

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.
F04D 29/38 (2006.01)



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200610054741.3

[43] 公开日 2007年2月7日

[11] 公开号 CN 1908445A

[22] 申请日 2006.3.10

[21] 申请号 200610054741.3

[30] 优先权

[32] 2005.8.3 [33] JP [31] 2005-225854

[32] 2005.8.3 [33] JP [31] 2005-225855

[71] 申请人 三菱重工业株式会社

地址 日本东京都

[72] 发明人 铃木敦 富永哲雄 江口刚

神谷一行 征矢明日香

[74] 专利代理机构 中原信达知识产权代理有限责任
公司

代理人 樊卫民 郭国清

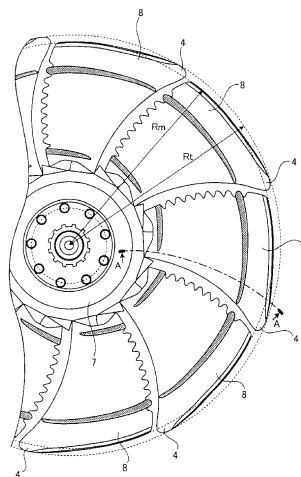
权利要求书2页 说明书11页 附图10页

[54] 发明名称

车载空调装置的热交换机用螺旋桨风机

[57] 摘要

本发明提供了在三维上使旋转叶轮和护罩之间的间隙达到一定，以便提高送风效率并抑止噪音的螺旋桨风机。另外，还提供了使旋转叶轮相对于护罩的跨距在前缘部和后缘部变化，从而提高送风效率并抑止噪音的螺旋桨风机。另外，提供了仅在叶片的周向外缘部的负压面实施倒角为特征的螺旋桨风机。另外，还提供一种螺旋桨风机，其具有板状突起，所述板状突起从位于与所述护罩的空气通道的圆形同心的圆上的所述旋转叶轮负压侧叶片表面，以与所述护罩中包围所述旋转叶轮周向的部分的所述空气通道的内壁平行或形成锥形的角度，向所述旋转叶轮的轴向竖立设置。



1. 一种螺旋桨风机，具有：轴流式旋转叶轮（3），在轮毂（7）周围呈放射状设置多个叶片（8）；以及护罩（2），包围所述旋转叶轮（3）的周向，并在该旋转叶轮（3）吸入的空气流通的空气通道上具有喇叭口形状，该喇叭口形状的靠入口侧具有矩形吸入口，其特征在于，

所述叶片（8）的周向外缘与所述喇叭口形状的所述空气通道之间的间隙沿该喇叭口形状是一定的。

2. 一种螺旋桨风机，具有：轴流式旋转叶轮（3），在轮毂（7）周围呈放射状设置多个叶片（8）；以及护罩（2），包围所述旋转叶轮（3）的周向，并在该旋转叶轮（3）吸入的空气流通的空气通道上具有喇叭口形状，该喇叭口形状的靠入口侧具有矩形吸入口，其特征在于，

所述叶片横穿所述喇叭口形状部分的跨距长度（ R_t ）大于所述叶片（8）未横穿所述喇叭口形状部分的跨距长度（ R_m ）。

3. 根据权利要求1或2所述的螺旋桨风机，其特征在于，所述喇叭口形状的所述空气通道，与在一周范围内具有相同曲率的内壁相对，且具有与该内壁保持一定距离的间隙的所述叶片的周向外缘端（8e）的宽度从下游端开始达到50%弦长以上。

4. 根据权利要求1或2所述的螺旋桨风机，其特征在于，从所述叶片的周向外缘端（8e）的下游端到达50%弦长以上的区域，相对于所述空气通道的内壁具有一定距离的间隙，所述空气通道的内壁在通过作为吸气口形状的矩形的中心并与该矩形的轴平行的方向以及对角线方向的双方上具有相同的曲率。

5. 根据权利要求1~4中任意一项所述的螺旋桨风机，其特征在于

于，在所述叶片的周向外缘端（8e），跨距长度大于其它部分的部分在压力面侧具有前端形成锐角的楔形突起（11）。

6. 一种螺旋桨风机，具有：在轮毂（7）周围呈放射状设置多个叶片（8）的轴流式旋转叶轮（3）、以及在保持一定的间隙同时包围所述旋转叶轮（3）的周向的护罩（2），其特征在于，仅在所述叶片的周向外缘部的负压面实施倒角（12）。

7. 一种螺旋桨风机，其特征在于，具有：轴流式旋转叶轮（3），以及设置于车载热交换机下游的护罩（2），在该护罩（2）中，空气通道的形状从大致矩形过渡到圆形，在形成该圆形的部分上设置所述旋转叶轮（3），其特征在于，

具有板状突起（43、44、47），所述板状突起（43、44、47）从位于与所述护罩（2）的所述空气通道的圆形同心的圆上的所述旋转叶轮（3）的负压侧叶片表面，以与所述护罩（2）中包围所述旋转叶轮（3）周向的部分的所述空气通道的内壁平行或形成锥形的角度，向所述旋转叶轮（3）的轴向竖立设置。

8. 根据权利要求7所述的螺旋桨风机，其特征在于，所述板形突起（43、44、47）从与叶片前缘0~20%弦长的位置处开始突出，并平滑地增高直到叶片后缘为止。

9. 根据权利要求7或8所述的螺旋桨风机，其特征在于，所述板形突起（43、44、47）在从所述旋转叶轮（3）的叶片外缘（56）至轮毂外周的长度为100时，竖立设置于从该叶片外缘至5~45的范围内。

10. 根据权利要求7~9中任意一项所述的螺旋桨风机，其特征在于，所述板状突起（43、44、47）的高度在所述旋转叶轮（3）的轮毂高度以下。

车载空调装置的热交换机用螺旋桨风机

本申请主张 2005 年 8 月 3 日在先提出的日本专利申请号 2005-225854 以及同日申请的日本专利申请号 2005-225855 的优先权的利益，并且，这些日本专利申请的全部内容可在本申请中参考使用。

技术领域

本发明涉及车载空调装置的热交换机附近设置的螺旋桨风机。更详细地说，涉及可提高散热器、冷凝器等车载热交换机的通风效率、降低噪音的螺旋桨风机。

背景技术

车辆用散热器的风机、车载空调装置的冷凝器冷却用风机等车辆用螺旋桨风机一般由旋转叶轮和护罩壳体构成。这些螺旋桨风机要求安装于狭小的发动机舱内并要求轻量化。因此，该螺旋桨风机在流动方向的纵深尺寸必须紧凑。此外，冷却的散热器或冷凝器必须是小型的并具有良好的热交换性能。因此，通风阻力很大，使车辆用螺旋桨风机在高静压差的条件下运行。已知在这种高静压型带壳体的螺旋桨风机中，壳体与旋转叶片前端的间隙尺寸（叶尖间隙，以下，简称为间隙。）是影响送风性能、效率及噪音的重要尺寸。

以往，对于间隔而言，存在为了有效导入向心流而使旋转叶片向喇叭口的上游侧露出的技术。此外，以应对高静压差的运行条件为目的，提供了环状喇叭口（bell mouth）与旋转叶片形成一体以使间隙为零等各种技术（例如，特开 2004—176702 号公报）。

此外，如上所述，该螺旋桨风机在纵深方向（厚度方向）的尺寸不能加大。因此，从矩形的散热器至圆形的风机进气口的护罩截面形

状变化急剧，从而会明显限制空气的整流效果。特别是，设置在风机的进气部的喇叭口（bell mouth）部分大都以小半径的角 R（倒角）构成。因此，通过矩形散热器的空气大多由于惯性力的作用而易于形成面向风机中心的向心流。这样，将减少风机的实效半径。并且，其会使送风性能、效率恶化，并增大噪音。

为了避免上述送风性能的恶化等问题，以往采用具有椭圆角 R 的喇叭口或者主要部分以较大角 R 构成，只有与螺旋桨风机干涉的部分为小角 R 的喇叭口（例如，特开 2001—349300 号公报）。

但是，上面所述的技术并不能获得令人满意的效果，而且还具有因螺旋桨风机的旋转叶轮与护罩形状的相互作用产生的离散频率音突出等副作用。此外，每项技术分别只具有提高送风特性或效率等单项性能，没有提供一种可全面均衡提高送风特性、效率及噪音抑制率的有效技术。

发明内容

本发明的目的在于至少解决上述的课题。

本发明第 1 方式的螺旋桨风机具有：轴流式旋转叶轮，在轮毂周围呈放射状设置多个叶片；以及护罩，包围上述旋转叶轮的周向，并在该旋转叶轮吸入的空气流通的空气通道上具有喇叭口形状，该喇叭口形状的靠入口侧具有矩形吸入口，其特征在于，上述叶片的周向外缘与上述喇叭口形状的上述空气通道之间的间隙沿该喇叭口形状是一定的。

本发明第 2 种方式的螺旋桨风机具有：轴流式旋转叶轮，在轮毂周围呈放射状设置多个叶片；以及护罩，包围上述旋转叶轮的周向，并在该旋转叶轮吸入的空气流通的空气通道上具有喇叭口形状，该喇叭口形状的靠入口侧具有矩形吸入口，其特征在于，上述叶片横穿上上述喇叭口形状部分的跨距长度大于上述叶片未横穿上上述喇叭口

形状部分的跨距长度。

本发明第 3 种方式的螺旋桨风机具有：在轮毂周围呈放射状设置多个叶片的轴流式旋转叶轮、以及在保持一定的间隙同时包围上述旋转叶轮周向的护罩，其特征在于，仅在上述叶片的周向外缘部的负压面实施倒角。

本发明第 4 种方式的螺旋桨风机具有：轴流式旋转叶轮，以及设置于车载热交换机下游的护罩，在该护罩中，空气通道的形状从大致矩形过渡到圆形，在形成该圆形的部分上设置上述旋转叶轮，其特征在于，具有板状突起，所述板状突起从位于与上述护罩的上述空气通道的圆形同心的圆上的上述旋转叶轮负压侧叶片表面，以与上述护罩中包围上述旋转叶轮周向的部分的上述空气通道的内壁平行或形成锥形的角度，向上述旋转叶轮的轴向竖立设置。

参照附图阅读以下本发明的详细说明，将能更清楚地理解上面所述的内容以及本发明的其它目的、特征、优点以及在技术和产业上的意义。

附图说明

图 1 为显示螺旋桨风机整体的主视图。

图 2 为显示旋转叶轮的叶片形状的主视图。

图 3 为剖视图，其显示了由图 2 中 A-A 线切断的截面。

图 4 为显示间隙为一定的叶片周向外缘的区域的说明图。

图 5 显示了使间隙一定的叶片周向外缘的区域与送风效率、噪音之间的关系。

图 6 为显示由图 4 中 B-B 线切断的截面的剖视图。

图 7 为显示图 4 的 C-C 的截面的剖视图。

图 8 为表示叶尖延长率与 BPF 成分声音功率比噪音之间的关系、以及叶尖延长率与总噪音的声音功率比噪音之间关系的图表，横轴为

叶尖延长率，纵轴为关于 BPF 成分的声音功率的比噪音以及关于总噪音的声音功率比噪音值 K_{PWL} 。

图 9 为显示叶片与空气通道截面形状的剖视图。

图 10 为 D-D 剖视图，其显示了图 1 中螺旋桨风机的截面形状。

图 11 为图 1 的 D-D 剖视图，其显示了板形突起未朝向轴向的情况。

图 12 是显示了形成于板形突起外侧的环形风路的图像的说明图。

图 13 为显示旋转叶轮叶片表面上板形突起的长度的叶片主视图。

图 14 为叶片的主视图，其显示了旋转叶轮叶片表面上板形突起在跨距方向的位置。

具体实施方式

图 1 为显示螺旋桨风机整体的主视图。螺旋桨风机 1 由轴流式旋转叶轮 3 和护罩 2 两大部分构成。护罩 2 在周向包围旋转叶轮 3 同时形成空气通道。旋转叶轮 3 由呈放射状安装于轮毂 7 的叶片 8（图中为 9 片）构成。旋转叶轮 8 以轴心 5 为中心，向纸面观察时以顺时针方向旋转。以此方式，旋转叶轮 3 起到将空气从纸面前方推向后方的作用。

在护罩 2 的上游（纸面前方）设置车辆用散热器、车载空调装置的冷凝器等的热交换机。车辆用散热器大致为矩形结构。另一方面，在使用轴流式旋转叶轮 3 对该散热器进行冷却时，空气通道必须为圆形。因此，在护罩 2 形成的空气通道中，入口 6（纸面前方）为矩形，出口 9 为圆形。并且，从矩形向圆形的过渡利用了喇叭口（ラッパ口）形状。

图 2 为显示旋转叶轮的叶片形状的主视图。如图所示，本发明的特征在于，叶片 8 中横穿喇叭口部分的部分的跨距长度 R_t 大于叶片 8 中不横穿喇叭口部分的部分的跨距长度 R_m 。该特征换句话说，叶片 8 的周向外缘与喇叭口形状的上述空气通道之间的间隙沿该喇叭口形状是一定的。另外，叶片中不横穿喇叭口部分的部分是指，横穿由喇叭

口完成从矩形向圆形的过渡并形成圆筒形或圆锥形部分的部分。

图3为剖视图，其显示了由图2中A-A线切断的截面。如图3所示，叶片8设置于护罩2形成的空气通道的出口9的径向内侧。该出口9的内壁与叶片8的周向外缘端8e之间保持均等的一定长度的间隙。由于该图是在某一截面上切断的剖视图，因此，无法直观地体现三维叶片8与出口内壁9之间的距离，但是，如果做如下考虑则易于理解：在附图中纸面的里面方向横放半圆形的环体，旋转叶轮3的叶片8的周向外缘端8e位于其内侧并与该环体的内壁保持均等的一定距离。

轴流式旋转叶轮3通常设置于空气通道的圆筒部分。在本发明中，该旋转叶轮3横穿设置于形成空气通道的喇叭口形状B的部分。另外，在三维上，喇叭口形状B的空气通道与叶片8的周向外缘端前叶片部4之间的间隙是一定的。以此方式，即使用于如位于热交换机下游那样的静压差较大之处，仍可得到能够解决从矩形的对角线方向有效进行吸引这一难题的螺旋桨风机。其原因在于：能够将大部分来自矩形对角线方向的空气推向下流。此外，由于能使间隙狭窄为一定程度，因此，空气难以逆向流动。

图8为显示在风量一定条件下，叶尖延长率与BPF成分声音功率相关的比噪音之间的关系以及叶尖延长率与总噪音功率的比噪音之间关系的图表，横轴为叶尖延长率，纵轴为关于BPF成分的声音功率的比噪音 K_{PWL} 以及总噪音的比噪音值 K_{PWL} 。此外，将图2的(Rt-Rm)为 δ 且旋转叶轮的直径为Dm时的 δ/Dm 为叶尖延长率。首先，曲线20是表示BPF（叶片通过频率 Blade Passing Frequency）成分声音功率水平的曲线，其为入口为矩形的护罩的形状与旋转叶轮相互作用产生的特定频率成分的声音功率总和水平值。该曲线意味着：叶尖延长率 δ/Dm 越大，声音功率水平越高，噪音也随之增大。

此外，曲线21是总噪音的声音功率曲线，该曲线反映了对旋转叶

轮旋转时，在某处测出的各种频率成分的声音功率水平进行积分以表示整体噪音的声音功率水平。可以看到，该总值存在随叶尖延长率 δ / D_m 增加而减小的倾向。因此，能够使该 BPF 成分与总值均衡减少的叶尖延长率 δ / D_m 最为理想，该值优选为 3% 左右。

但是，对于难以加大纵深尺寸（厚度尺寸）的螺旋桨风机而言，如果吸气口是矩形，那么在通过该矩形的中心、与矩形的轴平行的方向（以下，简称为矩形的轴向）和对角线方向，空气通道的轴向截面形状的倾斜（相对于旋转叶轮轴向的倾斜）无论如何都是不同的。图 9 为显示叶片与空气通道截面形状的剖视图。具体来说，相对于旋转叶轮轴向，在矩形轴向上的空气通道的倾斜 $2a$ 小于在对角线方向上的空气通道的倾斜 $2d$ 。因此，在本发明实施例的螺旋桨风机中，使横穿喇叭口部分的部分的叶片周向外缘端 $8f$ 向跨距方向延伸，同时，与空气通道的内壁保持一定。而且，由于上述倾斜不同，因此，该螺旋桨风机叶片的跨距必须与矩形轴向的倾斜 $2a$ 一致。如果与对角线方向的倾斜 $2d$ 一致而沿跨距方向延伸叶片，则在矩形的轴向，叶片 8 与空气通道会互相干涉。

但是，虽然使叶片的跨距与矩形轴向的空气通道的截面的倾斜 $2a$ 相一致，但是，如果在周向外缘端大幅横穿（轴方向）喇叭口部分的位置，例如图中虚线所示的位置处存在叶片 $8h$ ，那么，当叶片 $8h$ 旋转一圈时，间隙是不均等的。就是说，在对角线方向横穿空气通道时的间隙 Cd 大于在矩形轴向横穿时的间隙 Ca 。其原因在于：在喇叭口靠入口侧的倾斜是不同的。

因此，使朝向喇叭口区域 Bc ，间隙为一定的叶片周向外缘端区域 $8f$ 的宽度从叶片的下游端达到 50% 弦长以上，其中，所述喇叭口区域 Bc 是在空气通道的形状中的矩形轴向与对角线方向两者曲率相同的内壁（双方が共通して有する曲率の内壁である），这样，无论是在矩形的轴向还是对角线方向，叶片旋转一圈中的间隙为一定的区域超过

叶片的一半以上，若抑制叶片旋转一圈时间隙的不均性，则能够提高送风特性和效率，抑制噪音。

图 4 为显示间隙 δt 为一定的叶片周向外缘的区域的说明图。图 5 显示了间隙一定的叶片周向外缘的区域与送风效率、噪音之间的关系。横轴为 W/L_E ，纵轴为风机相对效率 η_F/η_{F0} 及比噪音 K_{PWL} 。如图 4 所示，间隙为一定的叶片周向外缘的区域为 W ，叶片周向外缘的叶片弦长为 L_E 。该图中的 W 与图 9 中的 $8f$ 对应。

参见图 5，当 W/L_E 轴到达 0.5，即旋转时，始终保持一定间隙的区域 W 达到叶片弦长的一半之前，风机相对效率 η_F/η_{F0} 一直上升。另一方面，噪音 K_{PWL} 在 W/L_E 到达 0.5 之前一直下降。而且，即使 W/L_E 到达 0.5 以上，风机相对效率与比噪音也表现出不变化的倾向。即使将一部分的间隙 δt 与旋转叶轮的直径 D_F 之比 $\delta t/D_F$ 变为 0.01、0.03，上述倾向仍没有差别。

综上所述，如果从叶片 8 的周向外缘上的下游端至 50%弦长以上而在旋转时的间隙均能保持一定，则能够形成一种可提高风机效率、降低噪音的理想的螺旋桨风机。即，将旋转叶轮设置于喇叭口形状的轴向入口处，可以提高向心流聚拢效率（とりこみ効率），并且，能够承受在螺旋桨风机的上下游产生的高静压差。但是，如果将旋转叶轮设置于该入口处的过外侧，则上述 W 变小，从而易于产生噪音，并风机的效率也会降低。因此，必须将旋转叶轮设置权衡两者效果的恰当的轴方向位置处。

若风量为 Q (m^3/min)、压力为 ΔPs ($mmAq$)、风机的输入为 $W(w)$ ，那么上面评价中使用的风机效率 η_F 为 $\eta_F = (Q \cdot \Delta Ps) / (6.118 \cdot W)$ 的无因次量， η_{F0} 为 $\delta t/D_F$ 为 0.01、 W/L_E 为 1.0 时的风机效率。比噪音 K_{PWL} 是声音输出为 $P(w)$ 、基准声音输出为 $P_0(w)$ 、噪音功率水平 L_{PWL} 为 $10 \log(P/P_0)$ 时，用 $K_{PWL} = L_{PWL} - 10 \log(Q \cdot \Delta Ps^2)$ 表示的无因次量，是

以作功量对噪音进行无因次化的量。这个量是螺旋桨风机噪音评价中常用的指标。

返回图 4，在所述叶片 8 中，周向外缘中周向外缘前叶部 4 的跨距长度比其它部分仅大 δ 。该部分横穿喇叭口，起到有效聚拢向心流并将其推向下流的作用。在周向外缘前叶部 4 的周边，在喇叭口 B 剥离的空气具有半径方向的速度 v_r 以及通过以旋转叶轮为基准的旋转坐标系表示的周向速度 v_t 。因此，剥离的空气具有合成 v_r 与 v_t 所得的 v_s 速度成分。并且，具有这一速度成分的空气吹到周向外缘前叶部 4 的压力面侧，会产生较小的涡流，从而会出现产生噪音问题。

图 6 为显示由图 4 中 B-B 线切断的截面的剖视图。在该发明中，在叶片的周向外缘部，在前缘部设置前端为锐角的尖的楔形突起 11。所述楔形突起 11 在图 6 的纸面垂直方向是连续的，并且，恰好形成将叶片 8 的缘部作为棱线设置的三棱柱。通过该楔形突起 11，可大幅分割上述剥离的空气，从而避免因细小涡流而产生噪音。当然，图 6 中 l (L 的小写) 的长度只要为 2、3 (mm) 左右就是有效的。此外，相对于叶型中心线的角度 θ_1 为 45 度~80 度左右，上述三角柱轴线的方向与上述 v_s 平行最为理想。

图 7 为显示图 4 的 C-C 的截面的剖视图。如该图所示，叶片 3 的周向外缘的截面仅在叶片 3 的负压面设置了倒角 12。其目的在于：护罩与旋转叶轮的间隙部在气流方向 13 形成缩流流道，而在气流反方向 14 (逆流方向) 形成小孔状流道。通过周向外缘的这种形状，可以降低间隙部中空气的逆流。在实施了倒角 12 的部分所形成的楔形部分的角度只要为 30 度左右就可实现上述效果。

本发明的特征在于，在旋转叶轮 33 的负压侧 (图 1 的面前侧) 的叶片 8 表面竖立设置板形突起 43。更具体地说，护罩 32 的空气通道 36 包围旋转叶轮 33 的周向的部分为大致圆筒形，本发明的板形突起

43 竖立设置在位于与该圆筒同心的圆上的旋转叶轮 33 的负压侧的叶片表面上。

图 10 为 D-D 剖视图，其显示了图 1 中螺旋桨风机的截面形状。如该图所示，除了上述内容以外，本发明的上述板形突起 43 从负压侧的叶片 38 的表面向旋转叶轮 33 的轴向 40，以至少达到与护罩 32 的空气通道 36 包围旋转叶轮 33 周向的部分的内壁 41 平行的角度竖立设置。在该图的情况下，保持与内壁 41 平行或成锥形的角度，形成与旋转叶轮 33 的轴向 40 相同的角度。

图 11 为图 1 的 D-D 剖视图，其显示了板形突起未朝向旋转叶轮轴向的情况。如该图所示，板形突起 47 以与空气通道 45 内壁的角度 46 平行的角度 48 竖立设置。这样，板形突起 47 可以保持与空气通道 45 内壁的角度 46 平行的角度 48。此外，在空气通道 45 内壁的角度 46 倾斜的情况下，如图 10 的情况那样，也可以朝向旋转叶轮 33 的轴向 40。

在车载热交换机下游这种狭窄的场合下，在纵深方向尺寸受到限制的螺旋桨风机中，在截面从矩形向圆形过渡之处，特别是从矩形的四角向圆形过渡之处（矩形的对角线方向），沿与轴流式旋转叶轮的轴向成 80 度~60 度左右的比较平缓的斜面（参见图 10 的标号 32）流动的空气通过旋转叶轮 33 突然改变为该轴向方向。这时，沿平缓斜面流动的空气由于其惯性的作用，难以突然改变方向，因此容易产生剥离。剥离的空气将变为向心流，越过旋转叶轮送风效率最高的外周部分附近（环形流道）进入靠近内周的部分。结果，会降低送风效率。

在本发明中，由于从与空气通道 36、45 的圆形同心的圆上的旋转叶轮 33 的负压侧叶片 38 的表面竖立设置了板形突起 43、47，因此，板形突起 43、47 将阻止从护罩 32 表面剥离的空气进一步向内侧流动。由于通过紧邻的叶片将该空气推向旋转叶轮 3 的轴向下流，因而充分

利用了形成于叶片的板形突起 43、47 外侧的环形风路的送风作用，提高了送风效率。

此外，如图 10 或图 11 所示，由于板形突起 43、47 设置于位于与空气通道 36、45 同心的圆上的旋转叶轮的负压侧叶片的表面上，因此，减小了该旋转叶轮旋转时的该板状突起的空气阻力。这样，被推到轴向下流的空气可在该板形突起 43、47 所拦住的一个空间中沿旋转叶轮 33 的周向顺畅流动，因此，送风效率良好。相对于包围旋转叶轮 33 周向的形成圆形的部分的空气通道 36、45 的内壁 41，板形突起 43、47 以保持平行或形成锥形的角度朝向轴向 40、48 竖立设置，是为了控制剥离的空气以使其不进一步进入内侧至少需要的角度。

图 12 是显示了形成于板形突起外侧的环形风路的图像的说明图。如该图所示，形成于板形突起 44、44a、44b 外侧的环形风路 B 是最有效地推出空气的区域。假设板形突起 44、44a、44b 竖立设置于位于叶片长度的 80%位置的圆上，送出空气的工作效率将超过整个旋转叶轮的 50%。因此，通过本发明，由于设置了板形突起 44、44a、44b 能够最大限度地利用环形风路 B，因此，是非常有用的。

返回图 10，在上述环形风路 B 中，因沿形成护罩 32 的空气通道的平缓斜面流动的空气突然改变方向，剥离的气流 S1 和从静压高于上游的下游穿过叶片 38 与空气通道 42 之间的缝隙逆流而来的气流 S2 虽然流向负压侧的叶片 38 的表面，但由于板形突起 43 的存在，使之难以进一步到达叶片 8 的内侧，并且通过旋转的叶片 38 将其有效推向下流。为了确保该作用，板形突起 43 最好朝轴向竖立设置。但是如图 11 的情况那样，当空气通道 45 是带锥度的圆锥形时，由于路线的急剧变化所产生空气剥离的比例减少，因此，也可以像图 11 那样，以与该空气通道 45 平行的角度设置板形突起 47。

板形突起 43 的高度 h_2 越高，就越能够确保有效地向下游推动剥

离的气流 S1 的环形风路，在这一点上是优选的。另外，优选的是，还可以确保将从下游穿过叶片 38 与空气通道 42 之间的间隙逆流而上的气流 S2 有效推向下游的环形风路。但是，在旋转叶轮 33 的上游，由于通常在附近设有热交换机，因此，为了避免相互干扰、保证安全，旋转叶轮 33 的轮毂 37 的高度可按以下方式确定。

图 13 为显示旋转叶轮叶片表面上板形突起之长度的叶片主视图。假设从叶片前缘 53 至叶片后缘 54 为止为 100%弦长(100%叶片弦长)，那么比较理想的是，板形突起 44 由叶片前缘 53、从 0~20%弦长的位置处（标号 52 至 51 之间）开始突出，并平滑地增高直到叶片后缘 54 为止。叶片表面上的静压越靠近叶片后缘 54 就越高，从护罩剥离的空气或从下游通过叶片端部的叶尖间隙逆流的空气会冲入，从而发生紊流的倾斜加强，因此，越靠近叶片后缘板状突起越高，就越利于确保环形风路。高度平稳变化是为了防止空气流动的随意紊流。此外，空气的混合扩散越往后缘越宽，板形突起的这种形状也是为了应对这种情况。图 14 为叶片的主视图，其显示了旋转叶轮叶片表面上板形突起在跨距方向的位置。优选的是，在从旋转叶轮 33 的轮毂 37 的外周 55 至叶片外缘 56 的长度为 $100R$ 时，板形突起 44 竖立设置于从叶片外缘 56 至 $5R \sim 45R$ 的范围内。由于叶片 38 越靠近外缘圆周速度越大，因此，可以进行有效压出空气的工作。因此，板形突起 44 最好设置于至少距离外缘 $5R$ 以上且 $50R$ 以内的区域中，可能的话，设置在 $45R$ 以内的区域中更为理想。如果板形突起 44 设置于这一位置的更内侧，则压入空气的效率会极度下降。

如上所述，根据本发明的螺旋桨风机，在不加大纵深尺寸的情况下，可以通过护罩和旋转叶轮巧妙抑制强制回折的空气的向心流。另外，通过旋转叶轮的送风效率较高的部分，能够使空气流向后方。因此，能够提高螺旋桨风机的整体的送风效率。

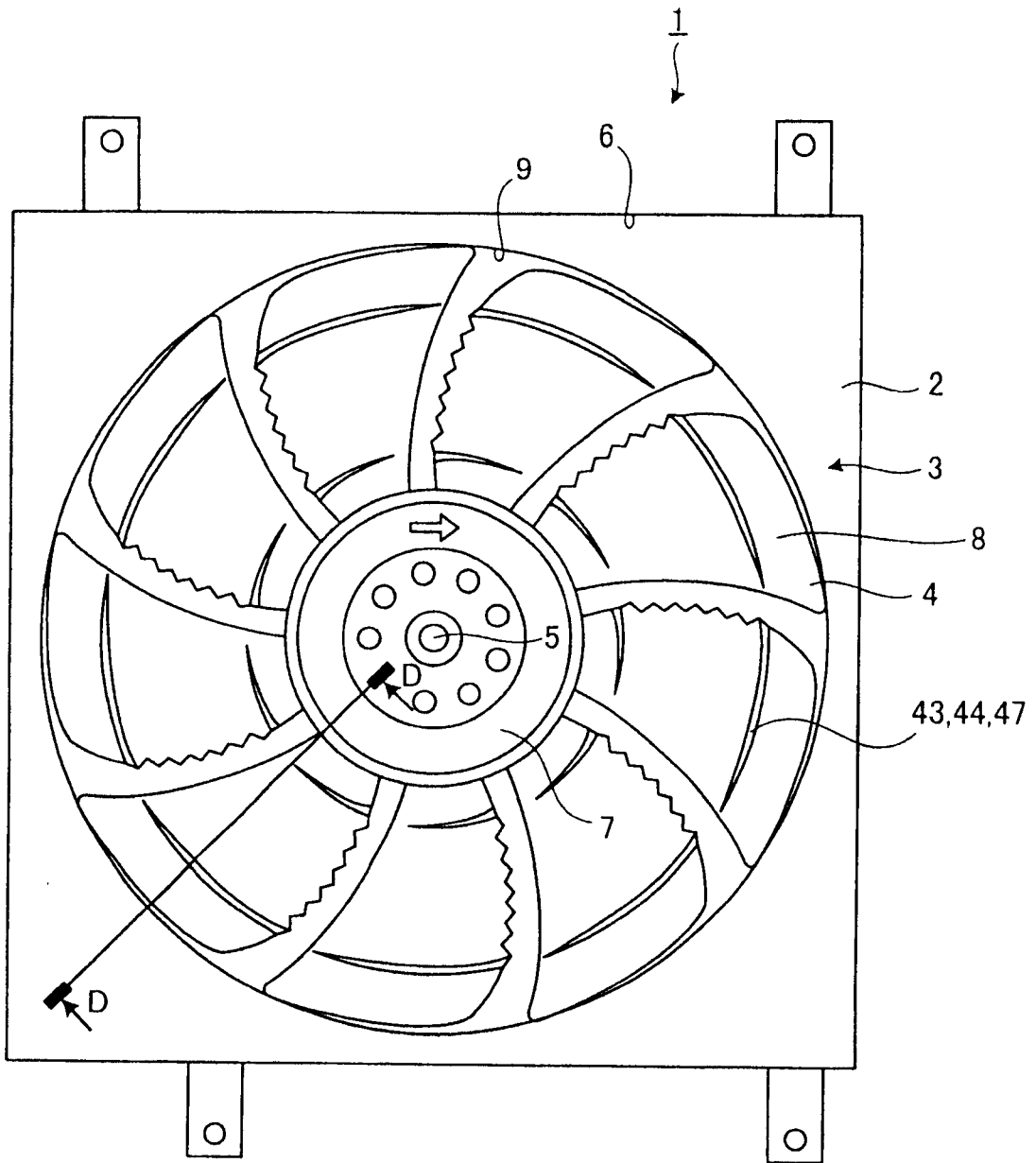


图1

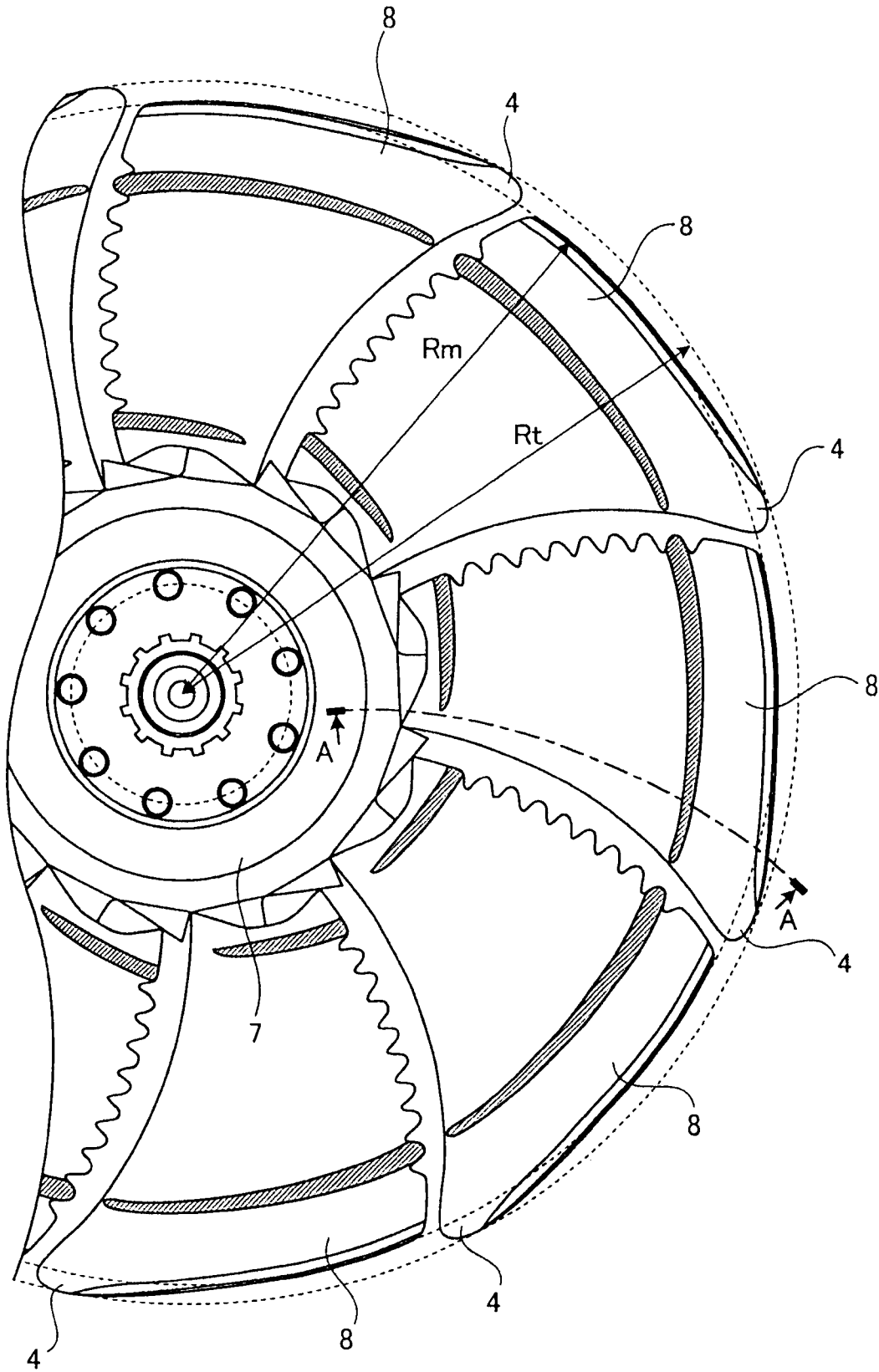


图2

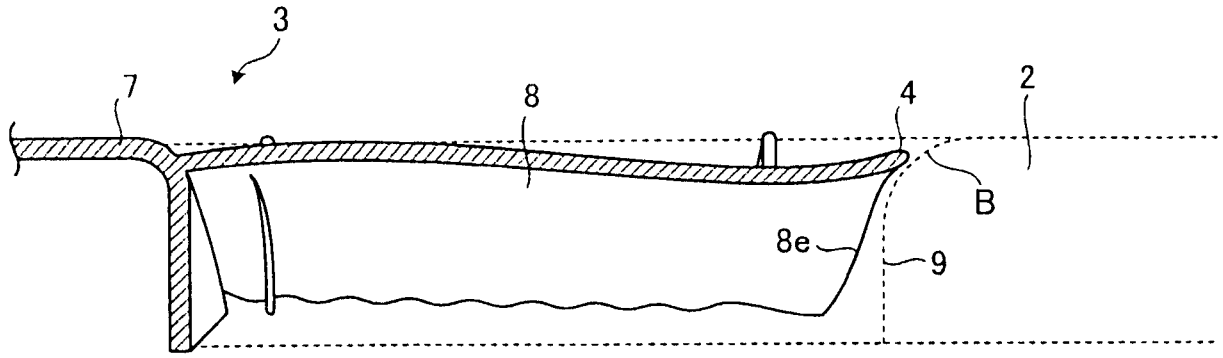


图3

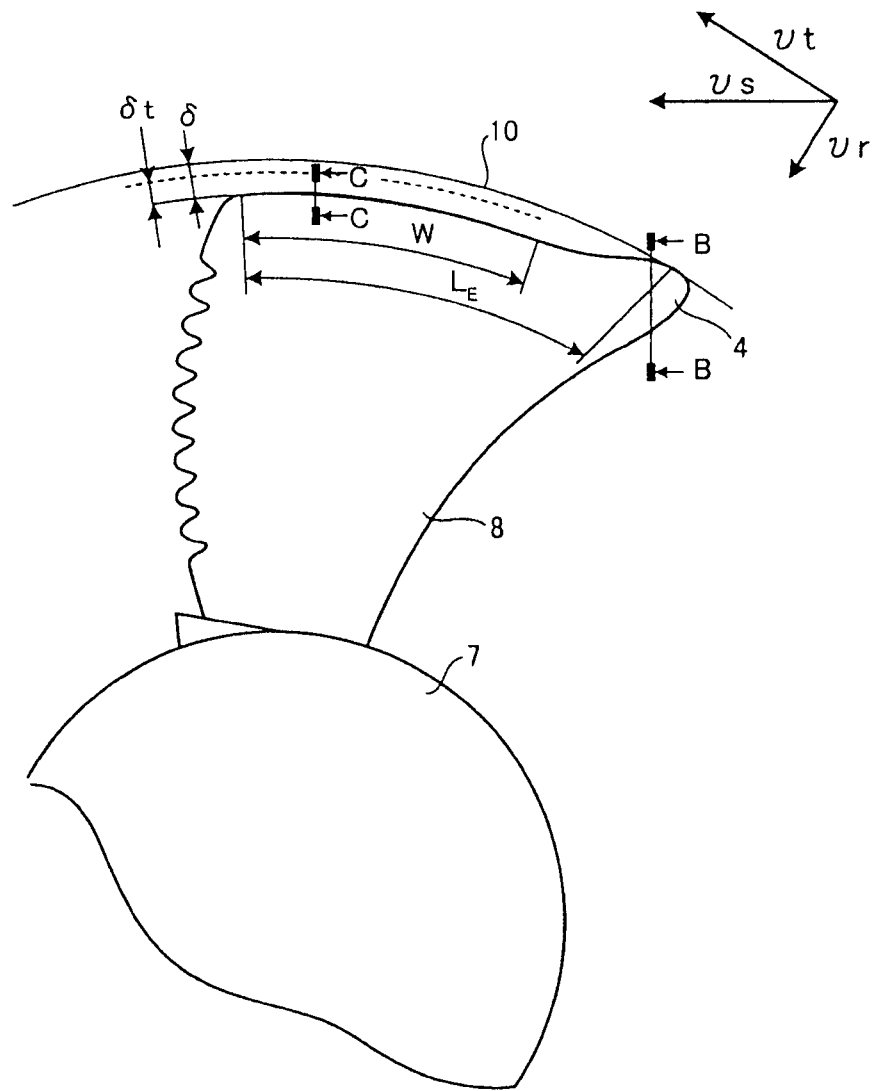


图4

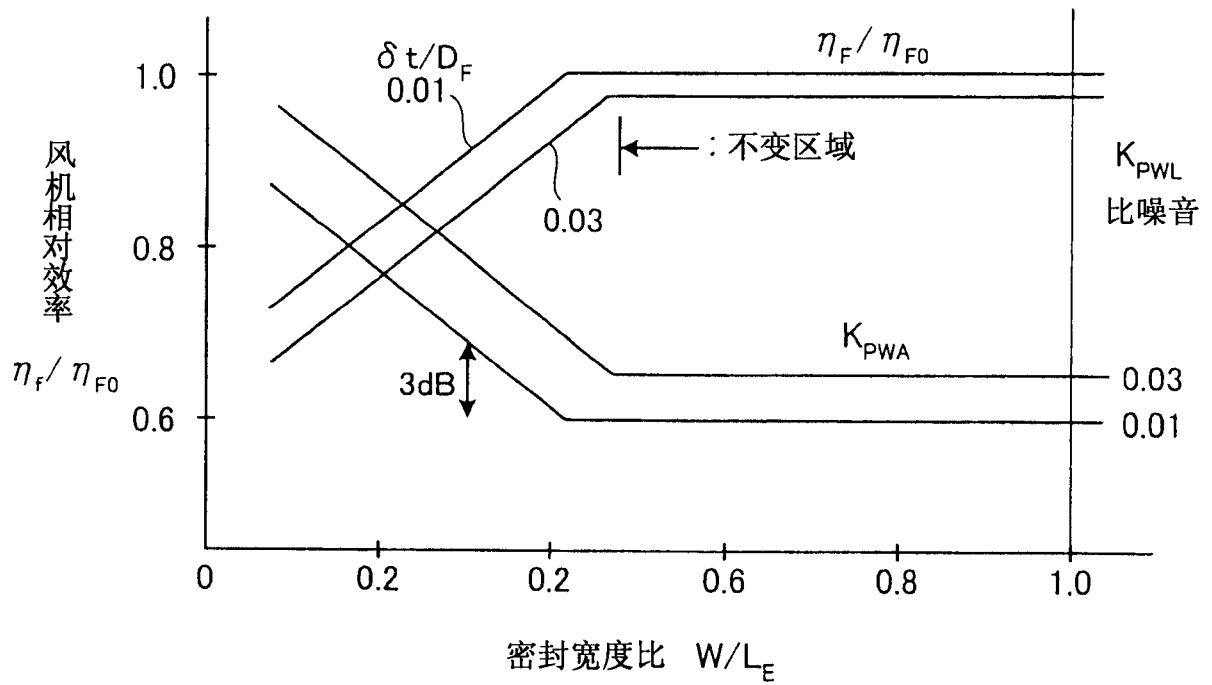


图5

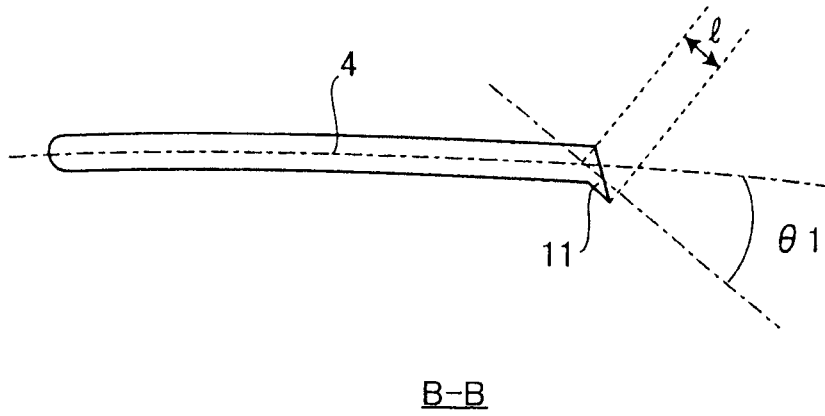


图6

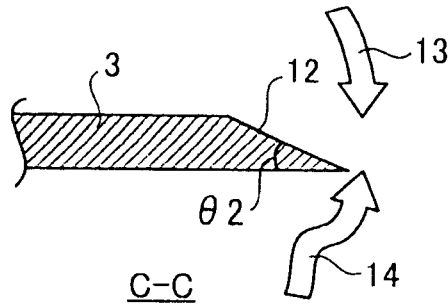


图7

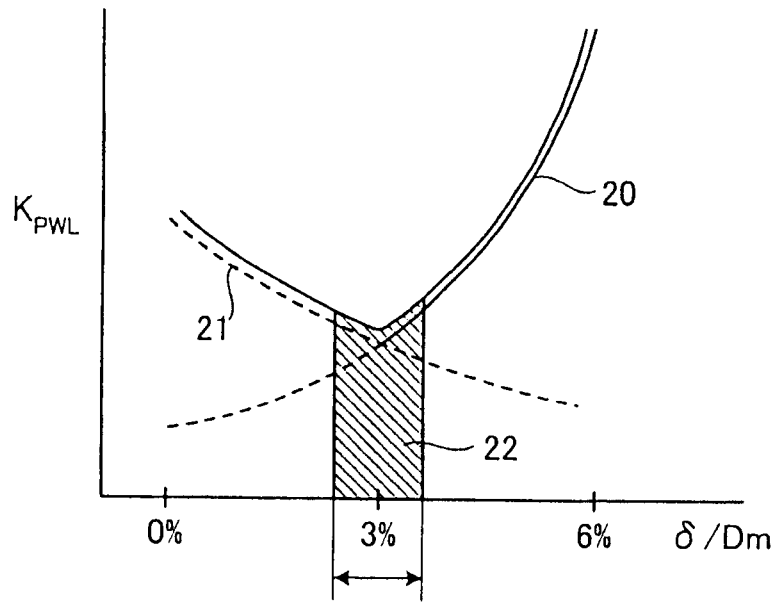


图8

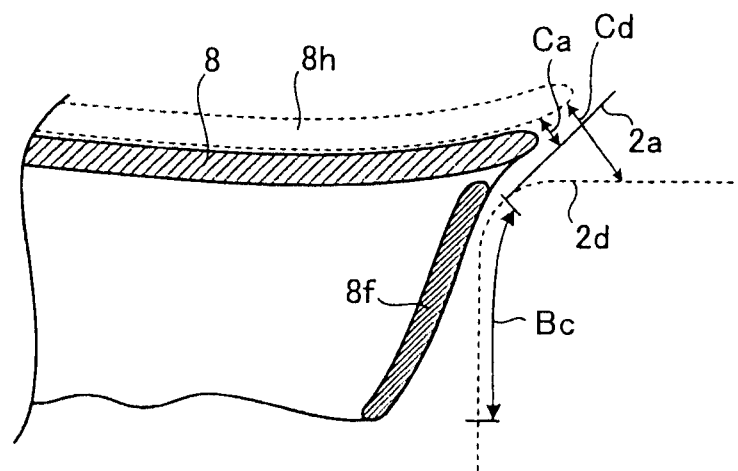


图9

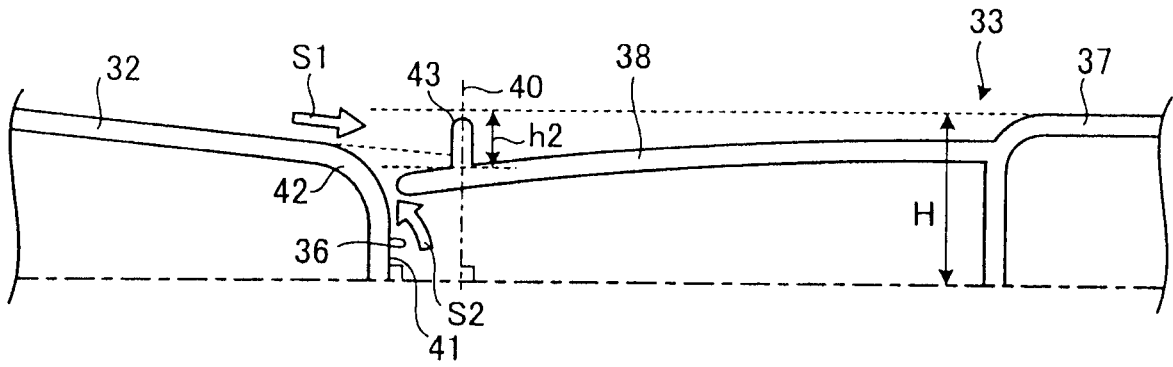


图10

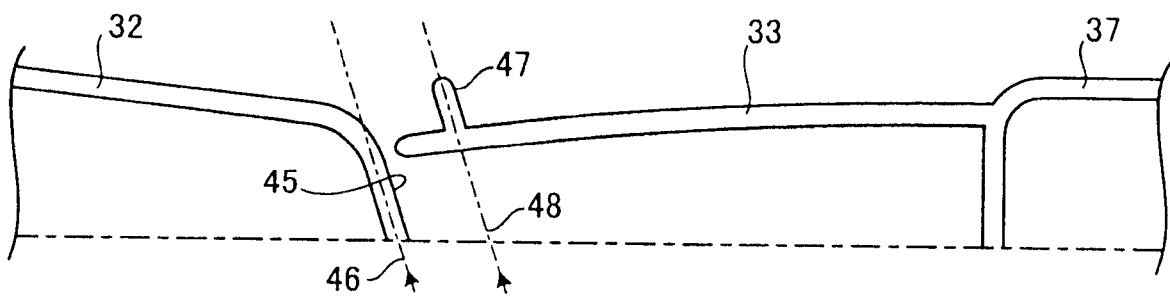


图11

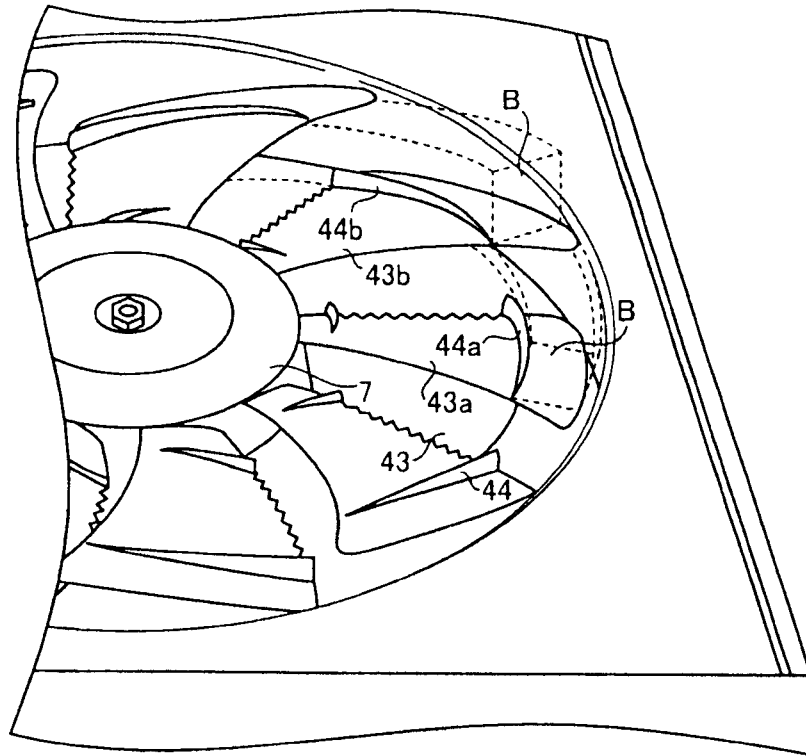


图12

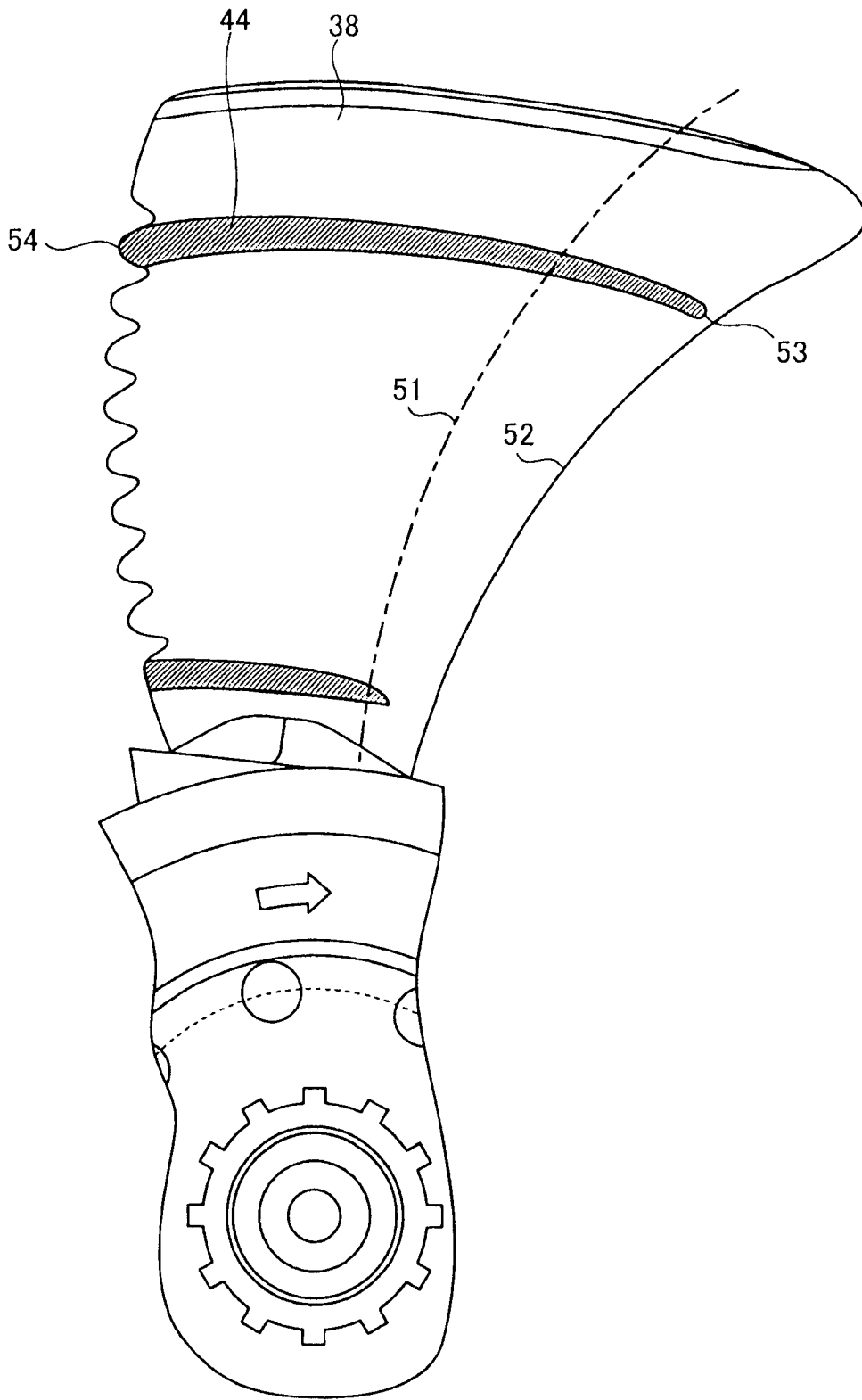


图13

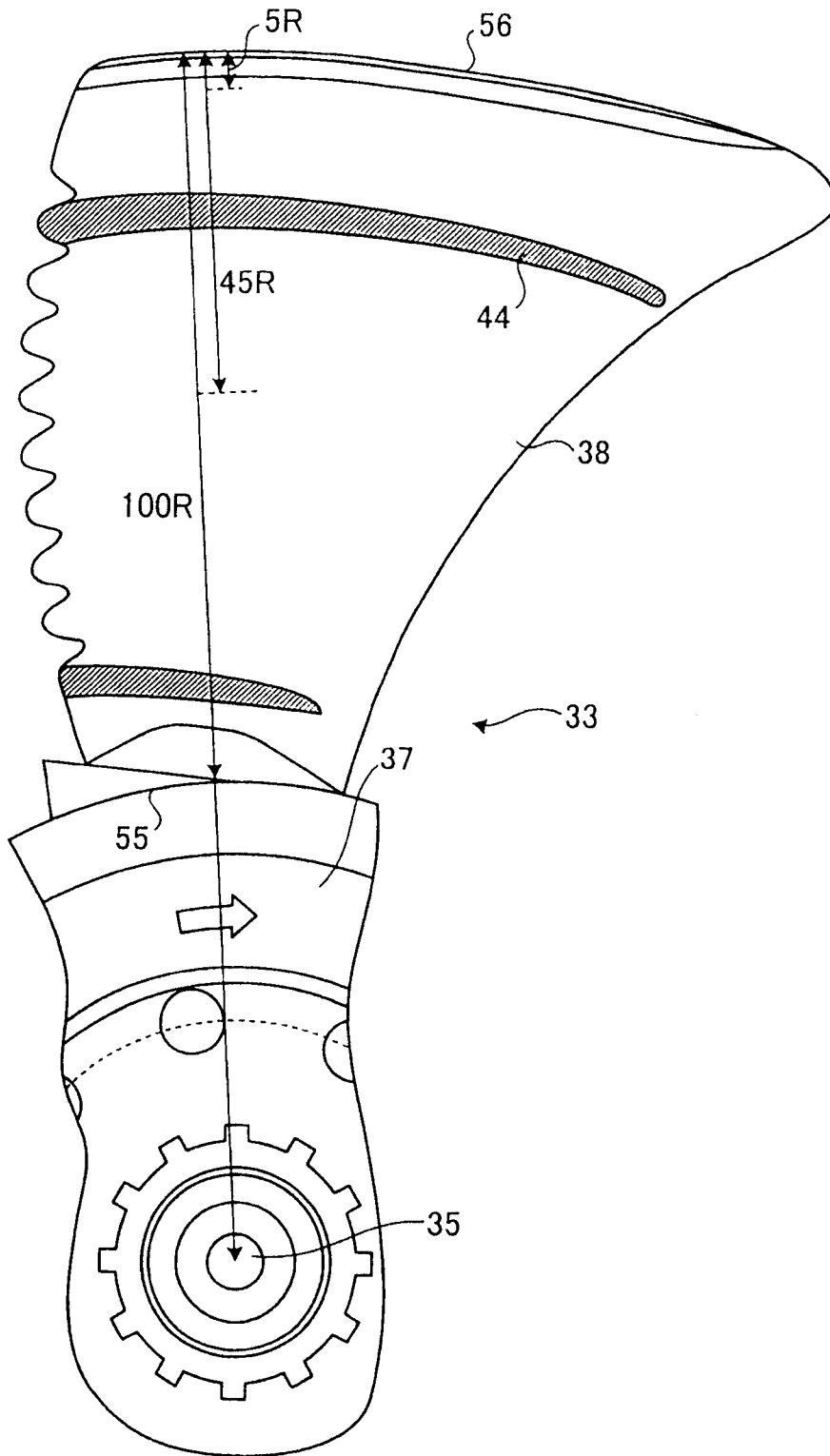


图14