

文章编号: 1005—0329(2007)07—0067—06

空气源热泵热气除霜问题研究现状与进展

韩志涛, 姚 杨, 姜益强, 马最良

(哈尔滨工业大学, 黑龙江哈尔滨 150090)

摘 要: 从除霜时热泵各部件及整个系统的运行特性、能量转换与传递、除霜的自动控制等方面讨论了空气源热泵除霜运行时存在的问题, 并提出了解决这些问题的研究方向。

关键词: 空气源热泵; 热气除霜; 除霜模型; 除霜控制

中图分类号: TQ051.5 **文献标识码:** A

Status and Development of Air Source Heat Pump Hot Gas Defrosting Research

HAN Zhi-tao, YAO Yang, JIANG Yi-qiang, MA Zui-liang

(Harbin Institute of Technology, Harbin 150090, China)

Abstract: Recently research on hot gas defrosting of air source heat pump was reviewed. A number of defrosting problems such as each components and the whole heat pump system defrosting characteristics, energy transition and transfer, automatic control of defrosting etc. were discussed and recommendations of solving these problems are proposed.

Key words: air source heat pump; hot gas defrosting; defrosting model; defrosting control

1 前言

随着世界能源结构的调整和全球范围内可持续发展战略的提出, 人们越来越重视对清洁、安全、高效能源的开发和利用。空气源热泵系统以电能为驱动力, 将室外环境空气作为热源、热汇, 向被调节对象提供冷、热量, 是国家着力推广的环保、高效的能源供给方式之一。目前采用的空气/空气热泵型分体式房间空调器非常普遍, 自 20 世纪 90 年代以来, 空气/水型式的空气源热泵冷热水机组也得到了广泛的应用。

但从目前空气源热泵的实际运行效果来看, 这类机组在气温偏低且相对湿度比较大的地区制热运行时仍不理想, 主要原因是蒸发器结霜及除霜造成的供热能力下降。因此, 需用周期性除霜的方法解决这些问题。目前, 空气源热泵最常用有效的除霜方式是逆循环热气除霜。本文所指的除霜方式均为热气除霜。

空气源热泵的除霜特性是非常复杂的, 研究

涉及的方面很多, 目前主要集中在:

(1) 采用实验或计算机仿真的方法研究热泵各部件及整个系统的除霜特性, 其中以蒸发器的除霜特性为重点。

(2) 从热泵除霜时系统能量变化的角度出发, 对系统除霜时能量的来源与分配, 除霜对热泵供热量的影响等问题进行研究。

(3) 热泵除霜自动控制。根据热泵的不同种类与容量, 不同工况条件, 确定除霜运行的起止点, 除霜周期, 并研究相应的自动控制方法。

(4) 有利于改进除霜性能的其他辅助方法的研究。

2 国内外研究现状

2.1 除霜时各部件及系统的运行特性研究

2.1.1 除霜时蒸发器的运行特性研究

较早进行蒸发器除霜实验研究的是 Sanders 和 Niederer, 1974 年 Sanders 建立了蒸发器除霜模

收稿日期: 2006—09—19 修稿日期: 2006—11—29

项目基金: 国家自然科学基金资助项目 (50606007)

型,并在实验的基础上详细分析了除霜时能耗的分配情况^[1]。1976年 Niederer用实验方法测定了除霜能耗时发现 80%的除霜耗热用于加热换热器金属结构和周围的空气^[2]。

1989年美国的 O'Neal对空气源热泵的热气除霜过程进行了实验研究^[3],将一台热泵的室内侧盘管和室外侧盘管分置于两个人工气候小室内,通过实验分析热泵的功率,制冷剂质量流量、温度、过冷、过热度,压缩机的吸排气压力,室外盘管的表面温度等参数在一次完整的除霜过程中的动态变化。认为可以采用综合循环 COP、除霜时间、融霜时间、排水时间 4项特性指标来反映热泵的除霜性能。

相对于除霜实验研究,近些年采用模拟方法研究除霜过程发展较快。加拿大的 Krakow在 1992年建立了更接近于实际的蒸发器热气除霜分布参数动态模型^[4],重点分析了蒸发器表面的霜层在除霜过程中的变化情况。认为在一个除霜过程中蒸发器表面要经历四个阶段:结霜表面的预热阶段;壁温高于 0 的融霜阶段;霜完全融化后的蒸发阶段;表面水蒸发结束后的干热阶段。对于这四个不同阶段,从质量守恒,能量守恒出发,建立了详尽的除霜数学模型,模型求解过程需要通过实验确定 4个参数:蒸发器最大表面滞水量,空气/水膜导热系数,空气膜导热系数,表面水蒸发系数与指数。虽然 Krakow的模型是目前最接近实际工况的模型,但模型的求解依赖于实验测定的参数,而且模型过于复杂,通用性不够。

2005年美国的 Hoffenbecker发表了工业用蒸发器热气除霜的动态模型^[5],该模型以空气干球温度,空气湿度,盘管几何尺寸,霜层厚度与密度及热气入口温度等为输入参数,以除霜时的显热量,潜热量及霜完全融化的时间等为输出参数。该模型的优点在于可以预测除霜循环产生的附加空间热负荷,包括:除霜时的对流换热量,湿空气的二次蒸发热量,盘管蓄热的散失量。

2.1.2 热泵除霜时节流装置的特性研究

热泵中的节流装置有毛细管、热力膨胀阀及电子膨胀阀,对于小型分体式热泵型房间空调器多采用毛细管,大型热泵冷热水机组则采用热力膨胀阀及电子膨胀阀。热泵除霜时一个关键问题是逆循环开始时,制冷剂大部分贮存在气液分离器或贮液器中,而快速除霜要求迅速增大制冷剂的质量流量和压缩机排气压力。如果节流装置不

能根据系统要求控制制冷剂的流量,往往成为增大制冷剂的质量流量的瓶颈。

作为节流机构的毛细管和热力膨胀阀在空气源热泵除霜时的性能表现是不同的。有关研究在实验时发现^[6],除霜时,采用膨胀阀机组吸气压力 <50kPa的时间大约在 30~60s,而采用毛细管的机组吸气压力 <50kPa的时间长达 3.5min。后者不得不因为低压时间过长而停机。

在研究不同节流机构对逆循环除霜时间的影响时,文献[7]采用一根外径为 22mm的旁通铜管及热力膨胀阀分别作为除霜时的节流机构。结果表明:旁通铜管系统比热力膨胀阀系统的除霜时间缩短 1.5min,其中融霜时间缩短 1.3min;在融霜阶段开始的一分多钟和整个排水阶段,风冷换热器出口即节流机构的进口的制冷剂为过热气体或者两相状态,气相的存在使节流机构的流量增加缓慢;旁通铜管系统比热力膨胀阀系统的流通面积大,所以除霜时间短。

D. L. O'Neal也通过实验详细比较了分别采用短管和热力膨胀阀作为节流机构的系统在除霜过程中的动态特性^[8,9]。结果表明,采用短管的系统除霜时可得到较大的制冷剂流量,有利于加快除霜,短管直径尺寸对除霜速度有很大影响,在一定范围内,增大短管尺寸可缩短除霜时间。

国内有关轿车空调蒸发器除霜实验研究发现,加大电子膨胀阀开度可明显缩短除霜时间^[10]。

2.1.3 热泵除霜时系统运行特性模拟与实验研究

对于整个系统而言,除霜过程主要特性是各部件制冷剂的质量迁移和压力变化,以及蒸发器表面霜层与翅片管壁和周围空气的热质传递过程。这一过程中系统各部件的运行会相互影响,相互制约,是一个高度复杂的部件耦合过程。到目前为止,国内外发表的热泵除霜系统动态模型很少,对此方面的研究还处于起步阶段。

Krakow在 1993年发表了理想化热泵除霜系统动态模型^[11],成为建立除霜系统模型的前驱。其模型可在一定的精度基础上预测系统运行特性并辨识控制这些特性的主导因素。建模时,将除霜过程分为三个阶段:迅速建立压力平衡阶段 \swarrow 四通阀反向,系统高低压对接,贮液器压力和流量短时间内滞止不变;制冷剂迁移阶段 \swarrow 以压缩机排气压力高于贮液器滞止压力为结束标志;连续均匀流动阶段——直到除霜结束为止。

时间上以这三个阶段为序,空间上从制冷剂入口开始将除霜盘管划分为若干单元,采用分布参数法对每个单元建立了质量、能量的动态变化方程。同时,根据各部件的特性参数对蒸发器、活塞式压缩机、节流元件(包括结构尺寸可变和不变两种)、四通换向阀、除霜盘管入口排管等建立了质量、能量动态变化方程。同时还建立了系统充注量分析方程和贮液器容量分析方程。求解时采用联立系统各部件上一时刻结构方程和当前制冷剂状态方程同时求解的方法。最后得出结论认为:(1)此模型提供了量化分析除霜特性参数的手段;(2)除霜模式下,除霜盘管内压力的动态变化主要取决于系统中制冷剂质量与能量在各部件中的分配。

Krakow通过实验分析并验证了所建立的系统动态模型^[12]。并指出室外侧盘管热传递特性,高压侧容积,压缩机功率,以及节流机构的流动特性是影响系统除霜性能的主要因素。在研究系统除霜瞬态反应实验中,许多参数是无法直接或几乎不可测量的,如:制冷剂饱和状态参数(两相流)、各部件中制冷剂的精确滞留量,各部件蓄热量等。同时指出测量系统某点处制冷剂质量流量,更准确反映压缩机瞬态变化的模型,以及考虑压缩机蓄热因素的瞬态变化的模型都是提高模型精度的方向。

从国内文献看,西安交大研究了热泵除霜系统建模问题^[13]。在对风冷热泵冷热水机组除霜过程内部状态变化进行定性分析的基础上,建立机组除霜过程动态仿真数学模型,把除霜过程分为与 Krakow 类似的三个阶段,采用集中参法,在每个阶段对机组的高压侧和低压侧的各部件建立了质量和能量守恒方程,同时建立了压缩机和热力膨胀阀模型。同时建立机组除霜时空气侧融霜过程的仿真模型。这个模型与 Krakow 建立的蒸发器逆循环的模型也类似,模型求解时采用质量引导法。

还有人提出了一个简单的可以用来模拟空气源热泵机组四通阀换向后系统高低压平衡和系统循环重新建立过程的模型^[14,15]。该模型的核心部分是除霜开始后短时间内反映两个换热器的质量、能量变化的控制方程,以及高压贮液器的能量和质量守恒方程。目标是求得机组状态转变(即由制热转变到除霜)过程中的平衡压力及状态转变时间,这个平衡压力即是四通阀换向后风侧换热器里制冷剂压力升高值与水侧换热器里制冷剂压力降低值相等的压力。为了求得这个平衡压力

还需要补充制冷剂物性计算程序。

2.2 热泵除霜时系统能量变化的研究

热泵除霜从能量转换和传递角度看是在逆循环过程中制冷剂吸收能量并将能量传递到室外侧换热表面的霜层中。因此从能量分析与节能方面优化除霜过程时必需回答几个问题:(1)除霜的能量从哪里得到;(2)除霜的能量以何种方式得到;(3)除霜的能量在系统中如何分配与平衡;(4)如何减少除霜过程中的能量消耗。

较早出现的相关研究是 1983 年的 Stoecker,他分析了工业制冷盘管热气除霜过程中能量传递与转化情况^[16]。该研究虽然与热泵逆循环除霜有一定差别,但其本质上是一致的。Stoecker认为可从 3 个方面入手降低热气除霜能耗:(1)保证满意除霜效果前提下尽量减小气态制冷剂压力;(2)采用有效办法尽快排走盘管上融化的冷凝水;(3)确定在哪一个合理的时间点上结束除霜。他还沿用 1976 年 Niederer 定义的除霜效率 $\frac{4}{4}$ 实际用于融化霜层,蒸发霜水的能量与整个除霜过程中经气态制冷剂传递的能量之比。指出热气除霜效率约为 15%~25%。除霜损失主要是从加热的盘管散失到周围环境中的热量,以及高压制冷剂节流到低压过程的节流损失。

Baxter 于 1985 年对一台 10kW 热泵的实测表明,除霜增加的能耗占整个供热季节总能耗的 10.2%^[17]。

国内研究人员认为风冷热泵机组逆循环除霜,制冷剂吸收的能量来自以下几个方面:水侧换热器水温降低所提供的热量,水侧换热器板片降温所提供的热量,压缩机做功,压缩机壳体降温所释放的热量。而除霜能耗主要是:霜层温度升高所需的热量,霜层融解所需的融解热,风侧换热器翅片及铜管升温所需的能量,散失到周围环境中的热量。因此建议采用变频压缩机、热气旁通法(不改变机组运行模式)以及蓄热式压缩机等方法来降低除霜能耗^[18,19]。

有关研究讨论了风冷热泵热气除霜时除霜总负荷的计算^[20],将除霜负荷分为预热负荷和除霜负荷两部分,对每部分负荷的算法作了介绍。这个模型相比 Krakow 计算蒸发器表面除霜过程分为四个阶段的模型来说是简单的。

2.3 热泵除霜自动控制

除霜控制的最优目标是按需除霜,实现机理是利用各种检测元件和方法直接或间接检测蒸发

器表面的结霜状况,判断是否启动除霜循环,在除霜达到预期效果时,及时中止除霜。热泵除霜自动控制是除霜研究中的一个难点,也是除霜研究的一个热点。目前除霜控制方法大致有:

(1)定时控制法:早期采用的方法,在设定时间时,往往考虑了最恶劣的环境条件,因此,必然产生不必要的除霜动作。

(2)时间—温度法:这是目前普遍采用的一种方法。当除霜检测元件感受到蒸发器翅片管表面温度及热泵制热时间均达到设定值时,开始除霜。这种方法虽有进步,但由于检测盘管温度设定为定值,不能兼顾环境温度高低和湿度的变化。在环境温度不低而相对湿度大较大时或环境温度低而相对湿度较小时不能准确的把握除霜切入点,容易产生误操作。而且这种方法对温度传感器的安装位置较敏感。常见的中部位置安装,易造成结霜结束的判断不准确,除霜不净^[21]。

(3)自修正除霜控制法^[21]:考虑四个除霜控制参数:最小热泵工作时间 T_R ,最大除霜运行时间 T_C ,盘管温度与室外温度的最大差值 t ,结束除霜盘管温度 θ 。除霜判定:热泵连续运行时间大于 T_R 且盘管温度与实验室外温度差等于 t 时,开始除霜;除霜运行时间等于 T_C 或盘管温度大于 θ 时结束除霜。自修正是指根据制冷系数,结构参数和运行环境等,结合除霜效果对 t 修正。这种除霜方法涉及因素多,检测自控复杂,修正实际操作困难。

(4)空气压差除霜控制法:由于蒸发器表面结霜,蒸发器两侧空气压差增大,通过检测蒸发器两侧的空气压差,确定是否需要除霜。这种方法可实现根据需要除霜,但在蒸发器表面有异物或严重积灰时,会出现误操作。

(5)最大平均供热量法^[22]:引入了平均供暖能力的概念,认为对于一定的大气温度,有一机组蒸发温度相对应,此时机组的平均供暖能力最大。以热泵机组能产生的最大供热效果为目标来进行除霜控制。这种除霜方法具有理论意义,但怎样得到不同机组在不同气候条件下的最佳蒸发温度,实施有一定的困难。

(6)模糊智能控制除霜法^[22]:将模糊控制技术引入空气源热泵机组的除霜控制,整个除霜控制系统由数据采集与 A/D 转换、输入量模化、模糊推理、除霜控制、除霜监控及控制规则调整五个功能模块组成。通过对除霜过程的相应分析,对除

霜监控及控制规则进行修正,以使除霜控制自适应机组工作环境的变化,达到智能除霜的要求。这种控制方法的关键在于怎样得到合适的模糊控制规则和采用什么样的标准对控制规则进行修改,根据一般经验得到的控制规则有局限性和片面性。若根据实验制定控制规则又存在工作量太大的问题。

(7)霜层传感器法:蒸发器的结霜情况可由光电或电容探测器直接检测,这种方法原理简单,但涉及高增益信号放大器及昂贵的传感器,作为实验方法可行,实际应用经济性较差。

(8)室内、室外双传感器除霜法:室外双传感器除霜法——通过检测室外环境温度和蒸发器盘管温度及两者之差作为除霜判断依据,这种方案在 20 世纪 90 年代初期日本松下、东芝、三洋等公司的分体空调器中广泛采用^[23]。这种方法未考虑湿度的影响。室内双传感器除霜法——通过检测室内环境温度和冷凝器盘管温度及两者之差作为除霜判断依据。这种方法避开对室外参数的检测,不受室外环境湿度的影响,避免室外恶劣环境对电控装置的影响,提高可靠性,且可直接利用室内机温度传感器,降低成本。目前在这种除霜控制方法为很多厂家采用。

此外还有很多除霜控制方法,如最佳除霜时间控制法^[24],最大周期供热系数法^[15]等。

2.4 改进热泵除霜性能的其它方法的研究

对于有高压贮液器和气液分离器的热泵系统,通过大量研究发现这两个部件对除霜有重要影响。Nutter 采用涡旋压缩机的家用热泵作热气除霜实验^[25],该系统在制热和除霜模式下分别采用短管和热力膨胀阀作节流机构。实验中发现,从系统中除去吸气管路上的气液分离器可降低 10% 的除霜时间,而且整个系统综合 COP 只降低了 2%。

Nutter 还将电热阻放在气液分离器底部,除霜时直接加热液态制冷剂,同时把电阻丝缠绕在气液分离器的外壳上以主动的方式加快分离器内制冷剂的蒸发^[26]。实验结果显示,系统综合 COP 上升了 3.1%,而除霜循环时间缩短了 11%,缩短的除霜时间主要是蒸发器表面冷凝水排水时间减少了 1min。

有关研究设计了一个双蒸发器贮液融霜系统:在贮液器的出液管上分两路由电磁阀控制,供液制冷,同时贮液器上方另外引出两根除霜管,为

冷风机提供贮液冲霜。当一台冷风机除霜运行时,另一台仍保持制冷运行,除霜蒸发器所产生的冷凝液与制冷蒸发器的回气一起经气液分离器分离,回气进入压缩机吸气管。贮液器融霜时间与大气温度、冷凝压力有关,当冷凝温度和冷凝压力维持在较高值时,除霜效果好。当需要加快融霜速度时,可以人为地调节,提高冷凝压力。可根据融霜所需热量,充注足够的制冷剂,保证制冷剂存量,再选用适当的排气管径可有效控制除霜时间。这种贮液器除霜系统虽然针对的是制冷装置,但除霜机理与热泵热气除霜一致,经简单改造可适用于热泵除霜。

一般情况下,为了减少除霜时热量向周围环境的散失,除霜循环过程中室外风机始终是停机的。Anand研究了除霜时风机预启动对系统压力瞬态变化的影响^[27]。认为除霜结束系统恢复供热时,要经历一个高压侧和低压侧对接的过程,这一过程对压缩机和制冷剂管路都存在机械冲击,对系统稳定性和寿命都是不利的。在结束除霜前可预先启动室外盘管的风机,加速冷却盘管,降低冷凝压力,可以减轻其后结束除霜时系统压力剧烈振荡对系统的冲击。实验分 20、40、60s 三种时间段预启动风机考察其对系统的作用,得出结论,提前 20s 启动风机对降低系统压力瞬态振荡最为有利。

1997年日本 TOSH D 在实验中分析了单根水平结霜盘管位于气固粒子流态床中的热传递及除霜特性^[28]。所谓的气固粒子流即温度为 -7°C , RH 为 80%, 夹杂一定霜晶体积比的空气。实验发现气固粒子流可有效改善除霜过程的热传递特性。这与风机预启动对蒸发器表面霜层具有相似的作用机理。

Payne 采用分步除霜法进行了实验研究^[29]。相对于正常的逆循环除霜,分步除霜法分两种情况:

(1) 机组正常启动除霜动作,当室外换热器底部盘管的出口温度达到 1.7°C 时,机组停机,即关闭压缩机,然后让盘管凝结水自然排放,直到整个除霜时间达到 10min 为止;

(2) 机组正常启动除霜时先停机 5min 再启动除霜动作,除霜运行时间为 5min。结果表明,这两种分步除霜法均可降低除霜能耗。前者至少降低 22% 除霜能耗,没有缩短除霜间隔时间;后者降低了 25% 除霜能耗,但两次除霜间隔时间却减少了

5.25%。Payne 指出,这两种分步除霜法是建立在假设——除霜期间机组提供室外盘管的能量可以保证冷凝水从盘管排走并不会重新冻结。可见,这种除霜方法是有一定条件的,能否满足这种条件与具体热泵有关。

上海交大在对蓄能和热水器复合空调器的冬季运行试验研究中采用蓄热除霜方法^[30],热泵制热运行达到除霜条件时,通过控制相应阀门的开关,使从室内换热器出来的制冷剂经节流后进入蓄热槽中的盘管蒸发取热,然后进入室外换热器除霜。这种方法的最大特点是在除霜时四通阀不用换向,仍然是制热方式,同时向室内供热,在低温时能达到较高的制热系数。

改善除霜循环性能的方法还有很多,如:改变蒸发器翅片的排列方式^[31];对蒸发器翅片管表面进行亲水性或憎水性处理^[32]等。

3 空气源热泵热气除霜问题研究现状总结及研究方向展望

通过对国内外关于空气源热泵逆循环除霜文献的分析可以看出,目前研究还没有很好的解决几个方面问题:

(1) 空气源热泵热气除霜是一个涉及固—液、液—气的多相变,时变性强的传热传质过程,其规律还没有完全为人掌握。

(2) 除霜时,室外侧换热器内部制冷剂、翅片管壁、霜层,环境空气之间的热质交换机理尚不完全清楚,全面、真实反映这一热质交换物理过程的蒸发器除霜动态数学模型尚未看到,目前存在的模型多依赖实验测得的参数,且过于复杂,通用性不足。

(3) 对于系统来说,除霜过程是一个制冷剂质量、流速、压力在各部件中重新分配,并建立新的平衡的动态过程,制冷剂质量迁移,部件内压力变化的特性研究还不是很充分,已有的能反映这一瞬态变化的系统动态模型还很不完善。

(4) 节流机构,高压贮液器、气液分离器在除霜过程中的作用机理尚不完全明了,有必要进一步探索这些部件的除霜特性。除霜时节流机构往往成为增大制冷剂的质量流量的瓶颈,如何保证节流装置根据系统要求控制制冷剂的流量是节流装置特性的优化方向。

(5) 除霜自动控制方法很多,相比而言,较完

善,应用较多的是室内侧双传感器控制法,但这种控制方法在结束除霜的判断依据及其理论基础需要深入分析。

(6)除霜的能量来自压缩机耗功、系统本身固有热量传递,以及从供热环境空间吸热,这必然造成供热环境空间热舒适性的恶化,是除霜不稳定的内在原因。因此,寻找合适的除霜能量供给方式是保证除霜稳定的一个决定因素。

参考文献

- [1] Sanders C T. Frost formation: The influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers[D]. Nether lands, Hogeschool, Delft, Netherlands, 1974.
- [2] Niederer D H. Frost and defrosting effects on coil heat transfer[C]. ASHRAE Transactions, 1976, 82 (1): 467-473.
- [3] Neal D L O', Peterson K T. Refrigeration System Dynamics During the Reverse Cycle Defrost [C]. ASHRAE Trans, 1989, 95 (2): 689-698.
- [4] Krakow K I, Yan L, Lin S. A Model of Hot-Gas Defrosting of Evaporators-Part 1: Heat and Mass Transfer Theory[C]. ASHRAE Trans, 1992, 98 (1): 451-461.
- [5] Hoffenbaker N, Klein S A, Rendl D T. Hot gas defrost model development and validation. International Journal of Refrigeration[J]. 2005, 28 (1): 605-615.
- [6] 史建春. 两种不同节流系统对融霜的影响 [J]. 流体机械, 1994, 22 (7): 60-63.
- [7] 黄东, 袁秀玲, 张波, 等. 节流机构对风冷热泵逆循环除霜性能的影响 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2004, 36 (5): 697-700.
- [8] Neal D L O', Peterson K. A comparison of orifice and txv control characteristics during the reverse-cycle defrost[C]. ASHRAE Trans, 1990, 96 (1), 337-342.
- [9] Neal D L O', Peterson K. Effect of short-tube orifice size on the performance of an air source heat pump during the reverse-cycle defrost[J]. Int. J. of Refrigeration, 1991, 14 (1): 52-57.
- [10] 仲华, 唐双波, 陈芝久. 轿车空调蒸发器除霜实验研究 [J]. 流体机械, 2001, 29 (1): 44-46.
- [11] Krakow K I, Lin S, Yan L. An idealized model of reversed-cycle hot gas defrosting-part 1: theory [C]. ASHRAE Trans, 1993, 99 (2): 317-328.
- [12] Krakow K I, Lin S, Yan L. An idealized model of reversed-cycle hot gas defrosting-part 2: experimental analysis and validation [C]. ASHRAE Trans, 1993, 99 (2): 329-338.
- [13] 黄虎, 李志浩, 虞维平. 风冷热泵冷热水机组除霜过程仿真 [J]. 东南大学学报, 2001, 31 (1) 52-56.
- [14] 刘志强, 汤广发, 赵福云. 风冷热泵除霜过程动态特性模拟和实验研究 [J]. 制冷学报, 2003, 3: 1-5.
- [15] 刘志强. 空气源热泵机组动态特性及性能改进研究 [D]. 长沙: 湖南大学博士学位论文, 2003, 5.
- [16] Støcker W F, Lux J J, etc. Energy Consideration in Hot-Gas Defrosting of Industrial Refrigeration Coils [C]. ASHRAE Trans, 1983, 89 (2A): 549-573.
- [17] Baxter V D, Moyers J C. Field-measured cycling, frost and defrosting losses for a high efficiency air source heat pump [C]. ASHRAE Trans, 1985, 91 (1).
- [18] 任乐, 陈旭峰, 袁秀玲. 关于风冷热泵除霜问题的研究 [J]. 制冷, 2003, 22 (3): 13-16.
- [19] 陈旭峰, 任乐, 袁秀玲. 能量分析法在空气源热泵除霜中的应用 [J]. 制冷空调与电力机械, 2003, 24 (2): 11-14.
- [20] 罗鸣, 谢军龙, 沈国民. 风冷热泵机组中的热气除霜方法 [J]. 节能, 2003, 5: 12-14.
- [21] 王铁军, 唐景春, 刘向农. 风源热泵空调器除霜技术实验研究 [J]. 低温与超导, 2003, 31 (4): 65-68.
- [22] 陈汝东, 许东晟. 风冷热泵空调器除霜控制的研究 [J]. 流体机械, 1999, 27 (2): 55-57.
- [23] 雷江杭, 丁小江. 热泵空调器除霜分析 [J]. 制冷, 1999, 18 (4): 26-28.
- [24] Allard J, Heinzen R. Adaptive defrost [J]. IEEE Transactions on Industry Application, 1988, 24 (1): 39-42.
- [25] Nutter, Darin W D L. O'Neal Impact of the suction line accumulator on the performance of an air-source heat pump with a scroll compressor [J]. ASHRAE Trans, 1996, 102 (1): 284-290.
- [26] Nutter, Darin W D L. O'Neal Shortening the defrost cycle time with active enhancement within the suction-line accumulator of an air source heat pump [C]. Proceedings of the ASME Advanced Energy Systems Division, 1996: 59-67.
- [27] Anand N K, Schliesing J S, D L O'Neal Effect of outdoor coil fan pre-start on pressure transients during the reverse cycle defrost of a heat pump [C]. ASHRAE Trans, 1989, 95 (2), 699-704.
- [28] Toshio Aihara, Taku Ohara, etc. Heat transfer and defrosting characteristics of a horizontal array of cooled tubes immersed in a very shallow fluidized bed [C]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1997, 40 (8): 1807-1815.

(下转第 43 页)

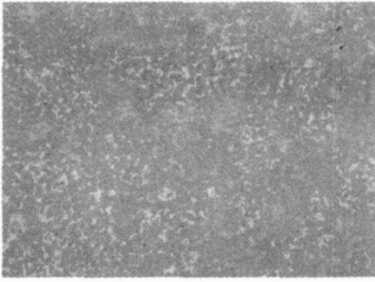


图 5 喷雾造粒工艺 RBSC金相显微组织

3.4 喷雾造粒粉制备的反应烧结 SiC机械密封环

用喷雾造粒粉体制备的反应烧结 SiC陶瓷经过研磨加工后,生产的机械密封环如图 6所示。

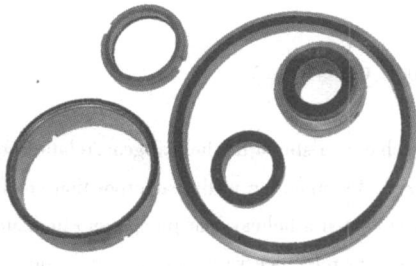


图 6 喷雾造粒工艺 RBSC机械密封环

4 结论

(1)采用水基料浆喷雾造粒工艺处理的粉体与传统工艺处理的粉体相比,粉体的流动性能得到明显改善,适用于连续自动干压成型,提高生产

效率,因此可以广泛应用到碳化硅陶瓷生产中。

(2)在喷雾造粒粉成型中避免了传统工艺的热压成型,但只有当成型压力足够大时造粒粉中存在的硬团聚才能够被破坏。根据素坯密度-压力曲线,实际生产中成型压力选择 140MPa较为适宜。

(3)采用新工艺制备出密度为 3.10 g/cm^3 ,游离硅含量为 8.22wt%,硬度(HRA)90,抗折强度为 434MPa的反应烧结碳化硅密封材料,主要性能高于传统工艺和行业标准,达到国外同类产品技术指标。

参考文献

- [1] 高积强,金志浩.碳化硅陶瓷及其工程应用[J].陶瓷工程,1997,(增刊):13-19.
- [2] 殷声.现代陶瓷及其应用[M].北京:北京科学技术出版社,1990.
- [3] 江东亮.精细陶瓷材料[M].北京:中国物资出版社,2000.
- [4] 武七德,洪小林,黄代勇.反应烧结碳化硅研究进展[J].硅酸盐通报,2002,(1):29-33.
- [5] 冯绪胜,刘洪国,郝京诚,等.胶体化学[M].北京:化学工业出版社,2005.
- [6] 黄政仁,江东亮,谭寿洪.喷雾造粒 SiC粉料在成型过程中的破坏行为[J].硅酸盐学报,2000,28(3):204-209.

作者简介:李志强(1963-),男,高级工程师,主要从事先进陶瓷、耐火材料及其制品的研发及生产,通讯地址:325604浙江杭州市乐清柳市新民浙江东新密封有限公司。

(上接第 72页)

- [29] Payne Vance, O'Neal Dennis L. Examination of alternate defrost strategies for an air source heat pump: multi-stage defrost[A]. American Society of Mechanical Engineers, Advance Energy systems Division (publication) AES, v28, recent research in heat pump design, Analysis, and application [C]. 1992, (28): 71-77.
- [30] 王少为,刘震炎,赵可可,等.蓄能和热水器复合空调器的冬季运行试验研究[J].流体机械,2004,32(9):45-48.
- [31] Richard J Watters, D L O'Neal, et al. Effect of fin

staging on frost/defrost performance of a two-row heat pump evaporator under heavy frosting conditions [J]. ASHRAE Trans, 2001, 107(1): 250-258.

- [32] Sung Jhee, Kwan-Soo Lee, et al. Effect of surface treatments on the frosting/defrosting behavior of a fin-tube heat exchanger[J]. Int. J. of Refri 2002, 25: 1047-1052.

作者简介:韩志涛(1974-),男,博士研究生,通讯地址:150090黑龙江哈尔滨市南岗区海河路 202号哈工大二校区研究生 1公寓 471寝室。