

高温热泵系统中非共沸工质的非完全冷凝现象*

高 攀 赵 力

(天津大学机械工程学院 天津 300072)

摘要：为了完善高温热泵系统的性能，首先针对非共沸混合工质进行了理论循环研究，论述了非共沸混合工质在系统冷凝器中发生非完全冷凝的可能性，并分析了该现象对系统参数造成的影响。然后，针对非完全冷凝现象设计了试验方案，并在水—水热泵试验台上进行了多流量、多温度和多频率的试验研究，成功地捕捉到非完全冷凝试验现象，而且初步发现了该现象和部分系统运行参数之间的关系，这可为合理制定高温热泵的调控策略提供帮助。

关键词：高温热泵 非共沸工质 非完全冷凝 试验研究

中图分类号：TK519

0 前言

热泵是一种高效节能装置，根据热泵系统冷凝温度的不同，可将热泵系统分为常温热泵和高温热泵。高温热泵系统的应用具有如下意义：首先，大量的工业余热为其解决了低温热源问题，这就可以使热泵既充分利用其他方法较难利用的工业余热，又以远高于其他供热方式的效率(热泵系统循环效率一般为 3 以上)提供热能。从 ASHRAE 对美国 and 加拿大等地的调查结果看，这一思路的前景是乐观的^[1]；其次，工业余热经热泵利用后，能以较低的温度排放，减少了对环境的热污染；再次，应用热泵供热对降低温室效应也具有积极作用，与燃煤锅炉相比，通过节约燃料，其二氧化碳排放量可降低 30%~50%^[2]。

当前，针对高温热泵的研究大都集中在循环工质的选择上。PAYNE 等^[3]对用 R32/R290、R32/R152a 和 R290/R600a 为工质的热泵制冷制热性能进行了测试；SUKUMAR^[4]等于 1994 年对当时已提出的 HFCs 和 HFEs 纯质进行了理论循环分析。计算的冷凝温度范围为 80~120℃，对所有物质均指定循环条件为无过冷、无过热、无压降、绝热压缩，温升 40℃。结果表明，R143 和 R134 的制热系数(COP)相对较高，上述成果主要是从非共沸混合工质的热力学循环性能研究中得到的。国内，清华大学^[5]申报了 R124/R142b/R600a 混合工质专利，给定高温水源热泵的冷凝温度为 90℃。上海交通大学利用混合工质 R22/R141b 将冷凝水从 70℃ 加热 80℃，并针对压缩机频率和 COP 的关系进行了初步的研究^[6]。

天津大学自 20 世纪 80 年代末开始针对高温热泵开展了一系列的研究工作，其中包括在固定温升为 40℃，冷凝温度为 60~80℃，过热度为 10℃ 左右，过冷度为 5℃ 左右的条件下，对 R142b、R227ea/R600、R22/R142b 和 R124/R141b 工质进行了理论循环分析和热泵性能试验研究^[7]；利用 R22/R142b/R21 和 R290/R600a/R123 等混合工质，得到了热泵出口水温 85℃、COP 在 3 以上的试验结果^[8]；最近又将冷凝温度升高 98℃，提供了 95℃ 的冷凝水^[9]。

上述已有研究在高温热泵工质方面做出了积极的探索，但相关研究大都处于非共沸混合工质的简单热力学循环分析及初步试验验证阶段，尚不足以作为高温热泵系统的实际运行提供充分的理论保障，尤其是针对非共沸工质在冷凝器和蒸发器中的传热特性研究相对较少。

1 理论分析

目前，用于高温热泵的循环工质大都属于非共沸工质，该类工质由于相变时存在不同程度的温度滑移，从而有可能与换热流体的温度变化相匹配，达到减少由温差传热产生的可用能损失的目的，但温度滑移也引出了一些特殊问题，其中最主要的是非完全相变问题。借助图 1 进行非共沸工质发生非完全冷凝的可能性分析。

设在冷凝器中非共沸工质的换热流体为水。当水流量没有超过极限流量时，非共沸混合工质和水在冷凝器中的冷凝换热比较正常，工质在冷凝过程中的温度从冷凝器进口处的 q_{fin} 降到出口处的 q_{fout} ，同时水由进口处的 q_{win} 被加热到出口处的 q_{wout} ，在全过程中换热温差基本不变；当冷凝器进口水温不变，而水流量超过极限流量时，水由进口处的 q_{win}

* 国家自然科学基金资助项目(50476062)。20050104 收到初稿，20050821 收到修改稿

被加热到出口处的 q'_{wout} , 由于 q'_{wout} 相比 q_{wout} 有了明显的下降, 导致工质的进口温度由 q'_{fin} 降低到 q'_{fin} , 在此工况下, 工质要被完全冷凝下来, 应该从 q'_{fin} 变化到 $q'_{f'out}$, 然而在此温度滑移过程中, 于 q'_{fmid} 处和水的温度近乎相等了, 由于传热温差的急剧变小, 导致在此工况下, 工质的冷凝温度曲线成为了 $q'_{fin}-q'_{fmid}-q'_{f'out}$, 最终造成工质不能被完全冷凝, 冷凝器的一部分换热面积被浪费了。由于以上原因, 尽管冷凝温度有所下降, 但实际制热量的大幅度减少造成了系统 COP 的明显下降。

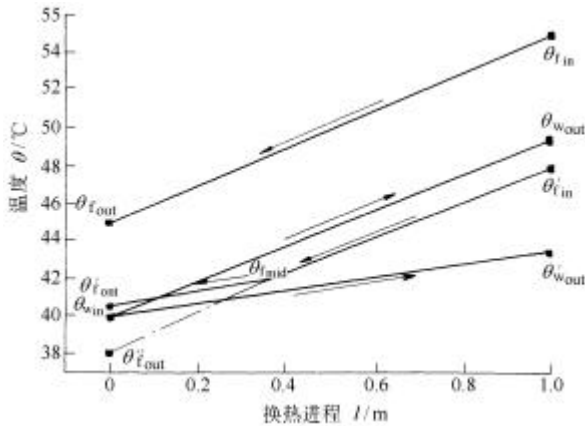


图1 非共沸工质在冷凝器中的换热分析

非完全冷凝现象是非共沸工质在制冷、热泵系统中的特有现象(纯工质不可能发生此类情况的非完全相变, 如图2所示), 它的出现将严重影响系统的运行效率, 所以有必要明确该现象发生的条件和内部规律, 制定合理的系统控制策略, 防止系统进入非完全相变工作区。然而, 要发现这些规律, 单单依靠理论分析是不够的, 相应的试验研究必须被进行。

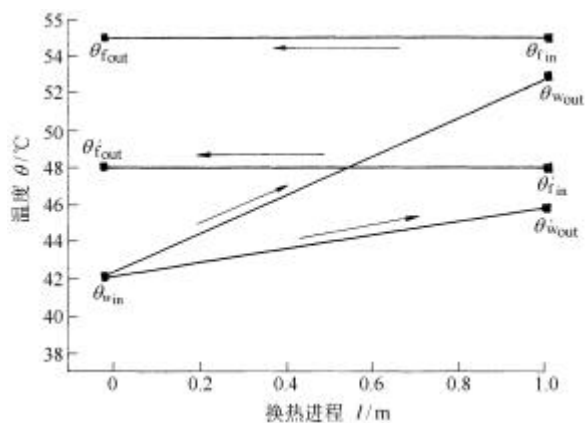


图2 纯工质在冷凝器中的换热过程

2 试验研究

2.1 调节参数的选取

在高温热泵系统中, 可以调控的参数很多, 但

高温热泵系统的输出和用户需求之间的能量匹配是核心问题, 所以冷凝器侧的水流量、进水温度和压缩机的输入电流频率这三个参数相比其他参数要更加重要。原因如下: 在现有的大多数建筑物中, 自然对流散热器被用作供热系统的末端散热装置, 而用户可以根据各自的舒适度和经济性来调整热水流量, 所以水流量的改变反映了热用户的需求, 而进水温度基本反映了用户当前的实际温度, 在这种需求下高温热泵系统的运行状况主要由控制压缩机转数的变频器来完成, 所以如果把该能量匹配问题视为一个控制问题, 那么冷凝器侧的水流量(即热用户的水流量)是干扰量, 而变频器输出的电流频率是控制量, 而进水温度是控制结果。综上所述, 在研究高温热泵系统的非完全冷凝时, 应把变频器的输出频率、冷凝器侧的水流量和进水温度作为系统调节参数。

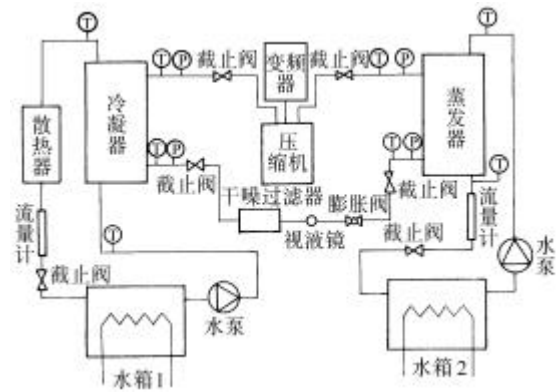


图3 高温热泵系统试验系统图

2.2 高温热泵系统

试验台的说明。该试验台是单级蒸汽压缩式热泵系统试验台, 整个系统分为两大部分。其一为工质循环系统, 主要包括全封闭压缩机(额定功率 2 kW)、冷凝器、蒸发器(均采用换热面积为 0.79 m^2 的钎焊板式换热器)、变频器(额定功率 4 kW)和膨胀阀; 其二为水系统, 它包括蒸发器侧用于模拟低温热源的水箱(含电加热器)、泵、阀门和调压器等, 以及冷凝器侧用于模拟高温热源的循环水系统, 包括水箱(含电加热器)、散热器、泵、阀门和调压器等。另外, 温度和压力信号的采集由工控机来完成(温度测量精度为 $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$, 压力测量精度为 0.1 kPa), 冷凝器水侧和蒸发器水侧的流量由人工采集(精度为 0.01 kg/s)。

试验过程说明。首先, 在热泵系统密闭性良好的情况下, 对系统抽真空, 然后充入高温热泵非共沸混合工质; 接下来, 检查两水箱水位, 在水量合适的前提下, 打开水箱 1 和水箱 2 中的加热器和两

个水泵，调整阀门开度，使冷凝器和蒸发器的水流量处于设定位置，冷凝器侧流量为 0.174 kg/s，蒸发器侧的流量为 0.153 kg/s；接下来，等到水箱 1 和水箱 2 的水温都达到 40 左右时，打开热泵系统；利用调压器和蒸发器水侧阀门来调节水箱 2 的水温，使其保持在 40 左右，调节水箱 1 中的加热器和散热器的散热量，使冷凝器水侧入口稳定在 30 左右，待温度稳定到设定值后，开始记录数据。人工读数为 10 min 一次，计算机采集频率为 20 次/min。每 30 min 利用变频器调整一次压缩机的输入频率，一共变 5 个频率(30 Hz、35 Hz、40 Hz、50 Hz、55 Hz)。待 5 组不同频率的试验完成之后，调整冷凝器侧的水流量，使其到达另一个流量设定点(整个试验过程共取了 5 个设定流量，即 0.174 kg/s，0.144 kg/s，0.114 kg/s，0.084 kg/s 和 0.054 kg/s)，同时保持水箱 1 和水箱 2 中的水温仍为 40 左右，再按照上述 5 组频率进行试验并记录数据。待 25 组工况完成后，调节水箱 1 的温度为 50，同时保持水箱 2 的温度仍为 40，再重复上述调节频率和流量的试验研究，全部试验由 50 组工况组成。

2.3 试验数据分析

根据在两种冷凝器进口温度 30 和 50 下获得的试验数据进行了分析和绘图。图 4 和图 5 分别表示进口温度 30 时，两种流量下压缩机频率由 30 Hz 变化到 55 Hz 时，冷凝器的工质进出口温度和换热流体(水)的进出口温度变化。两类流体为全逆流换热，在正常情况下工作时，工质的进口温度应为最高温度，而水的进口温度应为最低温度，从而保证冷凝器内的换热量。压缩机频率的变化是由小到大的，每一种频率的持续时间均为 30 min。通过理论分析可知，在进口水温和流量基本不变的情况下，增大压缩机的频率，将增大压缩机的做功，换热后冷凝器出口的水温会升高，所对应的工质的出口温度也应升高。

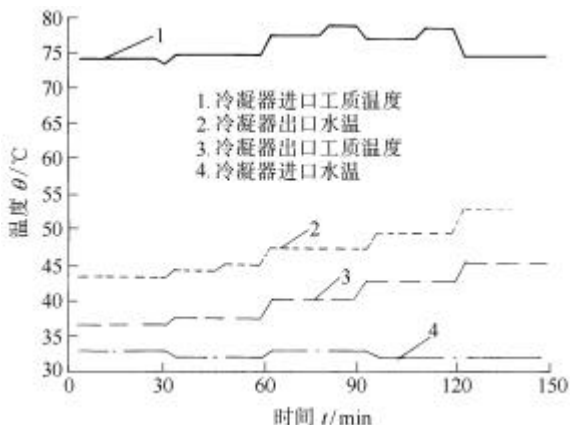


图 4 流量 0.084 kg/s 温度 30 时的温度变化

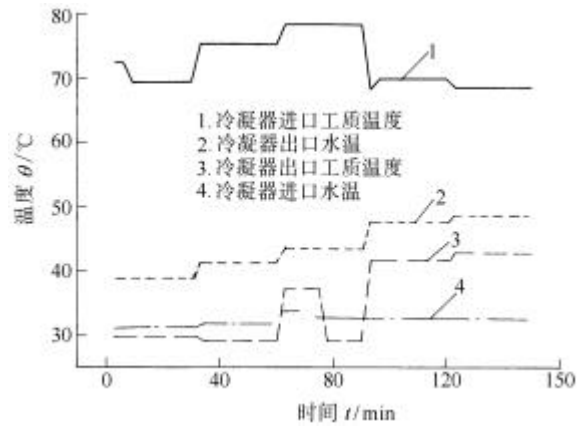


图 5 流量 0.114 kg/s 温度 30 时的温度变化

图 4 中的四条曲线反映了水流量为 0.084 kg/s、进口水温为 30 时，压缩机频率变化下两种流体在冷凝器的进出口温度。可以发现：冷凝器的进口水温被保持在 32 左右，冷凝器工质进口温度没有明显的变化规律，在 76 左右波动；而冷凝器工质的出口温度和出口水温受频率的影响非常明显，随着频率的增加，呈现阶梯状上升。同时，通过冷凝器出口的视镜观察，没有发现气泡，说明工质在此 5 种工况下均完成了冷凝过程，系统运行正常。图 5 中的四条曲线则反映了另一水流量 0.114 kg/s 下的情况，冷凝器的进口水温仍被保持在 32 左右，工质进口温度波动增大，在 68~78 之间，但相比图 4 有所下降，这是由于水流量增大，冷凝温度有所降低所致；出水温度仍表现出随频率增加而升高的阶梯状现象，反常之处在工质的出口温度，它相比图 4 有了明显的变化，在频率为 30 Hz 和 35 Hz 时，它竟然低于水的进口温度，这在理论上是不可能的。这种现象说明此工况下，工质的出口温度和水的进口温度已经非常接近，由于热电偶本身的测量误差导致工质的温度低于水的温度，同时观察视镜发现了大量气泡，说明此时工质处于两相状态，在冷凝器中没有完成冷凝，即此时发生了非完全冷凝现象。随着频率的增加，非完全冷凝现象有所缓解，当频率为 50 Hz 和 55 Hz 时，工质的非完全冷凝现象消失，系统运行恢复正常。

比较图 4 和图 5，发现非完全冷凝现象发生的机率随着水流量的增加和频率的降低而呈现增加的趋势。

为了反映进水温度对非完全冷凝现象的影响，图 6 和图 7 给出了进水温度为 50，流量为 0.054 kg/s 和 0.084 kg/s 时，工质和水在冷凝器进出口的温度变化。图 6 中的四条曲线反映了水流量为 0.054 kg/s、进口水温为 50 时，压缩机频率变化下两种流体在冷凝器的进出口温度。可以发现：冷

凝器的进口水温被保持在 50 左右, 冷凝器工质进口温度基本随着频率的增加而升高, 在 88~98 之间, 相比图 4 有明显升高, 这是由于水流量的减小和进口水温的升高而造成的; 而冷凝器工质的出口温度和出口水温受频率的影响非常明显, 随着频率的增加, 呈现阶梯状上升。同时, 通过冷凝器出口的视液镜观察, 没有发现气泡, 此时系统所表现出的现象同图 4 类似, 也说明工质在此 5 种工况下完成了冷凝过程, 系统运行正常。图 7 中的四条曲线则反映了另一水流量 0.084 kg/s 下的情况, 冷凝器的进口水温仍被保持在 50 左右, 工质进口温度基本随着频率的增加而升高, 在 86~95 之间, 但相比图 6 有所下降, 这是由于水流量增大导致冷凝温度降低所致; 出水温度仍表现出随频率增加而升高的阶梯状现象, 反常之处亦在工质的出口温度, 它相比图 6 有了明显的变化, 在频率为 30 Hz 时, 它和水的进口温度近乎相等, 同时观察视液镜发现了明显的气泡, 说明此时工质处于非完全冷凝状态。随着频率的增加, 非完全冷凝现象有所缓解, 当频率为 35 Hz、40 Hz、50 Hz 和 55 Hz 时, 工质的非完全冷凝现象消失, 系统运行恢复正常。

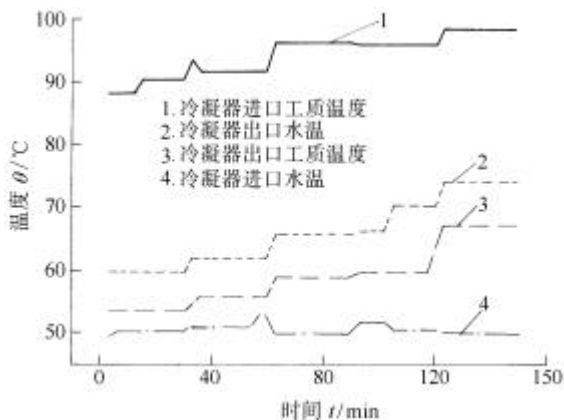


图 6 流量 0.054 kg/s 温度 50 时的温度变化

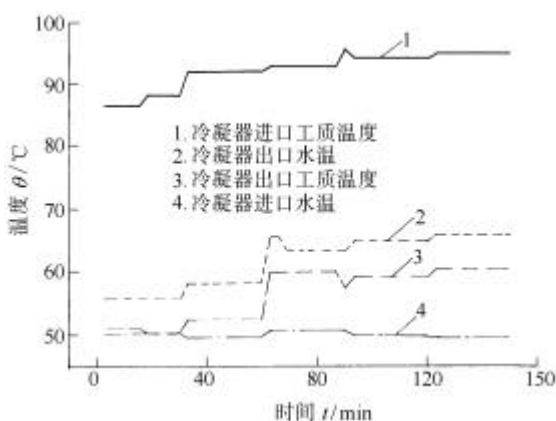


图 7 流量 0.084 kg/s 温度 50 时的温度变化

比较图 6 和图 7, 也得到了相同的结论, 非完

全冷凝现象发生的机率随着水流量的增加和频率的降低而呈现增加的趋势。综合图 4~7, 还发现非完全冷凝现象发生的机率随着进水温度的升高而增加。

为了说明非完全冷凝对高温热泵系统的影响, 利用图 8 和图 9 分析了进水温度为 30 和 50 时, 水流量和压缩机频率对系统制热系数(COP)的影响。图 8 中的 5 条曲线的斜率基本是小于 0 的, 这说明系统的 COP 随着频率的升高而降低, 这是因为频率升高导致冷凝温度升高的原因, 同时也说明在进水温度 30 时, 频率的改变对非完全冷凝现象的影响较小; 理论上, 水流量的增大会导致冷凝温度的下降, 从而引发 COP 的升高, 但由于非完全冷凝现象的出现使得该规律有所改变。图 8 中, 当频率为 30 Hz, 流量从 0.054 kg/s 增大到 0.114 kg/s 时, COP 是在逐步升高, 但当流量进一步增加时, COP 却突然下降了, 这正说明非共沸工质冷凝过程中存在某一极限流量, 当超过这一极限流量后, 非完全冷凝现象将会发生, 系统的 COP 将会迅速下降; 这一现象随着频率的升高而有所减弱, 如当频率为 55 Hz 时, 当流量升高到 0.174 kg/s 时, COP 才略有下降。这说明极限流量会随着频率的增加而升高, 非完全冷凝现象出现的机率会随着频率的增加而降低。

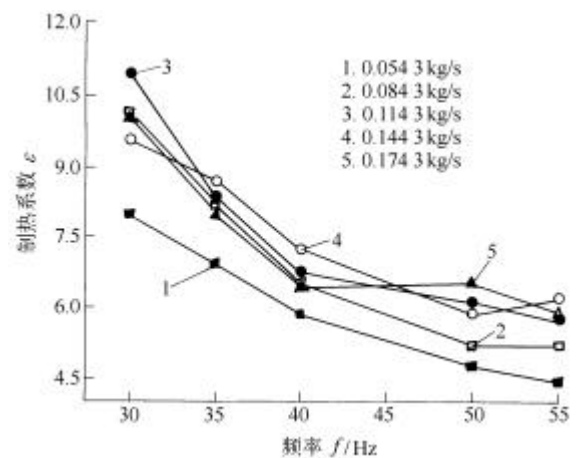


图 8 温度 30 时 COP 随流量和频率的变化

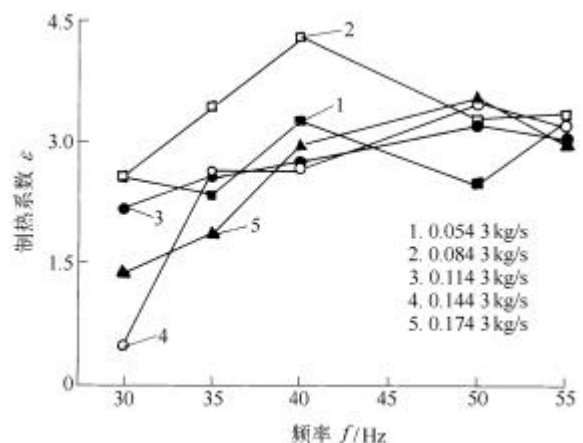


图 9 温度 50 时 COP 随流量和频率的变化

图9中, COP的变化规律较图8有了明显的不同, 它基本随着频率的增加而升高; 另外相比图8, 图9中的COP值有了明显的降低, 这是由于进水温度升高导致冷凝温度升高造成的。这说明进水温度的升高对COP的影响非常大, 非完全冷凝在此进水温度下发生的机率明显增加, 频率的增加仍然有助于工质的完全冷凝, 当频率为55 Hz时, COP随着频率而升高的趋势基本消失, 按此趋势分析, 当频率进一步增大后, 会出现和图8类似的现象, COP的斜率将由正变负。当频率为30 Hz时, 流量较小的两种工况的COP值最高, 这有别于通常的运行规律, 也说明系统正处于非完全冷凝阶段; 图9中COP的最高值并不是流量最小的工况, 说明系统的COP值是非完全冷凝、冷凝温度以及压缩机自身效率的综合反映, 其中当频率较小时, 非完全冷凝对COP的影响较大; 频率较高时, 冷凝温度对COP的影响较大。

上述分析结果也可从其他流量的工况分析中得出, 只是由于篇幅原因, 在此只给出了不同进水温度下, 两种不同流量的温度和COP变化。综合以上引发非完全冷凝现象的试验, 发现在高温热泵系统工作正常的前提下(此时非共沸工质处于完全相变状态), 保持蒸发器或冷凝器入口的换热介质温度, 提高换热介质流量; 或保持蒸发器或冷凝器入口的换热介质温度和流量, 以及工质的蒸气压力, 降低压缩机频率, 以上两种常见调控方式有可能引发非共沸工质在换热器内的非完全相变, 从而导致循环恶化。这实际系统的设计和运行中, 应当尽力避免。

3 结论

综合上述针对非共沸工质非完全冷凝现象的理论和试验研究, 得到如下结论。

(1) 在使用非共沸工质的制冷热泵系统中, 非完全冷凝现象有可能发生, 它将严重影响系统运行效率, 应当尽量避免。

(2) 非完全冷凝现象发生的机率随着冷凝器进水温度的升高、压缩机频率的降低和水流量的增大而增大。

(3) 在高温热泵正常工作时, 保持蒸发器或冷凝器入口的换热介质温度, 提高换热介质流量; 或保持蒸发器或冷凝器入口的换热介质温度和流量, 以及工质的蒸气压力, 降低压缩机频率, 这两种操作方式可以增大非完全冷凝现象发生的机率。

常温制冷、热泵系统如采用非共沸工质也有可能发生非完全冷凝现象, 但由于冷凝器换热流体进口温度不高以及变频压缩机的较少采用, 使得此现

象很少发生, 造成了对非完全冷凝现象研究的忽视。随着高温热泵的研究和推广应用, 这一现象成为了制约高温热泵高效、稳定运行的瓶颈, 必须加以深入的研究。虽然在试验的基础上捕捉到了非完全冷凝现象, 但还应利用热力学理论得到非完全冷凝现象是否发生的判别方程, 从而便于在高温热泵的调控策略中应用; 另外, 在高温热泵的蒸发器中也应存在非完全蒸发的可能, 它对系统的影响以及出现的条件还应得到相应的理论及试验的研究。

参 考 文 献

- [1] CANE R L D, CLEMES S B, FORGAS D A. Heating-recovery heat pump operating experiences[J]. ASHRAE Trans., 1994, 100(2): 165-172.
- [2] 卓存真. 国际热泵技术发展动态[J]. 制冷学报, 1994(1): 52-58.
- [3] PAYNE W V, PIOTR A. Domanski and Jaroslaw Muller[J]. NISTIR(U.S.A), 1996: 6 330.
- [4] SUKUMAR D, RAO PENDYALA V. Thermodynamic screening of some HFCs and HFEs for high-temperature heat pumps as alternative to CFC114[J]. Int. J. Refrig., 1994, 17: 338-342.
- [5] 史琳, 朱明善, 韩礼钟, 等. 一种高温水源热泵的制冷工质, 发明专利申请公开说明书[P]. 01120434.6, 2001-7-13.
- [6] LI T X, GUO K H, WANG R Z. High temperature hot water heat pump with non-azeotropic refrigerant mixture HCFC-22/HCFC-141b[J]. Energy Conversion and Management, 2002, 43(15): 2 033-2 040.
- [7] 陈东. 压缩式中高温热泵低环害循环工质的理论和试验研究[D]. 天津: 天津大学, 1997.
- [8] 赵力. 中高温地热热泵循环工质及系统智能调控的研究[D]. 天津: 天津大学, 2001.
- [9] WANG H, MA L, LI H. Working fluids for moderate and high temperature heat pumps[C]//Proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Guangzhou, 2002: 393-399.

INCOMPLETE CONDENSATION OF NON-AZEOTROPIC WORKING FLUIDS IN HIGH TEMPERATURE HEAT PUMPS

GAO Pan ZHAO Li

(School of Mechanical Engineering,

Tianjin University, Tianjin 300072)

(下转第 92 页)