

浅谈井场柴油机噪声污染控制

杨新顺¹ 蒋根华² 余利军¹ 郝丽军² 崔凯² 郑盈俊¹

(1. 南阳二机石油装备(集团)有限公司; 2. 中国石油技术开发公司)

摘 要 对野外石油钻井用柴油机噪声特点进行研究,对柴油机排气噪声、机械噪声、风扇噪声等采取消声、吸声、隔声、减振等综合防治措施达到降噪的目的。同时,对隔声降噪房采取温度控制措施,有效避免恶性事故的发生。通过柴油机的噪声治理,可有效降低井场噪声污染,达到 GB/T 50087—2013《工业企业噪声控制设计规范》中不超过 85 dB(A)的排放要求。

关键词 柴油机; 噪声; 隔声; 吸声; 降噪

DOI:10.3969/j.issn.1005-3158.2015.06.014

文章编号: 1005-3158(2015)06-0050-03

0 引 言

石油钻井作业产生噪声污染和危害。井场噪声远远超出了排放标准和环境容许水平,影响环境和职工的身心健康。以澳大利亚等国家的石油钻机为例:只有符合职业噪声接触极限 8h 噪声极限值为 85 dB(A)的产品才允许进口。我国在职业噪声危害方面也颁布了 GBZ 2.2—2007《工作场所有害因素职业接触限值 物理因素》法规。

钻井作业的噪声源设备很多,对这些设备的噪声测量分析表明,占突出地位的是作为钻井动力的柴油机,其噪声高达 110 dB(A)以上^[1],场界噪声 80 dB(A)以上。其声级比其它噪声源设备高 20 dB(A)以上。通过柴油机噪声综合治理,有效降低了井场噪声污染,达到工业企业噪声 ≤ 85 dB(A)的要求,有利于环境保护和职工身心健康。本文以 CAT C15 柴油机为例进行噪声污染控制研究。

1 柴油机降噪要求

柴油机属多发声源的复杂机器,随着机组结构形式和尺寸、运转工况的不同,各个发声源对总噪声的影响也不同。一般情况下,机组各类噪声按噪声级大小排列为:排气噪声、燃烧噪声或机械噪声、风扇噪声、进气噪声。

根据降噪要求,保证距离降噪房 1 m 外的声压级在 85 dB(A)以下。同时为了保证柴油机正常工作,必须在允许的温度范围内工作($\leq 55^{\circ}\text{C}$)。

2 解决方案

首先根据噪声源特性以及降噪量要求。采取有

关技术措施,将各声源的噪声级尽量降低到大致相同水平,其中容易降低的噪声源可以多降一些^[2]。另外,降噪还要结合其它技术要求综合考虑,如对柴油机输出功率的影响、降噪成本等诸多因素。下面按照噪声源大小进行噪声污染控制工程设计。

2.1 排气噪声控制

降低柴油机排气噪声,首要的问题是设计合理的消声器,达到排出废气消声、净化目的。消声器是控制排气噪声切实有效的措施。

2.1.1 消声器选型

由于消声器排出的废气是高温、高速,且排气噪声以中低频最为突出。因此,发动机排气消声器采用中低频消声效果好的抗性消声器。并且通过使用穿孔板、内插管、回流和穿孔管等多种组合消声结构改善高频消声效果。

2.1.2 排气消声器设计

本方案拟选用组合型消声器,采用两腔设计,见图 1。

消声器外观尺寸为 $\Phi 0.5 \times 0.6$ m,采用直径 $\Phi 5$ mm 的穿孔管,同时配合内插管,为了增加低频吸音性能,采用直径 1 mm,穿孔率为 5% 的微穿孔板进行吸声处理。

①消声器扩张比 M 。消声量与扩张比 M 成正比。增大扩张比 M 有两种途径:一是缩小消声器入口或出口管的直径,二是增大消声器外壳的直径。缩小入口或出口管直径容易造成排气背压增高,功率损失增加,也会使排气流速增加,激发排气噪声,影响消声器的实际消声效果。同时,消声器的外形尺寸也不

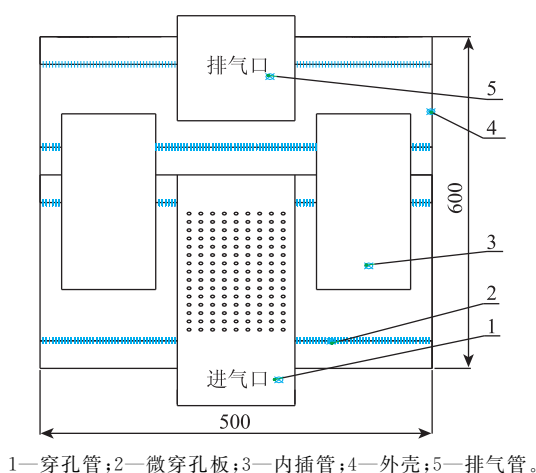


图1 消声器结构示意图

能过大。一般消声器的 M 值为 $9 \sim 16$ ^[3]。本方案设计的消声器扩张比 $M=14$, 比较合理。

②消声器容积比的确定。消声器容积比 V_r , 即消声器容积 V 与气缸工作容积 V_h 之比, 一般取值为 $5 \sim 10$ 倍。

国内外的研究表明, 消声器消声室的容积对消声效果影响很大, 条件允许的情况下, 尽量取大的容积比, 有助于降低下限失效频率, 增加消声效果。通常可根据下述经验公式计算:

$$V_r = \frac{V}{V_h} = \frac{Q \times n}{1000 \sqrt{\tau \times Z}} \quad (1)$$

式中: n 为发动机转速, r/m , 此处为 $2000 r/m$; τ 为冲程数, 此处 $\tau=2$; Z 为气缸数, 此处 $Z=6$; Q 为系数, 一般取 $3 \sim 6$ 。

本设计消声器的容积比为 10 , 对应的 $Q=17$ 。容积比较大, 消声效果好。

③消声器纵横比。消声器的纵横比 L/D 取值为 $1.5 \sim 5$ 。 L/D 越小, 说明消声器越短粗, 膨胀比越大, 最大消声量也大, 高频消声效果好, 低频消声效果差; 反之, 消声器的 L/D 越大, 说明消声器越细长, 高频消声效果差, 低频消声效果好。本消声器的纵横比为 1.2 , 可见, 纵横比较小, 比较合理。

综上所述, 该消声器参数选择较合理, 满足要求。

2.2 柴油机机械噪声、风扇噪声的控制

2.2.1 柴油机隔振处理

柴油机工作时, 除排气噪声外, 另一个是由机械振动产生的噪声, 其振动噪声会通过周围接触的介质进行传递。故柴油机需进行隔振处理。

①在柴油机与底座之间加装减振器, 可大大减少柴油机振动噪声传递到底座。

②柴油机与消声器之间采用柔性连接, 可大大减少柴油机振动噪声传递到消声器。

2.2.2 噪声控制方案

根据井场柴油机使用情况, 降低柴油机机械噪声、风扇噪声的方法措施并不统一。目前较常见的设计方案有四种^[4]: ①隔声屏方法。即在井场四周围一圈隔声屏障。②每台柴油机独立设一个隔声罩(以下均称隔声降噪房)。③对多台柴油机设置整体隔声罩。④对整个机房(包括泥浆泵)设一个大隔声罩。

方案①、③、④在取得隔声效果的同时, 拆装和搬家工作量太大。浅井 1 个月完工, 中深井 2~3 个月完工, 井场搬家的频繁程度不允许增加太多运输和拆卸工作量, 否则影响进度。

噪声测量结果表明, 井场其它设备均比柴油机噪声低 10 dB(A) 以上, 其声级功率则要低 15 dB(A) 以上, 故只对柴油机隔声降噪就可以取得较明显的降噪效果, 这是切实可行的方案。

2.2.2.1 隔声降噪设计

针对柴油机的机械噪声、风扇噪声等噪声控制, 采用隔声降噪房进行吸声、隔声处理。房内采用微穿孔板与隔板组合使用达到吸声、隔声效果, 其原理如下:

①吸声。微穿孔板与壁面间的空气层相当于一个“弹簧”, 它阻止声压的变化。由于空气在穿孔附近来回振动存在摩擦阻尼, 因此可以消耗声能。

②隔声。隔声量遵循质量定律原则, 隔声材料的单位面密度越大, 隔声量就越大, 面密度与隔声量成正比关系。

由于柴油机工作时要散发大量热量, 房内的温度比较高, 在吸声材料的选择具有阻燃、耐热、吸声效果好、可塑性强的离心玻璃棉。

在降噪房内四周墙面及顶部结构采用微穿孔板、玻璃布、离心玻璃棉、瓦楞板组成的吸声隔声复合结构, 其结构如图 2 所示。采用这种填充吸声材料的微穿孔吸声结构能达到更好宽频吸声性能, 填充吸声材料前后吸声特性变化, 如图 3 所示。

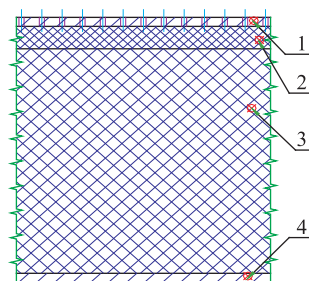


图2 墙体及顶棚结构

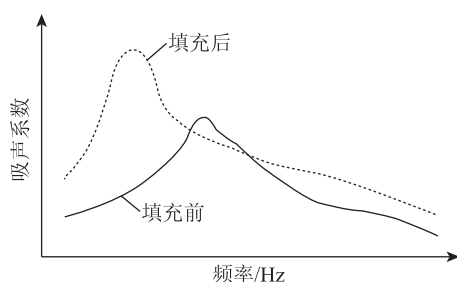


图3 填充吸声材料前后吸声特性变化

①护面材料采用表面喷塑的铝合金微穿孔板,板厚 0.8 mm;孔径 $\Phi=1$ mm;孔距 $B=4$ mm,穿孔率 4.9%,结构吸声系数 $\alpha=0.7$ 。

②微穿孔板后加 5 mm 厚的玻璃纤维布,目的是进一步增加声阻,达到更好的吸声效果。

③内部填充吸声材料采用离心玻璃棉,厚 50 mm,密度 32 kg/m^3 ,导热系数 $0.03 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$,最高使用温度 $450 \sim 550^\circ\text{C}$ 。其吸声系数见表 1。

表1 离心玻璃棉吸声系数

频率/Hz	125	250	500	1 000	2 000	4 000
吸声系数	0.05	0.24	0.73	0.97	0.9	0.98

④本方案外护板为 2 mm 厚的碳钢瓦楞板作为护面层,钢板能反射声波,其透射系数小,隔声作用好,在 $125 \sim 2\,000 \text{ Hz}$ 频率范围内,其隔声量为 $10 \sim 31 \text{ dB(A)}$ (指理想密封状态)。其隔声量如表 2 所示。

表2 钢板隔声量

频率/Hz	125	250	500	1 000	2 000	4 000
隔声量/dB(A)	21	36	29	34	42	45

选用 Q235 钢板作为吸声板块边框和面板,其隔声性能参数如下:

经吸声处理后,该隔声降噪房吸声系数为 $\alpha_2 = 0.5$,而处理前的平均吸声系数为 $\alpha_1 = 0.03$ 。

2.2.2.2 隔声降噪房通风设计

柴油机工作散发大量热量,为保证设备正常运行,隔声降噪房需进行必要的通风散热设计,散热风量按下式估算^[5]:

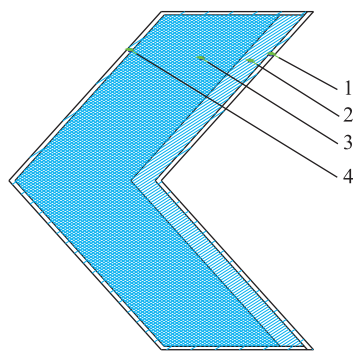
$$V=42\,600 \times G \times N \times K / (C \times Y \times \Delta T) \quad (2)$$

式中: C 为空气比热(一般取 $1.047 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$); Y 为空气密度(取 1.01 kg/m^3); ΔT 为进气和排气的温差,取 20°C ; G 为燃油耗油量 $0.226 \text{ kg/(kW} \cdot \text{h)}$; N 为 C15 额定功率 400 kW ; K 为常数,一般取 0.25 ;漏损系数,取 1.1 。

经过计算得出柴油机的散热用风量为 $12.6 \text{ m}^3/\text{s}$,

因此强制冷却风量为 $13.9 \text{ m}^3/\text{s}$ 。

为保证柴油机的正常工作,隔声降噪房需具备散热通风能力。在隔声降噪房两端增加通风、吸声百叶窗,单个结构示意图如图 4 所示。



1—微穿孔板;2—玻璃纤维布;3—离心玻璃吸声棉;4—外壳。

图4 吸声通风百叶窗结构

该百叶窗外廓面积为 $2 \times 2.4 \text{ m}^2$,进风面积按 50% 计算,则有效进风面积为 $S=2.4 \text{ m}^2$ 。则风速 $= V/S=13.9/2.4=5.8 \text{ (m/s)}$;计算风速相当于 4 级风。根据经验要求,最强风速不应超过 8 m/s 。而本结构风速为 5.8 m/s ,满足散热要求。

2.2.2.3 隔声门设计

隔声降噪房的隔声门采用与墙体相同的隔声降噪结构:采用微穿孔内护板,中间夹层吸声材料采用优质离心玻璃棉,外侧采用 2 mm 厚的瓦楞板作为外墙,处理后其平均吸声系数大于 0.8,门和门框间用棉毡联接,并采用隔声条进行密封,以保证隔声效果。

2.2.3 隔声降噪量

隔声降噪房的实际隔声量,与隔声间内壁材料的吸声系数和衬面材料的隔声量有关,可按下式计算^[6]:

$$TL=TL_0+10 \lg a \quad (3)$$

式中: TL 为各倍频插入损失, dB(A) ; TL_0 为隔声材料的固有隔声量, dB(A) ; a 为平均隔声量, dB(A) 。

隔声房外面板采用 2 mm 钢板,各频段平均隔声量 $\geq 21 \text{ dB(A)}$ 。

通过采取吸声、隔声结构,以及更换为隔声门等多种措施后,可将室内平均吸声系数提高到 0.5,则 $TL=33.2 \text{ dB(A)}$ 。

理论可达到 33.2 dB(A) 的降噪值。

经过隔声降噪处理后,在柴油机隔声房 1 m 外测量,平均声压级为 81 dB(A) ,最高声压级不超过 84 dB(A) 。

(下转第 59 页)

计单位、环评单位梳理分析变更内容,尽快完成变更环评文件的编制和报批工作。变更环评文件未经批准,变更部分不得开工建设。

③适当拓展竣工环保验收调查工作深度,妥善解决环评非重大变动管理问题。对于不属于环评重大变动的工程变更,在项目竣工环保验收调查报告中设置专章,对变更原因、变更内容、变更前后环境影响变化以及采取的相关环保措施和环境风险防范、应急措施进行说明。

4 结束语

油气管道建设项目在设计和施工过程中出现工程变更不可避免,建设单位应提高环保意识,尽可能强化工程环保措施和环境风险防范及应急措施。通过加强项目事前和事中管理,尽量避免或减少环评重大变动,避免变更工程未批先建。

参 考 文 献

[1] 李昌林,熊运实,耿宝,等.油气长输管道工程环境影响

评价特点浅析[J].油气田环境保护,2012,22(1):40-45.

[2] 熊春平,朱权云,翁帮华.天然气长输管道工程建设项目环境影响评价技术探讨[J].石油与天然气化工,2004,33(5):375-378.

[3] 罗小兰,向启贵,银小兵,等.关于天然气管道环境风险评价的认识[J].石油与天然气化工,2008,37(6):532-534.

[4] 于婷,杜国勇.原油长输管道环境风险分析与控制[J].油气田环境保护,2013,23(6):79-81.

[5] 魏红军,胡波,朱绍平.输油气管道工程建设生态环境影响与水土保持防治初步分析[J].长江科学院院报,2010,27(11):89-93.

[6] HJ 19—2011 环境影响评价技术导则 生态影响[S].

[7] 环境保护部环境工程评估中心.建设项目环境影响技术评估指南[M].北京:中国环境科学出版社,2012.

[8] 毕先志,张东宁,成健民,等.陕京管道榆林压气站噪声监测与分析[J].当代化工,2013,42(12):1742-1748.

(收稿日期 2015-11-02)

(编辑 王 薇)

(上接第 52 页)

3 隔声降噪房内温度的控制

柴油机工作时会产生大量的热,若不能有效散热,高温可能会造成机组故障,甚至导致喷油、火灾等危险事故发生。为了保证柴油机在降噪房内长时间正常工作,必须使柴油机工作在允许的温度范围内($\leq 55^{\circ}\text{C}$)。

为了保证柴油机正常运行,在排气歧管及涡轮、排气管等部分使用玻璃纤维绳缠绕的措施减少热表面辐射,减少房内的温升。

为避免可能产生的危险,在降噪房内顶部安装温度传感器(两处以上)对温度进行监控。当散热不好引起降噪房内温度过高,使某个测试点达到 55°C 时或设定的温度值,传感器便有信号输出,通过外部声光报警装置进行报警。工作人员可及时检查机组,避免恶性事故发生。

4 结束语

柴油机经过以上隔声降噪处理,满足 GB/T 50087—2013《工业企业噪声控制设计规范》中关于生

产场所噪声应 $\leq 85\text{ dB(A)}$ ^[6]的要求;并通过百叶窗设计保障柴油机安全运行。在隔声降噪的同时保障柴油机运行安全,有效提升了设备的环境适应能力。

参 考 文 献

[1] 梁杰,陆晓军,孙巍,等.S493Q 柴油机噪声源识别与噪声控制[J].吉林林业大学学报,2001,31(3):57-60.

[2] 马大猷.噪声与振动控制工程手册[M].北京:机械工业出版社,2002.

[3] 王伟.柴油机排气消声器的设计与研究[D].济南:山东大学 2004.

[4] 种法国.油气田钻井地面动力设备噪声污染控制研究[J].石油工程建设,2010,36(3):142-145.

[5] 张杰.简述发动机冷却系统设计及散热量的计算[J].装备制造技术,2004(2):21-24.

[6] GB/T 50087—2013 工业企业噪声控制设计规范[S].

(收稿日期 2015-03-16)

(编辑 王 蕊)