

[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 95190363.2

[45] 授权公告日 2002 年 1 月 23 日

[11] 授权公告号 CN 1078317C

[22] 申请日 1995.4.21 [24] 颁证日 2002.1.23

[21] 申请号 95190363.2

[30] 优先权

[32] 1994.4.28 [33] JP [31] 111747/1994

[86] 国际申请 PCT/JP95/00789 1995.4.21

[87] 国际公布 WO95/30093 日 1995.11.9

[85] 进入国家阶段日期 1995.12.28

[73] 专利权人 东陶机器株式会社

地址 日本福冈县

[72] 发明人 新原登 畠山真

[56] 参考文献

EP0418027 1991. 3. 20 _

JP2 - 33494 1991. 2. 2 _

US4028005 1977. 6. 7 _

US4526506 1985. 7. 2 _

审查员 杨克菲

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

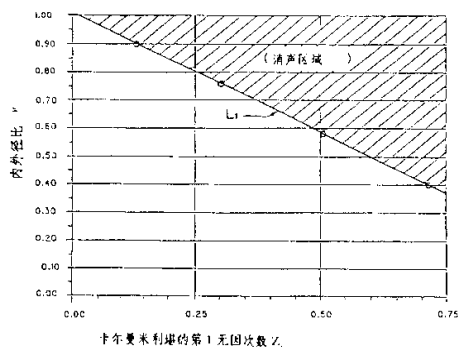
代理人 温大鹏 林道棠

权利要求书 1 页 说明书 23 页 附图页数 9 页

[54] 发明名称 多叶片径流式通风机的设计与多叶片径流式通风机

[57] 摘要

本发明涉及多叶片径流式通风机的设计与多叶片径流式通风机。其目的在于提供在所给予的条件下,根据一定的相关性有系统地决定能获得最佳消声性能的叶轮的设计方法。各因素满足 $v \geq -0.857Z_1 + 1.009$ (式中 $v = r_0/r_1$, $Z_1 = (r_1 - r_0)/[r_1 - nt/(2\pi)]$, r_0 - 叶轮的内半径, r_1 - 叶轮的外半径; n - 径向叶片的片数, t - 径向叶片的厚度)的关系来决定叶轮的各因素。作为家庭用机器的通风机,具有广泛的利用领域。



权 利 要 求 书

1. 一种多叶片径流式通风机的设计方法, 其特征在于:
满足 $v \geq -0.857Z_1 + 1.009$ (式中 $v = r_0/r_1$, $Z_1 = (r_1 - r_0) / [r_1 - nt / (2\pi)]$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度) 的关系来决定叶轮的各因素。
2. 如权利要求 1 所述的多叶片径流式通风机的设计方法, 其特征在于: 满足 $0.8 \geq v \geq 0.4$ 的关系。
3. 一种多叶片径流式通风机, 其特征在于: 叶轮的各因素满足 $v \geq -0.857Z_1 + 1.009$ (式中 $v = r_0/r_1$, $Z_1 = (r_1 - r_0) / [r_1 - nt / (2\pi)]$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度) 的关系。
4. 如权利要求 3 所述的多叶片径流式通风机, 其特征在于: 满足 $0.8 \geq v \geq 0.4$ 的关系。
5. 一种多叶片径流式通风机的设计方法, 其特征在于: 满足 $(1.009 - v) / (1 - v) \leq Z_2$ (式中 $v = r_0/r_1$, $Z_2 = 0.857 \{t_0 / [2\pi r_1 / n - t] + 1\}$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度, t_0 —基准厚度 = 0.5mm) 的关系来决定叶轮的各因素。
6. 如权利要求 5 所述的多叶片径流式通风机的设计方法, 其特征在于: 满足 $0.8 \geq v \geq 0.4$ 的关系。
7. 一种多叶片径流式通风机, 其特征在于: 叶轮的各因素满足 $(1.009 - v) / (1 - v) \leq Z_2$ (式中 $v = r_0/r_1$, $Z_2 = 0.857 \{t_0 / [2\pi r_1 / n - t] + 1\}$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度, t_0 —基准厚度 = 0.5mm) 的关系。
8. 如权利要求 7 所述的多叶片径流式通风机, 其特征在于: 满足 $0.8 \geq v \geq 0.4$ 的关系。
9. 如权利要求 3、4、7、8 中的任一项所述的多叶片径流式通风机, 其特征在于: 径向叶片的径向内端附近部向叶轮的回转方向弯曲。

说明书

多叶片径流式通风机的设计与方法

多叶片径流式通风机

技术领域

本发明涉及多叶片径流式通风机的设计与方法与多叶片径流式通风机。

背景技术

径流式通风机，即叶片是指向径向，进而叶片间流道是指向径向的离心式通风机，与具备前向叶片的西洛可通风机或具备后向叶片的涡轮通风机等其他形式的离心式通风机相比，构造简单，作为家庭用机器的通风机，可以期待它具有广泛的利用领域。

作为家庭用机器的通风机的径流式通风机来说，要求消声性。但是现状是，直到目前，径流式通风机，在其叶片数量少的情况下，叶片间流道的补修、清洗容易，鉴于这种构造上的特点，使叶片数量少，并且在处理腐蚀性的高的气体或含有附着性高的粉体等的气体时一直在使用，用于提高径流式通风机的消声性的设计准则尚不存在。

作为提高离心式通风机的消声性的设计准则，例如日本特开昭 56-60 97 号公报、特开昭 56-92397 号公报等提出的提案是，使流道变得细长，以抑制流道内空气流的分离与逆流的发生等。另外，特开昭 63-285295 号公报、特开平 2-33494 号公报、特开平 4-164196 号公报等是以内外径比大的西洛可通风机为对象，

提出叶片数量的最佳值的提案。

特开昭 56-6097 公报、特开昭 56-92397 号公报等的提案,只是提示了使流道细长的构思,并不是为了获得最佳设计而给出通风机的各因素所应满足的相关关系。因此不能成为进行径流式通风机的消声设计时所应依据的具体的设计准则。

特开昭 63-285295 号公报、特开平 2-33494 号公报、特开平 4-164196 号公报等的提案只能适用于内外径比大的西洛可通风机,没有通用性。

发明的公开

本发明的发明者,专心研究的结果,发现在多叶片径流式通风机的叶轮的各因素与通风机的消声性能之间存在着一定的相关性。本发明是基于上述发现而完成的,其目的在于提供一种多叶片径流式通风机的设计方法,该设计方法是在所给予的条件下,根据上述一定的相关性有系统地决定能获得最佳消声性能的叶轮的各因素;并且提供一种具有根据上述设计方法而设计出的叶轮的多叶片径流式通风机。

为达到上述目的,在本发明中提供一种多叶片径流式通风机的设计方法,其特征在于:满足 $\nu \geq -0.857Z_1 + 1.009$ (式中 $\nu = r_0/r_1$, $Z_1 = (r_1 - r_0)/[r_1 - nt/(2\pi)]$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度) 的关系来决定叶轮的各因素。

在本发明中还提供一种多叶片径流式通风机的设计方法,其特征在于:满足 $\nu \geq -0.857Z_1 + 1.009$, 并且 $0.8 \geq \nu \geq 0.4$ (式中 $\nu = r_0/r_1$, $Z_1 = (r_1 - r_0)/[r_1 - nt/(2\pi)]$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶

轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度) 的关系来决定叶轮的各因素。

在本发明中提供一种多叶片径流式通风机, 其特征在于: 叶轮各因素满足 $\nu \geq -0.857Z_1 + 1.009$ (式中 $\nu = r_0/r_1$, $Z_1 = (r_1 - r_0) / [r_1 - nt / (2\pi)]$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度) 的关系。

在本发明中提供一种多叶片径流式通风机, 其特征在于: 叶轮各因素满足 $\nu \geq -0.857Z_1 + 1.009$, 并且 $0.8 \geq \nu \geq 0.4$ (式中 $\nu = r_0/r_1$, $Z_1 = (r_1 - r_0) / [r_1 - nt / (2\pi)]$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度) 的关系。

在本发明中提供一种多叶片径流式通风机的设计方法, 其特征在于: 满足 $(1.009 - \nu) / (1 - \nu) \leq Z_2$ (式中 $\nu = r_0/r_1$, $Z_2 = 0.857 \{t_0 / [2\pi r_1 / n] - t\} + 1$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度, t_0 —基准厚度 = 0.5mm) 的关系来决定叶轮各因素。

在本发明中提供一种多叶片径流式通风机的设计方法, 其特征在于: $(1.009 - \nu) / (1 - \nu) \leq Z_2$, 并且 $0.8 \geq \nu \geq 0.4$ (式中 $\nu = r_0/r_1$, $Z_2 = 0.857 \{t_0 / [(2\pi r_1 / n) - t] + 1\}$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度, t_0 —基准厚度 = 0.5mm) 的关系来决定叶轮各因素。

在本发明中提供一种多叶片径流式通风机, 其特征在于: 叶轮各因素满足 $(1.009 - \nu) / (1 - \nu) \leq Z_2$ (式中 $\nu = r_0/r_1$, Z_2

$= 0.857 \{t_0 / [2\pi r_1 / n] - t\} + 1\}$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度, t_0 —基准厚度 $= 0.5\text{mm}$) 的关系。

在本发明中提供一种多叶片径流式通风机, 其特征在于: 叶轮的各因素满足 $(1.009 - \nu) / (1 - \nu) \leq Z_2$, 并且 $0.8 \geq \nu \geq 0.4$ (式中 $\nu = r_0 / r_1$, $Z_2 = \{t_0 / [2\pi r_1 / n] - t\} + 1\}$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度, t_0 —基准厚度 $= 0.5\text{mm}$) 的关系。

又在本发明中提供一种多叶片径流式通风机, 其特征在于: 具备叶轮, 其多片径向叶片是在圆周方向互相隔以间隔地进行配置, 并且在叶片间形成窄幅的流道; 叶片间流道内的层流边界层的分离受到抑制。

在本发明的最佳形态中, 径向叶片的径向内端附近部向叶轮的回转方向弯曲。

附图的简要说明

图 1 是表示扩展矩形流道内的层流边界层的状态的图;

图 2 是表示多叶片径流式通风机的叶轮的叶片间的扩展矩形流道的图;

图 3 是风量、静压测定用试验装置的机器配置图;

图 4 是噪声测定用试验装置的机器配置图;

图 5(a) 是供试叶轮的平面图, 图 5(b) 是图 5(a) 的 b-b 向视图;

图 6 是供试壳体的平面图;

图 7 是表示根据试验获得的叶轮的最低比噪声 K_{smin} 与卡

尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 的关系的图;

图 8 是表示叶轮的内外径比与卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 的阈值的关系的图;

图 9 是表示根据试验所获的叶轮的最低比噪声 K_{smin} 与卡尔曼米利堪的第 2 无因次数 Z_2 的关系的图;

图 10 是表示无因次数 $(1.009 - r_0/r_1) / (1 - r_0/r_1)$ 与卡尔曼米利堪的第 2 无因次数 Z_2 的阈值的关系的图;

图 11 是表示径向叶片的变化形式例的叶片剖面图;

图 12(a) 是作为本发明的设计方法的适用对象的双吸入型多叶片径流式通风机的立体图, 图 12(b) 是图 12(a) 的 b-b 剖视图。

实施发明的最佳方案

下面说明本发明的最佳实施例。

《1》第 1 方案

1. 理论背景

空气流过回转的叶轮的径向流道时, 易分离的层流边界层在叶片的负压面侧发展, 难以分离的紊流边界层在叶片的正压面侧发展。

由于层流边界层的分离, 在叶轮的径向流道内发生 2 次流, 导致噪声与效率降低。

因此, 在进行多叶片径流式通风机的消声设计时, 可以认为重要的是防止叶片的负压面侧的层流边界层的分离。

关于静止的扩展矩形流道中的层流边界层流, 由卡尔曼, 米利堪 (Karman, Millikan) 给出公式 (1)、(2) (Von Karman, T., and Millikan, C. B., "On the Theory of Laminar Boundary Layers

Involving Separation", NACA Rept. No. 504, 1934.)。

$$U/U_i = 1 \quad (1) \quad (0 \leq X/X_e \leq 1)$$

$$U/U_i = 1 + F(X - X_e)/X_e \quad (2) \quad (1 \leq X/X_e)$$

如图 1 所示, 式中

X —由平板(假想部分)前端算起的距离

X_e —平板(假想部分)的长度

U — X 处的层流边界层外的流速

U_i — X 处的最大流速

$$F - F = (X_e/U_i) (dU/dx)$$

公式 (2) 右边的第 2 项是表示扩展矩形流道内层流边界层状态的无因次项。因此, 可以认为在进行多叶片径流式通风机的消声设计时能利用公式 (2) 右边的第 2 项。

今令公式 (2) 右边第 2 项为无因次数 Z , 代入 $x = X - X_e$ 时, 则 Z 可由公式 (3) 给出:

$$Z = (x/U_i) (dU/dx) \quad (3)$$

考虑到在实际中求出 X 处的层流边界层外的流速 U 与 X 处的最大流速 U_i 是困难的, 今以 X 处的平均流速 U_m 代换 U , 以扩展矩形流道入口处的平均流速 U_0 代换 U_i , 则使无因次数 Z 变为公式 (4) 那样:

$$Z = (x/U_0) (dU_m/dx) \quad (4)$$

以公式 (4) 所定义无因次数 Z 表示静止的扩展矩形流道内的层流边界层的状态, 不能原封不动地适用于回转的多叶片径流式通风机的叶片间的扩展矩形流道中。

扩展矩形流道中的叶片负压面与叶片正压面之间的周向压

力梯度是由于回转的影响而发生。但是,在翼弦长度与节长(叶片间的周向距离)的比值大的多叶片径流式通风机上,叶片负压面与叶片正压面之间的周向压力梯度小。就是说,在翼弦长度与节长的比值大的多叶片径流式通风机上,对于叶片间的扩展矩形流道内的空气流的回转影响小。因此,可以认为由公式(4)所定义的无因次数 Z 能表示回转的多叶片径流式通风机的叶片间的扩展矩形流道中的层流边界层的状态,进而可以认为能利用于多叶片径流式通风机的消声设计上。

多叶片径向式通风机的叶片间的扩展流道的径向外端,即叶片间的扩展矩形流道出口处的由公式(4)所表示的 Z 的绝对值为 Z_1 时,则 Z_1 可由公式(5)给出。以下将 Z_1 叫作卡尔曼米利堪的第1无因次数。

$$Z_1 = (r_1 - r_0) / [r_1 - nt / (2\pi)] \quad (5)$$

如图2所示,式中

r_0 —叶轮的内半径

r_1 —叶轮的外半径

n —径向叶片的片数

t —径向叶片的厚度

2. 通风性能的计测试验

仅就 Z_1 不同的各种多叶片径流式通风机所用的叶轮进行了通风性能的计测试验。

[1] 试验条件

(1) 试验装置

(1) 风量、静压测定用试验装置

试验装置如图 3 所示。在具备叶轮 1、收容叶轮 1 的涡旋形壳体 2 与电动机 3 的通风机主体的吸入侧设置吸入嘴，在通风机主体的输出侧设置双腔方式风量测定装置（理化精机制，型式 F-401）。在风量测定装置上设置风量调整用调节风门与辅助风扇，控制通风机出口的静压。由通风机出来的输出空气流由整流栅进行整流。

利用所安装的测流孔按照 AMCA 标准测定通风机输出空气的风量，由配置于通风机出口附近的静压孔测定通风机出口的静压。

(2) 噪声测定用试验装置

试验装置如图 4 所示。在通风机主体的吸入侧设置吸入嘴，在通风机的输出侧设置与风量测定装置同样程度尺寸形状的静压调整箱。在静压调整箱内内衬吸音材料。在静压调整箱内设置风量调整用调节风门，控制通风机出口的静压。

由设置于通风机出口附近的静压孔测定通风机出口的静压，并且测定规定的通风机出口静压时的噪声。

在内衬有吸音材料的隔音箱中收容有电动机 3，以隔断电动机 3 的噪声。

噪声测定是在无回声室内在通风机的轴中心线上离开壳体上面 1m 的上游处进行，计测 A 特性的噪声级。

(2) 供试叶轮、供试壳体

(1) 供试叶轮

仅就分别将外径固定在 100mm，将叶轮高度固定在 24mm，圆形基板与圆环板的板厚为 2mm 的内外径比值不同的 4 种叶

轮, 对在周向按等间隔配置的径向平板叶片的片数作各种变化, 作成 21 种叶轮 1, 以供试验。各供试叶轮 1 的规格与卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 示出于表 1、图 5(a)、图 5(b) 中。

(2) 供试壳体

壳体 2 的高度为 27mm, 壳体 2 的扩展形状为由下式所给予的对数螺线形状, 扩展角 θ_c 为 4.50° 。

$$r = r_2 [\exp(\theta \tan \theta_c)]$$

r —由叶轮 1 的中心测得的壳体侧壁的半径

r_2 —叶轮 1 的外半径

θ —由基准线算起的角度 $0 \leq \theta \leq 2\pi$

θ_c —扩展角

供试壳体 2 如图 6 所示。

(3) 叶轮 1 的转速

叶轮的转速设定成 6000rpm, 但是根据无回声室内的背景噪声的级别、试验装置的情况等外在因素使其有某种程度变化。计测时的叶轮转速如表 1 所示。

[2] 试验、数据处理

(1) 试验

仅就表 1 所示的 21 种叶轮 1, 在表 1 所示的转速下, 利用风量调整用调节风门使风量进行各种变化, 测定了通风机输出空气的风量、通风机出口的静压与噪声。

(2) 数据处理

根据通风机输出空气的风量、通风机出口的静压与噪声的各测定值, 按照下式算出比噪声 K_s 的值。

$$K_s = \text{SPL}(A) - 10 \log_{10} Q (\text{Pt})^2$$

$\text{SPL}(A)$ —A 特性的噪声级 dB

Q —通风机输出空气的风量 m^3/s

Pt —通风机出口的全压 mmAq

3. 试验结果

根据试验结果, 仅就各供试叶轮 1 求出比噪声 K_s 与风量的关系。

关于比噪声 K_s 与风量 Q 之间的关系, 是在根据风量·静压测定所求出的风量、通风机出口的静压分别为 Q_1 、 p_1 , 根据噪声测定所求出的比噪声、通风机出口的静压分别为 K_{s1} 、 p_1 的情况下, 在风量 Q 与比噪声 K_s 之间, 假定风量为 Q_1 时比噪声为 K_{s1} 的关系成立而求出的。风量、静压测定时所用的风量测定装置与噪声测定时所用的静压调整箱的尺寸形状大致相同, 可以认为上述的关系成立。

从试验结果来看, 各供试叶轮 1 的比噪声 K_s 与风量的变化对应地变化。可以认为, 该比噪声 K_s 的变化是由于壳体 2 的影响而引起的, 比噪声 K_s 的最低值, 即最低比噪声 $K_{s\min}$ 是表示除去壳体 2 的影响的供试叶轮 1 本身的噪声特性。

各供试叶轮 1 的最低比噪声 $K_{s\min}$ 如表 1 所示, 各供试叶轮 1 的最低比噪声 $K_{s\min}$ 与卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 的关系如图 7 所示。在图 7 中还表示出对于每组内外径比相同的供试叶轮 1 连结其计测点所得到的最低比噪声 $K_{s\min}$ 与卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 的相关线。

从图 7 可知, 在叶轮 1 的内外径比为一定的情况下, 最低比噪声 K_{smin} 随着卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 的增加而减小。另外可知, 关于内外径比为 0.75 的叶轮 1、内外径比为 0.58 的叶轮 1 与内外径比为 0.40 的叶轮 1, 如图 7 的相关线所示, 当 Z_1 超过规定的阈值时, 最低比噪声 K_{smin} 能维持成极小值。作为 Z_1 超过规定的阈值时最低比噪声 K_{smin} 能维持成极小值的理由, 可以认为是由于叶片片数增多使得叶片间流道变得细长, 因而层流边界层的分离受到抑制。仅就内外径比为 0.58 的叶轮 1 利用差分法进行流动分析的结果可以确认, 对于位于图 7 中的相关线的水平部分的 Z_1 为 0.5192 的计测点来说, 叶片间流道内的层流边界层不分离; 对于位于图 7 中的相关线的倾斜部分的 Z_1 为 0.4813 的计测点来说, 叶片间流道内的层流边界层是分离的。

关于内外径比为 0.90 的叶轮 1, 由于试验点少, Z_1 的阈值是不明确的, 但在图 7 中表示出具有根据其他试验点类推得到的阈值的相关线。

根据内外径比为 0.75 的叶轮 1 的最低比噪声 K_{smin} 与卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 的相关线、内外径比为 0.58 的叶轮 1 的最低比噪声 K_{smin} 与卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 的相关线、内外径比为 0.40 的叶轮 1 的最低比噪声 K_{smin} 与卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 的相关线求出的叶轮 1 的内外径比 ψ 与卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 的阈值的关系如图 8 所示。根据图 8 可得出叶轮 1 的内外径比 ψ 与卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 的阈值之间的相关线 L_1 。相关线 L_1 可由公式 (6) 得出:

$$\nu = -0.857Z_1 + 1.009 \quad (6)$$

式中

$$\nu = r_0/r_1$$

$$Z_1 = (r_1 - r_0) / [r_1 - nt / (2\pi)]$$

相关线 L_1 是按照内外径比 ν 为 0.40~0.75 的叶轮 1 建立的, 但是如同由图 8 所得知那样, 相关线 L_1 是直线, 假定内外径比 ν 到达 0.30~0.90 程度的叶轮是成立的, 也可以认为在实用上是没有问题的。

可以认为, 在图 8 中相关线 L_1 右侧画有斜线的区域, 在给出叶轮 1 的内外径比的情况下, 是能给出最低比噪声 K_{smin} 的极小值的区域, 即消声区域。因此, 可以认为, 在给出叶轮的内外径比 ν 的情况下, 为使卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 存在于图 8 中画有斜线的区域内, 即为了满足公式 (7), 可通过决定叶轮的各因素, 不必反复地进行试验, 即能有系统地使多叶片径流式通风机的消声性实现最佳化。

$$\nu \geq -0.857Z_1 + 1.009 \quad (7)$$

式中

$$\nu = r_0/r_1$$

$$Z_1 = (r_1 - r_0) / [r_1 - nt / (2\pi)]$$

r_0 —叶轮的内半径

r_1 —叶轮的外半径

n —径向叶片的片数

t —径向叶片的厚度

在图 8 中补充記入根据图 7 的相关线所求得的内径比 ν 为 0.90 的叶轮 1 的内径比 ν 与卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 的阈值的关系。由图 8 可知, 内径比 ν 为 0.90 的叶轮 1 的内径比 ν 与卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 的阈值的关系是在相关线 L_1 上。

如上所述, 可以认为, 利用公式 (7) 可以使具有内径比 ν 为 0.30~0.90 程度的叶轮的多叶片径流式通风机的消声性实现最佳化, 由图 7 可知, 内径比 ν 为 0.90 的叶轮, 其最低比噪声 K_{smin} 的极小值为 43dB 左右, 不能获得足够的消声性, 对于内径比 ν 为 0.30 左右的叶轮来说, 由于内半径小, 考虑到难以配置较多的径向叶片等时, 作为公式 (7) 的适用范围, 可以考虑以内径比 ν 为 0.40~0.80 左右的叶轮为宜。通过将公式 (7) 应用于内径比 ν 为 0.40~0.80 左右的叶轮上, 能在所给予的条件下, 不必反复进行试验地有系统地设计具有最佳消声性能, 并且具有足够的消声性与工作容易性的多叶片径流式通风机。

由公式 (5) 可知, 卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 是以积 nt 的形式包含着叶轮各因素中的 n (径向叶片的片数) 与 t (径向叶片的厚度), 因此, 在多叶片径流式通风机的消声性的最佳化上, n 的值与 t 的值是不能独立反映的。例如对于 $n=100$ 、 $t=0.5\text{mm}$ 的情形与 $n=250$ 、 $t=0.2\text{mm}$ 的情形来说, 径向叶片间矩形流道的形状有很大的差异, 因此, 可以认为在多叶片径流式通风机的消声性上有很大的差异, 但是两者的积 nt 是同一值, 所以卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 也是同一值, 从第 1 方案来看, 多叶片径流式通风机的消声性是相同的。因此, 根据第 1 方案进行的多叶

片径流式通风机的消声设计最好按以下的顺序进行。

(1) 根据公式 (7) 使多叶片径流式通风机的消声性最佳化, 决定卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 的设计值 Z_{1s} 。

(2) 从给予设计值 Z_{1s} 的多个的 n 与 t 的组合中, 根据噪声计测决定最佳的 n 与 t 的组合。

《2》第 2 方案

1. 理论背景

如上所述, 在第 1 方案中, 在多叶片径流式通风机的消声设计上, 存在的问题是, 叶轮的各因素中的 n (径向叶片的片数) 与 t (径向叶片的厚度) 不能独立地反映。

为了解决第 1 方案所包含的上述问题, 可以根据独立地包含 n 与 t 的无因次数来决定叶轮的各因素。

将公式 (7) 如下述那样进行变换。

在公式 (7) 中, 令常数 -0.857 为 a , 常数 1.009 为 b 时, 则公式 (7) 变成公式 (8)。

$$r_0/r_1 \geq a(r_1 - r_0) / [r_1 - nt / (2\pi)] + b \quad (8)$$

根据公式 (8) 可以推导出公式 (9)。

$$2\pi r_1 - nt \leq -a(2\pi r_1) [(1 - r_0/r_1) / (b - r_0/r_1)] \quad (9)$$

根据公式 (9) 可以推导出公式 (10)。

$$(2\pi r_1/n) - t \leq -a(2\pi r_1) [(1 - r_0/r_1) / (b - r_0/r_1)] / n \quad (10)$$

公式 (10) 左边的 $(2\pi r_1/n) - t$ 意味是在径向叶片间形成的矩形流道的出口宽度 Δl 。因此, 第 1 方案所表明的是, 当在径向叶片间所形成的矩形流道的出口宽度 Δl 满足公式 (10) 的情况下, 多

叶片径流式通风机的消声性能实现最佳化。

在求公式 (10) 中等号成立情况下的径向叶片的片数 n_c 与形成于径向叶片间的矩形流道的出口宽度 Δl_c 时,

$$\begin{aligned} n_c &= (2\pi r_1/t) [1 + a(1 - r_0/r_1)/(b - r_0/r_1)] \\ \Delta l_c &= (2\pi r_1/n_c) - t \\ &= -a[(1 - r_0/r_1)/(b - r_0/r_1)]t/[1 + a(1 - r_0/r_1)/(b - r_0/r_1)] \\ &= -at/[(b - r_0/r_1)/(1 - r_0/r_1) + a] \end{aligned}$$

由表 1 可知, 在推导第 1 方案时所进行的试验是以径向叶片的厚度 t 为 0.5mm 的叶轮作为主要对象。因此, 在径向叶片厚度 t 为 t_0 ($t_0 = 0.5\text{mm}$) 的情况下, 矩形流道的出口宽度 Δl 如果满足下式时, 则多叶片径流式通风机的消声性可以确实地实现最佳化。

$$\Delta l = (2\pi r_1/n) - t_0 \leq \Delta l_c = -at_0/[(b - r_0/r_1)/(1 - r_0/r_1) + a]$$

即

$$(2\pi r_1/n) - t_0 \leq -at_0/[(b - r_0/r_1)/(1 - r_0/r_1) + a] \quad (11)$$

式中 $t_0 = 0.5\text{mm}$

在此, 即使径向叶片的板厚 t 不是 t_0 ($t_0 = 0.5\text{mm}$) 的情况下, 如果矩形流道的出口宽度 Δl 是在径向叶片的板厚 t 是 t_0 ($t_0 = 0.5\text{mm}$) 的情况下的矩形流道的出口宽度 Δl 的阈值 Δl_c 以下时, 也假定多叶片径流式通风机的消声性可以实现最佳化。

这时, 使多叶片径流式通风机的消声性最佳化的条件如下:

$$(2\pi r_1/n) - t_0 \leq -at_0/[(b - r_0/r_1)/(1 - r_0/r_1) + a] \quad (12)$$

式中 $t_0 = 0.5\text{mm}$

根据公式(12)可求得公式(13)

$$(b - r_0/r_1) / (1 - r_0/r_1) \leq -a \{t_0 / (2\pi r_1/n) - t\} + 1 \quad (13)$$

将公式(13)的右边叫作卡尔曼米利堪的第2无因次数 Z_2 。卡尔曼米利堪的第2无因次数 Z_2 是独立地包含径向叶片的片数 n 与径向叶片的厚度 t 的无因次数, 不存在第1方案的卡尔曼米利堪的第1无因次数 Z_1 所包含的问题。

使用卡尔曼米利堪的第2无因次数 Z_2 来表示公式(13)时, 则

$$(b - r_0/r_1) / (1 - r_0/r_1) \leq Z_2 \quad (14)$$

式中

$$Z_2 = -a \{t_0 / [(2\pi r_1/n) - t] + 1\}$$

$$a = -0.857$$

$$b = 1.009$$

t_0 —径向叶片的基准厚度 = 0.5mm

r_0 —叶轮的内半径

r_1 —叶轮的外半径

n —径向叶片的片数

t —径向叶片的厚度

因此, 在卡尔曼米利堪的第2无因次数 Z_2 满足公式(14)时, 如果根据试验能证明多叶片径流式通风机的消声性实际上能实现最佳化, 则可获得第2方案, 其特征在于根据公式(14)决定多叶片径流式通风机的各因素, 其通用性比第1方案还要高, 该第1

方案的特征在于根据公式 (7) 来决定多叶片径流式通风机的各因素。

2. 通风机性能的计测试验

仅就与有关第 1 方案而进行的试验中所使用的多叶片径流式通风机用的叶轮同样但 Z_2 不同的各种多叶片径流式通风机用的叶轮, 进行了通风机性能的计测试验, 该通风机性能的计测试验与有关第 1 方案所进行的试验相同。在表 2 中给出各供试叶轮的规格、卡尔曼米利堪的第 1 无因次数 Z_1 、卡尔曼米利堪的第 2 无因次数 Z_2 、最低比噪声 K_{smin} 与叶轮的转速。通过计测试验所得到的各供试叶轮的最低比噪声 K_{smin} 与卡尔曼米利堪的第 2 无因次数 Z_2 的关系如图 9 所示。在图 9 中还表示出对于每组内外径比相同的供试叶轮连结其计测点所得到的最低比噪声 K_{smin} 与卡尔曼米利堪的第 2 无因次数 Z_2 的相关线。

由图 9 得知, 在叶轮的内外径比一定的情况下, 最低比噪声 K_{smin} 随着卡尔曼米利堪的第 2 无因次数 Z_2 的增加而减小。另外, 关于内外径比为 0.75 的叶轮 1、内外径比为 0.58 的叶轮 1 与内外径比为 0.40 的叶轮 1, 如图 9 的相关线所示, 当 Z_2 超过规定的阈值时, 最低比噪声 K_{smin} 能维持成极小值。关于内外径比为 0.90 的叶轮 1, 由于试验点少, Z_2 的阈值不明, 但是在图 9 中表示出具有根据其他试验点类推得出的阈值的相关线。

在图 10 中表示公式 (14)。图 10 中的相关线 L_2 右侧的画有斜线的区域是假定的消声区域。

根据图 9 所示的内外径比为 0.75 的叶轮的最低比噪声

K_{smin} 与卡尔曼米利堪的第 2 无因次数 Z_2 的相关线、内外径比为 0.58 的叶轮的最低比噪声 K_{smin} 与卡尔曼米利堪的第 2 无因次数 Z_2 的相关线、内外径比为 0.40 的叶轮的最低比噪声 K_{smin} 与卡尔曼米利堪的第 2 无因次数 Z_2 的相关线所求得的、由叶轮的各种因素所决定的无因次数 $(b - r_0/r_1) / (1 - r_0/r_1)$ 与卡尔曼米利堪的第 2 无因次数 Z_2 的阈值的关系如图 10 所示。由图 10 得知, 根据通风机性能的计测试验所得到的、由叶轮的各种因素所决定的无因次数 $(b - r_0/r_1) / (1 - r_0/r_1)$ 与卡尔曼米利堪的第 2 无因次数 Z_2 的阈值的关系是在相关线 L_2 上。在图 10 中补充记入根据图 9 的相关线所求得的、内外径比为 0.90 的叶轮 1 的无因次数 $(b - r_0/r_1) / (1 - r_0/r_1)$ 与卡尔曼米利堪的第 2 无因次数 Z_2 的阈值的关系。由图 10 得知, 内外径比为 0.90 的叶轮 1 的无因次数 $(b - r_0/r_1) / (1 - r_0/r_1)$ 与卡尔曼米利堪的第 2 无因次数 Z_2 的阈值的关系是在相关线 L_2 上。

因此由试验证明, 在卡尔曼米利堪的第 2 无因次数 Z_2 满足公式 (14) 时, 多叶片径流式通风机的消声性实际上能实现最佳化。

因此, 可以认为, 在给出了叶轮的内外径比的情况下, 为使卡尔曼米利堪的第 2 无因次数 Z_2 存在于图 10 的画有斜线的区域内, 即为满足公式 (14), 可以通过决定叶轮的各种因素, 不必反复地进行试验, 即能有系统地使多叶片径流式通风机的消声性实现最佳化。

公式 (14) 可以适用于内外径比为 0.40~0.90 的叶轮, 但是

由图 9 可知,对于内外径比为 0.90 的叶轮来说,最低比噪声 K_{smin} 的极小值为 43dB 程度,不能获得足够的消声性。因此,作为公式 (14) 的适用范围,可以考虑以内外径比为 0.40~0.80 左右的叶轮为宜。

根据上述,通过将公式 (14) 应用于内外径比 ν 为 0.40~0.80 程度的叶轮,能在所给予的条件下,不必反复地进行试验,有系统地设计具有最佳消声性能,并且具有足够的消声性的多叶片径流式通风机。

再者,在上述实施例中是使用径向平板叶片,但是如图 11 所示,使径向平板叶片的径向内端附近部向叶轮的回转方向弯曲,以减小空气流对于径向平板叶片的入射角,借此能抑制径向平板叶片的径向内端附近部的负压面侧空气流的紊乱,进一步提高多叶片径流式通风机的消声性。上述弯曲部,可以设置在所有的径向平板叶片上,或者也可以相隔规定的片数进行设置。

本发明的设计方法也适用于图 12 (a)、图 12 (b) 所示的双吸入型多叶片径流式通风机 10,该双吸入型多叶片径流式通风机 10 具备:杯状的圆形基板 11,配置在圆形基板 11 两侧的一对圆环板 12a、12b,配置在圆形基板 11 与圆环板 12a 之间的多片径向平板叶片 13a,配置在圆形基板 11 与圆环板 12b 之间的多片径向平板叶片 13b。

本发明的多叶片径流式通风机能广泛利用于以往使用西洛可通风机、涡轮通风机等离心式通风机与横流式通风机等的各种机器,例如毛发干燥器、各种暖风干燥机、空调机、空气净化机、复印机等 OA 机器、除湿机、脱臭装置、加湿机、清扫机、喷雾器等。

产业上利用可能性

在本发明中, 满足 $\nu \geq -0.857Z_1 + 1.009$ (式中 $\nu = r_0/r_1$, $Z_1 = (r_1 - r_0) / [r_1 - nt / (2\pi)]$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度) 的关系来决定叶轮的各因素, 因此多叶片径流式通风机的最低比噪声为最小。所以, 从本发明来看, 在所给予的条件下, 不必重复地进行试验, 即能有系统地设计出具有最佳消声性能的多叶片径流式通风机。

在本发明中, 是满足 $\nu \geq -0.857Z_1 + 1.009$, 并且 $0.8 \geq \nu \geq 0.4$ (式中 $\nu = r_0/r_1$, $Z_1 = (r_1 - r_0) / [r_1 - nt / (2\pi)]$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度) 的关系来决定叶轮的各因素, 因此多叶片径流式通风机的最低比噪声为最小。所以, 从本发明来看, 在所给予的条件下, 不必重复地进行试验, 即能有系统地设计出具有最佳消声性能, 并且具有足够的消声性与工作容易性的多叶片径流式通风机。

在本发明中, 是满足 $(1.009 - \nu) / (1 - \nu) \leq Z_2$ (式中 $\nu = r_0/r_1$, $Z_2 = 0.857 [t_0 / (2\pi r_1 / n - t) + 1]$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度, t_0 —基准厚度 = 0.5mm) 的关系来决定叶轮的各因素, 因此多叶片径流式通风机的最低比噪声为最小。所以, 从本发明来看, 在所给予的条件下, 不必反复地进行试验, 即能有系统地设计出具有最佳消声性能, 并且具有足够的消声性与工作容易性的多叶片径流式通风机。

在本发明中, 是满足 $(1.009 - \nu) / (1 - \nu) \leq Z_2$, 并且 $0.8 \geq \nu \geq 0.4$ (式中 $\nu = r_0/r_1$, $Z_2 = 0.857 [t_0/(2\pi r_1/n - t) + 1]$, r_0 —叶轮的内半径, r_1 —叶轮的外半径, n —径向叶片的片数, t —径向叶片的厚度, t_0 —基准厚度 = 0.5 mm) 的关系来决定叶轮的各项因素, 因此多叶片径流式通风机的最低比噪声为最小。所以, 从本发明来看, 在所给予的条件下, 不必反复地进行试验, 即能有系统地设计出具有最佳消声性能, 并且具有足够的消声性与工作容易性的多叶片径流式通风机。

通过使径向叶片的径向内端附近部向叶轮的回转方向弯曲, 以减小空气流对于径向叶片的入射角, 径向叶片的径向内端附近部的负压面侧的空气流的紊流受到抑制, 多叶片径流式通风机的消声性提高。

本发明的设计方法也可适用于双吸入型多叶片径流式通风机上。

本发明的多叶片径流式通风机能广泛利用于以往使用西洛可通风机、涡轮通风机等离心式通风机与横流式通风机等的各种机器, 例如毛发干燥器、各种暖风干燥机、空调机、空气净化机、复印机等 OA 机器、除湿机、脱臭装置、加湿机、清扫机、喷雾器等。

表 1

叶轮 NO.	外径 (mm)	内径 (mm)	径向叶片 的厚度 (mm)	径向叶片 的片数	Z ₁	k _{1.01} (dB)	转速 (rpm)
内外径比0.90							
1	100.0	90.0	0.5	100	0.1189	46.0	6000.0
2	100.0	90.0	0.5	120	0.1236	47.3	5000.0
3	100.0	90.0	0.5	240	0.1618	43.0	5000.0
内外径比0.75							
4	100.0	75.0	0.5	40	0.2670	47.4	3000.0
5	100.0	75.0	0.5	60	0.2764	41.8	6000.0
6	100.0	75.0	0.5	80	0.2865	40.3	6000.0
7	100.0	75.0	0.5	100	0.2973	38.7	5000.0
8	100.0	75.0	0.5	120	0.3090	39.8	7200.0
9	100.0	75.0	0.5	144	0.3243	39.2	7200.0
10	100.0	75.0	0.3	300	0.3504	38.7	6000.0
内外径比0.58							
11	100.0	58.0	0.5	10	0.4268	45.0	5000.0
12	100.0	58.6	0.5	40	0.4486	42.1	6000.0
13	100.0	58.0	0.5	60	0.4643	40.1	5000.0
14	100.0	58.0	0.5	80	0.4813	38.7	6000.0
15	100.0	58.0	0.5	100	0.4995	36.2	6000.0
16	100.0	58.0	0.5	120	0.5192	33.4	8000.0
17	100.0	58.0	0.3	144	0.4870	33.4	7200.0
内外径比0.40							
18	100.0	40.0	0.5	40	0.6408	37.0	6000.0
19	100.0	40.0	0.5	100	0.7136	35.7	6000.0
20	100.0	40.0	0.3	120	0.6777	33.3	5000.0
21	100.0	40.0	0.5	120	0.7416	33.3	6000.0

表 2

叶轮 NO.	外径 (mm)	内径 (mm)	径向叶片 的厚度 (mm)	径向叶片 的片数	Z ₁	Z ₂	K _{sm} (dB)	转速 (rpm)
内外径比0.90								
1	100.0	90.0	0.5	100	0.119	1.019	46.0	6000.0
2	100.0	90.0	0.5	120	0.124	1.059	47.3	5000.0
3	100.0	90.0	0.5	240	0.162	1.387	43.0	5000.0
内外径比0.75								
4	100.0	75.0	0.5	40	0.267	0.915	47.4	3000.0
5	100.0	75.0	0.5	60	0.276	0.947	41.8	6000.0
6	100.0	75.0	0.5	80	0.286	0.982	40.3	6000.0
7	100.0	75.0	0.5	100	0.297	1.019	38.7	5000.0
8	100.0	75.0	0.5	120	0.309	1.059	39.8	7200.0
9	100.0	75.0	0.5	144	0.324	1.112	37.6	7200.0
10	100.0	75.0	0.3	300	0.350	1.430	38.7	6000.0
内外径比0.58								
11	100.0	58.0	0.5	10	0.427	0.871	45.0	5000.0
12	100.0	58.0	2.0	30	0.519	0.908	41.0	11200.0
13	100.0	58.0	0.5	40	0.449	0.915	42.1	6000.0
14	100.0	58.0	0.3	60	0.446	0.944	37.6	7000.0
15	100.0	58.0	0.5	60	0.464	0.947	35.0	5000.0
16	100.0	58.0	1.0	60	0.519	0.958	36.1	6000.0
17	100.0	58.0	0.3	80	0.455	0.975	36.9	7000.0
18	100.0	58.0	0.5	80	0.481	0.982	34.5	6000.0
19	100.0	58.0	0.3	200	0.519	1.194	32.6	6000.0
20	100.0	58.0	0.5	120	0.519	1.059	32.3	8000.0
21	100.0	58.0	0.3	240	0.545	1.282	30.7	7000.0
22	100.0	58.0	0.3	180	0.507	1.153	32.0	6000.0
23	100.0	58.0	0.5	144	0.545	1.112	32.0	6000.0
内外径比0.40								
24	100.0	40.0	0.5	40	0.641	0.915	37.0	6000.0
25	100.0	40.0	0.5	100	0.714	1.019	35.7	6000.0
26	100.0	40.0	0.3	120	0.678	1.042	33.3	5000.0
27	100.0	40.0	0.5	120	0.742	1.059	33.3	6000.0

图 1

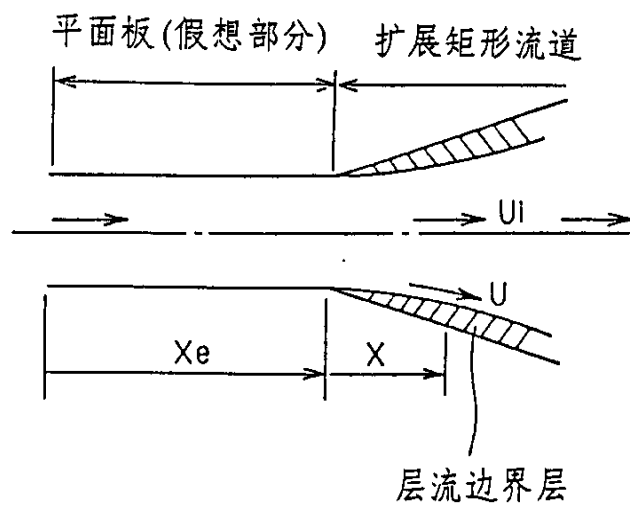


图 2

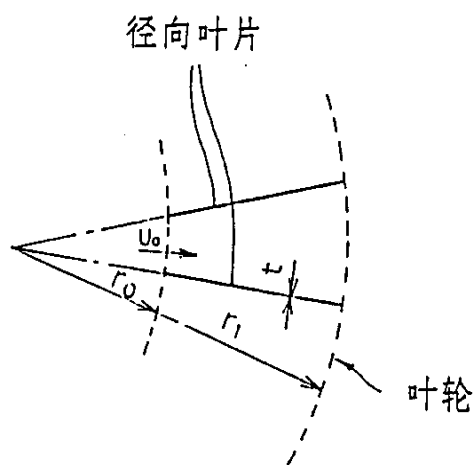


图 3

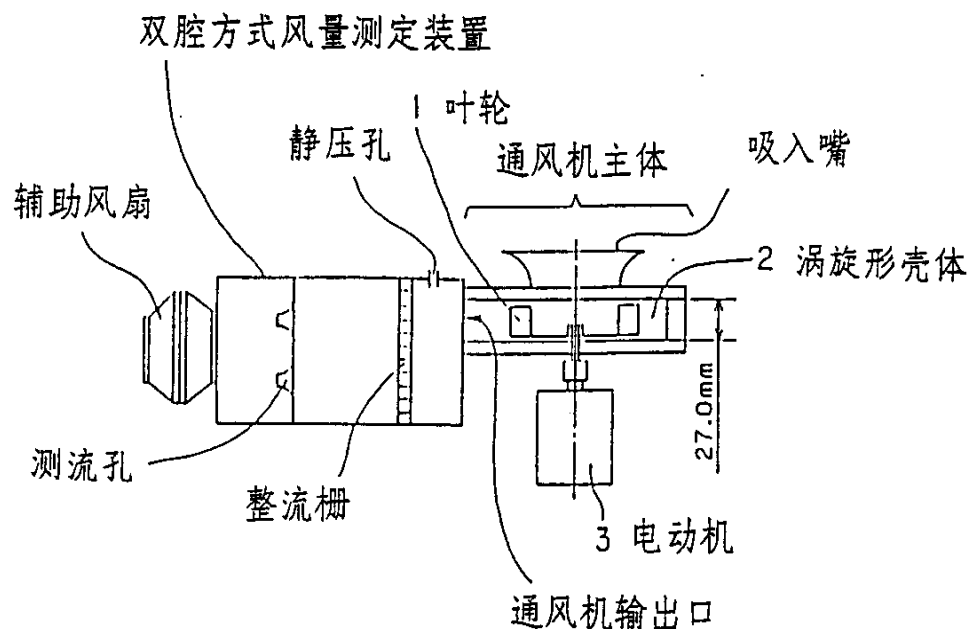


图 4

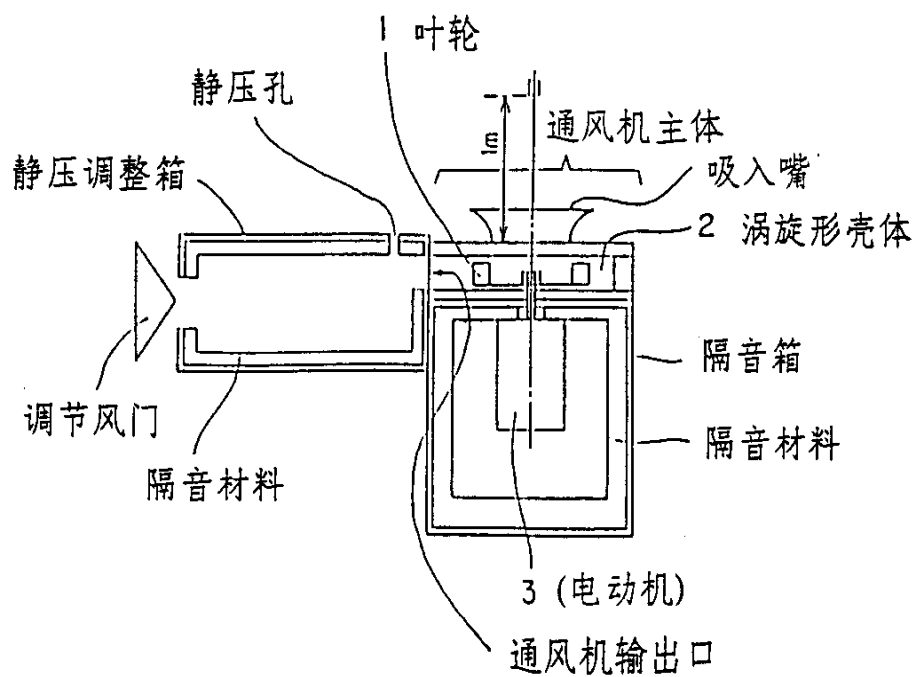


图 5(a)

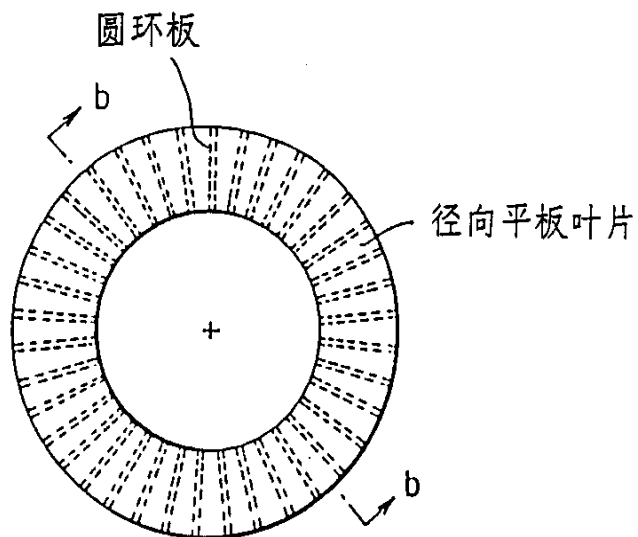
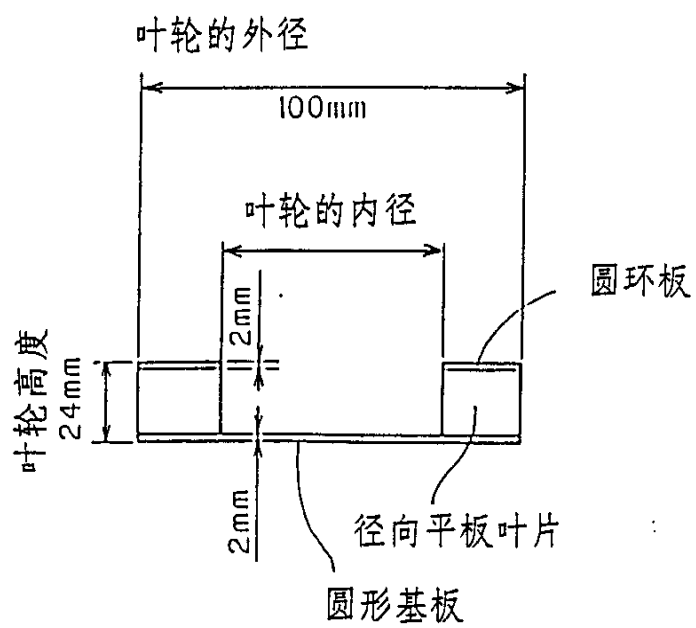


图 5(b)



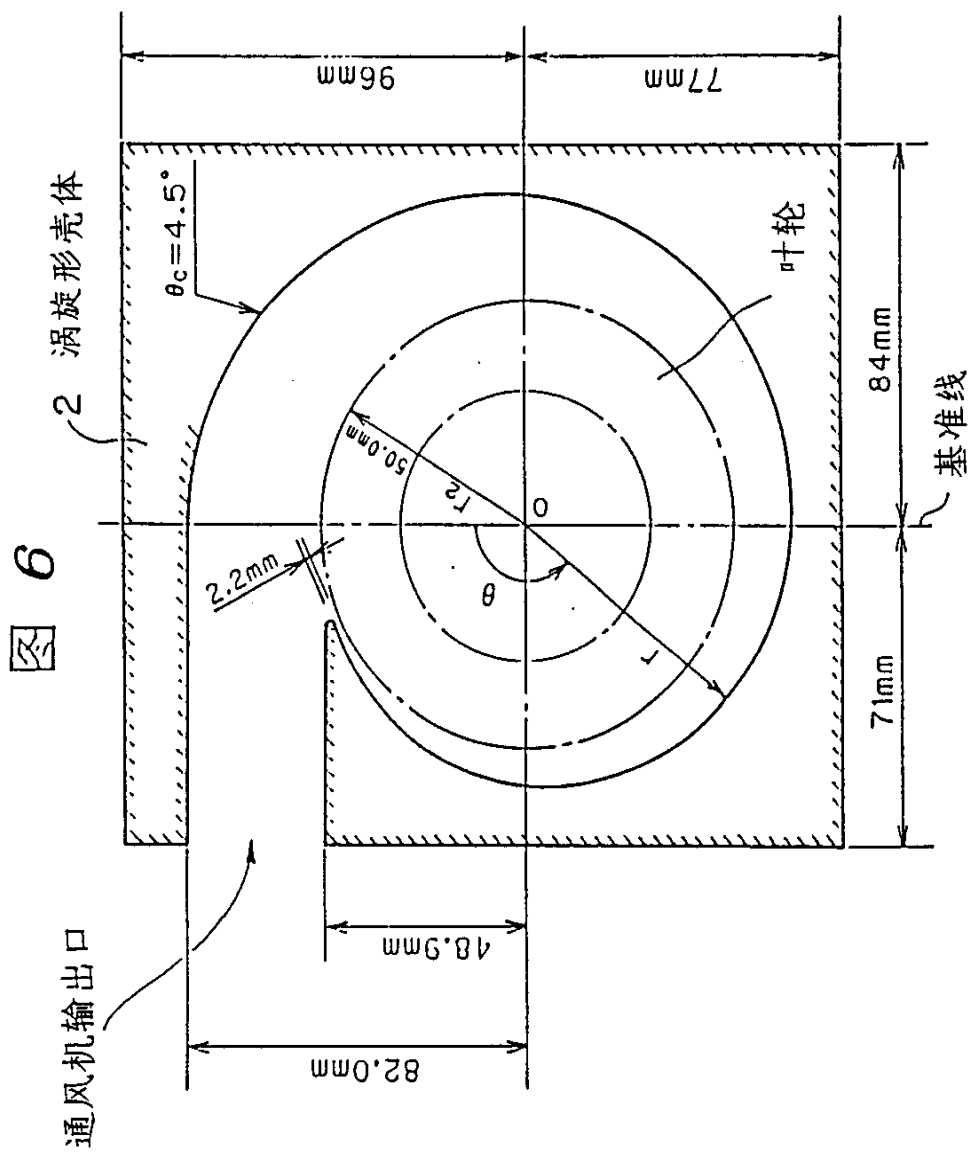
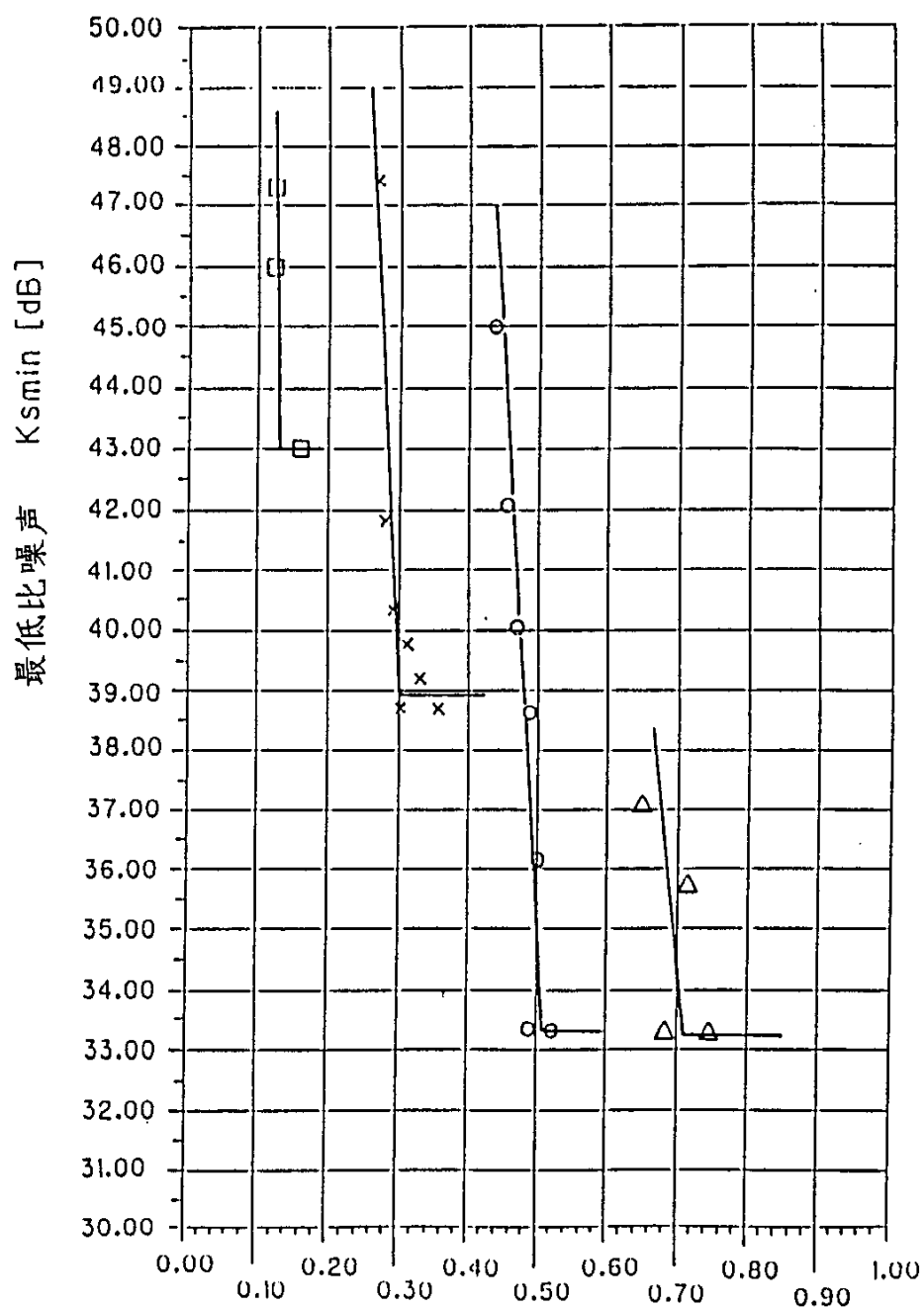


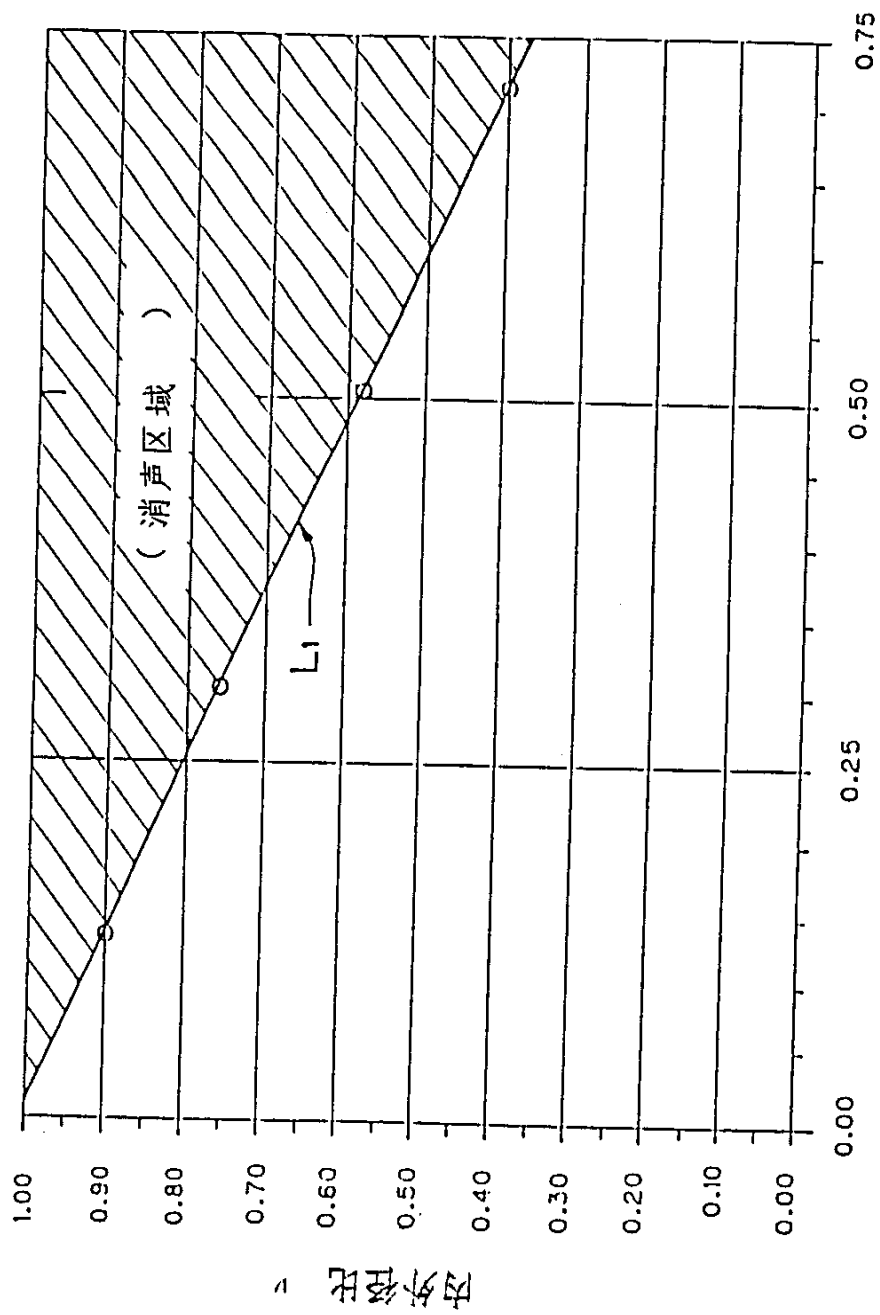
图 7



卡尔曼米利堪的第1无因次数 Z_1

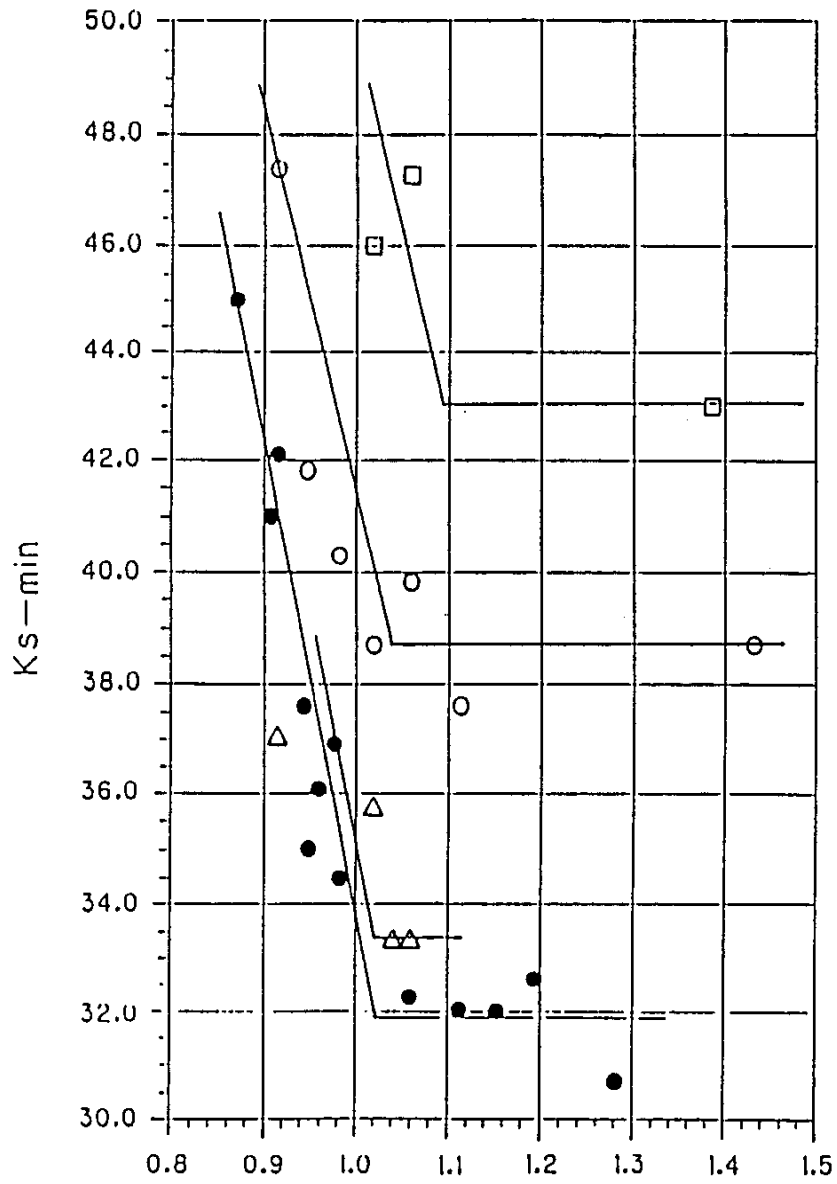
Δ : 内外径比 0.4 $\times$: 内外径比 0.75
 $\circ$: 内外径比 0.58 $\square$: 内外径比 0.90

图 8



卡尔曼利堪的第1无因次数 Z_1

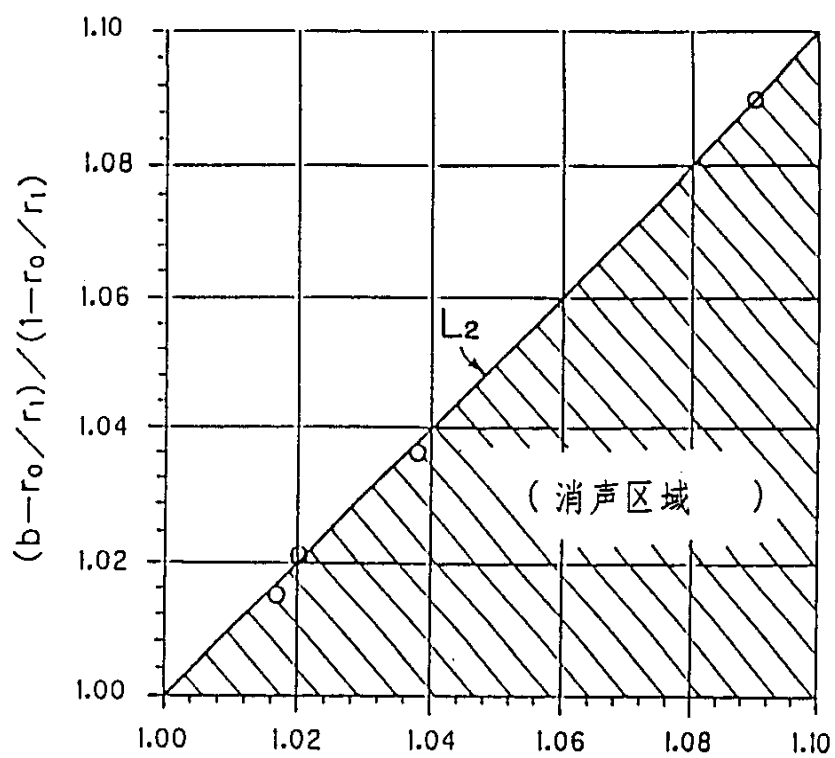
图 9



卡尔曼米利堪的第2无因次数 Z_2

Δ : 内外径比 0.40 $\bullet$: 内外径比 0.58
 $\circ$: 内外径比 0.75 $\square$: 内外径比 0.90

图 10



卡尔曼米利堪的第2无因次数 Z_2

图 11

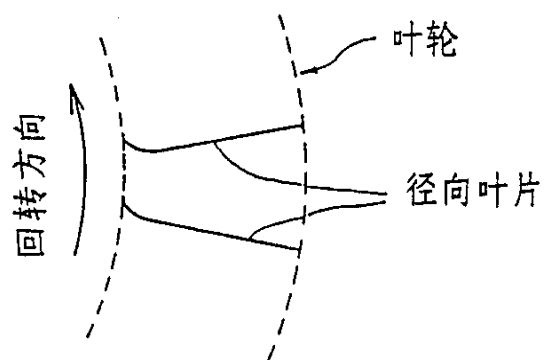


图 12(a)

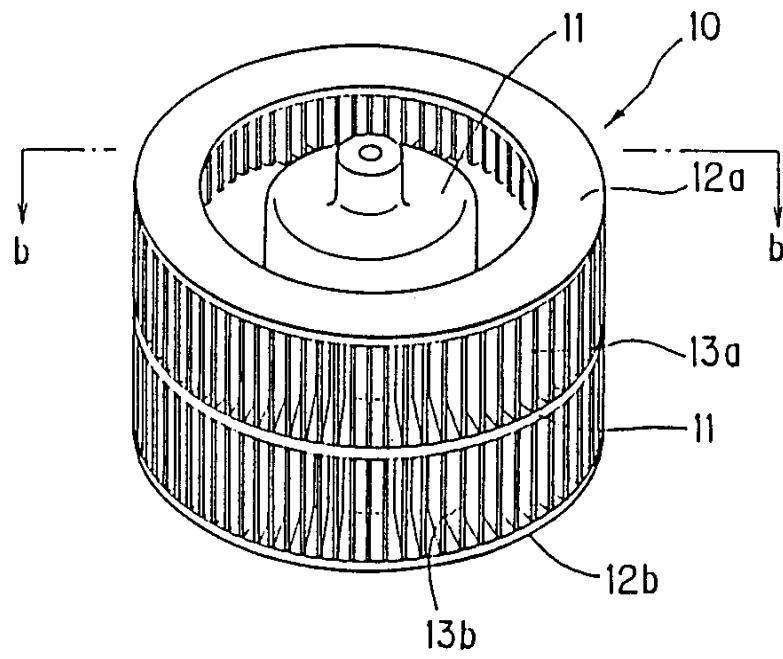


图 12(b)

