

文章编号: 1671-6612 (2020) 03-363-06

某发动机试验中心暖通空调设计

张 涛 邴爱杰 贾雪峰

(中国汽车工业工程有限公司 天津 300013)

【摘 要】 以某发动机试验中心暖通空调设计为例, 详细介绍了发动机台架试验室空调、通风系统、防排烟系统设计等, 重点分析了试验室空调负荷、排尾气风量、全室排风量的计算过程, 最后总结了设计及运行中应注意的问题并给出了建议。

【关键词】 发动机试验室; 负荷计算; 排尾气; 全室排风

中图分类号 TU83 文献标识码 B

Heating Ventilating and Air Conditioning System Design for an Engine Test Center

Zhang Tao Hou Aijie Jia Xuefeng

(China Automotive Engineering Co., Ltd, Tianjin, 300013)

【Abstract】 Taking the heating ventilating and air conditioning system for an engine test center as an example, the paper introduces the design of air conditioning, ventilating system and smoke control system of the engine bench test room in detail, and analyzes the calculation process of the air conditioning load, exhaust gas volume and general exhaust air quantity of the laboratory. Finally, the paper summarizes some problems that should be paid attention to during the design and operation period and gives suggestions.

【Keywords】 the engine bench test room; load calculation; gas exhaust; general exhaust

作者(通讯作者)简介: 张 涛(1981.2-), 男, 本科, 高级工程师, E-mail: houaijie1218@163.com
收稿日期: 2019-08-05

0 工程概况

该发动机试验中心位于广西壮族自治区柳州市, 属夏热冬暖地区; 二层工业建筑, 建筑高度 13.8m, 建筑面积 13953.53m²; 一层为试验室、试验室控制室、辅助办公用房; 二层为空调设备间, 用来布置服务于一层试验室的空调通风设备。本工程分两期建设, 一期建设发动机耐久试验室 10 间、性能试验室 5 间及冷启动试验室、冷热冲击试验室等功能房间。耐久试验室和性能试验室内各设置试验台架一套。

1 设计内容

1.1 设计内容

该试验中心暖通空调设计内容为发动机试验

室及其辅助房间空调设计; 发动机试验室空调及工艺冷冻水系统设计; 全室通风及排尾气系统设计; 防排烟系统设计。

1.2 室内外空调设计参数

1.2.1 室内空调设计参数

根据工艺要求, 试验室空调设计参数如下:

夏季: 温度 30±2℃, 相对湿度不控制;

冬季: 温度 18±2℃, 相对湿度不控制。

1.2.2 室外空调设计参数

表 1 室外空调设计参数

Table 1 Outdoor air conditioning design parameters

参数类别	夏季	冬季
空调室外计算干球温度	34.8℃	3.0℃
空调室外计算湿球温度	27.5℃	75%

通风室外计算干球温度	32.4℃	10.4℃
夏季室外平均风速	1.6m/s SSW	1.5m/s N

2 空调系统设计

2.1 空调负荷计算

本工程试验室夏季供冷，本文提及的空调负荷为冷负荷。试验室空调负荷影响因素较多，为保证试验室的工艺要求，本文将空调负荷简化为得热量计算，不再区分得热量中的对流得热和辐射得热。

试验室空调负荷可按式（1）计算：

$$Q_{\text{总}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (1)$$

式（1）中， Q_1 为通过维护结构传入室内的热量，kW； Q_2 为人体散热量，kW； Q_3 为照明灯具散热量，kW； Q_4 为设备、器具、管道及其他内部热源的散热量，kW； Q_5 为新风冷负荷，kW。

（1）本工程试验室区域四周为“回”型走廊，使试验室与室外隔断成为内区，通过维护结构传入室内的热量 Q_1 占比很小，通常不足 5%，可忽略不计^[1,2]；

（2）正常试验进行时，试验室无人员进入， Q_2 为 0；

（3）试验室照明采用隔爆荧光灯，灯具安装总功率 0.43kW；

（4） Q_4 主要为试验室台架设备、排尾气系统等等的散热量，在发动机试验室空调负荷中占比最大。由于大量辐射热的存在， Q_4 也最难确定。目前资料中未有统一的计算方法，本工程采用能量平衡算

法及文献实测算法^[3]，并取两者的较大值，计算过程详述如下：

根据能量平衡，发动机工作时散发在室内的热量 Q_4 可表示为下式：

$$Q_4 = Q_{ry} - Q_{sl} - Q_{wq} - Q_{sch} \quad (2)$$

式（2）中， Q_{ry} 为发动机燃油产生的总热量，根据工艺专业数据，试验室单台台架汽油质量耗量 0.011kg/s，汽油热值 44000kJ/kg，考虑 90% 的燃烧效率，燃油总热量 Q_{ry} 为 435.6kW； Q_{sl} 为发动机散热中工艺冷却水带走的热量，工艺冷却水流量 20m³/h，冷却水温差约 5~10℃，计算取 7.5℃，得 Q_{sl} 为 174.17kW； Q_{wq} 为发动机尾气排放带走的热量，可根据式（3）计算得到：

$$Q_{wq} = c \cdot L_{wq} \cdot \rho \cdot \Delta T \quad (3)$$

式（3）中， c 为空气定压比热，取 1.01kJ/(kg·K)；尾气排放量 L_{wq} 为 1200m³/h，详述见通风系统设计；根据工艺数据，尾气排放温度约 800℃，密度 0.33kg/m³，与室内空气温差 ΔT 取 770℃；代入式（3）可得 Q_{wq} 为 85.55kW； Q_{sch} 为发动机输出功率，用户提供数据约 90kW。

经计算，发动机台架设备、排尾气系统散发在室内的热量 Q_4 为 85.88kW。

德国某汽车公司对发动机台架试验室实测数据显示：散发在室内的热量占比 20.1%^[4]，耗用燃料总热量 435.6kW，则空调负荷中 Q_4 为 87.56kW。

表 2 发动机台架实测能量分配百分比

Table 2 The measured engine bench energy distribution percentage

能量分配项	发动机输出功率	冷却水带走热量	排放尾气热量	台架振动
能量分配比例 (100%)	31%	31%	31%	7%
	发动机驱动功率 27.9%， 散发在室内 3.1%	热量全部带走 31%	排出室外热量 21%， 散发在室内热量 10%	全部以热能形式 散发在室内 7%

两种方法计算的 Q_4 数值接近，取较大值 87.56kW。此外，测功机散发在室内的热量按额定功率的 5% 计算^[3]，耐久试验室测功机额定功率 250kW，则测功机发热量为 12.5kW。

试验室房间负荷取 $Q_1 \sim Q_4$ 之和，共 100.49kW。综合考虑各试验室使用时间、同时使用系数、试验工况等因素，试验室空调采用全空气一次回风系统，露点送风。

发动机台架试验室湿负荷主要来自室外渗透

空气、排放至试验室地坑内的空调冷凝水。经计算，试验室的湿负荷 W 为 12.55kg/h。

不考虑新风冷负荷，热湿比计算如下：

$$\varepsilon = 3600 \sum_{i=1}^{i=4} Q_i / W \quad (4)$$

经计算，热湿比值为 28826kJ/kg，在焓湿图中近似为垂直线。

空气处理焓湿图如图 1 所示。根据式（5）计算并考虑漏风量后试验室送风量 29860m³/h，组合

式空调机组选型风量为 30000m³/h。

$$L = \frac{3600 \sum_{i=1}^4 Q_i}{\rho(h_N - h_O)} \quad (5)$$

式 (5) 中, h_N 为空调室内状态 N 点焓值, 64.4kJ/kg; h_O 为空调送风状态 O 点焓值, 53.8kJ/kg。

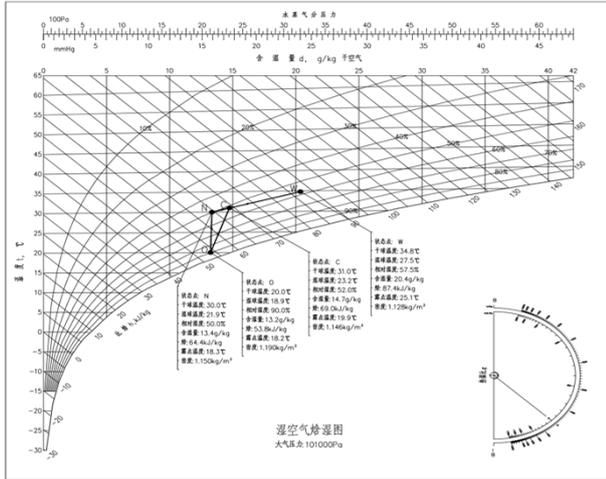


图 1 试验室空调处理焓湿图

Fig.1 The test room air conditioning treatment h-d chart

(5) 新风负荷 Q_5 计算中, 新风量的确定是重点。有些项目中过渡季采用全新风消除室内余热, 此时风管系统庞大, 初投资较高、管路布置复杂, 且大量室外空气影响室内温、湿度的稳定, 还增加了过滤器的负担。

发动机试验室正常工作时无人员新风量要求且室内须保持微负压, 规范对新最小新风量没有要求。实际上部分新风就能满足控制室内 CO 浓度的要求。参照国内现有发动机试验室设计经验, 综合考虑工艺要求、经济性等因素, 本工程采用部分新风, 新风量 L_x 取空调送风量的 20%, 即 6000m³/h, 此时新风负荷 Q_5 可由式 (6) 计算得到:

$$Q_5 = L_x \cdot \rho(h_w - h_N) \quad (6)$$

式 (6) 中, h_w 为夏季室外状态 W 点焓值, 87.4kJ/kg; 计算得 Q_5 为 46kW。试验室空调总负荷为 146.49kW。

夏季空调系统耗冷量可由下式计算得到:

$$Q_L = L \cdot \rho(h_C - h_O) \quad (7)$$

式 (7) 中, h_C 为室内、外混合状态 C 点焓值, 69kJ/kg; 计算得 Q_L 为 152kW, 作为选择空调机组表冷器及调节阀的依据。

2.2 空调冷源及输配系统

考虑各试验室试验工况设置、同时使用系数等因素, 该试验中心设置 2 台离心式冷水机组制备空调冷冻水和用于发动机冷却的工艺冷冻水, 考虑同时使用系数, 降低了制冷系统设备的安装容量; 冷冻水输送系统设 3 台卧式离心水泵。制冷机组、水泵参数见表 3。冷冻水系统采用一次泵变流量, 供回水总管间设自力式压差平衡阀; 冷冻水输配管路采用异程系统, 各支管处设数字锁定平衡阀; 末端空气处理设备冷冻水管路设电动二通阀, 随试验室负荷的变化调整电动阀门开度从而实现末端空气处理机组水流量的变化。

表 3 制冷机、冷水泵参数表

Table 3 The refrigerator and cold water pump parameter table

设备名称	规格参数	数量
制冷机	制冷量 1602kW, COP 值 5.78; 冷冻水流量 278.8m ³ /h (7/12 ℃); 制冷剂 R134a,	2
冷水泵	流量 315m ³ /h, 扬程 32m, 转速 1480r/min	3 (2用1备)

2.3 空调风系统

各试验室由于使用时间、工况设置不同等因素, 为方便调节与节能考虑, 各试验室设独立的空调系统, 采用组合式空调机组, 一次回风露点送风方式将处理后的空气送入试验室。新风取自室外进风天窗, 经初效过滤器后与回风混合。空调风管采用镀锌钢板风管, 保温采用难燃 B 级复合铝箔橡塑保温材料。空调通风系统示意图如图 2 所示。

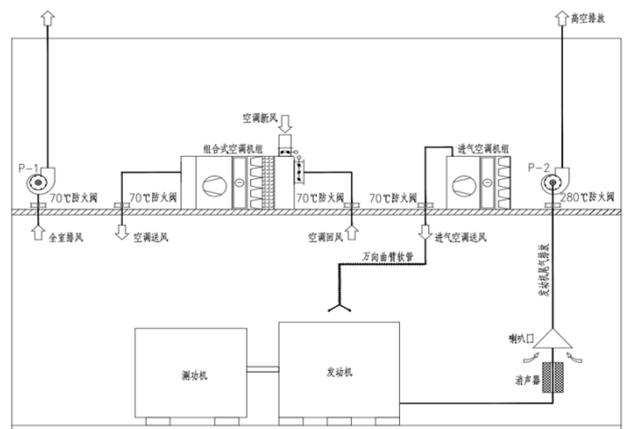


图 2 试验室空调通风系统示意图

Fig.2 The test room air conditioning and ventilation

system diagram

另外,每个试验室设置工艺进气空调为发动机提供标准燃烧空气,进气空调风量 1200m³/h。风管采用不锈钢风管,外设保温,与发动机吸气口对接部分设置万向曲臂软管,可根据发动机吸气口位置调节。根据试验室使用特点,设计 4 台试验室合用一套进气空调装置,每个房间的进气空调风管上设电动调节阀,可根据试验需求,合理控制,节约能源及投资。

3 通风系统设计

试验室通风分别设置排尾气系统与全室排风系统。尾气排放系统形式通常有混合排风和引射排风,均是通过混合部分室内空气来降低尾气的排放温度,本工程采用混合排风形式,如图 3 所示。

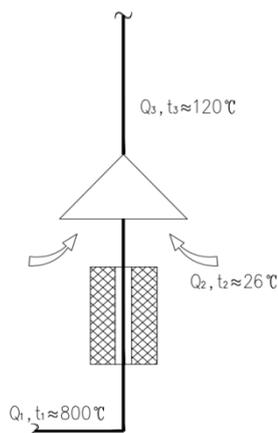


图 3 排尾气混风示意图

Fig.3 The exhaust gas mixture diagram

3.1 尾气排放系统

发动机尾气中污染物种类主要有 CO、NO_x 等,排放系统设计重点是排尾气风量的计算。发动机尾气排放量 $Q_1=1200\text{m}^3/\text{h}$, 温度 $t_1=800^\circ\text{C}$, 密度 $\rho_1=0.33\text{kg}/\text{m}^3$, 质量 m_1 ; 试验室混风 Q_2 , 温度取空调室内温度 $t_2=26^\circ\text{C}$, 密度 $\rho_1=1.20\text{kg}/\text{m}^3$, 质量 m_2 ; 发动机尾气混合空气后的排放量为 Q_3 , 温度 $t_3=120^\circ\text{C}$, 密度 $\rho_3=0.90\text{kg}/\text{m}^3$, 质量 m_3 。根据风量平衡式 (8) 和热量平衡式 (9), 可计算得到 $Q_1=3623\text{m}^3/\text{h}$ 、 $Q_2=2387\text{m}^3/\text{h}$ 。

$$m_1 + m_2 = m_3 \quad (8)$$

$$c \cdot m_1 \cdot t_1 + c \cdot m_2 \cdot t_2 = c \cdot m_3 \cdot t_3 \quad (9)$$

当室内温度越高,则 Q_3 越大。考虑到室内温度波动的可能性,在 Q_3 基础上考虑 20% 风量裕量

后,选择排尾气风机风量 6000m³/h,系统阻力 610Pa。排尾气风机采用耐高温防爆风机。

排尾气风管采用 304 不锈钢制作,为防止人员烫伤,采用岩棉保温,外包不锈钢薄钢板作为保护层。根据管道长度,验算推力并设置波纹管补偿器。

3.2 全室排风系统

全室排风主要排除发动机燃料不完全燃烧及排尾气管道密封不严密产生的污染物,如 CO、NO_x 等,其中 CO 浓度远远大于其他物质,为主要污染物。本工程采取室内风平衡模型及主要污染物浓度控制两种方法计算试验室排风量,并取两者的较大值。

由室内风平衡模型计算时,试验室风平衡见示意图 4。室内空调新风、进气空调、负压总进风量 8700m³/h,其中负压风量取房间换气次数 5 次/h;计算并考虑裕量后可得全室排风量 2970m³/h。

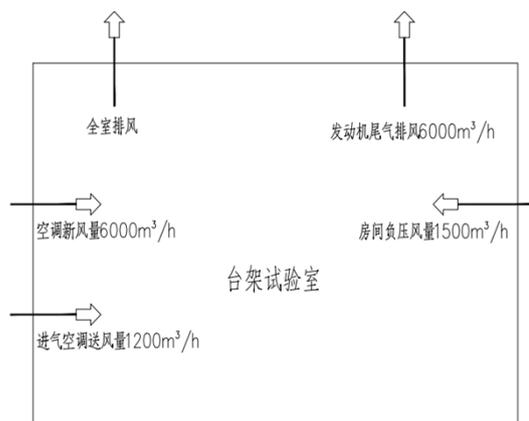


图 4 试验室风平衡示意图

Fig.4 The test room air balance diagram

由 CO 浓度控制要求计算全室排风量时,可采用下式:

$$\frac{G}{y_1 - y_2} = L_q + L_j \quad (10)$$

式 (10) 中, G 为试验室尾气中 CO 的发生量, mg/h, 根据《车用压燃式、气体燃烧点燃式发动机与汽车排气污染物排放限值及测量方法》(GB 17691—2005), ETC 试验室 CO 限值为 4g/kWh, 发动机输出功率 Q_{sch} 为 90kW, G 值为 360g/h; y_1 为 CO 短间接接触允许浓度 MAC, 依据《工作场所所有毒气体检测报警装置设置规范》(GBZ/T 223-2009), 有人的工作场所 MAC 为 30mg/m³; 对于无人工作场所, 目前我国标准中没有规定。

y_2 为室外空气中 CO 浓度, 取为 2 mg/m^3 ^[5]; L_q 为全室排风量, m^3/h ; L_j 为局部排风量, 这里指发动机排尾气风量, $3650 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

通常发动机进行测试时, 试验室内是没有人的。即使有人进去, 也是停机后短时间内进出。若根据 $\text{MAC}=30 \text{ mg/m}^3$ 计算全室排风量, 风量为 $9200 \text{ m}^3/\text{h}$, 选型风机较大且不符合实际情况。因此 CO 短间接触允许浓度可根据实际情况较标准规定值调高, 本工程设置探测器一级报警 50 ppm (62.5 mg/m^3), 二级报警 100 ppm (125 mg/m^3)。根据一级报警设定值, 计算的全室排风量为 $2300 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

因此, 选择上述两种计算方法的最大值, 选型风机风量为 $3000 \text{ m}^3/\text{h}$ 。排风机采用防爆型。实际运行表明, 全室排风系统运行效果良好。

4 防排烟系统设计

根据防火规范^[6], 本工程一、二层走廊和试验室控制室设排烟设施。一层设机械排烟系统 2 个, 分别采用屋顶式排烟风机 Py-1 和 Py-2; 屋顶式排烟风机 Py-3 用于二层走廊排烟。排烟系统 Py-1 划分 7 个防烟分区, 最大防烟分区面积 204 m^2 , Py-1 风量 $25000 \text{ m}^3/\text{h}$; 排烟系统 Py-2 划分 6 个防烟分区, 最大防烟分区面积 177 m^2 , Py-2 风量 $22000 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

当对应区域发生火警时, 由消防控制中心或现场手动开启火警区域所对应的排烟口, 其他排烟口则处于关闭状态, 同时连锁开启风机入口处的排烟防火阀和排烟风机, 系统进入排烟状态; 当风机入口处的排烟防火阀熔断关闭后, 连锁关闭排烟风机, 系统结束排烟状态。

5 设计体会及建议

本工程 2017 年竣工投入使用, 结合运行中出现的问题, 笔者总结了设计体会并给出了建议, 与广大设计者共勉。

(1) 台架设备、排尾气系统等散热量 Q_4 是试验室空调负荷计算的重点, 由于受设备开动率、高温辐射等诸多因素的影响, 建议采用多种方法计算。本文采用热平衡法及文献实测法计算并取较大值参与试验室空调负荷的计算。

(2) 发动机试验室得热量大, 湿负荷小, 热湿比线在焓湿图中接近垂直线。室内得热量中维护结构传热量占比小, 通常不足 5%, 因此初步设计

时不能采用面积指标法估算空调冷负荷。

(3) 进气空调为发动机提供标准燃烧空气, 根据试验室使用特点, 设计 4 台试验室合用一套进气空调装置, 每个房间的进气空调风管上设电动调节阀, 可根据试验需求, 合理控制, 节约能源及投资。与发动机吸气口对接部分设置万向曲臂软管, 可根据发动机吸气口位置调节。

(4) 该试验中心制冷机房设离心式冷水机组制备冷冻水, 考虑各试验室的同时使用系数, 降低制冷系统的设备安装容量, 节约初投资和运行费用。冷冻水系统采用一次泵变流量, 供回水总管间设自力式压差平衡阀, 末端空气处理设备冷冻水管路设电动二通阀, 随空调负荷的变化调节电动阀门开度, 运行效果良好。

(5) 试验室通风系统设计主要用来排除发动机燃油产生的污染物 CO, 试验室内设置 CO 探测器并连锁消防报警系统。CO 浓度探测设计参照《石油化工可燃气体和有毒气体检测报警设计规范》条文“同一种气体, 既属可燃气体又属有毒气体时, 应只设置有毒气体探测器”^[7], 参照有人工作场所, 从保护人员的角度, 按有毒气体浓度限值规定, 将试验室的 MAC 浓度值设为 30 mg/m^3 。实际运行中经常发生 CO 浓度超标报警的现象。发动机试验室不同于有人工作场所, 正常工作时试验室无人, CO 报警值应设为何值, 国家标准尚无规定。

实测发现, 发动机转速提高、燃油效率降低等产生的 CO, 经房间内的有效通风换气后, 浓度可迅速降低到 30 mg/m^3 以下; 发动机长期在中低转速运行, CO 逸散量很少, 室内基本不会达到对人体有害的 CO 浓度。如果仅为了满足参照标准而把限值设置到标准以下, 为了不出现消防报警, 需要增加设备投资及运行费用, 局部排风系统也可能影响试验空间, 并不经济实用。因此建议发动机试验室 CO 浓度探测器设定值适当放宽到发动机高转速情况下实际散发的 CO 浓度以上或者在满足参照规范要求的情况下, 设置两套 CO 探测装置, 分别按有毒气体浓度限值和可燃气体浓度限值设定报警值, 满足对进入试验室人员保护的同时, 又满足消防系统的要求且相对经济。

参考文献:

[1] 许兵. 上海汽车工业技术中心发动机试验室空调设计[J].

- 上海汽车,1996,(1):28-32.
- [2] 邹奕,李鹏.汽车试验室通风空调系统设计要点探讨[J].城市建设理论研究(电子版),2012,35.
- [3] 周一芳,周邦宁.发动机试验室的通风(空调)热负荷计算[J].制冷与空调,2013,27(6):626-628.
- [4] 康健.汽车发动机试验室的空调设计[J].制冷技术,2004,(3):23-25.
- [5] GB 50736-2012,民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2012.
- [6] GB 50016-2014,建筑设计防火规范[S].北京:中国计划出版社,2014.
- [7] GB 50493-2009,石油化工可燃气体和有毒气体检测报警设计规范[S].北京:中国计划出版社,2009.

(上接第 359 页)

- [10] 百度文库.太阳能固体吸附式制冷综述[Z].2016:1-18.
- [11] 赵加佩,陈宁,冻小飞.太阳能吸附式制冷技术进展综述[J].能源研究与信息,2007,23(1):1-7.
- [12] 百度文库.吸收式制冷和吸附式制冷[Z].2014:1-6.
- [13] 李明,王六岭.基于太阳能利用的固体吸附式制冰装置关键技术研究[J].云南师范大学学报,2007,27(2):1-5.
- [14] 李明.太阳能固体吸附式制冰机运行特性的实验及理论分析[J].太阳能学报,2004,25(4):1-6.
- [15] 陈砺,方利国,谭盈科.氯化锶-氨吸附制冷性能的实验研究[J].太阳能学报,2002,23(4):1-5.
- [16] 王一鸣,蔡聪,巩瑞奇,等.基于太阳能吸附式制冷技术的新型冷链物流设备[J].物流工程与管理,2015,37(8):1-2.
- [17] 卢允庄.内燃机车烟气余热驱动的沸石-水吸附式空调系统分析[D].上海:上海交通大学,2003:1-10.