

文章编号: 1005-0329(2008)10-0054-04

制冷空调

水冷冷水机组能效特性变化规律的研究

张秀平¹, 田旭东¹, 钟根仔¹, 姚宏雷²

(1. 合肥通用机械研究院, 安徽合肥 230088 2. 上海富田空调冷冻设备有限公司, 上海 200001)

摘要: 从实验的角度, 分析了水冷冷水机组的能效比在不同工作条件下的变化规律, 以期降低空调系统的运行能耗和探讨改善水冷冷水机组产品性能的方法提供依据和方向。

关键词: 水冷冷水机组; 部分负荷; 冷却水; IPLV COP

中图分类号: TB65 **文献标识码:** A

Research about the Changing Rule of Energy Efficiency Performance for Water Chilling Packages

ZHANG Xiuping, TIAN Xudong, ZHONG Genzai, YAO Honglei

(1. Hefei General Machinery Research Institute Hefei 230088 China

2. Shanghai Seasons Air Condition and Refrigeration Equipment Co., Ltd., Shanghai 200001 China)

Abstract: The changing rules of COP performance for water chilling packages was analyzed when it works in a different states by testing and doing experiments we hope these can provide the help to the research on energy saving of construction air condition system and improving the performance of the water chilling packages.

Key words: water chilling packages; partial load; cooling water; IPLV COP

1 前言

水冷冷水机组是大型建筑中常用的中央空调设备。由于空调系统在建筑能耗中占有很大的比重, 在能源危机、节能降耗呼声很高的背景下, 提高水冷冷水机组的能效指标, 降低空调系统的能耗成为制冷空调行业的热门话题。在空调系统优化设计方面, 采用温湿度独立控制系统通过提高冷水机组的出水温度来提高冷水机组的能效指标、采用大温差小流量输送系统通过减少冷水输送系统的能耗等等, 这些方法都是从系统的角度来探索降低能耗的方法; 对于冷水机组本身, 由于中央空调系统设计时是按照最大负荷设计的, 而在实际运行时, 机组基本都是处在部分负荷状态下运行, 因此提高机组效率、改善机组部分负荷的

性能也是产品性能研究的重要课题。上述这些研究方向, 都离不开一个核心问题——冷水机组的能效特性研究。本文旨在从实验的角度探索水冷冷水机组的能效特性变化规律, 为冷水机组的产品和空调系统的节能研究提供建设性的建议。

2 水冷冷水机组的能效特性及其测试方法

冷水机组的能效特性主要包括机组总输入功率、制冷性能系数 (COP) 值以及部分负荷性能系数 (IPLV) 等。一般来说, 机组的上述指标的额定值是指机组在名义制冷工况条件下的参数值, 一般定义如下:

机组额定总输入功率^[1]: 机组在制冷工况条件下消耗的总输入电功率, 包括压缩机电机、油泵

收稿日期: 2008-05-04 修稿日期: 2008-06-18

基金项目: “十一·五”国家科技支撑计划课题《降低大型公共建筑空调系统能耗的关键技术研究》(2006BA01A08)

电机、电加热器和控制系统的总输入功率；

COP值^[1]：在制冷工况条件下，整台机组中以同一单位表示的单位时间从低温物体移去的热量与总输入的电功率之比值；

IPLV^[2]：用一个单一数值表示的空气调节用冷水机组的部分负荷效率指标。在标准规定的工况下，机组部分负荷的性能系数值按机组在特定负荷下运行时间的加权因素通过下式计算获得：

IPLV的计算公式：

$$IPLV = 2.3\% A + 41.5\% B + 46.1\% C + 10.1\% D \quad (1)$$

式中 A B C D——100%、75%、50%和 25%负荷时的性能系数 COP, kW/kW

冷水机组的能效参数是在产品的测试装置上测得的，由于水冷冷水机组的制冷量都比较大，在进行产品的性能测试时，为减少试验装置运行时的能量消耗，一般在测试装置中都设计冷热量平衡的功能，图 1是典型的管道混流式水冷冷水机组测试装置原理示意。

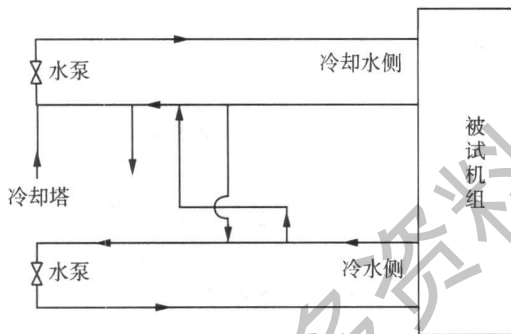


图 1 水冷冷水机组测试装置原理示意

图中冷水和冷却水是两个独立循环的回路，为了平衡运行过程中冷却水侧产生的热量和冷水侧产生的冷量，在两个循环回路之间设置了旁通管路，将冷却水的一部分出水引到冷水回路中以平衡冷水的冷量，同时有部分冷水送到冷却水回路中，冷却水多余的热量通过冷却塔与空气交换，保证试验过程中的温度控制稳定。

虽然在测试装置上测试的上述三个性能指标参数都可以从不同的角度反映水冷冷水组的能效特性，但从提高产品和空调系统的实际能效性能研究出发，最直接和最有分析价值的参数还是不同使用工况和负荷下的制冷性能系数值。

3 变负荷下能效特性

变负荷条件下的能效特性是指水冷冷水机组在不同的运行负荷下制冷性能系数。包括 2种情况，一种是保持机组冷水的进口温度恒定，测试 COP值随负荷变化而变化的情况；另一种是保持机组的冷水出水温度恒定，测试 COP值随负荷变化而变化的情况。

(1) 冷水进口温度恒定

冷水进口温度恒定时机组 COP值随负荷变化而变化的特性是指保持水冷冷水机组的进水温度为 12℃，人工调整机组的负荷从 100%开始逐渐下降，测试机组 COP值的变化情况。测试过程中保持冷却水的温度为 30℃进水和 35℃出水。试验的结果如图 2所示。

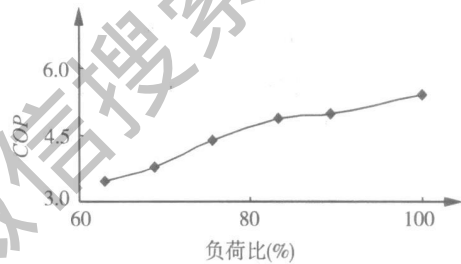


图 2 冷水进口温度恒定时，负荷与 COP值变化关系

从图中可以看出，当冷水机组压缩机运行负荷从 100%降低到 63%时，冷水机组的 COP值下降超过 35%。

(2) 冷水出口温度恒定

冷水出口温度恒定时机组 COP值随负荷变化而变化的特性是指保持水冷冷水机组的出水温度为 7℃，人工调整机组的负荷从 100%开始逐渐下降，测试机组 COP值的变化情况。测试过程中保持冷却水的温度为 30℃进水和 35℃出水。试验的结果如图 3所示。

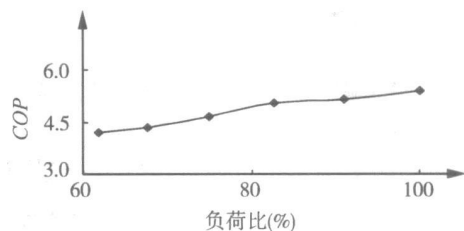


图 3 冷水出口温度恒定时，负荷与 COP值变化关系

从图中可以看出，在冷水机组恒定 7℃出水情况下，当冷水机组压缩机运行负荷从 100%降

低到 63%时,冷水机组的 COP值下降了 22.2%。

上述两种情况的第 2 种情况在实际应用过程中出现得更多,通常水冷冷水机组的控制系统都是设定成 7℃的出水温度,当实际空调负荷减小时,机组的自动控制系统将自动卸载,降低压缩机的负荷比,成为部分负荷运行状况,从而导致 COP 的下降。这进一步说明在开展节能降耗的工作中,仅关注机组本身满负荷的 COP 值提高是不够的,关注空调系统整个系统的运行能耗将更为重要。

4 冷水机组 COP 值的变化规律

一般来说,制冷循环是通过制冷剂的循环将热量从低温热源转移到高温热源。冷水机组产品采用的也是这种循环,机组的蒸发温度和冷凝温度的变化将直接影响到机组的能效特性。

(1) 蒸发温度对机组性能的影响^[3]

假定机组运行时冷凝温度保持不变,如图 4 所示,当蒸发温度由 t_0 降到 t'_0 时,机组运行状态点由原来的 1-2-3-4-1 变为 1'-2'-3-4'-1'。

蒸发温度为 t 时,单位制冷量 $q = h_1 - h_4 = h_1 - h_3$ 。当蒸发温度由 t 降到 t' 时, h_1 仅稍有降低,因而 $(h'_1 - h_3)$ 稍小于 $(h_1 - h_3)$ 。由于压缩机的压比随 t 的下降而增加,理论比功 $w_0 = (h_2 - h_1)$ 也随 t 的降低而增加。制冷系数是单位制冷量 q 与比功 w_0 之比,当蒸发温度 t 降低时, q 降低, w_0 升高,制冷系数是下降的。

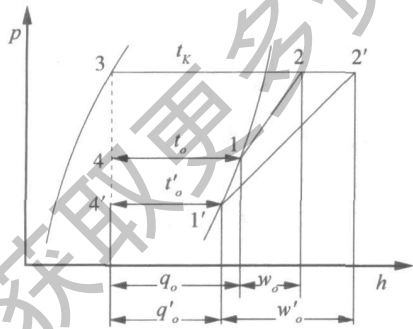


图 4 蒸发温度变化时制冷循环的变化情况

(2) 冷凝温度对机组性能的影响

如图 5 所示,假定蒸发温度保持不变,当冷凝温度由 t_k 升高到 t'_k 时,循环由 1-2-3-4-1 变为 1-2'-3'-4'-1。

单位制冷量 $q = h_1 - h_4 = h_1 - h_3$ 。当 t_k 升高时, h_3 增加,因此 $(h_1 - h_3)$ 减小。理论比功 $w_0 = h_2 - h_1$

— h_2 升高到 h'_2 时,压缩比增加, h_2 增加到 h'_2 , w_0 随 t_k 的升高而增加。 t_k 升高时, q 降低, w_0 升高,因而制冷系数急剧下降。

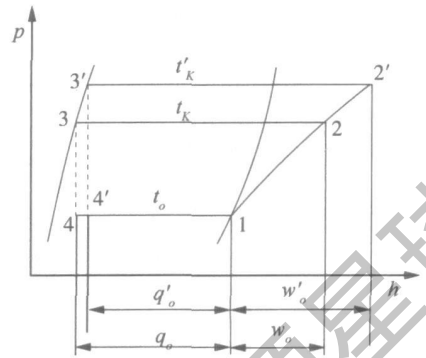


图 5 冷凝温度变化时制冷循环的变化情况

理论上或在理想状态下蒸发温度的降低、冷凝温度的升高都将导致 COP 值的降低,且冷凝温度和蒸发温度越接近, COP 值也就会越高,即只需要用很少的功就可以把较多的热量从低温热源转移到高温热源。但在实际的产品开发应用过程中,由于产品的设计匹配、制造和另部件等多方面的原因,产品的 COP 值还是与理论值有较大的偏差。尽管如此,理论上或理想状态下的分析结果对改进产品的性能还是有很大的指导意义。

5 冷水机组 COP 值的变化趋势验证

基于上述分析,冷水机组的 COP 值受蒸发温度和冷凝温度的影响很大,对于不同的蒸发温度和冷凝温度,将获得不同的 COP 值。

(1) 冷却水温度变化时机组 COP 值的变化规律

水冷冷水机组在运行过程中,如果冷却水的温度发生变化,将直接影响到机组的制冷量和能效特性。当冷却水温度降低时,由于冷却效果好,将使机组获得更低的冷凝温度,从而使机组的制冷量增加(离心机除外)。但是并不是说冷却水温度越低越好,当冷却水温度过低时,可能会使制冷剂流经过冷凝器后过冷度太大,最终影响到压缩机的正常运行。

试验过程中,保持冷水的进口温度为 12℃,出水温度为 7℃,冷却水的进出口温差为 5℃,逐渐降低冷却水的进口温度,测试出来的 COP 值变化情况如图 6 所示。

被测机组的总消耗功率随冷却水的进口温度变化情况如表 1 所示。

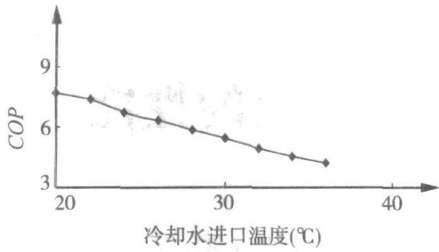


图 6 冷水进、出口温度恒定时, 冷却水的进口温度与 COP 值变化关系

表 1 不同冷却水进口温度时的消耗功率

冷却水进口温度(°C)	输入功率(kW)
20.0	113.32
22.0	115.40
24.0	123.19
26.0	129.60
28.0	135.26
30.0	142.56
32.0	150.62
34.0	158.39
36.0	166.27

可以看出, 当冷却水的进口温度从 36°C 降到 22°C 时, 机组能效比增加了 82.3%。输入功率降低了 52.95 kW 降低了 31.9%。

(2) 冷水出口水温度变化时机组 COP 值的变化规律

冷水出口温度的升高, 对机组的制冷量和能效特性也有很大的影响。当冷水温度升高时, 由于更有利于蒸发, 将使机组获得更高的蒸发温度, 从而使机组的制冷量增加。但是, 蒸发温度过高, 也会导致压缩机的吸气状态异常, 从而影响压缩机的正常工作。

试验过程中, 保持冷却水的进口温度为 30°C, 出水温度为 35°C; 冷水的进出口温差为 5°C, 逐渐升高冷水的出口温度, 测试出的 COP 值变化情况如图 7 所示。

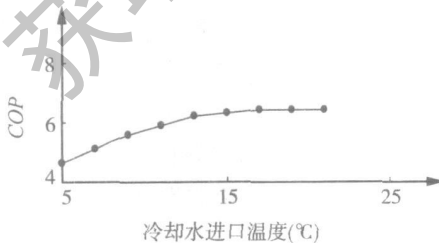


图 7 冷却水进、出口温度恒定时, 冷水的出口温度与 COP 值变化关系

被测机组的总消耗功率随冷水的出口温度变化情况见如表 2 所示。

可以看出, 当冷水的出口温度从 5°C 增加到 21°C 时, 机组能效比增加了 55.1%。但输入功率的变化并不很明显, 这是因为冷水出口温度的变化使机组的制冷量和效率的增加, 因效率增加导致消耗功率的下降和因制冷量的增加需要消耗更多的功率作用正好相反, 互相抵消, 从而使机组的消耗功率变化比较小。

表 2 不同冷水出口温度时的消耗功率

冷却水出口温度(°C)	输入功率(kW)
5	144.00
7	142.56
9	142.20
11	140.67
13	140.64
15	140.64
17	140.69
19	142.32
21	142.32

水冷冷水机组的这一特性非常有利于对大型建筑实行温湿度的独立控制。温湿度独立控制是现在很多企业都在开展的研究课题, 国家十一五科技支撑计划中也有此项内容, 它是将建筑的除湿由新风机组完成, 中央空调主要用来降低房间的温度, 而房间舒适的温度在 25~27°C, 这样冷水机组用 16°C 的出水温度就可以满足降温的要求。因此具有较高出水温度的冷水机组的研究, 势必将大大提高水冷冷水机组的能效指标, 提高能源的使用效率。

6 结论

(1) 当冷水机组工作在部分负荷状态下, 且其冷水的进口温度和冷却水进出水温度恒定的情况下, 其能效指标将明显下降;

(2) 在空调系统设计时应尽量避免空调系统在名义工况时运行在较低的负荷比例下; 通过优化空调系统的设计, 或采用温湿度独立控制的方法, 可以显著降低空调系统的能耗。而由于中央空调系统在运行过程中, 冷水机组的部分负荷运行势在必行, 因此, 通过加强机组设计技术的研究, 改善冷水机组在部分负荷运行时的性能和能效指标也有着非常重要的意义;

(3) 冷却水进口温度的降低(离心机组除外)将大大提高机组的能效指标, 降低输入功率;

(下转第 45 页)

分类结果还是比较理想的。而正常状态、不平衡、松动、不平衡加不对中分别做了 25、30、23、36 次实验, 都能很好地进行分类。由此可知, 该方法还是很有效的。

表 2 训练结果

项目	正常状态	不平衡	不对中	松动	不平衡加不对中
正常状态	1106 90	4236 71	3642 12	1925 45	1.6×10^5
不平衡	1581 65	731 70	1168 96	1184 05	1.18×10^5
不对中	1466 89	1528 08	887 44	1494 60	0.97×10^5
松动	1944 81	1849 86	1671 99	1065 37	1.13×10^5
不平衡加不对中	1797 76	39342 78	37508 07	3653 62	794 11

表 3 故障诊断结果

原始类型	试验次数	正常状态	不平衡	不对中	松动	不平衡加不对中
正常状态	25	25	0	0	0	0
不平衡	30	1	27	0	1	1
不对中	35	0	1	31	1	2
松动	23	1	0	0	21	1
不平衡加不对中	36	1	2	1	2	30

6 结论

(1) 2D-HMM 非常适用于分析具有非平稳、随机性强、重复再现性较差等特点的离心泵故障信号。

(2) 根据 AR 谱和 2D-HMM 的特点, 提出基于 AR 谱的 2D-HMM 离心泵故障诊断方法, 试验验证该方法迭代速度快, HMM 模型参数容易从监测数据中得到, 方法有效。

(3) 该模型不仅适合于离心泵的故障振动信号的分类处理, 应该可以推广到其它非平稳信号处理领域。

参考文献

- [1] 周云龙, 洪君. 小波包和模糊神经网络在离心泵故障振动信号处理中的应用[J]. 2006, 28(9): 45-50
- [2] 周云龙, 洪君. HHT 与 RBF 神经网络在离心泵故障振动信号处理中的应用[J]. 2007, 22(1): 29-34
- [3] Katrin W., Samy B., Bourlard H. et al. 2DHMM—a Novel Approach to HMM Emission Probability Estimation[M]. Int. conf. on Speech Language Processing Beijing, China, 2001
- [4] Liu Tianxiong, Zheng Minggang, Chen Zhaoneng et al. Using AR model and fractal geometry for condition monitoring of working machinery[J]. Journal of Mechanical Strength, 2001, 23(1): 61-65
- [5] Bengio S., Bourlard H., Weber K. An EM Algorithm for HMM switches Emission Distributions Represented by HMM. IJAP. Research Report 00-11. Martigny, Switzerland: DalleMolle Institute for Perceptual Artificial Intelligence, 2000
- [6] 皇甫堪, 陈建文, 楼生强. 现代数字信号处理[M]. 北京: 电子工业出版社, 2003
- [7] Qiangguo Pu. The Principle for synthesizing measurement of multiple system parameters into a single parameter[J]. Proceedings of SPIE (The International Society for Optical Engineering), 2002 (Vol. 4731-Sensor Fusion): 295-301

作者简介: 周云龙 (1960—), 男, 教授, 博士生导师, 通讯地址: 132012 吉林吉林市长春路 169 号东北电力大学科研处。

(上接第 57 页)

(4) 冷水出口温度的提高, 将有助于提高机组的能效值, 高温冷水机组将有更好的 COP 值。

参考文献

- [1] 中国机械工业标准汇编[S]. 中国标准出版社、全国冷标委编.
- [2] GB/T 18430.1-2007 蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组

第 1 部分: 工业或商业用及类似用途的冷水(热泵)机组[S].

- [3] 吴业正, 韩宝琦. 制冷原理与设备[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1997.

作者简介: 张秀平 (1971—), 女, 总工程师, 研究员, 主要从事制冷空调的相关技术研究, 通讯地址: 230088 安徽合肥市天湖路 29 号合肥通用机械研究院。