

发动机试验房间的设计与研究

姜晓东, 练 兵

(上海普安柴油机有限公司, 上海 200444)

摘 要: 论述了一种新型的发动机集成式试验房间的设计和研究。主要涉及房间结构的整体型式设计, 通排风量及房间大小计算、减振降噪分析计算以及排烟系统的设计选型等。实际应用表明: 所设计的集成式试验房间合理可行。

关键词: 发动机; 试验房; 设计

中图分类号: TK427 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2016)05-0044-04

The Research and Design of Engine Test Room

Jiang Xiaodong, Lian Bing

(Shanghai Puan Diesel Engine Co., Ltd., Shanghai 200444)

Abstract: The design and research of a new kind of integrated engine test room is discussed, which mainly involves the pattern design of general constrmction of the room, the calculation of the air exhaust volume and room size, analysis and calculation of noise and vibration reduction, and design and type selection of the exhaust system. The application results show that the integrated test room is rational and feasible.

Key words: engine; test room; design

0 引 言

发动机试车房间是一个系统工程, 它包括房间整体型式、减振和降噪、通排风系统、排烟系统、水系统、发动机中冷系统等。传统的发动机试验房间为建筑砖墙结构, 中间浇筑水泥砼块, 上面放置减振大底板, 四周有减振沟; 管路布置在地下或管道沟内, 排烟设置在地下, 强制抽吸; 整个系统工程在房间内布置, 结构复杂, 工程量大, 投资较高。

本文论述一种新型的试验房间, 发动机集成试验房。该试验房间为箱式房系统, 六面体结构, 框架为钢结构, 系统布置在其中, 对外留有接口。以下结合特定发动机的特点及具体参数, 对各系统进行具体选型, 形成一种集成式箱式房间。这种房间

可以整体搬迁, 移动方便, 结构合理, 造价低廉, 是发动机试验房间的发展趋势。

1 发动机试验房间的整体型式

新型箱式房的整体型式是箱体系统, 箱体系统主要由箱体、隔声门、隔声观察窗、地板、围栏、梯子等部分组成。箱体前后分别为试验间和控制间, 箱体顶部为设备层, 如图 1 所示。

箱体主要由箱体结构框架和外蒙皮板组成。

(1) 箱体结构框架

箱体结构框架采用高强度工字钢、槽钢、矩形钢管、角钢等拼焊而成, 结构强度足够承受载荷要求。所有箱体框架结构材料表面均作防腐、防锈、防火工艺处理。整体箱体框架钢结构满足载荷 3 t 电动运行吊车承载要求。

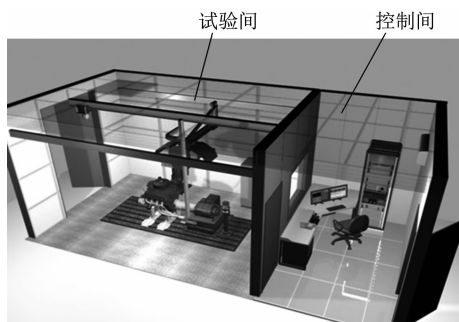


图1 新型箱式试验房

(2) 箱体台架外蒙皮板及顶面结构

箱体四周外蒙皮板采用瓦楞形标准集装箱板, 厚度为 2 mm。瓦楞板与箱体框架结构间采用全面积焊接。

试验间顶面采用 5 mm 厚的防滑花纹钢板覆盖, 与顶面框架间采用全面积焊接, 保证不渗水。外蒙皮板、平板钢板和顶面防滑钢板的内外表面均作喷砂磷化工艺处理, 并喷涂底漆。对所有进出箱体的流体管道, 在箱体墙面或顶面两侧均预埋接口界面或预留工艺孔, 并作密封处理。

集装箱内顶部上方设置起重机导轨; 外顶部为安装排烟系统、进气空调设备。燃油油箱等工艺设备, 依据设备重量, 局部加固处理。箱体外形如图 2 所示。



图2 试验房箱体

2 通排风量计算及房间大小确定

(1) 发动机散热量

某 16 缸发动机燃油消耗量为 $100 \text{ (kg} \cdot \text{h}^{-1})$, 柴油燃烧低热值 $H_u = 42\,780 \text{ (kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$, 发动机辐射热量 5%, 则发动机散热量为 $213\,900 \text{ (kJ} \cdot \text{h}^{-1})$ 。

(2) 试验室通排风量

根据热平衡公式: $Q_h = Q_p c P \Delta t$ (1)

式中: Q_h 为发动机制热量, 即发动机散热量, $(\text{kcal} \cdot \text{h}^{-1})$; Q_p 为排风量, $(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$; c 为空气比热, 取 $0.24 \text{ (kcal} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1})$; P 为空气密度, 取 $1.2 \text{ (kg} \cdot \text{m}^{-3})$; Δt 为温差, 取 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

计算可得: 排风量 $Q_p = 17\,683 \text{ (m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$, 取 $18\,000 \text{ (m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$; 试验室要求微正压, 以保证正常舒服的工作环境, 送风系数取 1.1, 则送风量 $Q_s = 19\,451 \text{ (m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$, 取 $20\,000 \text{ (m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$ 。根据通排风机型号, 选取全压值为 $1\,000 \text{ Pa}$, 风机数量 2 台, 即进、排风机各一台。

(3) 试验室房间规格

计算公式: $N = V \frac{n}{Q}$ (2)

式中: N 为风机数量, 台; V 为房间体积, m^3 ; n 为换气次数, 每分钟换气 3~4 次, 本文取 4 次/分钟; 换气损失系数取 1.1, 则 $n = 264$; Q 为所选风机型号的单台风量, $(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$, 取 $19\,000 \text{ (m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$ 。

计算得房间体积 $V = 144 \text{ m}^3$

公司发动机最大型号为 16 缸发动机, 尺寸长 $\times$ 宽 $\times$ 高 $= 1\,950 \times 1\,389 \times 1\,288 \text{ (mm} \times \text{mm} \times \text{mm})$, 考虑到试验发动机水箱的尺寸、设备尺寸以及操作空间等, 确定房间的长度不小于 $6\,000 \text{ mm}$, 宽度不小于 $4\,500 \text{ mm}$, 高度不少于 $5\,000 \text{ mm}$, 总容积为 135 m^3 。该值不超出计算所得房间体积, 因此认为房间尺寸设计合理。

3 试验房间的减振及降噪

3.1 发动机减振

(1) 传统的减振方法是在水泥砣下设置弹簧减振, 四周设置减振沟, 如图 3 所示。这种方法建筑施工量大, 橡胶减振或弹簧减振效果不理想。

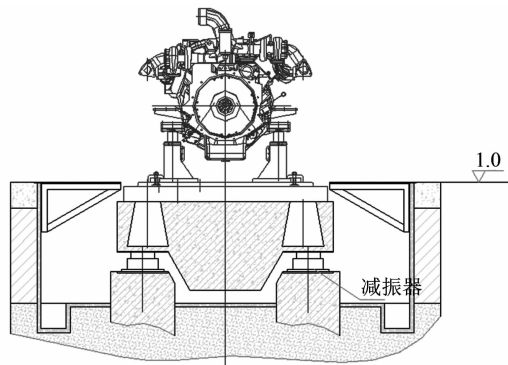


图3 传统的减振方法

(2) 新型的试验减振方法是在地面上放置减振气囊, 施工简单, 便于调整, 只要调整气压使大

底板保持水平就可以达到良好的减振效果,如图 4 所示。减振气囊外形结构如图 5。

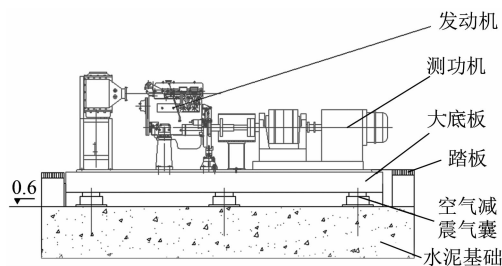


图 4 新型减振方法



图 5 减振气囊外形结构

(3) 减振器选型及计算

试验台选用隔振器减振时,须考虑发动机转速变化大,干扰频率范围大的因素。减振器固有频率 f_0 应在 3 Hz 以下,以确保良好的隔振效果。隔振器阻尼比 $\zeta \geq 0.065$,其作用是:当发动机运行在高转速时干扰频率较高,阻尼比可抑止高频冲击导致的隔振器波动;同时可使发动机开机、关机转速经过共振区时产生的振动快速衰减。试验台与地基之间安装减振器后,须考虑水管、油管安装橡胶挠性接管或金属软管(其刚度应小于隔振器刚度),以防振动传递。并对试验室风机、水泵等动力设备同样采取隔振措施;管道每隔一定距离设置隔振吊架和隔振支座。还须考虑试验台台面的振幅及加速度,一般要求将试验台振幅控制在 0.08 mm 以下,设计时需计算质量块重量、位移传递率、台面振幅、隔离效率,以确定选型的合理性。

当发动机激振力的频率 f 与隔振弹簧的垂直固有频率 f_0 的比值(称为调谐比) $\lambda = f/f_0 > 3$ 时,就基本实现了动态激振力(也即动载荷)的隔离,隔离效率 I 可达 87.5%。调谐比越大,隔离效率越高。隔离效率 $I = (\lambda^2 - 2) / (\lambda^2 - 1)$ 。调谐比 λ 与隔离效率 I 的关系如表 1 所示。

表 1 调谐比 λ 与隔离效率 I 的关系

调谐比 λ	1.414	3	4	5	8	10
隔离效率 $I/\%$	0	87.5	93.3	95.8	98.4	99

调谐比 λ 与位移传递率 $TD(x/y)$ 以及阻尼比 ζ 的关系如曲线图 6。

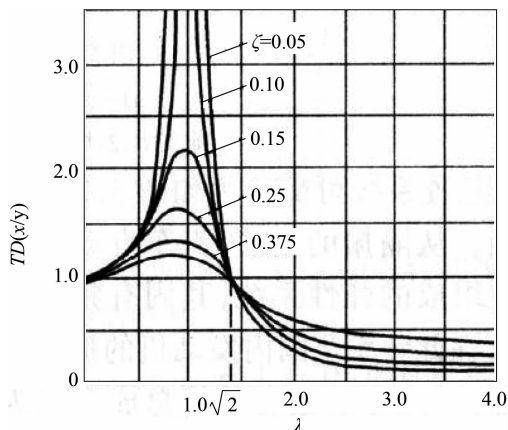


图 6 调谐比 λ 和位移传递率 $TD(x/y)$ 以及阻尼比 ζ 的关系

(4) 减振气囊数量及参数选择

① 发动机基本参数(以发动机怠速 750 ($r \cdot \min^{-1}$))为例:

质量块重量 10 000 kg, 其中: 发动机最大重量 2 100 kg (以公司最大发动机 V 型 16 缸为例); 测功器(型号 YP1900-S)重量 2 900 kg; 大底板 5 000 kg。

② 减振气囊基本参数

减振气囊 6 只; 单只减振气囊载荷 1 667 kg; 刚度 $C = 450$ ($N \cdot mm^{-1}$); 阻尼比 $\zeta = 0.08$; 单只变形量 $\delta = \text{载荷}/\text{刚度} = 16\,670/450 = 37$ mm; 总刚度 $K = \text{减振气囊数量} \times C = 2\,700$ ($N \cdot mm^{-1}$); 减振器固有频率 $f_0 = 2.5$ Hz; 干扰频率 = 12.5 Hz (转速 750/60); 调谐比 $\lambda = 5$; 传递效率 $I = 95.8\%$ (查表得或公式计算)。

位移传递率

$$TD = x/y = \sqrt{(1 + (2\zeta\lambda)^2) / [(1 - \lambda)^2 + (2\zeta\lambda)^2]} = 0.043 \quad (3)$$

发动机扰动力

$$F_0 = mr_0\omega^2 = 3\,307 \text{ N} \quad (4)$$

式中: m 为发动机质量, 2 100 kg; r_0 为曲柄半径, 71 mm; $\omega = 2\pi n$ 。

则稳态响应后的振幅

$$X_0 = \frac{F_0}{K \sqrt{(1 - \lambda)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} = 0.045 \text{ mm} \quad (5)$$

综上, 减振气囊调谐比 $\lambda > 3$; 阻尼系数为 0.08, 大于等于 0.065; 传递效率 I 为 95.8%, 大于 87.5% 的临界值; 稳态响应后的振幅小于等于 0.08 mm。因此选型是合理有效的。

3.2 试验房间降噪

柴油运行中产生的噪声的频谱宽一般为12.5 ~ 12.5 kHz，声压级一般为 105 dBA，在试验室内主要为混响噪声、排气噪声等。一般在试验房间处理上要求：四壁墙面、门窗、进出风口、排气口等都要做消声处理，要求吸声量在 8 ~ 15 dBA，隔声量不小于 30 ~ 55 dBA。

(1) 墙壁结构主要采用铝合金穿孔板或微穿孔板，内衬吸声材料，外观如图 7。在外蒙皮板内侧全面积粘贴 3 mm 吸声阻尼橡胶，以提高吸声和隔声效果。

试验室内墙面及顶面吸声板采用 2 mm 热浸镀锌钢板材料。钢板定制加工成穿孔吸声板，孔径为 5 mm，穿孔率 > 30%，表面喷塑处理；在穿孔板后紧贴声阻力为 0.08 ~ 0.12 的绝热阻燃纤维布，以增加表面摩擦阻力，增加吸声效果；穿孔板垂直方向拼接处用特制 C 型钢压接，在特制 C 型钢上专配各种规格连接件。C 型钢垂直载荷 160 (kg · m⁻²)，其平面与吸声板面齐平，便于挂墙设备的安装（如油耗仪、环境站、接线箱、显示器等）。墙面吸声结构为整体可拆卸结构。

为增加箱体的隔声量，在吸声面板与外蒙皮板之间设置一道吸隔声块体。块体用镀锌钢板剪折成型，并填充吸声棉板；在吸声棉板与内蒙皮板间铺设织物层，防止超细纤维逸出沾染皮肤；墙面吸声板与吸声板接缝处保证美观。填充用吸声材料为 A 级不燃且无有毒烟气的环保型欧文斯科宁吸声棉板，容重 < 32 (kg · m⁻³)。

在开启所有设备，发动机在标定工况下运行时，保证控制间内噪声 ≤ 75 dB (A)，箱体外围距箱体 1 m 处噪声 ≤ 75 dB (A)。



图 7 墙壁外观图

(2) 隔声门（图 8）正面采用钢板制作，内腔填充吸声材料，门周边采用硅橡胶成型密封材料；配置撞开式逃生门锁，使隔声门既具有隔声性能，又具有防火性能。隔声量 30 ~ 50 dB (A)；耐热 ≤ 350 ℃；气动负荷 ≤ 200 kg。

(3) 隔声观察窗（图 9）采用双层防爆玻璃结构，玻璃不等厚，确保传声波长有效衰减；内腔加填干燥剂，不结露、不结霜；观察透光性 ≥ 85%；隔声量 30 ~ 55 dB (A)。

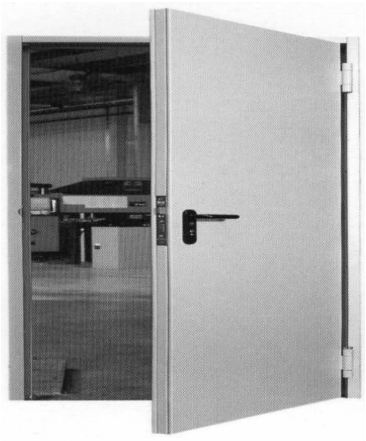


图 8 隔声门



图 9 隔声窗

经检测：采用上述结构后，其吸声系数及混响时间如表 2、表 3 所示。可以看出，经过消声、工作转速下降噪处理，工作转速下吸声系数和混响时间达到一般推荐值：吸声系数 ≤ 0.35；混响时间 ≤ 0.8 s 的要求。

表 2 吸声系数

频率 f/Hz	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000	16 000
吸声系数	0.42	0.45	0.44	0.35	0.26	0.27	0.34	0.36

表 3 混响时间

频率 f/Hz	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000	16 000
测量点 1/s	0.56	0.39	0.41	0.58	0.81	0.75	0.57	0.62
测量点 2/s	0.31	0.35	0.50	0.50	0.75	0.64	0.56	0.55
测量点 3/s	0.38	0.60	0.40	0.62	0.78	0.70	0.62	0.50
测量点 4/s	0.50	0.34	0.43	0.52	0.72	0.76	0.50	0.48
平均值/s	0.44	0.42	0.44	0.56	0.77	0.71	0.56	0.54

（下转第 53 页）

通过质检部门的检验, 不仅加工孔的尺寸大小, 而且加工孔的圆柱度和粗糙度均符合产品设计要求。

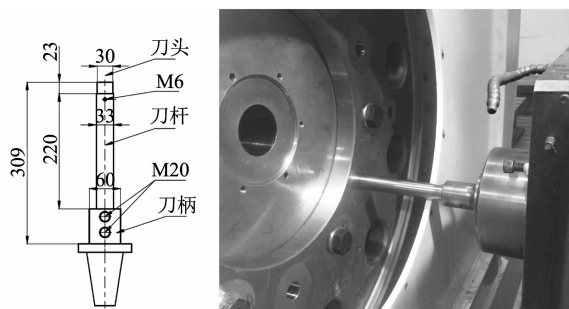


图3 专用刀杆及扭振减振器安装孔的加工过程

(上接第 47 页)

4 试验房间排烟设计

传统的烟道设计为: 地下通道, 外置抽风机。这样的设计在实践过程中, 烟道极易着火, 而且烟道内积炭不易清理, 造成排气背压高, 打开抽风机又造成排气背压低, 试验参数不准确。集成式试验房间的烟道为直接向上排放, 在房顶上设置消音器, 高空排放不小于 15 m。这种设计符合排烟“向高处走”的原理, 清理方便, 只要设置合理的烟道管径, 消音器形成的虹吸效应可以保证排气背压不过大。

普通柴油机排气背压 < 10 kPa, 本文讨论的为发电机组动力柴油机, 要求排气背压 < 5 kPa, 则管径计算如下:

$$P = P_g + P_x \quad (6)$$

式中: P 为排气背压, kPa; P_g 为排气管背压, kPa; P_x 为消音器的背压, kPa, 消音器规格为 $\Phi 600 \times 1.5$ m, 则消音器背压为 1.5 kPa。

排气管背压

$$P_g = 6.32L \frac{Q^2}{D^5 T \times 273} \quad (7)$$

式中: L 为排气管当量总长度, m; Q 为废气流量, ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$); D 为排气管直径, m; T 为排气温度为, $^{\circ}\text{C}$ 。

4 结束语

通过以上工艺优化, 不仅节约了生产费用, 也提高了生产效率, 解决了关键工艺技术的瓶颈问题, 满足了产品的设计要求, 保证了交货周期。同时, 为以后类似产品的加工处理提供了理论依据和实践经验, 具有一定的推广和借鉴价值。

参考文献

- [1] 北京设计手册编委会. 非标设计手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.

公司 16 缸发动机最大功率为 960 kW, 废气流量 $Q = 214 (\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}) = 3.57 (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$, 排气温度 $T = 550 ^{\circ}\text{C}$; 排气管当量长度 $L = 14$ m。若管径选择 300 mm, 计算可得 $P_g = 3.09$ kPa。则排气背压 P 为 4.59 kPa, 小于 5 kPa 的技术要求。

5 结 论

以上对集成式发动机试验箱式房的整体型式、通排风量、减振及降噪、排烟型式等的分析表明: 集成发动机试验房间合理可行。目前该型式试验房已在公司得到推广应用。实践证明: 这种发动机试验房间移动方便, 造价低廉, 工程建筑与设备制造合为一体, 施工周期短, 制造更加容易。目前已在越来越多的发动机工厂得到应用, 是发动机试车工艺新的发展趋势。

参考文献

- [1] 周龙保. 内燃机学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [2] 孙少军. 重型车用发动机振动与噪声控制的理论与应用研究 [D]. 天津大学, 2008.
- [3] 万德玉. 柴油机试验室的隔振与降噪 [J]. 噪声与振动控制, 1987 (3).