



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 106574814 A

(43)申请公布日 2017. 04. 19

(21)申请号 201580043791.9

(22)申请日 2015.10.01

(30)优先权数据

2014-213880 2014.10.20 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2017.02.15

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2015/077953 2015.10.01

(87)PCT国际申请的公布数据

W02016/063705 JA 2016.04.28

(71)申请人 三菱电机株式会社

地址 日本东京都

(72)发明人 渡边雅之 多田祥之

(74)专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227

代理人 李洋 舒艳君

(51)Int.Cl.

F25B 41/00(2006.01)

F01N 1/02(2006.01)

F04B 39/00(2006.01)

F24F 1/12(2006.01)

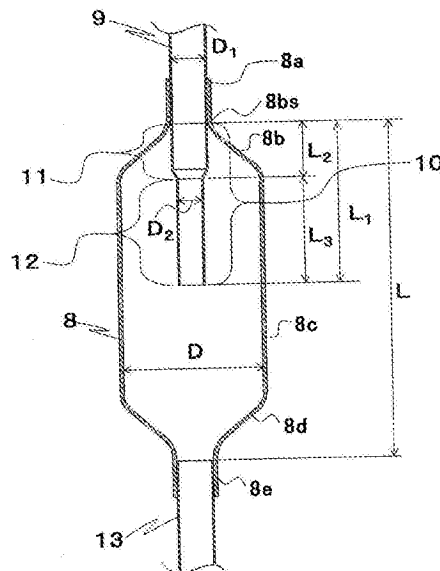
权利要求书1页 说明书5页 附图3页

(54)发明名称

空调机用消声器以及具备该消声器的空调机

(57)摘要

本发明提供小型且压力损失小的空调机用消声器以及具备该空调机用消声器的空调机。该空调机用消声器具备：筒状的消声器主体，其在入口侧以及出口侧分别具有内径比中央部小的小径部；入口配管，其与消声器主体的入口小径部连接；出口配管，其与消声器主体的出口小径部连接，入口配管插入至消声器主体，入口配管的前端部位于消声器主体的入口到出口的长度的中央部，插入至消声器主体的入口配管中的前端部侧的内径，小于比该前端部侧靠上游侧的入口配管的内径。



1. 一种空调机用消声器,其特征在于,具备:

筒状的消声器主体,在其入口侧以及出口侧分别具有内径比中央部小的小径部;

入口配管,其与所述消声器主体的所述入口侧的小径部连接;以及

出口配管,其与所述消声器主体的所述出口侧的小径部连接,

所述入口配管插入于所述消声器主体,所述入口配管的前端部位于从所述消声器主体的入口至出口的长度的中央部,

插入至所述消声器主体的所述入口配管中的前端部侧的内径,小于比该前端部侧靠上游侧的所述入口配管的内径。

2. 一种空调机用消声器,其特征在于,具备:

筒状的消声器主体,其从入口小径部经由扩径部而与大径部连接,并从大径部经由缩径部而与出口小径部连接;

入口配管,其与所述消声器主体的入口小径部连接;以及

出口配管,其与所述消声器主体的出口小径部连接,

所述入口配管具有插入管部,该插入管部从所述入口小径部插入至所述消声器主体的内部,并从所述扩径部的起点向所述消声器主体的内部延伸,

所述插入管部具有:位于所述消声器主体的入口侧的插入管上部、和位于所述消声器主体的出口侧的插入管下部,

所述插入管上部的内径与比所述入口小径部靠上游部分的所述入口配管的内径相同,

所述插入管下部的前端位于从所述消声器主体的入口至出口的长度的中央部,并且所述插入管下部的内径比所述插入管上部的内径细。

3. 根据权利要求2所述的空调机用消声器,其特征在于,

将所述消声器主体的内径 D 与所述插入管下部的内径 D_2 之比设为 $D/D_2 > 5.7$ 。

4. 根据权利要求2或3所述的空调机用消声器,其特征在于,

在将所述插入管上部的长度设为 L_2 ,将所述插入管下部的长度设为 L_3 时,将其长度之比设定为 $1.5 < L_3/L_2 < 3$ 。

5. 一种空调机,其特征在于,具备:

制冷剂回路,其经由制冷剂配管而将压缩机、冷凝器、膨胀阀以及蒸发器连接;和

消声器,其配置于所述压缩机的至少排出口侧,

所述消声器是权利要求1~4中的任一项所述的空调机用消声器。

空调机用消声器以及具备该消声器的空调机

技术领域

[0001] 本发明涉及空调机用消声器(muffler)以及具备该空调机用消声器的空调机。

背景技术

[0002] 通常,空调机的制冷剂回路构成为包括:压缩机、冷凝器、膨胀阀以及蒸发器。空调机利用压缩机,对制冷剂反复进行吸入、压缩、排出。由于反复动作,因此制冷剂以产生脉冲的方式被排出,从而制冷剂的压力发生变动。将此称为压力脉动。压力脉动从压缩机传递于压缩机的排出配管,并向室内侧热交换器传播,因此存在与室内侧热交换器的构造发生共振而产生噪声的问题。将该噪声称为脉动声。

[0003] 因此,在空调机的制冷剂回路中,在压缩机的排出口到室内侧热交换器的配管为止安装消声器(muffler),从而实现脉动声的降低。

[0004] 根据消声器的基本特性,为了提高消声效果,需要增大与消声器主体连接的配管以及消声器主体的膨胀部的截面积比。由此,例如提出了如下的消声器,该消声器采用若配管的截面积恒定不变,则增大消声器主体的内径来提高消声效果的结构(例如,参照专利文献1)。

[0005] 另外,为了实现消声器的小型化,提出有通过改变插入至消声器主体的内部的插入管的长度以及粗细,来实现消声器的小型化的消声器(例如,参照专利文献2)。在专利文献2的消声器中,通过使与消声器主体的入口连接的入口配管的内径,在进入消声器主体内之前变细,并将插入至入口配管的消声器主体内部的部分的前端配置于消声器主体的中心部,来提高消声特性。

[0006] 专利文献1:日本特开平9-203386号公报(第2页、第3页、第7图)

[0007] 专利文献2:日本特开2011-12869号公报(第2页、第2图)

[0008] 在专利文献1提出的消声器中,为了增大消声效果,需要增大与消声器主体连接的配管以及消声器主体的膨胀部的截面积比。所以在无法改变与消声器主体连接的配管的内径的情况下,存在导致消声器主体的内径增大的问题。

[0009] 在专利文献2中提出的消声器中,为了维持消声效果并且使消声器小型化,而使入口配管的内径从比插入至消声器主体内的部分靠近前的部分减细,并将插入至消声器主体内的插入管部的长度延长至消声器中心附近,但存在制冷剂的损失增大的问题。

发明内容

[0010] 本发明是为了解决上述那样的课题所做出的,能够获得抑制制冷剂的损失而维持热交换的效率、小型且具有较高的消声效果的空调机用消声器以及具备该消声器的空调机。

[0011] 本发明的空调机用消声器,具备:筒状的消声器主体,在其入口侧以及出口侧分别具有内径比中央部小的小径部;入口配管,其与所述消声器主体的所述入口侧的小径部连接;以及出口配管,其与所述消声器主体的所述出口侧的小径部连接,所述入口配管插入于

所述消声器主体,所述入口配管的前端部位于从所述消声器主体的入口至出口的长度的中央部,插入至所述消声器主体的所述入口配管中的前端部侧的内径,小于比该前端部侧靠上游侧的所述入口配管的内径。

[0012] 本发明的空调机用消声器,具备:筒状的消声器主体,其从入口小径部经由扩径部而与大径部连接,并从大径部经由缩径部而与出口小径部连接;入口配管,其与所述消声器主体的入口小径部连接;以及出口配管,其与所述消声器主体的出口小径部连接,所述入口配管具有插入管部,该插入管部从所述入口小径部插入至所述消声器主体的内部,并从所述扩径部的起点向所述消声器主体的内部延伸,所述插入管部具有:位于所述消声器主体的入口侧的插入管上部、和位于所述消声器主体的出口侧的插入管下部,所述插入管上部的内径与比所述入口小径部靠上游部分的所述入口配管的内径相同,所述插入管下部的前端位于从所述消声器主体的入口至出口的长度的中央部,并且所述插入管下部的内径比所述插入管上部的内径细。

[0013] 优选地,将所述消声器主体的内径 D 与所述插入管下部的内径 D_2 之比设为 $D/D_2 > 5.7$ 。

[0014] 优选地,在将所述插入管上部的长度设为 L_2 ,将所述插入管下部的长度设为 L_3 时,将其长度之比设定为 $1.5 < L_3/L_2 < 3$ 。

[0015] 本发明的空调机,具备:制冷剂回路,其经由制冷剂配管而将压缩机、冷凝器、膨胀阀以及蒸发器连接;和消声器,其配置于所述压缩机的至少排出口侧,所述消声器是上述任意一项的空调机用消声器。

[0016] 根据本发明的空调机用消声器,通过使入口配管的前端部位于从所述消声器主体的入口至出口的长度的中央部,并使入口配管的前端部侧的内径比相比该前端部侧靠上游侧的入口配管的内径细,由此不增大消声器主体的尺寸,就能够维持消声效果,并且将制冷剂的损失抑制为比现有技术小。

附图说明

[0017] 图1是本发明的实施方式1的空调机的制热运转时的制冷剂回路图。

[0018] 图2是本发明的实施方式1的空调机的制冷运转时的制冷剂回路图。

[0019] 图3是图1以及图2的制冷剂回路的部分的外观图。

[0020] 图4是图1~图3的空调机用消声器的剖视图。

[0021] 图5是表示未减细插入管下部的直径时空压机用消声器的消声特性的曲线图(比较例1)。

[0022] 图6是表示将插入管下部的直径减细后空调机用消声器的消声特性的曲线图(实施例)。

[0023] 图7是表示将插入管下部的直径减细后空调机用消声器的消声特性的曲线图(比较例2)。

[0024] 图8是将未减细插入管下部的直径时、与将插入管下部的直径减细后的空调机用消声器分别设置于压缩机的排出口的空压机用消声器的脉动声测定结果(比较例1以及实施例)。

[0025] 附图标记说明:1... (空调机用) 消声器;3...压缩机;4...四通阀;5...膨胀阀;6...室内热交换器;7...室外热交换器;8...消声器主体;8a...入口小径部;8b...扩径部;8bs...扩径

部8b的起点;8c…大径部;8d…缩径部;8e…出口小径部;9…入口配管;10…插入管部;11…插入管上部;12…插入管下部;13…出口配管。

具体实施方式

[0026] 实施方式1

[0027] 图1是本发明的实施方式1的空调机的制热运转时的制冷剂回路图。在图1中,四通阀4切换至制热运转(参照图1的实线)。在制热运转时,压缩机3、四通阀4、室内热交换器6、膨胀阀5、室外热交换器7以及消声器1,经由制冷剂配管而连接为环状,消声器1是空调机用消声器,连接于从压缩机3的排出口至四通阀4之间的制冷剂配管、以及从四通阀4至室内热交换器6之间的制冷剂配管。在制热运转时,配置于压缩机3的排出口侧的室内热交换器6,作为冷凝器发挥功能来进行制热运转。

[0028] 图2是本发明的实施方式1的空调机的制冷运转时的制冷剂回路图。在图2中,四通阀4切换至制冷运转(参照图2的实线)。在制冷运转时,压缩机3、四通阀4、室外热交换器7、膨胀阀5、室内热交换器6以及消声器1,经由制冷剂配管而连接为环状,消声器1连接于压缩机3的排出口至四通阀4之间的制冷剂配管、以及室内热交换器6至四通阀4之间的制冷剂配管。在制冷运转时,配置于膨胀阀5的下游侧的室内热交换器6,作为蒸发器发挥功能来进行制冷运转。

[0029] 图3是图1以及图2的制冷剂回路的用虚线包围的部分的外观图。图示出构成空调机的消声器1、压缩机3、四通阀4以及将它们连接的制冷剂配管。

[0030] 图4是图1~图3的消声器1的剖视图。如从图1以及图2的说明中所明确的那样,消声器1安装于空调机的制冷剂回路内的至少与压缩机3的排出口侧连接的制冷剂配管。消声器1具有消声器主体8、入口配管9以及出口配管13。消声器主体8由筒状体构成,从入口小径部8a经由扩径部8b而与大径部8c连接,并从大径部8c经由缩径部8d而与出口小径部8e连接。入口配管9连接于消声器主体8的入口小径部8a。出口配管13连接于消声器主体8的出口小径部8e。

[0031] 入口配管9具有插入管部10,该插入管部10从消声器主体8的入口小径部8a插入内部,并具有从消声器主体8的扩径部8b的起点8bs开始的长度 L_1 。插入管部10的前端位于从消声器主体8的入口至出口的长度的中央部。插入管部10构成为包括:插入管上部11和插入管下部12。插入管上部11是从消声器主体8的扩径部8b的起点8bs开始的长度 L_2 的部分,形成为与比消声器主体8的入口小径部8a靠上游部分的入口配管9相同的内径。插入管下部12是与插入管上部11连接的长度 L_3 的部分,且内径相对于插入管上部11变细。即,入口配管9使用在插入管下部12的部位缩径的制冷剂配管。

[0032] 这样构成的消声器1,消声器主体8的内径 D 与插入管下部12的内径 D_2 之比被设定为 $D/D_2 > 5.7$ 。

[0033] 插入管部10的长度为 L_1 ,插入管部10的插入管上部11的长度为 L_2 ,插入管下部12的长度为 L_3 ,它们的关系被设定为 $1.5 < L_3/L_2 < 3$ 。

[0034] 如专利文献1的现有的消声器那样,在从消声器主体8的入口(相当于本实施方式的起点8bs)开始减细插入管部10的直径(相当于本实施方式的 $L_2=0$)的情况下,存在制冷剂回路内的制冷剂的压力损失增大,导致空调机的换热效率降低的课题。然而在本实施方

式中,由于将消声器主体8的内径D与插入管下部12的内径 D_2 之比设定为 $D/D_2 > 5.7$,将插入管下部12与插入管上部11长度之比设定为 $1.5 < L_3/L_2 < 3$,因此相对于专利文献1那样从消声器主体8的入口开始减细插入管部10的直径的消声器,能够最大改善66%的压力损失。这是消声器主体8的长度L以及消声器主体8的内径D、插入管部10的长度 L_1 、入口配管9的内径 D_1 两者均为相同值的情况下的比较。例如,一般的空调机的小型消声器的消声器主体8的内径D为28mm~32mm,消声器主体8的长度L为60mm~100mm,插入管部10的长度 L_1 为30mm~50mm。在上述尺寸的范围内的消声器中,若使消声器主体8的内径D与插入管下部12的内径 D_2 之比为恒定的值,则能够制造的插入管下部12的长度 L_3 与插入管上部11的长度 L_2 之比成为 $1.5 < L_3/L_2 < 3$ 。在该条件下确认了:若与从消声器主体8的入口开始减细插入管部10的直径的消声器来比较压力损失,则压力损失改善效果为33%~66%。另外,在一般的空调机的小型消声器中,消声器主体8的内径D与插入管下部12的内径 D_2 之比,在 $5.7 < D/D_2$ 的范围内取越大的值,则消声效果越高,但压力损失越增大。但是若插入管下部12的长度 L_3 与插入管上部11的长度 L_2 之比 $L_3/L_2 = 1.5$,则能够获得66%的压力损失改善,因此即使将消声器主体8的内径D与插入管下部12的内径 D_2 之比 D/D_2 增大至6.7,也会在 $D/D_2 = 5.7$ 时获得与从消声器主体8的入口开始减细插入管部10的直径的消声器具有同等的压力损失的消声器。

[0035] 另外,若消声器主体8的内径D与插入管下部12的内径 D_2 之比越大,则消声器1的消声效果越大,因而消声量增大,因此如上所述若设定为 $D/D_2 > 5.7$,则消声效果增加。在此,如现有的其他消声器那样,在使用对插入管部10的前端侧不缩径的制冷剂配管的情况下(相当于本实施方式的 $L_3 = 0$),确认了为了获得与本实施方式同样的消声效果,不得不将消声器主体8的内径相对于本实施方式的情况大约增大1.3倍。即,在本实施方式中,通过减细插入管下部12的内径,由此不增大消声器主体8就能够提高消声效果,因此采用本实施方式的消声器1,能够将消声效果高的空调机用消声器导入现有的空调机,而不必新设计空调机的制冷剂回路配管的布置。

[0036] 接下来,对在下述各条件下,使用声阻抗计算出空调机用消声器的消声效果的结果进行说明。

[0037] (1) 消声器主体的内径 $D = 32\text{mm}$,插入管部内径 $D_1 = D_2$ 、 $D/D_2 = 4.2$

[0038] (2) 消声器主体的内径 $D = 32\text{mm}$,插入管部内径 $D_1 > D_2$ 、 $D/D_2 = 5.8$

[0039] (3) 消声器主体的内径 $D = 44.1\text{mm}$,插入管部内径 $D_1 = D_2$ 、 $D/D_2 = 5.8$

[0040] 图5~图7表示上述(1)~(3)的空调机用消声器的消声特性。另外,这是消声器主体8的长度L以及插入管部10的长度 L_1 、插入管上部11的长度 L_2 、插入管上部11的内径 D_1 、插入管下部12的长度 L_3 为恒定的条件下消声特性的计算结果。具体而言,(1)~(3)的空调机用消声器的消声器1的长度 $L = 92\text{mm}$,插入管部10的长度 $L_1 = 46\text{mm}$,插入管上部11的内径 $D_1 = 7.6\text{mm}$ 。(2)的空调机用消声器的插入管上部长度 $L_2 = 16\text{mm}$,插入管下部长度 $L_3 = 30\text{mm}$ 。

[0041] 图5表示上述(1)的空调机用消声器的消声特性。上述(1)的空调机用消声器的插入管上部11的内径 D_1 与插入管下部12的内径 D_2 形成为相同的直径。

[0042] 图6表示上述(2)的空调机用消声器的消声特性。与上述(1)的空调机用消声器相比较,上述(2)的空调机用消声器减小插入管下部12的内径 D_2 而形成 $D/D_2 = 5.8$ 。若将上述(1)与上述(2)的各个情况下的消声特性的计算结果进行比较,则可知具有消声效果的频率不发生变化,而消声量增加。另外,还可知消声效果最大改善8dB左右(参照图5和图6)。即,

若如上述 (2) 的空调机用消声器那样, 设为 $D/D_2 > 5.7$, 则相对于上述 (1) 的情况能够获得充分的消声效果。

[0043] 图7表示上述 (3) 的空调机用消声器的消声特性。上述 (3) 的空调机用消声器将消声器主体8的内径D增大为 $D/D_2 = 5.8$, 而不改变插入管下部12的内径 D_2 , 若与上述 (2) 的情况下的消声特性计算结果相比较, 则消声效果大致相等。即, 能够通过减细插入管下部12的内径 D_2 来提高消声效果, 而不增大消声器主体8的直径。

[0044] 空调机的评价

[0045] 图8示出为了确认上述所示的消声效果的有效性, 将上述 (1)、(2) 的条件下的空调机用消声器分别设置于压缩机3的排出侧, 来进行测定的结果。另外, 测定是指测定因压力脉动而在室内热交换器产生的脉动声。若将作为基准的空调机用消声器的测定结果、与将插入管下部12的内径 D_2 减细后的测定结果进行比较, 则可知脉动声降低。由此可知, 若将内径比设定为 $D/D_2 > 5.7$, 则能够获得较高的消声效果。

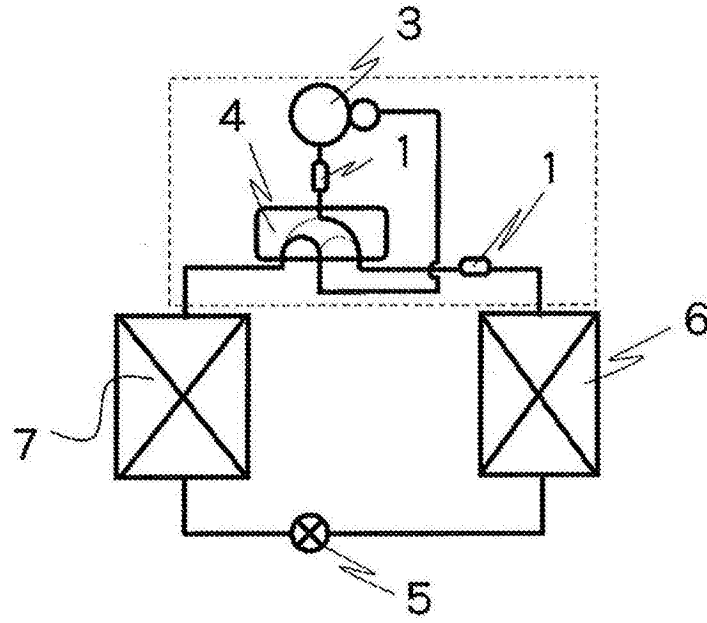


图1

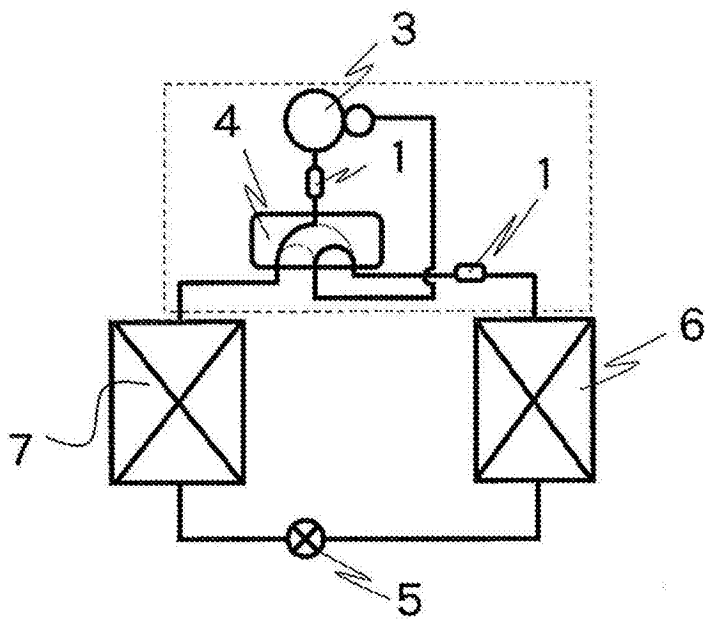


图2

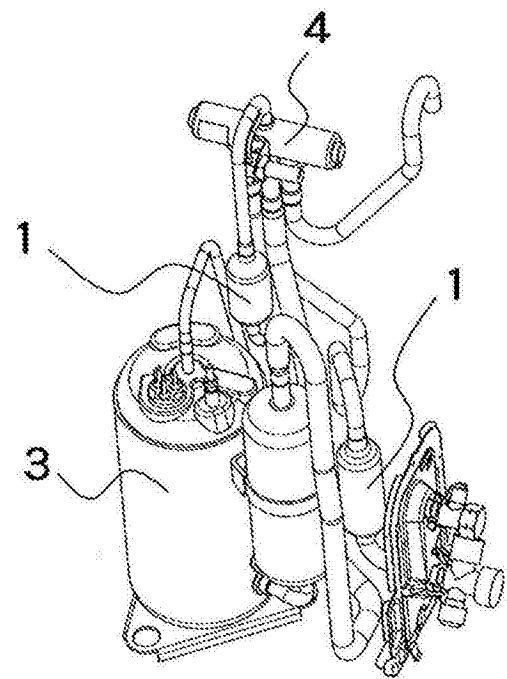


图3

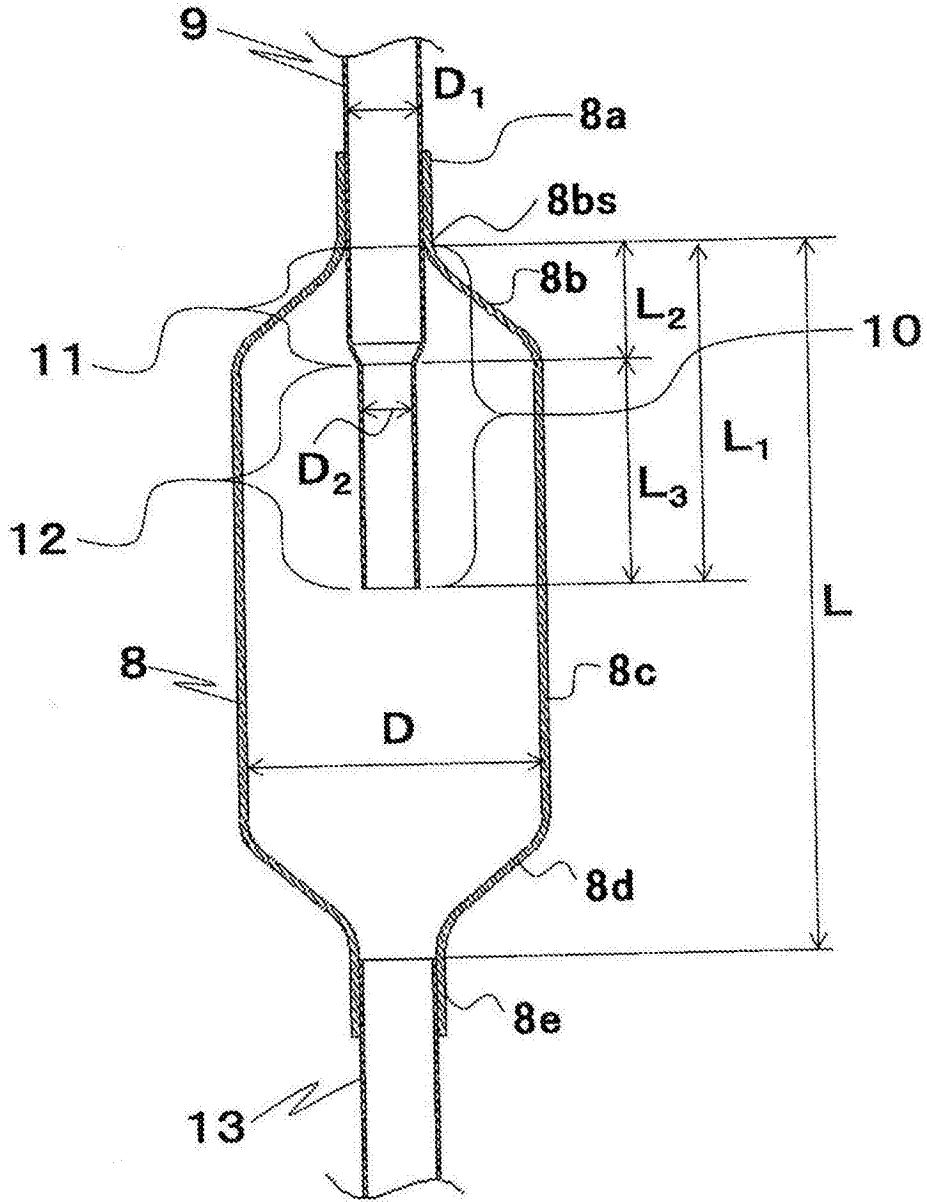


图4

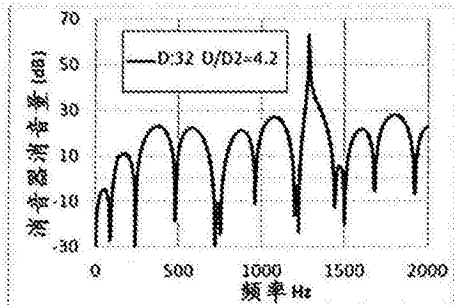


图5

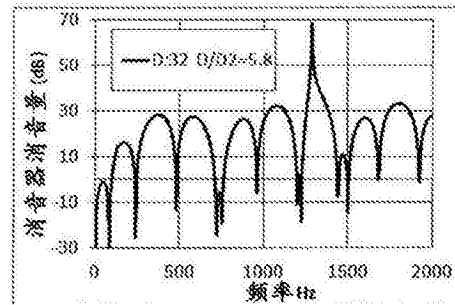


图6

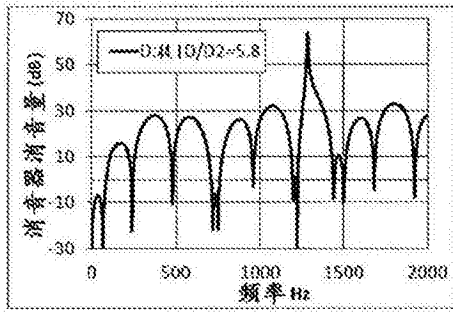


图7

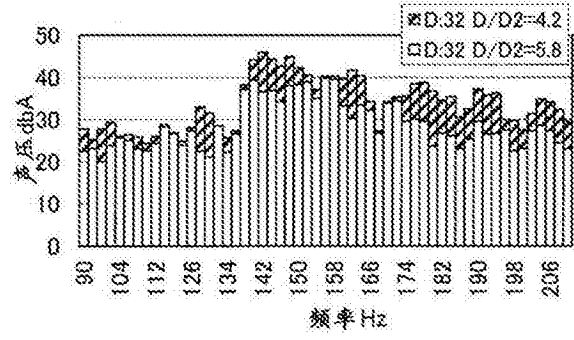


图8