

文章编号: 1671-6612 (2019) 04-380-05

上海地铁车辆空调机组的变工况分析

高 洋

(上海轨道交通设备发展有限公司 上海 200245)

【摘 要】 分析了室内外环境变化对上海地铁某线空调机组的制冷性能的影响, 结果显示室内温、湿度较大时对制冷量几乎没影响, 冷凝器和蒸发器的传热恶化; 室内温度小于 30℃, 湿度小于 65%时, 才正相关于制冷量。制冷量随着室外温度的增加而不断减小, 变化过程分为两段下降, 温度较低时制冷量随室外温度下降斜率约为温度较高时的 1/5。增加冷凝器或蒸发器的面积对制冷量的增加只在换热面积较小时有效, 要防止换热面积过小致使制冷量损失过大。

【关键词】 空调机组; 室内温、湿度; 室外温度; 对数平均温差; 最小传热温差
中图分类号 TB657.2 文献标识码 A

Analysis of Variable Working Condition of Air Conditioning Units in Metro Vehicles

Gao Yang

(Shanghai Rail Transit Equipment Development Co., Ltd, Shanghai, 200245)

【Abstract】 This paper analyzes the influence of indoor and outdoor environmental changes on the cooling performance of the air-conditioning units in Shanghai Metro. The results show that when the indoor temperature and humidity are large, they have little effect on the cooling capacity, heat transfer in the condenser and the evaporator is deteriorating; when the indoor temperature is less than 30 °C, and the humidity is less than 65%, they are related to the cooling capacity. The cooling capacity decreases with the increase of the outdoor temperature, and the process is divided into two sections. When the temperature is low, the slope of the cooling capacity decreasing with the outdoor temperature is about 1/5 of the high temperature. Increasing the heat transfer area of the condenser or evaporator increases the cooling capacity only when the heat transfer area is small. To prevent the heat exchange area from being too small, the cooling capacity loss is too large.

【Keywords】 air conditioning unit; indoor temperature and humidity; outdoor temperature; logarithmic mean temperature difference; minimum heat transfer temperature difference

0 引言

由于地铁车辆空调机组的运行环境的复杂多变性, 给车辆空调系统的控制带来了巨大的挑战。目前列车空调机组主要是在设计工况下进行实验测试满足性能指标。然而在非设计工况下的性能很难去分析验证, 主要靠经验或者 PID 自动控制等, 对于整个空调系统的调节机理认识还比较模糊。

本文以上海地铁某线成熟的空调机组的设计工况为参考点来分析。选取室内空气温度、室内空

气湿度、室外冷凝空气温度、冷凝器对数平均温差、蒸发器对数平均温差五个代表的参数来模拟空调机组制冷循环的变工况, 以制冷量、压缩机进出口温度、制冷剂摩尔流量、冷凝器和蒸发器的最小传热温差六个参数为输出变量, 来综合表征空调机组的制冷循环的综合性能指标, 在考虑制冷量大小的同时还要分析当前冷凝器和蒸发器的传热状况是否恶化(对数平均温差一定的情况下, 最小传热温差能大致反映传热工况恶化程度), 是否压缩机处

于带液工况, 发展趋势以及工况的稳定性和适用性。对设计和指定地铁车辆空调系统的控制策略提供很好的借鉴。

1 问题描述和分析

1.1 问题描述

上海地铁某线空调机组选用 R407C 作制冷剂, 蒸发器和冷凝器为铜管铝翅片换热器, 电子膨胀阀, 压缩机选用涡旋压缩机。制冷循环的系统原理图如图 1 所示, 表 1 为空调机组的主要设计指标。

表 1 制冷循环主要设计参数

Table 1 Main parameters of the refrigeration cycle

类型	变频单冷 顶置一体式	制冷剂	R407C
额定制冷量	44kW	额定制冷功率	≤18.25kW
能效比	>2.3	循环风量	≥5000m ³ /h
新风量	≥1600m ³ /h	应急通风量	2000m ³ /h

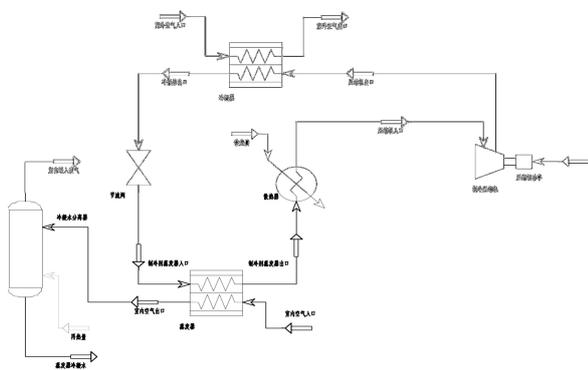


图 1 制冷循环的系统原理图

Fig.1 System schematic diagram of the refrigeration cycle

1.2 模型参数的确定

依照空调机组的计算书确定以上制冷循环的理论分析模型的参数为:

(1) 制冷压缩机模型: 功率为 15kW, 等熵压缩效率为 60%, 进、出口压力分别为 729kPa 和 2352kPa。进出口温度随着制冷剂流量的变化而变化;

(2) 冷凝器模型: 冷凝器为对数平均温差为 17℃, 制冷剂的流动阻力为 20kPa 的换热器, 室外空气侧温度 35℃, 相对湿度 70%, 流量 18000Nm³/h, 忽略空气侧阻力的影响;

(3) 蒸发器模型: 蒸发器为对数平均温差为 9℃, 制冷剂的流动阻力为 18kPa, 室内空气入口温度 29.54℃, 相对湿度 70%, 流量 5000Nm³/h, 忽略空气侧阻力的影响;

(4) 节流阀模型: 就是一个等焓过程, 已知入口温度和进出口压力, 可以得出口温度和气液分率。

1.3 分析过程

先假设压缩机入口温度为某一个值(取 15℃), 根据压缩机模型, 可以求出出口温度和制冷剂流量, 这样代入冷凝器模型中可以求出空气出口温度和制冷剂出口温度, 这样依次可以求出蒸发器的制冷剂入口温度和气液分率, 室内空气出口温度和冷凝水流量, 和制冷剂出口温度, 代替先前的假设温度重新计算直至假设温度和计算出的温度一致, 计算结束, 得到了整个制冷循环各个部件的进出口参数。

2 空调机组的变工况分析

2.1 室外冷凝空气温度的影响

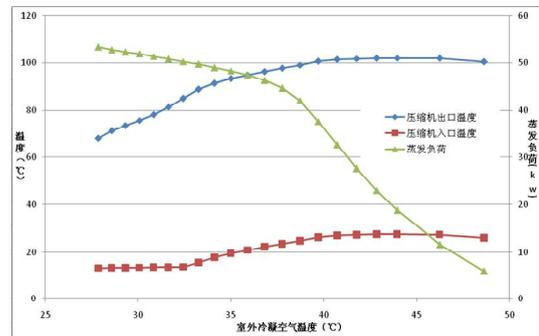


图 2 室外温度对制冷量和进出口温度的影响

Fig.2 Effect of outdoor temperature on cooling capacity and temperature at compressor inlet and outlet

图 2 反映了随着室外冷凝入口温度的变化对制冷量、压缩机进出口温度的影响。随着室外温度的上升制冷量先是缓慢下降, 然后过渡到五倍多的下降斜率, 室外温度小于 35℃时, 下降的斜率为 -0.7kW/℃, 室外温度大于 38℃时, 下降的斜率为 -3.6kW/℃。压缩机进出口温度基本随着室外温度的上升而上升, 然后趋于稳定值, 再微弱下降, 在较低室外温度时, 压缩机入口会带液, 维持温度不变, 室外温度大于 46℃时, 压缩机进出口温度有微弱下降的趋势。

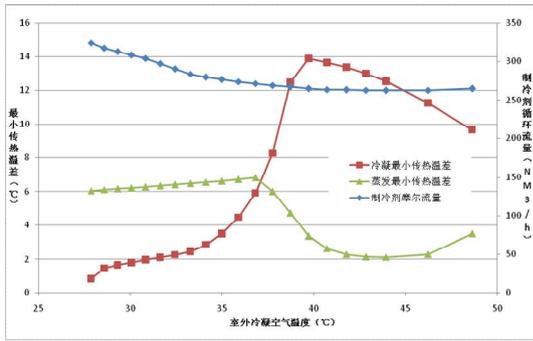


图3 室外温度对制冷剂流量和最小传热温差的影响

Fig.3 Effect of outdoor temperature on refrigerant flow and minimum heat transfer temperature difference

图3给出了制冷剂摩尔流量随室外温度的变化规律,随着室外温度的增加,制冷剂摩尔流量先匀速下降(斜率为 $-7.2\text{Nm}^3/\text{h}/^\circ\text{C}$),然后趋于稳定值 $260\text{Nm}^3/\text{h}$ 。冷凝器的最小传热温差随着室外温度的上升先上升,然后从 35°C 时开始进入跳跃式上升到最大值 13.9°C ,此时室外温度为 40°C ,然后再以 $-0.5^\circ\text{C}/^\circ\text{C}$ 的斜率下降。蒸发器的最小传热温差在室外温度较小时微弱上升达最大 6.8°C (室外温度小于 36°C ,上升斜率约 0.08),然后跳跃式下降到最低值 2°C (室外温度 43°C),维持一段后缓慢回升。

2.2 室内空气温度的影响

图4、5给出了蒸发入口温度对整个制冷循环的影响,随着蒸发入口温度从 25°C 增加至 35°C ,制冷负荷先匀速增加,增加的斜率为 $2.4\text{kW}/^\circ\text{C}$,到参照工况点 29.54°C 时趋于不变。压缩机进口温度的变化趋势是蒸发入口温度小于 29°C 时,先基本不变(压缩机入口处于带液状态),然后快速上升,斜率 6.7 ,大于 30°C 时变为以 1.5 的斜率缓慢上升;压缩机的出口温度的变化趋势是蒸发入口温度小于 27°C 时,先基本不变(或者上升十分微弱),然后快速上升,斜率 14.5 ,蒸发入口温度大于 31°C 变为以 1.5 的斜率缓慢上升。

制冷剂摩尔流量随着蒸发入口温度的增加先是以 $-35\text{Nm}^3/\text{h}/^\circ\text{C}$ 的斜率匀速下降,然后趋于微弱的下降(斜率约 $1.7\text{Nm}^3/\text{h}/^\circ\text{C}$);冷凝最小传热温差在蒸发入口温度小于 27°C 时,先以 -0.9 的斜率下降;然后转入 -3 的斜率加速下降,再以 -0.1 的斜率缓慢下降;蒸发器最小传热温差在蒸发入口温度小于 30°C 时,基本维持在 6.6°C 最大值不变,然后以 -2.3 的斜率加速下降,最后以 -0.2 的斜率下降到

零。

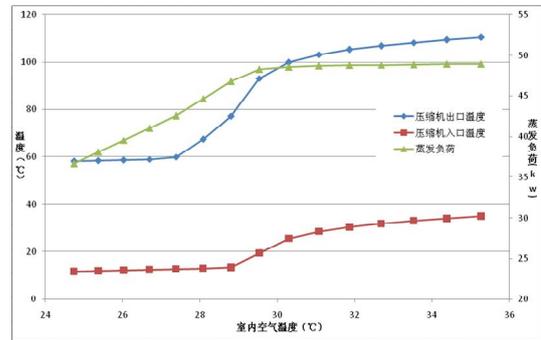


图4 室内温度对制冷量和进出口温度的影响

Fig.4 Effect of indoor temperature on cooling capacity and temperature at compressor inlet and outlet

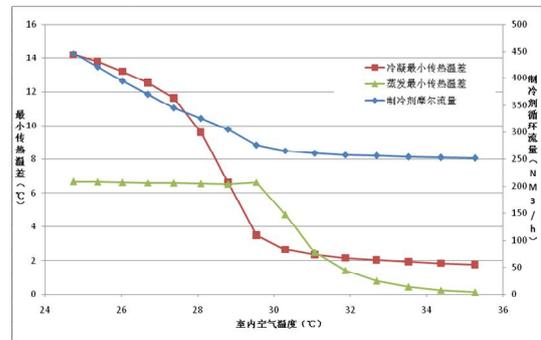


图5 室内温度对制冷剂流量和最小传热温差的影响

Fig.5 Effect of indoor temperature on refrigerant flow and minimum heat transfer temperature difference

2.3 室内空气湿度的影响

室内空气湿度反应了室内潜热负荷的大小,在温度和流量不变的情况下,空气湿度越大,含湿量也越大,出口冷凝水就越多。

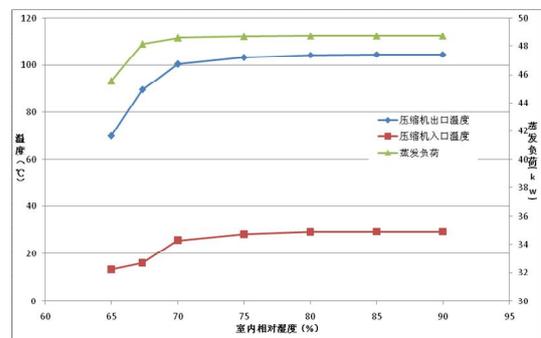


图6 室内湿度对制冷量和进出口温度的影响

Fig.6 Effect of indoor humidity on cooling capacity and temperature at compressor inlet and outlet

从图6可以得知,随着室内空气湿度的增加,

压缩机进出口温度以及制冷量的变化规律。室内空气湿度小于 70% 时, 压缩机入口温度随着室内空气湿度的增加先增加, 然后趋于 29℃ 维持不变。这主要是受室内空气入口温度 29.5℃ 的传热限制。出口温度也是先增加, 然后趋于 104℃ 不变。制冷量 (即蒸发负荷) 的变化趋势也是先增加, 在室内空气湿度达到 70% 时, 制冷量达到 48.6kW, 然后趋于 48.7kW 维持不变。

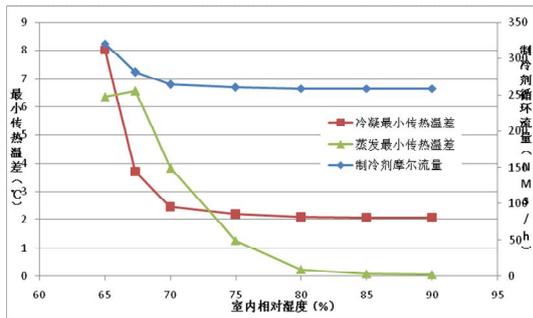


图 7 室内湿度对制冷剂流量和最小传热温差的影响

Fig.7 Effect of indoor humidity on refrigerant flow and minimum heat transfer temperature difference

图 7 显示了冷凝器和蒸发器的最小传热温差、制冷剂的摩尔流量随室内空气湿度的变化趋势。除了蒸发器的最小传热温差先小幅上涨, 都是迅速下降然后趋于某一固定值。蒸发器最小传热温差趋于 0℃, 冷凝器最小传热温差趋于 2℃, 制冷剂摩尔流量趋于 259Nm³/h。

2.4 冷凝器对数平均温差的影响

对数平均温差反应了换热器换热面积的大小, 在一定的换热量的情况下, 对数平均温差越大, 需要的换热面积也越大, 换热器的体积和重量就越大。选择合理的对数平均温差对整个制冷循环运行的经济性有重要影响。参照设计工况点可知, 整个单元式制冷机组中冷凝器的换热量为 59kW, 重量约 49kg, 对数平均温差 17℃, 而蒸发器换热热量约为 46kW, 重量 23kg, 对数平均温差为 9℃。单纯的从传热学角度分析, 冷凝器传热的紧凑性不如蒸发器, 冷凝器的对数平均温差选取还受制冷循环实际的工况特性影响。

图 8、9 显示了冷凝器的对数平均温差的变化对参考工况下的空调机组制冷循环的综合性能的影响。冷凝器的对数平均温差从 9℃ 到 35℃, 相当于换热器的面积大约从 2 倍减小到原来的一半, 制冷量从最大值 50kW 先是缓慢下降, 然后过渡到加

速下降 (冷凝器对数传热温差在 21℃ 至 28℃ 时, 制冷量从 42kW 下降到 16kW, 斜率为 -3.7kW/℃); 相应的压缩机进口温度先基本维持不变, 然后 16℃ 至 22℃ 间以 2 的斜率上升至最大值维持不变, 最后缓慢下降, 压缩机出口温度在蒸发器对数平均温差小于 12℃ 时基本维持不变, 然后过渡到以 2.5 的斜率的上升到最大值维持不变, 最后缓慢下降。

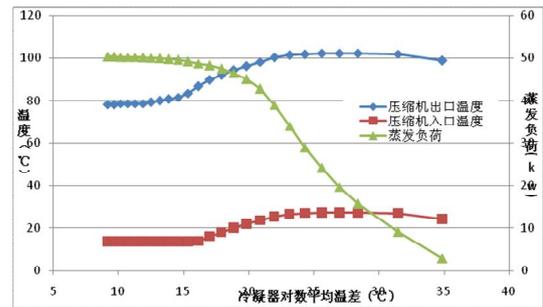


图 8 对数平均温差对制冷量和进出口温度的影响

Fig.8 Effect of logarithmic mean temperature difference of condenser on cooling capacity and temperature at compressor inlet and outlet

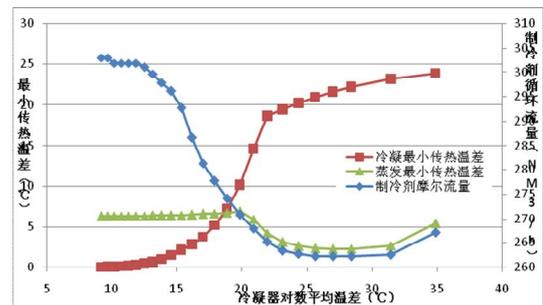


图 9 对数平均温差对制冷剂流量和最小传热温差的影响

Fig.9 Effect of logarithmic mean temperature difference of condenser on refrigerant flow and minimum heat transfer temperature difference

从图 9 可以看出, 在冷凝器对数平均温差小于 13℃ 时, 制冷剂摩尔流量先维持不变然后缓慢的下降, 对数平均温差在 13℃ 至 21℃ 时, 以 -4.5Nm³/h/℃ 的速度下降, 然后过渡到最小值 262Nm³/h 维持不变, 大于 32℃, 在缓慢回升。冷凝器的最小传热温差从 0℃ 先是缓慢上升, 然后平滑过渡到斜率为 3 的上升过程, 在冷凝器对数平均温差大于 22℃ 时上升斜率变为 0.4。蒸发器的最小传热温差在冷凝器对数平均温差小于 20℃ 时基本维持不变, 然后迅速下降到最低点 2.2℃, 维持一段后缓慢回升。

2.5 蒸发器对数平均温差的影响

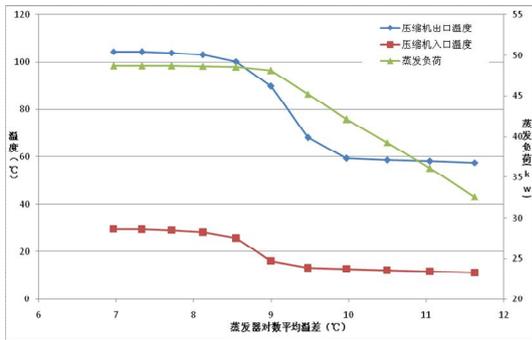


图 10 对数平均温差对制冷量和进出口温度的影响

Fig.10 Effect of logarithmic mean temperature difference of evaporator on cooling capacity and temperature at compressor inlet and outlet

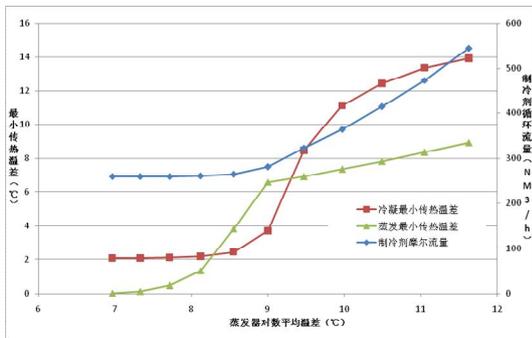


图 11 对数平均温差对制冷剂流量和最小传热温差的影响

Fig.11 Effect of logarithmic mean temperature difference of evaporator on refrigerant flow and minimum heat transfer temperature difference

图 10、11 给出了蒸发器对数平均温差对整个制冷循环主要系统参数的变化规律。制冷量在对数平均温差小于 9℃ 基本维持不变，然后以 -5.9kW/℃ 的斜率匀速下降。蒸发器对数平均温差在较小（即换热面积较大）时，压缩机的进出口温度都是稳定的微弱下降，从对数平均温差 8℃ 开始转入快速下降，最后又变为平缓的下降过程。压缩机入口温度比出口先转入平稳（入口：蒸发器对数平均温差大于 9.5℃ 时，出口：蒸发器对数平均温差大于 10℃ 时）。

从图 11 中可知，制冷剂摩尔流量随着蒸发器对数平均温差的增加先是基本维持不变，在大于 9℃ 时以 99Nm³/h/℃ 的斜率上升；冷凝器的最小传热温差在蒸发器对数平均温差小于 8℃ 时基本维持 2℃ 不变，然后过渡到迅速以 5.5 的平均斜率上升，最后缓慢上升趋于 14℃；蒸发器的最小传热温差从 0℃ 先是缓慢上升，然后平滑过渡到斜率为 6 的

上升过程，在参考工况点时上升斜率下降为 0.9。

3 结论

通过以上上海地铁某线空调机组的变工况分析可知：

(1) 室内温、湿度较大时对制冷量几乎没影响，冷凝器和蒸发器的传热恶化，室内温度小于 30℃，湿度小于 65% 时，才正相关于制冷量。

(2) 制冷量随着室外温度的增加而不断减小，分为两段下降，温度较低时制冷量随室外温度下降斜率约为温度较高时的 1/5，室外温度的转折点约在 36℃。

(3) 增加冷凝器或蒸发器的面积对制冷量的影响十分有限，过大的换热面积会使传热恶化，制冷量几乎不变，即制冷量的增加只在换热面积较小时有效，因此，要防止冷凝器或蒸发器的面积过小致使制冷量损失过大。

参考文献：

- [1] 张艳萍,毛如香,马喜成,等.地铁车辆多压缩机变频空调与变频空调的比较[J].电力机车与城轨车辆,2014,37(6):73-74,84.
- [2] 王永鏢,欧阳仲志,刘忠庆,等.城轨车辆采用变频空调的节能试验研究[J].铁道车辆,2017,55(3):5-10,4.
- [3] 张从慧,李剑,任广强,等.变频多联空调技术在轨道车辆应用的试验研究[J].电力机车与城轨车辆,2016,39(5):43-46,84.
- [4] 陈萍,张永利,李超.青岛市轨道交通车辆采用变频空调满足节能舒适健康的应用研究[J].城市轨道交通研究,2017,20(7):123-126.
- [5] 徐向彬,龙静.地铁车辆空调温度控制模型研究[J].制冷与空调,2016,16(6):83-86.
- [6] 尤顺义,张静,林灿洪,等.小管径内螺纹铜管在空调系统中的应用[J].制冷技术,2010,30(2):22-25.
- [7] 王宏宇,韩冰,吕艳宗.微通道冷凝器用于地铁空调机组的试验分析[J].制冷与空调,2016,16(12):83-86.
- [8] 欧阳仲志.铁道行业标准《铁道客车空调机组》修订综述[J].铁道技术监督,2011,39(3):4-7.
- [9] 周禄.广州地铁 4 号线和 5 号线空调制冷等级调节分析[J].机电传动,2011,(6):64-65,69.
- [10] 于文晶,康伟.城市轨道交通车辆空调系统的节能方案分析[J].制冷技术,2015,35(1):67-69.
- [11] 李瑞振.地铁车辆应用变频空调的节能分析[J].节能,2014,33(1):33-36.
- [12] 任滔,丁国良,韩维哲,等.空调器中采用小管径的影响分析及研发思路[J].制冷技术,2012,32(1):49-52,67.