式压缩机用经济器的控制方式及其实验验证[J].空调与制冷,2016,16(6):67-69.
- [22] 刘桂兰,袁泉,梁平原.闪发器热泵系统与单级压缩机系统性能比较[J].合肥工业大学学报,2012,35(4):451.
- [23] QIAO Hongtao,XU Xing,AUTE V,et al. Transient modeling of a flash tank vapor injection heat pump system: Part II simulation results and experimental validation [J]. International journal of refrigeration,2015,49:183-194.
- [24] HEO J,KANG H,KIM Y. Optimum cycle control of a two-stage injection heat pump with a double expansion sub-cooler [J]. International journal of refrigeration,2012,35(1):58-67.
- [25] 王作洪.制冷涡旋压缩机的仿真与优化[D].兰州:兰州理工大学,2006:1-62.
- [26] 张新玉.R32中间补气压缩空气源热泵性能研究[D].天津:天津商业大学,2015:1-71.
- [27] 梁高林.中间补气涡旋压缩机及其循环系统的研究[D].兰州:兰州理工大学,2007:1-67.
- [28] 俞丽华.准二级压缩-喷射复合热泵系统的性能模拟与实验研究[D].北京:北京工业大学,2006:1-63.
- [29] 彭琰,马国远,许树学.涡旋压缩机过冷贮液器热泵系统的性能分析[C]//中国建筑学会暖通空调分会,中国制冷学会空调热泵专业委员会.全国暖通空调制冷2008年学术文集.重庆:中国建筑工业出版社,2008:216-220.
- [30] SIRWAN R,ALGHOUL M A,SOPHAN K,et al. Thermodynamic analysis of an ejector-flash tank-absorption cooling system [J]. Applied thermal engineering,2013,58(1/2):85-97.
- [31] 张科,吴兆林,周志钢,等.涡旋压缩机经济器系统的数学模型研究与性能分析[J].制冷技术,2012,37(5):52-56.
- [32] 潘利生,王怀信.带经济器的两级压缩式热泵系统中高温工况循环性能理论研究[J].太阳能学报,2012,33(11):1908-1913.
- [33] 周光辉,陈浩,崔四齐,等.带经济器的热泵型客车空调系统实验研究[J].低温与超导,2016,44(6):75.
- [34] ABED A M,ALGHOUL M A,AI-SHAMANI A N,et al. Evaluating ejector efficiency working under intermediate pressure of flash tank-absorption cooling cycle: parametric study [J]. Chemical engineering and processing:process intensification,2015,95:222-234.
- [35] MOSAFFA A H,FARSHI L G,FERREIRA C A I,et al. Exergoeconomic and environmental analyses of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers [J]. Energy conversion and management,2016,117:442-453.

[信息·简讯]

· 行业简讯 ·

西门子亚太区首个数字化体验中心升级开幕

西门子位于北京的亚太区首个数字化体验中心经过半年的升级改造,近日全新开幕。观众可亲临亦可远程参观升级后的数字化体验中心,深入了解西门子面向未来的、涵盖产品与生产全生命周期的数字化企业解决方案及其优势。借助“数字化双胞胎”为核心的数字化企业解决方案以及基于云的开放式物联网操作系统 MindSphere,西门子能够帮助客户在生产运营中同步实现更高的灵活性、更短的产品上市时间、更高的生产效率以及更好的产品质量。

西门子北京数字化体验中心于2017年6月份首次开幕,对外展示的半年内迎来了5000多名工业领域的专业观众。升级后的数字化体验中心占地面积700 m²,将继续以数字化企业示范线为主体,集中展示数字化在产品的设计、生产规划、生产工程到生产制造和运维的整个生命周期的具体应用。全新开幕的数字化体验中心融入了机床的完整机加工信息化系统以及电子装备制造实际应用案例展示,还可通过大数据看板让观众直观体验西门子网络安全和能源管理技术的应用。现场数据可实时上传至新的MindSphere3.0版本并通过其中的Mind Apps进行数据分析以实现对整个生产线的预测性维护和优化。

体验中心还将网络信息安全融入其中。基于“纵深防御”理念,西门子为工业领域提供广泛的产品和服务组合,其中包括工厂和网络安全以及系统完整性。

西门子已经为工业各领域实现数字化企业提供了全面丰富的解决方案,并且正以多种渠道向客户展示这种可能性。除北京外,西门子针对过程工业的数字化体验中心已经于2017年8月在上海开幕;西门子携手成都高新技术产业开发区建立的西门子工业软件全球研发中心已于2017年末开始运转,而西门子智能制造创新中心计划于年内投入运营;位于苏州的以工业按钮定制化为主体的数字化体验中心也将于近期开幕。

(朱建芸)