

文章编号: 1005-0329(2011)04-0058-04

户式中央空调工况对比试验研究

李好学, 李建雄

(河南机电高等专科学校, 河南 新乡 453002)

摘要: 空调机组名义工况试验费时费工, 达到稳定工况有时很困难。因此, 通过常温试验反映机组主要性能指标就显得非常重要。空调机组名义工况试验结果和常温性能试验结果之间是存在对应关系的。针对新飞 13.6 kW 户式中央空调机组, 通过大量常温性能试验和名义工况试验相对比, 分析确定出常温试验条件下和名义工况试验条件下机组主要性能指标(制冷量、输入功率和能效比)之间的对应关系, 对掌握空调机组性能、控制批生产质量起到了重要指导意义。

关键词: 户式中央空调; 名义工况; 常温工况; 试验; 对比

中图分类号: TB657.2 **文献标识码:** A doi:10.3969/j.issn.1005-0329.2011.04.013

Condition Contrast Test Research of Household Central Air Conditioning System

LI Haoxue, LI Jianxiong

(Henan Mechanical and Electrical Engineering College, Xingxiang 453002, China)

Abstract: The standard condition tests of the air conditioning always take much time and works. Getting stable conditions is difficult sometimes. Thus it is very important to reflect the unit's main performances with common temperature tests. The common test results are corresponding to standard test results. Aiming at Xifei 13.6 kW household central air conditioning, the corresponding relations of the unit refrigeration performances between common temperature and standard condition are made by lots of tests. The study has important guide significance for controlling quality and guaranteeing performance.

Key words: household central air conditioning; standard condition; common temperature condition; test; contrast

1 户式中央空调性能试验

我国常用的户式中央空调主要有风冷热泵送水式空调机组、风冷热泵风管式空调机组和水源热泵送水式空调机组等几种^[1~3], 性价比较好且市场份额最大的是风冷热泵型户式中央空调。本文性能试验全部基于该类型的名义制冷量为 13.6 kW 的新飞立式热泵型户式中央空调机组 XFHLR13.6L。

GB18430.2-2001《户用和类似用途的冷水(热泵)机组》中检验规则规定^[4], 批量生产的机组, 在抽样检验中应按名义工况进行制冷量和制热量等项目检验。名义工况试验做出的机组性能指标属于标准参数, 能反映机组的真实情况, 便于沟通交流。

1.1 户式中央空调机组常温性能试验研究现状

及意义

由于制冷机组名义工况试验费时费工, 还受试验条件限制, 因此要达到规定的稳定工况有时很困难。因此, 通过常温试验反映机组主要性能指标(如制冷量、输入功率、能效比等)就显得非常重要。这样不仅可以掌握每一台产品的主要性能, 而且对产品的质量的控制也更直接, 更有效。

国外在空调整能、蓄能及房间空气净化方面研究较多, 国内在列车空调的变工况方面研究相对多一些, 作者未检索到有关空调常温工况和名义工况对比研究方面的相关资料。通过近 2 年时间的大量常温试验和名义工况试验, 得出了不同环境温度下空调机组制冷运行主要性能指标之间的对应关系。

1.2 建立性能试验室

性能试验方法采用液体载冷剂法。按照 GB/

收稿日期: 2009-11-02 修稿日期: 2010-08-10

GB/T 15481—2000《检测和校准实验室能力的通用要求》建立户式中央空调机组性能试验室, 负载室安装多台风机盘管用于调节水温, 数据记录采取计算机辅助测试系统。

1.3 机组名义工况试验

按照 GB/T 18430.2 机组名义工况各项要求, 机组的性能。机组在名义工况下制冷、制热运行试验结果如表 1 所示。

表 1 名义工况试验结果

试验内容	制冷试验	制热试验
水流量 (L/s)	0.626	0.688
进出水温差 (°C)	5	5
制冷(热)量 (kW)	13.10	15.37
输入功率 (kW)	4.87	4.92
能效比	2.69	3.12
氟系统高压 (MPa)	1.82	1.80
氟系统低压 (MPa)	0.41	0.32
压缩比	4.44	5.63
电功率因数 (%)	83.6	86.3

1.4 机组常温工况试验

以下对本课题选定的户式中央空调机组在不同环境温度下进行制冷运行测试。

试验机组常温性能试验参照 GB/T 18430.2 中名义工况试验条件, 进出水温分别保持为 12°C 和 7°C, 稳定 10min 后记录不同环境温度下空调机组的各项性能指标。为了得到理想的试验结果, 常温变工况试验历时一年半, 基本涵盖了生产场地的所有环境温度。

常温工况试验测试数据如表 2 (表中温度指干球温度) 所示。

1.5 试验测量不确定度评定

测量仪表的精度、安装和使用均按照 GB/T 10870—2001《容积式和离心式冷水(热泵)机组性能试验方法规定要求》^[5], 风冷机组的空气温度的测量按 GB/T 18430.2 要求进行。本课题试验用仪器和设备均在有效检定期内, 各项指标均符合 GB/T 10870 要求。试验严格按照 GB/T 10870 机组考核工况要求进行, 性能曲线拟合时, 由于机组工况不够稳定造成的个别偏移点, 都进行了重复试验而得以校正, 试验数据的复现性较好。

我国 1999 年颁布实施了 JJF 1059—1999《测量不确定度评定与表示》^[6]。2000 年发布了 GB/T 15481—2000《检测和校准实验室能力的通用要求》^[7], 要求检测实验室应对试验的测量不确定

度进行评定。

表 2 变环境温度制冷工况试验数据 (温度间隔约 1.5°C)

环境温度 (°C)	制冷量 (kW)	输入功率 (kW)	能效比
3.5	18.73	3.39	5.52
5.0	18.48	3.37	5.49
6.5	18.26	3.34	5.46
8.0	18.00	3.32	5.42
9.6	17.73	3.30	5.37
11.1	17.56	3.31	5.31
12.7	17.33	3.32	5.22
14.2	17.15	3.34	5.13
15.6	17.09	3.41	5.01
16.9	17.01	3.49	4.87
18.4	16.97	3.61	4.70
19.5	16.95	3.66	4.63
21.0	16.84	3.84	4.39
22.5	16.61	3.95	4.21
24.0	16.17	3.98	4.06
25.4	15.96	4.16	3.84
27.1	15.46	4.20	3.68
28.5	15.03	4.33	3.47
30.0	14.41	4.39	3.28
31.5	14.20	4.55	3.12
33.5	13.60	4.65	2.92
34.9	13.23	4.85	2.73
36.5	12.86	4.93	2.61
37.9	12.45	5.04	2.47
39.5	12.03	5.11	2.35
41.0	11.69	5.23	2.24
42.4	11.33	5.41	2.09

XFHLR13.6L 户式中央空调机组性能试验中使用的主要测量仪器的量程和不确定度如表 3 所示^[8]。

表 3 主要测量仪器的量程和不确定度

仪器名称	型号	量程	分度值 (准确度等级)
多路温度测试仪	TC-2	-50~250°C	0.05°C
智能涡轮流量计	LWGY-25	1~10m ³ /h	±0.5%
电参数综合测量仪	AN7931A	电压 AC 0V~600.0V 电流 0.030~5.000~40.00A 相有功功率 0.001~24.00kW 总有功功率 0.001~72kW 功率因数 0.10~1.0	电压、电流、有功功率: (0.25%×读数+0.25%×量程) 功率因数: ±0.25% ×满量程值

经计算得出主要测量参数的相对不确定度如下:

功率: $U=2.32\%$ 温度: $U=0.41\%$ 流量: $U=1.29\%$.

本课题试验主要测量指标的相对标准不确定度均在 3% 以内, 试验结果可靠。

1.6 机组制冷量和环境温度的关系

机组制冷量和环境温度的关系曲线如图 1 所示。随着环境温度的升高, 曲线单调下降, 基本上由 3 部分组成。第一部分是从环境温度 3.5°C 至 12.7°C (数据点阵中 $N^{\circ}1 \sim N^{\circ}7$) 近似为直线。第二部分从环境温度 12.7°C 至 24.0°C (数据点阵中 $N^{\circ}7 \sim N^{\circ}15$) 近似为具有一个拐点的圆弧曲线, 中间有一段平缓区。第三部分是从环境温度 24.0°C 至 42.4°C (数据点阵中 $N^{\circ}15 \sim N^{\circ}27$) 近似为直线。曲线表明, 在环境温度 24.0°C 以上的相对高温区机组制冷量虽然也是随着环境温度的增高而单调下降, 但下降得要更快些。

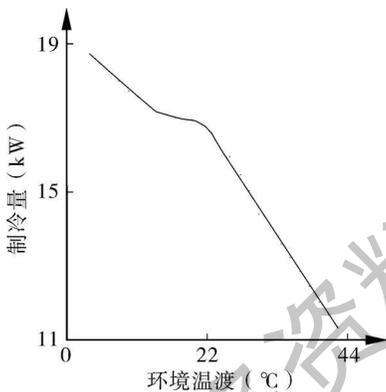


图 1 制冷量—环境温度关系曲线

显然, 制冷量和环境温度的关系曲线中存在一个缓冲区, 单方向改变环境温度时, 机组制冷量、输入功率和能效比并非等速率渐变。因此可以认为, 空调机组存在一个“驻缓制冷温度”。

空调机组“驻缓制冷温度”可以定义为: 随着环境温度的升高, 空调机组制冷量并无明显下降的运行温度范围。

本课题所研究的新飞 13.6 kW 户式中央空调机组的“驻缓制冷温度”是 $14 \sim 21^{\circ}\text{C}$, 是一个较小的范围, 空调机组在此范围内运行时, 制冷量具有相对理想值, 具有较好的节能效果。不同规格的空调机组可能存在不同的“驻缓制冷温度”。

空调机组“驻缓制冷温度”的意义: 近几年由于用电紧张的缘故, 不少城市实行分段用电价格,

夜间后半夜用电低谷时的电价最便宜, 于是冰蓄冷(蓄能)空调走俏北京、上海等大中城市^[9]。如果设想冰蓄冷空调能在其驻缓制冷温度中运行的话, 可能有利于节能^[10]。

机组制冷量——环境温度函数拟合:

利用最小二乘法对表 2 中参数进行拟合^[11],

可以得到机组制冷量——环境温度函数为:

$$\begin{cases} Q=0.002222 t^3-0.189092 t^2+19.371251 t-3.5^{\circ}\text{C} \leq t \leq 12.7^{\circ}\text{C} \\ Q=-0.007368 t^2+0.188133 t+16.023038 & 12.7^{\circ}\text{C} < t < 24.0^{\circ}\text{C} \\ Q=0.001232 t^3-0.350527 t^2+23.974543 t & 24.0^{\circ}\text{C} \leq t \leq 42.4^{\circ}\text{C} \end{cases} \quad (1)$$

1.7 机组输入功率和环境温度的关系

机组输入功率—环境温度关系曲线如图 2 所示。

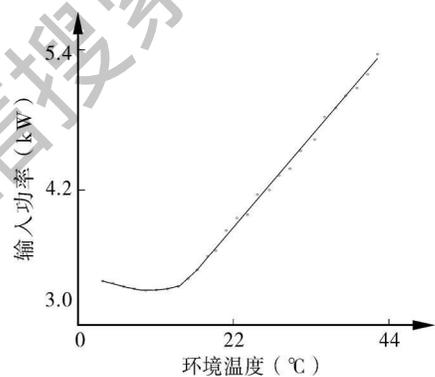


图 2 输入功率—环境温度曲线

由图 2 可见, 曲线并非单调下降或上升, 中间也存在一个缓冲变化区域。原因和机械传动有关。当环境温度较低时, 压缩机材料由于冷作硬化, 硬度变大, 摩擦系数增大, 机械力增大, 致使输入电功率增大。而当环境温度过高时, 又由于机械传动产生热量, 材料粘度增大, 机械力增大, 造成输入电功率增大。该曲线中缓冲区的存在, 是产生空调机组“驻缓制冷温度”的直接原因。

由于压缩机的试验工况(冷凝温度 51°C , 蒸发温度 2.5°C)和额定条件(冷凝温度 54.4°C , 蒸发温度 7.2°C)不同^[12], 风机的实际风量和功率与空气流过换热器的阻力密切相关, 所以空调机组一般实际功率比额定功率稍高。

机组输入功率——环境温度函数拟合:

利用最小二乘法进行数据拟合, 可以得到机组输入功率——环境温度函数为:

$$\begin{cases} P = 0.003067 t^2 - 0.058228 t + 3.575683 \\ 3.5^\circ\text{C} \leq t \leq 16.9^\circ\text{C} \\ P = 0.000174 t^2 + 0.062508 t + 2.405975 \\ 16.9^\circ\text{C} \leq t \leq 42.4^\circ\text{C} \end{cases} \quad (2)$$

1.8 机组能效比和环境温度的关系

机组能效比—环境温度曲线如图 3所示。随着环境温度的增高,能效比曲线呈单调变速率下降趋势。

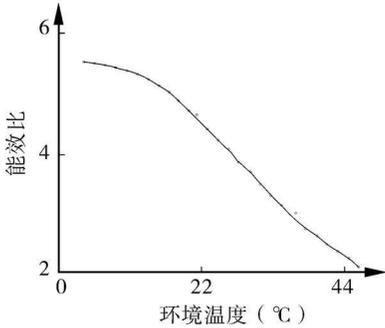


图 3 能效比—环境温度关系曲线

能效比—环境温度函数拟合:

利用最小二乘法进行数据拟合,可以得到机组输入功率—环境温度函数为:

$$\begin{cases} \omega = -0.003369 t^2 + 0.022908 t + 5.465204 \\ 3.5^\circ\text{C} \leq t \leq 16.9^\circ\text{C} \\ \omega = 0.000975 t^2 - 0.169573 t + 7.515512 \\ 16.9^\circ\text{C} < t \leq 42.4^\circ\text{C} \end{cases} \quad (3)$$

2 常温工况与名义工况性能试验结果对比研究

2.1 机组常温试验和名义工况试验结果对比研究

以表 1中试验用样机的标准参数为基准,采取直线逼近的办法假定经验公式^[13],然后再通过校核试验进行验证和改进。

(1) 机组制冷量

被测机组标准(名义工况)制冷量计算式:

$$Q = Q_0 - Q_1 + 13.10 \quad (4)$$

式中 Q_0 ——在机组运行时的环境温度 t 条件下测得的机组制冷量, kW

Q_1 ——图 1中环境温度 t 对应的制冷量, kW

(2) 机组输入功率

被测机组标准(名义工况)输入功率计算式:

$$P = P_1 - P_0 + 4.87 \quad (5)$$

式中 P_1 ——在机组运行时的环境温度 t 条件下测得的机组输入功率, kW

P_0 ——图 2中环境温度 t 对应的机组输入功率, kW

(3) 机组能效比

被测机组标准(名义工况)能效比计算式:

$$\omega = \omega_1 - \omega_0 + 2.69 \quad (6)$$

式中 ω_1 ——在机组运行时的环境温度 t 条件下测得的机组能效比

ω_0 ——图 3中环境温度 t 对应的机组能效比

使用以上经验公式时,被检测的机组必须是部件配置和试验样机相一致的 XHHLR13.6L同类型机组。

2.2 校核试验

从生产线上先后随机挑出 16台 XHHLR13.6L机组,分别进行在线常温性能试验和名义工况条件的校核试验,对式(4)~(6)分别进行验证。

根据校核验证情况,上述公式用来计算空调机组标准性能指标的误差不超过 3%,完全可以用于指导生产和质量控制。

3 结论

(1)试验证明,空调常温性能试验结果和名义工况性能试验结果之间是存在必然联系的,可通过试验确定其对应函数关系;

(2)户式中央空调机组“驻缓制冷温度”的存在,希望能带给业界同行们一些启示;

(3)通过大量试验证明,外购件质量差别、膨胀阀开启度差别对空调机组性能影响有限,性能差异主要在于工艺制作,如焊接质量、管路畅通情况等。因此,空调厂家必须注重工艺制作的一致性和先进性

参考文献

[1] 蒋能照, 张华. 家用中央空调实用技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002. 1~26, 95~103
 [2] 陈焰华. 家用中央空调系统设计与实例[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003. 1~16
 [3] 蒋能照. 空调用热泵技术及应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997. 5~9, 205~217

(下转第 84页)

侧换热面积为基准的热管总传热系数也随之增大,由式(3-8)可知,热管蒸发侧换热面积增大,冷凝侧换热面积不变,将导致以冷侧换热面积为基准的热管总传热系数的增大。

5 结论

(1) 组合式热管蒸发器除了具有结构紧凑、体积小、压降小、效率高以及无需辅助动力等优点,而且还具有隔离冷热源、远距离传热、方便布置等优点;

(2) 污水入口温度一定时,热管冷凝段一板式换热器的传热系数是随着污水流量的增大而减少,热管蒸发段管壳换热器传热系数是随着污水流量的增大而增大,以冷侧一板式换热器换热面积为基准的热管总传热系数是随着污水流量的增大而增大;

(3) 污水入口温度一定时,随着污水流量的增大,热管冷凝段传热系数随之减少,以冷侧换热面积为基准的热管总传热系数随着热管蒸发段管壳换热器传热系数的增大而增大;

(4) 污水流量不变时,污水入口温度一定的情况下,以冷侧换热面积为基准的热管总传热系数随着组合式热管蒸发器冷侧(板式换热器)换热面积的增大而增大,并且随着污水入口温度的增加,以冷侧(板式换热器)换热面积为基准的热管总传热系数也随之增大;污水流量不变时,污水入口温度一定的情况下,以冷侧换热面积为基准的热管总传热系数随着组合式热管蒸发器冷侧(板式换热器)换热面积的增大而减少,并且随着污水入口温度的增加,以冷侧(板式换热器)换热面积为基准的热管总传热系数也随之增大。

参考文献

- [1] Lekov A B, Luoz J D, Can ilik D W, et al. Cost of increased energy efficiency for residential water heater [J]. ASHRAE Transactions 2000 106 (2): 875-891.
 - [2] 周彬彬,李红旗,赵志刚,等.热泵热水器发展现状及性能试验研究[J].制冷,2007 26(3): 35-39.
 - [3] 寇广孝,王汉青,王贤林.电热泵用于浴室生产热水的理论热力循环分析[J].流体机械,2003 31(4): 49-50.
 - [4] 吴勇,王凯,曹锋,等.浴室余热回收热泵系统设计方案研究[J].节能,2007 (4): 40-41.
 - [5] 孔祥雷,周根明,陈育平.一种回收排水热的新型热泵式热水器的设计[J].江苏科技大学学报(自然科学版).2009 23(5): 407-410.
 - [6] 陈观生,李凡.水源热泵型家用热水器的试验研究[J].广东工业大学学报,2002 19(4): 47-49.
 - [7] 胡敏东,金苏敏.生活浊水热泵热水器性能的试验研究[J].低温与超导,2010 38(2): 42-47.
 - [8] 郭粉英,朱兴旺,仇富强.循环加热式空气源热泵热水器运行性能的试验研究[J].郑州轻工业学院学报(自然科学版).2009 24(4): 71-74.
 - [9] 刘娣,汤广发,赵福云,等.分离式热管热回收器的性能实验[J].暖通空调,2005 35(4): 56-59.
 - [10] 向南宏,金苏敏,王璐.热管废热回收蒸发器在浊水余热回收中的应用[J].流体机械,2009 37(12): 76-79.
-
- 作者简介:吴开荣(1956-),男,教授级高工,副院长兼总工程师,主要从事化工工程设备咨询设计和管理,通讯地址:230009 安徽合肥市屯溪路 193 号安徽省化工设计院。
-
- (上接第 61 页)
- [4] 全国冷冻设备标准化技术委员会. GB/T18430 2-2001 户用和类似用途的冷水(热泵)机组[S]. 中国标准出版社,2001.
 - [5] 全国冷冻设备标准化技术委员会. GB/T10870-2001 容积式和离心式冷水(热泵)机组性能试验方法[S]. 北京:中国标准出版社,2001.
 - [6] 国家质量技术监督局. JJF1059-1999 测量不确定度评定与表示[S]. 中国计量出版社,1999.
 - [7] 国家质量技术监督局. GB/T15481-2000 检测和校准实验室能力的通用要求[M]. 中国标准出版社,1999.
 - [8] 费业泰. 误差理论与数据处理[M]. 北京:机械工业出版社,2005.
 - [9] 张永铨. 国内外冰蓄冷技术的发展和应. 制冷技术[J]. 1999.
 - [10] 张建一. 制冷装置节能技术[M]. 北京:机械工业出版社,2000.
 - [11] 邓建忠,刘之行. 计算方法[M]. 西安:西安交通大学出版社,2001.
 - [12] 黄东. 风冷热泵冷热水机组的计算机模拟和实验研究[D]. 西安交通大学,2000.
 - [13] 蒋尔雄,赵风光. 数值逼近[M]. 上海:复旦大学出版社,1996.
-
- 作者简介:李好学(1963-),男,硕士,高级工程师,通讯地址:453002 河南新乡市宏力大道 11 号河南机电高等专科学校机电工程系制冷教研室。