

****公司降噪方案

甲方：****有限公司

乙方：****有限公司

二零****年__月

第一章、绪论

1.1 噪声的影响与危害

世界卫生组织最近就全世界的噪音污染情况进行了分析调查,认为全球噪音污染已经成为影响人们身体健康和生活质量的严重问题,呼吁各国积极采取有效措施予以控制减少。

世界卫生组织在新近发表的一份调查报告中说,美国及发达国家的噪音污染问题越来越严重,在美国,生活在85分贝以上噪音污染环境中的居民人数20年来上升了数倍;在欧盟国家,40%的居民几乎全天受到交通运输噪音污染的干扰,这些居民相当于每天生活在55分贝的噪音环境中,其中20%的人受到的交通噪音污染超过65分贝。此外,在发展中国家的一些城市,噪音污染问题也已相当严重,有些地区全天24小时的噪音达到75—80分贝。

世界卫生组织说,噪音污染不但能够影响人的听力,而且能够导致高血压、心脏病、记忆力衰退、注意力不集中及其它精神综合征。研究表明,人听觉最高可以接受30分贝的音量,当室内的持续噪音污染超过30分贝时,人的正常睡眠就会受到干扰,而持续生活在70分贝以上的噪音环境中,人的听力及身体健康将会受到影响。

该组织指出,外界噪音污染主要来自航空、公路、铁路运输,以及工程施工和工业生产等;而室内噪音污染则来自风扇、电脑及其它家用电器。为此,他们建议各国政府将治理噪音污染纳入国家的环保计划,将卫生组织的指导性标准视为噪音治理的长期目标,制定和实施有关噪音管理的法律法规,支持有关减少噪音的科学研究。

世界卫生组织在报告的最后表示,该组织将积极协调有关减少噪音污染的国际性研究项目,支持发展中国家的治理噪音计划,制定和完善有关噪音的测量标准,鼓励有关噪音对环境和健康影响的研究,进一步加强有关噪音污染的宣传,让全社会重视噪音污染的危害,减少噪音污染对人类健康的影响。

噪声的来源主要有三种，它们是交通噪声、工业噪声和生活噪声。工业噪声主要来自生产和各种工作过程中机械振动、摩擦、撞击以及气流扰动而产生的声音。城市中各种工厂的生产运转以及市政和建筑施工所造成的噪声振动，其影响虽然不及交通运输广，但局部地区的污染却比交通运输严重得多。因此，这些噪声振动对周围环境的影响也应予重视。对噪声污染的防治，一方面依靠噪声控制技术的发展和，另一方面还有赖于立法管理和政府的行政措施。特别是环境噪声源的管理，对防治噪声污染至关重要。

1.2 噪声污染的现状

据统计，在影响城市环境的各种噪声来源中，工业噪声占 8-10%，建筑施工噪声占 5%，交通噪声占 30%，社会生活噪声占 47%。社会生活噪声影响面最广，是干扰生活环境的主要噪声污染源。我国重点城市区域环境噪声总体平均水平 1993 年为 57.8dB(A)，1996 年为 56.8dB(A)，超过国家一类区标准 55dB(A)，处于中等污染水平。区域环境噪声平均值超过 60dB(A)的城市占 10%。有 70%左右的城市处于中等污染水平，处于轻度污染的城市不超过 20%。有三分之二的城市人口*生活在高噪声的环境中。

为了有效控制噪声污染，相关部门制定了我国工业企业厂界噪声标准（Standard of noise at boundary of industrial enterprises GB 12348-90 1990-11-09 实施）。本标准规定了适用于工厂及可能造成噪声污染的企事业单位边界的噪声限值，如下：

单位：等效声级 $Leq(dBA)$ 。各类别在昼间和夜间的标准值分别为：居住、文教机关为主 55，45；居住、商业、工业混杂区及商业中心区 60，50；工业区 65，55；交通干线道路两侧 70，55。标准同时配有监测方法。

1990-11-09

本标准贯彻《中华人民共和国环境保护法》及《中华人民共和国环境噪声污染防治条例》，控制工业企业厂界噪声危害而制订。

标准的适用范围：本标准适用于工厂及有可能造成噪声污染的企事业单位的边界。

标准值：

各类厂界噪声标准值列于下表：等效声级 $L_{eq}(dB(A))$

类别	昼间	夜间
I	55	45
II	65	55
III	75	65
IV	85	75

各类标准适用范围的划定：

- (1) I类标准适用于以居住、文教机关为主的区域。
- (2) II类标准适用于居住、商业、工业混杂区及商业中心区。
- (3) III类标准适用于工业区。
- (4) IV类标准适用于交通干线道路两侧区域。
- (5) 各类标准适用范围由地方人民政府划定。

夜间频繁突发的噪声(如排气噪声)。其峰值不准超过标准值 10dB(A)，夜间偶然突发的噪声(如短促鸣笛声)，其峰值不准超过标准值 15dB(A)。

本标准昼间、夜间的时间由当地人民政府按当地习惯和季节变化划定。

引用标准：GB 12349 工业企业厂界噪声测量方法

监测方法：按 GB 12349 执行。

近年来，随着冶金行业的迅猛发展，带动了整个国民经济的快速发展。但是伴随着大型机器、设备运作的剧增，厂区噪声污染对工厂工人和工厂周边居民正常工作、生活、学习、休息环境的干扰程度和范围也随之加剧。

1.3 车间的噪声污染及治理途径

车间广泛用于制造产业，大型车间运转过程中，发出强烈的噪声。几台压缩机同时运行时车间内可超过 100 dB(A)，已接近人体所能承受的最高限值，能严重危害作业工人的身心健康，同时污染环境，破坏建筑物。国家卫生部颁发的《工业企业职工听力保护规范》规定，对高噪声暴露岗位的厂房设备应采取工程治理措施。为此，必须对车间的噪声进行控制，使车间岗位作业工人的噪声暴露降低到噪声作业分级标准即 0 级安全作业标准。我们采用在车间外面加隔声罩的方法来控制车间机体的噪声，将人和机器分离开来。

隔声罩是将噪声源置于隔声罩内，隔断其噪声向罩外传播。它既可隔离设备的高噪声，又可以作为高噪声车间的控制室，减少噪声对人体的危害。使用隔声罩是降低各类设备噪声干扰的有效措施，广泛应用于压缩机、鼓风机、电机、电炉、球磨机、车间、粉碎机、冲床、水泵等设备的噪声治理。

第二章、隔声原理

2.1 隔声的定义

用材料、构件或结构来隔绝空气中传播的噪声，从而获得较安静的环境称为隔声。上述材料（构件、结构）称为隔声材料（隔声构件、隔声结构），材料一侧的入射声能与另一侧的投射声能相差的分贝数就是该材料的隔声量，通常以符号 $R(dB)$ 表示。

$$f_r = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{B}{M} \left(\frac{p^2}{a^2} + \frac{q^2}{b^2} \right)} \frac{1}{12} Et^3 \quad (2-1)$$

$$R = 10 \lg E_{\lambda} - 10 \lg E_{\text{透}} = 10 \lg \frac{1}{E_{\text{透}} / E_{\lambda}} = 10 \lg \frac{1}{\tau} \quad (2-2)$$

式中 R —— 隔声量

E_{λ} —— 入射声能

$E_{\text{透}}$ —— 投射声能

τ —— 投射系数

一种隔声材料或构件，会因使用场合不同，测试方法不同而得出的隔声效果不同。

2.2 单层匀质薄板的隔声性能

为简单起见，我们首先研究单层匀质薄板的隔声性能。

2.2.1 特性曲线的几个参量

薄板的隔声性能主要由控制板振动的三个物理量决定，它们是：

板的面密度 M ；

板的劲度 B ；

材料的内阻（以损耗因素 η 表征）。

2.2.2 声频率特性曲线

典型的匀质薄板隔声频率特性曲线如图所示。曲线可分为三个区域：I、劲度控制区；II、质量控制区；III、吻合效应控制区。

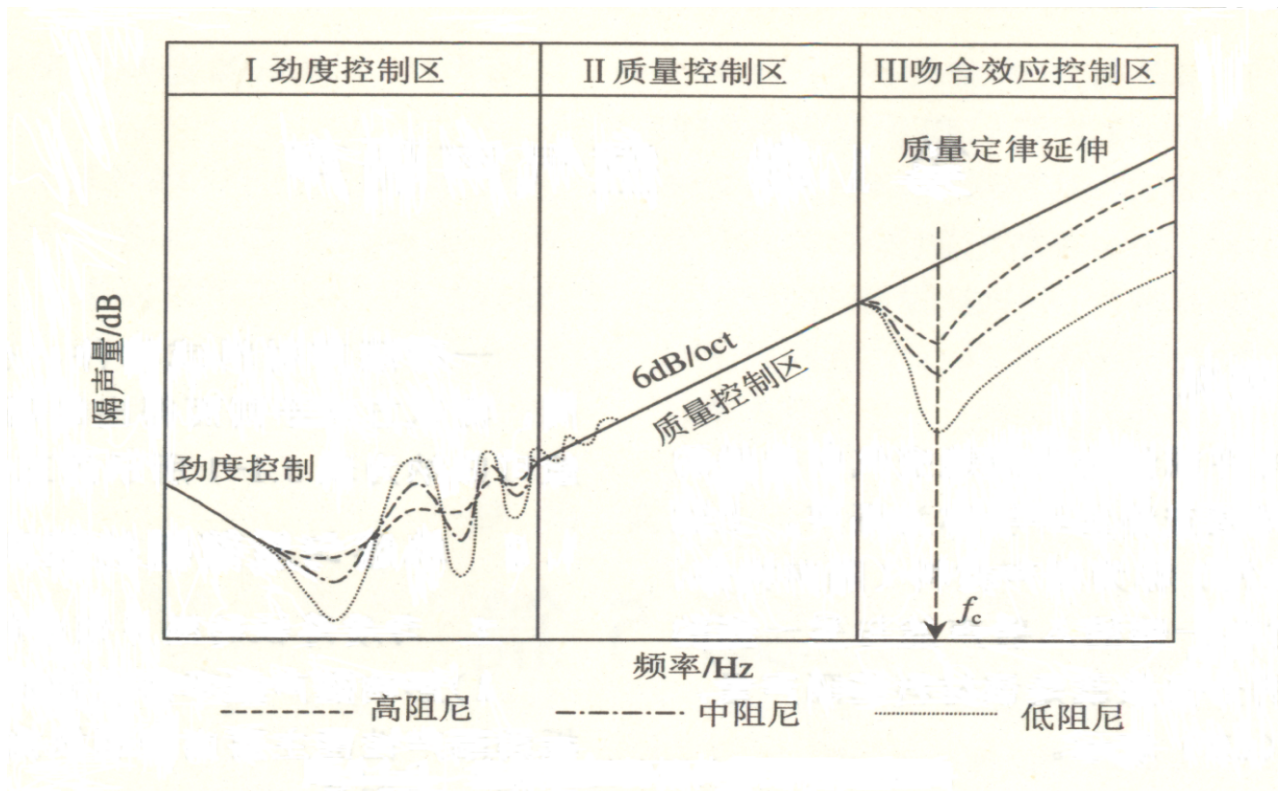


图 2—1 匀质薄板隔声频率特性曲线图

在很低的频率（低于板的简正频率）范围里，板受本身的劲度控制，隔声曲线随频率的升高而降低，此时板的质量和阻尼并不重要。频率再升高，质量开始起作用。在劲度和质量共同的作用下，板将产生一系列共振，其中 f_0 为最低共振频率。各共振频率（Hz）可由下式确定，

$$f_r = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{B}{M} \left(\frac{p^2}{a^2} + \frac{q^2}{b^2} \right)} \quad (2-3)$$

式中 B ——板的劲度, $B = \frac{1}{12} Et^3$;

E ——材料的弹性模量 (N/m^2);

t ——板的厚度 (m);

M ——板的面密度 (kg/m^2);

a, b ——板的长度尺寸 (m);

p, q ——任意正整数。

对于一般厚重材料而言, 如砖墙, 它的 f_r 低于可闻声, 可不予考虑; 但对于金属薄板, 其共振频率可能落在听阈内, 此时应考虑它的影响。另外, 在特性曲线的这段区域内, 阻尼将影响共振的振幅, 。当阻尼很大时, 共振的起伏较小, 反之就大, 故这段区域也可称为阻尼控制区。

频率再往上升, 板进入质量控制的区域, 板的质量愈大, 频率愈高, 隔声量也愈高。此时频率特性曲线上升的斜率为 6dB/倍频程, 同样, 若面密度 (质量) 增加一倍时, 特性曲线向上方平移 6dB。

频率越过质量控制区上升到一定频率时, 薄板将出现吻合效应, 并在最低的吻合效应频率 (称为临界频率) 位置产生隔声低谷, 又称吻合谷。吻合谷的深浅随着板的阻尼不同而不同, 阻尼高时谷就较浅, 反之则深。吻合谷之后频率特性曲线将以 106dB/倍频程的斜率上升, 经一段之后上升斜率又恢复到 6dB/倍频程, 因此这段又称为质量定律的延伸。

吻合效应的范围是较宽的, 约占三个倍频程。要减少吻合效应的影响除加大板的阻尼外, 在临界频率落于中高频时, 可采用减小板厚 t 和劲度 B , 使板的临界频率移到不重要的甚高频上。

吻合效应的产生是由于匀质薄板都具有一定的弹性, 在声波的激发下会产生受迫弯曲振动, 并沿着板前进。当在某一频率, 板中的弯曲波波长 λ_b 恰好等于空气中入射声波波长 λ

在板上的投影，板上的两波发生了共振，产生了波动吻合，此时板凳运动与空气中声波达到高度耦合，声能大量地透射过板。出现吻合效应的最低频率（即当图中 $\theta = \pi/2$ ，声波掠入 3 时）称为临界频率。临界频率以 f_c （Hz）表示，它可由下式计算：

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{M}{B}} = \frac{c^2}{2\pi t} \sqrt{\frac{12\rho}{E}} \text{ kg/m}^3 \quad (2-4)$$

$$B = \frac{1}{12} Et^3 \text{ m/s}$$

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{M}{B}} = \frac{c^2}{2\pi t} \sqrt{\frac{12\rho}{E}} \quad (2-5)$$

式中 c ——声速（ m/s ）；

M ——板的面密度（ kg/m^2 ）；

B ——板的劲度， $B = \frac{1}{12} Et^3$ ；

E ——弹性模量（ N/m^2 ）；

t ——板的厚度（ m ）；

ρ ——板的密度（ kg/m^3 ）；

因此在实际生产过程中，要通过调整临界频率以避免吻合效应的发生。

2.3 车间机噪声测量结果分析

2.3.1 噪声特性分析

其正常工作时发出刺耳的鸣响，经测试得出它的噪声平均声压级为 95~110，，频谱通常表现为单值频谱和连续频谱的叠加形式，主要集中于高频，谱

如图 1、图 2 所示

图 1 噪声 1/3 倍频程谱

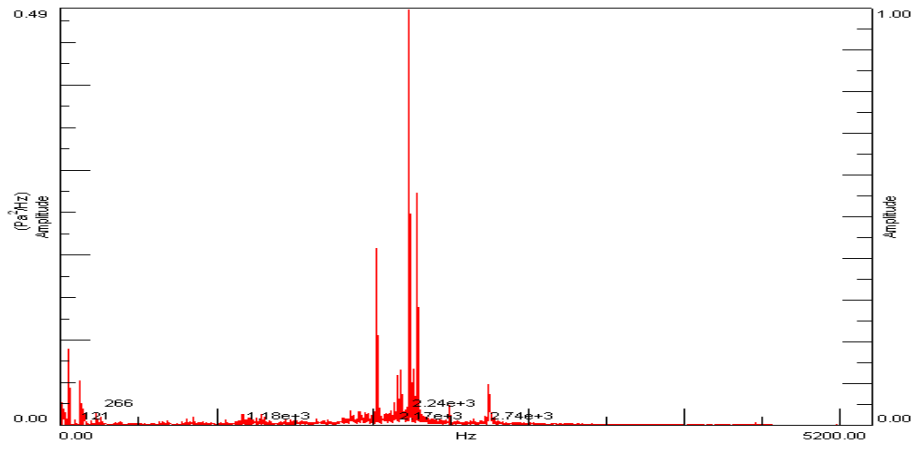
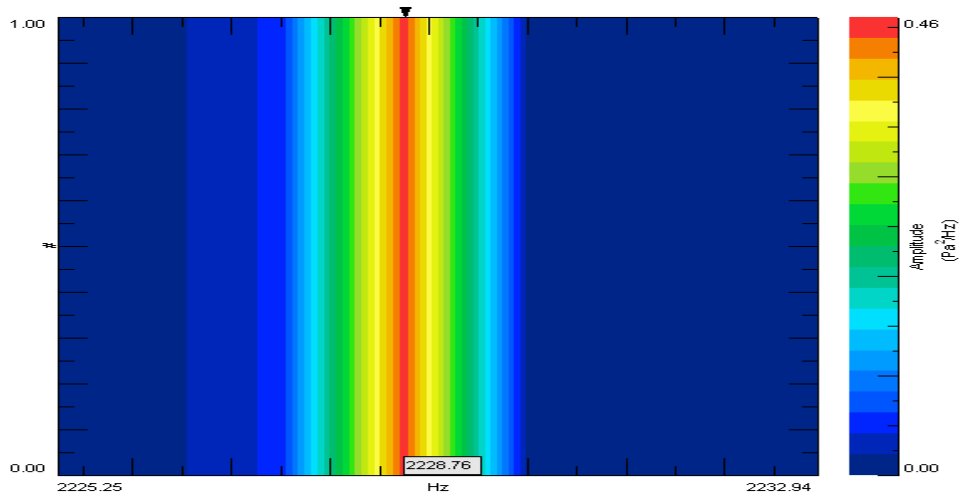


图 2 车间多测点 1/3 倍频程谱



2.3.2 主要噪声源识别

依据测试噪声声功率的大小计算得出车间房内的主要噪声源,包括机械噪音,空气动力噪音,电磁噪音。其中因压力突变产生的高频噪声最大,且以高频声为主。

2.3.3 噪声的传播路径分析

车间的噪声主要有空气动力性噪声,机械噪声和电磁噪声,其中空气动力性噪声和机械噪声占主要。两者相比空气动力性噪声所占比例更大,是最需要进行控制的。空气动力性噪声主要包括旋转噪声由旋转的叶片周期地打击空气质点引起空气压力脉动产生的。对于动叶片均匀分布的压缩机这种作用是周期性的,其噪声也是周期性的。叶轮旋转时,气流在叶片界面上和叶顶间隙中分离时产生涡流,涡流分离时所产生的压缩和稀疏以声波的形式传播所形成的涡流噪声。对于本工程中使用的高压大功率压缩机等空气动力设备,空气动力性噪声的频谱表现为这两种形式的噪声谱的叠加,即在宽带噪声上叠加了一系列离散峰值噪声。机械性噪声是因齿轮与其他传动所产生的冲击、摩擦,以及由于气动不平衡力和机械不平衡力激振引起风机振动向外辐射的噪声,与空气动力性噪声相比要小的多,但仍不容忽视。

噪声的主要辐射部位:

- 1) 进气口、出气口及管路系统的空气动力性噪声辐射
- 2) 壳体、电机、增速器和轴承等辐射的机械性噪声
- 3) 减压阀体辐射的空气声和固体声

这几部分噪声中，以进、出气口部位、管道、减压阀体辐射的空气动力性噪声为最强。所以在传播路径上对压缩机采取噪声控制措施时，首先考虑这一部分的噪声控制。

2.3.4 隔声罩主要设计参数确定

2.3.4.1 隔声层

隔声罩一般由隔声层、阻尼层、吸声层等结构组成，结构详见“声盾板剖面图”。

隔声层必须有足够强度和隔声能力，实验研究证明，对单层均质结构，其隔声量可用以下两个实验公式计算：

$$R_1 = 18 \lg m + 18 \lg f - 44 (dB) \quad (2-6)$$

$$R_2 = 18 \lg m + 12 \lg f - 25 (dB) \quad (2-7)$$

m ：单层结构面密度 (kg/m^2)

f ：声波频率 (Hz)

即，对某一频率的声波，单层物质结构隔声量的唯一决定因素就是结构的面密度，这就是声学中的质量定律。

隔声性能与频率有关，实际隔声效果可用各频率下隔声量的算术平均值 R' 表示，在 100~3150Hz 频率范围内的 R' 与面密度经验公式如下：

$$R' = 14.5 \lg m + 10 (dB) \quad (2-8)$$

理论研究和实践还证明，隔声罩的隔声性能基本上还是遵循质量定律。由质量定律，型钢罩的隔声效果与其厚度成正比，厚度增加一倍，隔声量也增加 4~6dB，随着型钢重量的增加，隔声量增加是很慢的。

因此，型钢厚度的选择既要考虑使其有足够的面密度，确保隔声效果，也要考虑隔声罩的轻型和经济，故选用 1mm 型钢作为隔声层。

2.3.4.2 吸声层

隔声罩的实际隔声量 $R_{实} = R' + 10 \lg \alpha$

R' ：型钢罩壁本身的平均隔声量

α ：型钢罩壁本身的平均吸声系数

用厚度 1mm 型钢做的隔声罩。

$$R' = 14.5 \lg m + 10 = 14.5 \lg 7.9 + 10 = 23.02(\text{dB})$$

由上述可知，罩内壁这不作吸声处理，隔声效果是不会很大的，故采取吸声处理措施。

吸声层用泡沫塑料和玻璃棉，厚度 60mm， $\alpha \sim 0.7$ ，此时，

$$R_{\text{实}} = R' + 10 \lg \alpha = 23.02 + 10 \lg 0.7 = 21.52(\text{dB})$$

综合考虑各方面因素，吸声板材料选用 60mm 吸音棉板。

第三章、设计要求

3.1. 设备设计、制作、检验标准：

主要制造标准及检验标准

GB5083-1985 《生产设备安全卫生设计总则》

GB12348-1990 《工业企业厂界噪声标准》

GBJ85-1985 《工业企业噪声控制设计规范》

GB17-1988 《钢结构设计规范》

YB9257-1996 《钢结构检验评定加固技术规范》

GB50205-1995 《钢结构工程施工及验收规范》

GB50016-2006 《建筑设计防火规范》

GB50406-2007 《钢铁工业环境保护设计规范》

3.2. 设备技术规格

3.2.1 设备名称及数量

除尘风机隔声罩（户外型）

3.2.2 目标设计指标

- 隔声罩外*米处（根据实际），噪声水平 $\leq 65\text{dB(A)}$ （排除环境噪声）；
满足国家环保

设计要求：（确保业主验收通过）

- 隔声罩共设门 2 个（根据实际）；隔声罩为 100 厚吸声墙；在隔声罩内部设有电器照明。

3.2.3 根据设计要求，隔声罩主要参数：

设备名称：车间

外形尺寸：见图纸

隔声模块：100 mm

平均隔声量： $\geq 25\text{dB (A)}$

3.3. 设备组成及功能说明

3.3.1. 隔声罩技术特点阐述

隔声罩采用彩钢复合板加 100 厚吸声墙结构，隔声罩为模块组装式、模块厚度 100，采用企口搭接形式，罩内设置照明、检修通道、隔声门等辅件；隔声罩采用“外隔内吸”的方式，隔吸声量大，散热效果好；模块强度高、重复拆卸和组装不易变形，设备维护安全方便；外型美观平整。

3.3.1.1 隔声模块及其材料

- **隔声模块：**厚度设计为 100mm，由冷扎面板、吸声材料、冲压 C 型骨架、平纹无碱玻璃布以及镀锌穿孔板等组成；
- 隔声面板、穿孔板与骨架的连接方式采用铆接，其它均采用断续焊或点焊；
- **高分子阻尼层：**考虑鼓风机噪声中低频成份多、穿透力强、衰减慢，因此噪声治理难度大，为加强隔声罩整体隔声效果，隔声罩面板内壁敷设 3mm **高分子阻尼层**，能有效降低钢板传声和声波作用下引起的共振；
- **U 型槽钢：**隔声面板内侧骨架为钢板折弯而成的“U”型槽钢（厚度不小于 2mm）按 $600 \times 1000\text{mm}$ 尺寸布置 U 型槽钢骨架来分割吸声材料，防止模块内的吸声材料的沉叠，并提高了模块强度；
- **吸声材料：**隔声模块空腔内均匀填充容重为 51Kg/m^3 **阻燃性能好、耐高温、防水超细玻璃棉毡**，其导热系数小于 0.032；内侧采用穿孔率约 24% 的镀锌穿孔板护面，孔板内壁铺设平纹玻璃布，这样可以避免吸声材料损失，在保证吸声效果的同时能防止吸声材料外溢；冲孔采用自动冲床，保证穿孔板的平整美观；穿孔板边沿留 30mm 不开孔，以方便孔板与骨架的铆接。

3.3.1.2 模块拼装工艺特点

- 为了降低缝隙传声，达到更好的隔声效果，隔声模块相互联接处设计成“迷宫式”结构，并辅以单面带胶的福乐斯、橡胶等柔性材料密封后螺栓连接；模块与模块之间的连接采用方管，联接螺杆采用预埋的形式，且不露头。

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。

如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/338033045065006075>

