

基于 AR 标准的大型水冷式制冷机组性能测试的研究

李志生¹, 李冬梅¹, 刘建龙², 吴俊¹, 梅胜, 王晓霞¹

(1 广东工业大学 建设学院, 广州 510643 2 湖南工业大学 土木系, 株洲 412008)

摘要: 介绍了美国制冷协会 (ARI) 关于制冷机组性能测试的两个标准 (550/590-92 和 550/590-98) 的主要内容, 并讨论了这两个标准的主要变化以及如何影响冷水式制冷机组的性能. 同时, 通过建立合适的物理模型, 用大型的商业水冷式制冷机组的现场测试数据比较了两个标准下的综合的部分负荷值 (IPLV), 在新标准 AR 550/590-98 下的 IPLV (4.42) 要比旧标准 AR 550/590-92 下的 (4.30) 大 2.8% 左右, 验证了 AR 550/590-98 下制冷机组部分负荷评价的合理性.

关键词: AR 标准; 制冷机组; 综合部分负荷值; 性能测试; 性能比较

中图分类号: TB657.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1005-8354(2007)06-0011-05

Investigation of performance test on large scale water chiller based on ARI standard

LIZhi-sheng, LIDongmei, LIU Jian-long, WU Jun, Wang Xiaoxia, WU Jun

(1 Faculty of construction Guangdong Polytechnical University Guangzhou 510643 China 2 Department of Civil Engineering Hunan Polytechnical University Zhuzhou 412008 China)

Abstract: The main content of two performance test standards (550/590-98 and 550/590-92) that are established and revised by America Refrigeration Institute (ARI) was introduced. The chief changes of these two standards and how these standards influence the performance of the chillers were discussed. Furthermore, under the two standards the comparison on integrated part load value (IPLV) was made in this paper through reasonable physical modeling and according to the field data of large scale water chiller. It indicated that the IPLV under 550/590-98 is 2.7% more than that under 550/590-92 at the same conditions, which had validated the reasonability of IPLV appraisal of water chiller under the new standard 550/590-98.

Key words: ARI Standard; water chiller; IPLV; performance test; performance comparison

0 引言

众所周知, 大型水冷式制冷机组 (冷水机组) 消耗大量的高品位电能, 为支持可持续发展, 冷水机组必须保持良好的运行性能, 但很多冷水机组的控制过程并不理想^[1]. 由于空调系统的冷负荷总是随室外气象参数扰动和室内状态的变化而变化的, 在实际运行过程中, 冷水机组的大部分时间都是处于部分负荷运

行状态, 这些情况会导致冷水机组的性能系数 (COP) 下降, 所以冷水机组在部分负荷下会比额定工况下消耗更多的电能^[2-4]. 尽管大型的冷水机组负荷受室外气候和房间人员的变化而不稳定, 甚至具有强烈的动态特征, 但把冷水机组作为静态模型处理是国际上比较通行的做法^[5].

冷水机组的能效比 EER (Energy Efficiency Ratio)

收稿日期: 2006-08-10

作者简介: 李志成 (1972-) 男, 汉族, 博士研究生, 讲师, 主要研究方向为建筑环境与设备工程及其自动控制.

或 COP是标志制冷机组能耗的重要指标,如何提高冷水机组的 EER成为制冷工程师的主要目标之一。但是,冷水机组的实际运行情况(冷水机台数、负荷调节方法、地理位置和建筑特点、室内外参数条件等)有较大的差异,往往难以准确得出冷水机组的负荷特性曲线,所以需要寻求一个能描述不同类型制冷机组共同的部分负荷性能评价指标。为此,综合部分负荷性能系数 IPLV(Integrated Partial Load Value)的概念被考虑来描述制冷机组在各种负荷下的综合能耗。这个概念最早是由美国制冷学会(ARI)在1986年提出来的,后来经过多次修改完善,形成了 AR550-92以及 AR590-92两个标准中规定的综合部分负荷性能系数 IPLV。本文以某大型的水冷式制冷机组的性能测试为例,详细介绍了这两个标准的主要内容以及差别,对大型制冷机组的性能优化和故障诊断将具有一定的意义。

1 HT 550/590-98 介绍

ARI Standard 550-92指的是“离心式及螺杆式制冷机性能测试标准”,对象为无级、有连续调节能力的螺杆式与离心式制冷机,提供制冷机的定义与命名以及全负荷与部分负荷试验条件的标准值与测试方法。若制冷机使用上述以外的压缩机,例如分级卸载或无卸载装置的螺杆式、往复式、涡旋式压缩机等,则采用 ARI Standard 590-92“Standard for Positive Displacement Compressor Water Chilling Packages”,中文可译为“正位移制冷机性能测试标准”。AR550/590-98主要是以 AR550-92和 AR590-92为主架构,经2次修订而成,这两个标准的主要区别有两个^{[6][7]}(见表1—表3)。一是 IPLV的权重变化,后者的 IPLV加重了中间负荷值的权重,相应地减少了最大负荷(100%)的权重,第二个变化是调整了闭式循环式蒸发器的脏污(Fouling Factor)因子,采用了美国制冷空调工程师协会(ASHRAE)的推荐值。

另外,对单台制冷机来说,新标准应用范围更宽,提供了更加宽广范围的运行条件,而不是针对某一种特殊设施条件下的情况,例如反映了实际的气象资料、建筑物的负荷特性、制冷机组的数量、运行小时数、经济优化能力和使用水泵、冷却塔的能量等。550/590-98由原来取自美国亚特兰大,对象仅是办公大楼的数据变为以美国29个城市的平均气候值作为基础,并以大部分建筑类型作为评价对象。同时,旧标准以小时数的直线平均定义评价负荷点,新标准改为冷

表1 ARI Standard 550/590-92和 Standard 550/590-98的主要区别

| | 旧标准(550/590-92) | 新标准(550/590-98) |
|------|---|----------------------------------|
| 所用方法 | ASHRAE温度箱 (Temperature Bin)方法 | ASHRAE温度箱方法 |
| 测试时间 | 制冷机运行 12小时/天, 5天/周 | 制冷机运行 24小时/天, 7天/周 |
| 测试条件 | 制冷机运行温度 OADB大于12.8℃ 经济器温度低于 OADB 12.8℃ | 制冷机运行在 OADB 12.8℃ 上下取相应的权重 |
| 权重变化 | 以小时数的直线平均评价负荷点 | 冷吨运行小时数 |
| 数据来源 | 美国亚特兰大的 气候数据 | 来源于美国29个 城市的气候数据注 |

注: OADB指室外空气干球温度。

表2 部分负荷点权重变化

| 负荷(%) | 旧标准 550/590-92(%) | 新标准 550/590-98(%) 100 |
|-------|----------------------|--------------------------|
| 100 | 17 | 1 |
| 75 | 39 | 42 |
| 50 | 33 | 45 |
| 25 | 11 | 12 |

吨运行小时数。新标准也不只是针对某种类型的制冷机组,而是对各种离心式、螺杆式和活塞式蒸汽压缩制冷机组都适用。显然,新标准的这些变化更能真实地反映制冷机组的性能。

2 试验装置及测试方法介绍

2.1 试验装置

本研究所采用的试验装置为广州某大厦的冷水机组。该大厦装备了4台由开利公司生产的同样规格和型号的螺杆式制冷机组,机组型号为30HXQ165A。每台机组的参数如表4所示。冷水机组的原理和工艺流程如图1所示。

2.2 测试方法介绍

测试时,由于试验条件所限,无法按照AR规定

表 3 新、旧标准下的综合部分负荷值比较

| 项目 | 旧标准 550/590-92 | 新标准 550/590-98 |
|--------------------|--|---|
| Kw/Ton | $IPLV = \frac{1}{\frac{0.17}{A} + \frac{0.39}{B} + \frac{0.33}{C} + \frac{0.11}{D}}$ | $\frac{1}{\frac{0.01}{A} + \frac{0.42}{B} + \frac{0.45}{C} + \frac{0.12}{D}}$ |
| EER/COP (Kw/Kw) | $IPLV = 0.17A + 0.39B + 0.33C + 0.11D$ | $IPLV = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D$ |

注:表中 A B C D分别指 100%、75%、50%和 25%负荷值的 EER或 COP值

表 4 制冷机组主要参数

| 制冷量 (Kw) | 压缩机 | | 蒸发器 | | 冷凝器 | | 冷剂 种类 |
|-------------|----------|----------|----------|------------------|----------|------------------|----------|
| | 最小 冷量 | 调节 级数 | 冷冻 水量 | 进/出水 温度 (0°C) | 冷却 水量 | 进/出水 温度 (0°C) | |
| 580 | 19% | 6 | 100m³/h | 12/7 | 120m³/h | 35/30 | R134a |

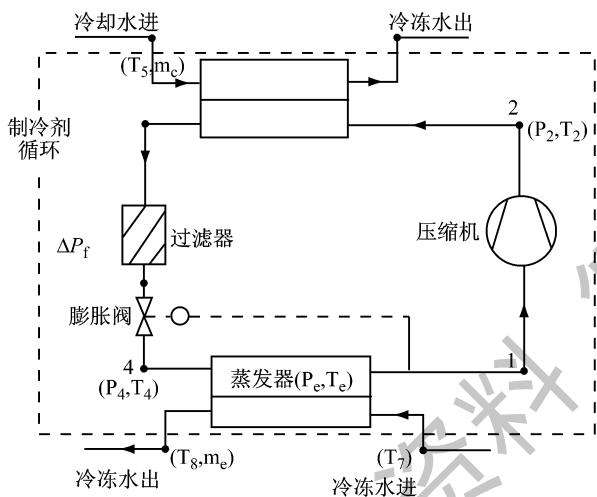


图 1 制冷机组参数测量示意图

的标准条件进行,但 AR 的附件规定,进行非标准的部分负荷测试 (NPLV)也是可以的,只要其热平衡允差百分比和标准的 IPLV 允差百分比在允许的范围之内。由图 1 可知,

制冷量:

$$Q_c = m_c C_p (T_7 - T_8) \quad (1)$$

式中, Q_c 为制冷负荷 (W), C_p 为水的比热 (J/(kg°C)), m_c 为冷冻水的质量流率 (kg/s), T_7 为冷冻水进入冷水机组的温 (°C), T_8 为冷冻水离开冷水机组的温度 (°C)。为了计算冷水机组的 COP 或 EER 还需要测量冷水机组的功率 W 这可以通过计算单位时间的耗电量来计算,然后用式 (2) 算出,也可以不测

量制冷机组功率 W 而是通过测量制冷量 Q_c 、冷凝器放热量 Q_c 、蒸发温度 T_c 和冷凝温度 T_c 用理论公式 (3) 计算得出^[8]。

$$COP = \frac{Q_c}{W} \quad (2)$$

$$\frac{1}{COP} = 1 + \frac{T_c}{T_c} + \frac{1}{Q_c} \left(\frac{Q_c T_c}{T_c} - Q_c \right) \quad (3)$$

如果忽略掉冷水机组压缩机功率损耗和传动损失以及冷水机组中蒸发器和冷凝器本身对空气的散热,则必定有下列的热平衡公式成立:

$$Q_c = Q_c + W \quad (4)$$

式 (4) 中, Q_c 为通过冷却水中带走的热量 (冷凝器放热量 Q_c) (W), W 为压缩机电机的输入功率 (W), Q_c 为净制冷负荷 (W)。当然,由于制冷剂的耗散效应和蒸发器、冷凝器的温差传热以及压缩机的功率损失,热平衡公式 (4) 未必完全成立,但只要在一定范围内近似成立,则其数据是可以用的,即只要式 (5) 成立即可。

$$\left| \frac{Q_c + W - Q_c}{Q_c} \right| \times 100\% < \text{允差百分比} \quad (5)$$

$$\text{允差百分比} = 10.5 - 0.07 \times \% FL - \frac{833.3}{DTEI + \% FL} \quad (6)$$

式 (6) 中, FI 指部分负荷的比值, DTEI 是指全负荷时冷冻水进出口温差 (°C), IPLV 算出之后,到底与标称值差多少才算合格,式 (7) 给出了 IPLV 允差的计算方式:

$$IPLV \text{ 允差百分比} = 6.5 + 19.4 / DIFL \quad (7)$$

测试时,为了能确定参数已达稳定状态,每个状态测量 3 次形成一组数据,每组间隔 5 分钟以上,然后以此 3 个测试点的平均数据来计算被测制冷机组的性能系数.试验从 2004 年 7 月开始测试,在空调制冷时间连续记录相关数据,直到 2005 年 8 月,共 14 个月时间.但这里只采用 2005 年 7 月 1 日到 2005 年 8 月 10 日的试验数据.参数测量点如图 1 所示.

3 测试结果及分析

与空冷式制冷机组的性能受环境和负荷的影响相比,对水冷式制冷机组来说,如果冷却塔冷却性能良好且和制冷机组匹配良好,则冷却水的回水温度(从冷却塔进入冷凝器的水温 T_5)与负荷关系不大,只与外界气候有关,即冷却水温基本恒定且比当时的空气湿球温度大约高 $3^{\circ}\text{C} \sim 5^{\circ}\text{C}$.换句话说,某天测试负荷 100% 时冷却水回水温度为 29.4°C ,当负荷为 75% 时,冷却水回水温度为 23.9°C .这里都以非标准的 IPLM 进行测试和分析,只要不超过某个范围,就不影响问题的研究和探讨.制冷机组在 AR 两个标准下的实测性参数对比如表 5 所示.

表 5 制冷机组在 AR 两个标准下的实测性能参数对比

| 负荷比例 | 制冷量 (Kw) | 冷冻水出口温度 ($^{\circ}\text{C}$) | 输入功率 (Kw) | 实测 COP100 |
|---------------------|----------|--------------------------------|-----------|-----------|
| 100% | 580 | 7.1 | 136 | 4.26 |
| 75% | 435 | 8.3 | 96 | 4.51 |
| 50% | 289 | 9.4 | 65 | 4.45 |
| 25% | 143 | 10.0 | 36 | 4.01 |
| 名义 COP | | | | 4.91 |
| ARI 550/590-92 NLPV | | | | 4.30 |
| ARI 550/590-98 NLPV | | | | 4.42 |

从表 5 中可见,制冷机组在各负荷下的 COP 要小于制造商所提供的名义 COP.造成这种情况的原因有两个,一个是制造商可能会夸大性能数据,第二是测试条件没有达到规定的标准测试条件,因为制造商的数据一般都是近乎理想条件下的测量结果.在新标准 AR 550/590-98 下的 NLPV (4.42) 要比旧标准 AR 550/590-98 下的 (4.30) 大 2.8% 左右.造成这种结果的原因是新标准把 75%、50% 负载的加权系数加重,而把 100%、25% 减轻,ARI 也希望制造商能把运转率最高的 75%、50% 负载效率做高一点,因为

有足够的证据显示,冷水机组全负荷下运行时间不到总运行时间的 10%.

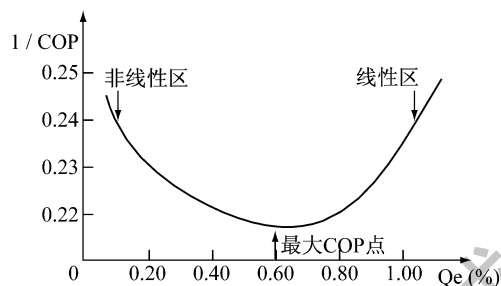


图 2 实测制冷机组负荷与 COP 关系

有相当多的证据显示离心式制冷机组在部分负荷下 50%~80% 的 COP 达到最大^[9],但也很多学者人认为这是一种误解,认为 AR 夸大了部分负荷下的 COP 数值^[10],并且观察到离心式制冷机组的 COP 随制冷负荷增加,在接近 100% 负荷时达到最大值.至于螺杆式制冷机组则没有文献论述 COP 是在最大负荷还是部分负荷下达到最大值.当 T_c 、 T_e 是常数时,对理论公式 (3) 求偏导数并使之为零,可得式 (8) 和 (9):

$$\frac{\partial(1/\text{COP})}{\partial Q} = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial(1/\text{COP})}{\partial Q_c} = 0 \quad (9)$$

当式 (8) 和 (9) 成立时,如果存在极小值,则一定是 $1/\text{COP}$ 的最小值,也就是 COP 的最大值.本试验测试数据显示如图 2 所示,最大的 COP 值是在 50%~60% 的负荷之间.其主要原因是本试验采用的 30HXQ165 A 型制冷机组采用的是双压缩机和双制冷回路,当负荷减小,某个压缩机停机时,运转中的压缩机可以较高负荷比例运转,并使用 A、B 两个回路的热交换面积,这样就可以得到较高的部分负荷 COP. AR 版标准又将部分负荷的权重加重,使得多压缩机的冷水机组的 IPLM 值更加优于单压缩机.如果是单压缩机制冷,通过理论分析和推导,其结果也可以这样解释,当小负荷时(25% 左右),冷水机组外部的损失如有限面积传热损失和传热温差等将不能忽略,另外对螺杆式这种制冷压缩机来说,阴、阳螺杆之间的制冷剂泄漏客观存在.当接近全负荷(95%)时,尽管目前普遍使用比较先进的电子膨胀阀(EXV),但冷水机组的内部损失(如制冷剂摩擦,粘性,以及压缩、膨胀等有效能的损失等)仍将大大增加,所以这种损失也不可忽视. AR 550/590-92 原来就是针对离心式和

螺杆式制冷机组建立的标准,其目的也是为了反映部分负荷下的 COP 值。

多台制冷机组同时运行时,各机组之间的参数相互影响。AR 在其 550/590-98 的附录 D 中提到,多台制冷机组所组成的制冷系统,每台制冷机,其平均运转负荷比例,都比只有一台制冷机组的系统的高。

IPLV 方程式仅能代表单台制冷机的平均 COP 并不适用于串联或平行的多台制冷机系统。如果要计算多台制冷机组组成的生命周期运转成本 (LCC),还要加上气候、建物负荷、运转时间、节能措施等因素。广州某大厦装备了 4 台开利公司的同样规格和型号的螺杆式冷水机组,但据调查,很少有 4 台制冷机组同时运行的情况。通常的控制标准是,先启动一台冷水机组,当某台制冷机组全负荷运行且还不足以满足建筑负荷需要时,再开启第二台冷水机组,当二台冷水机组全负荷运行且都不能满足建筑负荷时,开启第三台冷水机组。显然,这样的机组开启和运行方式没有考虑性能优化。实际上,要综合评价多台冷水机组同时运行时的性能,就必须考虑每台冷水机组的全年的部分负荷运行时间以及设备寿命节省 (ELS) 成本。不过,对于定水量变温度调节的冷水机组来说上述分析只考虑了制冷机组本身运行成本,没有考虑多台冷水机组运行时冷冻水泵的成本增加。相应地,应该综合考虑全部的运行成本,包括制冷机组本身,水泵,设备运行折旧等。如果单单考虑制冷机组本身的 COP 建议当建筑负荷超过 100% 时,两台制冷机组平均负担建筑负荷。

4 结论

1) 制冷机组各负荷下的 COP 要小于制造商所提供的名义 COP。在新标准 AR 550/590-98 下的 NPLV (4.42) 要比旧标准 AR 550/590-98 下的 (4.30) 大 2.8% 左右。

2) 制冷机组全负荷运行时间不到 10%, AR 在新标准中把 75%、50% 负载的加权系数加大,而把 100%、25% 减轻的权重减小是有道理的,就是鼓励设备制造商把制冷机的部分负荷 75%、50% 效率做高一点,更加重视制冷机组部分负荷的性能指标。

3) AR 提供的 IPLV 方程式仅能代表单台制冷机的平均 COP 并不适用于串联或平行的多台制冷机系统的 COP。如果要计算多台制冷机组组成的生命周期运转成本 (LCC),则还要加上气候、建物负荷、运转时间、节能措施等因素,甚至应综合考虑全部的运行成本,包括制冷机组本身,水泵,设备运行折旧等。

参考文献:

- [1] Browne MW, Bansal PK. Practical considerations in operating commercial chilling systems [A]. In Proc Arab-african conference on refrigeration and air conditioning [C]. Cairo, Egypt, 2004. 101-116.
- [2] Austin SB. Chilled water system optimization. ASHRAE Journal [J]. 1993. 35(7). 50-56.
- [3] Ng KC, Bong TY, Chua HT. Performance evaluation of centrifugal chillers in an air conditioning plant with the building automation system (BAS). Proc Inst Mech Engineers [J]. 1994(209). 249-255.
- [4] BeYene A, et Al. Conventional chiller performance simulation and field data. International Journal of Energy Research [J]. 1994(18). 391-399.
- [5] Browne MW, Bansal PK. Different modeling strategies of in-situ fluid chillers. Journal of Power and Energy [J]. 2001(215). 357-374.
- [6] Air conditioning and refrigeration Institute. Standard 550/590 [S]. Water chilling packages using the vapor compression cycle. Arlington, Virginia. Author, 1998.
- [7] ARI Standard 550/590-98 [S]. Standard for water chilling package using the vapor compression cycle. 1998. Air conditioning and refrigeration institute, 4301 North Fairfax Drive, suite 425, Arlington, VA 22203, U.S.A.
- [8] Gordon JM, Ng K C. Thermodynamic modeling of reciprocating chillers. Journal of Applied Physics [J]. 1994(75). 2769-2779.
- [9] JMGordon, Kim Choon Ng and Hui Tong chun. Centrifugal chillers: thermodynamic modeling and a diagnostic case study [J]. Int J of Refrigerant, 18(4). 1995. 253-259.