



(21) 申请号 202110958041.1

(22) 申请日 2021.08.20

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 113482756 A

(43) 申请公布日 2021.10.08

(73) 专利权人 泰豪电源技术有限公司
地址 330052 江西省南昌市南昌县小蓝经济开发区汇仁大道266号

(72) 发明人 张臻宸 汤明星 宋建华

(74) 专利代理机构 福州市博深专利事务所(普通合伙) 35214
专利代理师 董晗

(51) Int. Cl.
F01N 13/00 (2010.01)

(56) 对比文件

CN 206917701 U, 2018.01.23
CN 112963330 A, 2021.06.15
CN 107420156 A, 2017.12.01
CN 1682015 A, 2005.10.12
US 4605092 A, 1986.08.12
DE 102020127256 A1, 2021.04.22
JP 2006207378 A, 2006.08.10
KR 20030021456 A, 2003.03.15

汤明星等.核电站云智能电源车的设计.《移动电源与车辆》.2020,全文.

刘静等.柴油机空气动力噪声分析及控制方法研究.《机械制造与自动化》.2016,全文.

审查员 苟林熹

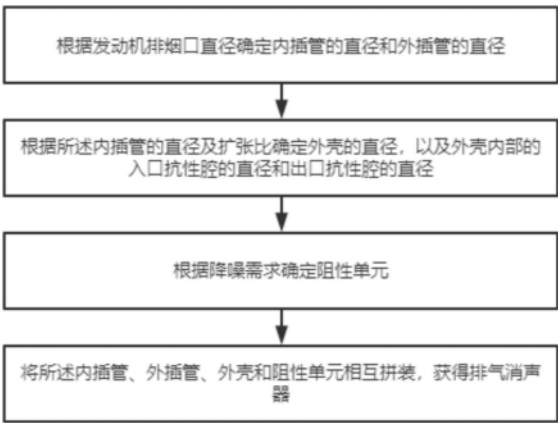
权利要求书2页 说明书6页 附图1页

(54) 发明名称

排气消声器模块化设计方法

(57) 摘要

本发明涉及柴油发电机组排气消声器技术领域,具体涉及排气消声器模块化设计方法,包括如下步骤:S1、根据发动机排烟口直径确定内插管的直径和外插管的直径;S2、根据所述内插管的直径及扩张比确定外壳的直径,以及外壳内部的入口抗性腔的直径和出口抗性腔的直径;S3、根据降噪需求确定阻性单元;S4、将所述内插管、外插管、外壳和阻性单元相互拼装,获得排气消声器。本发明所提供的排气消声器模块化设计方法,可有效解决现有排气消声器通用化程度低的问题。



1. 排气消声器模块化设计方法, 其特征在于, 包括如下步骤:

S1、根据发动机排烟口直径确定内插管的直径和外插管的直径;

S2、根据所述内插管的直径及扩张比确定外壳的直径, 以及外壳内部的入口抗性腔的直径和出口抗性腔的直径;

S3、根据降噪需求确定阻性单元;

S4、将所述内插管、外插管、外壳和阻性单元相互拼装, 获得排气消声器;

其中, 所述入口抗性腔和出口抗性腔均为所述外壳所限定的空间结构;

所述内插管与外插管分别连通入口抗性腔和出口抗性腔;

所述阻性单元与入口抗性腔和出口抗性腔相互联通;

所述扩张比为不小于6的整数;

所述外壳通过在S2中所述内插管的直径及扩张比计算得到, 并扩大取整为10的倍数;

所述入口抗性腔的直径和出口抗性腔的直径为外壳的直径减去外壳的厚度;

所述入口抗性腔的长度与所述外壳的直径呈倍数关系;

所述出口抗性腔的长度与所述入口抗性腔的长度呈倍数关系;

以降噪量5dB为基数倍及以A级计权的方式对阻性单元进行分类, 以降噪需求的数值进行扩大并取整为5dB的倍数以确定阻性单元;

所述倍数关系均通过K-MEANS聚类算法计算得到;

其中, 所述入口抗性腔长度 $L_{i,0}$ 由如下公式计算得到:

$$L_{i,0} = (2n + 1) \frac{C}{4f_{i,0}}$$

其中, C为声速, m/s;

n为自然数, 此处n的取值为使得 $L_{i,0} > D_{\text{外壳}i,0}$ 的最小值;

所述 $f_{i,0}$ 为入口抗性腔需要设计达到的最大消声中心频率;

$D_{\text{外壳}i,0}$ 由排烟口的公称直径 $D_{i,\text{mean}}$ 换算得到;

所述出口抗性腔的长度 $L_{j,0}$ 由如下公式计算得到:

$$L_{j,0} = (2n + 1) \frac{C}{4f_{j,0}}$$

其中, C为声速, m/s;

n为自然数, 此处n的取值为使得 $L_{j,0} > D_{\text{外壳}j,0}$ 的最小值;

所述 $f_{j,0}$ 为出口抗性腔需要设计达到的最大消声中心频率;

$D_{\text{外壳}j,0}$ 由排烟口的公称直径 $D_{j,\text{mean}}$ 换算得到;

所述阻性单元降噪量的公式如下:

$$\Delta L = \phi(\alpha_0) 4nL/D_i$$

其中, $\phi(\alpha_0)$ 为消声系数;

n为自然数;

L为气流通道的有效长度；

D_k 为阻性单元中冲孔管直径；

当给定 $\phi(\alpha_0)=1.45$ 时, (n,L) 的取值按下述规则：

当内插管公称直径 $D_i < 250\text{mm}$ 时, $D_k = D_i$, $n=1$ ； $D_i \geq 250\text{mm}$ 时, $D_k = 250\text{mm}$,

$n = \lceil D_i^2 / D_k^2 \rceil$, n 向上取整；

消声量 ΔL 以 5dB 基数倍取值, $\Delta L = 5K$, k 为正整数, 因此, L 由下式确定：

$$L = 5kD_i / \left(4n\phi(\alpha_0) \right)。$$

2. 根据权利要求1所述排气消声器模块化设计方法, 其特征在于, 所述内插管的直径和外插管的直径相等, 所述内插管直径大于排烟口直径数值至少一级并依国际管径取整。

3. 根据权利要求1或2所述排气消声器模块化设计方法, 其特征在于, 所述倍数关系的倍数大于1。

排气消声器模块化设计方法

技术领域

[0001] 本发明涉及柴油发电机组排气消声器技术领域,具体涉及排气消声器模块化设计方法。

背景技术

[0002] 在柴油发电机组行业,排气消声器通常是根据发动机类型进行定制,但是发动机种类、品牌繁多,排烟口直径、法兰结构各异,导致定制的排气消声器种类多,范围广,通用化程度极低,造成了供货周期长、车间配套易出错等问题。但是部分客户对排气消声器的指标要求并不高,而更重视安装简单、可靠性高、交货期短等方面的因素。所以提高排气消声器的模块化、通用化程度以满足市场日益缩短的交期需求迫在眉睫。

发明内容

[0003] 为了克服上述现有技术的缺陷,本发明所要解决的技术问题是:解决现有排气消声器通用化程度低的问题。

[0004] 为了解决上述技术问题,本发明提供排气消声器模块化设计方法,包括如下步骤:

[0005] S1、根据发动机排烟口直径确定内插管的直径和外插管的直径;

[0006] S2、根据所述内插管的直径及扩张比确定外壳的直径,以及外壳内部的入口抗性腔的直径和出口抗性腔的直径;

[0007] S3、根据降噪需求确定阻性单元;

[0008] S4、将所述内插管、外插管、外壳和阻性单元相互拼装,获得排气消声器。

[0009] 其中,所述内插管的直径和外插管的直径相等,所述内插管直径大于排烟口直径数值至少一级并依国际管径取整。

[0010] 其中,所述扩张比为不小于6的整数。

[0011] 其中,所述外壳通过在S2中所述内插管的直径及扩张比计算得到,并扩大取整为10的倍数。

[0012] 其中,所述入口抗性腔的直径和出口抗性腔的直径为外壳的直径减去外壳的厚度。

[0013] 其中,所述入口抗性腔的长度与所述外壳的直径呈倍数关系。

[0014] 其中,所述出口抗性腔的长度与所述入口抗性腔的长度呈倍数关系。

[0015] 其中,所述倍数关系的倍数大于1。

[0016] 其中,以降噪量5dB为基数倍及以A级计权的方式对阻性单元进行分类,以降噪需求的数值进行扩大并取整为5dB的倍数以确定阻性单元。

[0017] 本发明的有益效果在于:通过对排气消声器中各部件分别进行标准化、模块化的设计,可有效提高排气消声器模块化和通用化的水平,并且可有效缩短排气消声器的生产周期,满足客户对生产效率的要求。

附图说明

[0018] 图1所示为本发明在具体实施方式中排气消声器的结构示意图；

[0019] 图2所示为本发明在具体实施方式中排气消声器模块化设计方法的流程图。

[0020] 标号说明：1、外壳；2、内插管；3、入口抗性腔；4、阻性单元；5、出口抗性腔；6、外插管。

具体实施方式

[0021] 为详细说明本发明的技术内容、所实现目的及效果，以下结合实施方式并配合附图予以说明。

[0022] 参见图2所示，排气消声器模块化设计方法，包括如下步骤：

[0023] S1、根据发动机排烟口直径确定内插管的直径和外插管的直径；

[0024] S2、根据所述内插管的直径及扩张比确定外壳的直径，以及外壳内部的入口抗性腔的直径和出口抗性腔的直径；

[0025] S3、根据降噪需求确定阻性单元；

[0026] S4、将所述内插管、外插管、外壳和阻性单元相互拼装，获得排气消声器。

[0027] 具体的，参见图1所示，所述排气消声器包括内插管2、外插管6、外壳1和阻性单元4。

[0028] 其中，入口抗性腔3和出口抗性腔5均为外壳1所限定的空间结构，在此空间结构中可增设隔板等部件以形成扩张室、共振室等抗性消声器所必须的消声单元。

[0029] 内插管2与外插管6分别连通入口抗性腔3和出口抗性腔5，以作为排气入口及出口的通道。

[0030] 所述阻性单元4为内部填充由吸声材料的消声单元，所述吸声材料包括但不限于玻璃纤维和石棉中的至少一种。所述阻性单元4与入口抗性腔3与出口抗性腔5是相互联通的，当入口抗性腔3和出口抗性腔5内部设置隔板等部件时，与阻性单元4共同构成阻抗复合型消声器的必要消声原件。

[0031] 从上述描述可知，本发明的有益效果在于：通过对排气消声器中各部件分别进行标准化、模块化的设计，可有效提高排气消声器模块化和通用化的水平，并且可有效缩短排气消声器的生产周期，满足客户对生产效率的要求。

[0032] 进一步的，所述内插管的直径和外插管的直径相等，所述内插管直径大于排烟口直径数值至少一级并依国际管径取整。

[0033] 举例而言，当排烟口直径为71mm时，查阅国际管径标准选用DN100的管，内插管及外插管选用与DN100管直径相同的插管。

[0034] 进一步的，所述扩张比为不小于6的整数。

[0035] 更进一步，所述外壳通过在S2中所述内插管的直径及扩张比计算得到，并扩大取整为10的倍数。

[0036] 所述扩张比也称为膨胀比、截面比或收缩比，具体指消声器截面积与消声器进口截面积之比，具体表示为 $M = S_{\text{整}} / S_{\text{进}}$ ，其中M代表扩张比， $S_{\text{整}}$ 代表消声器整体的截面积， $S_{\text{进}}$ 代表消声器进口截面积。

[0037] 在一般情况下，扩张比也可以为消声器扩张室的截面积与进口截面积，具体到本

申请中,扩张比可以为外壳截面积与内插管的截面积比,举例而言,当外插管的公称直径选用100mm时,扩张比为7时,外壳的公称直径为270mm。

[0038] 需要说明的是,虽然扩张比决定了抗性腔的降噪量,但是扩张比越大意味着制造成本越高。就本方案而言,基于客户需求及生成成本综合考虑,一般选用 $M=7$ 为标准扩张比进行生产。

[0039] 进一步的,所述入口抗性腔的直径和出口抗性腔的直径为外壳的直径减去外壳的厚度。

[0040] 具体而言,在外壳模块化设计过程中,外壳的厚度是恒定的,均为2mm,因此可通过选择的外壳直径确定入口抗性腔和出口抗性腔的直径。

[0041] 进一步的,所述入口抗性腔的长度与所述外壳的直径呈倍数关系。

[0042] 更进一步的,所述出口抗性腔的长度与所述入口抗性腔的长度呈倍数关系。

[0043] 更进一步的,所述倍数关系的倍数大于1。

[0044] 入口抗性腔的长度与外壳的直径是存在一定的倍数关系的,在一般情况下,该倍数关系可在实际的生产过程中,由发动机排气噪声频谱决定。为了进一步提高模块化效率以及满足客户对生产效率的要求,可通过如下的方式(1)进行确认倍数:

[0045] S1、聚类:统计各款发动机的排烟口直径 $\{D_i\}$, $i=1,2,3\cdots$ 排气噪声峰值频率值 $\{f_i\}$, $i=1,2,3\cdots$,通过聚类算法(K-MEANS聚类算法)将 $\{(D_i, f_i)\}$ 归为8~10类,且各类之间的 D_i 各不相同,各类之间的 f_i 允许相同;

[0046] S2、异常值处理:若某款发动机的 (D_i', f_i') 明显偏离了其所在组类的中心点 $(D_{i,\text{mean}}, f_{i,\text{mean}})$ 时,将该值作为特殊情况看待,不包含在本模块化消音器设计的对象之内,将其排除后重新聚类;

[0047] S3、正规化:对各个组类的中心点频率值 $f_{i,\text{mean}}$ 重新赋值为 $f_{i,0}$, $f_{i,0}$ 属于倍频程频谱图的中心频率值所组成的集合 $\{16, 31.5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000\cdots\}$;赋值方法为: $f_{i,\text{mean}}$ 距离赋值点 $f_{i,0}$ 的距离最小,如 $f_{i,\text{mean}}$ 为134Hz时,将其重新赋值为125Hz;若 $f_{i,\text{mean}}$ 不能很好拟合上述集合中的值,则采用1/3倍频程频谱图中心频率集进行赋值点选取 $\{16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 60, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3150, 4000, 5000, 6300, 8000\cdots\}$;

[0048] 对各个组类的中心点的排烟口直径值 $D_{i,\text{mean}}$ 重新赋值为 $D_{i,0}$, $D_{i,0}$ 属于国标通用管径系列的推荐值集合 $\{25, 50, 65, 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400\cdots\}$;赋值方法为:先确认 $D_{i,k}$,使 $D_{i,\text{mean}}$ 距离 $D_{i,k}$ 的距离最小,则 $D_{i,0}=D_{i,(k+1)}$;如 $D_{i,\text{mean}}$ 为71mm时,则 $D_{i,k}=65\text{mm}$, $D_{i,0}=D_{i,(k+1)}=100\text{mm}$;

[0049] 按上述步骤,可以得到以下集合 $\{(D_{1,0}, f_{1,0}), (D_{2,0}, f_{2,0}), (D_{3,0}, f_{3,0})\cdots\}$;该集合中, $D_{i,0}$ 即为插管的公称直径, $f_{i,0}$ 即为抗性腔需要设计达到的最大消声中心频率; $D_{i,0}$ 通过前述的步骤可以换算为 $D_{\text{外壳}i,0}$,形成集合 $\{(D_{\text{外壳}1,0}, f_{1,0}), (D_{\text{外壳}2,0}, f_{2,0}), (D_{\text{外壳}3,0}, f_{3,0})\cdots\}$;

[0050] 通过以下公式确定入口抗性腔的长度 $L_{i,0}$:

$$[0051] \quad L_{i,0} = (2n + 1) \frac{C}{4f_{i,0}}$$

[0052] 其中,C为声速,m/s;

[0053] $n=0,1,2,3\cdots$,此处n的取值为使得 $L_{i,0} > D_{\text{外壳}i,0}$ 的最小值。

[0054] 举例, $f_{i,0}=1000\text{Hz}$, $C=340\text{m/s}$, $D_{i,0}=0.1\text{m}$, 给定 $M=7$, $D_{\text{外壳}i,0}=0.27\text{m}$ 此时 n 取 2, $L_{i,0}=0.425\text{m}$, 规整为 $L_{i,0}=0.43\text{m}$; 对于插入管公称直径 0.1m 的消声器而言, 外壳直径为 0.27m , 入口抗性腔的长度与外壳直径之比即为 $0.43/0.1=4.3$ 倍;

[0055] 即通过 $(D_{\text{外壳}i,0}, f_{i,0})$ 换算成 $(D_{\text{外壳}i,0}, L_{i,0})$, 其结果构成了入口抗性腔的设计要素模块的集合 $\{(D_{\text{外壳}1,0}, L_{1,0}), (D_{\text{外壳}2,0}, L_{2,0}) \cdots\}$ 。

[0056] 需要说明的是, 入口抗性腔的长度与外壳的直径之间的倍数, 与入口抗性腔的长度与出口抗性腔的长度的倍数是不同的, 具体而言, 出口抗性腔的长度与入口抗性腔的长度之间的倍数由如下方式 (2) 确认:

[0057] S1、聚类: 统计各款发动机的排烟口直径 $\{D_j\}$, $j=1, 2, 3 \cdots$ 排气噪声峰值频率值 $\{f_j\}$, $j=1, 2, 3 \cdots$, 通过聚类算法 (K-MEANS 聚类算法) 将 $\{(D_j, f_j)\}$ 归为 8~10 类, 且各类之间的 D_j 各不相同, 各类之间的 f_j 允许相同;

[0058] S2、异常值处理: 若某款发动机的 (D_j', f_j') 明显偏离了其所在组类的中心点 $(D_{j,\text{mean}}, f_{j,\text{mean}})$ 时, 将该值作为特殊情况看待, 不包含在本模块化消音器设计的对象之内, 将其排除后重新聚类;

[0059] S3、正规化: 对各个组类的中心点频率值 $f_{j,\text{mean}}$ 重新赋值为 $f_{j,0}$, $f_{j,0}$ 属于倍频程频谱图的中心频率值所组成的集合 $\{16, 31.5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 \cdots\}$; 赋值方法为: $f_{j,\text{mean}}$ 距离赋值点 $f_{j,0}$ 的距离最小, 如 $f_{j,\text{mean}}$ 为 134Hz 时, 将其重新赋值为 125Hz ; 若 $f_{j,\text{mean}}$ 不能很好拟合上述集合中的值, 则采用 1/3 倍频程频谱图中心频率集进行赋值点选取 $\{16, 20, 25, 31.5, 40, 50, 60, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, 3150, 4000, 5000, 6300, 8000 \cdots\}$;

[0060] 对各个组类的中心点的排烟口直径值 $D_{j,\text{mean}}$ 重新赋值为 $D_{j,0}$, $D_{j,0}$ 属于国标通用管径系列的推荐值集合 $\{25, 50, 65, 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400 \cdots\}$; 赋值方法为: 先确认 $D_{j,k}$, 使 $D_{j,\text{mean}}$ 距离 $D_{j,k}$ 的距离最小, 则 $D_{j,0}=D_{j,(k+1)}$; 如 $D_{j,\text{mean}}$ 为 71mm 时, 则 $D_{j,k}=65\text{mm}$, $D_{j,0}=D_{j,(k+1)}=100\text{mm}$;

[0061] 按上述步骤, 可以得到以下集合 $\{(D_{1,0}, f_{1,0}), (D_{2,0}, f_{2,0}), (D_{3,0}, f_{3,0}) \cdots\}$; 该集合中, $D_{j,0}$ 即为插管的公称直径, $f_{j,0}$ 即为抗性腔需要设计达到的最大消声中心频率; $D_{j,0}$ 通过前述的步骤可以换算为 $D_{\text{外壳}j,0}$, 形成集合 $\{(D_{\text{外壳}1,0}, f_{1,0}), (D_{\text{外壳}2,0}, f_{2,0}), (D_{\text{外壳}3,0}, f_{3,0}) \cdots\}$;

[0062] 通过以下公式确定入口抗性腔的长度 $L_{j,0}$:

$$[0063] \quad L_{j,0} = (2n + 1) \frac{C}{4f_{j,0}}$$

[0064] 其中, C 为声速, m/s ;

[0065] $n=0, 1, 2, 3 \cdots$, 此处 n 的取值为使得 $L_{j,0} > D_{\text{外壳}j,0}$ 的最小值。

[0066] 举例, $f_{j,0}=2000\text{Hz}$, $C=340\text{m/s}$, $D_{j,0}=0.1\text{m}$, 给定 $M=7$, $D_{\text{外壳}i,0}=0.27\text{m}$; 此时 n 取 3, 计算得 $L_{j,0}=0.2975\text{m}$, 规整为 $L_{j,0}=0.3\text{m}$; 对于插入管公称直径 0.1m 的消声器而言, 出口抗性腔的长度与外壳直径之比即为 $0.3/0.1=3$ 倍;

[0067] 即通过 $(D_{\text{外壳}j,0}, f_{j,0})$ 换算成 $(D_{\text{外壳}j,0}, L_{j,0})$, 其结果构成了出口抗性腔的设计要素模块的集合 $\{(D_{\text{外壳}1,0}, L_{1,0}), (D_{\text{外壳}2,0}, L_{2,0}) \cdots\}$ 。

[0068] 从上述描述可知, 通过上述方式 1 和 2 可得到入口抗性腔和出口抗性腔的所有模块。

[0069] 进一步的,以降噪量5dB为基数倍及以A级计权的方式对阻性单元进行分类,以降噪需求的数值进行扩大并取整为5dB的倍数以确定阻性单元。

[0070] 阻性单元的选取规则如下:

[0071] 阻性单元降噪量的公式如下:

$$[0072] \quad \Delta L = \varphi(\alpha_0) 4nL/D_i$$

[0073] 其中, $\varphi(\alpha_0)$ 为消声系数,与填充吸声材料的材质有关,需查表得到;

[0074] $n=0,1,2,3,4,\dots$;

[0075] L为气流通道有效长度;

[0076] D_k 为阻性单元中冲孔管直径;

[0077] 给定 $\varphi(\alpha_0)=1.45$, (n,L) 的取值按下述规则:

[0078] S1、当内插管公称直径 $D_i < 250\text{mm}$ 时, $D_k = D_i$, $n=1$; $D_i \geq 250\text{mm}$ 时, $D_k = 250\text{mm}$, $n = \lceil D_i^2/D_k^2 \rceil$, n 向上取整。

[0079] 消声量 ΔL 以5dB基数倍取值, $\Delta L=5k$, $k=1,2,3,\dots$, 因此, L 由下式确定:

$$[0080] \quad L = 5kD_i / (4n\varphi(\alpha_0))$$

[0081] 举例,现需求阻性单元降噪量为15dB,内插管公称直径 $D_i=100\text{mm}$,则阻性单元的冲孔管公称直径 $D_k=D_i=100\text{mm}$, $n=1$, $L=0.259\text{m}$,规整为 $L=260\text{mm}$ 。

[0082] 从上述描述可知,通过将阻性单元进行分类,可有效提高对阻性单元的选用效率,以及提高排气消声器的通用化水平。

[0083] 实施例1

[0084] 排气消声器模块化设计方法,包括如下步骤:

[0085] S1、根据发动机排烟口直径确定内插管的直径和外插管的直径;

[0086] S2、根据所述内插管的直径及扩张比确定外壳的直径,以及外壳内部的入口抗性腔的直径和出口抗性腔的直径;

[0087] S3、根据降噪需求确定阻性单元;

[0088] S4、将所述内插管、外插管、外壳和阻性单元相互拼装,获得排气消声器。

[0089] 举例,某款发动机排烟口直径为71mm,排气噪声峰值频率为800Hz,排气噪声次峰值频率为1600Hz,现需求阻性单元降噪量为15dB。假定根据已统计各款发动机的此三项参数的聚类分析结果,该发动机被归类于 $(D_{i,0}, f_{i,0}, f_{j,0}) = (100, 1000, 2000)$ 这一类组,给定扩张比 $M=7$;

[0090] 根据上述输入条件及上述算法流程,可以确定外壳直径为270mm,入口抗性腔长度为430mm,出口抗性腔长度为300mm,阻性单元内部穿插1根公称直径100mm的冲孔管,阻性单元的气流通道有效长度为260mm。

[0091] 综上所述,本发明提供的排气消声器模块化设计方法,通过对排气消声器中各部件分别进行标准化、模块化的设计,可有效提高排气消声器模块化和通用化的水平,并且可有效缩短排气消声器的生产周期,满足客户对生产效率的要求。

[0092] 以上所述仅为本发明的实施例,并非因此限制本发明的专利范围,凡是利用本发明说明书及附图内容所作的等同变换,或直接或间接运用在相关的技术领域,均同理包括

在本发明的专利保护范围内。

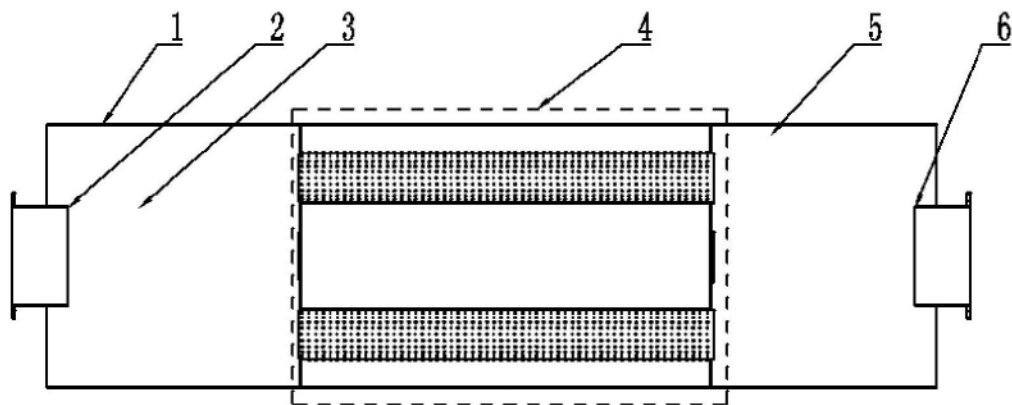


图1

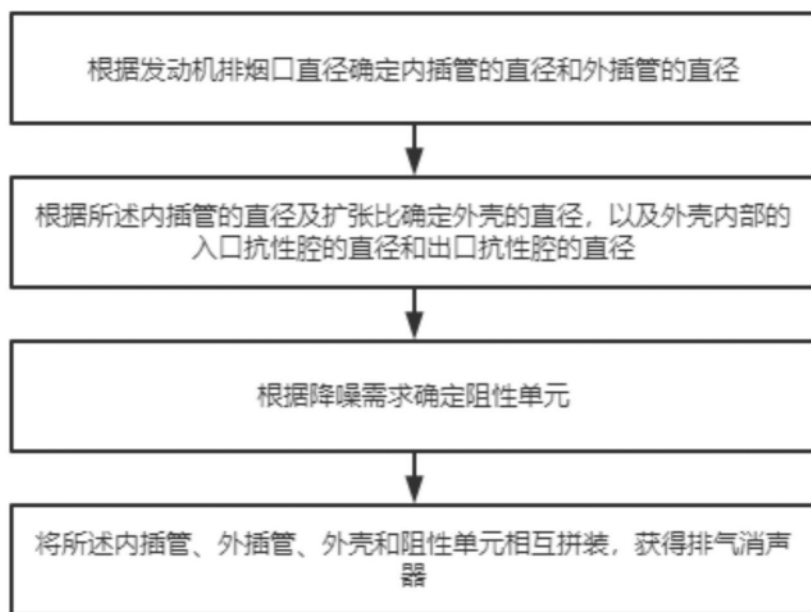


图2