

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F04D 17/04

[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 98120813.4

[45] 授权公告日 2002 年 12 月 25 日

[11] 授权公告号 CN 1097175C

[22] 申请日 1998. 9. 30 [21] 申请号 98120813.4

[30] 优先权

[32] 1998. 1. 19 [33] JP [31] 7529/98

[73] 专利权人 三菱电机株式会社

地址 日本东京都

[72] 发明人 池田尚史 铃木聪 吉桥淳

地口聪 大箸胜己 吉川浩司

[56] 参考文献

CN2118845U 1992. 10. 14 F04D17/04

DE3172642D 1984. 7. 31 F04D17/04

US5094586 1992. 3. 10 F04D17/04

审查员 谢 亮

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

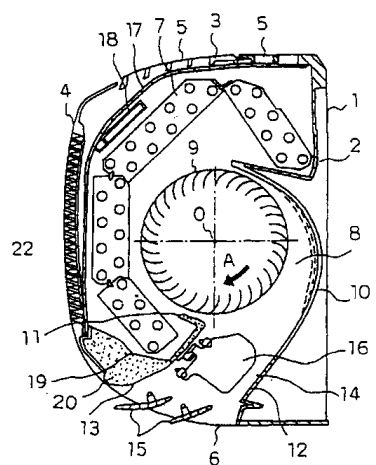
代理人 赵 辛 温大鹏

权利要求书 2 页 说明书 8 页 附图 13 页

[54] 发明名称 直流鼓风机

[57] 摘要

一种工作噪音低的直流鼓风机,包括涡壳,其涡壳部在假定涡壳部开始点 F_1 处的连线 $O-F_1$ 的长度即涡壳部开始半径为 R_1 ,吹气部开始点 F_2 处的连 $O-F_2$ 的长度即最大涡壳半径为 R_M ,连线 $O-F_2$ 和连线 $O-F_1$ 构成的角度即最大涡壳角为 α_M ,把涡壳部上的、与上述转动轴中心 O 的距离 $R_j = (R_1 + R_M)/2$,与转动轴中心 O 的连线和上述连线 $O-F_1$ 构成的角度 $\alpha_j = \alpha_M/2 (= F_1-O-F_j)$ 的点定义为 F_j 时,构成一个具有 $R_1 < R_j < R_M$ 半径关系且通过 F_1, F_j, F_2 各点的圆弧形。



1. 一种直流鼓风机, 该直流鼓风机具有:

具有转动中心 O 的直径为 ϕD 的叶轮;

5 涡壳, 由从起卷点 F_0 到涡壳开始点 F_1 的起卷部, 从前述涡壳部开始点 F_1 至吹气部开始点 F_2 的涡壳部和从上述吹气部开始点 F_2 到吹气部终点 F_3 的吹气部构成;

具有稳定器的喷嘴部; 和

配置在起卷点 F_0 外侧上的吸气口, 其特征在于

10 上述起卷部是一个以上述转动轴中心 O 为中心, 以连线 $O-F_0$ 和连线 $O-F_1$ 构成的起卷角度 $\alpha_0=15-25^\circ$ 为夹角, 以上述起卷点 F_0 和上述转动中心 O 连线的距离为起卷半径 $R_0=0.535-0.555 \times \phi D$ 的圆弧,

上述涡壳部在假定上述涡壳部开始点 F_1 处的连线 $O-F_1$ 的长度即涡壳部开始半径为 R_1 , 吹气部开始点 F_2 处的连 $O-F_2$ 的长度即最大涡壳半径为 R_M , 连线 $O-F_2$ 和连线 $O-F_1$ 构成的角度即最大涡壳角为 α_M , 并把上述
15 涡壳部上的、与上述转动轴中心 O 的距离 $R_j=(R_1+R_M)/2$, 与转动轴中心的连线和上述连线 $O-F_1$ 构成的角度 $\alpha_j=\alpha_M/2(=F_1-O-F_j)$ 的点定义为 F_j 时, 构成一个具有 $R_1 < R_j < R_M$ 半径关系且通过 F_1, F_j, F_2 各点的圆弧形。

2. 一种直流鼓风机, 该直流鼓风机具有:

具有转动中心 O 的直径为 ϕD 的叶轮;

20 涡壳, 由从起卷点 F_0 到涡壳开始点 F_1 的起卷部, 从前述涡壳部开始点 F_1 至吹气部开始点 F_2 的涡壳部和吹气部构成;

具有稳定器的喷嘴部; 和

配置在起卷点 F_0 外侧上的吸气口, 其特征在于

25 上述起卷部是一个以上述转动轴中心 O 为中心, 以连线 $O-F_0$ 和连线 $O-F_1$ 构成的起卷角度 $\alpha_0=15-25^\circ$ 为夹角, 以上述起卷点 F_0 和上述转动中心 O 连线的距离为起卷半径 $R_0=0.535-0.555 \times \phi D$ 的圆弧,

上述涡壳部在假定该涡壳部上的任意点 F 与上述转动轴中心 O 的连线 $O-F$ 的距离为任意半径 R , 上述连线 $O-F$ 和连线 $O-F_1$ 构成的角度为 α , 连线 $O-F_2$ 和上述连线 $O-F_1$ 构成的夹角即最大涡壳角为 α_M 时, 形成一个
30 个满足 $R=R_1 \cdot \text{EXP}(I_L \cdot 2 \cdot \pi \cdot \alpha/360^\circ)$, 其中 I_L (涡壳渐开率) $=0.18-0.23$, $0 < \alpha < \alpha_M$, $\alpha_M=60-90^\circ$ 的对数螺旋形状。

3. 根据权利要求 1 或 2 所述的直流鼓风机, 其特征在于上述吹气部

具有吹出口下侧导向部,并且是这样形成的,即风路向着该吹出口下侧导向部逐渐扩大。

4. 根据权利要求 3 所述的直流鼓风机,其特征在于上述吹气部在假定上述叶轮转动轴中心 O 分别与上述吹气部开始点 F_2 , 上述吹气部
- 5 终点 F_3 的连线 OF_1 , OF_2 的距离即吹气部开始半径为 R_2 , 吹气部终点半径为 R_3 , 而把角度 F_0-O-F_3 定义为吹气部角度 α_3 的情况下, 以 $R_2 < R_3$, $R_3/R_2 = 1.1-1.8 \times \phi D/2$, $\alpha_3 = 125-145^\circ$ 为条件, 形成一个由上述吹气部终点 F_3 连接上述吹出口下侧导向部的圆弧形。

直流鼓风机

本发明涉及空调机上用作送风装置的直流鼓风机。

5 图 18 至图 22 示出了装载了直流鼓风机 8 的现有空调机, 图 18 是在涡壳 10 的起卷点 F_0 的背面处没有上部吸气栅 5 的空调机本体 1 的透视图, 图 19 是从平面 X 处剖开并朝箭头 L 方向看图 18 的空调机本体 1 的剖视图, 图 20 是涡壳 10 的起卷点 F_0 的背面处有上部吸气栅 5 的空调机本体 1 的透视图, 图 21 是从平面 X 处剖开并朝箭头 L 方向看图 20 的空调机本体 1 的剖视图, 图 22 示出图 21 的空气流动图。

在图 18 中, 空调机本体 1 包括位于空调机本体 1 背面的壳体 2, 具有可转动开闭、可拆卸的前吸气栅 4 和上部吸气栅 5 的面板 3, 壳体 2 和面板 3 构成框形并形成吹气口 6。

15 图 19 中, 7 是弯曲成 U 状的、被配置在相对于涡壳 10 的开始点、即起卷点 F_0 的空调机本体 1 的前面的热交换器, 19 是接受由热交换器 7 将空气的水汽冷凝而生成的水滴的滴水盘, 17 是将吸入空调机本体 1 内的空气中的尘埃除去的除尘过滤器, 18 是由活性炭来净化空气的空气滤清网。

20 壳体 2 的靠近背面部分以下的部分由涡壳 10 和与涡壳 10 连接并延伸的吹气口下侧导向部 12 构成。喷嘴部 20 由滴水盘 19, 稳定器 11 和吹气口上侧导向部 13 构成。吹气管 14 是由吹气口上侧导向部 13 和吹气口下侧导向部 12、面板 3 围成的部分, 是将从直流鼓风机 8 吹出的气体导向吹气口 6 的部分。直流鼓风机 8 由叶轮 9, 涡壳 19 和吹气管 14 构成。

25 在如此构成的空调机本体 1 中, 如图 19 所示, 由于直流鼓风机 8 的叶轮 9 以叶轮转动轴中心 O 为中心, 朝箭头 A 方向转动, 而产生旋涡 21, 叶轮 9 开始吸入空气并吹出, 它是从前面吸气栅 4 和上部吸气栅 5 吸气。如箭头 B 所示, 空气流过除尘过滤器 17 且部分通过空气滤清网 18 后, 由热交换器 7 进行热交换, 然后被直流鼓风机 8 的叶轮 9 吸入。
30 之后, 空气再次从直流鼓风机 8 的叶轮 9 吹出, 所吹出的空气 C 直接或由涡壳 10 收集后通过吹气管 14, 利用左右风向变更板 16, 上下风向变更板 15 将风向调整后从吹气口 6 吹向房间 22。

对于这样的空调机而言,图 20,图 21 示出了是为了提高空调机的性能,而增加了热交换器 7 的面积,并在起卷点 F_0 的背面上还配置有上部吸气栅 5 的一款空调机。该空调机的运行方式与图 19 所示的空调机的运行方式相同。

5 在安装了这样的直流鼓风机 8 的空调机中,如图 22 所示,当从直流鼓风机 8 的叶轮 9 将空气吹出时,因为在涡壳 10 的起卷点 F_0 的背面侧上还配置了上部吸气栅 5,所以在叶轮 9 附近,吹出气流 C 将冲击涡壳 10,该冲击部分产生压力变化区 P,由于叶轮 9 的叶片通过该压力变化区 P,因此就会产生噪音的问题。

10 为了消除上述问题,本发明的目的在于提供一种运行时低噪音的直流鼓风机。

本发明的直流鼓风机包括:

具有转动中心 O 的直径为 ϕD 的叶轮;由从起卷点 F_0 到涡壳开始点 F_1 的起卷部,从前述涡壳部开始点 F_1 至吹气部开始点 F_2 的涡壳部和从
15 上述吹气部开始点 F_2 到吹气部终点 F_3 的吹气部构成的涡壳;具有稳定器的喷嘴部;和配置在起卷点 F_0 外侧上的吸气口,上述起卷部是一个以
上述转动轴中心 O 为中心,以连线 $O-F_0$ 和连线 $O-F_1$ 构成的起卷角度 $\alpha_0=15-25^\circ$ 为夹角,以上述起卷点 F_0 和上述转动中心 O 连线的距离为起
卷半径 $R_0=0.535-0.555 \times \phi D$ 的圆弧;假定上述涡壳部开始点 F_1 处的连
20 线 $O-F_1$ 的长度即涡壳部开始半径为 R_1 ,吹气部开始点 F_2 处的连 $O-F_2$ 的
长度即最大涡壳半径为 R_M ,连线 $O-F_2$ 和连线 $O-F_1$ 构成的角度即最大涡
壳角为 α_M ,并把上述涡壳部上的、与上述转动轴中心 O 的距离
 $R_j=(R_1+R_M)/2$,与转动轴中心的连线和上述连线 $O-F_1$ 构成的角度
 $\alpha_j=\alpha_M/2(=F_1-O-F_j)$ 的点定义为 F_j 时,则上述涡壳部构成一个具有
25 $R_1 < R_j < R_M$ 半径关系、且通过 F_1, F_j, F_2 各点的圆弧形。

另一种直流鼓风机包括:

具有转动中心 O 的直径为 ϕD 的叶轮;由从起卷点 F_0 到涡壳开始点 F_1 的起卷部,从前述涡壳部开始点 F_1 至吹气部开始点 F_2 的涡壳部和吹
30 气部构成的涡壳;具有稳定器的喷嘴部;和配置在起卷点 F_0 外侧上的吸
气口,上述起卷部是一个以上述转动轴中心 O 为中心,以连线 $O-F_0$ 和连
线 $O-F_1$ 构成的起卷角度 $\alpha_0=15-25^\circ$ 为夹角,以上述起卷点 F_0 和上述转动
中心 O 连线的距离为起卷半径 $R_0=0.535-0.555 \times \phi D$ 的圆弧;假

定该涡壳部上的任意点 F 与上述转动轴中心 O 的连线 O-F 的距离为任意半径 R, 上述连线 O-F 和连线 O-F₁ 构成的角度为 α , 连线 O-F₂ 和连线 O-F₁ 构成的夹角即最大涡壳角为 α_u 时, 则上述涡壳部形成一个满足 $R = R_1 \cdot \text{EXP}(I_L \cdot 2 \cdot \pi \cdot \alpha / 360^\circ)$, 其中 I_L (涡壳渐开率) = 0.18-0.23, $0 < \alpha < \alpha_u$, $\alpha_u = 60-90^\circ$ 的对数螺旋形状。

上述吹气部具有吹气口下侧导向部, 并且是这样形成的, 即风路向着该吹气口下侧导向部逐渐扩大。

假定上述叶轮转动轴中心 O 分别与上述吹气部开始点 F₂, 上述吹气部终点 F₃ 的连线 OF₁, OF₂ 的距离即吹气部开始半径为 R₂, 吹气部终点半径为 R₃, 而把角度 F₀-O-F₃ 定义为吹气部角度 α_3 , 则上述吹气部以 $R_2 < R_3$, $R_3/R_2 = 1.1-1.8 \times \phi D/2$, $\alpha_3 = 125-145^\circ$ 为条件, 形成一个由上述吹气部终点 F₃ 连接上述吹气口下侧导向部的圆弧形。

图 1 是本发明实施例 1 的空调机本体的透视图,

图 2 是从箭头 L 方向看图 1 空调机本体在平面 X 处的剖面图,

图 3 示出图 2 的空气流动,

图 4 示出取出图 3 的直流鼓风机的示意图,

图 5 是图 4 中的叶轮和起卷部之间间隙过大的状况图,

图 6 是图 4 中的叶轮和起卷部之间间隙过小的状况图,

图 7 是示出起卷部是圆弧形, 于相同风量时起卷角和噪音值变化的关系图,

图 8 是示出某一起卷角, 相同风量时起卷半径和噪音值变化的关系图,

图 9 是示出噪音值相对于同一风量时的涡壳部开始半径, 涡壳部上的点, 最大涡壳半径大小的关系的变化图,

图 10 示出相同风量时的吹气部开始半径和吹气部终点半径的大小关系变化时噪音值的变化图,

图 11 示出现有技术和本发明在相同风量时噪音的 FFT 解析(频率解析)结果图,

图 12 示出现有技术和本发明在风量相同时噪音值的关系图,

图 13 示出了表示实施例 2 中涡壳部变宽程度的最大涡壳角、最大涡壳半径过大, 制冷时房间内的热空气从吹气口逆向流动, 并在涡壳表面上结露水的状态,

图 14 示出相同风量下最大涡壳角、最大涡壳半径和涡壳开始半径的比两者都变化时, 噪音值的变化情况,

图 15 示出实施例 3 的直流鼓风机,

图 16 示出相同风量时涡壳的涡壳渐开率和最大涡壳角变化时的
5 噪音值变化情况,

图 17 示出实施例 4 中吹气部开始半径和吹气部终点半径的比、及吹气部角度变化时的吹出气流的状态及噪音值变化的关系,

图 18 是涡壳起卷点的背面处没有上部吸气栅的现有空调机本体的透视图,

10 图 19 是从平面 X 处剖开并朝箭头 L 方向看图 18 的空调机本体的剖视图,

图 20 是涡壳起卷点的背面处有上部吸气栅 5 的现有空调机本体的透视图,

图 21 是从平面 X 处剖开并朝箭头 L 方向看图 20 的空调机本体的
15 剖视图,

图 22 示出图 21 的空气流动图。

下面, 参照附图说明本发明的实施例 1。

图 1 是本发明实施例 1 的空调机本体的透视图, 图 2 是从箭头 L 方向看图 1 空调机本体于平面 X 处的剖面图, 图 3 示出图 2 的空气流动,
20 图 4 示出取出图 3 的直流鼓风机的示意图。

图 1 中, 空调机本体 1 由配置在涡壳 10 的起卷点 F_0 的前面及背面侧上的壳体 2 及面板 3 构成框形, 壳体 2 上装有上部吸气栅 5, 面板 3 上装着可转动开闭的前面吸气栅 4。壳体 2 和面板 3 形成吹气口 6。

图 2 中, 7 是弯曲成多段的热交换器, 19 是接受由热交换器 7 将空气的水汽冷凝而生成水滴的滴水盘, 17 是将吸入空调机本体 1 内的空气中的尘埃除去的除尘过滤器, 18 是由活性炭来净化空气的空气滤清网。壳体 2 的靠近背面部分的以下部分, 由涡壳 10 和与涡壳 10 连接并延伸的吹气口下侧导向部 12 构成。喷嘴部 20 由滴水盘 19, 稳定器 11 和吹气口上侧导向部 13 构成。吹气管 14 是由吹气口上侧导向部 13 和吹气口下侧导向部 12、面板 3 围成的部分, 是将从直流鼓风机 8
30 吹出的气体导向吹气口 6 的部分。直流鼓风机 8 由叶轮 9, 涡壳 19 和吹气管 14 构成。

在如此构成的空调机本体 1 中,如图 3 所示,由于直流鼓风机 8 的叶轮 9 以叶轮转动轴中心 O 为中心朝箭头 A 方向转动,从前面吸气栅 4,上部吸气栅 5 吸气。如箭头 B 所示,空气流过除尘过滤器 17 且部分通过空气滤清网 18 后,由热交换器 7 进行热交换,然后被直流鼓风机 8 的叶轮 9 吸入。之后,空气 C 再从直流鼓风机 8 的叶轮 9 吹出,所吹出的空气 C 直接或由涡壳 10 收集后通过吹气管 14,利用左右风向变更板 16,上下风向变更板 15 将风向调整后从吹气口 6 吹向房间 22。

图 4 示出了直流鼓风机 8 的外径为 ϕD 的叶轮 9 和喷嘴部 20 的稳定器 11。涡壳 10 由起卷部 10a,涡壳部 10b 和吹气部 10c 构成。

此时,在起卷部 10a 中,假定连接叶轮 9 和起卷部 10a 的最接近部位即起卷点 F_0 和叶轮转动中心 O 的连线 $O-F_0$ 的长度为起卷半径 R_0 ,既是起卷部 10a 的终点又是涡壳部 10b 的起点的涡壳部开始点 F_1 和叶轮转动中心 O 的距离为涡壳部开始半径 R_1 ,连线 $O-F_0$ 和 $O-F_1$ 构成的角 F_0-O-F_1 为起卷角 α_0 ,则如图 4 所示,起卷部 10a 形成以叶轮转动中心 O 为中心,以起卷半径 $R_0=R_1$ 为半径的圆弧。

如图 5 所示,若 $R_0 < R_1$,则叶轮 9 和起卷部 10a 之间的间隙过大,吹出气流不稳定而产生噪音,若如图 6 所示 $R_0 > R_1$,则叶轮 9 和起卷部 10a 的间隙过小,吹出气流受阻而影响送风特性。

此外,若起卷角度 α_0 过大或过小,即使起卷部 10a 为圆弧形,也会因吹出气流不稳定而产生噪音,另外气流受阻将影响送风特性。因此,起卷角 α_0 存在一个最佳范围。

若起卷半径 R_0 较小,叶轮 9 和起卷部 10a 太靠近而产生转动音即 NZ 音,这些声音刺耳且噪声大, R_0 过大则叶轮 9 的送风特性变差,以相同风量送风时的噪音较大。因此起卷半径 R_0 也存在一个最佳范围。

图 7 示出改变起卷部 10a 的 $R_0=R_1$ 的圆弧形时的起卷角 α_0 ,而保持相同风量 $Q[m^3/min]$ 时的噪音值的变化 $\Delta SPL[dBA]$ 。因此发现若起卷角 $\alpha_0=15^\circ-25^\circ$ 的范围,则噪音恶化和噪音的变化较小,吹出气流稳定。

图 8 作为一个例子,示出图 7 的 α_0 在最佳范围内即 $\alpha_0=20^\circ$ 时,改变起卷半径 R_0 时的相同风量下的噪音值的变化 ΔSPL 。根据该图所示,如果起卷半径 $R_0=0.535-0.555 \times \phi D$ (ϕD 叶轮直径)的范围,则噪音的变化较小,动作稳定。

在图 4 的涡壳部 10b 中,假定既是涡壳部 10b 的终点也是吹气部

10c 的起点的吹气部开始点为 F_2 , 涡壳部开始点 F_1 处的连线 $O-F_1$ 的长度即涡壳部开始半径为 R_1 , 吹气部开始点 F_2 处的连线 $O-F_2$ 的长度即最大涡壳半径为 R_u , 连线 $O-F_2$ 和连线 $O-F_1$ 构成的角度即最大涡壳角定为 α_u , 位于涡壳部 10b 上的、与转动中心 O 的距离为 $R_j = (R_1 + R_u)/2$, 与转动中心 O 的连线与连线 $O-F_1$ 构成的夹角 $\alpha_j = \alpha_u/2 (=F_1-O-F_j)$ 的点定为 F_j 时, 则 $R_1 < R_j < R_u$, 而且, 该涡壳部 10b 由通过上述三点的 F_1, F_j, F_2 的圆弧形形成。本实施例示出了一个圆弧形实例。

由于这样构成, 与图 2 虚线所示的现有涡壳部相比, 涡壳部 10b 向外部鼓出, 如图 3 所示, 至少在叶轮 9 附近, 吹出气流 C 的高风速部分不与涡壳 10 接触。于是, 不会如图 22 那样在现有叶轮 9 附近吹出气流 C 冲击涡壳 10 产生的压力变化区 P , 对叶轮 9 造成影响而产生噪音, 从而, 实现了低噪音。

图 9 示出相对于 R_1, R_j, R_u 的关系, 在风量相同时噪音值的变化 ΔSPL 的关系。如图 9 所示, 如果 $R_1 < R_j < R_u$, 则很清楚为低噪音。

此外, 在图 4 的吹气部 10c 中, 把连接转动轴中心 O 和吹气部开始点 F_2 的连线 $O-F_2$ 的距离, 即吹气部开始半径定为 $R_2 (=R_u)$, 把连接转动中心 O 和吹气部终点 F_3 的连线 $O-F_3$ 的距离, 即吹气部终点半径定为 R_3 , 把角度 F_2-O-F_3 作为吹气部角度 α_3 时, 如图 10 所示, 在相同风量时进行比较, 如果这样形成吹气部 10c, 即它是通过 $R_2 < R_3$ 的上述吹气部开始点 F_2 , 和吹气部终点 F_3 , 与吹气口下侧导向部连接的圆弧, 并从涡壳部 10b 处慢慢地扩大, 则可降低阻力和噪音。

如上所述地形成起卷部 10a, 涡壳部 10b, 吹气部 10c 来构成涡壳 10, 则根据图 11 示出的相同风量时的噪音的 FFT 解析(频率解析)结果, 在 800(Hz) 以上的宽频区域内实现了低噪音。

若参考图 12 所示的风量变化时噪音值的关系, 则与现有的情况相比, 在整个频率范围内均可实现低噪音。也就是说, 可得到低噪音的直流鼓风机。特别是, 进行快速供暖的高风量时噪音可降低约 3[dBA]。

下面, 参照附图说明本发明的实施例 2。

图 13 示出了表示涡壳部 10b 变宽程度的最大涡壳角 α_u , 最大涡壳半径 R_u 过大, 制冷时房间 22 内的热空气从吹出口 6 逆向流动, 并在涡壳 10 表面上结露水的状态。

当涡壳部 10b 过大时, 前面吸气栅 4, 上部吸气栅 5, 除尘过滤器 17,

空气滤清网 18 上少量堆积有尘埃,制冷时从叶轮 9 吹出的冷气流 C 就不稳定了,就可能会如图 13 所示那样,房间 22 内的热空气从吹气口 6 逆向流动,在涡壳 10 表面上结露。

5 为了得到即使有尘埃堆积,气流仍能稳定地吹出且不会产生逆流的高可靠性空调机,表示涡壳部 10b 的变宽程度的最大涡壳角 α_u ,最大涡壳半径 R_u 存在最佳范围。

图 14 示出相同风量下最大涡壳角 α_u ,最大涡壳半径 R_u 和涡壳开始半径 R_l 的比 R_u/R_l 两者都变化时的噪音值的变化情况。

10 如图 所示,如果 $\alpha_u=60^\circ-90^\circ$ 而 $R_u/R_l=1.12-1.5 \times \phi D$,则能得到低噪音,高可靠性的直流鼓风机。

下面,参照附图说明本发明第三实施例。

图 15 示出直流鼓风机。

在本图中,假定既是涡壳部 10b 的终点又是吹气部 10c 的始点的吹气部开始点为 F_2 时,叶轮转动轴中心 O 和涡壳部开始点 F_1 之间的连线 O-F 的长度即涡壳部开始半径作为 R_l ,中心 O 与吹气部开始点 F_2 之间的连线 O- F_2 的长度即最大涡壳半径为 R_u ,连线 O- F_2 和 O- F_1 之间夹角即最大涡壳角为 α_u ,而且,涡壳部 10b 上的任意一点 F 与转动轴中心 O 连接的连线的长度定义为 R,连线 O-F 和连线 O- F_2 的夹角定义为 α ,则使涡壳部 10b 形成 $R=R_l \cdot \text{EXP}(I_L \cdot 2 \cdot \pi \cdot \alpha / 360^\circ)$ 的对数螺旋形状,其中 I_L 是涡壳
15 渐开率, π 是圆周率, $0^\circ < \alpha < \alpha_u$ 。

20 因此,由于形成了这样的形状,与图 2 的虚线所示的现有涡壳相比,涡壳部 10b 向外部鼓出,至少在叶轮 9 附近,吹出气流的高速部分不与涡壳 10 接触。于是,不会如图 23 那样,在现有叶轮 9 附近吹出气流 C 冲击涡壳 10 产生的压力变化区 P,对叶轮 9 造成影响而产生噪音,从而,实现了低噪音。

为了得到即使有尘埃堆积,气流仍能稳定地吹出且噪音不大的低噪音空调机,表示涡壳部 10b 的变宽程度的涡壳渐开率 I_L ,最大涡壳角 α_u 存在最佳范围。

30 图 16 示例地表示出相同风量时涡壳部开始半径 $R_l=R_0=\phi D \times 0.54$ 的涡壳渐开率 I_L ,最大涡壳角 α_u 变化时的噪音值变化情况。

如图所示,如果 $I_L=0.18-0.23$ 且 $\alpha_u=60^\circ-90^\circ$,能够得到气流稳定,噪音低且可靠的直流鼓风机。

下面,参照附图说明本发明的实施例4.

为了得到即使有尘埃堆积,气流仍能稳定地吹出且噪音不大的低噪音空调机,表示吹气部10c的变宽程度的吹气部开始半径 R_2 和吹气部终点半径 R_3 的比、及吹气部角度 α_3 存在最佳范围.

5 图17示出吹气部开始半径 R_2 和吹气部终点半径 R_3 的比 R_3/R_2 及吹气部角度 α_3 变化时的吹出气流的状态及噪音值变化的关系.

如图所示,如果 $R_3/R_2=1.1-1.8 \times \phi D/2$,吹气部角度 $\alpha_3=125^\circ-145^\circ$,则能够得到气流稳定,噪音低且可靠的直流鼓风机.

10 本发明的直流鼓风机由于不存在在叶轮附近吹出气流冲击涡壳产生的压力变化区,对叶轮造成影响而产生噪音的现象,从而,实现了低噪音.

由于形成的吹气部的风路向吹出口下侧导向部扩大,因此阻力小噪音低.

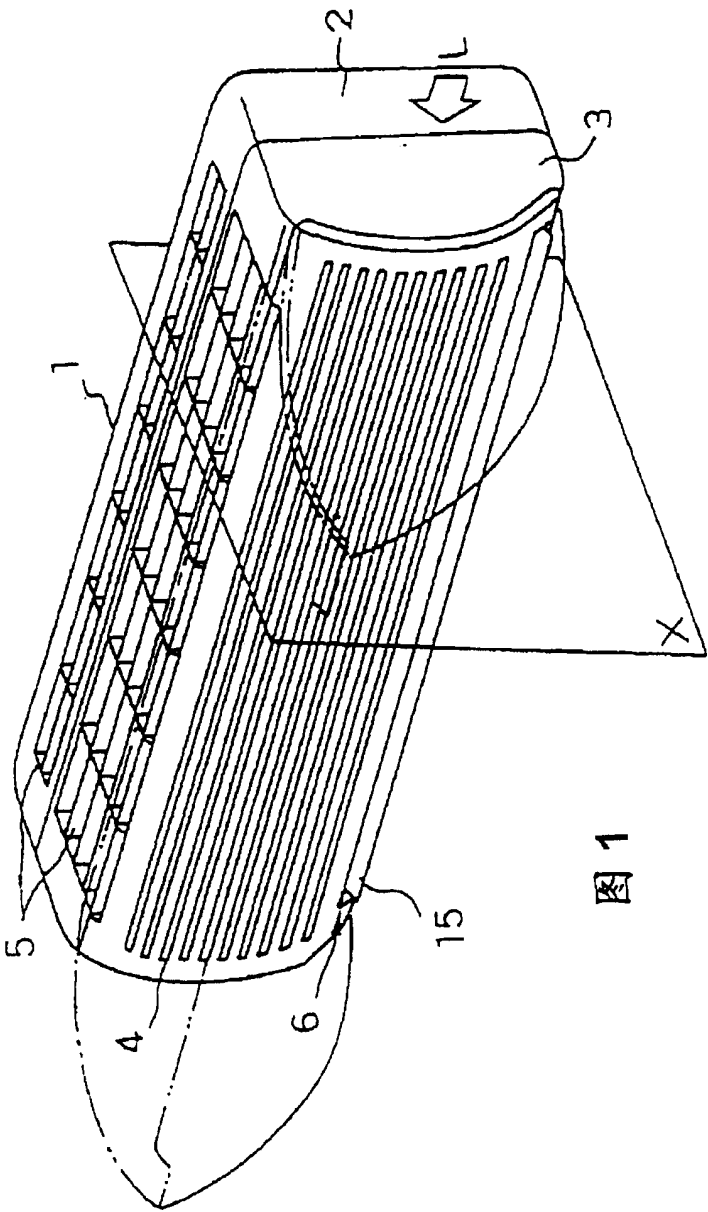


图1

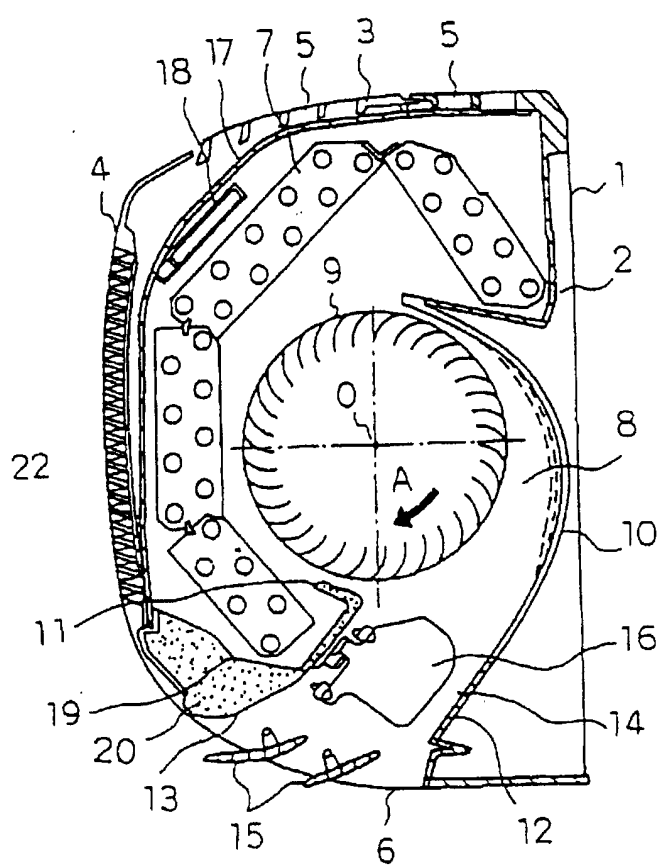


图 2

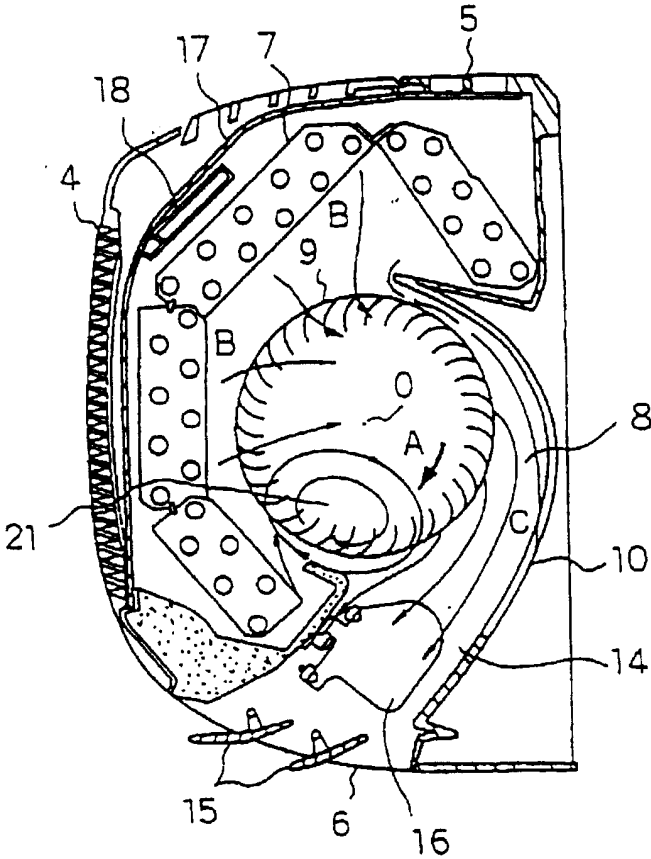


图3

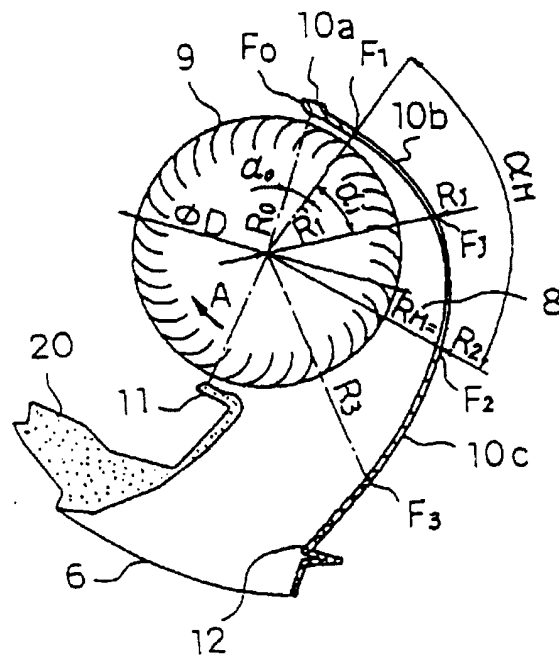


图 4

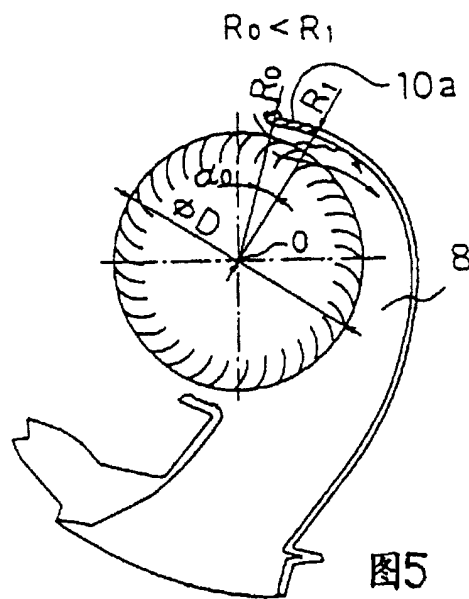


图 5

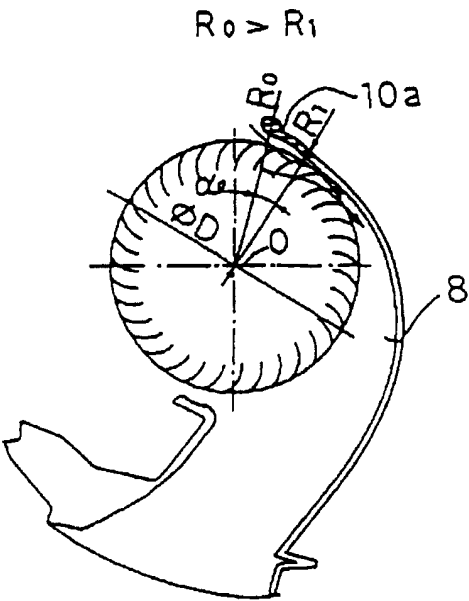


图 6

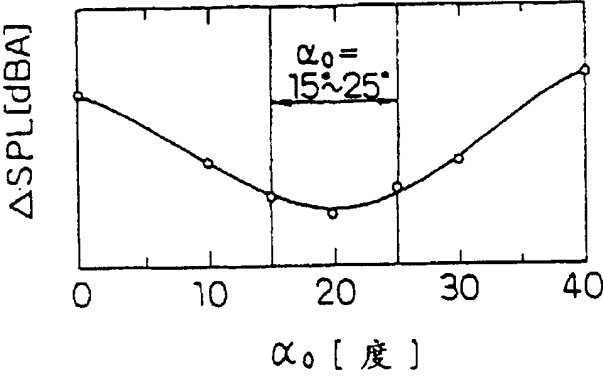


图 7

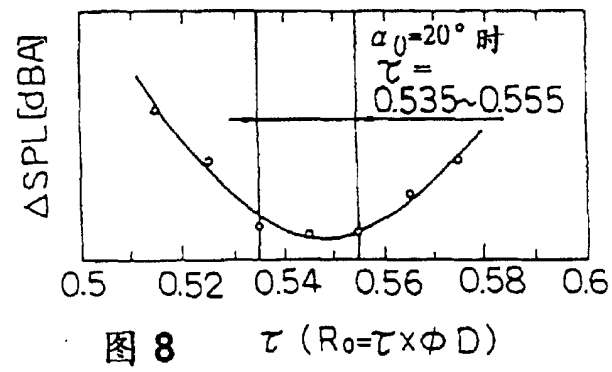


图 8 $\tau (R_0=\tau \times \phi D)$

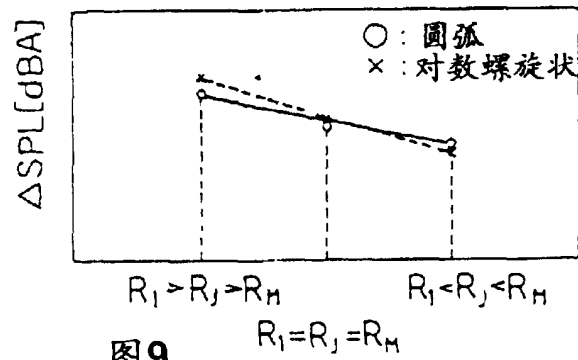


图 9

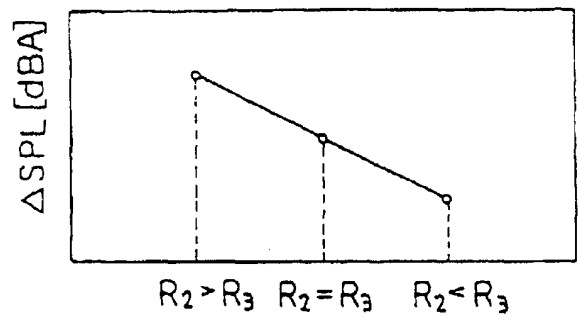


图 10

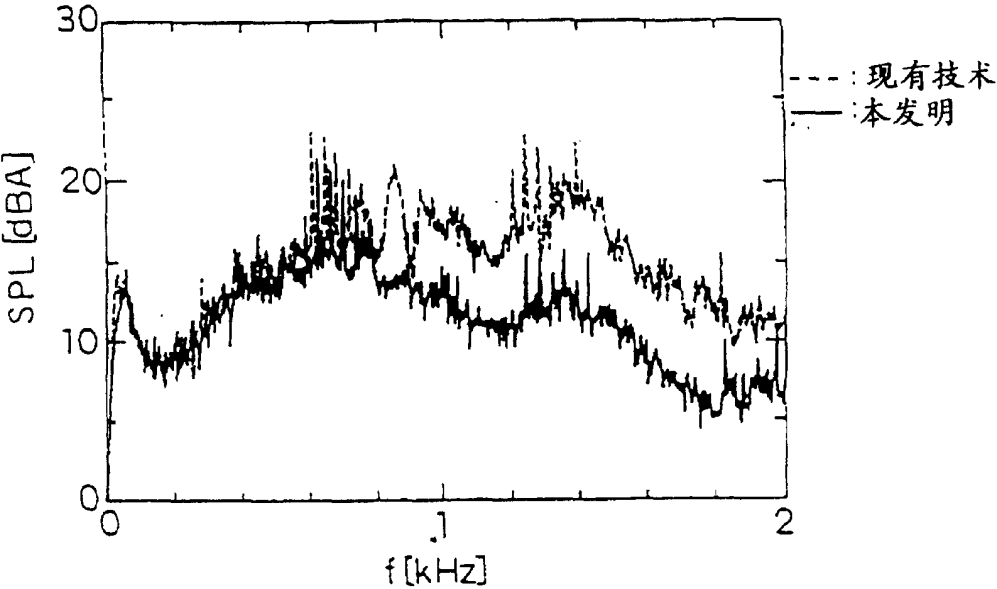


图 11

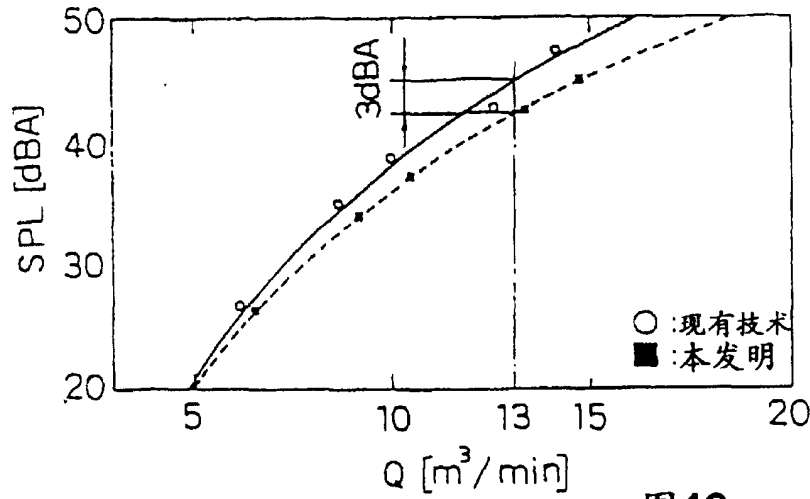


图12

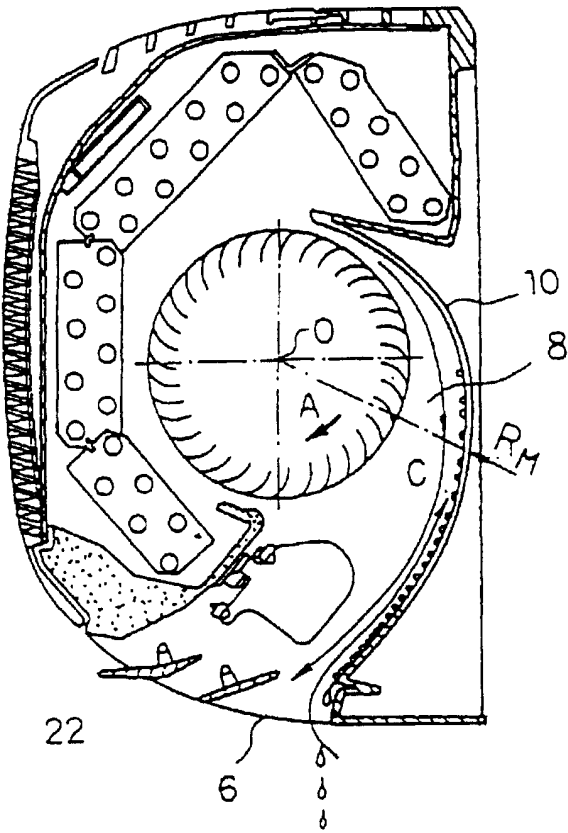


图 13

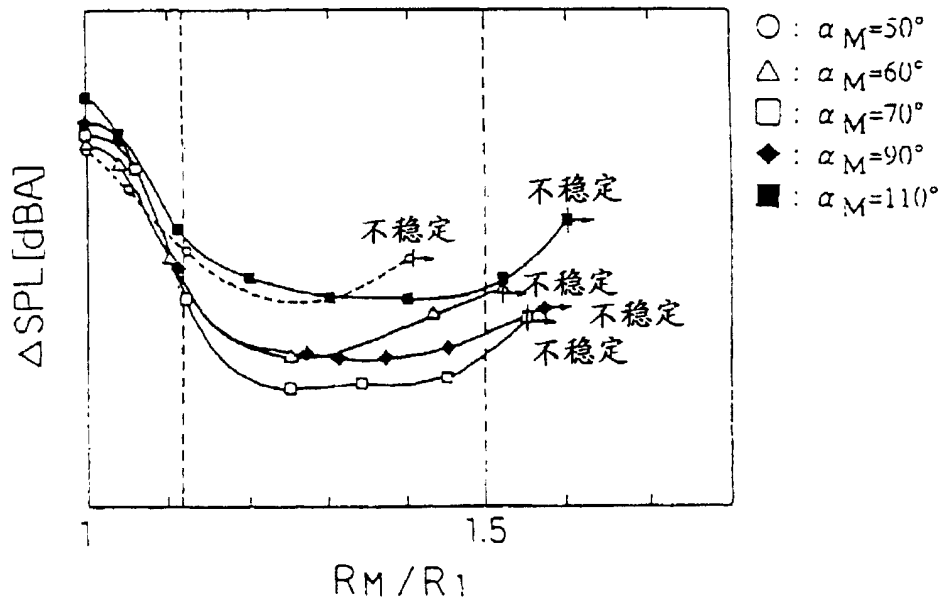


图 14

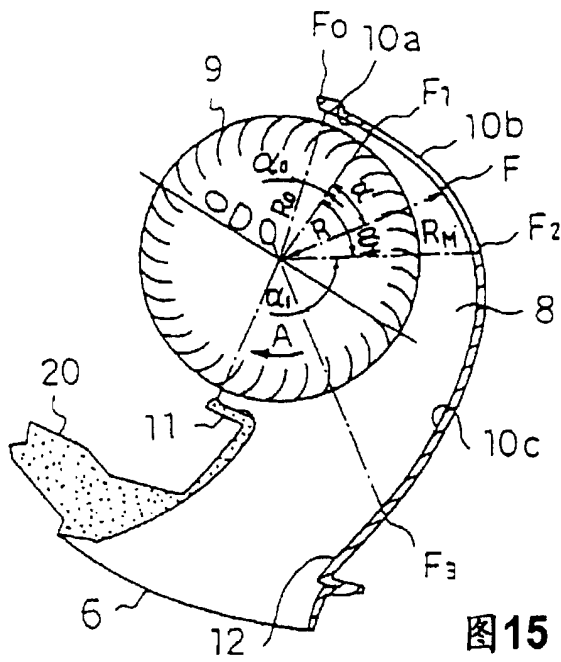


图15

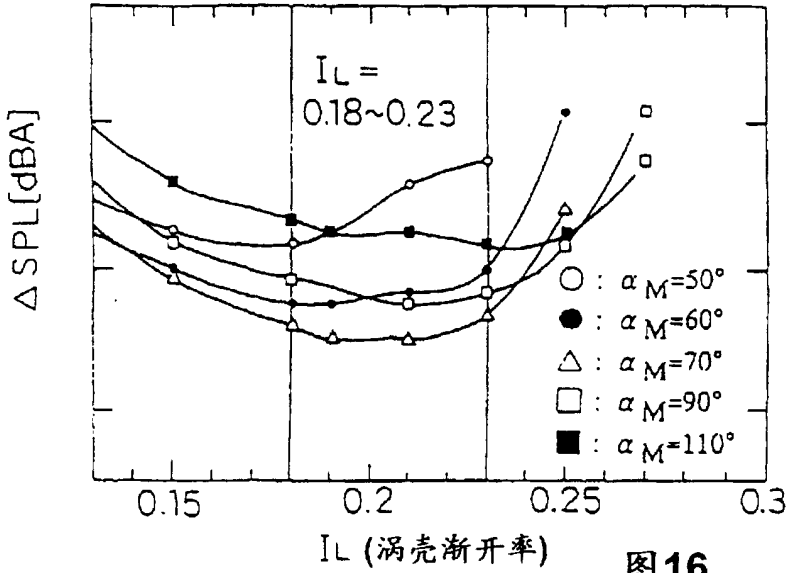


图16

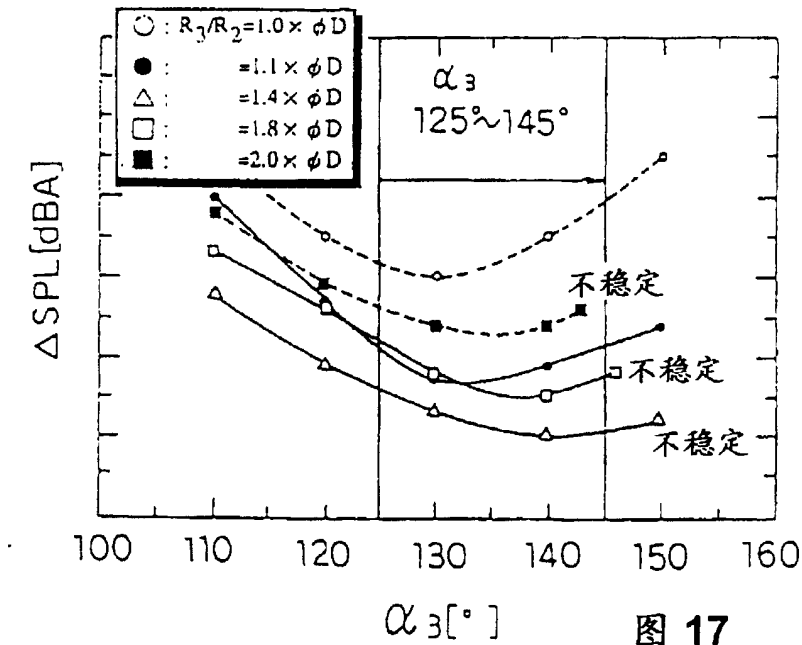


图 17

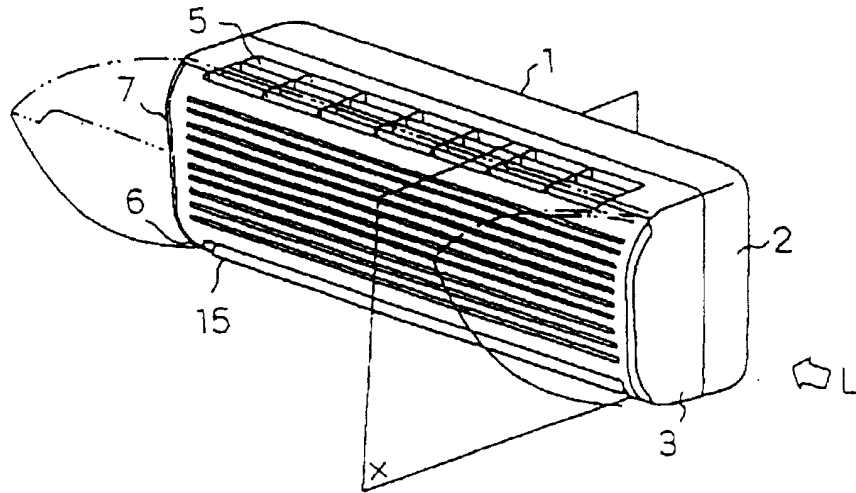


图 18

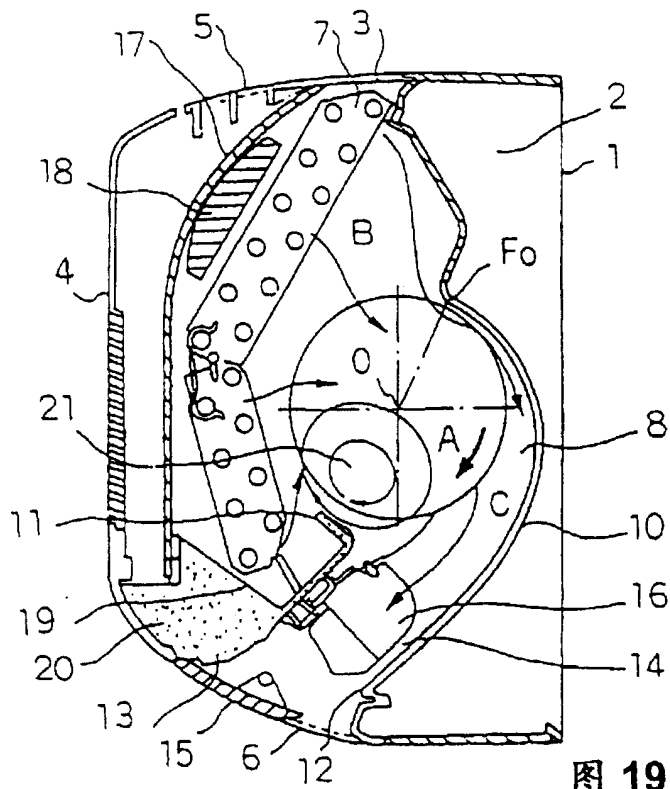


图 19

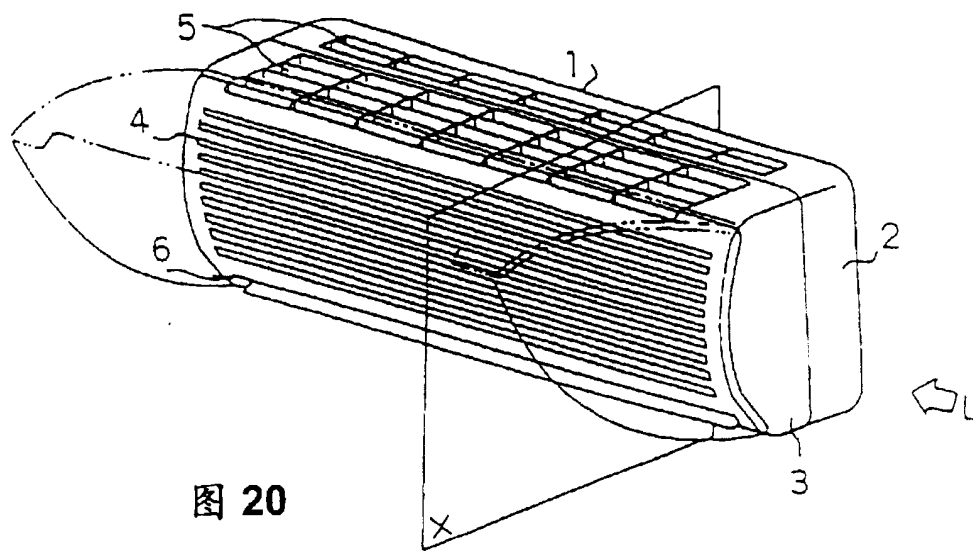


图 20

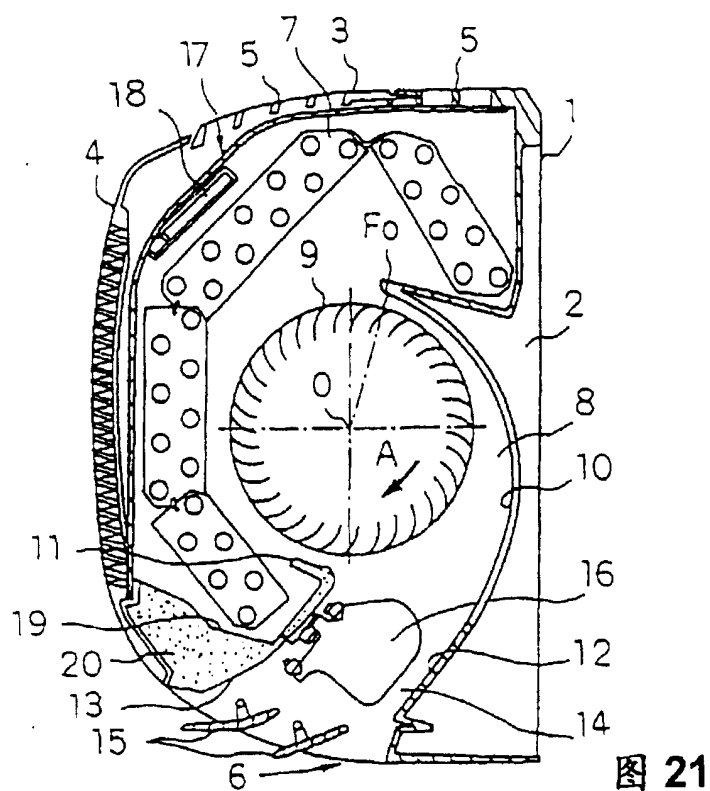


图 21

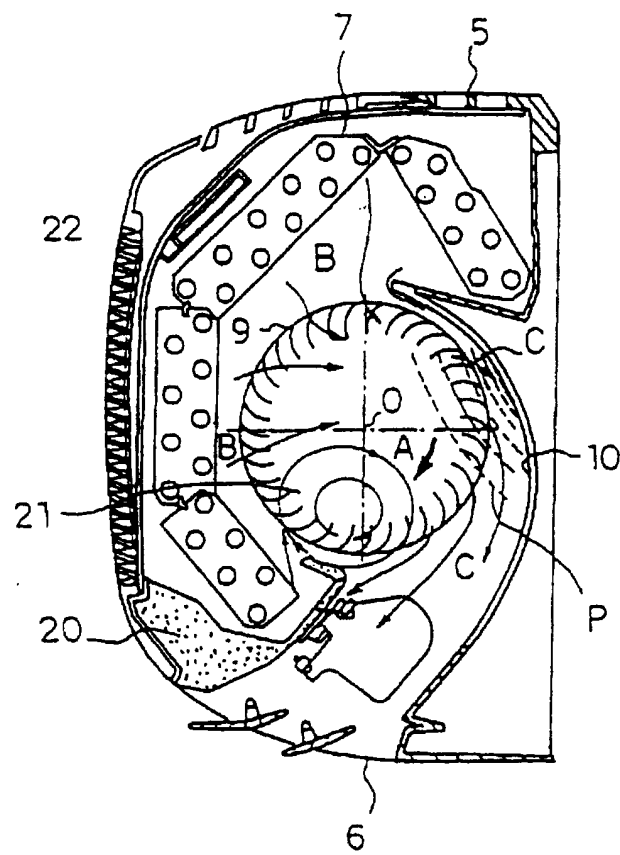


图 22