

浅析某数据中心小压比磁悬浮冷水机组控制方法

孙洁 苏鹏飞 魏辉
必信能源科技(苏州)有限公司

摘要:基于上海某数据中心的小压比磁悬浮变频离心式冷水机组运行的实测数据,建立了小压比磁悬浮变频离心式冷水机组的性能系数半经验模型,并作了分析研究。研究表明,小压比磁悬浮变频离心式冷水机组的内部效率最大值并不是在额定工况点,而是在部分负荷及小压比工况下。结合数据中心的负荷特征和小压比磁悬浮变频离心式冷水机组的运行特性,给出了具体的运行控制策略。

关键词:磁悬浮变频冷水机组 模拟 运行特性 控制策略

Analysis on Control Method of Magnetic Levitation Chiller with Low Pressure Ratio in a Data Center

SUN Jie, SU Peng-fei, WEI Hui
Bixin Energy Technology Co., Ltd. (Suzhou)

Abstract: Based on the measured data of low pressure ratio maglev variable frequency centrifugal chiller in a data center in Shanghai, a semi empirical model of performance coefficient of low pressure ratio maglev variable frequency centrifugal chiller is established and analyzed. The research shows that the maximum internal efficiency of magnetic levitation variable frequency centrifugal chiller with low pressure ratio is not at the rated operating point, but under partial load and low pressure ratio. Combined with the load characteristics of the data center and the operation characteristics of the magnetic levitation variable frequency centrifugal chiller with low pressure ratio, the specific operation control strategy is given.

Keywords: magnetic bearing variable frequency chiller, simulation, operating characteristics, control strategy

0 引言

随着城市数字化进程加速,数据中心的建设如火如荼,数据中心节能降耗成为重要问题。空调系统能耗占数据中心总能耗的近 40%,其中,制冷系统的高效运行至关重要。然而,传统制冷机组无法在小压比工况下运行,对数据中心节能不利。作为一项新兴的高效制冷机组,磁悬浮冷机近年来引起了业内广泛关注。磁悬浮变频冷水机组(以下简称磁悬浮冷机)的压缩机采用磁悬浮轴承,利用磁力作用使转子处于悬浮

状态,在运行时不会产生机械接触和运转摩擦损耗,从而无需润滑系统,免除了润滑油系统的各种问题^[1]。刘铁在养老机构项目中分析比较了磁悬浮冷机的能效及经济性^[2];郑锋等^[3]在上海市数据中心实际安装了磁悬浮变频式冷水机组,测试了其性能系数为 8.3,明显高于传统离心式水冷机组和风冷机房专用空调机组;邓杰文等^[4]分析了上海市某酒店磁悬浮冷水机组运行特性及相应调节与控制策略。但目前尚未有人针对数据中心这一特殊建筑群做出关于磁悬浮机组实际运行性能的实测分析,也没有给出相应运行和调控策略。

收稿日期:2021-5-15

作者简介:孙洁(1979~),女,硕士;苏州高新区金沙江路 158 号 11 号厂房(215000);E-mail: irene.sun@bse.com.cn

基金项目:上海市科委科研项目“超低能耗互联网数据中心节能关键技术与示范”(19DZ1208500)

本文通过分析比较数据中心磁悬浮冷机全年运行的实测数据,通过建立半经验模型,分析数据中心磁悬浮冷水机组的运行特性,针对磁悬浮冷水机组的运行特性给出数据中心多台磁悬浮冷机的控制建议,以期充分发挥磁悬浮冷机的高效特性,降低系统能耗,为节能减排、环境保护、能源安全和智慧城市建设提供重要技术支撑,大幅提升数据中心节能技术水平和推动节能产业的快速发展。

1 案例分析

本文以上海市某数据中心磁悬浮冷机为对象开展研究。该项目地理坐标北纬 31°10′,东经 121°26′,海拔高度:2.6 m,项目建筑和设备概况如表 1 所示。按照上海地区新建数据中心标准,该数据中心机柜总数量 3000 个,单机柜设计负荷 6 kW,设备总发热量为 18,000 kW。负荷计算采用的室内外设计参数见表 2-3。

表 1 上海市某数据中心建筑和设备概况

建筑面积	楼层	层高	机柜数量	机柜发热量	设备总发热量
/m ²		/m	/个	/kW/个	/kW
11664	3	4.5	3000	6	18000

表 2 室外空气参数

夏季空气参数	数值	冬季空气参数	数值
室外计算干球温度/℃	34.4	室外计算干球温度/℃	-2.2
室外计算湿球温度/℃	27.9	通风室外计算温度/℃	4.2
通风室外计算温度/℃	31.2	室外计算相对湿度/%	72
室外平均风速/m/s	2.6	室外平均风速/m/s	1.4
大气压力/kPa	100.54	大气压力/kPa	102.54

表 3 室内空调设计参数

夏季		冬季		新风量
温度/℃	相对湿度/%	温度/℃	相对湿度/%	按 0.5 次/h
28	35~70	28	35~70	换气次数计算

围护结构负荷计算结果见表 4。通过负荷计算结果可知,数据中心负荷特征如下:

1)数据中心冷负荷大湿负荷小,以本项目的数据中心为例,冷负荷有 307.168 kW,而湿负荷仅有 177.123 kg/h。传统民用建筑为了保证冷冻除湿的效果,一般需要冷源设备提供 7℃左右的冷水。而数据中心冷源设备不需要考虑除湿,可以采用更高温度的冷水(如 16℃)处理冷负荷,以提高冷源设备的能效,降低整个制冷系统的能耗。

2)数据中心内部设备负荷大且比较稳定,而通过

围护结构引起的冷负荷占数据中心总负荷的比重很小,即数据中心的冷负荷并不随外界温度变化产生较大的波动。

3)数据中心需全年制冷运行,冷源设备的室外工作环境温度跨度大。

表 4 数据中心围护结构夏季负荷计算

总冷负荷 最大时刻 (含新风/全热)	室内冷负荷 最大时刻 (全热)	总 冷负荷 /W	室内 冷负荷 /W	新风 冷负荷 /W	总 湿负荷 /kg/h	新风量 /m ³	总冷负荷 指标 /W/m ²
22:00	22:00	307168	136148	171019	177.123	26244	26.3

2 磁悬浮机组运行性能模型

评价制冷机组的实际性能的普遍方法是使用 COP(制冷量/输入功率)这个性能指标。COP 是指制冷量与耗电量之比,其值越高说明制冷机组的经济性能越好,反之越差。这种方法很直观地反映了冷水机组的整体运行性能,但它却抹杀了不同因素的影响,认为 COP 只与负荷率有关,而与制冷机组的运行条件无关,比如冷冻水温度、冷却水温度等,不能对制冷机组的运行性能作更深层次的分析。显然,这种方法是不科学的。有相关研究指出制冷机组运行效率 COP 可分解为相同蒸发、冷凝温度下外部效率 ICOP 与机组内部效率 DCOP 的乘积^[4]。ICOP 反映的是冷水机组外部因素的影响,即蒸发温度和冷凝温度。其为理想逆卡诺循环在考虑了蒸发器与热源、冷凝器与热汇实际换热过程后所能达到的最高效率,计算公式见式(1)。DCOP 反映了冷水机组的内部特性,与冷水机组本身的因素有关,不易用物理量进行描述,通常将其表示成负荷率 PLR(当前制冷量/额定制冷量)的函数,其计算公式见式(2)。

$$\text{ICOP} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (1)$$

$$\text{DCOP} = \frac{\text{COP}}{\text{ICOP}} \quad (2)$$

式中: T_c 为热力学冷凝温度,K; T_e 则为热力学蒸发温度,K。

对 2019 年数据中心磁悬浮冷水机组的夏季(6~8 月)实测数据进行分析,数据每隔 1 分钟测量一次,进而对全年运行策略提出建议,其结果如图 1。图中黑色方框为磁悬浮冷机的额定工况点,可以看到冷机在额定工况时的 DCOP 并非是最大的,其最大值出现在部分负荷率和小压缩比工况下,且 DCOP 随着两器温差的增大逐渐减小趋势。

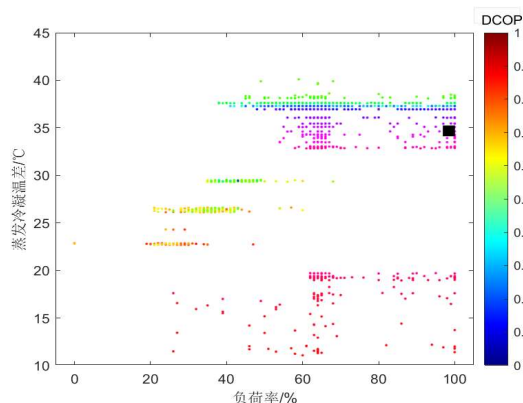


图 1 磁悬浮冷机内部效率

磁悬浮冷机内部效率 DCOP 主要受制冷剂流量和压缩比的影响。本项目采用 R134a 制冷剂,邓杰文等^[4]通过分析 R134a 在磁悬浮冷水机组中的运行实测数据,证明了:在其常用工作温度范围内,压缩比与蒸发器和冷凝器温差(以下简称两器温差)基本呈线性关系,故可用两器温差代替压缩比,对其量纲化使其在 0~1 范围内,便于后续拟合曲线的展示,由于实测数据中两器温差最大值为 40K 和 10K,故其量纲化计算式如下。

$$\Delta T_r = \frac{T_c - T_e - 10}{40 - 10} \quad (3)$$

同时,由于制冷剂流量参数难以测量,故而以冷水机组实际制冷量和额定制冷量之比代替,即部分负荷率 PLR 作为横坐标。压缩机内部效率函数 DCOP 一般为多项式,根据冷水机组的不同,取不同次数,对离心式冷水机组一般取 2 次^[6],故对数据中心小压比磁悬浮离心式冷水机组实际运行数据进行二元二次函数式拟合,如式(4)所示。A~F 为根据机组实测数据回归可得的系数,拟合结果见图 2。图 2 中每一条椭圆曲线代表一条等 DCOP 线,可以看到,越靠近椭圆簇中心,DCOP 值越大。过纵坐标轴上任意一点均可相切于椭圆簇中某一个椭圆,连接这些切点即可得到点划线①,同样地,过横坐标轴上任意一点均可相切于椭圆簇中某一个椭圆,连接这些切点即可得到虚线②。点划线①表示:当冷水机组两器温差不变时,通过改变冷水机组的负荷率使压缩机的内部效率最大,每一个两器温差对应着一个最优的部分负荷率,从图中可以看出随着两器温差降低,磁悬浮冷机的最优部分负荷率也将降低。虚线②表示:当冷水机组的负荷率不变时,通过改变冷机的两器温差使压缩机的内部效率最大,同样的,每一个部分负荷率对应着一个最优的两器温差,它说明了随着部分负荷率的下降,磁悬浮冷

机的最优两器温差将下降。直线③即椭圆簇的长轴,它表示冷水机组内部效率变化最慢的方向。

$$\text{DCOP} = A \cdot \text{PLR}^2 + B \cdot \text{PLR} \cdot \Delta T_r + C \cdot \text{PLR} + D \cdot \Delta T_r^2 + E \cdot \Delta T_r + F \quad (4)$$

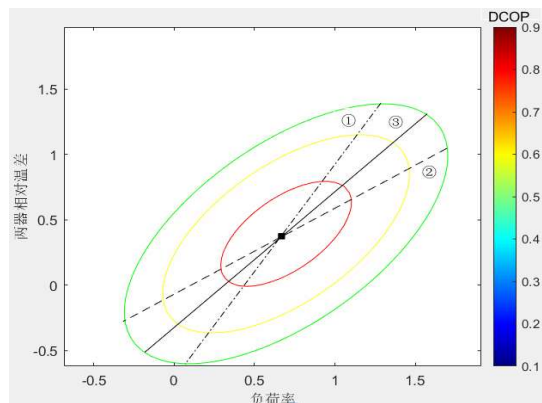


图 2 磁悬浮冷水机组内部效率曲线

根据项目磁悬浮冷机的运行实测数据回归得到 A~F 的拟合结果,如表 5 所示。

表 5 小压比磁悬浮变频离心式冷机
内部效率半经验模型系数

A	B	C	D	E	F
-0.7212	0.8163	-0.6534	0.6651	-0.3620	0.5681

将磁悬浮冷机拟合所得功率和实际功率相比,其示意图见图 3。经验证,磁悬浮冷机功率拟合结果与实际功率误差在±10%以内,可以支撑后续深入研究。

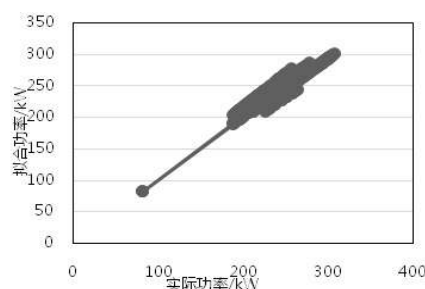


图 3 磁悬浮冷机功率模拟结果与实际值比较

在实际运行控制中,单台冷水机组的负荷率 PLR 是由建筑冷负荷、冷水机组开启台数、和多台冷水机组的负荷分配情况所决定的。单台冷水机组的两器相对温差 ΔT_r 是由冷水温度设定值、冷却塔室外湿球温度、冷水机组两器及冷却塔换热性能所决定的。因此,冷水机组并不是一个独立运转的个体,其能效比(COP)高低与整个系统密切相关,研究多台冷水机组

的运行控制策略十分必要。

3 机组运行控制策略

由图 4 可知,上海年平均气温为 18.13 ℃,年平均湿球温度为 14.68 ℃,全年可用于自由冷却的时间非常短,压缩机主动制冷占据全年的大部分时间。

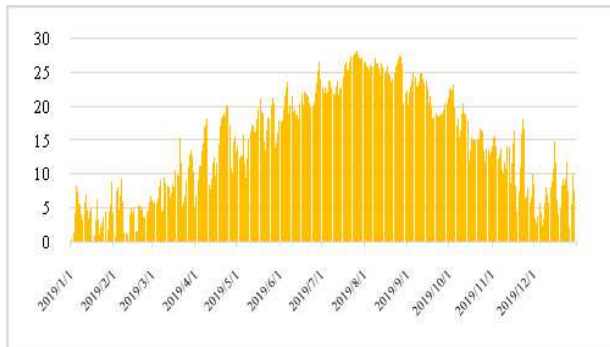


图 4 2019 年上海湿球温度变化情况

因此本机组的运行控制策略考虑根据室外湿球温度的不同将小压比磁悬浮离心式冷机分为三个工况分别为:正常制冷工况,低压比工况和自然冷却。制冷工况与自然冷却的切换温度与冷却塔的供水温度关系密切,供水温度越高,能利用冷却塔供冷的时间越长^[9]。具体计算过程如下:

首先根据冷却塔生产厂家的试验数据可以回归得到冷幅 ΔT (即冷却塔供水温度与室外湿球温度的差值)的关于湿球温度 T_s 的公式,如式(5);其次,根据式(6)、(7)求解得到供水温度 T_w 下的切换温度 T ;最后,对系统中的某逆流强迫通风型冷却塔在冬季运行的试验回归,得到冷幅与湿球温度关系式,如式(8),同时可得供水温度与切换温度的关系式,如式(9)。

$$\Delta T = f(T_s) \quad (5)$$

$$T_w = T_s + \Delta T \quad (6)$$

$$T_w = T_s + f(T_s) \quad (7)$$

$$\Delta T = -0.18T_s + 9.294 \quad (8)$$

$$T_w = 0.82T_s + 9.294 \quad (9)$$

式中: ΔT —供水温度与室外湿球温度的差值,℃; T_s —湿球温度,℃; T_w —供水温度,℃; T —切换温度,℃。

经计算,本机组在保证 18 ℃供水的情况下,自然冷却与制冷机组的湿球切换温度为 10.7 ℃。后根据全年均采用制冷系统时的压比再结合压缩机运行特性曲线,通过计算比较,得出压缩机切换至低压比工况对应的湿球温度为 23.1 ℃。综合上述条件,小压比磁

悬浮离心式冷机的运行策略,如表 6 所示。

表 6 冷机工况划分

湿球温度范围	工况
较高 (23.1℃ 以上)	正常制冷工况
适中 (10.7-23.1℃)	低压比工况
很低 (10.7℃ 以下)	自然冷却

在实际项目中,为了便于整体的调控,采用多台相同规格的磁悬浮冷水机组并联运行,且开启的冷水机组等负荷率分配,即均匀分配冷水流量。在此基础上,分析磁悬浮冷机最优开启台数。

建筑总冷量需求在多台开启的冷水机组间进行分配,每台机组负责一部分的负荷,不考虑热惯性,认为冷水机组制冷总量等于建筑总冷量需求。以相同规格的冷水机组为例,则每台冷水机组等负荷分配,每台冷水机组的 PLR 计算式如下:

$$PLR = \frac{Q_B}{N_c \times Q_0} \quad (10)$$

式中: Q_B —实际建筑总冷量需求,kW; Q_0 —冷水机组额定冷量,kW; N_c —冷水机组开启台数,台。

考虑室温设定值和冷水机组冷凝侧控制策略不变,那么冷式机组的蒸发温度和冷凝温度受到限制,从而冷水机组的外部效率 ICOP 无法改善,加之影响冷水机组内部效率 DCOP 的相对温差也无法改善,唯一可以控制的是冷水机组的负荷率,因此只能通过改变冷水机组的开启台数来控制每台冷式机组的负荷率,提高冷水机组的内部效率,进而提高冷水机组的 COP。

由前文对冷水机组内部效率的分析,磁悬浮冷机并非在额定工况下效率最高,而是在与相对温差相关的部分负荷率下最高。存在一条最高内部效率线,即图 2 中的点划线①,其物理意义为当冷水机组两器温差不变时,通过改变冷水机组的负荷率使压缩机的内部效率最大,每一个两器温差对应着一个最优的部分负荷率。因此,冷水机组最优的冷水机组控制策略就是:在某外界条件下,通过调整冷水机组的开启台数,从而控制每台冷水机组的负荷率,使每台冷水机组的工况点尽量接近最高内部效率线。

4 结论

本文基于上海某数据中心的小压比磁悬浮变频离心式冷水机组运行的实测数据,建立了小压比磁悬

(下转 27 页)

浮变频离心式冷水机组的性能系数半经验模型,分析了其运行特性,提供了全年的冷机控制策略。结果显示,磁悬浮冷机开启台数既不像传统离心式冷机一样越少越好,也不是全部开启让每台冷机的负荷率越低越好。冷水机组的开启台数应当使冷水机组的工况点尽量落在最高效率点附近。每台磁悬浮冷水机组的两器温差应该使其接近内部效率最大的工况点,同时选择较高蒸发温度和较低冷凝温度的工况点。磁悬浮冷机内部效率最大值并非出现在额定工况点,而是在部分负荷率和小压比工况下,最佳负荷率随着压缩比降低而逐渐降低。在实际运行过程中,针对具体磁悬浮冷机的运行特性,首先根据磁悬浮冷机的运行压缩比确定最佳负荷率,然后通过调节冷水机组的运行台数,从而调节每台冷机的部分负荷率,使冷机的内部效率 DCOP 达到最佳。

同时本文根据室外湿球温度的不同将小压比磁悬浮离心式冷机分为三个工况分别为:正常制冷工况,低压比工况和自然冷却。实测中该运行控制策略节能效果显著,全年理论 COP 值均在 5 以上,在过渡

季达到峰值,可达 15 左右。高效制冷机房的定义在业内普遍达成共识:制冷机房制冷季平均能效 $COP \geq 5.0$ 即可认为达到高效制冷机房标准^[7]。因此本文研究的磁悬浮冷水机组实现了系统在全年的高效运行,本研究对实现数据中心节能减排有一定参考价值。

参考文献

- [1] 邓杰文, 钱漾漾, 魏庆芃. 磁悬浮变频冷水机组运行特性分析及控制策略研究[J]. 暖通空调, 2020, 50(03): 57-62+37.
- [2] 刘铁. 北京某养老机构项目制冷机选型研究[J]. 住宅与房地产, 2018, (34): 72-73.
- [3] 郑锋, 连锋, 韩颖. 高效节能新技术在超大型云计算数据中心的研究及其应用[J]. 现代建筑电气, 2021, 12(06): 66-73.
- [4] 蔡宏武, 魏庆芃. 冷水机组运行性能评价及节能诊断[C]// 全国暖通空调制冷 2008 年学术文集. 2008: 114-119.
- [5] 郑钢, 宋吉. 冷却塔供冷系统设计中应该注意的问题[J]. 制冷与空调, 2006, (02): 75-78.
- [6] GB 19762-2007 清水离心泵能效限定值及节能评价[S].
- [7] American Air-Conditioning and Refrigeration Institute. ARI 550-1992 Centrifugal and rotary screw water-chilling packages[S]. Arlington, VA, USA, 1992.