

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-09
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250822001

基于系统建模的蒸汽压缩制冷系统泄漏诊断方法

高赞军^{1,2} 江宁³ 孔嘉麒³ 卢永杰³ 杨佳亮³ 严昱昊³ 韩晓红³

(1 中国航空工业集团公司金城南京机电液压工程研究中心 南京 211106; 2 航空机电系统综合航空科技重点实验室 南京 211106; 3 浙江大学制冷与低温研究所 全省制冷与低温技术重点实验室 杭州 310027)

摘要 制冷剂泄漏不仅导致系统性能衰减、能耗上升,更因其高GWP(全球变暖潜值,Global Warming Potential)或可燃性而加剧环境危害与安全风险,亟需发展快速、准确的泄漏检测与诊断方法。本文针对制冷量3.5 kW的家用空调制冷系统,采用模拟仿真方法,定量研究了不同泄漏率下系统各部件关键节点参数及系统性能参数的动态演变规律。在此基础上,提出并构建了一套基于系统建模的制冷剂泄漏检测与诊断方法。该方法旨在利用少量泄漏数据,实现对泄漏状态的严重程度评估,建立的制冷剂充注存量预测方程,在泄漏率低于12%时,预测误差保持在±5%以内。

关键词 制冷剂泄漏;制冷剂存量;制冷系统;泄漏检测

中图分类号:TB657;TP277

文献标识码:A

A Leakage Detection Method for a Vapor-Compression Refrigeration System Based on System Modeling

Gao Zanjun^{1,2} Jiang Ning³ Kong Jiaqi³ Lu Yongjie³ Yang Jialiang³
Yan Yuhao³ Han Xiaohong³

(1. AVIC Jincheng Nanjing Engineering Institute of Aircraft Systems, Nanjing, 211106, China; 2. Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Aero Electromechanical System Integration, Nanjing, 211106, China; 3. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, Zhejiang Provincial Key Laboratory of Refrigeration and Cryogenic Technology, Hangzhou, 310027, China)

Abstract Refrigerant leakage from a refrigeration system not only degrades the system performance and increases energy consumption but also aggravates environmental hazards and safety risks because of the high global warming potential or flammability of many refrigerants. Therefore, fast and accurate methods are required to detect and rectify refrigerant leaks. This study focused on a domestic air-conditioning refrigeration system with a cooling capacity of 3.5 kW. Using simulation methods, the dynamic evolution laws of the key node parameters of each component and the system performance parameters under different leakage rates were analyzed quantitatively. Based on the findings, a refrigerant inventory prediction model was developed for the key components. This model, integrated with the operational data, provides a new leakage detection and diagnosis method based on system modeling. This method aims to evaluate the severity of leakage using a small amount of leakage data. The developed refrigerant charge inventory prediction equation maintains the prediction error within ±5% when the leakage rate is below 12%.

Keywords refrigerant leakage; refrigerant inventory; refrigeration system; leakage detection

受全球气候变化与城市热岛效应的影响,全球气温呈现持续上升态势,世界范围内对制冷空调系统的需求量在多种因素的推动下不断增长^[1-2]。随着制冷系统装机量的持续攀升,制冷剂泄漏的问题也日益严峻。在制冷系统的稳定运行中,存在着一个确保系统性能与稳定性不受显著影响的制冷剂充注

量范围。在此阈值内,微量的制冷剂泄漏可能不会立即对制冷系统的运行性能及稳定性产生明显负面影响,但持续的泄漏会使系统性能参数偏离正常运行下的值,如图1所示。若未能对存在泄漏现象的制冷系统实施及时的检测与诊断,制冷剂的持续泄漏将不可避免地累积,最终导致制冷系统偏离其预设

基金项目:国家自然科学基金(52076185)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52076185).)

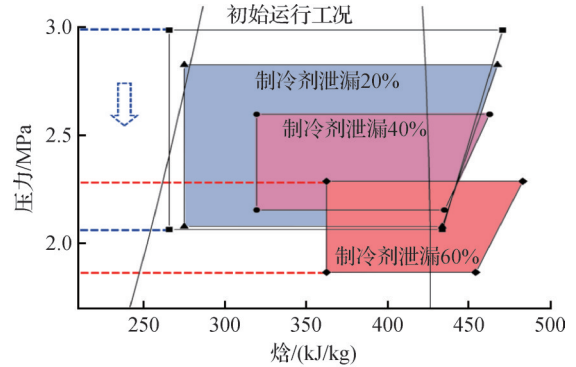
收稿日期:2025-08-22;修回日期:2025-09-11;录用日期:2025-10-14

的稳定运行区间。这种偏离不仅会导致制冷系统冷却效率的下降及能耗的增加,而且,对于具有高全球变暖潜值(Global Warming Potential, GWP)或可燃性的制冷剂而言,其泄漏还会进一步加剧温室效应,甚至可能引发燃爆等重大安全隐患。开展快速、准确的制冷剂泄漏检测及诊断方法的研究,对于确保制冷系统的稳定运行、延长系统使用寿命,减轻工质泄漏带来的全球变暖、臭氧层破坏加剧为代表的环境负面效应,以及维护用户的生命财产安全等,均具有重要意义。

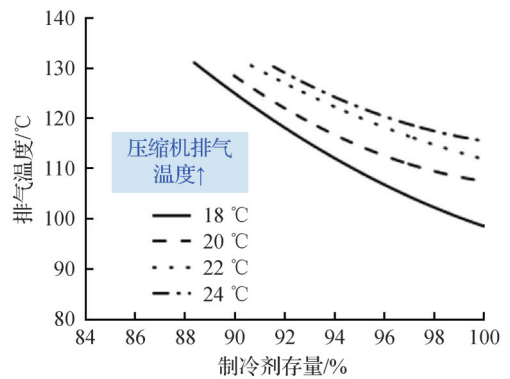
目前,制冷剂泄漏的检测方法被分为直接方法和故障检测与诊断(fault detection and diagnosis, FDD)方法^[5]。传统的直接方法一般基于相应工质的浓度传感器,通过检测空间中相应的制冷剂浓度来判断系统是否发生泄漏及泄漏程度^[6]。FDD方法则分为基于数据驱动的方法以及基于模型的方法。前者依赖大量泄漏工况下的运行数据以建立泄漏检测及诊断模型,但实际制冷系统泄漏故障运行数据相对稀缺,参数获取成本高,限制了该方法的广泛适用性;后者面临复杂制冷系统中准确制冷剂量理论计算模型建立困难的挑战^[7-8]。

近年来,Chen Guangming等^[4]开展了R32、R290泄漏对蒸汽喷射热泵系统(vapor injection heat pump system, VIHP)的运行状态、性能指标影响的研究。研究发现,在不同的室外及室内温度下,随着泄漏量的增大(0%~16%),压缩机吸入压力降低,压缩比增加,排放温度持续上升,严重偏离最佳值。Zhang Yiqi等^[9]则建立了热管(heat pipe, HP)和蒸汽压缩(vapor compression, VC)复合空调系统(composite air conditioning system, CACS)的瞬态模型,得到了系统对制冷剂泄漏的动态响应特性。J. W. Yoo等^[3]提出了一种检测家用空调制冷剂泄漏的方法,将冷凝器或蒸发器的空气入口和中点之间的温差值与预定义各换热器处的参考温差值进行对比,以此判断泄漏量的大小。S. B. Hong等^[10]针对空气源热泵系统,通过对制冷剂充注量的理论分析,提出了一种仅需少量实验数据的制冷剂充注量预测方法。

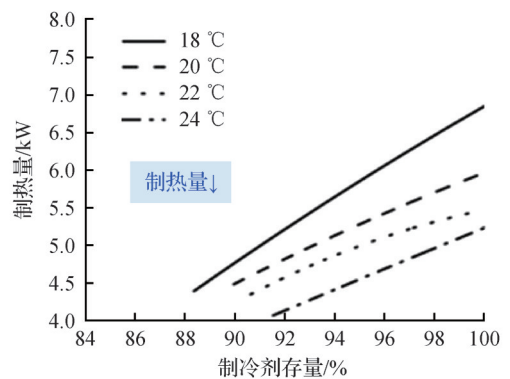
这些研究从不同系统类型与诊断方法出发,共同揭示了制冷剂泄漏对系统动态特性的显著影响,并表明,捕获并解析制冷系统在泄漏工况下关键节点参数(如压力、温度)及性能参数(如COP(性能系数, coefficient of performance))的演变规律,是诊断泄漏状态的核心基础。基于此,本文主要通过对蒸汽压缩制冷系统在制冷剂泄漏工况下部件节点参数及性能衰减情况的定量研究,捕获这些制冷系统运行



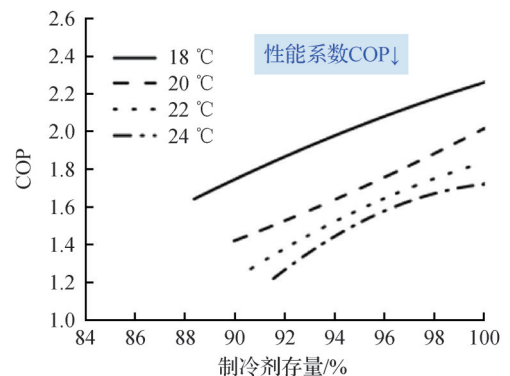
(a) 不同制冷剂充注率下系统性能变化区间



(b) 不同环境温度下压缩机排气温度随充注率的变化



(c) 不同环境温度下制热量随充注率的变化



(d) 不同环境温度下系统性能系数随充注率的变化

图1 制冷剂泄漏对系统性能参数及稳定运行的影响^[3-4]

Fig.1 Impact of refrigerant leakage on the performance parameters and stable operation of the system^[3-4]

参数的变化,提出一种基于系统模型和少量泄漏工况运行数据的制冷剂泄漏诊断方法。

1 蒸汽压缩式制冷系统模型的构建

1.1 蒸汽压缩式制冷系统部件模型建立

典型的蒸汽压缩式制冷系统如图2(a)所示,该系统主要由压缩机、冷凝器、毛细管节流装置以及蒸发器等部件组成。

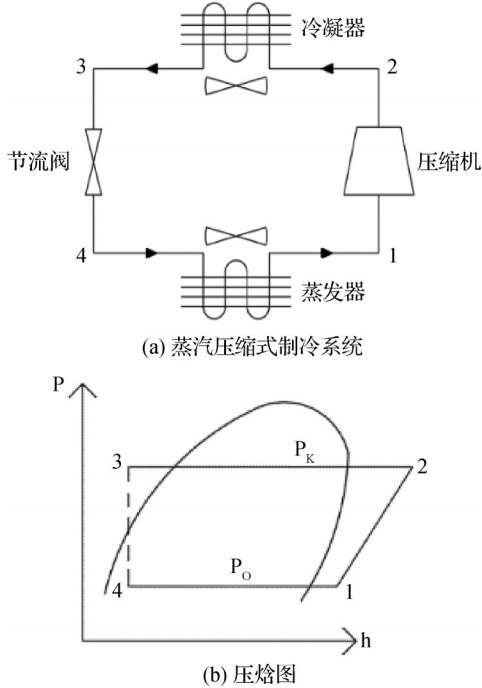


图2 蒸汽压缩式制冷系统及相对应的压焓图

Fig.2 Vapor compression refrigeration system and the corresponding pressure-enthalpy diagram

1.1.1 压缩机模型

压缩机质量流量模型,由压缩机入口工质状态参数以及其他相关参数来表征,即:

$$\dot{m}_{com} = \rho_{ref,in} \eta_V V_{com} n \quad (1)$$

式中: \dot{m}_{com} 为压缩机质量流量,kg/s; $\rho_{ref,in}$ 为压缩机入口制冷剂密度,kg/m³; η_V 为压缩机容积效率; V_{com} 为压缩机排量,m³/r; n 为压缩机转速,r/min。

压缩机制冷剂充量模型表征压缩机内部制冷工质的质量分布,主要包括2部分,压缩机气缸腔体内所容纳的制冷剂质量,以及溶解于压缩机润滑油中的制冷剂质量:

$$m_{ref,V} = \rho_{ref} V_{com} \quad (2)$$

$$m_{ref,oil} = s m_{oil} \quad (3)$$

式中: $m_{ref,V}$ 为压缩机气缸内制冷剂质量,kg; ρ_{ref} 为制冷剂密度,kg/m³; $m_{ref,oil}$ 为压缩机润滑油中制冷剂质量,kg; s 为制冷剂在润滑油中溶解度,kg/kg; m_{oil} 为压缩机中润滑油质量,kg。

鉴于润滑油中溶解的制冷剂质量相较于气缸内

制冷剂质量占比通常处于较低量级,为简化模型复杂度,可将其视为不随工况变化的常量参数处理,即:

$$m_{ref,com} = m_{ref,V} + m_{ref,oil} = m_{ref,V} + C \quad (4)$$

式中: $m_{ref,com}$ 为压缩机内制冷剂质量,kg; C 为常数。

1.1.2 换热器模型

在蒸汽压缩式制冷系统中,所涉及的换热器主要包括冷凝器和蒸发器。根据制冷剂在换热器中相态的不同,冷凝器可以分为过热区、两相区、过冷液3个分区,蒸发器可以分为两相区、过热区2个分区,如图3所示。

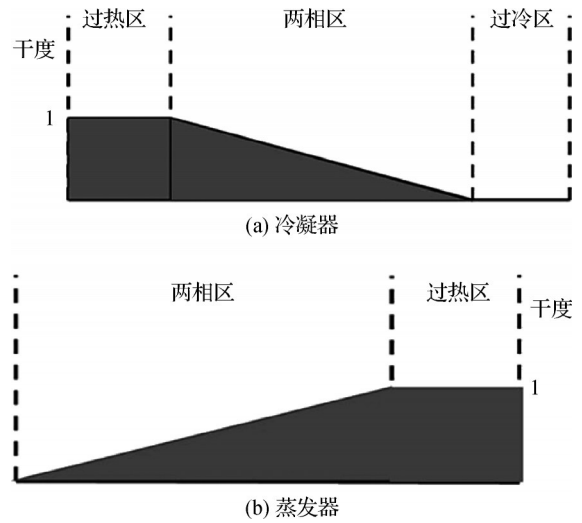


图3 相态分区^[11]

Fig.3 The phase zoning^[11]

在冷凝器过热区段,制冷剂与空气的热量传递由下式表示:

$$Q_{ref,sh} = \dot{m}_{ref} c_{p,ref} (T_{ref,in} - T_{sat}) \quad (5)$$

$$Q_{air,sh} = \dot{m}_{air} c_{p,air} (T_{air,in} - T_{air,out}) \quad (6)$$

$$Q_{sh} = Q_{ref,sh} = Q_{air,sh} \quad (7)$$

$$Q_{sh} = U_{sh} A_{sh} \Delta T_{m,sh} \quad (8)$$

$$\Delta T_{m,sh} = \frac{(T_{ref,in} - T_{air,ou}) - (T_{sat} - T_{air,in})}{\ln \frac{T_{ref,in} - T_{air,ou}}{T_{sat} - T_{air,in}}} \quad (9)$$

式中: $Q_{ref,sh}$ 为过热区制冷剂侧换热量,W; \dot{m}_{ref} 为过热区制冷剂质量流量,kg/s; $c_{p,ref}$ 为制冷剂比定压热容,J/(kg·K); $T_{ref,in}$ 为过热区制冷剂入口温度,K; T_{sat} 为制冷剂冷凝温度,K; $Q_{air,sh}$ 为过热区空气侧换热量,W; \dot{m}_{air} 为过热区空气侧质量流量,kg/s; $c_{p,air}$ 为空气比定压热容,J/(kg·K); $T_{air,in}$ 为过热区空气入口温度,K; $T_{air,ou}$ 为过热区空气出口温度,K; Q_{sh} 为过热区换热量,W; U_{sh} 为过热区总传热系数,W/(m²·K); A_{sh} 为过热区传热面积,m²; $\Delta T_{m,sh}$ 为过热区对数平均传热温

差, K。

冷凝器制冷剂模型主要包括3个部分, 即过热区制冷剂、两相区制冷剂以及过冷区制冷剂, 其计算公式如下:

$$m_{ref, con} = \bar{\rho}_{g, sh} AL_{sh} + \rho_{g, sat} A \int_0^{L_{tp}} \alpha dl \rho_{g, sat} + \rho_{l, sat} A \int_0^{L_{tp}} (1 - \alpha) dl + \bar{\rho}_{l, sc} AL_{sc} \quad (10)$$

式中: $m_{ref, con}$ 为冷凝器内制冷剂侧质量, kg; $\bar{\rho}_{g, sh}$ 为制冷剂过热气平均密度, kg/s; $\rho_{g, sat}$ 为饱和制冷气密度, kg/s; $\rho_{l, sat}$ 为饱和制冷液密度, kg/s; $\bar{\rho}_{l, sc}$ 为制冷剂过冷液平均密度, kg/s; A 为冷凝器管道截面积, m^2 ; α 为空泡系数; L_{sh} 为过热区段长度, m; L_{tp} 为两相区段长度, m; L_{sc} 为过冷区段长度, m。

蒸发器制冷剂模型与冷凝器类似。

1.1.3 毛细管及连接管路模型

毛细管的管径尺寸与长度对其产生的压降具有直接影响, 管径越小、管道越长, 所产生的压降越大。考虑到毛细管管径极小, 可将毛细管内制冷剂质量简化为常数, 即:

$$m_{ref, cap} = const \quad (11)$$

式中: $m_{ref, cap}$ 为毛细管内制冷剂质量, kg。

制冷系统部件间连接管应具有良好的隔热性, 连接管路中的制冷剂质量通过制冷剂密度与管路容积的乘积来表征:

$$m_{ref, tube} = \rho_{ref} A_1 L \quad (12)$$

式中: $m_{ref, tube}$ 为连接管路中的制冷剂质量, kg; A_1 为管路横截面积, m^2 ; L 为管路长度, m。

1.2 制冷工质的选取及部件参数的确定

现有家用空调系统中, 主要使用的制冷剂为R32。本文选择R32作为待研究制冷剂。

空调系统由室内机(蒸发器)和室外机(冷凝器、压缩机等)组成, 通过连接管路实现制冷剂循环。在性能研究中, 通常会考量翅片管式换热器的空气侧传热系数、压缩机容积效率以及管路长度(其中节流装置至蒸发器(管路 I)和蒸发器至压缩机(管路 II)被视为长管路)等关键参数。各部件参数设置如表1所示。

1.3 模型的验证

为了验证模型的准确性, 本研究将结果与文献结果^[11]进行了对比验证, 由图4可知, 本文的模拟结果与文献的实验值吻合较好, 误差在可接受范围内, 故本研究具有一定的准确性。

表1 各部件参数设置

Tab.1 Settings for each component parameters

部件	参数及单位	数值
冷凝器/蒸发器	管长/m	37.4/20.3
	管内径/mm	6.5/6.5
	翅片效率	0.7/0.7
	翅片率	7.2/7.2
	入口空气温度/ $^{\circ}C$	35/27
空气侧传热系数 ^[12] / $[W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)]$		100/100
	排量/ cm^3	10.33
压缩机	容积/等熵/机械效率	0.98/0.79/0.85
	转速/(r/min)	3 000
毛细管及管道	管路 I / II 管长/mm	1 000
	管路 I / II 管径/mm	8

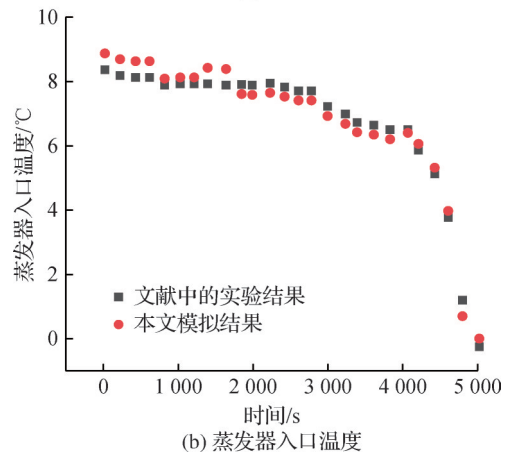
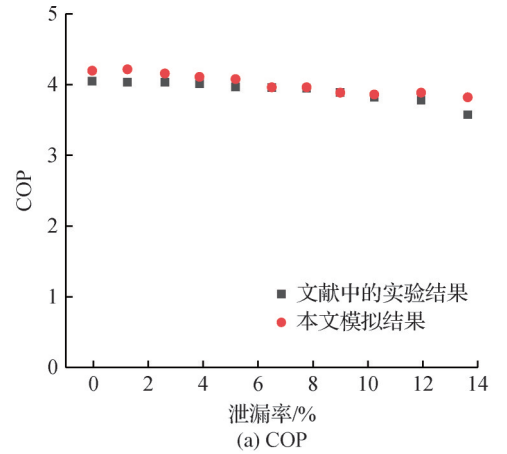


图4 研究与文献^[11]中的结果对比

Fig.4 Compared results between the literature^[11] and this work

2 制冷剂泄漏对系统运行影响的结果与讨论

假设制冷剂泄漏形式为缓慢泄漏。本文采用稳

态模拟方法,以初始制冷剂充量为基准,通过改变制冷剂充注量来模拟不同泄漏率下的系统运行状态。图5所示为在室外35℃、室内27℃的环境条件下,蒸发器出口过热度(DSH)和冷凝器出口过冷度(DSC)随泄漏量的变化趋势。由图5可知,DSH随着泄漏率的增加而上升,而DSC则呈下降趋势。当泄漏率达到13.61%时,DSH从初始约5℃急剧升至接近25℃,而DSC则从约7℃降至几乎为零(0.015℃)。这一现象是由于制冷剂减少导致蒸发器中液体制冷剂提前蒸发完毕,使得过热段随着两相段的缩短而增长,从而引发过热度的上升。同时,在冷凝器内部,液态制冷剂的数量减少导致制冷区域在冷凝器末端无法得到有效且充分的冷却,进而引发过冷度的下降,甚至完全消失。

图6所示为冷凝温度/压力和蒸发温度/压力随制冷剂泄漏量的变化。由图6可知,冷凝温度/压力及蒸发温度/压力均随制冷剂泄漏量占初始充注量比值的增加而呈现下降趋势,但变化梯度不同。当泄漏率从0%增至13.61%时,冷凝温度由47.98℃降至43.88℃,冷凝压力从3003.31kPa降至2725.42kPa,变化相对平缓。蒸发温度和压力在泄漏率超过10%后,下降趋势显著加剧,当泄漏率达到13.61%时,蒸发温度降至2.06℃,压力降至854.85kPa,降幅最高达到7.41MPa/kg。这种变化可归因于制冷剂泄漏引起的换热器内部压力降低,特别是在高泄漏率下,蒸发压力的急剧下降将对压缩机的吸气和排气压力产生影响。

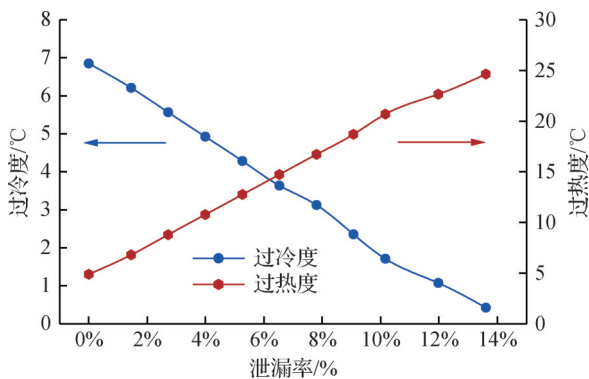


图5 过热器和过冷度随制冷剂泄漏率变化

Fig.5 Variation of degree of superheat and the degree of subcooling with the leakage rate of the refrigerant

图7所示为压缩机排气温度和压缩比随制冷剂泄漏量的变化趋势。由图7可知,随着制冷剂泄漏量的增加,排气温度呈近似线性的上升趋势。在初始充注量状态下,排气温度最低为87.93℃,当泄漏率

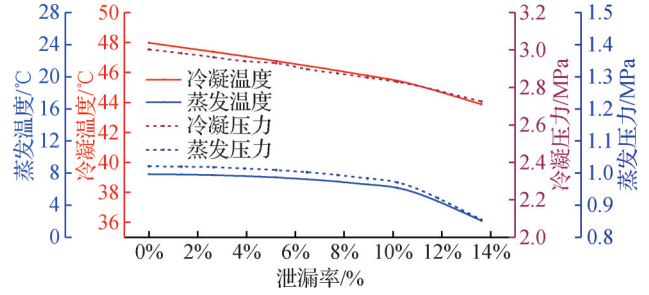


图6 冷凝/蒸发温度及压力随制冷剂泄漏率变化

Fig.6 Variation of condensation/evaporation temperature and pressure with the leakage rate of the refrigerant

达到13.61%时,排气温度急剧升高至116.66℃。这主要是由于制冷剂泄漏导致蒸发器出口和压缩机吸气过热度显著增加,以及制冷剂不足引起的压缩机做功增加和内部冷却、润滑效果减弱所致。同时,压缩比的变化呈现出阶段性特征。在泄漏率较小时,压缩比略有下降。例如,当泄漏率从0增至1.45%时,高压侧压力从3003.31kPa降至2982.70kPa,而低压侧压力基本不变,这使得压缩比略微降低。然而,当泄漏率超过10%后,低压侧压力降幅开始大于高压侧,导致压缩比急剧上升。

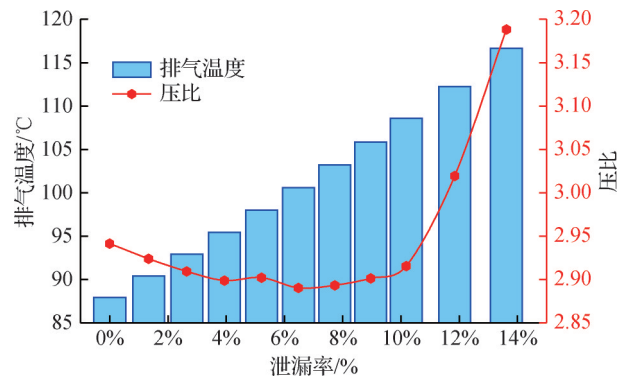


图7 压缩机排气温度及压缩比随制冷剂泄漏率变化

Fig.7 The variation of discharging temperature of the compressor and the compression ratio with the leakage rate of the refrigerant

3 基于少量运行数据的快速诊断方法

参考S. B. Hong等^[10]的研究方法,本研究将空调系统划分为高压和低压两侧,并对各部件进行简化,从而提出一个更精确的制冷剂充量预测模型。

3.1 制冷剂充注存量预测模型

本预测模型基于空调制冷系统运行过程中关键节点参数,并结合各部件的模型,用于预测制冷剂泄漏工况下系统中制冷剂的存量。在确保预测精确度可接受的范围内,本研究有以下假设:

1) 制冷系统中不包含缓冲罐、蓄液器等缓冲

组件。

2) 溶解于压缩机油中的制冷剂量视为恒定值, 不随系统运行状况的变化而明显波动。

3) 鉴于系统中制冷剂绝大部分分布于高压侧, 故低压侧(蒸发器、过热气管路等)的制冷剂量视为恒定值。

4) 冷凝器出口处的制冷剂状态为饱和液体或过冷液体, 不存在两相态的制冷剂。

由于R32蒸气及液体密度差极大, 绝大部分制冷剂以液态形式存在于系统中。J. W. Yoo^[13]指出, 冷凝器和液体管线中制冷剂充注存量及其变化对系统中总充注存量有决定性影响, 低压侧占总充注量不到10%, 可将低压段制冷剂量视为常数, 系统中制冷剂总存量为:

$$m_{\text{sys}} = m_{\text{hps}} + m_{\text{lps}} = m_{\text{hps}} + C' \quad (13)$$

式中: m_{sys} 为系统中制冷剂总存量, kg; m_{hps} 为高压段制冷剂质量, kg; m_{lps} 为低压段制冷剂质量, kg; C' 为常数。

制冷剂在冷凝器中的流动过程主要以3种相态存在: 过热蒸气态、气液两相态及过冷液态, 相应地, 当工质以一定过冷度离开冷凝器时, 液体管被过冷液充斥, 此时液体管线中的制冷剂量可以通过过冷液密度与液体管线容积的乘积来表征, 即:

$$m_{\text{ll}} = \rho_{\text{l,ref}} V_{\text{ll}} \quad (14)$$

式中: m_{ll} 为冷凝器液体管线中的制冷剂质量, kg; $\rho_{\text{l,ref}}$ 为过冷液密度, kg/m³; V_{ll} 为液体管线容积, m³。

式(14)中, 液体管线容积为恒定值, 假设液体线段保温措施较好即不考虑漏热, 液态制冷剂温度不变, 其密度可视为恒定值。因此, 液体管线中过冷液质量视为定值。

高压侧制冷剂存量为冷凝器中制冷剂存量及液体管线中制冷剂存量 m_{ll} 之和:

$$m_{\text{hps}} = m_{\text{con}} + m_{\text{ll}} = m_{\text{con}} + C'' \quad (15)$$

式中: m_{hps} 为高压侧制冷剂存量, kg; m_{con} 为冷凝器中制冷剂存量, kg; C'' 为常数。

考虑到制冷剂蒸气与液体密度差极大, G. A. Hughmark 等^[14-15]的研究表明, 在两相区内, 蒸气质量占比较小且空隙率高, 因此该区域的制冷剂质量可以忽略不计。同时过热状态的制冷剂蒸气对冷凝器中制冷剂存量的影响非常有限。由此推断, 冷凝器中的制冷剂存量主要由过冷液体决定, 且与过冷段长度成线性关系, 即:

$$m_{\text{con}} = \kappa L_{\text{sc}} + C''' \quad (16)$$

式中: L_{sc} 为冷凝器过冷区长度, m; C''' 为常数; κ 为比例系数。

但冷凝器过冷区长度受质量流量、工质压力等参数影响较大, 故不基于特定的经验公式, 其长度较难预测。鉴于此, 可通过预测两相区长度及过热区长度 L_{sh} 来间接表征过冷区长度 L_{sc} 。过冷区长度可由下式表示:

$$L_{\text{sc}} = L_{\text{con}} - L_{\text{tp}} - L_{\text{sh}} = -L_{\text{tp}} - L_{\text{sh}} + C'''' \quad (17)$$

式中: L_{con} 为冷凝器换热管长度, m; L_{tp} 为冷凝器两相区长度, m; L_{sh} 为冷凝器过热区长度, m。

根据式(13)~式(17), 可推导出式(18), 即:

$$m_{\text{sys}} = -\kappa L_{\text{tp}} - \kappa L_{\text{sh}} + C^* \quad (18)$$

为精确估算冷凝器两相区长度 L_{tp} , 可将该区域热交换过程分解为 N 个微元段。每个微元段中, 制冷剂传递给空气的热量等于其单位长度上线热流密度乘以微元段长度。同时, 每个微元段进出口截面制冷剂焓差等于该传热量除以制冷剂质量流量 \dot{m} , 具体表达式为:

$$\Delta h_i = h_{i+1} - h_i = \frac{Q_i' l}{\dot{m}} \quad (19)$$

式中: Δh_i 为每个微元段进出口截面制冷剂焓差, kJ/kg; h_{i+1} 为第 $i+1$ 个微元段的焓值, kJ/kg; h_i 为第 i 个微元段的焓值, kJ/kg; Q_i' 为单位长度上线热流密度, W/m; l 为微元段长度, m; \dot{m} 为制冷剂质量流量, kg/s。

冷凝器中两相区从入口至出口的焓差, 即上述每一个微元段焓差的累积总和可表示为:

$$h_1 = \sum_{i=1}^N \Delta h_i = \sum_{i=1}^N \frac{Q_i' l}{\dot{m}} \quad (20)$$

式中: h_1 为冷凝器中两相区从入口至出口的焓差, kJ/kg。

基于传热基本方程, 每个微元段制冷剂传递给空气的热量由式(21)表达。Wang Chichuan 等^[16-17]研究指出, 冷凝器正常运行中, 空气侧传热系数变化极小, 可视为定值。因此, $U_i A_i$ 可表示为:

$$Q_i' l = U_i A_i \Delta T_i \quad (21)$$

$$U_i A_i \approx U_{\text{air},i} A_{\text{air},i} = \kappa' l \quad (22)$$

式中: U_i , $U_{\text{air},i}$ 为冷凝器空气侧传热系数, W/(m²·K); A_i , $A_{\text{air},i}$ 为冷凝器空气侧传热面积, m²; ΔT_i 为空气侧传热温差, °C; κ' 为比例系数。

冷凝器中的两相区为制冷剂相变发生的区域, 因此, 该区段制冷剂温度对应于该冷凝压力下的相变温度。此外, 冷凝器入口空气温度视为定值, 且出口空气温度波动幅值较小, 一般比进风温度高约8~10 °C。基于此, 将冷凝器出入口空气温度的平均值也视为恒定值。因此, 制冷剂冷凝温度与参与换热的空气温度之间的差值保持恒定, 如式(23)所示:

$$\Delta T_i = T_{\text{sat}} - T_{\text{air}} = \Delta T_{\text{con}} = C^{**} \quad (23)$$

式中: T_{sat} 为饱和温度, $^{\circ}\text{C}$; T_{air} 为冷凝器出入口空气温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

根据式(19)~式(23),可整理得式(24)、式(25):

$$h_1 = \sum_{i=1}^N \Delta h_i = \sum_{i=1}^N \frac{Q_i' l}{\dot{m}} = \frac{\kappa' \Delta T_{\text{con}}}{\dot{m}} Nl = \frac{\kappa' \Delta T_{\text{con}}}{\dot{m}} L_{\text{tp}} \quad (24)$$

$$L_{\text{tp}} = \frac{h_1 \dot{m}}{\kappa' \Delta T_{\text{con}}} \quad (25)$$

式中: Nl 为所有微元段长度之和。

相较于两相区,过热区长度(L_{sh})通常较短,即使对其进行简化估算,不会显著影响预测模型的准确性。由于制冷剂蒸气的定压比热容近似恒定, L_{sh} 与 ΔT_{DSH} 呈正比,当制冷剂蒸气与空气之间的温差增大时,传热效率提高,导致过热区长度缩短。换言之,过热区长度 L_{sh} 与制冷剂和空气之间的平均传热温差(用对数平均温差表示)成反比关系,整合上述两式,过热区长度 L_{sh} 可表示为式(28)。

$$L_{\text{sh}} \propto \Delta h \approx c_p \Delta T_{\text{DSH}} \propto \Delta T_{\text{DSH}} \quad (26)$$

$$L_{\text{sh}} \propto \frac{1}{(\Delta T_{\text{dis}} - \Delta T_{\text{con}}) / \ln(\Delta T_{\text{dis}} / \Delta T_{\text{con}})} \quad (27)$$

$$L_{\text{sh}} = k^* \frac{\Delta T_{\text{DSH}}}{(\Delta T_{\text{dis}} - \Delta T_{\text{con}}) / \ln(\Delta T_{\text{dis}} / \Delta T_{\text{con}})} \quad (28)$$

式中: c_p 为制冷剂蒸气的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; ΔT_{DSH} 为压缩机排气温度与冷凝温度差值, $^{\circ}\text{C}$; ΔT_{dis} 为压缩机排气温度与空气温度差值, $^{\circ}\text{C}$; ΔT_{con} 为冷凝温度与换热空气温度差值, $^{\circ}\text{C}$, k^* 为比例系数。

将式(25)中 L_{tp} 、式(28) L_{sh} 带入式(18),整理后得系统中制冷剂存量预测模型:

$$m_{\text{sys}} = -k_1 h_1 \frac{\dot{m}}{\Delta T_{\text{con}}} - k_2 \frac{\Delta T_{\text{DSH}}}{(\Delta T_{\text{dis}} - \Delta T_{\text{con}}) / \ln(\Delta T_{\text{dis}} / \Delta T_{\text{con}})} + C \quad (29)$$

由式(29)可知,系统制冷剂存量预测模型包含3个待求参数:比例系数 k_1 、 k_2 及常数项 C 。为求解这些参数并进行预测,需获取压缩机排气温度、冷凝温度及换热空气温度等关键数据。

3.2 模型参数求解及运行结果验证

在上述研究中,预测方程包含了3个未知参数,由预测方程(29)可知,其包含3个未知数,分别为 k_1 、 k_2 和 C 。为确定这些参数,本文利用了3组在不同制冷剂泄漏率下的系统运行数据。通过对这些运行数据进行分析,估算出这些参数的数值,并将结果呈现在图8中。观察发现, k_1 和 k_2 的值均集中在约0.2,而 C 的值则集中在约0.8。这表明,在不同工况下,这些参数的预测值具有较好的一致性。最终,通过计算

这些估算值的平均值,本文得到了预测方程的最终参数,如表2所示。

表2 制冷剂充注存量预测方程未知参数取值

Tab.2 The values of the unknown parameters in the refrigerant charging quantity prediction equation

参数	k_1	k_2	C
最大值	0.257 0	0.252 6	0.840 6
最小值	0.179 0	0.154 3	0.805 2
均值	0.210 0	0.208 0	0.821 9

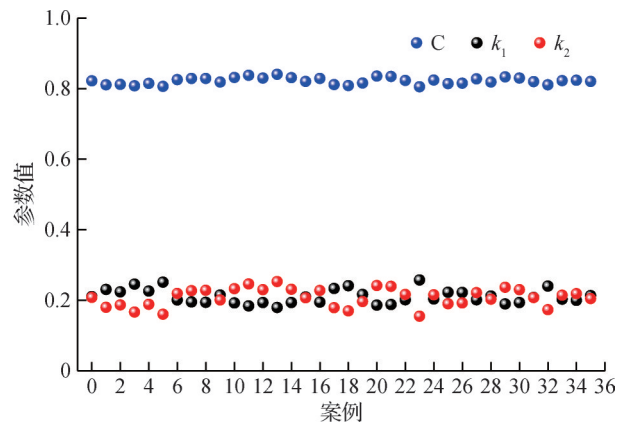


图8 制冷剂充注量预测方程未知参数取值分布

Fig.8 Distribution of unknown parameters in the refrigerant filling quantity prediction equation

图9所示为在不同制冷剂泄漏率条件下,系统制冷剂充注存量预测原方程与改进后方程的预测结果。可见,对于改进后的预测方程,在泄漏率2%~12%区间内,该预测方程具有很好的预测精度,误差范围被严格控制在 $\pm 5\%$ 以内。当泄漏率进一步提高,特别地,当泄漏率达到13.61%时,预测值与实际观测值之间的偏差控制在5%~10%之间,表明在较高的泄漏率下,方程相对于原方程仍然体现出较好的预测精度。

4 结论

本文以家用空调制冷系统为例,定量分析了制冷剂泄漏对系统参数和性能的影响,提出了一种基于系统模型和少量泄漏时运行数据的制冷剂泄漏检测与诊断方法。得到结论如下:

1)随着制冷剂泄漏率的增加,DSH呈现上升趋势。例如,当泄漏率达到13.61%时,DSH从初始的约 5°C 跃升至接近 25°C ,而DSC则从约 7°C 几乎降至 0°C 。冷凝与蒸发温度/压力均随泄漏率的增加而下降,但下降速度具有阶段性。在泄漏率低于10%时,下降较为平缓;超过10%后,蒸发温度和压力迅速下

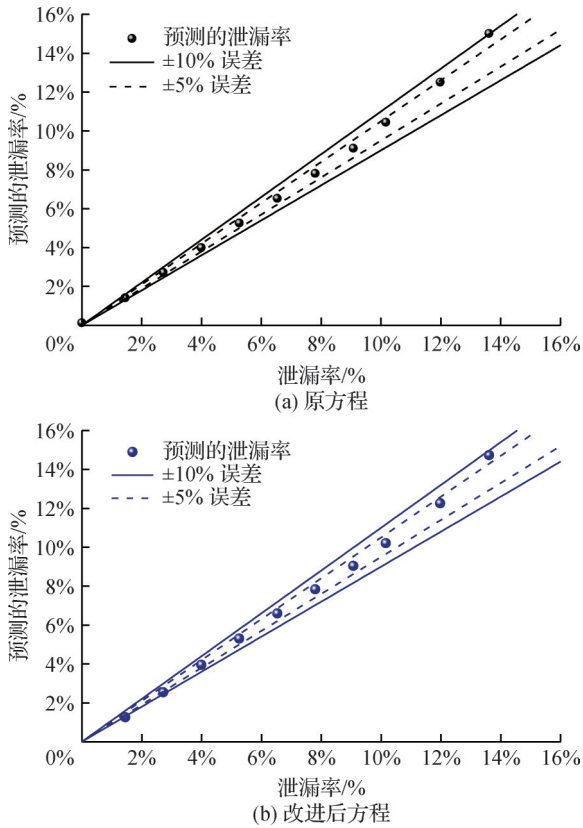


图9 不同制冷剂泄漏率下系统制冷剂充注存量的预测结果
Fig.9 Predicted refrigerant charge inventory of the system under varying refrigerant leakage rates

降,其中R32制冷剂的蒸发压力最大降幅可达7.41 MPa/kg。压缩机排气温度随泄漏率的增加而逐渐上升,当泄漏率为13.61%时,排气温度达到116.66℃。压缩比在泄漏初期变化不明显,但当泄漏率超过10%时会急剧上升,从2.92增至3.19。

2)建立了制冷剂充注存量预测方程,该方程通过代入冷凝温度、冷凝器出入口空气温度及压缩机出入口制冷剂温度等参数来求解。通过对该预测方程进行了验证,验证结果显示,该方程在不同泄漏率下具有较高的精确度。当泄漏率低于12%时,预测误差保持在±5%以内,表明在非严重泄漏情况下,该方程的预测精度较高。

参考文献

[1] Pavanello F, De Cian E, Davide M, et al. Air-conditioning and the adaptation cooling deficit in emerging economies[J]. *Nature Communications*, 2021, 12: 6460.
 [2] Dong Yabin, Coleman M, Miller S A. Greenhouse gas emissions from air conditioning and refrigeration service expansion in developing countries [J]. *Annual Review of Environment and Resources*, 2021, 46: 59-83.
 [3] Yoo J W, Bin Hong S, Kim M S. Refrigerant leakage

detection in an EEV installed residential air conditioner with limited sensor installations [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017, 78: 157-165.

[4] Chen Guangming, Fang Jiahao, Li Zetian, et al. Theoretical analysis of the impacts of refrigerant leakage on the performance of a flash tank vapor injection heat pump [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2023, 147: 10-19.
 [5] 江宁,孔嘉麒,伍宸亮,等.数据中心耦合机械制冷液冷系统泄漏故障检测技术研究[J]. *制冷与空调(北京)*, 2025, 25(6): 99-107. (Jiang Ning, Kong Jiaqi, Wu Chenliang, et al. Leakage fault detection technology on coupled mechanical refrigeration liquid cooling systems for data center [J]. *Refrigeration and Air-conditioning*, 2025, 25(6): 99-107.)
 [6] 白旭升. 制冷系统泄漏检测方法的应用与展望[J]. *节能*, 2021, 40(4): 77-79. (Bai Xusheng. Application and prospect of leakage detection method in refrigeration system[J]. *Energy Conservation*, 2021, 40(4): 77-79.)
 [7] 胡海涛,孙浩然,李浩,等.基于数据驱动和模型的制冷系统制冷剂泄漏检测方法: CN109781345 (B) [P]. 2021-05-07. (Hu Haitao, Sun Haoran, Li Hao, et al. Data- and model-based refrigerant leakage detection method for refrigeration systems: CN109781345B [P]. 2021-05-07.)
 [8] 于仙毅. 基于数据挖掘的热泵系统节能运行及泄漏模式识别研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2020. (Yu Xianyi. Research on energy saving operation and leakage pattern recognition of heat pump system based on data mining [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2020.)
 [9] Zhang Yiqi, Li Mengyi, Dong Jiexiang, et al. Study on the impacts of refrigerant leakage on the performance and reliability of datacenter composite air conditioning system [J]. *Energy*, 2023, 284: 129336.
 [10] Hong S B, Yoo J W, Kim M S. A theoretical refrigerant charge prediction equation for air source heat pump system based on sensor information [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019, 104: 335-343.
 [11] 方家浩. 可燃性制冷剂泄漏对制冷系统运行性能影响的理论与实验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2023. (Fang Jiahao. Theoretical and experimental research on the influence of flammable refrigerant leakage on operating performance of refrigeration system[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2023.)
 [12] 葛龙岭,刘景升. 细管径换热器在R32制冷剂空调上的应用[C]//2022年中国家用电器技术大会, 2023: 991-996. (Ge Longling, Liu Jingsheng. Application of small-diameter tube heat exchangers in R32 refrigerant air

- conditioners [C]//The 2022 China Household Electrical Appliances Technology Conference, 2023: 991-996.)
- [13] Yoo J W. Study on the detection method of refrigerant leakage amount in air heat pump system[D]. Seoul: Seoul National University, 2018.
- [14] Hughmark G A. Holdup and heat transfer in horizontal slug gas-liquid flow[J]. Chemical Engineering Science, 1965, 20(12): 1007-1010.
- [15] Zivi S M. Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production[J]. Journal of Heat Transfer, 1964, 86(2): 247-251.
- [16] Wang Chichuan, Chi Kuanyu. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(15): 2681-2691.
- [17] Wang Chichuan, Chi Kuanyu, Chang C J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation[J]. International

of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(15): 2693-2700.

通信作者简介

韩晓红,女,教授,博士生导师,浙江大学制冷与低温研究所,0571-87953944, E-mail: hanxh66@zju.edu.cn。研究方向:主要从事高热流散热技术(主要指热管散热、微通道散热及浸没液体冷却技术)、动力电池浸没液冷热管理技术、制冷剂替代技术、制冷剂泄漏与回收及再利用技术。

About the corresponding author

Han Xiaohong, female, professor and Ph.D. supervisor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, 86-571-87953944, E-mail: hanxh66@zju.edu.cn. Research fields: high heat flux cooling technologies (including heat pipe cooling, microchannel cooling, and immersion liquid cooling), immersion liquid cooling thermal management for power batteries, refrigerant replacement technologies, as well as refrigerant leakage detection, recovery, and reuse.

(责任编辑:王亚薇)