

大型低温环境试验室制冷系统设计

马广顺, 马振库, 赵云峰

(中国人民解放军63956部队, 北京 100093)

摘要: 分析了大型低温环境试验室制冷技术的现状,提出了基于复叠式制冷的复合降温方式。通过冷负荷计算,确定了制冷系统核心设备制冷机组压缩机的选型,采用基于PLC的PID控制系统,实现了试验室温度参数的精确控制。

关键词: 环境试验; 冷负荷计算; 复叠制冷; 复合降温

中图分类号: U467.5⁺25 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-9242(2013)02-0096-03

Design of Refrigeration System for Large Environmental Test Chamber

MA Guang-shun, MA Zhen-ku, ZHAO Yun-feng

(Unit 63956 of the PLA, Beijing 100093, China)

Abstract: Current situation of refrigeration technology of large low temperature environmental test chamber was analyzed, and compound refrigeration system based on overlapping refrigeration was put forward. Compressors were selected through cooling load calculation. Precise control of environmental test chamber temperature was realized with PID control system based on PLC.

Key words: environmental test; cooling load calculation; overlapping refrigeration; compound cooling

自然环境适应性试验是考核产品质量、可靠性的重要内容之一,尤其是随着高新技术的发展和信息化水平的不断提高,产品对环境影响的反应愈加敏感,试验室环境试验在产品性能考核中的地位更加突出,已从部件考核发展到整机考核。大型低温环境试验室作为产品整机低温环境试验的必要设施,近年来受到了越来越多的重视。制冷系统是低温环境试验室的核心,文中简要阐述了某大型低温环境试验室制冷系统的设计。

1 制冷技术分析

大型低温环境试验室的温度范围一般属于普冷领域,在此范围常用的制冷方法是蒸气压缩式制冷和空气制冷,国内大型低温环境试验室多是采用这两种方式,国内部分试验室采用的制冷方式见表1。蒸气压缩式制冷根据压缩机组的工作方式又分为单级压缩制冷、多级压缩制冷和复叠式制冷,蒸发温度

收稿日期: 2012-10-13

作者简介: 马广顺(1976—),男,安徽濉溪人,硕士,高级工程师,主要研究方向装备环境试验。

表1 国内部分试验室采用的制冷方式

Table 1 Refrigeration method of some domestic environmental test chamber

序号	试验室名称	制冷方法	最低温度/℃
1	华阴某基地环境试验室	空气制冷	-85
2	北方车辆研究所车辆环境试验室	蒸气压缩式制冷	-57
3	定远试验场高低温湿热试验室	复叠式蒸气压缩制冷	-55
4	白城某基地环境试验室	空气制冷	-82
5	天津某研究所环境试验室	复叠式蒸气压缩制冷	-55

低于-60℃时,复叠式蒸气压缩制冷具有较好的经济性。

空气制冷^[4]制冷工质为空气,不存在环境污染问题;制冷温度范围宽,最低可以达到-140℃,-60℃以下运行时性能优良;装置结构简单、维护方便;单位制冷量的能耗大,试验室温度在-60℃以上时效率较低;试验室建设成本较高,运行噪音大。

复叠式蒸气压缩制冷同空气制冷相比,试验室温度在-60℃以上时,制冷系数较高,经济性更好,单位制冷量的能耗低,设备体积小,噪音小,建设和运行成本低;设备结构和控制较复杂,制冷剂为环保型氟利昂,价格较高。

低温环境试验室制冷方法应根据实际需求来选取,在保证试验室性能的前提下,应兼顾考虑建设和运行成本。由于试验要求的低温范围在-60℃以上,综合比较两种制冷方法可以看出,复叠式蒸气压缩制冷更适用于大型低温环境试验室的建设。

2 试验室主要技术性能

某大型低温环境试验室主要用于工程机械等大型试验样机低温环境下的静态和动态试验,制冷方式采用复叠式蒸气压缩制冷,试验室主要技术参数如下:1)试验室温度范围为-55~70℃;2)试验室温度偏差为±2℃;3)降温时间(带载)≤12h;4)试验室内尺寸为17.5m×14m×6m;5)试验样机最大质量为60000kg;6)试验样机工作发热量为200kW。

3 冷负荷计算

冷负荷计算是低温环境试验室设计的核心内

容,应针对试验室典型工况分别进行计算,根据计算结果中较大值进行制冷系统的配置。

3.1 低温环境试验室冷负荷来源

低温环境试验的冷负荷主要来自3个方面:试验室主体四周冷损失;试验室主体内各部件及试验样机的蓄冷量;操作冷负荷,包括灯、循环风机、试验样机等工作时的发热量。

1)低温试验时,试验室内部的温度一般比环境温度要低很多,冷量在整个试验期间都会通过试验室主体的墙壁、门封、顶部及地面不停地传递到大气或土壤中,造成冷量的损失。

2)试验室内部的各个部件包括主体内壁、混凝土地坪等,对于蒸气压缩式制冷系统,还有空气处理箱、循环风机、蒸发器等部件。试验室内各个部件、空气及试验样机由自然温度(试验开始时的温度)降到要求温度的过程中,需要吸收大量的冷量(释放热量),直到与试验室内环境温度达到平衡状态。

3)操作冷负荷主要是指因安装于试验室内的试验室部件和试验样机工作而产生的热量,包括灯具、循环风机及试验样机发热量等。

3.2 冷负荷计算

该试验室主要有动态试验和静态试验两种典型工况,二者要求的最低温度不同。一般情况下,静态试验(如低温贮存试验)要求的温度比动态试验(如低温工作试验)更低;动态试验时,操作冷量多了试验样机工作时带来的冷负荷,该值设计要求确定。两种工况下的冷负荷计算方法基本一致,只是在动态试验时,应区分降温阶段和工作阶段。工作阶段不考虑蓄冷冷负荷,操作冷负荷中还包括试验样机的发热量。静态试验工况的冷负荷计算见式(1)。

$$Q=Q_s+Q_r+Q_c \quad (1)$$

式中： Q 为试验室冷负荷； Q_s 为试验室主体四周冷量损失，kW； Q_r 为蓄冷量，kW； Q_c 为操作冷负荷，kW。

3.2.1 四周冷量损失 Q_s 的计算

Q_s 的计算见式(2)。

$$Q_s=Q_b+Q_m \quad (2)$$

式中： Q_b 为壁板冷损失，kW； Q_m 为门封冷损失，kW。

Q_b 的计算见式(3)。

$$Q_b=k \cdot A \cdot \Delta t \quad (3)$$

式中： k 为传热系数， $k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}$ ，kJ/(m²·h·°C)，其中 α_1 为保温板外表面的传热系数，取 $\alpha_1=29.4$ kJ/(m²·h·°C)， δ 为保温板隔热层厚度， $\delta=0.2$ m， λ 为保温板隔热层导热系数， $\lambda=0.13$ kJ/(m·h·°C)， α_2 为保温板内壁传热系数，取 $\alpha_2=63$ kJ/(m²·h·°C)，因此 $k = \frac{1}{1/29.4 + 0.2/0.13 + 1/63} = 0.63$ kJ/(m²·h·°C)； A 为试验室主体四周保温板的面积， $A=944.64$ m²； Δt 为降温温差，取 $\Delta t=90$ °C。因此 $Q_b=0.15 \times 944.64 \times 90=53\ 547$ kJ/h=14.9 kW。

门封冷损失一般取为壁板冷损失的一半，因此 $Q_m=0.5 \times Q_b=7.5$ kW， $Q_s=Q_b+Q_m=22.4$ kW。

3.2.2 蓄冷量 Q_r 的计算

计算蓄冷量 Q_r 时，需要对试验室里的各种部件按材料进行分类计算，试验样机按钢材进行计算。 Q_r 的计算见式(4)。

$$Q_r = \sum_{i=1}^n G_i \cdot C_i \cdot \Delta t/t \quad (4)$$

式中： G_i 为各种材料的质量，kg； C_i 为各种材料的比热容，kJ/(kg·°C)； t 为降温时间， $t=12$ h。经计算， $Q_r=369.4$ kW。

3.2.3 操作冷负荷 Q_c 的计算

静态试验工况下，操作冷负荷主要包括照明灯的热量和循环风机工作产生的热量，见式(5)。

$$Q_c=Q_l+Q_f \quad (5)$$

式中： Q_l 为照明灯发热量，照明灯共8个，每个1.5 kW，发热效率为0.8，因此 $Q_l=1.5 \times 8 \times 0.8=9.6$ kW； Q_f 为风机运转热量，电机采用外置安装，其发热量可忽略不计。

试验室的冷负荷 $Q=Q_s+Q_r+Q_c=401.4$ kW。用同样的方法可以算得动态工况下试验室的冷负荷，计算结果显示静态工况下冷负荷最大。

在确定制冷机组总制冷量时，需要取一个余量系数，以综合考虑没有计算的管路损失等一些较小冷负荷，一般取10%~30%，在此取10%，制冷系统的总制冷量 $Q_0=1.1Q=441.5$ kW。

4 制冷系统方案及控制

制冷系统主要由复叠制冷机组、蒸发器、加热器、循环风机、冷却塔及循环水泵等组成。加热器采用电加热方式，主要用于试验室冷量的平衡，以实现温度的精确控制。

4.1 制冷机组设计

1) 机组数量的确定应综合考虑系统的可靠性、试验室的运行工况以及当前压缩机可选型号等多个方面的因素。综合考虑各种因素，确定机组数量为3台。

2) 根据冷负荷计算结果，制冷机组的总制冷量为441.2 kW，因此单台机组低温级的制冷量不应低于147 kW。低温级制冷剂采用R23，选用比泽尔HSK8551-110型螺杆压缩机，理论输气量为315 m³/h，实际制冷量为152.4 kW，3台机组的总制冷量为457.2 kW，能够满足要求；高温级制冷剂为R404A，低温级冷凝器负荷（即高温级蒸发器的制冷量）为238.7 kW，选用比泽尔HSK8571-140型螺杆压缩机，单台制冷量245 kW，能够满足要求。

3) 为提高设备效益，充分发挥机组制冷效率，采用复叠制冷机组高、低温级复合的方式降温，即在降温初期，利用高温级进行降温，在室内温度低于一定值后，利用低温级进行降温。

4.2 制冷系统控制

制冷系统控制的核心是制冷机组的控制以及与加热器的匹配控制。为了实现试验室内温度的精确控制，设置了设备级和总控级两级PLC控制。每台冷机组均设置了设备级PLC控制器，对机组内各设备进行控制，同时保证机组运行安全，其他设备由

(下转第108页)

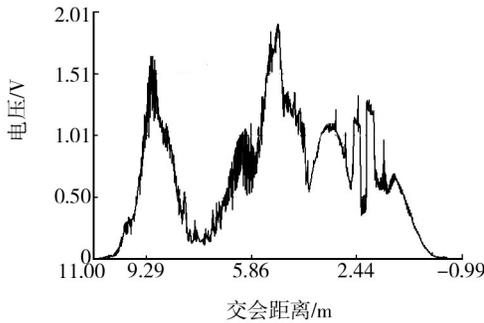


图7 长空靶机仿真回波信号

Fig. 7 Simulated echo signal curve of Changkong target drone

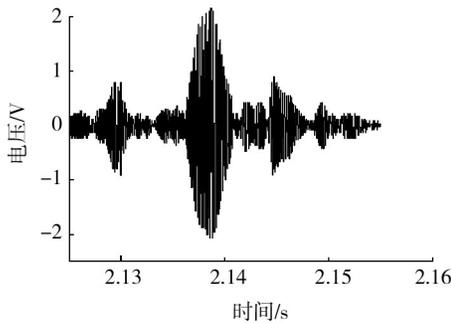


图8 长空靶机实测回波信号

Fig. 8 Measured echo signal curve of Changkong target drone

4 结论

用二次曲面的方法,建立长空靶机的目标模型,解决了用面元法拟合目标时,面元数多、计算效率低的问题。计算了某型号引信靶试条件下 $\phi 500\text{ mm}$ 金属球和长空靶机的回波信号,并与实测数据进行了对比,仿真结果和实测结果取得了较好的一致性。验证了二次曲面建立目标模型,计算目标回波信号的有效性。

参考文献:

- [1] 克拉特 E F. 雷达散射截面——预估、测量和减缩[M]. 阮颖铮,译. 北京:电子工业出版社,1988.
- [2] 金灿民. 复杂目标近场电磁散射特性研究[D]. 西安:西北工业大学,1998.
- [3] 袁正,孙志杰. 空空导弹引战系统设计[M]. 北京:国防工业出版社,2007:265.
- [4] 李应乐,王明军,董群峰. 各向异性介质椭球内电场的研究[J]. 装备环境工程,2010,7(4):1—4.

(上接第98页)

总控PLC直接控制;总控PLC通过485总线与设备级PLC通讯,从而完成试验室所有设备的控制。

机组冷量采用50%,75%,100%三级控制,加热器采用PID控制。当冷量不够时,可以增加机组的冷量或开启下一台机组;当冷量过载时,通过加热器的PID控制来进行平衡,从而确保了试验室室内温度稳定在设定值。系统控制流程如图1所示。

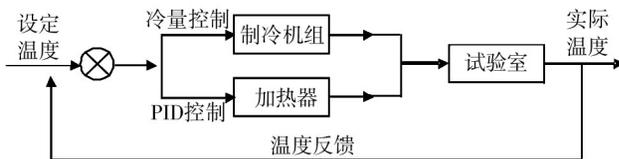


图1 制冷系统控制流程

Fig. 1 Flow of refrigeration system control

5 结语

针对大型低温环境试验室的特点,提出了基于复叠式蒸气压缩制冷技术的复合制冷方式,提高了设备效益和制冷效率,实现了试验室的节能运行;采用基于PLC的PID控制系统,达到对试验室温度精确控制的目的。该大型低温环境试验室制冷系统的设计方法,对同类环境试验室的建设具有一定的借鉴指导意义。

参考文献:

- [1] 王浚,黄本诚,万才大. 环境模拟技术[M]. 北京:国防工业出版社,1996.