



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 104093988 A

(43) 申请公布日 2014. 10. 08

(21) 申请号 201280056349. 6

(51) Int. Cl.

(22) 申请日 2012. 11. 09

F04D 29/24 (2006. 01)

(30) 优先权数据

2011-251213 2011. 11. 17 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2014. 05. 16

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2012/079121 2012. 11. 09

(87) PCT国际申请的公布数据

W02013/073469 JA 2013. 05. 23

(71) 申请人 株式会社日立制作所

地址 日本东京

(72) 发明人 平馆澄贤 新川泰 上甲圣士

伊藤俊雄

(74) 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专
利商标事务所 11038

代理人 吕林红

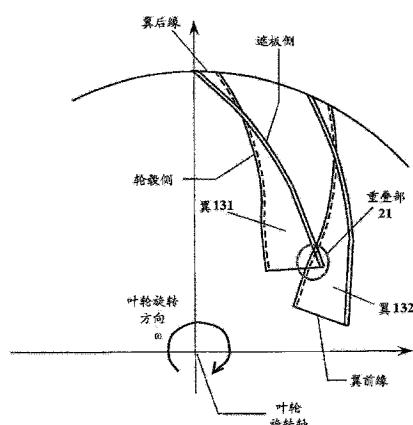
权利要求书2页 说明书9页 附图14页

(54) 发明名称

离心式流体机械

(57) 摘要

本发明提供离心式流体机械，能够一边降低叶轮内部的二次流动损失，一边抑制流量降低时的叶轮的翼负压面遮板前缘附近的流动的剥离-失速，维持叶轮动作范围。因此，在从作为旋转轴上游方向的吸入方向观察叶轮的情况下，在叶轮翼后缘使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾。另外，在相邻的2个叶轮翼中，使相对于叶轮旋转方向位于后方的翼的遮板侧与位于旋转方向前方的翼在翼前缘附近重叠。



1. 一种离心式流体机械,其特征在于,

该离心式流体机械具有离心叶轮,在从作为旋转轴上游方向的吸入方向观察叶轮的情况下,在叶轮翼后缘使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,且相邻的两个叶轮翼中的相对于叶轮旋转方向位于后方的翼的遮板侧,在翼前缘附近形成与位于旋转方向前方的翼重叠的重叠部。

2. 根据权利要求 1 所述的离心式流体机械,其特征在于,

该离心式流体机械具有离心叶轮,在使上述叶轮的遮板前缘直径比轮毂前缘直径大,且从吸入方向观察叶轮的情况下,在叶轮翼前缘,相对于从叶轮旋转中心沿径向引出的线,叶轮遮板侧与轮毂侧相比相对于旋转方向相同或位于前方。

3. 根据权利要求 2 所述的离心式流体机械,其特征在于,

该离心式流体机械具有离心叶轮,子午面与分别连结在上述子午面上的从轮毂和遮板各自的前缘到后缘之间处于同一比率的轮毂和遮板上的点而成的线所成的角度、即 Rake 角,在以叶轮旋转方向为正的情况下,在从翼前缘到流动方向中央之间取得最大值,并且在比取得最大值的位置靠下游侧减小,在叶片出口成为 $-5^{\circ} \sim -35^{\circ}$,该子午面是通过叶轮旋转中心且与叶轮旋转轴平行的平面。

4. 一种离心式流体机械,其特征在于,

该离心式流体机械具有离心叶轮,在使上述叶轮的遮板前缘直径比轮毂前缘直径大,且从作为旋转轴上游方向的吸入方向观察叶轮的情况下,在叶轮翼后缘,使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,在叶轮翼前缘,相对于从叶轮旋转中心沿径向引出的线,叶轮遮板侧与轮毂侧相比相对于旋转方向相同或位于前方。

5. 根据权利要求 4 所述的离心式流体机械,其特征在于,

该离心式流体机械具有离心叶轮,子午面与分别连结在上述子午面上的从轮毂和遮板各自的前缘到后缘之间处于同一比率的轮毂和遮板上的点而成的线所成的角度、即 Rake 角,在以叶轮旋转方向为正的情况下,在从翼前缘到流动方向中央之间取得最大值,并且在比取得最大值的位置靠下游侧减小,在叶片出口成为 $-5^{\circ} \sim -35^{\circ}$,该子午面是通过叶轮旋转中心且与叶轮旋转轴平行的平面。

6. 一种离心式流体机械,其特征在于,

该离心式流体机械具有离心叶轮,在从作为旋转轴上游方向的吸入方向观察叶轮的情况下,在叶轮翼后缘,使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,且在规定点,使叶轮入射角为 0° 以下。

7. 根据权利要求 6 所述的离心式流体机械,其特征在于,

该离心式流体机械具有离心叶轮,在使上述叶轮的遮板前缘直径比轮毂前缘直径大,且从吸入方向观察叶轮的情况下,在叶轮翼前缘,相对于从叶轮旋转中心沿径向引出的线,叶轮遮板侧与轮毂侧相比相对于旋转方向相同或位于前方。

8. 根据权利要求 7 所述的离心式流体机械,其特征在于,

该离心式流体机械具有叶轮,子午面与分别连结在上述子午面上的从轮毂和遮板各自的前缘到后缘之间处于同一比率的轮毂和遮板上的点而成的线所成的角度、即 Rake 角,在以叶轮旋转方向为正的情况下,在从翼前缘到流动方向中央之间取得最大值,并且在比取得最大值的位置靠下游侧减小,在叶片出口成为 $-5^{\circ} \sim -35^{\circ}$,该子午面是通过叶轮旋

转中心且与叶轮旋转轴平行的平面。

离心式流体机械

技术领域

[0001] 本发明涉及具有离心叶轮的离心式流体机械,更加详细而言,涉及离心叶轮的叶片形状。

背景技术

[0002] 具有旋转的离心叶轮的离心式流体机械以往以来一直被利用于各种工厂设备、空调机器、液体压送泵等。受到近年来的环境负荷降低的要求的高涨,对这些离心式流体机械要求以往以上的高效率化和大动作范围化。

[0003] 以下用图 15 说明以往的离心式流体机械的例子。图 15 是以往的离心式流体机械的、通过叶轮旋转轴的平面的剖视图。以往的离心式流体机械主要由通过旋转用于向流体赋予能量的离心叶轮 1、用于使该叶轮旋转的旋转轴 2、位于叶轮 1 的半径方向外侧,使从叶轮出口流入的流体的动压向静压变换的扩散器 3、和位于扩散器 3 的下游,向下游流路 6 引导流体的回流道 4 构成。叶轮 1 由与主轴连结的圆盘(轮毂)11、位于与该圆盘 11 相向的方向的侧板(遮板)12、和被轮毂 11 和遮板 12 夹持且在周向排列的多个翼 13 构成,但是也有没有遮板的情况。关于扩散器 3,有存在在周向排列的多个翼的带叶片的扩散器和没有翼的无叶片扩散器。

[0004] 在该离心式流体机械中,流体从叶轮吸入口 5 被吸引之后,依次通过叶轮 1、扩散器 3、回流道 4 而被升压,向下游流路 6 被引导。

[0005] 为了实现离心式流体机械的高效率化,叶轮发挥非常重要的作用。关于叶轮的高效率化,需要降低流体在叶轮内部流动时在壁面上产生的摩擦损失、由于从叶轮入口朝向出口内部流体的相对流速减少而壁面附近的流动的交界层厚度增加所产生的减速损失、以及壁面附近的低流速-低能量流体由于与叶轮内部的主流方向正交的截面内的静压梯度驱动而产生的、二次流动损失等。

[0006] 为了降低这些损失中的二次流动损失,到目前为止提出有各种方法。例如如下述专利文献 1 那样有以下的例子,即,考察施加于离心式流体机械的叶轮的翼负荷的分布,通过使遮板侧的翼负荷集中在翼前缘侧,使轮毂侧的负荷集中在翼的后缘侧,减小特别容易产生低能量流体的集聚的、遮板侧的翼后缘负压面附近(参照后述的图 16)的轮毂与遮板之间的静压差,降低了二次流动损失。

[0007] 此外,如下述专利文献 1 或专利文献 2、专利文献 3 那样有以下的例子,即,通过叶轮翼后缘附近的轮毂侧相对于遮板侧位于叶轮的旋转方向的前方那样的施加圆周方向的翼的倾斜,降低了二次流动损失。通过形成为这样的翼后缘附近形状,得到图 16(b) 所示那样的效果。图 16 表示除了遮板之外描绘的、叶轮的相邻的 2 翼的图。从各翼 13 的压力面 14(相对于叶轮旋转方向前方一侧的翼面)施加于在叶轮内部流动的流体的翼力 F 的方向,成为相对于翼的压力面 14 垂直的方向。因而,例如如图 16(a) 所示那样的、具有与这些专利文献 1 ~ 3 相反的翼后缘附近的倾斜的(即,在翼后缘 17 附近,轮毂侧相对于遮板侧位于叶轮的旋转方向的后方)叶轮中,通常增高的翼压力面轮毂侧 141 的静压在成为图 16(b)

记载的形状时降低。相反地，在图 16(a) 所示那样的叶轮中，通常降低的翼负压面遮板侧 151 的静压在成为图 16(b) 记载的形状时增高。因而，在如图 16(a) 所示那样的翼中，在负压面遮板侧 151 集聚低能量流体地形成的二次流动在图 16(b) 被抑制，二次流动损失降低。

[0008] 先行技术文献

[0009] 专利文献

[0010] 专利文献 1：日本专利第 3693121 号的公报

[0011] 专利文献 2：日本专利第 2701604 号的公报

[0012] 专利文献 3：日本专利第 2730396 号的公报

发明内容

[0013] 发明要解决的课题

[0014] 但是，如上述专利文献 1～3 那样，叶轮翼后缘附近的轮毂侧相对于遮板侧位于叶轮的旋转方向的前方那样的施加圆周方向的翼的倾斜的情况下，如图 16(b) 记载那样，在翼负压面遮板侧 151，静压从前缘 16 在流动方向上会急剧地增高。因而，存在以下的问题，即，特别是在相对流速的减速程度大的翼负压面遮板侧，相对于流动方向的静压的逆压力梯度变大，特别是翼负压面遮板前缘附近的流动的剥离－失速会在大流量侧产生而导致叶轮动作范围缩窄。

[0015] 本发明是为了解决上述以往技术的问题而提出的，其目的在于，提供一种具有叶轮的离心式流体机械，该叶轮能够一边降低叶轮内部的二次流动损失，一边抑制流量降低时的叶轮的翼负压面遮板前缘附近的流动的剥离－失速，维持叶轮动作范围。

[0016] 用于解决课题的手段

[0017] 为了解决上述课题，在本发明中，其特征在于，离心式流体机械具有离心叶轮，在从旋转轴上游方向（吸入方向）观察叶轮的情况下，在叶轮翼后缘使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾，且相邻的两个叶轮翼中的相对于叶轮旋转方向位于后方的翼的遮板侧，在翼前缘附近形成与位于旋转方向前方的翼重叠的重叠部。

[0018] 此外，其特征在于，离心式流体机械具有离心叶轮，在使上述叶轮的遮板前缘直径比轮毂前缘直径大，且从吸入方向观察叶轮的情况下，在叶轮翼后缘，使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾，而且在叶轮翼前缘，相对于从叶轮旋转中心沿径向引出的线，叶轮遮板侧与轮毂侧相比相对于旋转方向相同或位于前方。

[0019] 此外，其特征在于，离心式流体机械具有离心叶轮，在从吸入方向观察叶轮的情况下，在叶轮翼后缘，使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾，且在规定点，使叶轮入射角为 0° 以下。

[0020] 此外，在上述任一离心式流体机械中，其特征均在于，离心式流体机械具有叶轮，在叶轮中，通过叶轮旋转中心且与叶轮旋转轴平行的平面（子午面）与分别连结在子午面上的从轮毂和遮板各自的前缘到后缘之间处于同一比率的轮毂和遮板上的点而成的线（翼元素）所成的角度（Rake 角），在以叶轮旋转方向为正的情况下，在从翼前缘到流动方向中央之间取得最大值，并且在比取得最大值的位置靠下游侧减小，在叶片出口成为 -5°～-35°。

[0021] 发明的效果

[0022] 根据本发明，能够提供一种具有叶轮的离心式流体机械，该叶轮能够一边降低叶轮内部的二次流动损失，一边抑制流量降低时的叶轮的翼负压面遮板前缘附近的流动的剥离－失速，维持叶轮动作范围，而且成兼备充分的强度和制作性。

附图说明

[0023] 图 1 是本发明实施例 1 的离心式流体机械的、通过叶轮旋转轴的平面的剖视图。

[0024] 图 2 是从旋转轴上游方向（吸入方向）观察本发明实施例 1 的离心式流体机械的叶轮的图。

[0025] 图 3 是以往和本发明实施例 1 的离心式流体机械的、由 3 维流体解析导出的叶轮出口的半径方向流速分布图。

[0026] 图 4 是关于离心式流体机械的叶轮的、相邻的 2 翼的重叠部的说明图。

[0027] 图 5 是在离心式流体机械的叶轮中，使相邻的 2 翼的重叠部的大小变化的情况下、由 3 维流体解析导出的翼面静压值的流动方向分布。

[0028] 图 6 是以往和本发明实施例 1 的离心式流体机械的性能试验结果比较图。

[0029] 图 7 是利用了离心叶轮的子午面图的、翼元素的说明图。

[0030] 图 8 是 Rake 角的说明图。

[0031] 图 9 是本发明实施例 1 的离心式流体机械的、Rake 角分布图。

[0032] 图 10 是本发明实施例 2 的离心式流体机械的、叶轮翼形状图。

[0033] 图 11 是离心式流体机械的、子午面上的叶轮翼前缘形状的说明图和关于叶轮翼前半附近的子午面方向速度的说明图。

[0034] 图 12 是在离心式流体机械中，叶轮翼入口轮毂侧、遮板侧直径的大小不同的情况下的、叶轮入口速度三角形的比较图。

[0035] 图 13 是在实施例 2 的离心式流体机械中，叶轮翼入口轮毂侧、遮板侧直径的大小不同的情况下的，翼轮毂侧形状的比较图。

[0036] 图 14 是本发明实施例 3 的离心式流体机械的、叶轮翼形状图。

[0037] 图 15 是以往的离心式流体机械的与叶轮旋转轴平行的面的剖视图。

[0038] 图 16 是除了遮板之外描绘的、作用于在叶轮的相邻的 2 翼间流动的流体的翼力的方向和翼间截面中的静压分布的特征的说明图。

具体实施方式

[0039] 以下用附图说明本发明的实施例。另外，在以下的说明，所谓离心式流体机械，例如是指离心送风机或离心压缩机。

[0040] 实施例 1

[0041] 以下，参照附图详细地说明本发明的第 1 实施方式。

[0042] 作为本实施例的离心式流体机械的构成要素，与图 15 所示的以往的离心式流体机械同样地，主要由通过旋转用于对流体赋予能量的离心叶轮 1、用于使该叶轮旋转的旋转轴 2、位于叶轮的半径方向外侧且使从叶轮出口流入的流体的动压向静压变换的扩散器 3、和位于扩散器 3 的下游且向下游流路引导流体的回流道 4 构成。叶轮 1 由与主轴 2 连结的圆盘（轮毂）11、位于与该圆盘 11 相向的方向的侧板（遮板）12、和被轮毂 11 和遮板 12 夹

持且在周向排列的多个翼 13 构成,但是也有成为无遮板的开放式叶轮的情况。关于扩散器 3,有存在周向排列的多个翼的带叶片的扩散器和没有翼的无叶片扩散器。另外,在本图中表示单级构成的离心式流体机械,但是如图 1 所示,也有时在叶轮吸入口的上游安装有用于从上游侧配管导入流体的吸入壳体 7、用于对叶轮吸入流体赋予预旋转的入口引导叶片 8。此外如图 1 那样,也有时成为多级组合叶轮 1、扩散器 3、回流道 4 的组合而成的多级离心式流体机械。另外如图 1 所示,也有时在位于最下游侧的回流道出口设置喷出壳体 9。另外,在本说明书中,所谓离心式流体机械,例如是指离心送风机或离心压缩机。

[0043] 在本实施例中,在上述离心式流体机械中,如图 2 所示,具有以下的叶轮,即,在从旋转轴的上游方向(吸入方向)观察叶轮的情况下,在叶轮翼后缘的附近使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,且相邻的 2 翼中的相对于旋转方向位于后方的翼 131 的遮板侧,在翼前缘附近形成与位于旋转方向前方的翼 132 重叠的重叠部 21。

[0044] 本结构中,首先通过在叶轮翼后缘附近使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,如上所述,由于作用于流体的翼力的方向变化,翼间内的静压分布变化,通常在翼的负压面的遮板侧集聚低能量流体地形成的二次流动被抑制,能够降低二次流动损失。

[0045] 图 3(a) 是在翼后缘遮板侧比轮毂侧相对于叶轮旋转方向前倾的情况下的实施 3 维流体解析而导出的、叶轮出口的半径方向流速 C_r 的分布,图 3(b) 是翼后缘遮板侧比轮毂侧相对于叶轮旋转方向后倾的情况下的、实施 3 维流体解析而导出的、叶轮出口的半径方向流速 C_r 的分布。另外, C_r 用翼出口周速 U_2 (=翼出口半径 R_2 × 叶轮角速度 ω) 无维度化。在图 3(a) 中,通过基于上述二次流动的低能量流体的集聚,在翼负压面遮板侧附近存在用黑色表示的逆流区域。另一方面,在图 3(b) 中,在图 3(a) 中被看到的逆流区域消失,可知流动一致化。

[0046] 接着,使用图 4 说明在叶轮的相邻的 2 翼中的相对于叶轮旋转方向位于后方的翼的遮板侧,在翼前缘附近形成与位于旋转方向前方的翼重叠的重叠部的效果。图 4 表示在离心式叶轮中,使上述相邻的 2 翼的重叠部的大小逐渐变化的情况的示意图。在这 3 个图中施加了阴影的区域,表示在翼前缘附近,在相邻的 2 翼的流动方向各位置,定义为 2 翼间的距离最小的面的翼间流路截面中的、截面积成为最小的狭道(スロート)面 31。根据图可知,若使上述重叠部逐渐地变小,则狭道面所代表的翼间流路截面积逐渐变大。

[0047] 通常,在离心式叶轮内部流动的流体的相对流速在翼前缘最快,在比翼前缘靠流动方向下游,由于半径增大,翼间流路截面积增大,所以成为逐渐减速的减速流。在这里,在像图 4 的最右侧的图那样完全不设置相邻的 2 翼的重叠部那样的情况下,在叶轮内部,特别是流动的剥离 - 失速容易产生的翼前半部的翼间流路截面积的增大率变大,沿着叶轮内部的主流的方向上的相对流速会急剧地减速。因而,主流方向的静压的逆压力梯度也变大。而且在本实施例中,由于在叶轮翼后缘附近使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,如上所述,翼负压面遮板侧的相对于流动方向的静压的逆压力梯度变大。以上的效果相辅,在不设置相邻的 2 翼的重叠部的情况下,特别是翼负压面遮板前缘附近的流动的剥离 - 失速在大流量侧产生而造成叶轮动作范围缩窄。

[0048] 另一方面,如图 2 所示的本实施例那样,在设置有相邻的 2 翼的重叠部的情况下,如图 4 的最左侧的图那样,能够抑制翼前半部的翼间流路截面积的增大率。因而,即使在叶轮翼后缘附近使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,也能够抑制沿着叶轮内部的主流的

方向上的相对流速的减速,作为结果,能够减小翼负压面遮板侧的相对于流动方向的静压的逆压力梯度。

[0049] 图 5 是使像图 4 那样相邻的 2 翼的重叠部的大小变化为 3 种状态的情况下、对遮板侧翼面静压值的流动方向分布实施 3 维流体解析而导出并比较的图。横轴表示叶轮前缘为 0、后缘为 1 的无维度流动方向位置。纵轴表示用叶轮出口周速 U_2 基准的动压的 $1/2 \rho U_2^2$ (ρ :密度) 将相对于翼前缘静压值的、各无维度流动方向位置翼面上的静压上升量无维度化而成的、翼面上的无维度静压上升。另外,在图中,也表示在使上述翼重叠部最大的情况下的狭道面积的值为 1 的情况下,与其相比重叠部小的 2 种叶轮的狭道面积的值。根据图可知,随着上述 2 翼的重叠部的大小变小(随着狭道面积变大),特别是翼前半部的翼负压面侧的静压上升的相对于流动方向的梯度增大,逆压力梯度变严峻。通过以上,相邻的 2 翼的重叠部越大,越能够抑制叶轮前半部的主流方向的静压的逆压力梯度,能够维持、扩大离心式流体机械的动作范围。

[0050] 在图 6 中,表示以往离心式流体机械和本实施例记载的离心式流体机械的性能试验结果比较。横轴表示将标准流量作为 1 的无维度流量,纵轴表示绝热压头(断熱ヘッド)和效率。绝热压头曲线的最低流量侧、即绝热压头曲线的最左侧的流量点,是离心式流体机械产生大的压力脉动,成为不可能运转的喘振的产生流量。另外,性能试验通过相对于以往叶轮和本实施例的叶轮的各自,各别匹配地组合设计的带叶片的扩散器和回流道而构成单级的离心式流体机械而实施。根据图可知,相对于以往,本实施例记载的离心式流体机械的效率、动作范围均得到改善。

[0051] 另外,在本实施例的离心式流体机械中,如后述的实施例 2 记载那样,在使叶轮的遮板前缘直径比轮毂前缘直径大且从吸入方向观察叶轮的情况下,也可以与在叶轮翼后缘使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,而且在叶轮翼前缘,相对于从叶轮旋转中心沿径向引出的线,叶轮遮板侧与轮毂侧相比相对于旋转方向相同或位于前方的特征组合来构成叶轮。这样一来,即使在叶轮翼后缘附近使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,也能够进一步缓和沿着叶轮内部的主流的方向上的翼负压面遮板侧的静压的逆压力梯度。关于其详情,在实施例 2 中说明。

[0052] 另外,在本实施例的离心式流体机械中,如图 2 所示,叶轮翼相对于周向的倾斜大。因而,特别是在开始后推流体的翼前缘部、和相对于叶轮旋转方向轮毂侧比遮板侧相对于旋转方向后倾的翼后缘部的翼基部附近,会产生大的弯曲应力。此外,在翼后缘部,若使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾的程度过大,则叶轮翼的制作会变得非常困难。因而,需要适当地设定叶轮翼的倾斜的程度。

[0053] 因此,在本实施例的离心式流体机械中,在使叶轮中的子午面与翼元素所成的 Rake 角以叶轮旋转方向为正的情况下,在从翼前缘到流动方向中央之间取得最大值,并且在其靠下游侧减小,在叶片出口设定为 $-5^\circ \sim -35^\circ$ 。以下,说明详情。

[0054] 图 7 是将离心叶轮的翼投影到子午面(通过叶轮旋转轴,与旋转轴平行的面)上的图。被描绘在图中的翼部分的虚线,是在子午面上的从轮毂、遮板各自的前缘到后缘之间,将流动方向位置为同一比率的轮毂、遮板上的点分别连结而成的线,将其定义为翼元素 41。

[0055] 此外图 8 是关于上述 Rake 角的说明图。如图所示,Rake 角 51 被定义为上述的各

翼元素与在作成通过该翼元素的轮毂侧的点的子午面 52 时该子午面和翼的各部交叉的线所成的角度。并且,将相对于该子午面,翼元素位于叶轮旋转方向前方的情况定义为正的 Rake 角,将位于叶轮旋转方向后方的情况定义为负的 Rake 角。

[0056] 在本实施例中,如图 9 所示,将上述定义的 Rake 角在从翼前缘到流动方向中央之间取得最大值,并且在比其靠下游侧从上述最大值起减小。图 9 是表示流动方向的 Rake 角分布的图。横轴表示子午面上的无维度流动方向位置,翼前缘是 0,翼后缘是 1。另一方面,纵轴表示 Rake 角的值。在本实施例中,通过形成为这样的 Rake 角分布,具有如下那样的效果。

[0057] 如上所述,在本实施例的叶轮前缘的翼基部作用大的弯曲应力。并且,翼的倾斜越大,即 Rake 角的绝对值越大,该弯曲应力成为越大的值。因而,以翼前缘的 Rake 角的值尽可能小为佳。另一方面,为了以尽可能在低流量侧产生叶轮内部流动的剥离 - 失速为目标,增大上述叶轮的相邻的 2 翼的重叠部,以尽可能增大翼前半部的正的 Rake 角为佳。在考虑到以上的情况下,如图 9 所示,若形成为在从翼前缘到流动方向中央之间 Rake 角取得最大值的形状,则能够将弯曲应力变大的翼前缘的 Rake 角保持得比较小,同时通过增大比其靠下游侧的正的 Rake 角的值,能够增大上述的相邻的 2 翼的重叠部。因而,能够兼顾维持翼前缘强度的效果和抑制叶轮内部流动的剥离 - 失速的效果。

[0058] 此外在本实施例中,如上述那样,以降低叶轮内的二次流动损失为目标,以在叶轮后半部使 Rake 角逐渐减小并取得负的值的方式,形成叶轮翼。此时,考虑上述的翼后缘附近的制作性和弯曲应力,且通过数值解析研究了得到二次流动损失降低效果的 Rake 角的范围。其结果,叶轮翼后缘的 Rake 角设定为 $-5^{\circ} \sim -35^{\circ}$ 。

[0059] 通过以上,在本实施例中,能够提供具有以下的叶轮的离心式流体机械,该叶轮一边降低叶轮内部的二次流动损失,一边抑制流量降低时的叶轮的翼负压面遮板前缘附近的流动的剥离 - 失速,能够维持叶轮动作范围,且兼备更充分的强度和制作性。

[0060] 实施例 2

[0061] 以下,表示本发明的离心式流体机械的第 2 实施方式。

[0062] 在本实施例的离心式流体机械中,在具有与实施例 1 同样的构成要素(叶轮、扩散器、回流道等)的离心式流体机械中,具有以下的叶轮,即,如图 10(a) 所示,使叶轮的遮板前缘直径 121 比轮毂前缘直径 111 大,且如图 10(b) 所示,在从旋转轴的上游方向(吸入方向)观察叶轮的情况下,在叶轮翼后缘的附近使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,并且在叶轮翼前缘,相对于从叶轮旋转中心沿径向引出的线 61,叶轮轮毂侧与遮板侧相比相对于旋转方向相同或位于前方。

[0063] 本结构中,首先通过在叶轮翼后缘附近使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,如上所述,由于作用于流体的翼力的方向变化,翼间内的静压分布变化,通常在翼负压面的遮板侧集聚低能量流体地形成的二次流动被抑制,能够降低二次流动损失。

[0064] 接着,以下说明使叶轮的遮板前缘直径比轮毂前缘直径大,且在叶轮翼前缘,相对于从叶轮旋转中心沿径向引出的线,使叶轮遮板侧与轮毂侧相比相对于旋转方向相同或位于前方的效果。

[0065] 首先,说明相对于从叶轮旋转中心沿径向引出的线,使叶轮翼前缘遮板侧与翼前缘轮毂侧相比相对于旋转方向相同或位于前方的效果。这样一来,能够延长遮板侧的翼长

度。因而,单位翼长度的翼负荷被降低,单位翼长度的翼面静压上升量降低。根据以上,即使在叶轮翼后缘附近使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,也能够缓和沿着叶轮内部的主流的方向的翼负压面遮板侧的静压的逆压力梯度,能够维持、扩大离心式流体机械的动作范围。

[0066] 但是,例如如作为公知例的专利文献 2 或专利文献 3 那样,在使翼前缘的遮板直径、轮毂直径大致相等的情况下,像本实施例那样,即使在翼前缘使叶轮遮板侧与轮毂侧相比相对于旋转方向相同或位于前方,也有可能如以下所示那样产生性能降低。

[0067] 图 11 是关于叶轮子午面上的、叶轮翼前半附近的子午面方向速度的说明图。如图可知那样,在翼前半,遮板侧翼形状的子午面曲率比轮毂侧大,离心力沿图中的附图标记 71 所示的方向作用于叶轮流入流体。因而,叶轮入口附近轮毂侧的静压提高,因而子午面方向速度降低。另一方面,在叶轮入口遮板侧静压降低,子午面方向速度增加。

[0068] 图 12 是表示在考虑了上述的叶轮入口附近的子午面方向速度分布的基础上求出的、叶轮翼入口遮板侧、轮毂侧各自的速度三角形的图。图 12(a) 是使叶轮的翼前缘遮板直径与轮毂直径大致相等的情况下(相当于图 11 中的翼前缘 161) 的入口速度三角形。另一方面图 12(b) 是使叶轮的翼前缘遮板直径比轮毂直径大的情况下(相当于图 11 中的翼前缘 162) 的入口速度三角形。

[0069] 如图 12(a) 所示,在使叶轮的翼前缘遮板直径与轮毂直径大致相等的情况下,遮板侧的翼入口周速 U_{1s} 与轮毂侧的翼入口周速 U_{1h} 大致相等。但是,关于入口子午面方向速度,如上所述,遮板侧的值 Cm_{1s} 比轮毂侧的值 Cm_{1h} 大。因而,如图 12(a) 那样,相对于遮板侧的相对于叶轮的相对流动角 β_{1s} ,轮毂侧的相对于叶轮的相对流动角 β_{1h} 大幅度地变小。

[0070] 在通常叶轮的翼的设计中,多数情况下将从翼入口角 β_{1b} 减去了入口相对流动角 β_1 而得到的值、即翼的入射角 i_1 ,设定成在轮毂侧和遮板侧大致相等。因而,在使叶轮的翼前缘遮板直径与轮毂直径大致相等的情况下,轮毂侧翼入口角度 β_{1bh} 与遮板侧翼入口角 β_{1bs} 相比大幅度地变小。此外,在使叶轮的翼前缘遮板直径与轮毂直径大致相等的情况下,轮毂侧翼的半径方向长度变短。因此,如图 13 所示,若使叶轮的翼前缘遮板直径与轮毂直径大致相等且在叶轮翼后缘附近使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,则如图中附图标记 112 所示,在轮毂侧,翼角度小,相对于大致朝向周向的翼前缘,在比其靠下游侧,产生翼角度急剧地增大的部分。在该翼角度急剧地增大的部分,在叶轮内部流动的流体在沿着叶片的方向被急剧地减速,特别是在翼负压面,无法克服流动方向的压力梯度而流动剥离,效率降低。此外如图 11 所示,由于在翼前半部轮毂侧与遮板侧相比静压值高,所以在上述急减速区域失去了运动能量的翼表面附近的流体,从该静压梯度的方向、即轮毂侧朝向遮板侧流动。其结果,翼遮板侧负压面的低能量流体的集聚被促进,即使使叶轮翼前缘遮板侧与翼前缘轮毂侧相比相对于旋转方向相同或位于前方,即使延长遮板侧的翼长度,也难以得到抑制翼负压面遮板前缘附近的流动的剥离 - 失速的效果。

[0071] 另一方面如图 12(b) 所示,在使叶轮的翼前缘遮板直径比轮毂直径大的情况下,遮板侧的翼入口周速 U_{1s} 比轮毂侧的翼入口周速 U_{1h} 大。对于入口子午面方向速度,也如上所述,遮板侧的值 Cm_{1s} 比轮毂侧的值 Cm_{1h} 大。因而,如图 12(b) 那样,在遮板侧的相对于叶轮的相对流动角 β_{1s} 与轮毂侧的相对于叶轮的相对流动角 β_{1h} 之间不产生很大的差异,在轮毂侧翼入口角度 β_{1bh} 与遮板侧翼入口角 β_{1bs} 之间也不产生很大的差异。而且在该情况

下,由于轮毂侧翼的半径方向长度变长,所以如图 13 中的附图标记 113 所示,在比轮毂侧翼前缘靠下游侧不产生翼角度急剧地增加的部分。因而,翼前半轮毂侧负压面的剥离被抑制,叶轮效率被维持的同时,低能量流体向翼遮板侧负压面的集聚也被抑制。其结果,能够充分发挥由使叶轮翼前缘遮板侧与翼前缘轮毂侧相比相对于旋转方向相同或位于前方而带来的、抑制翼负压面遮板前缘附近的流动的剥离 - 失速的产生的效果。

[0072] 此外在本实施例的离心式流体机械中,也可以与实施例 1 记载的内容同样,与在叶轮中,在子午面与翼元素所成的 Rake 角以叶轮旋转方向为正的情况下,在从翼前缘到流动方向中央之间取得最大值,并且在其下游侧减少,在叶片出口设定为 $-5^{\circ} \sim -35^{\circ}$ 的特征组合而构成。

[0073] 实施例 3

[0074] 以下,表示本发明的离心式流体机械的第 3 实施方式。

[0075] 在本实施例的离心式流体机械中,在具有与实施例 1、实施例 2 同样的构成要素(叶轮、扩散器、回流道等)的离心式流体机械中,具有以下的离心叶轮,即,如图 14(a) 所示,在叶轮翼后缘的附近使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,且在规定点,如图 14(b) 所示,使叶轮入射角 i_1 为 0° 以下。

[0076] 在本实施例中,首先,通过在叶轮翼后缘附近使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,如上所述,由于作用于流体的翼力的方向变化,翼间内的静压分布变化,通常在翼的负压面的遮板侧集聚低能量流体地形成的二次流动被抑制,能够降低二次流动损失。

[0077] 另一方面,通过在规定点使叶轮入射角 i_1 为 0° 以下,产生以下的效果。

[0078] 如通过图 14(b) 所示的叶轮入口速度三角形可知,由于翼入口子午面方向速度 Cm_1 与入口体积流量 Q_1 成正比,所以随着流量降低, Cm_1 减少。另一方面,由于翼入口周速 U_1 是恒定的,所以随着流量降低,翼入口相对速度 W_1 的方向逐渐变化,翼入口相对流动角 β_1 随着流量降低而减少。因而,随着流量降低,流入翼的流体的入射角 $i_1 (= \beta_{1b} - \beta_1)$ 增大、即相对于翼入口角 β_{1b} ,入口相对流动角 β_{1b} 逐渐变小。因此,随着流量降低,流入翼的流体从不沿着翼前缘的方向流入,在比规定点低流量侧的某个流量点,最终流入流体无法沿着翼负压面流动,在负压面前缘附近剥离。

[0079] 通过减小规定点的入射角 i_1 ,能够使该翼负压面前缘附近的流动的剥离产生的流量向低流量侧迁移。因此,若在规定点将叶轮入射角 i_1 设定为 0° 以下,即使在叶轮翼后缘附近使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,也能够使翼负压面遮板侧前缘附近的流动的剥离 - 失速的产生流量向低流量侧迁移,所以能够维持叶轮动作范围。

[0080] 另外,在本实施例的离心式流体机械中,也可以与实施例 1、实施例 2 记载的内容同样,与使叶轮的遮板前缘直径比轮毂前缘直径大,且从吸入方向观察叶轮的情况下,在叶轮翼后缘使遮板侧比轮毂侧相对于旋转方向后倾,并且在叶轮翼前缘,相对于从叶轮旋转中心沿径向引出的线,叶轮遮板侧与轮毂侧相比相对于旋转方向相同或位于前方的特征组合而构成叶轮。

[0081] 此外在本实施例的离心式流体机械中,也可以与实施例 1、实施例 2 记载的内容同样,与在叶轮中,在子午面与翼元素所成的 Rake 角以叶轮旋转方向为正的情况下,在从翼前缘到流动方向中央之间取得最大值,并且在比其靠下游侧减少,在叶片出口设定为 $-5^{\circ} \sim -35^{\circ}$ 的特征组合而构成。

- [0082] 附图标记的说明
- [0083] 1 离心叶轮
- [0084] 2 旋转轴
- [0085] 3 扩散器
- [0086] 4 回流道
- [0087] 5 叶轮吸入口
- [0088] 6 下游流路
- [0089] 7 吸入壳体
- [0090] 8 入口引导叶片
- [0091] 9 喷出壳体
- [0092] 11 轮毂
- [0093] 12 遮板
- [0094] 13、131、132 叶轮翼
- [0095] 14 翼压力面
- [0096] 15 翼负压面
- [0097] 16、161、162 翼前缘
- [0098] 17 翼后缘
- [0099] 18 翼力
- [0100] 21 叶轮的相邻翼的重叠部
- [0101] 31 叶轮翼狭道面
- [0102] 41 翼元素
- [0103] 51 Rake 角
- [0104] 52 子午面
- [0105] 61 从叶轮旋转中心沿径向引出的线
- [0106] 71 离心力
- [0107] 111 轮毂前缘直径
- [0108] 112、113 轮毂侧翼型状
- [0109] 121 遮板前缘直径
- [0110] 141 翼压力面轮毂侧
- [0111] 151 翼负压面遮板侧

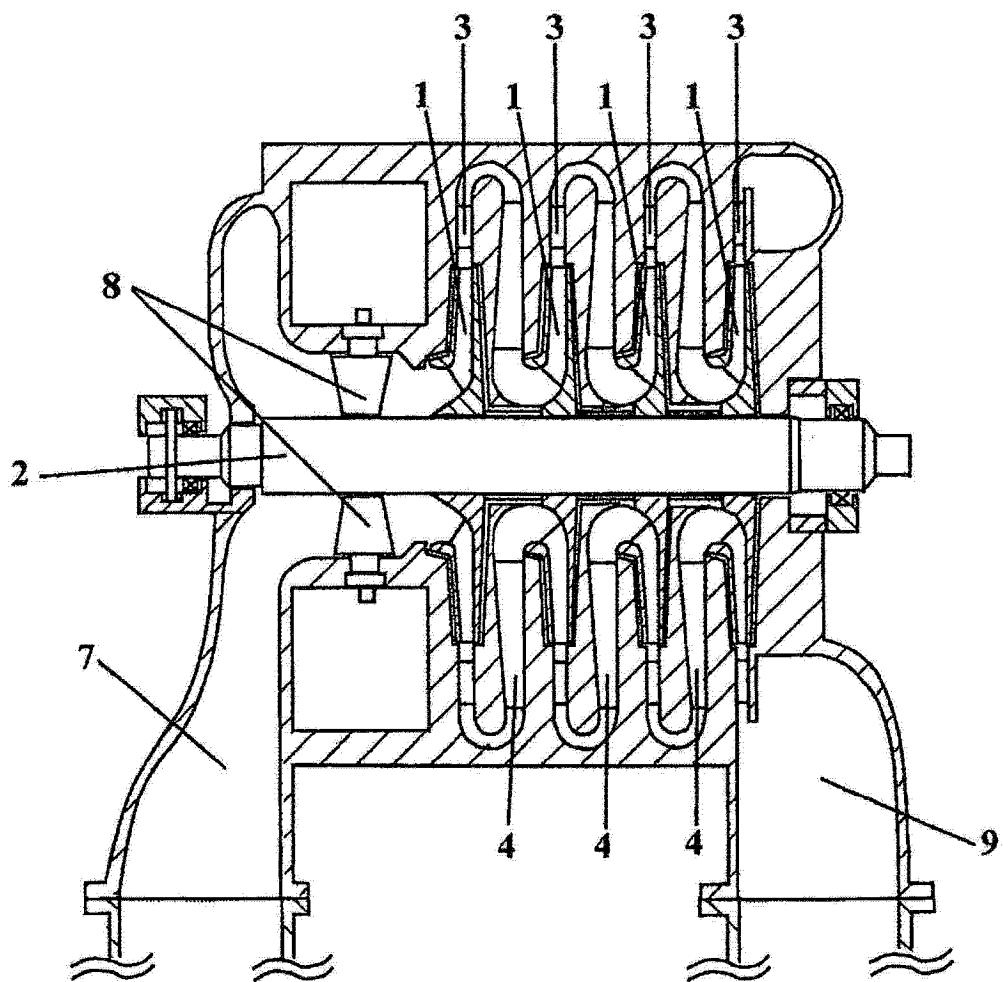


图 1

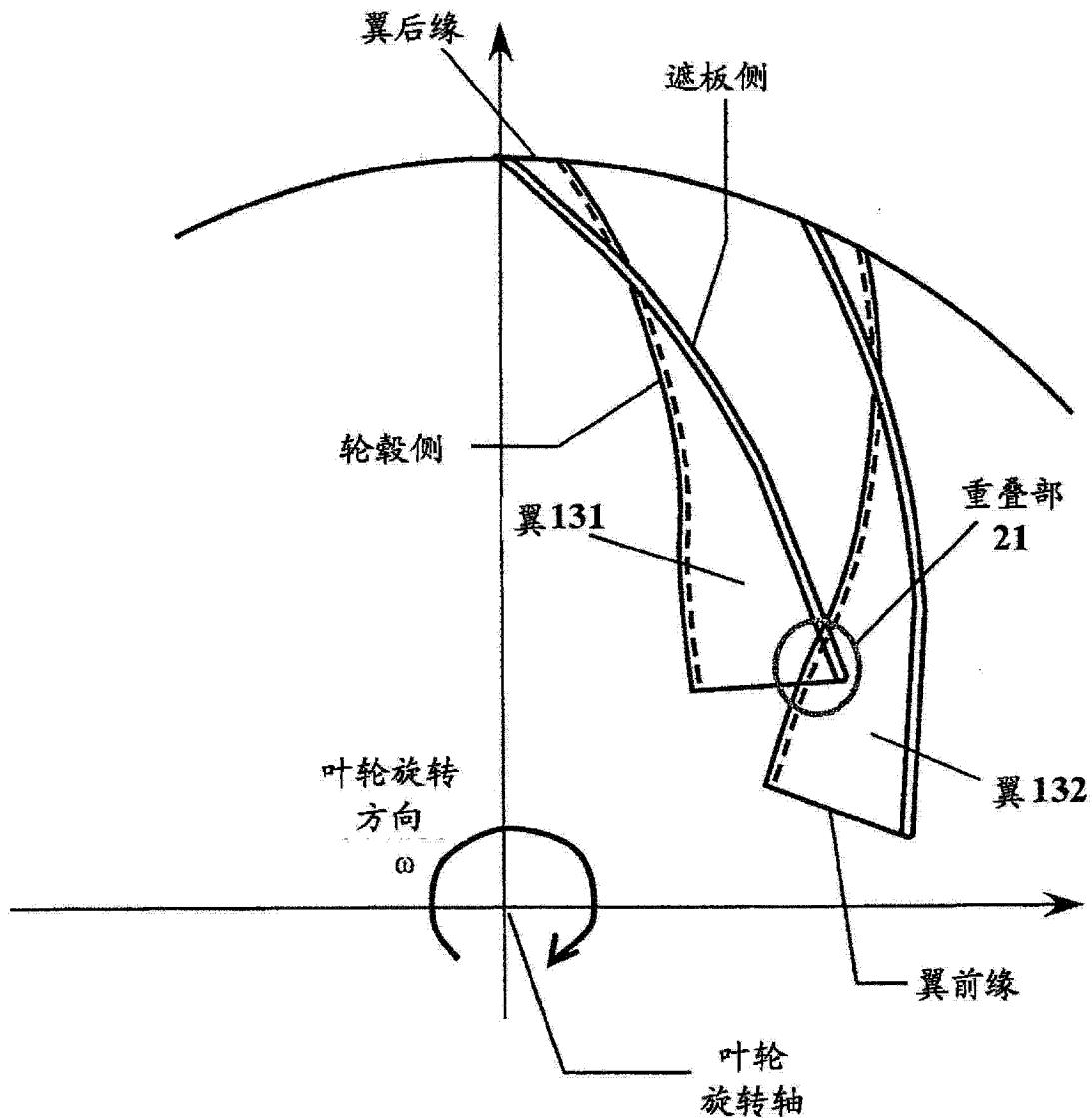
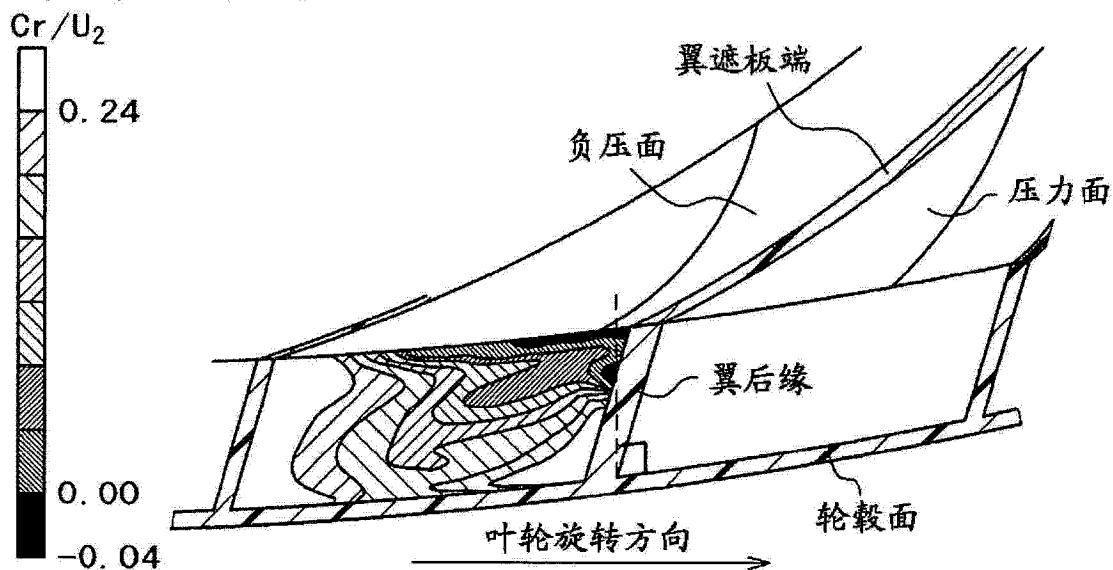


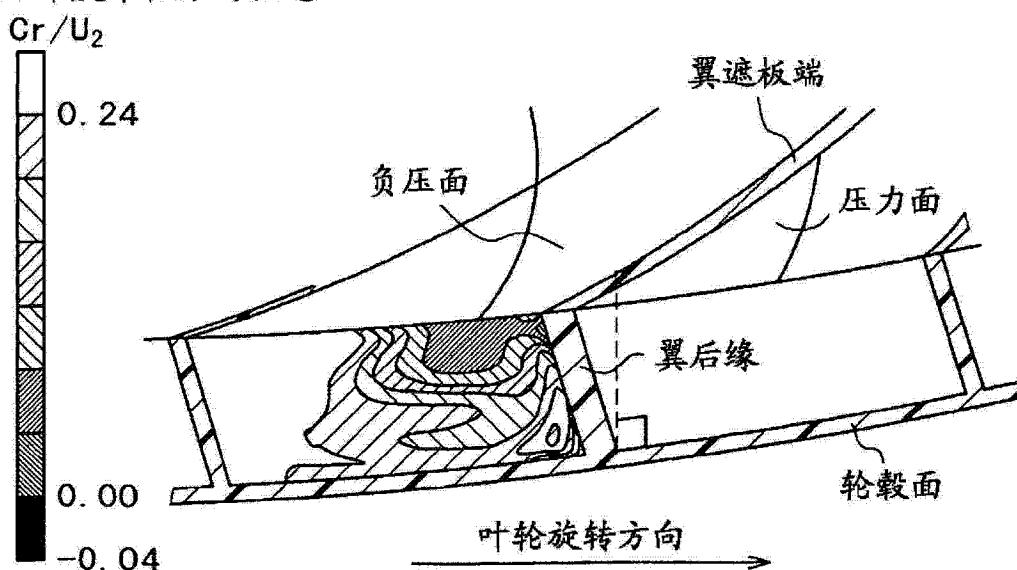
图 2

无维度半径方向流速



(a) 遮板后缘比轮毂后缘在旋转方向上前倾的情况

无维度半径方向流速



(b) 遮板后缘比轮毂后缘在旋转方向上后倾的情况

图 3

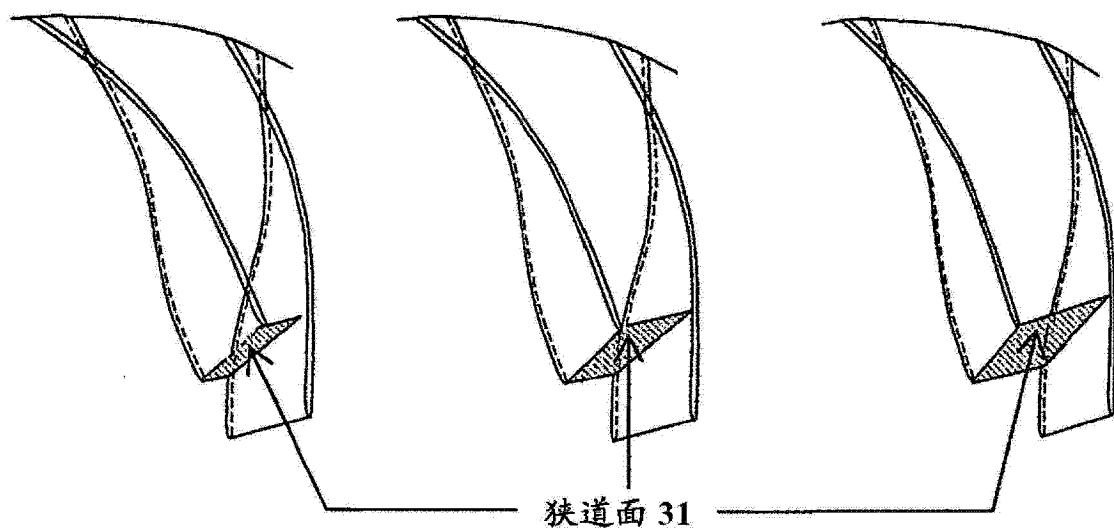


图 4

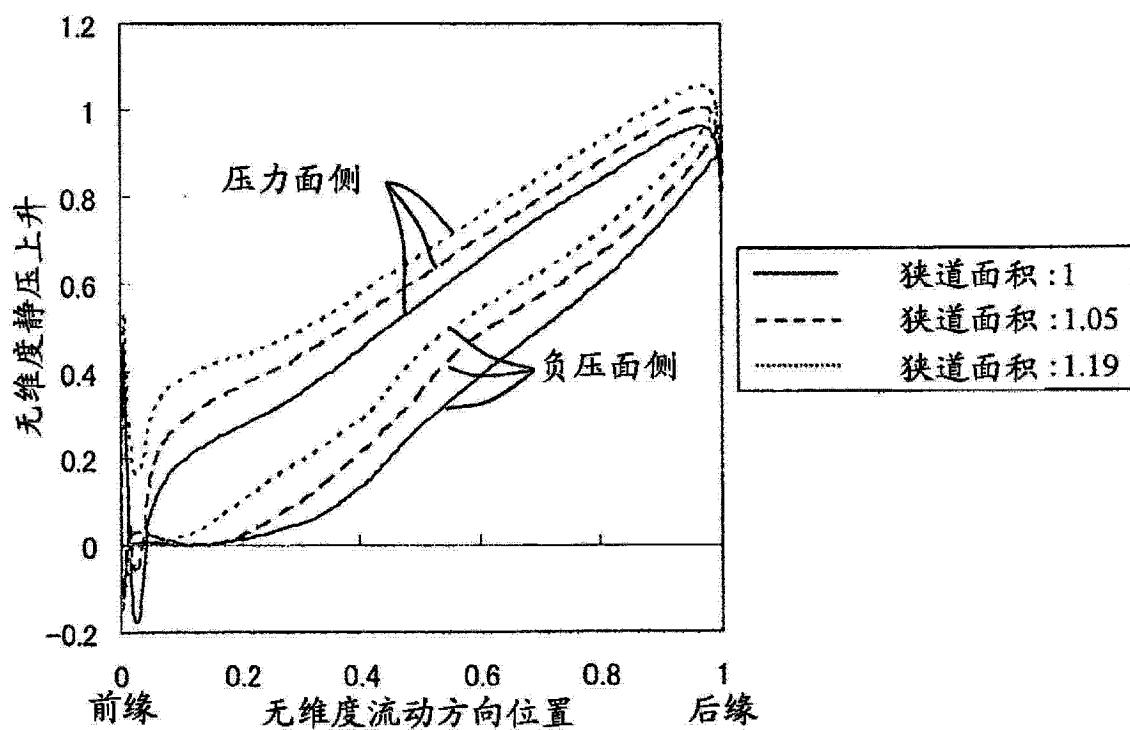


图 5

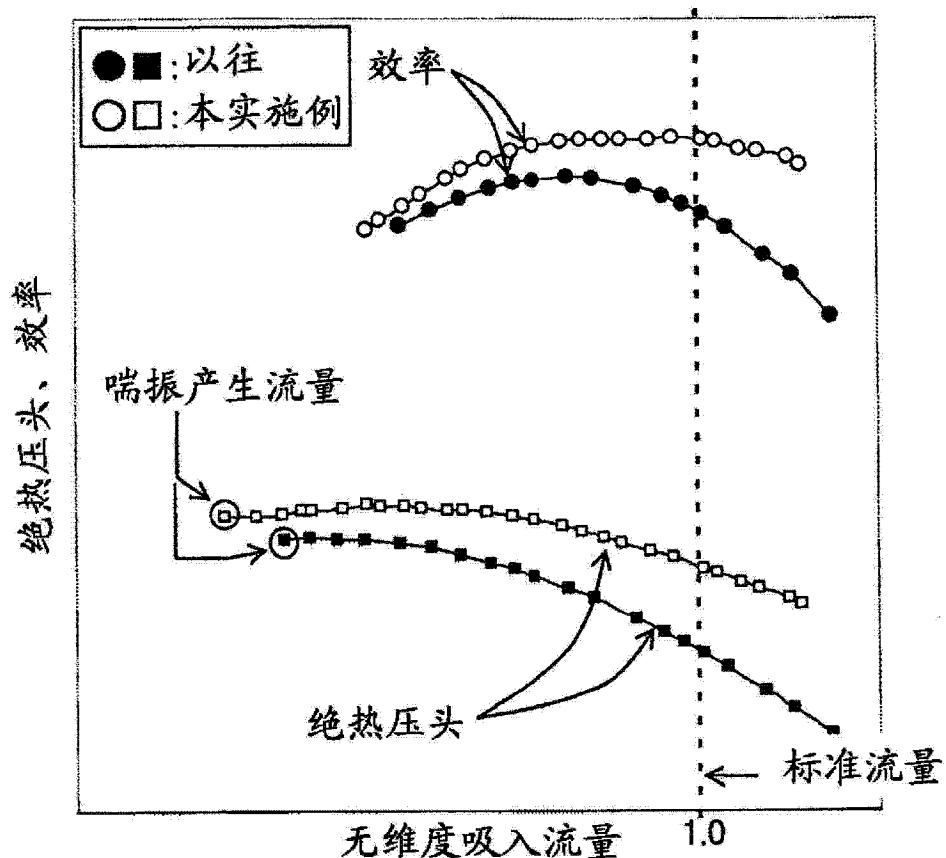


图 6

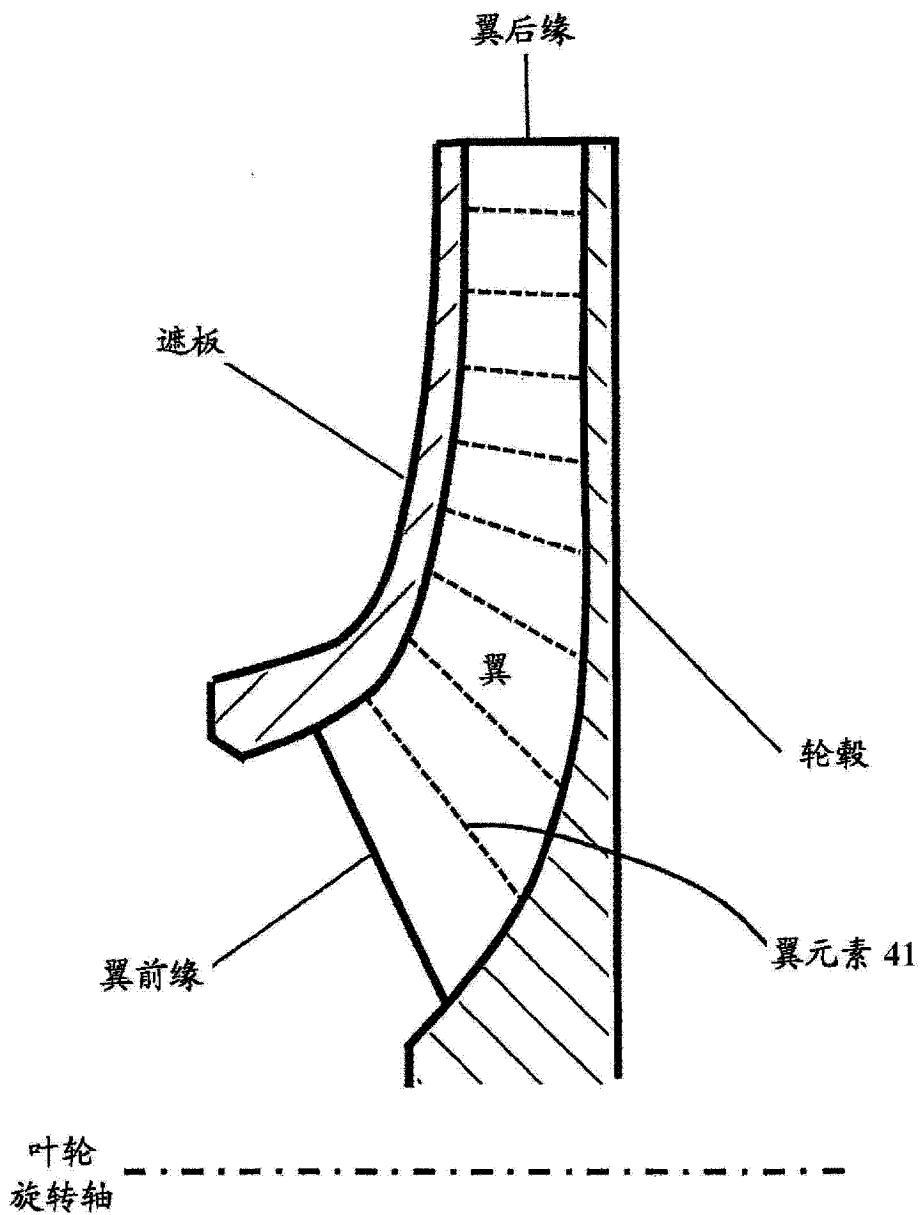


图 7

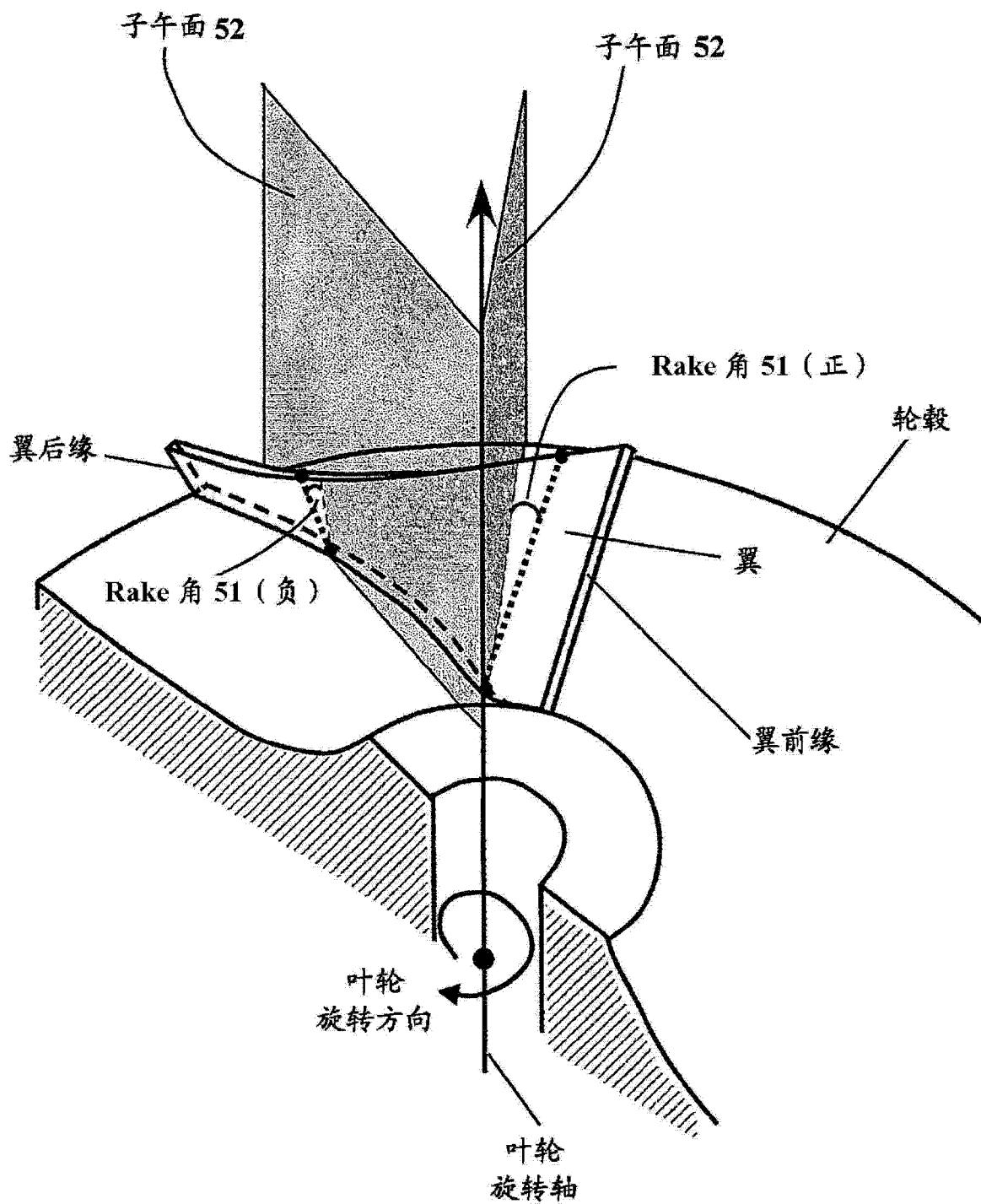


图 8

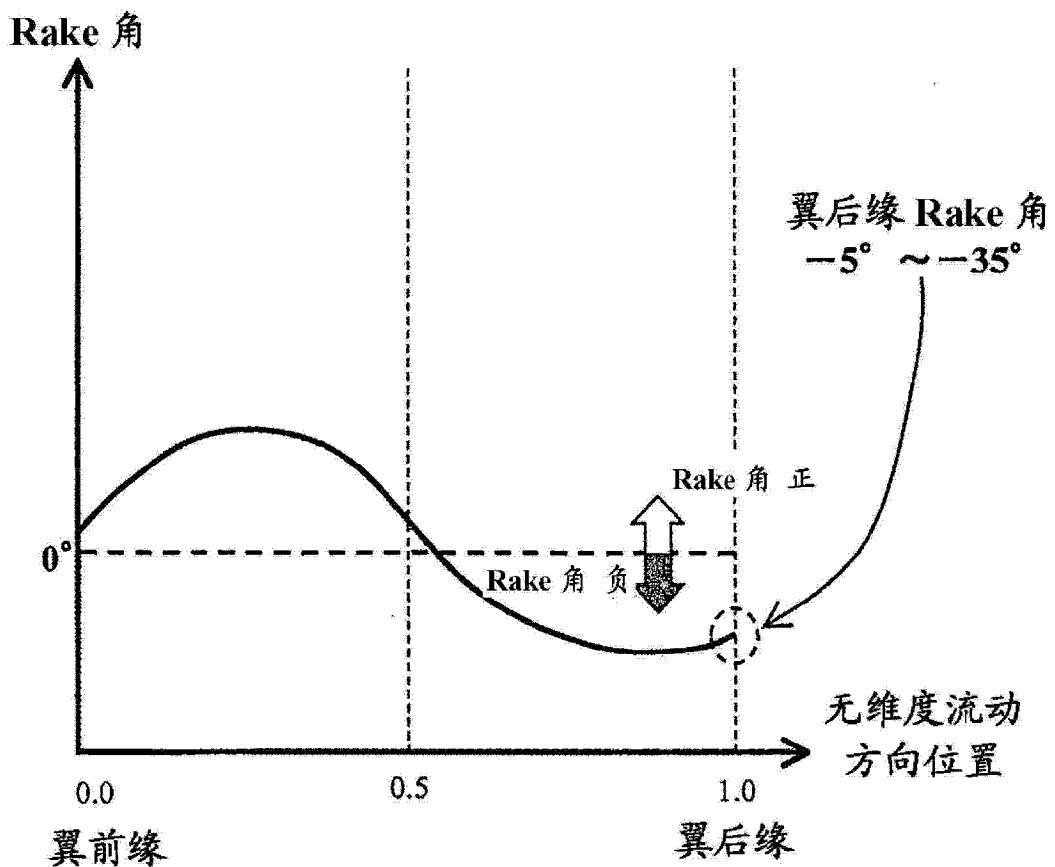
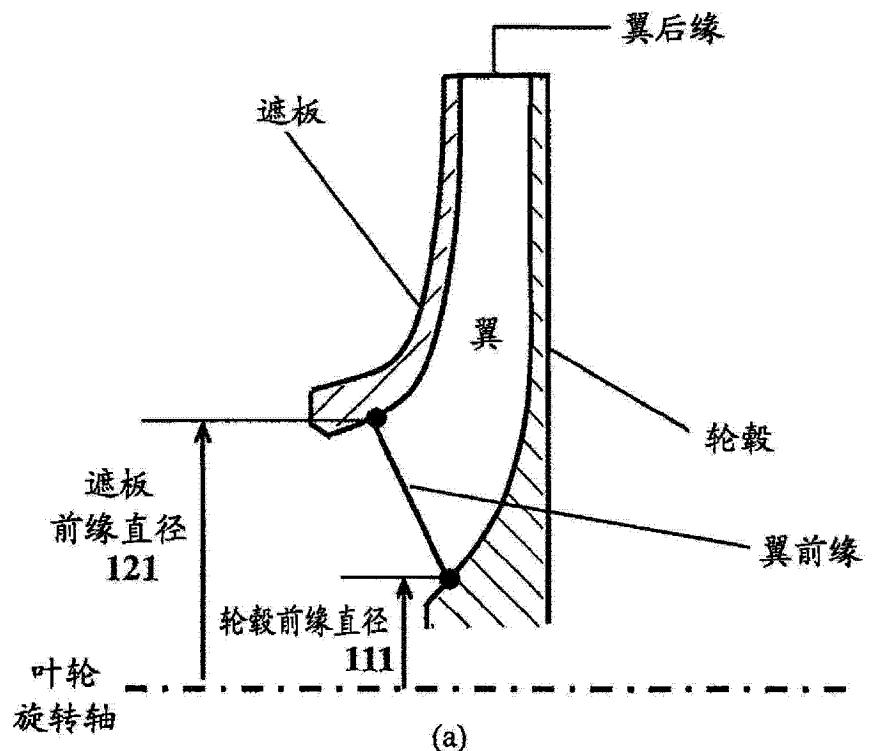
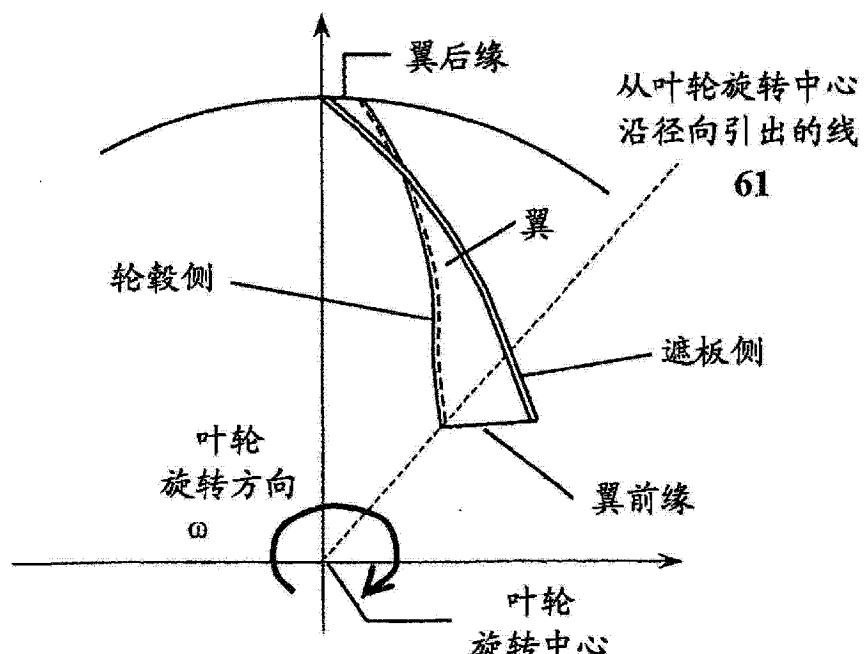


图 9



(a)



(b) 叶轮入口速度三角形

图 10

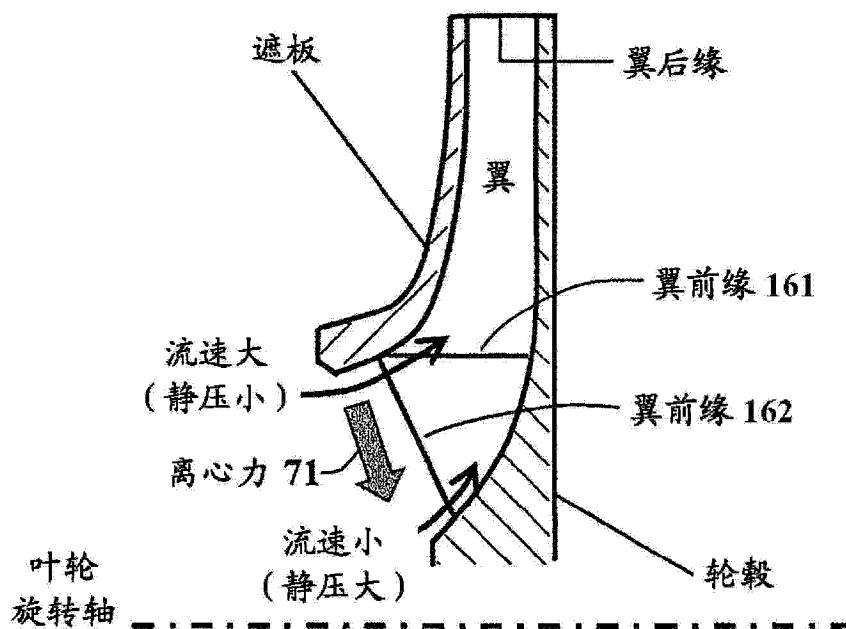


图 11

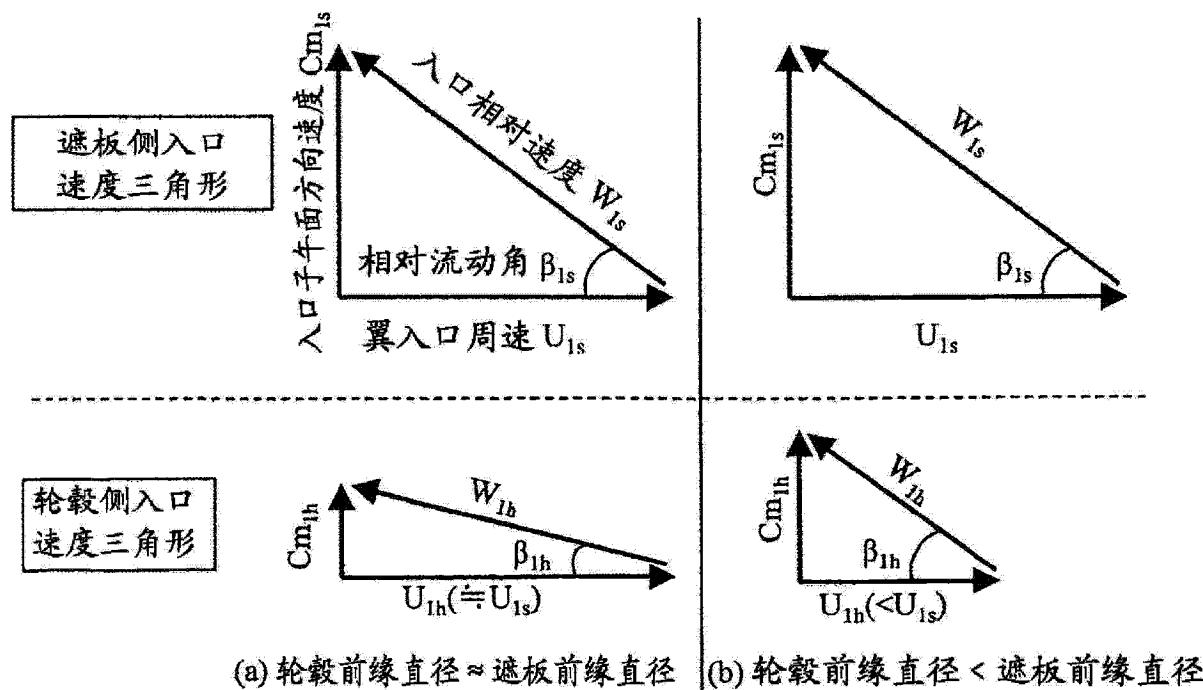


图 12

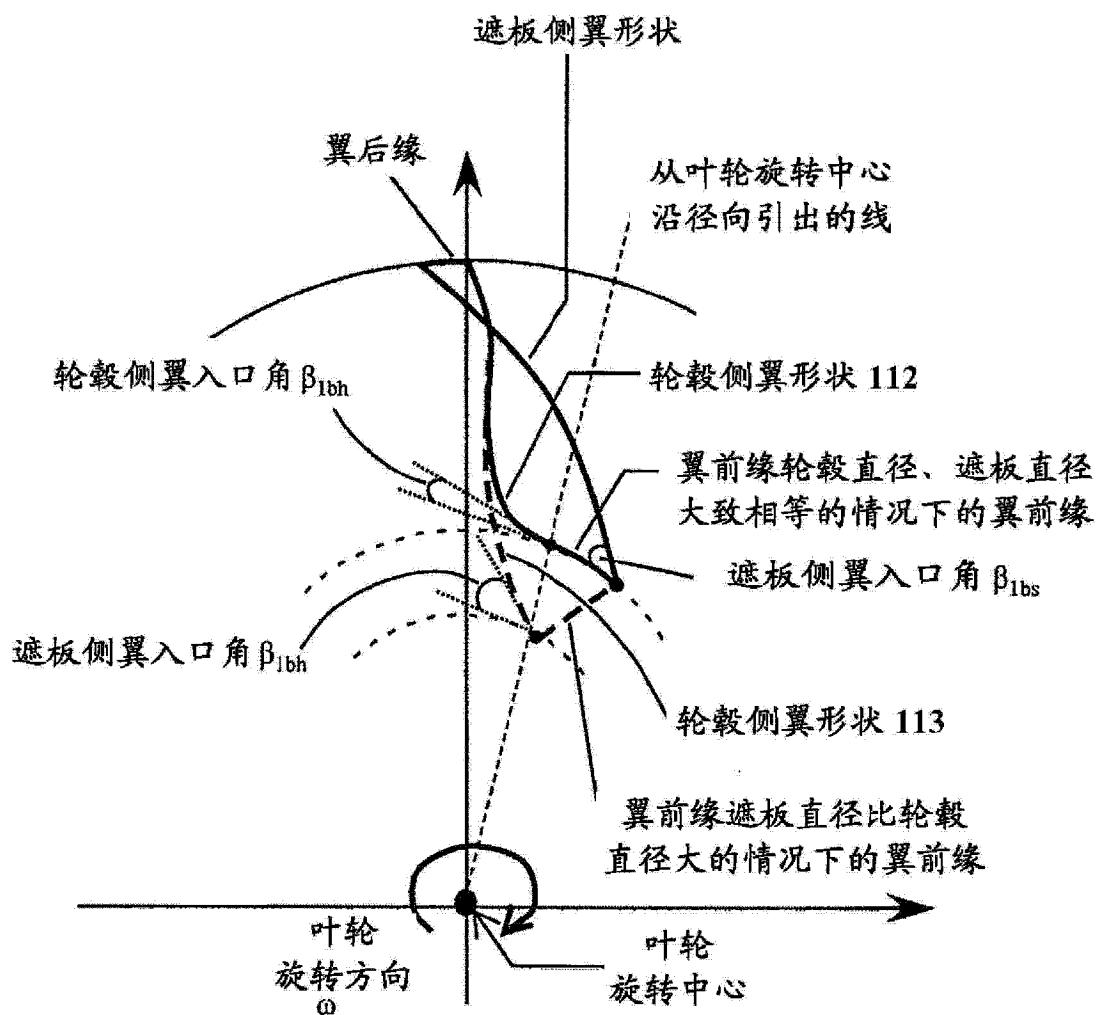
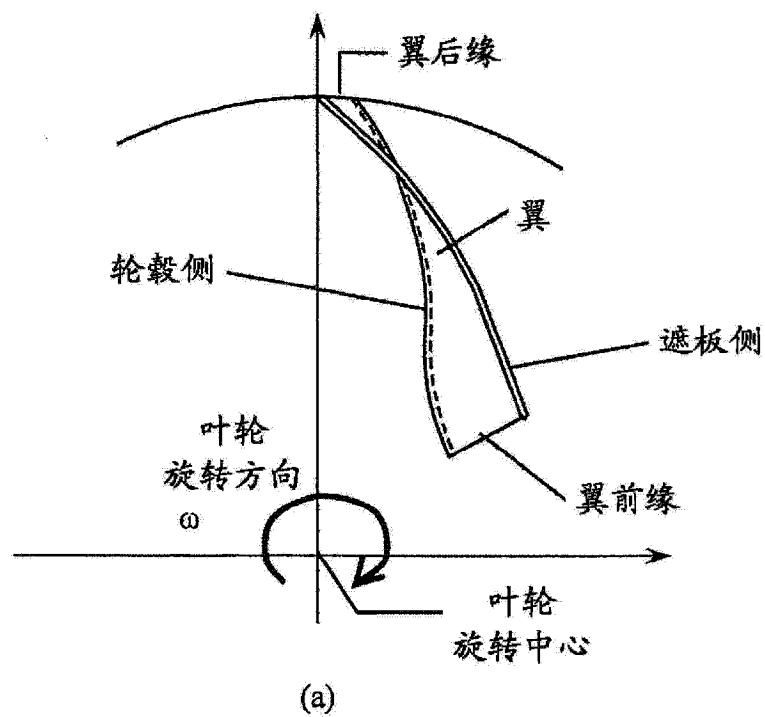


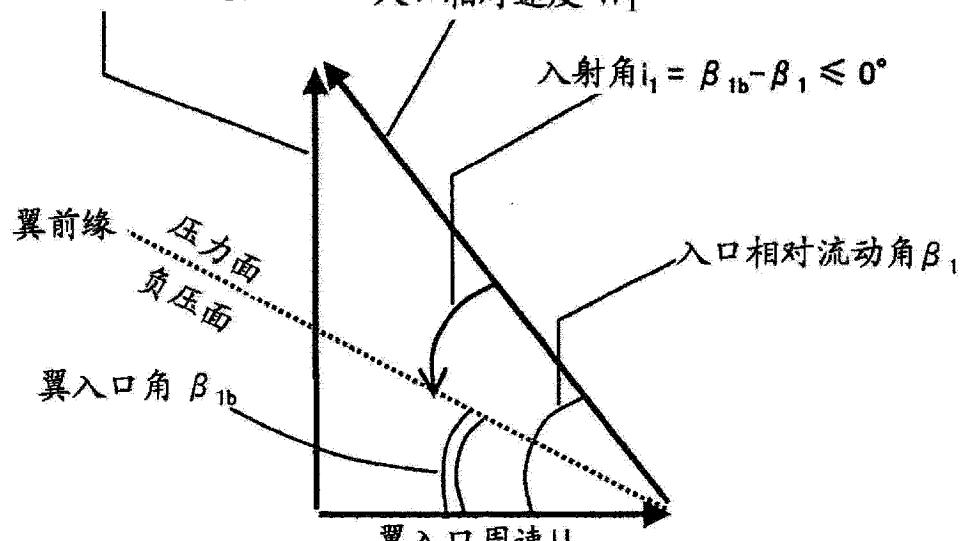
图 13



入口子午面方向速度 Cm_1

\propto 入口体积流量 Q_1

入口相对速度 W_1



(b) 叶轮入口速度三角形

图 14

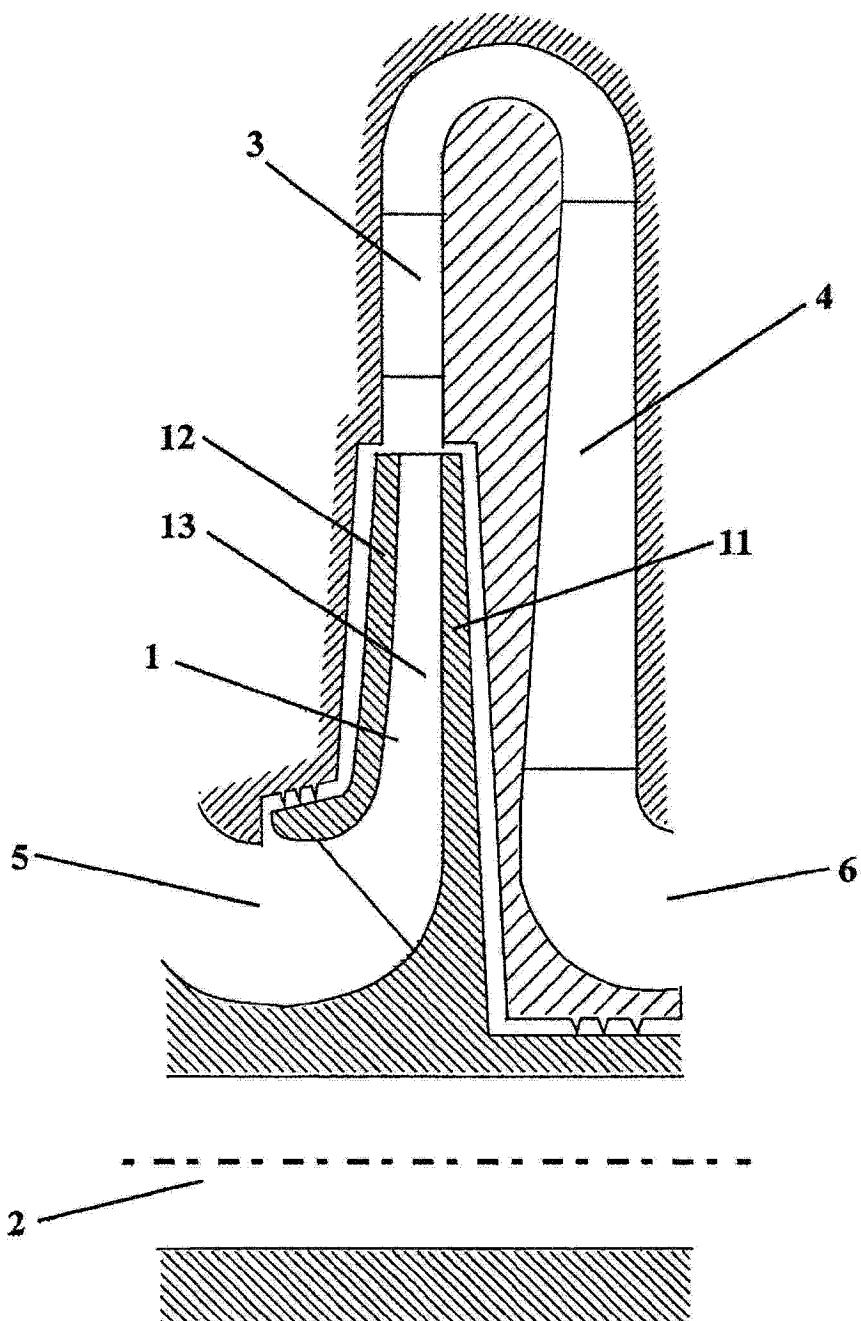


图 15

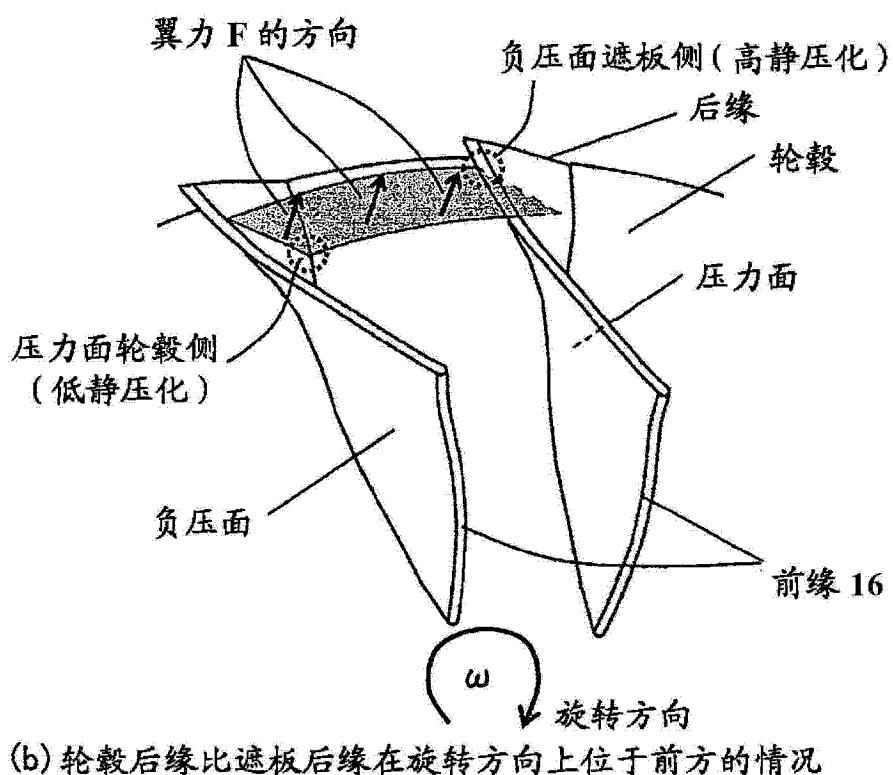
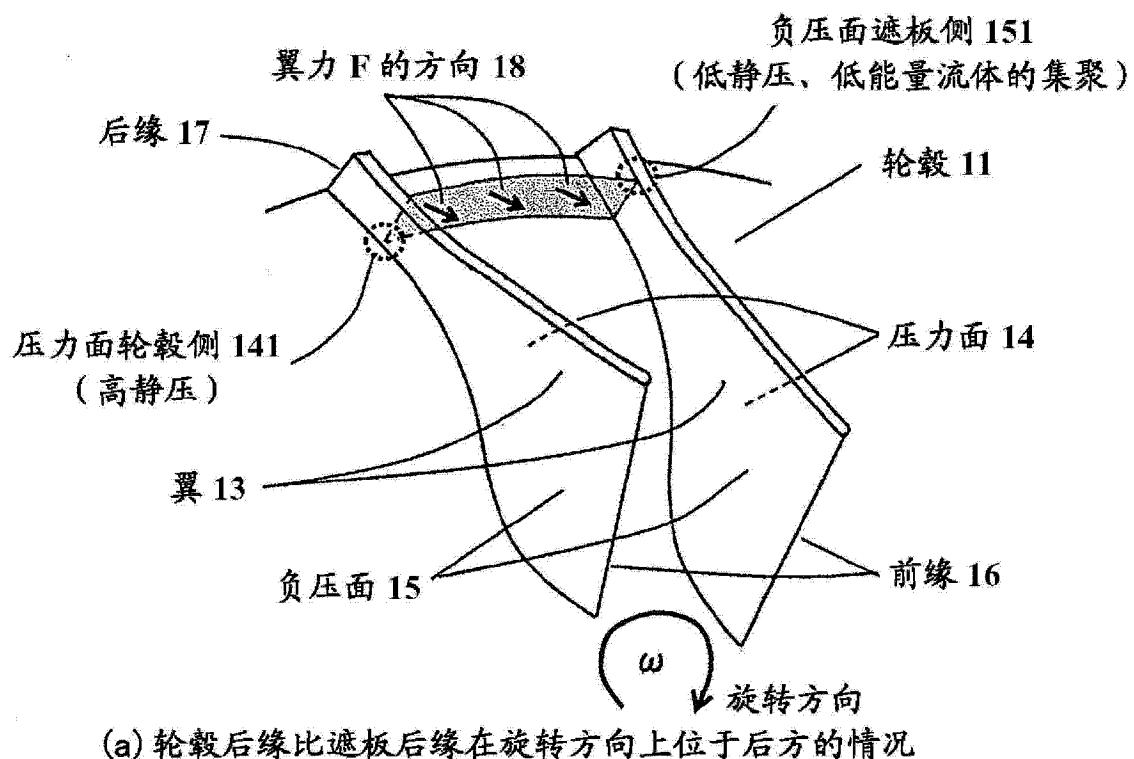


图 16