

文章编号:0253 – 4339(2018) 04 – 0089 – 10
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2018. 04. 089

泵驱动两相冷却系统性能优化与变工质特性研究

王 绚 马国远 周 峰

(北京工业大学 北京 100124)

摘 要 本文提出一种泵驱动两相冷却系统,用于数据中心自然冷却,以实现节能减排的目的。搭建了实验台,围绕可能对系统性能产生影响的换热器内部阻力、换热器迎面风速、工质质量流量和工质种类等因素进行了实验研究,分析了各因素对机组换热量和 EER 的影响。结果表明:内部阻力的减小有助于机组功率的减小与 EER 的提升;质量流量过大或过小、风速过高或过低都对系统性能不利;R32 在泵驱动两相冷却系统中的性能全面优于 R22,但存在高温下工质泵低频供液不足的问题。

关键词 复合制冷;泵驱动;数据中心;自然冷却;环保工质

中图分类号:TB657; TK172. 4

文献标识码: A

Performance Optimization and Characteristics of Different Refrigerants for Pump-driven Two-phase Cooling System

Wang Xuan Ma Guoyuan Zhou Feng

(Beijing University of Technology, Beijing, 100124, China)

Abstract A pump-driven two-phase cooling system was proposed for cooling and energy conservation at data centers. An experimental bench was built to study the effects of influencing factors like internal resistance of heat exchangers, face velocity of heat exchangers, mass flow rate, and type of refrigerant ect. on the performance of the unit. Results show that the decrease in internal resistance benefits the decrease in unit power and promotion of EER (energy efficiency ratio). Both too high and too low mass flow rate and face velocity of heat exchangers is disadvantageous to the performance of the system. The performance of R32 is better than that of R22 under the working conditions of pump-driven two-phase cooling systems, but its feed liquid is insufficient under low frequencies of the pump when the outdoor temperature is high.

Keywords integrated refrigeration; pump-driven; data center; natural cooling; environment friendly refrigerant

信息技术的推广和普及给人们的生活带来极大的便利,社会生活信息化程度的不断提高带动了通信基站及数据中心数量和规模的快速增长,也对能耗提出了巨大挑战。高性能服务器在数据中心的推广使单个机柜的发热密度急剧升高,目前单机发热量已达 20 ~ 30 kW^[1],服务器规模为 10 万台的数据中心的总功率可达 45 000 kW,年耗电量约为 4 亿 kW·h^[2]。而在数据中心巨大的耗电量中,空调系统能耗约占数据中心总能耗的 30% ~ 50%^[3-5],几乎与 IT 设备相当,因此空调系统常被认为是当前数据中心提高能源效率的重点环节。

目前,国内数据中心仍普遍使用传统蒸汽压缩式空调,虽然能为数据中心提供足够的冷量,但由于机

房内部热负荷较高,需要空调全年运行以维持机房内部环境的温湿度恒定,能耗极大。尤其在寒冷的季节,气温长期低于数据中心的安全运行温度,若能利用室外自然冷源来为机房提供冷量,则可有效减少空调系统的运行时长与能耗,达到节能减排的目的。

张海南等^[6]总结了数据中心自然冷却技术的研究现状,指出热管自然冷却是当下最适合数据中心的自然冷却方式之一。H. Jouhara 等^[7]提出了一套热管自然冷却系统的理论模型,并对其在英国某地区数据中心的使用效果进行了案例分析,结果显示最大节能率可达 75%。Qian Xiaodong 等^[8]提出了一种数据机房用热管冷却系统,并将其应用于北京的数据中心和通信基站,测试发现,原空调系统的能耗分别降低

基金项目:国家重点研发计划(2016YFB0601601)和国家自然科学基金(51406002,51776004)资助项目。(The project was supported by the National Key R&D Program of China (No. 2016YFB0601601) and the National Natural Science Foundation of China (No. 51406002&No. 51776004).)

收稿日期:2017 年 7 月 25 日

了 38.9% 和 55.7%。田浩等^[9-10]提出了一种重力回路热管系统,并将其应用于北京市一典型数据中心,发现通过热管对原有空调机组进行改造,可降低空调系统 40% 以上的能耗。

为改善传统回路热管驱动力不足、安装位置和使用范围受限的问题,张双等^[11-12]设计了一种以 R22 为工质的数据中心用泵驱动回路热管换热机组。研究发现,工质质量流量在一定范围内增大时,机组换热热量基本不变,这是由于系统阻力随工质质量流量的增大而增大,导致蒸发器进出口温差增大,显热比和蒸发温度增大。马国远等^[13-14]测试了该机组在北京市一小型数据中心的应用效果,分析可知相比于原有空调,节电率可达 36.57% 以上,采用磁力泵替换屏蔽泵,实验研究了替换后的机组性能。

上述研究大多数分析和对比了系统使用效果与节能性,但对于系统变工况性能的测试仍不充分。虽然姚远等^[15-17]分别使用 R410A、R134a 和 CO₂ 替代传统工质在回路热管中进行了研究,但与泵驱动回路热管系统替代工质相关的研究仍较少。因此,本文重点研究了泵驱动两相冷却系统在变工况及变工质条件下的性能变化。

1 实验准备

泵驱动两相冷却机组系统如图 1 所示,包括冷凝器、储液罐、工质泵和蒸发器等,各部件之间以铜管相连。

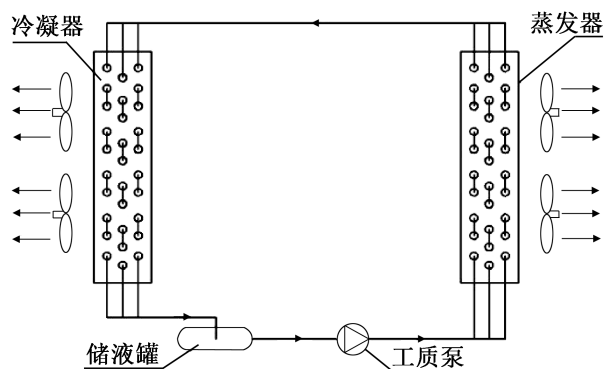


图 1 泵驱动两相冷却机组系统

Fig. 1 The pump-driven two phase cooling system

当室外温度低于设定数值时,系统开始运行,储液罐内的饱和液态工质被工质泵吸入,经工质泵增压变为过冷状态后输出并送至蒸发器;由于蒸发器管路存在一定阻力,故工质在蒸发器内吸热相变的同时,会产生一定的压降;相变为两相或气相的工质后流入冷凝器内放热冷凝为液态,期间工质压力由于冷凝器管路阻力而进一步下降;最终,冷凝为液态工质再度

进入储液器,完成一次循环。通过上述循环的持续运行,室内蒸发器侧的热量被不断转移到室外冷凝器侧,从而实现数据中心散热降温。

2 实验过程与方法

本文采用空气焓差法来测量泵驱动两相冷却机组的换热量,实验在焓差实验室内进行,蒸发器布置在焓差实验室的室内测试间,其余部件均布置在室外测试间。室内测试间模拟室内环境,温度恒定为 25℃;室外测试间模拟室外环境,温度范围为 0~15℃。

2.1 性能评价参数

冷却机组的性能主要由换热量 Q_0 和能效比 EER 两项性能参数来评价。计算换热量时需要直接测量蒸发器进、出风温度与风量,分别可由温度传感器和风速仪测量。测出蒸发器进、出风温度后可进一步计算空气焓值,以此得出换热量。计算 EER 还需知道机组的输入功率,可由焓差室的功率计进行测量并存储。

换热量计算:

$$Q_0 = m_{\text{air}}(h_{e,\text{in}} - h_{e,\text{out}}) \quad (1)$$

式中: Q_0 为机组换热量, kW; m_{air} 为流过蒸发器的空气质量流量, kg/s; $h_{e,\text{out}}$ 为蒸发器出风侧空气的焓, kJ/kg; $h_{e,\text{in}}$ 为蒸发器进风侧空气的焓, kJ/kg。

机组 EER 计算:

$$\text{EER} = \frac{Q_0}{P} \quad (2)$$

式中: P 为机组的输入功率, kW。

2.2 性能影响因素

2.2.1 换热器形式

系统的冷凝器采用翅片管换热器,具体结构参数如表 1 所示。为比较系统内部阻力对系统性能的影响,蒸发器分别采用结构参数与冷凝器相同的单蒸发器以及传热面积之和与单蒸发器相同的并联双蒸发器,蒸发器和冷凝器放置在同一水平高度。

2.2.2 风机风速

蒸发器和冷凝器分别带有两台风机。由于机房内部要求温度稳定均匀,通常不允许机房空调室内机的风速变化,因此在实验过程中机组蒸发器风机始终保持工频运转,风机总风量保持 7 000 m³/h 不变。为了研究机组性能受风速变化的影响,冷凝器风机接有变频器,调节风机的运转频率,总风量范围为 8 700~16 000 m³/h。

2.2.3 工质种类

作为热管系统热量传输的载体,循环工质物理性

表 1 翅片管换热器几何参数

Tab. 1 Geometric parameters of the tube-fin heat exchanger

几何参数	数值	几何参数	数值
铜管外径/mm	12. 7	铜管内径/mm	11. 9
管排数	2	单排管数	43
管间距/mm	25. 0	排间距/mm	42. 3
翅片厚度/mm	0. 15	翅片间距/mm	2. 15

质的差异对系统性能的影响显著。对于传统热管,在以毛细力为驱动力的应用形式中,通常可以采用品质因数 M (Merit Number) 来评价工质在一定温度范围内的性能优劣,即品质因数越大,工质的传热与流动性能越好^[18]。

品质因数 M 主要通过密度、表面张力、汽化潜热和黏度来综合反映工质的性能:

$$M = \rho_l \sigma_l h_{fg} / \mu_l \tag{3}$$

式中: ρ_l 为液态工质密度,kg/m³; σ_l 为表面张力系数,N/m; h_{fg} 为工质汽化潜热,J/kg; μ_l 为液态工质动力黏度,Pa·s。

虽然泵驱动回路热管与毛细力驱动的回路热管在传热特性上存在很大差异,但品质因数 M 仍可作为工质选择的依据。因此,为了考察 R22 的替代工质,图 2 给出了工作温区在 0 ~ 50 ℃ 的部分常用工质的品质因数^[19]。由图 2 可知,在本实验涉及的 25 ℃ 以下的温度范围内,R32 和 R152a 的品质因数高于 R22,故选定 R32 和 R152a 作为 R22 的替代工质进行实验。

2. 2. 4 工质质量流量

当工质质量流量较小时,蒸发器内会出现液流不足甚至干涸过热,换热效果较差;当工质质量流量较大时,系统内部流动阻力大幅上升,蒸发器内部压差

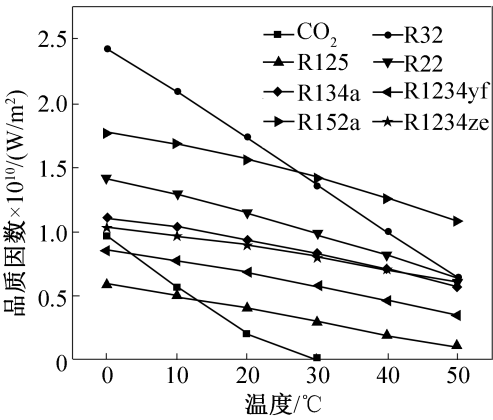


图 2 工质品质因数

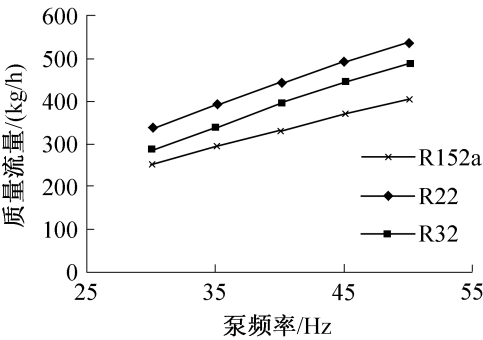
Fig. 2 Merit Number of selected working fluids

迅速增大,不但造成蒸发温度升高,工质与空气的换热温差减小,换热量下降,还使得蒸发器入口工质过冷度增大,显热换热比例上升。因此,工质泵频率较小或较大时系统换热量均不能达到最佳值。故本实验以工质质量流量为变量,讨论了机组性能的变化。工质泵为额定功率 1.5 kW 的旋涡泵,并配有一台变频器,频率设定为 30 ~ 50 Hz。实验中使用了 3 种工质,在输送不同工质时,工质泵的运行性能不同。因此,本文分别测试了 R22、R32 和 R152a 的工质质量流量和泵功率随泵频率的变化,如图 3 所示。由图 3 可知,相同泵频率下,使用不同工质时的泵功率和质量流量不同。3 种工质的泵功率和质量流量的大小关系为:R22 > R32 > R152a。由此可知工质泵的功率和质量流量随工质的不同而变化,且由于工质换热汽化,质量流量在系统运行过程中必然存在一定的波动性,若以其作为控制变量,控制难度较大。因此当分析工质流量变化对系统性能的影响时,以泵频率作为控制变量进行实验。

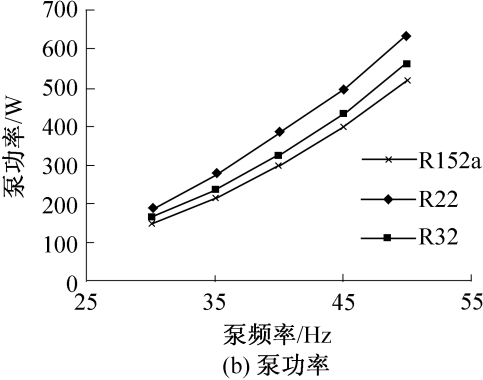
3 结果与讨论

3. 1 换热器形式对机组性能的影响

工质泵的添加对于回路热管的主要作用是克服系统内部阻力,扩大适用范围。因此,内部阻力的大



(a) 质量流量



(b) 泵功率

图 3 不同工质质量流量及泵功率随泵频率的变化
Fig. 3 Variation of mass flow rate and pump power of different refrigerants with pump frequency

小决定了工质泵的使用效果。本文采用传热面积之和与单蒸发器相同的双蒸发器并联形式作为单蒸发器机组的对比实验,得到其换热量在不同温度下随泵频率的变化,如图 4 所示。在室外温度分别为 0、5、10、15℃时,双蒸发器并联机组换热量均随泵频率升高而近似线性降低,各温度下的最大换热量分别为 19.674、15.509、11.075、6.978 kW;单蒸发器机组换热量随泵频率升高先升后降,最大换热量均出现在 35~40 Hz 之间,分别为 19.628、15.873、11.055、6.066 kW。由此可知在大部分温度下,单蒸发器和双蒸发器并联的换热量峰值相差较小,但峰值出现的节点由工质泵频率 35~40 Hz 减小到 30 Hz。这可能是由于双蒸发器并联形式流程更短,蒸发器内部阻力更小,使工质泵只需较小的功率就能达到相同的供液效果。

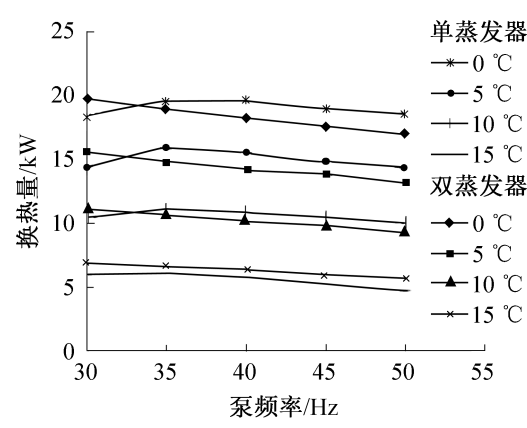


图 4 单、双蒸发器机组换热量
Fig. 4 Cooling capacity of pump-driven loop with one evaporator and two evaporators

机组换热量结合功率变化可得出机组 EER。图 5 所示为单、双蒸发器形式下泵驱动两相冷却机组 EER 随温度的变化。在室外温度 0~15℃范围内,双蒸发器并联机组 EER 的最大值为 15.348,大于单蒸发器机组的最大值 13.978,因此内部阻力的减小有助于机组 EER 的提升。同时,单蒸发器机组在室外温度 0、5、10、15℃时的 EER 峰值分别对应于泵频率 30、35、35、30 Hz,相应温度下换热量峰值对应的泵频率为 40、35、35、35 Hz,二者存在部分差异;而双蒸发器并联机组在不同室外温度下 EER 与换热量峰值所对应的泵频率均为 30 Hz。由此可知,无论从 EER 的大小还是从它与换热量的匹配情况来看,双蒸发器并联的效果均优于单蒸发器,因此,下文的实验全部采用双蒸发器并联形式。

3.2 工质质量流量变化时机组的运转特性

为研究风速和工质质量流量对机组性能的影响,

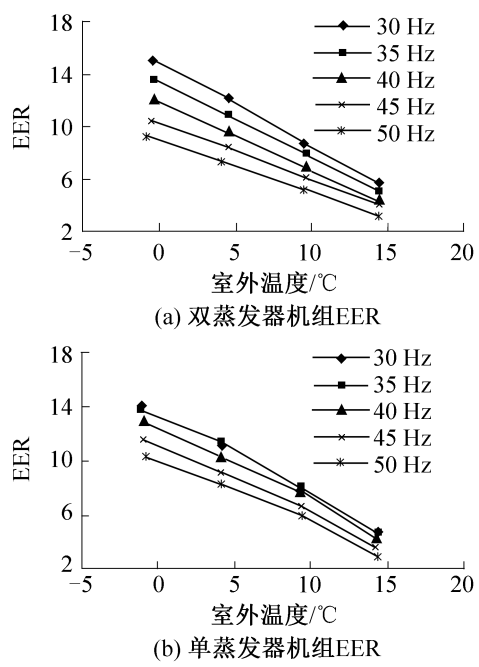


图 5 单、双蒸发器机组 EER
Fig. 5 EER of pump-driven loop with one evaporator and two evaporators

分别以室外风机风量和工质泵转速为控制变量进行对比实验。

在机组室外风机频率固定 40 Hz 不变的情况下,不同工质泵转速下的换热量随室外温度的变化如图 6 所示。换热量随室外温度的升高呈近似线性下降;工质泵转速越低,换热量越大,最大换热量为 19.257 kW,出现在工质泵频率 30 Hz 的工况。不同频率下,换热量随着室外温度的上升而下降,下降速度相差较小,室外温度由 0℃升至 15℃时,泵频率在 30~50 Hz 之间的 5 组换热量分别下降了 64.78%、65.35%、65.76%、66.40% 和 67.33%,降幅均在 2/3 左右。

图 7 所示为机组 EER 随室外温度的变化。机组 EER 的最大值为 17.760,与换热量最大值工况一致。同时,在室外温度由 0℃升至 15℃时,泵频率 30~50 Hz 之间的 5 组 EER 分别下降了 64.33%、64.85%、64.82%、64.59% 和 66.06%,与换热量的降幅相近。

3.3 风机风速变化时机组的运转特性

本文以室外风速为控制变量,分别测试了 5 组不同泵频率下的机组换热量随室外风机风量的变化,如图 8 所示。由图 8 可知,换热量均随风量上升而上升,但上升速度逐渐减小,最终在风量 16 000 m³/h 处达到最大值。由其增速不断减缓可知,随着风速的上升,单位风量所能带走的热量不断下降。图 9 所示为室外温度 0℃时,不同泵频率下 1 kW 换热量所需

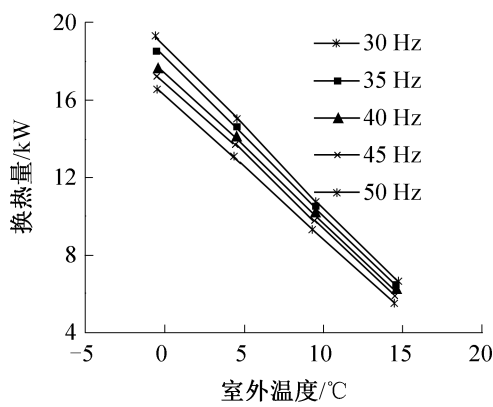


图 6 室外风机频率 40 Hz 时机组换热热量随室外温度的变化

Fig. 6 Variation of cooling capacity of pump-driven loop with outdoor temperature with an outdoor fan frequency of 40 Hz

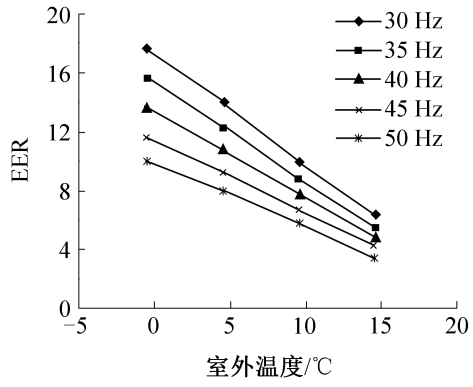


图 7 室外风机频率 40 Hz 时机组 EER 随室外温度的变化

Fig. 7 Variation of EER of pump-driven loop with outdoor temperature with an outdoor fan frequency of 40 Hz

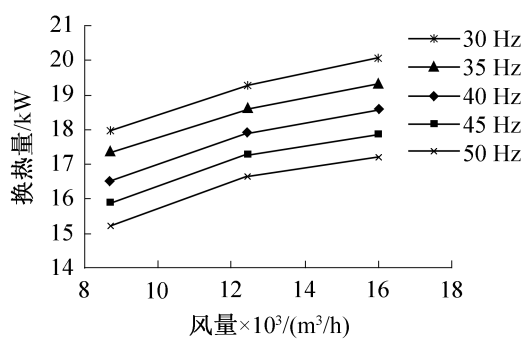


图 8 室外温度 0 °C 时机组换热热量随风机风量的变化

Fig. 8 Variation of cooling capacity of pump-driven loop with fan air volume under the outdoor temperature of 0 °C

风量随风机频率的变化。随风机频率的上升,交换 1 kW 热量所需风量线性上升,单位风量的换热效果不断下降。

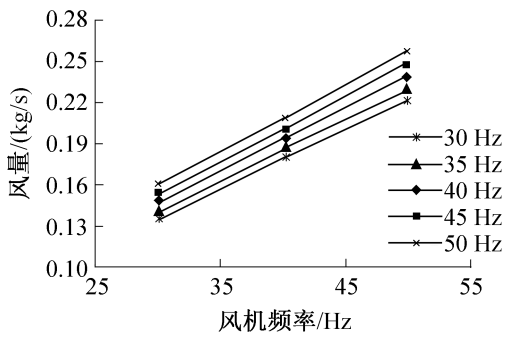


图 9 室外温度 0 °C 时 1 kW 换热热量所需风量随风机频率的变化

Fig. 9 Air volume required by 1 kW cooling capacity with fan frequency under the outdoor temperature of 0 °C

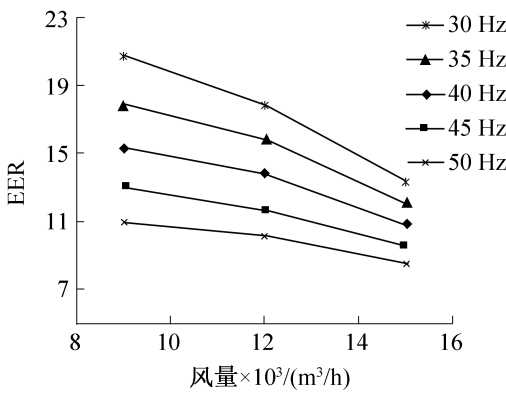


图 10 室外温度 0 °C 时机组 EER 随风机风量的变化

Fig. 10 Variation of EER of pump-driven loop with fan air volume under the outdoor temperature of 0 °C

换热效果的下降直观反映在 EER 的下降上,但由于风量与风机功率之间并非线性相关,故 EER 的变化规律与单位风量换热热量存在差异。图 10 所示为室外温度 0 °C 时,不同泵频率下机组 EER 随风机风量的变化。由图 10 可知,EER 随风量的上升而减小,且减小速度逐渐增大。同时,随泵频率的降低,EER 受风量的影响逐渐增大,原因是随着泵功率的减小,室外风机功率在机组总功率中所占比例上升。

由此可知,风量过大或过小虽然能在换热热量或 EER 中的一项上取得良好的效果,但不利于机组总体性能的提升。由于二者的变化曲线均为上凸,因此风量区间中间值附近的换热热量和 EER 均相对较高,机组性能较好。在以下替代工质的实验中,本文选择风量区间中间值附近的 12 450 m³/h 作为室外风机风量进行测试。

3.4 变工质运转特性

在蒸发器为双蒸发器并联形式、室外风机风量保持 12 450 m³/h 不变时,测试了 R32 和 R152a 替代 R22 用于泵驱动两相冷却系统的换热特性。

为了直观的观察和对比机组采用不同工质时的性能变化与相对大小,本文分析了 R32 和 R152a 与 R22 在换热量和 EER 的相对差值。此处的相对差值指相应工质与 R22 的换热量或 EER 之差与 R22 相应数值的比值。

3.4.1 R32 机组性能的相对变化

图 11 和图 12 所示分别为 R32 与 R22 机组在换热量和 EER 上的相对差值。由图 11 可知,R32 机组的换热量全部高于 R22 机组,且随着泵频率的增大,优势愈发明显。同时,随着室外温度的升高,R32 与 R22 机组换热量的相对差值在室外温度为 0 ~ 10 ℃ 范围内不断增大,而在 10 ~ 15 ℃ 范围内增长趋势则随频率下降而减缓,在 35 Hz 和 40 Hz 时已基本不变甚至略有降低,在 30 Hz 时甚至出现大幅下降的趋势,虽然 R32 在换热量方面较 R22 仍具优势,但优势极小,在实际应用中较为不利。

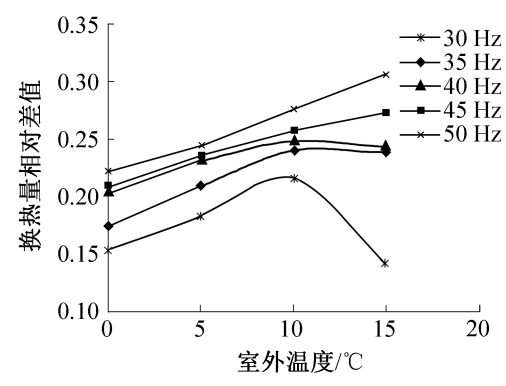


图 11 R32 与 R22 机组换热量相对差值

Fig. 11 Relative differences between cooling capacities of pump-driven loop using R32 and R22

由于机组功率在全实验温区内变化较小,故实验中 EER 主要受换热量影响。换热量相对差值的变化趋势也直接体现在 EER 的相对差值上,如图 12 所示。

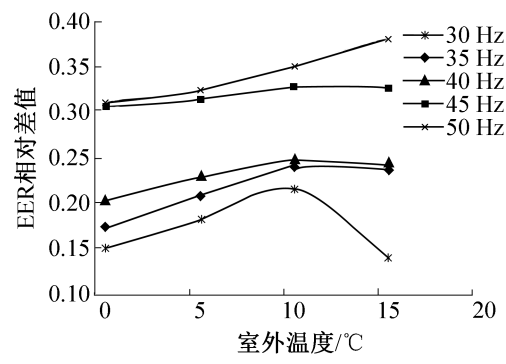
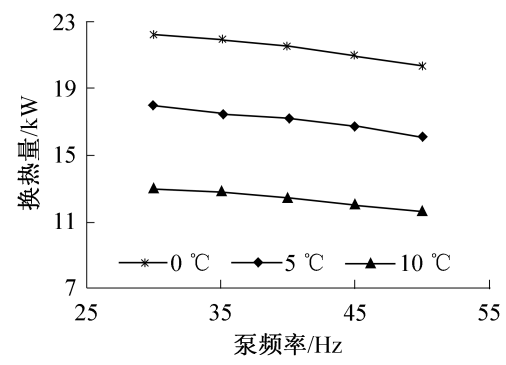


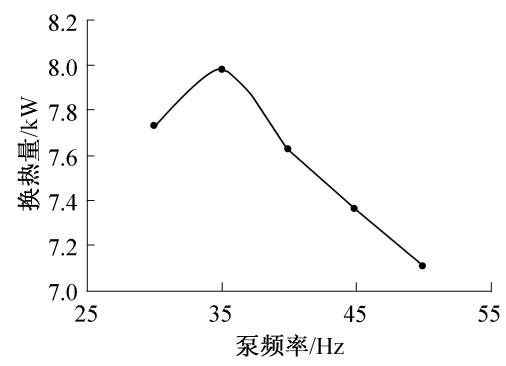
图 12 R32 与 R22 机组 EER 相对差值

Fig. 12 Relative differences between EER of pump-driven loop using R32 and R22

为了找出换热量相对差值随室外温度变化的原因,图 13 所示为 R32 在不同室外温度下换热量随泵频率的变化。由图 13 可知,在 0 ~ 10 ℃ 的室外温度区间内,机组换热量随泵频率的升高均近似线性下降,而室外温度为 15 ℃ 时,机组换热量则随泵频率升高先升后降,在泵频率 35 Hz 时达到峰值,与使用单蒸发器的 R22 机组的变化趋势相似。



(a) 室外温度 0、5、10 ℃



(b) 室外温度 15 ℃

图 13 不同室外温度下 R32 机组换热量随泵频率的变化

Fig. 13 Variation of cooling capacity of pump-driven loop with pump frequency using R32 with different outdoor temperature

通过视液镜观察发现,R32 机组在 30 Hz 时存在脉冲式断液流的现象,这是 R22 机组从未出现过的,由此判断二者换热量变化趋势的成因存在差异。为验证这种差异,图 14 给出了二者室内送风温差,即室内机进、出风温差的采样汇总。由图 14 可知,室外温度为 15 ℃ 时,泵频率 30 Hz 下 R32 机组室内送风温差的波动幅度约为 0.7 ℃,而 R22 机组室内送风温差的波动幅度略高于 0.1 ℃,因此 R22 机组送风温度的稳定性优于 R32 机组,同时,泵频率为 35 Hz 时 R32 机组室内送风温差的波动幅度略高于 0.2 ℃,稳定性远高于泵频率为 30 Hz 时 R32 机组。

图 15 所示为不同室外温度下 R32 与 R22 的质量流量随泵频率的变化。由图 15 可知,两工质质量

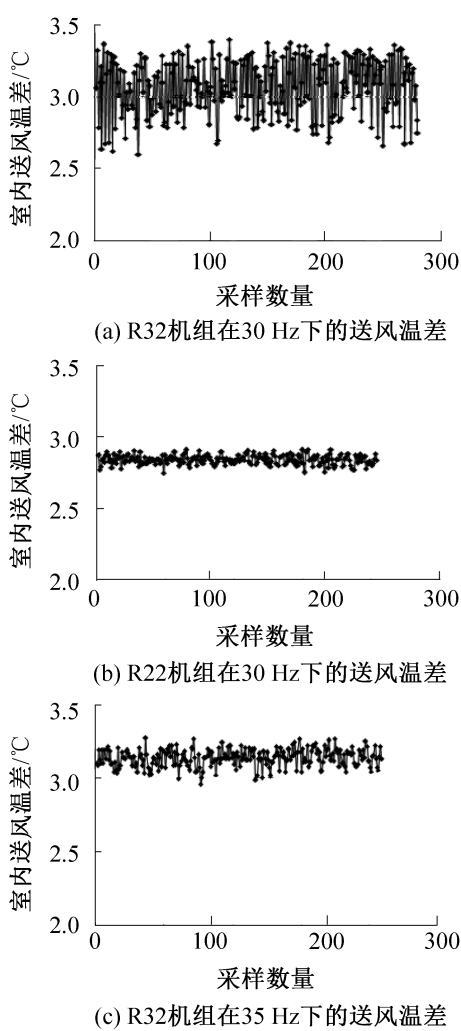


图 14 R32 与 R22 机组室内风机送风温差
Fig. 14 Temperature differences in indoor air supply of pump-driven loop using R32 and R22

流量均随泵频率的上升而升高,但 R32 在室外温度为 15 ℃、泵频率由 35 Hz 降至 30 Hz 时,质量流量的下降速度明显快于其他工况。原因可能是 R32 的冷凝压力在相同冷凝温度下较 R22 更高,且随温度升高而上升,故温度越高,机组运行压力越高。频率较低时,工质泵提供的动力难以克服机组过高的运行压力,导致供液量下降。此外,泵频率为 30 Hz 下 R32 在室外温度为 0 ℃时的质量流量与 15 ℃时的质量流量相差较小,而只有 15 ℃时供液断流。可能与室外温度为 15 ℃时机组换热能力不足且 R32 汽化率很低有关。

3. 4. 2 R152a 机组性能的相对变化

图 16 和图 17 所示分别为 R152a 与 R22 机组在换热量和 EER 上的相对差值。由图 16 可知,R152a 机组的换热量始终低于相应工况下 R22 机组的换热量,但相差较小,大部分工况下差距均小于 8%,最接

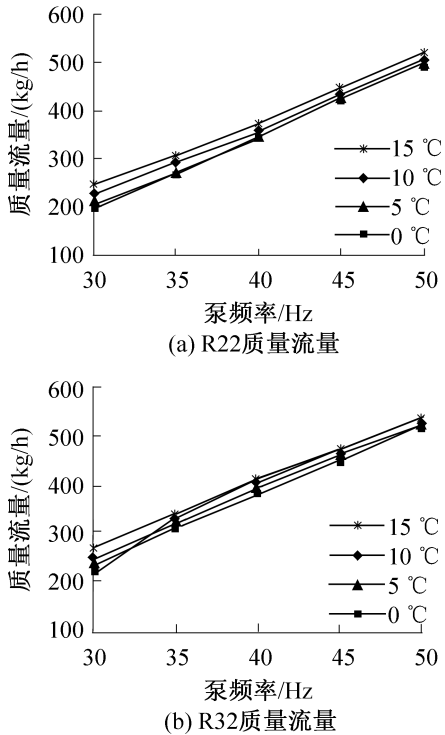


图 15 不同室外温度下 R22 与 R32 机组工质质量流量随泵频率的变化
Fig. 15 Variation of mass flow rates with pump frequency of pump-driven loop using R32 and R22 under different outdoor temperatures

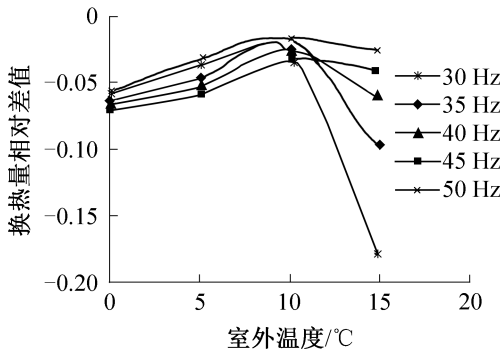


图 16 R152a 与 R22 机组换热量相对差值
Fig. 16 Relative differences between cooling capacities of pump-driven loop using R152a and R22

近时仅差约 1.7%。同时,随着室外温度的升高,R152a 与 R22 机组换热量的相对差值在室外温度 0 ~ 10 ℃范围内不断减小,而在 10 ~ 15 ℃范围内则逐渐增大,且泵频率越低,相对差值越大。

与 R32 类似,R152a 机组功率随温度变化也较小,EER 主要受换热量影响,故 EER 相对差值的变化趋势与换热量相对差值的变化趋势相似。但在 45 Hz 和 50 Hz 工况下,EER 相对差值为正值,说明 R152a 的 EER 在泵频率较高的工况下优于 R22。

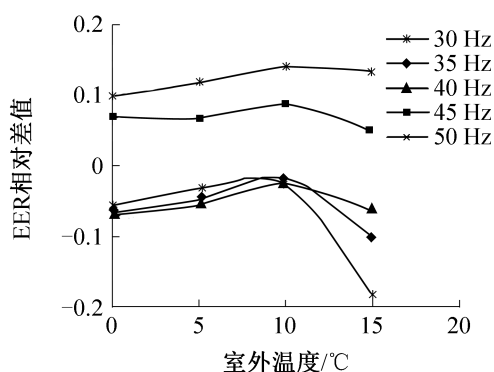


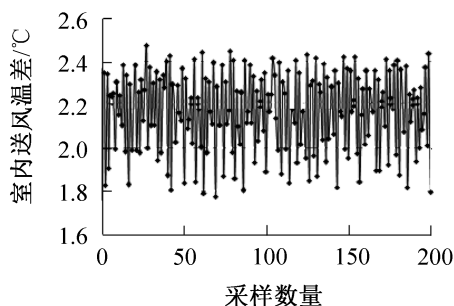
图 17 R152a 与 R22 机组 EER 相对差值

Fig. 17 Relative differences between EER of pump-driven loop using R152a and R22

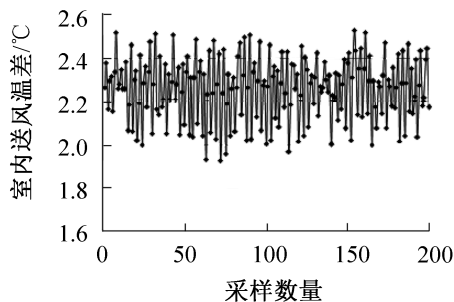
观察到 R152a 机组与 R22 机组换热量相对差值的变化趋势与 R32 机组类似,猜测 R152a 机组也存在供液不足的问题。R152a 机组在泵频率分别为 30、35、40 Hz 时,室内送风温差的采样情况如图 18 所示。由图 18 可知,泵频率为 30 Hz 下送风温差的波动幅度约为 0.6°C ,略小于 R32 机组;而 35 Hz 下送风温差的波动幅度约为 0.5°C ,远高于 R32 机组;40 Hz 下送风温差的波动幅度约为 0.3°C ,接近稳定。

由此可知,R152a 也存在工质泵低频下供液不足的问题,且泵频率 35 Hz 下送风温差的波动幅度已经较大,表现出供液不足的特征。因此 R152a 机组出现供液不足的频率高于 R32 机组,低频性能比 R32 机组更差。但其送风温差在泵频率 30 Hz 下的波动幅度略小于 R32 机组,也不存在脉冲式供液的现象。因此,本文测量了不同温度下机组运行时 R152a 的质量流量随泵频率的变化,如图 19 所示,发现 R152a 的质量流量不但小于同工况下 R22 和 R32 的质量流量,且室外温度为 15°C 时,R152a 质量流量随泵频率降低而下降的速度明显快于其他温度。这解释了 R152a 低频性能比 R32 更差的原因。而不出现脉冲式供液断流的原因可能是 R152a 的饱和冷凝压力远低于 R32,故泵频率较低时,其流量对温度的敏感性小于 R32;此外,R152a 机组换热量仅约为 R32 机组的 70%,而流量约为 R32 机组的 80%,故机组运行过程中工质汽化比例较低,不会出现完全汽化的现象,液流不中断。

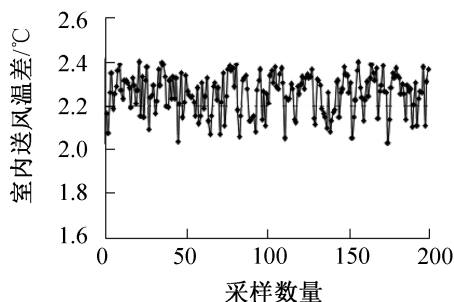
通过上述分析可知,R32 和 R152a 机组换热量出现峰值的原因都是由于工质泵低频下制冷剂流量过小,导致换热效果不足,R32 机组甚至出现了供液断流的现象。而 R152a 机组在泵频率 35 Hz 时已经表现出供液不足的特征,但其换热量仍大于 40 Hz 下的换热量,可知换热量的大小并非由单一因素影响,制



(a) 30 Hz 下的送风温差



(b) 35 Hz 下的送风温差



(c) 40 Hz 下的送风温差

图 18 室外温度 15°C 时不同频率下机组室内风机送风温差

Fig. 18 Temperature differences in indoor air supply of pump-driven loop with different pump frequencies with an outdoor temperature of 15°C

冷剂流量过大或过小均会对机组性能造成不利影响。

4 结论

基于回路热管自然冷却原理,设计了一种泵驱动两相冷却系统,围绕可能对该系统性能造成影响的换热器内部阻力、换热器迎面风速、工质质量流量和工质种类等因素,进行了实验研究,得出如下结论:

1) 以双蒸发器并联替代单蒸发器使用可以有效改善机组内部阻力较高、换热量与 EER 峰值泵频率不匹配的问题,且双蒸发器并联形式下的机组 EER 高于单蒸发器机组的 EER。

2) 在不同工质质量流量和风速下,泵驱动两相冷却机组的换热量和 EER 随室外温度由 0°C 升至 15°C 均下降约 $2/3$,换热量均随迎面风速的上升而减速

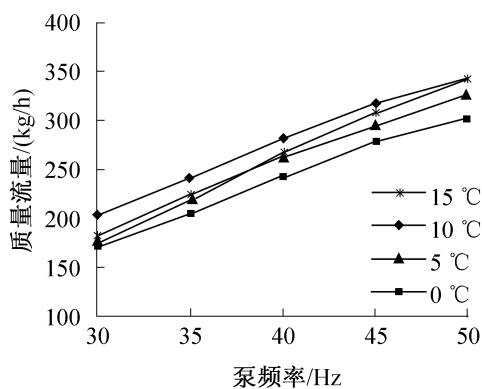


图 19 不同室外温度下 R22 与 R32 机组工质质量流量
随泵频率的变化

Fig. 19 Variation of mass flow rates with pump frequency
of pump-driven loop using R32 and R22 under
different outdoor temperature

升高,EER 则随之加速降低。风速过高或过低都对系统的综合性能不利。

3) 在以工质流量、风机风量、室外温度为变量的实验工况下,R32 机组的换热量和 EER 始终明显高于 R22 机组,综合性能在 3 种实验工质中最好。R152a 机组的换热量低于 R22 机组,但 EER 在泵频率大于 45 Hz 时高于 R22 机组。

4) R32 机组和 R152a 机组在室外温度较高时均存在工质泵低频性能较差,机组供液不足的问题。R152a 机组的低频性能比 R32 机组更差。

参考文献

[1] 中国数据中心产业发展联盟. 2012 年中国数据中心产业发展白皮书[R]. 2012. (China data center industry development alliance. White paper on development of China data center industry in 2012 [R]. 2012.)

[2] 工业和信息化部电信研究院. 云计算白皮书(2012 年)[R]. 2012. (Telecommunication research institute of ministry of industry and information technology. White paper on cloud computing (2012) [R]. 2012.)

[3] 皮立华,李文杰,刘丽. 云化数据中心的节能减排探讨[J]. 移动通信, 2012, 36(13):52–56. (PI Lihua, LI Wenjie, LIU Li. Discussion of energy conservation and emission reduction of clouded data center[J]. Mobile Communications, 2012, 36(13):52–56.)

[4] EBRAHIMI K, JONES G F, FLEISCHER A S. A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2014, 31(2):622–638.

[5] MEIJER G I. Cooling energy-hungry data centers [J]. Science, 2010, 328(5976):318–319.

[6] 张海南,邵双全,田长青. 数据中心自然冷却技术研究进展[J]. 制冷学报, 2016, 37(4):46–57. (ZHANG Hainan, SHAO Shuangquan, TIAN Changqing. Research advances in free cooling technology of data centers [J]. Journal of Refrigeration, 2016, 37(4):46–57.)

[7] JOUHARA H, MESKIMMON R. Heat pipe based thermal management systems for energy-efficient data centres [J]. Energy, 2014, 77:265–270.

[8] QIAN Xiaodong, LI Zhen, TIAN Hao. Application of heat pipe system in data center cooling [M]// Progress in Sustainable Energy Technologies Vol II. Springer International Publishing, 2014:609–620.

[9] 田浩,李震,刘晓华,等. 信息机房热管空调系统应用研究[J]. 建筑科学, 2010, 26(10):141–145. (TIAN Hao, LI Zhen, LIU Xiaohua, et al. Applied research for data center heat pipe air conditioning system [J]. Building Science, 2010, 26(10):141–145.)

[10] 田浩,李震. 基于环路热管技术的数据中心分布式冷却方案及其应用[J]. 世界电信, 2011(10):48–52. (TIAN Hao, LI Zhen. Distributed cooling scheme and application for data centers based on loop heat pipe technology [J]. World Telecommunications, 2011(10):48–52.)

[11] 张双,马国远,周峰,等. 数据机房自然冷却用泵驱动回路热管换热机组性能实验研究[J]. 土木建筑与环境工程, 2013, 35(4):145–150. (ZHANG Shuang, MA Guoyuan, ZHOU Feng, et al. Experimental analysis on function of free cooling unit with a pump-driven loop heat pipe for internet data center [J]. Journal of Civil, Architectural & Environmental Engineering, 2013, 35(4):145–150.)

[12] ZHANG Shuang, MA Guoyuan, ZHOU Feng. Experimental study on a pump driven loop-heat pipe for data center cooling[J]. Journal of Energy Engineering, 2014, 141(4):04014054.

[13] 马国远,魏川钺,张双,等. 某小型数据中心散热用泵驱动回路热管换热机组的应用研究[J]. 北京工业大学学报, 2015, 41(3):439–445. (MA Guoyuan, WEI Chuancheng, ZHANG Shuang, et al. Application of a pumped loop heat pipe heat exchanger unit for a small data center [J]. Journal of Beijing University of Technology, 2015, 41(3):439–445.)

[14] 马跃征,马国远,张双. 磁力泵驱动两相冷却环路的换热特性[J]. 化工学报, 2015, 66(11):4388–4393. (MA Yuezheng, MA Guoyuan, ZHANG Shuang. Heat transfer characteristics of two-phase cooling loop driven by magnetic pump [J]. CIESC Journal, 2015, 66(11):4388–4393.)

[15] 姚远. 应用于空调的重力型分离式热管换热器的设计和实验研究[D]. 广州:华南理工大学, 2010. (YAO

- Yuan. Design and experimental investigation of heat transferring capacity of gravitational separate type which applied to air-condition [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2010.)
- [16] 金鑫, 瞿晓华, 祁照岗, 等. 微通道型分离式热管传热性能实验研究 [J]. 制冷学报, 2011, 32(3): 15 – 19. (JIN Xin, QU Xiaohua, QI Zhaogang, et al. Experimental investigation on heat transfer of microchannel separate heat pipe [J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(3): 15 – 19.)
- [17] TONG Zhen, DING Tao, LI Zhen, et al. An experimental investigation of an R744 two-phase thermosyphon loop used to cool a data center [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 90: 362 – 365.
- [18] REAY D, KEW P, MCGLEN R J. Heat pipes: theory, design and applications [M]. 6th ed. Butterworth-Heinemann, 2014.
- [19] 马跃征. 泵驱动两相冷却与蒸气压缩制冷复合系统研究 [D]. 北京: 北京工业大学, 2016. (MA Yuezheng. Investigation on the integrated system of pump driven two phase cooling and vapor compression refrigeration [D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2016.)

通信作者简介

周峰, 男, 助理研究员, 北京工业大学制冷实验室, (010) 67391613, E-mail: zhouleng@bjut.edu.cn。研究方向: 制冷空调环保节能技术、余热回收技术、热管节能技术。

About the corresponding author

Zhou Feng, male, research assistant, Lab of Refrigeration, Beijing University of Technology, +86 10-67391613, E-mail: zhouleng@bjut.edu.cn. Research fields: environment protection and energy saving technology of refrigeration and air-conditioner, waste heat recovery technology, energy saving technology of heat pipe.