



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106460523 B

(45)授权公告日 2018.08.17

(21)申请号 201580034272.6

(22)申请日 2015.02.10

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 106460523 A

(43)申请公布日 2017.02.22

(30)优先权数据

2014-131442 2014.06.26 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2016.12.23

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2015/053677 2015.02.10

(87)PCT国际申请的公布数据

W02015/198622 JA 2015.12.30

(73)专利权人 三菱重工业株式会社

地址 日本东京

(72)发明人 高田亮 目黑圭一

(74)专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公司 11021

代理人 锥运朴

(51)Int.Cl.

F01D 5/14(2006.01)

F04D 19/02(2006.01)

F04D 29/38(2006.01)

审查员 郭琦

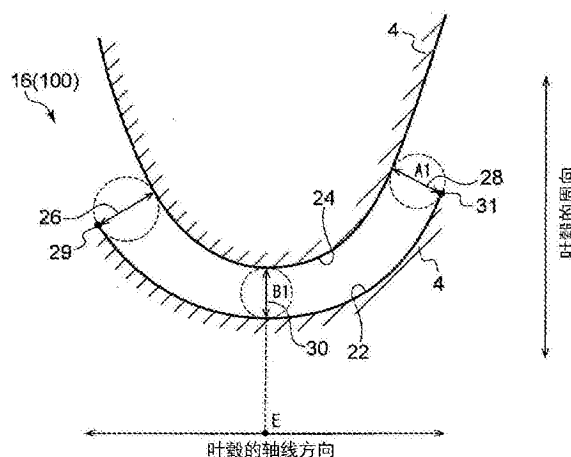
权利要求书2页 说明书10页 附图9页

(54)发明名称

涡轮动叶列、涡轮级以及轴流涡轮

(57)摘要

在具备沿着叶榷的周向排列的多个涡轮动叶的涡轮动叶列中,叶片间流路在叶榷的径向上的第一位置处具有与径向垂直的第一剖面形状,并且在叶榷的径向上的比第一位置远离叶榷的第二位置处具有与径向垂直的第二剖面形状,第一剖面形状在叶榷的轴线方向上的叶片间流路的入口与出口之间具有狭窄部,当将叶片间流路的出口处的第一剖面形状的流路宽度设为A1、将狭窄部处的第一剖面形状的流路宽度设为B1、将叶片间流路的出口处的第二剖面形状的流路宽度设为A2、而且将叶榷的轴线方向上的与狭窄部处于相同位置的第二剖面形状的流路宽度设为B2时, $A1/B1 > A2/B2$ 。



1. 一种涡轮动叶列,其特征在于,

所述涡轮动叶列具备多个涡轮动叶,该多个涡轮动叶在彼此之间形成有叶片间流路的状态下沿着叶榖的周向排列,

所述叶片间流路在所述叶榖的径向上的第一位置处具有与所述径向垂直的第一剖面形状,并且在所述叶榖的径向上比所述第一位置远离所述叶榖的第二位置处具有与所述径向垂直的第二剖面形状,

所述第一剖面形状在所述叶榖的轴线方向上的所述叶片间流路的入口与出口之间具有狭窄部,

当将所述叶片间流路的出口处的所述第一剖面形状的流路宽度设为A1、将所述狭窄部处的所述第一剖面形状的流路宽度设为B1、将所述叶片间流路的出口处的所述第二剖面形状的流路宽度设为A2、而且将所述叶榖的轴线方向上的与所述狭窄部处于相同位置的所述第二剖面形状的流路宽度设为B2时, $A1/B1 > A2/B2$ 。

2. 根据权利要求1所述的涡轮动叶列,其特征在于,

所述第二剖面形状的流路宽度从所述叶片间流路的入口到出口而单调减小。

3. 根据权利要求1所述的涡轮动叶列,其特征在于,

所述第二剖面形状在所述叶片间流路的入口与出口之间具有狭窄部。

4. 根据权利要求3所述的涡轮动叶列,其特征在于,

所述第二剖面形状的所述狭窄部位于在所述叶榖的轴线方向上比所述第一剖面形状的所述狭窄部靠所述叶片间流路的出口侧的位置。

5. 根据权利要求1所述的涡轮动叶列,其特征在于,

所述第二剖面形状的流路宽度在随着从所述叶片间流路的入口朝向出口而单调减小之后,维持为恒定。

6. 根据权利要求1至5中任一项所述的涡轮动叶列,其特征在于,

在所述多个涡轮动叶各自之中,与叶片高度方向垂直的剖面形状从叶片根部到叶片前端部为恒定。

7. 根据权利要求1至5中任一项所述的涡轮动叶列,其特征在于,

在所述叶榖的轴线方向上的至少一部分的区域内,所述第一剖面形状的流路宽度由通过焊接而形成于所述涡轮动叶和所述叶榖中的至少一方的加厚部规定。

8. 根据权利要求7所述的涡轮动叶列,其特征在于,

所述第一剖面形状中的所述狭窄部设于所述至少一部分的区域内。

9. 根据权利要求1至5中任一项所述的涡轮动叶列,其特征在于,

在所述涡轮动叶各自之中,当将所述叶榖的轴线方向上的叶片宽度设为W、将所述叶榖的径向上的叶片高度设为H时, H/W 小于1.0。

10. 根据权利要求1至5中任一项所述的涡轮动叶列,其特征在于,

当将所述叶榖的径向上的距所述叶榖的周面的距离除以所述叶榖的径向上的所述涡轮动叶的叶片高度而得到的值设为叶片高度比r时,所述第一位置的叶片高度比r1和所述第二位置的叶片高度比r2分别满足 $0 < r1 < 0.3$ 以及 $0.3 < r2 < 0.7$ 。

11. 一种涡轮级,其特征在于,

所述涡轮级具备:

权利要求1至10中任一项所述的涡轮动叶列;以及
涡轮静叶列,其设于所述涡轮动叶列的上游侧且包含多个涡轮静叶。

12.一种轴流涡轮,其具备在叶毂的轴向上排列的多个涡轮级,
其特征在于,

所述多个涡轮级中的至少一个是权利要求11所述的涡轮级。

13.根据权利要求12所述的轴流涡轮,其特征在于,

所述轴流涡轮构成为,在所述叶毂的径向上的所述第一位置处的反动度为0.25以下的情况下进行工作。

14.根据权利要求12或13所述的轴流涡轮,其特征在于,

所述轴流涡轮构成为,在所述叶片间流路的整个区域内的流体的马赫数小于1.0的情况下进行工作。

涡轮动叶列、涡轮级以及轴流涡轮

技术领域

[0001] 本发明涉及涡轮动叶列、涡轮级以及轴流涡轮。

背景技术

[0002] 在蒸汽涡轮、燃气涡轮等涡轮中设置有多个涡轮动叶，该多个涡轮动叶在彼此之间形成有叶片间流路的状态下沿着叶毂(hub)的周向排列。关于通过该叶片间流路的流体，在涡轮动叶的中央(中间)附近，其速度能量所引起的离心力与涡轮动叶的腹面侧和背面侧之间的压力差平衡。与此相对地，在叶毂附近流动的边界层处，由于流速慢，因此离心力变小。因此，有时发生流体从压力高的腹面侧朝向压力低的背面侧的二次流动(横流)的情况。在现有的涡轮动叶中，因该二次流动而引起的损失(二次流动损失)成为动力损失大的原因。

[0003] 在专利文献1中，记载有以减少二次流动损失为目的的轴流涡轮叶片。该轴流涡轮叶片形成为，通过扩大或缩小从叶片根部至叶片前端部的叶片剖面，使喷嘴叶片的后缘端和邻接于该喷嘴叶片的喷嘴叶片的背面之间的最短距离 s 与环状间距 t 之比 s/t 在叶片高度方向上发生变化。另外，在专利文献1中，记载有能够将该轴流涡轮叶片应用于涡轮动叶的内容。

[0004] 在先技术文献

[0005] 专利文献

[0006] 专利文献1：日本特开2003-20904号公报

发明内容

[0007] 发明要解决的课题

[0008] 现有的涡轮动叶构成为，从叶片间流路的入口朝向出口而流路宽度逐渐地变窄。专利文献1所记载的轴流涡轮叶片也同样，该轴流涡轮叶片只不过是对叶片间流路的出口处的流路宽度在叶片高度方向上给予了分布。

[0009] 这样，在从叶片间流路的入口朝向出口而流路宽度逐渐地变窄的结构中，能够在某种程度上抑制流动的剥离，但需要说明的是，仍然存在流动在叶片间流路的上游侧容易剥离、二次流动容易产生并成长这样的问题。

[0010] 鉴于上述的情况，本发明的至少一实施方式的目的，在于提供能够通过抑制二次流动损失而提高涡轮动叶列的性能的涡轮动叶列、涡轮级以及轴流涡轮。

[0011] 解决方案

[0012] (1) 本发明的至少一实施方式所涉及的涡轮动叶列具备多个涡轮动叶，该多个涡轮动叶在彼此之间形成有叶片间流路的状态下沿着叶毂的周向排列，所述叶片间流路在所述叶毂的径向上的第一位置处具有与所述径向垂直的第一剖面形状，并且在所述叶毂的径向上比所述第一位置远离所述叶毂的第二位置处，具有与所述径向垂直的第二剖面形状，所述第一剖面形状在所述叶毂的轴线方向上的所述叶片间流路的入口与出口之间具有狭

窄(throat)部,当将所述叶片间流路的出口处的所述第一剖面形状的流路宽度设为A1、将所述狭窄部处的所述第一剖面形状的流路宽度设为B1、将所述叶片间流路的出口处的所述第二剖面形状的流路宽度设为A2、而且将所述叶榖的轴线方向上的与所述狭窄部处于相同位置的所述第二剖面形状的流路宽度设为B2时, $A1/B1 > A2/B2$ 。

[0013] 根据上述(1)所记载的涡轮动叶列,第一剖面形状在叶榖的轴线方向上的叶片间流路的入口与出口之间具有狭窄部,因此,比狭窄部靠入口侧的流动被加速,能够抑制在比狭窄部靠入口侧的位置处的剥离发生。另外,在设有这样的狭窄部的情况下,若不进行任何设计,则狭窄部的出口侧会成为减速流路,难以抑制二次流动损失,但根据上述(1)所记载的涡轮动叶列,通过进一步满足 $A1/B1 > A2/B2$,能够在叶片间流路的入口与出口之间形成抑制二次流动从叶榖的表面向叶榖的径向外侧浮起这样的叶榖的径向的压力梯度。由此,能够有效地减少二次流动损失,能够提高涡轮动叶列的性能。

[0014] (2)在若干实施方式中,在上述(1)所记载的涡轮动叶列的基础上,所述第二剖面形状的流路宽度从所述叶片间流路的入口到出口而单调减小。

[0015] 根据上述(2)所记载的涡轮动叶列,能够在叶片间流路的入口与出口之间容易地形成抑制二次流动从叶榖的表面向叶榖的径向外侧浮起这样的叶榖的径向的压力梯度。由此,能够有效地减少二次流动损失,并提高涡轮动叶列的性能。

[0016] (3)在若干实施方式中,在上述(1)所记载的涡轮动叶列的基础上,所述第二剖面形状在所述叶片间流路的入口与出口之间具有狭窄部。

[0017] 根据上述(3)所记载的涡轮动叶列,即便在第一剖面形状以及第二剖面形状分别具有狭窄部的情况下,通过满足上述条件($A1/B1 > A2/B2$),也能够抑制二次流动从叶榖的表面沿径向朝外侧浮起。

[0018] (4)在若干实施方式中,在上述(3)所记载的涡轮动叶列的基础上,所述第二剖面形状的所述狭窄部位于在所述叶榖的轴线方向上比所述第一剖面形状的所述狭窄部靠所述叶片间流路的出口侧的位置。

[0019] 根据上述(4)所记载的涡轮动叶列,即便在第一剖面形状以及第二剖面形状分别具有狭窄部的情况下,也能够叶片间流路的入口与出口之间容易地形成抑制二次流动从叶榖的表面向叶榖的径向外侧浮起这样的叶榖的径向的压力梯度。由此,能够有效地减少二次流动损失,且提高涡轮动叶列的性能。

[0020] (5)在若干实施方式中,在上述(1)所记载的涡轮动叶列的基础上,所述第二剖面形状的流路宽度在随着从所述叶片间流路的入口朝向出口而单调减小之后,维持为恒定。

[0021] 在上述(5)所记载的涡轮动叶列中,也通过满足上述条件($A1/B1 > A2/B2$),来抑制二次流动从叶榖的表面沿径向朝外侧浮起。

[0022] (6)在若干实施方式中,在上述(1)~(5)所记载的涡轮动叶列的基础上,在所述多个涡轮动叶各自之中,与叶片高度方向垂直的剖面形状从叶片根部到叶片前端部为恒定。

[0023] 即便如上述(6)所记载的涡轮动叶列那样多个涡轮动叶分别为二维叶片,由于第一剖面形状与第二剖面形状的叶榖的径向上的位置彼此不同,因此,能够利用周长差,以满足上述条件的方式构成涡轮动叶列。因此,通过多个涡轮动叶分别采用二维叶片,能够实现涡轮动叶的加工性(制造性)提高、性能提高、制造成本降低。

[0024] (7)在若干实施方式中,在上述(1)~(6)所记载的涡轮动叶列的基础上,在所述叶

毂的轴线方向上的至少一部分的区域内,所述第一剖面形状的流路宽度由通过焊接形成于所述涡轮动叶和所述叶毂中的至少一方的加厚部规定。

[0025] 根据上述(7)所记载的涡轮动叶列,能够提高涡轮动叶列的性能,并且能够提高涡轮动叶的翼型的设计自由度。

[0026] (8)在若干实施方式中,在上述(7)所记载的涡轮动叶列的基础上,所述第一剖面形状中的所述狭窄部设于所述至少一部分的区域内。

[0027] 根据上述(8)所记载的涡轮动叶列,能够容易地提高涡轮动叶列的性能,并且提高涡轮动叶的翼型的设计自由度。

[0028] (9)在若干实施方式中,在上述(1)~(8)所记载的涡轮动叶列的基础上,在所述涡轮动叶各自之中,当将所述叶毂的轴线方向的叶片宽度设为 W 、将所述叶毂的径向的叶片高度设为 H 时, H/W 小于1.0。

[0029] 根据上述(9)所记载的涡轮动叶列,在涡轮动叶的长宽比为较低的情况(H/W 小于1.0的情况)下,若不对叶片间流路的形状进行任何设计,则来自叶毂侧的二次流动与来自前端(叶片前端)侧的二次流动之间容易发生干涉。与此相对地,通过形成叶片间流路以便满足上述条件($A1/B1 > A2/B2$),也能够抑制这样的二次流动的干涉。由此,能够有效地提高涡轮动叶列的性能。

[0030] (10)在若干实施方式中,在上述(1)~(9)所记载的涡轮动叶列的基础上,当将所述叶毂的径向上的距所述叶毂的周面的距离除以所述叶毂的径向上的所述涡轮动叶的叶片高度而得到的值设为叶片高度比 r 时,所述第一位置的叶片高度比 r_1 和所述第二位置的叶片高度比 r_2 分别满足 $0 < r_1 < 0.3$ 以及 $0.3 < r_2 < 0.7$ 。

[0031] 根据上述(10)所记载的涡轮动叶列,能够有效地抑制二次流动从叶毂的表面沿径向朝外侧浮起。

[0032] (11)本发明的至少一实施方式所涉及的涡轮级具备:上述(1)~(10)中任一项所记载的涡轮动叶列;以及设于所述涡轮动叶列的上游侧且包含多个涡轮静叶的涡轮静叶列。

[0033] 根据上述(11)所记载的涡轮级,由此能够减少二次流动损失,且有效地提高涡轮级的性能。

[0034] (12)本发明的至少一实施方式所涉及的轴流涡轮具备在叶毂的轴方向上排列的多个涡轮级,其中,所述多个涡轮级中的至少一个是上述(11)所记载的涡轮级。

[0035] 根据上述(12)所记载的轴流涡轮,能够减少二次流动损失,且有效地提高轴流涡轮的性能。

[0036] (13)在若干实施方式中,在上述(12)所记载的轴流涡轮的基础上,所述轴流涡轮构成为,在所述叶毂的径向上的所述第一位置处的反动度为0.25以下的情况下进行工作。在该情况下,反动度也可以为负值。

[0037] 在反动度小的情况下,叶片间流路的前后差压也低,因此,在叶片间流路的中途,可能产生压力梯度逆转而发生逆流的区域。根据本发明人的研究可知,典型地是,在反动度为0.25以下的情况下,可能产生异常的涡流(从叶片间流路的叶毂侧且较接近入口的区域,伴随着逆流而呈螺旋状地向叶毂的径向外侧移动的涡流)。关于这一点,根据以满足上述条件($A1/B1 > A2/B2$)的方式形成的叶片间流路,针对这种异常的涡流也能够形成抑制二次流

动从叶榖的表面向叶榖的径向外侧浮起这样的叶榖的径向的压力梯度。由此,能够减少二次流动损失,且有效地提高轴流涡轮的性能。

[0038] (14) 在若干实施方式中,在上述(12)或(13)所记载的轴流涡轮的基础上,所述轴流涡轮构成为,在所述叶片间流路的整个区域内的流体的马赫数小于1.0的情况下进行工作。

[0039] 即便是这样以亚音速工作的轴流涡轮,若采用形成为满足上述条件($A1/B1 > A2/B2$)的叶片间流路,则能够减少二次流动损失,且有效地提高涡轮动叶列的性能。

[0040] 发明效果

[0041] 根据本发明的至少一实施方式,提供了能够通过抑制二次流动损失而提高涡轮动叶列的性能的涡轮动叶列、涡轮级以及轴流涡轮。

附图说明

[0042] 图1是针对若干实施方式所涉及的轴流涡轮而示出包含涡轮转子的轴线在内的剖面(子午剖面)的一部分的概要剖视图。

[0043] 图2是示出若干实施方式所涉及的涡轮动叶列的一部分的概要立体图。

[0044] 图3是示出若干实施方式所涉及的第一剖面形状的例子示意性的剖视图。

[0045] 图4是示出若干实施方式所涉及的第一剖面形状的例子示意性的剖视图。

[0046] 图5是示出若干实施方式所涉及的第一剖面形状的例子示意性的剖视图。

[0047] 图6是示出若干实施方式所涉及的第二剖面形状的例子示意性的剖视图。

[0048] 图7是示出若干实施方式所涉及的第二剖面形状的例子示意性的剖视图。

[0049] 图8是示出若干实施方式所涉及的第二剖面形状的例子示意性的剖视图。

[0050] 图9示出满足 $A1/B1 > A2/B2$ 的叶片间流路中的第一剖面形状和关于该流路内的各位置处的流体的马赫数的解析结果。

[0051] 图10示出关于叶榖的轴线方向位置H、I、J以及K各自处的、叶片高度方向位置与静压之间的关系解析结果。

[0052] 图11(a)是示意性地示出满足 $A1/B1 > A2/B2$ 的叶片间流路中的动叶腹侧的极限流线的解析结果的图,图11(b)是示意性地示出现有的叶片间流路中的动叶腹侧的极限流线的解析结果的图。

[0053] 图12是示出在叶片间流路中产生的异常的涡流的图。

[0054] 图13(a)是示出将轴流涡轮应用于涡轮增压器的涡轮的结构例的图,图13(b)是示出将轴流涡轮应用于发电设备的涡轮的结构例的图。

具体实施方式

[0055] 以下,参照附图对本发明的若干实施方式进行说明。其中,实施方式所记载的或者附图所示的结构部件的尺寸、材质、形状、其相对的配置等并非意在将本发明的范围限定于此,只不过是单纯的说明例。

[0056] 例如,“在某一方向上”、“沿着某一方向”、“平行”、“正交”、“中心”、“同心”或者“同轴”等表示相对的配置关系的表现,严格来说不仅表示上述那样的相对的配置关系,还表示存在公差或者获得相同功能这一程度的角度、距离时相对位移的状态。

[0057] 另外,例如,表示四边形、圆筒形状等形状的表现不仅表示几何学上严格意义的四边形、圆筒形状等形状,在获得相同的效果的范围内,还表示包括凹凸部、倒角部等的形状。

[0058] 另一方面,“具备”、“具有”、“包括”、“包含”或者“含有”一个构成要素这样的表现并非是除去其他构成要素的存在的排他性表现。

[0059] 图1是关于若干实施方式所涉及的轴流涡轮而示出包含涡轮转子的轴线在内的剖面(子午剖面)的一部分的概要剖视图。图2是示出若干实施方式所涉及的涡轮动叶列的一部分的概要立体图。

[0060] 若干实施方式所涉及的轴流涡轮1具备在叶毂18的轴向上排列的多个涡轮级2。需要说明的是,在图1中,为了便于说明,将一个涡轮级2放大记载。涡轮级2分别包括:由多个涡轮动叶4构成的涡轮动叶列6;以及由配设在外圈8与内圈10之间的多个涡轮静叶12构成且设于涡轮动叶列6的上游侧的涡轮静叶列14。如图2所示,多个涡轮动叶4在彼此之间形成了叶片间流路16的状态下在叶毂18(参照图1)的周面20上沿着叶毂18的周向排列。

[0061] 根据伯努利定理,当存在随着从叶片间流路的入口朝向出口而流路剖面面积(与流路的主流方向垂直的剖面的面积)变大的区域时,在该区域内,流体的压力上升且流速降低,因此,容易产生剥离现象。因此,现有的涡轮动叶列中的叶片间流路以抑制剥离现象为目的,形成为与叶毂的径向位置无关地、从叶片间流路的入口到出口而流路宽度单调减小。

[0062] 与此相对地,以下所说明的叶片间流路16中,作为与叶毂18的径向垂直的剖面形状,在叶毂18的轴线方向上的叶片间流路16的入口与出口之间,包含具有狭窄部的剖面形状。以下,对叶片间流路16的形状详细进行说明。

[0063] 叶片间流路16在叶毂18的径向上的第一位置 r_1 (参照图1)处具有与叶毂18的径向垂直的第一剖面形状,并且在叶毂18的径向上的比第一位置 r_1 远离叶毂18的第二位置 r_2 (参照图1)处具有与径向垂直的第二剖面形状。在此,当将叶毂18的径向上的距叶毂18的周面20的距离除以叶毂18的径向上的涡轮动叶4的叶片高度而得到的值定义为“叶片高度比”时,以下所说明的规定第一剖面形状的第一位置的叶片高度比 r_1 和规定第二剖面形状的第二位置的叶片高度比 r_2 典型地分别满足 $0 < r_1 < 0.3$ 以及 $0.3 < r_2 < 0.7$ 。

[0064] 以下,使用图3~图8对第一剖面形状和第二剖面形状进行说明。图3~图5是示出若干实施方式所涉及的第一剖面形状的例子示意性剖视图。图6~图8是示出若干实施方式所涉及的第二剖面形状的例子示意性剖视图。需要说明的是,在图3~图8中,为了说明叶片间流路16的剖面形状,在图中示出相互邻接的涡轮动叶4中的、一方的涡轮动叶4的腹面22和另一方的涡轮动叶4的背面24。

[0065] 在若干实施方式中,例如如图3~图5所示,第一剖面形状100在叶毂18的轴线方向上的叶片间流路16的入口26与出口28之间的位置E处具有狭窄部30。在此,“叶片间流路的入口”是指,由描绘了如下的假想内接圆时的内接圆直径表示的最短距离部,该假想内接圆与涡轮动叶4的前缘29以及邻接于该涡轮动叶4的涡轮动叶4的背面24相接,“叶片间流路16的出口28”是指,由描绘了如下的假想内接圆时的内接圆直径表示的最短距离部,该假想内接圆与涡轮动叶4的后缘31以及邻接于该涡轮动叶4的涡轮动叶4的背面24相接。另外,“狭窄部”是指,由在叶毂18的轴线方向上描绘了与叶片间流路16相接的假想内接圆时的内接圆直径表示的流路宽度取极小值的部分。

[0066] 如图3~图5所示,将叶片间流路16的出口28处的第一剖面形状100的流路宽度设

为A1,将狭窄部30处的第一剖面形状100的流路宽度设为B1,如图6~图8所示,将叶片间流路16的出口28处的第二剖面形状200的流路宽度设为A2,将叶榖18的轴线方向上的与狭窄部30处于相同位置E的第二剖面形状200的流路宽度设为B2,此时,叶片间流路16形成为满足 $A1/B1 > A2/B2$ 。即,叶片间流路16的出口28处的第一剖面形状100的流路宽度A1相对于狭窄部30处的第一剖面形状100的流路宽度B1之比 $A1/B1$ 大于叶片间流路16的出口28处的第二剖面形状200的流路宽度A2相对于叶榖18的轴线方向上的与狭窄部30处于相同位置E的第二剖面形状200的流路宽度B2之比 $A2/B2$ 。

[0067] 图9示出满足上述条件($A1/B1 > A2/B2$)的叶片间流路16处的第一剖面形状100和关于该流路内的各位置处的流体的马赫数的解析结果。图10示出图9所示的叶榖18的轴线方向位置H、I、J以及K各自处的、叶片高度比与静压之间的关系解析结果。在图10中,点线、单点划线、虚线、实线分别示出关于轴线方向位置H、I、J以及K的解析结果。

[0068] 如图9所示,可知在第一剖面形状100中,随着从叶片间流路16的入口26朝向出口28而流体的马赫数大体增加。另外,如图10所示,可知在叶片间流路16中,与叶片高度比无关地,随着从叶片间流路16的入口26朝向出口28(按照叶榖18的轴线方向位置H、I、J、K的顺序)而静压降低。因此,可知无论第一剖面形状100在叶片间流路16的入口26与出口28之间是否具有狭窄部30(即,无论是否存在随着从狭窄部30朝向下游侧而流路宽度变大的区域),叶片间流路16都作为加速流路良好地发挥功能而抑制二次流动。

[0069] 以下,关于得到这样的效果的原因,使用图11(a)以及图11(b)进行研究。图11(a)是示意性地示出满足上述条件($A1/B1 > A2/B2$)的叶片间流路16中的动叶腹侧的极限流线(无限接近动叶4的腹面22的位置处的流线)的解析结果的图,图11(b)是示意性地示出上述现有的叶片间流路中的动叶腹侧的极限流线的解析结果的图。需要说明的是,现有的叶片间流路是指,在叶榖的径向上的各位置的剖面中,以从叶片间流路的入口到出口而流路宽度单调减小的方式形成的叶片间流路(以下同样)。

[0070] 当对图11(a)与图11(b)进行比较时,图11(a)所示的叶片间流路16中的极限流线成为沿着叶榖的轴线方向的较接近直线的流线。这是因为,通过叶片间流路16满足上述条件($A1/B1 > A2/B2$),叶片间流路16内的叶榖的径向上的压力梯度成为如以下说明的那样抑制二次流动的方向的压力梯度。

[0071] 在图11(a)所示的叶片间流路16中,将叶榖的轴线方向位置E且叶榖的径向位置 $r1$ 的点(存在狭窄部30的点)设为M,将叶榖的轴线方向位置E且叶榖的径向位置 $r2$ 的点设为N。这样,与图11(b)所示的现有的叶片间流路中的从点N的压力减去点M的压力而得到的压力差 ΔP 相比,图11(a)中的从点N的压力减去点M的压力而得到的压力差 ΔP 在正方向上变大。因此,即便在叶榖的表面上产生二次流动,由于压力差 ΔP 的向正方向的增大,也能够抑制二次流动从叶榖的表面向叶榖的径向外侧浮起。通过该作用,能够提高涡轮动叶列6的性能。

[0072] 需要说明的是,在现有的叶片间流路中不存在狭窄部30,但为了示出与图11(a)的点M、点N分别相同的位置,在图11(b)中为了方便也称为点M、点N。

[0073] 另外,当叶片间流路16的第一剖面形状100具有狭窄部30时,在比狭窄部30靠入口26侧的位置处能够良好地对流体进行加速,因此,能够抑制比狭窄部30靠入口26侧的位置处的剥离发生。但是,在设有这样的狭窄部30的情况下,如果不进行任何设计,则狭窄部30

的出口28侧会成为减速流路,难以抑制二次流动损失。关于这一点,如上所述,通过满足 $A1/B1 > A2/B2$,能够形成抑制二次流动从叶榖的表面向叶榖的径向外侧浮起这样的叶榖的径向的压力梯度。因此,能够抑制比狭窄部30靠入口26侧的位置处的剥离发生,并且能够有效地减少二次流动损失,提高涡轮动叶列的性能。

[0074] 在若干实施方式中,例如在图4以及图5所示的第一剖面形状100中的、叶榖18的轴线方向上的至少一部分的区域内,被通过焊接而形成于涡轮动叶4上和叶榖18上的至少一方的加厚部32规定。在该情况下,第一剖面形状100中的狭窄部30也可以设于该至少一部分的区域。由此,能够提高涡轮动叶列6的性能,并且能够提高涡轮动叶4的翼型的设计自由度。

[0075] 需要说明的是,加厚部32也可以形成于邻接的涡轮动叶4中的一方的腹面22侧,还可以形成于另一方的背面24侧。另外,也可以如图4所示那样形成在叶榖的轴线方向上的从入口26到出口28的整个区域内,还可以如图5所示那样仅形成于叶榖的轴线方向上的一部分。

[0076] 一实施方式所涉及的第二剖面形状例如如图6所示,也可以在入口26与出口28之间具有狭窄部34。这样,即便在第一剖面形状100、第二剖面形状200分别具有狭窄部30、34的情况下,通过满足上述条件($A1/B1 > A2/B2$),也能够抑制二次流动在叶榖18的径向上向外侧浮起。

[0077] 另外,在该情况下,第二剖面形状200的狭窄部34也可以位于在叶榖18的轴线方向上比第一剖面形状100的狭窄部30靠叶片间流路16的出口28侧的位置。即,在叶榖18的轴线方向上,狭窄部34的位置F位于比狭窄部30的位置E靠出口28侧的位置。由此,在叶榖18的轴线方向上的设有狭窄部30的位置E处,容易向正方向增大上述的压力差 ΔP ,能够有效地抑制二次流动从叶榖的表面向叶榖的径向外侧浮起。

[0078] 在一实施方式中,在例如图7所示的第二剖面形状200中,也可以为,流路宽度随着从入口26朝向出口28而单调减小之后维持为恒定。在这样的形状中,通过叶片间流路16满足上述条件($A1/B1 > A2/B2$),也能够抑制二次流动在叶榖18的径向上向外侧浮起。

[0079] 另外,在图7所示的第二剖面形状中,流路宽度单调减小至比叶榖18的轴线方向上的位置E靠出口28侧的位置G之后,流路宽度维持为 $A2$ 。由此,在叶榖18的轴线方向上的设有狭窄部30的位置E处,容易向正方向增大上述的压力差 ΔP ,能够有效地抑制二次流动从叶榖的表面向叶榖的径向外侧浮起。因此,能够有效地提高涡轮动叶列6的性能。

[0080] 在一实施方式中,在例如图8所示的第二剖面形状200中,也可以为,流路宽度从入口26到出口28而单调减小。由此,在叶榖的轴线方向上的设有狭窄部30的位置E处,容易向正方向增大上述的压力差 ΔP ,能够有效地抑制二次流动从叶榖的表面向叶榖的径向外侧浮起。

[0081] 在若干实施方式中,在例如图1~图8所示的各个涡轮动叶4中,与叶片高度方向垂直的剖面形状(剖面轮廓)也可以从叶片根部36(参照图2)到叶片前端部38(参照图2)为恒定。即,多个涡轮动叶4也可以分别为二维叶片。

[0082] 即便多个涡轮动叶4分别为二维叶片,由于上述的第一剖面形状100与第二剖面形状200的叶榖的径向上的位置彼此不同,因此,也能够利用周长差,以满足上述条件($A1/B1 > A2/B2$)的方式构成涡轮动叶列6。因此,通过多个涡轮动叶4分别采用二维叶片,能够实现

涡轮动叶4的加工性(制造性)提高、性能提高、制造成本降低。

[0083] 另外,通过本发明人的研究,反动度(涡轮动叶的热降在涡轮级的热降中占据的比例)越小,则二次流动越容易产生,典型地是,在反动度为0.25以下的情况下,可能产生异常的涡流。需要说明的是,本说明书中的反动度是由以下的式子定义的值。

[0084] 反动度 = $(P_{1s} - P_{2s}) / (P_0 - P_{2s})$

[0085] 在此, P_{1s} 、 P_{2s} 、 P_0 是图1所示的各位置处的静压或者全压。即, P_{1s} 是叶榖的径向的第一位置r1处的动叶入口的静压, P_{2s} 是叶榖的径向的第一位置r1处的动叶出口的静压, P_0 是静叶入口处的全压。

[0086] 图12中示出在叶片间流路的子午剖面中的叶片间流路16中产生的异常的涡流40。根据图12可知,该涡流40从叶片间流路16的叶榖侧且较接近入口26的区域R、伴随着逆流呈螺旋状地向叶榖的径向外侧(向箭头42的方向)移动的情形。

[0087] 在反动度小的情况下,叶片间流路16的前后差压也低,因此,在叶片间流路的中途,可能产生压力梯度逆转而发生逆流的区域。因此,典型地是,在反动度为0.25以下的情况下,如上所述,容易产生异常的涡流40。

[0088] 关于这一点,在以满足上述条件($A1/B1 > A2/B2$)的方式形成的叶片间流路16中,与现有的叶片间流路相比,如使用图11进行说明的那样,叶片间流路16内的叶榖的径向上的压力差 ΔP 向正方向增大,因此,也能够抑制该异常的涡流40从叶榖的表面向叶榖的径向外侧浮起。由此,能够有效地提高涡轮动叶列6的性能。

[0089] 在若干实施方式中,例如图1所示的轴流涡轮1也可以构成为,以叶片间流路16的整个区域内的流体的马赫数小于1.0的方式工作。这样,即便是以亚音速工作的轴流涡轮,若采用以上述条件($A1/B1 > A2/B2$)的方式形成的叶片间流路16,则也能够有效地提高涡轮动叶列6的性能。

[0090] 在若干实施方式中,在例如图1~8所示的各个涡轮动叶4中,也可以为,叶榖的径向的叶片高度H(参照图1)与叶榖的轴线方向的叶片宽度W(参照图1)之比H/W小于1.0。

[0091] 在涡轮动叶4的长宽比为较低的情况(H/W小于1.0的情况)下,若不对叶片间流路16的形状进行任何设计,则来自叶榖侧的上述涡流40(参照图12)与前端侧的二次流动之间容易发生干涉而产生损失。与此相对地,通过形成叶片间流路16,以便满足上述条件($A1/B1 > A2/B2$),也能够抑制这样的涡流40与前端侧的二次流动之间的干涉。由此,能够有效地提高涡轮动叶列6的性能。

[0092] 在若干实施方式中,在例如图1~8所示的各个涡轮动叶4中,长宽比(H/W)也可以超过1.0。

[0093] 反动度在叶榖的半径方向具有分布,前端侧高且叶榖侧低。因此,在长宽比超过1.0的情况下,在叶榖侧容易发生二次流动、剥离。关于这一点,通过形成叶片间流路16,以便满足上述条件($A1/B1 > A2/B2$),能够抑制二次流动、剥离的发生,能够有效地提高涡轮动叶列6的性能。

[0094] 在若干实施方式中,如图13(a)所示,也可以将轴流涡轮1(参照图1)应用于例如涡轮增压器44。即,也可以在用于驱动对向内燃机46供给的吸气进行加压的压缩机48的涡轮1中,应用上述的由形成叶片间流路16的多个涡轮动叶4构成的涡轮动叶列6。在该情况下,轴流涡轮1被来自内燃机46的排气驱动而生成动力,并通过该动力来驱动压缩机48。轴流涡轮

1也可以进一步与例如发电机50连结。

[0095] 在如内燃机46的涡轮增压器44那样存在负荷变动(流量变动)的设备中,流体相对于动叶的流入角发生变化,因此,难以在叶片间流路中抑制二次流动、剥离。关于这一点,若应用形成为满足上述条件($A1/B1 > A2/B2$)的叶片间流路16,则即便流入角发生变化,也能够抑制叶片间流路中的二次流动、剥离。因此与负荷变动无关地,能够有效地抑制二次流动、剥离,稳健性提高。

[0096] 需要说明的是,在图1所示的实施方式中,例示出涡轮级2是由1列涡轮静叶列14和1列涡轮动叶列6构成的法托(Rateau)式的轴流涡轮1,但一个涡轮级2具备的涡轮静叶列14与涡轮动叶列6的数量未特别限定。例如涡轮级2也可以是由1列涡轮静叶列14和2列涡轮动叶列6(或者2列涡轮静叶列14和3列涡轮动叶列6)构成的柯蒂斯式的轴流涡轮1。

[0097] 另外,图1所示的轴流涡轮1可以是蒸汽涡轮,也可以是燃气涡轮。例如,如图13(b)所示,也可以应用于发电设备52中的蒸汽涡轮。图13(b)所示的发电设备52具备:产生蒸汽的锅炉54、利用由锅炉54产生的蒸汽进行驱动的蒸汽涡轮1、与蒸汽涡轮1连结的发电机50、将蒸汽涡轮1的排气冷却并使其冷凝的复水器56、以及用于将复水器56中通过冷凝而产生的水供给至锅炉54的泵58。另外,轴流涡轮1的用途不特别限定,例如可以用于船舶,也可以是用于自家发电的固定式的轴流涡轮。

[0098] 本发明并不局限于上述的实施方式,也包含对上述的实施方式加以变形的方式以及适当组合这些方式而得到的方式。

[0099] 附图标记说明:

- [0100] 1 轴流涡轮;
- [0101] 2 涡轮级;
- [0102] 4 涡轮动叶;
- [0103] 6 涡轮动叶列;
- [0104] 8 外圈;
- [0105] 10 内圈;
- [0106] 12 涡轮静叶;
- [0107] 14 涡轮静叶列;
- [0108] 16 叶片间流路;
- [0109] 18 叶榖;
- [0110] 20 周面;
- [0111] 22 腹面;
- [0112] 24 背面;
- [0113] 26 入口;
- [0114] 28 出口;
- [0115] 29 前缘;
- [0116] 30 狭窄部;
- [0117] 31 后缘;
- [0118] 32 加厚部;
- [0119] 34 狭窄部;

- [0120] 36 叶片根部；
- [0121] 38 叶片前端部；
- [0122] 40 涡流；
- [0123] 42 箭头；
- [0124] 44 涡轮增压器；
- [0125] 46 内燃机；
- [0126] 48 压缩机；
- [0127] 50 发电机；
- [0128] 52 发电设备；
- [0129] 54 锅炉；
- [0130] 56 复水器；
- [0131] 58 泵；
- [0132] 100 第一剖面形状；
- [0133] 200 第二剖面形状。

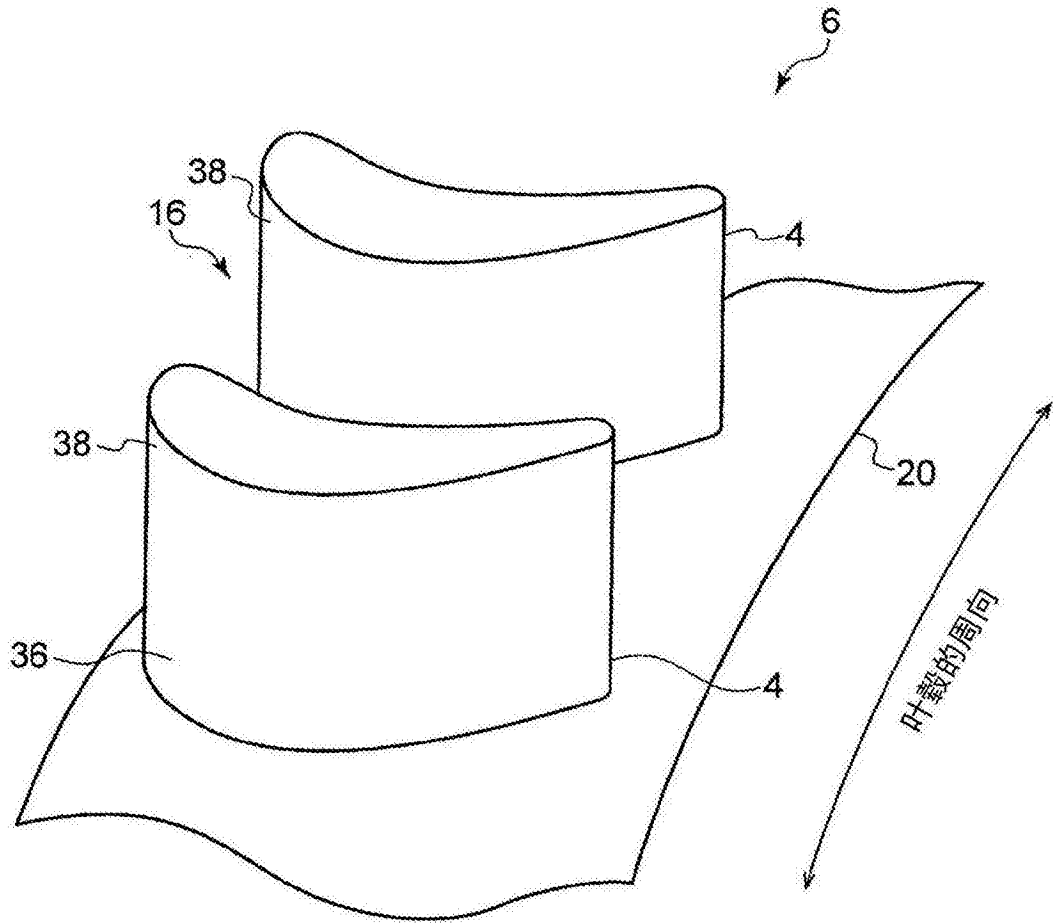


图2

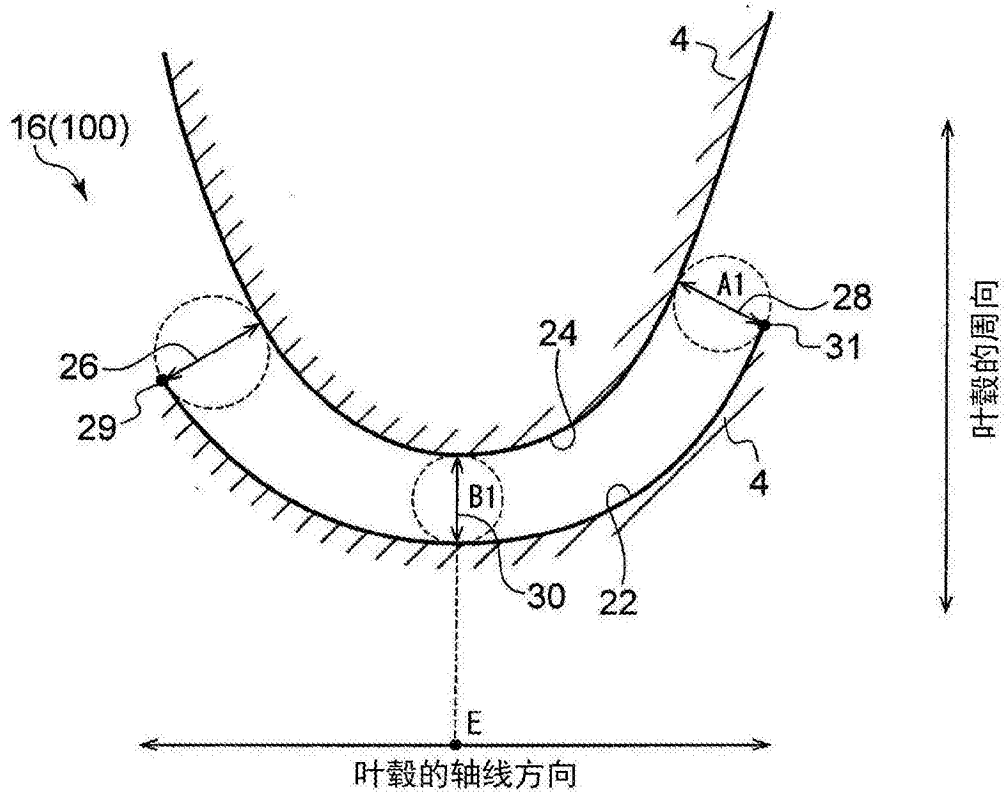


图3

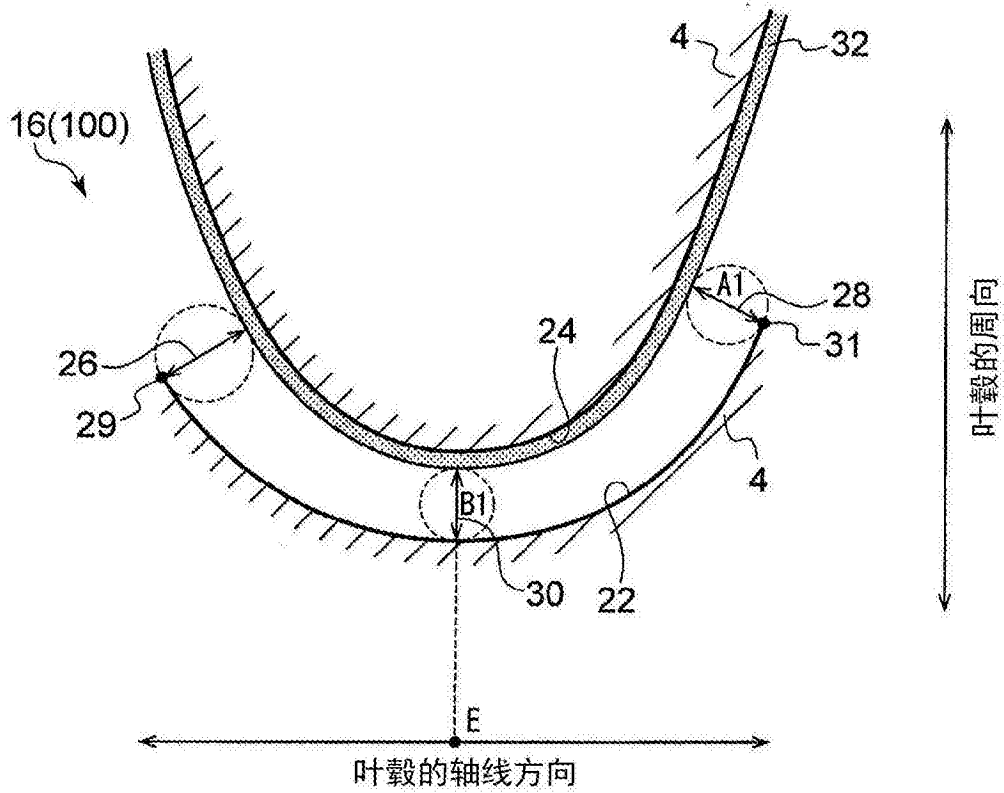


图4

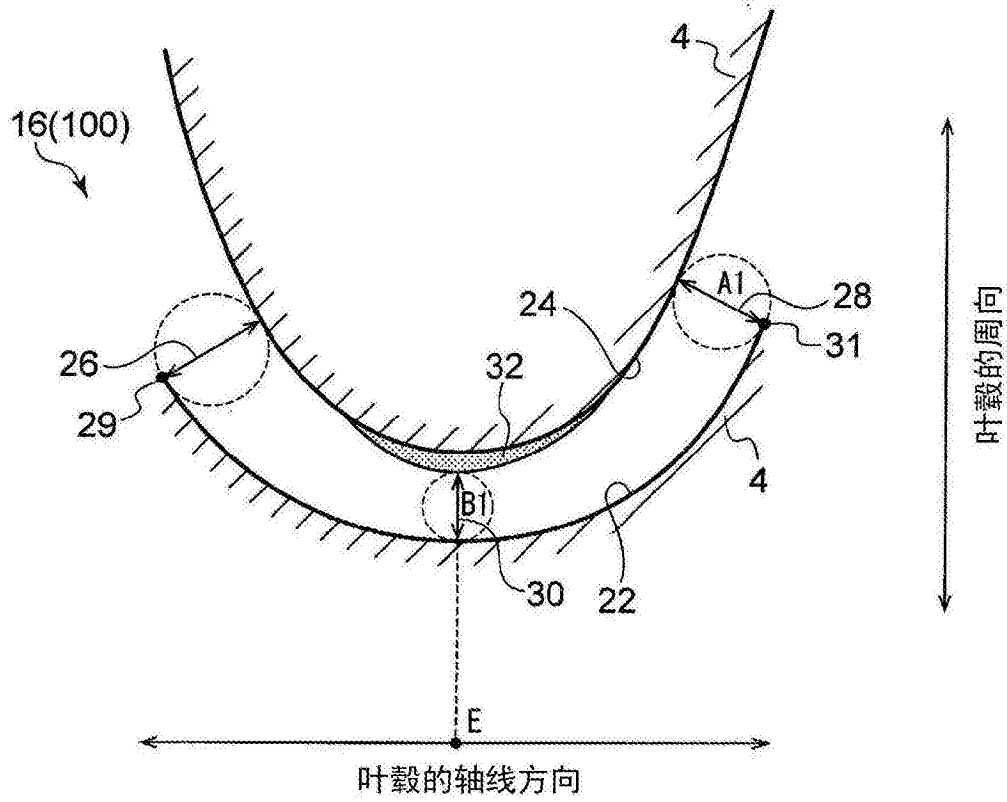


图5

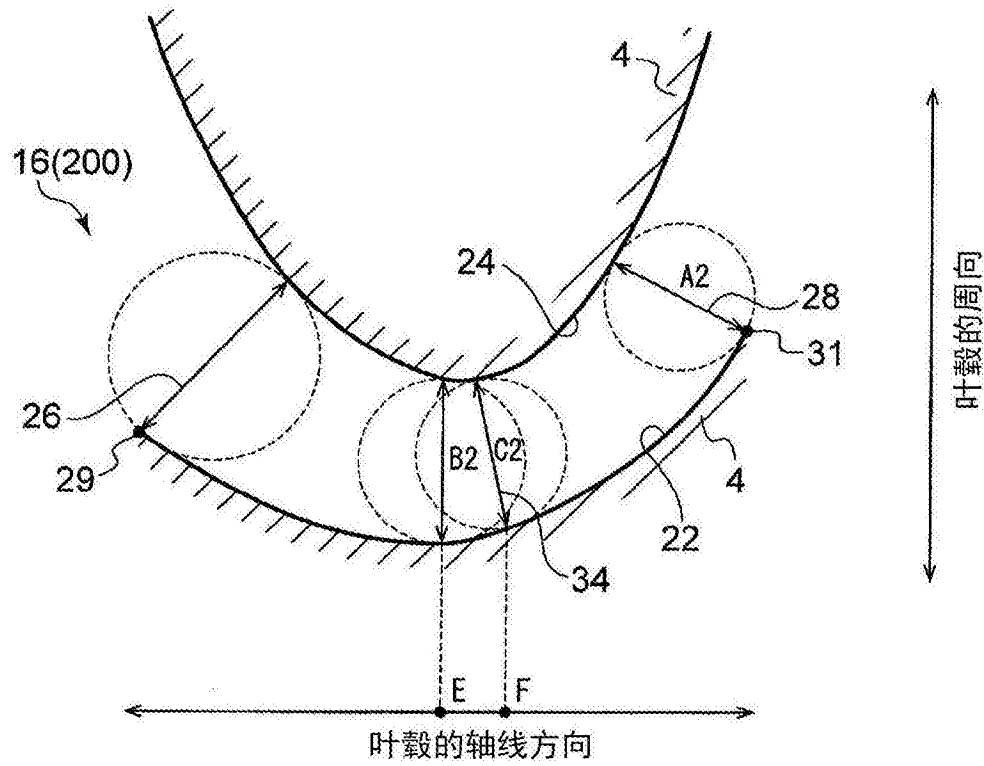


图6

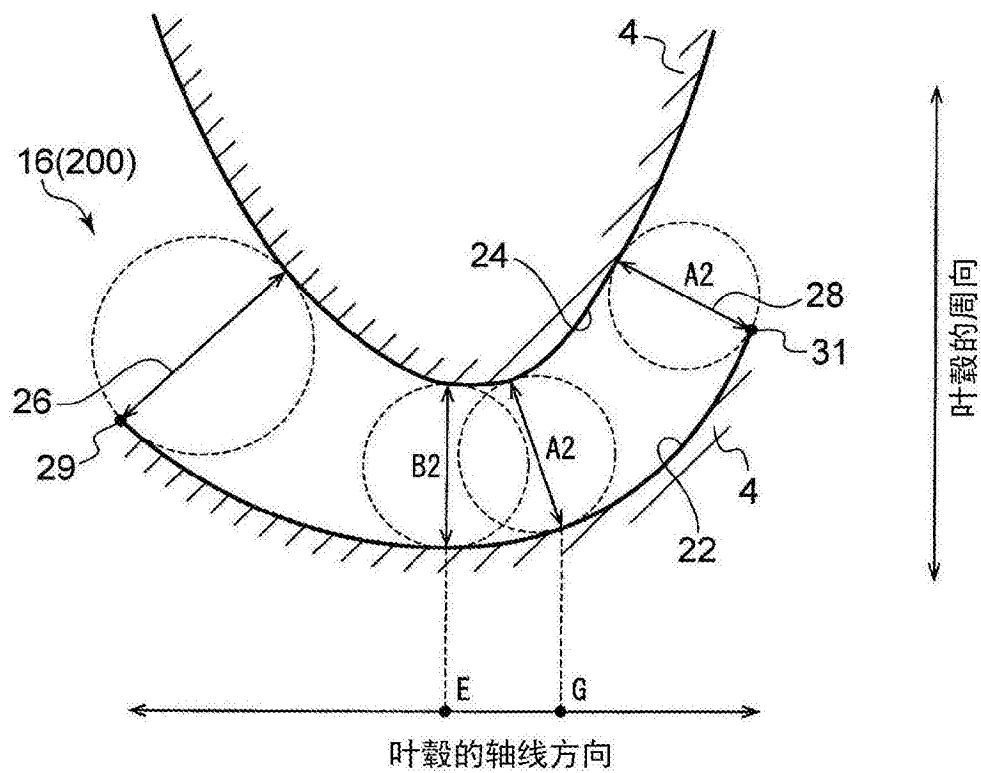


图7

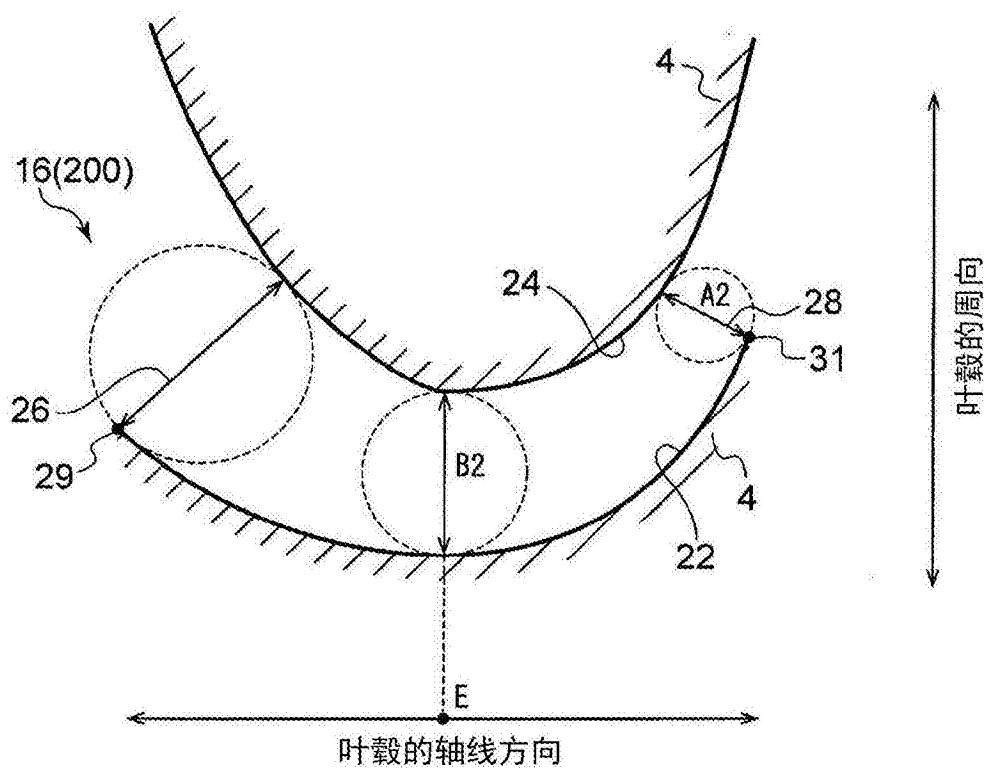


图8

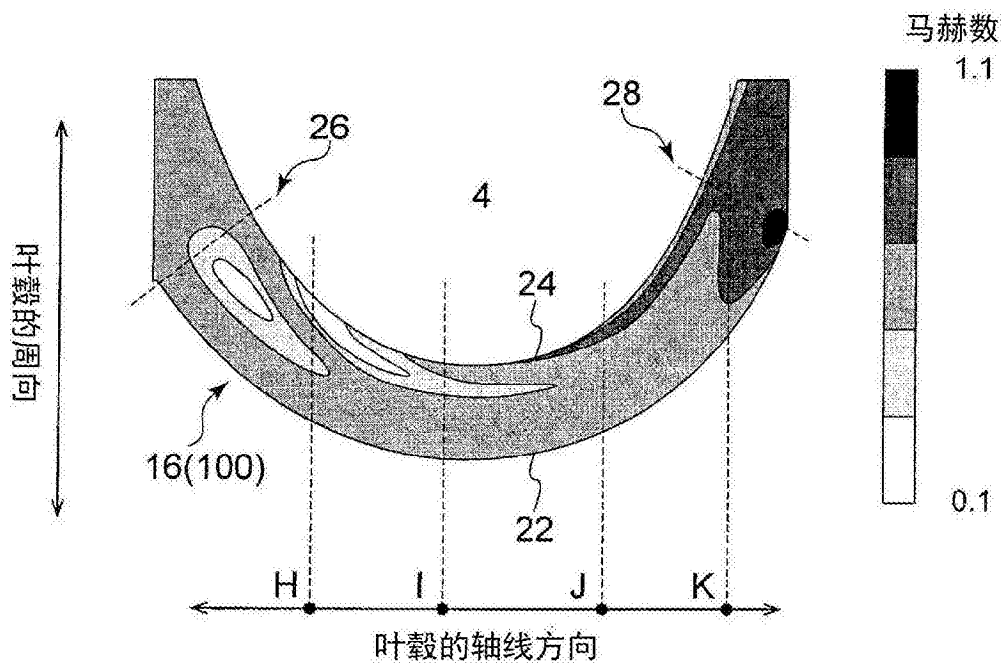


图9

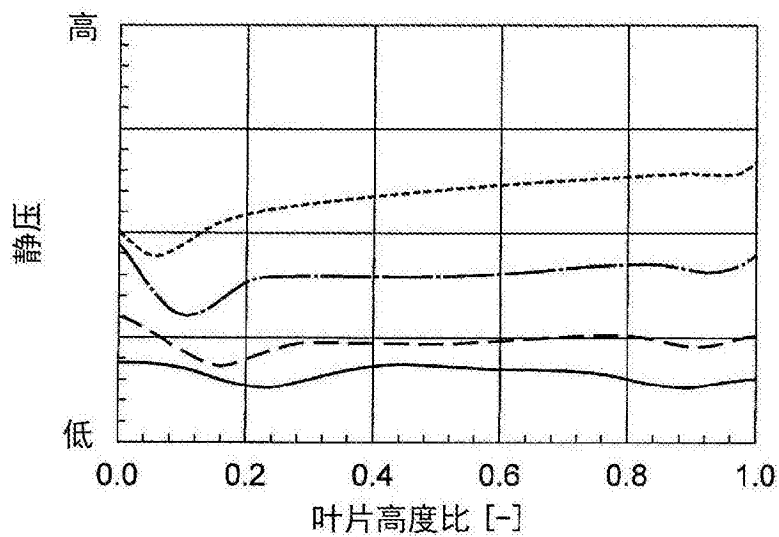


图10

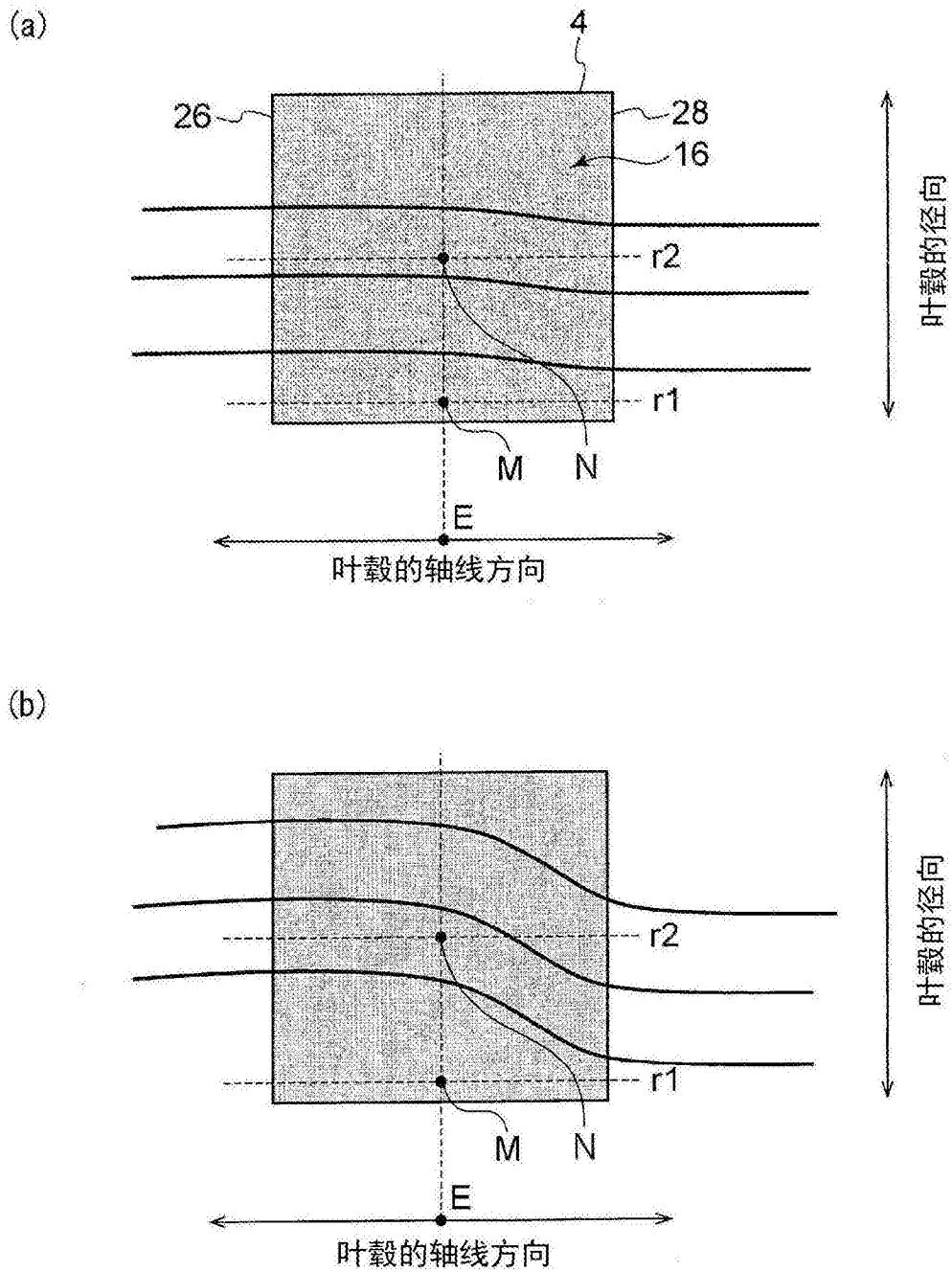


图11

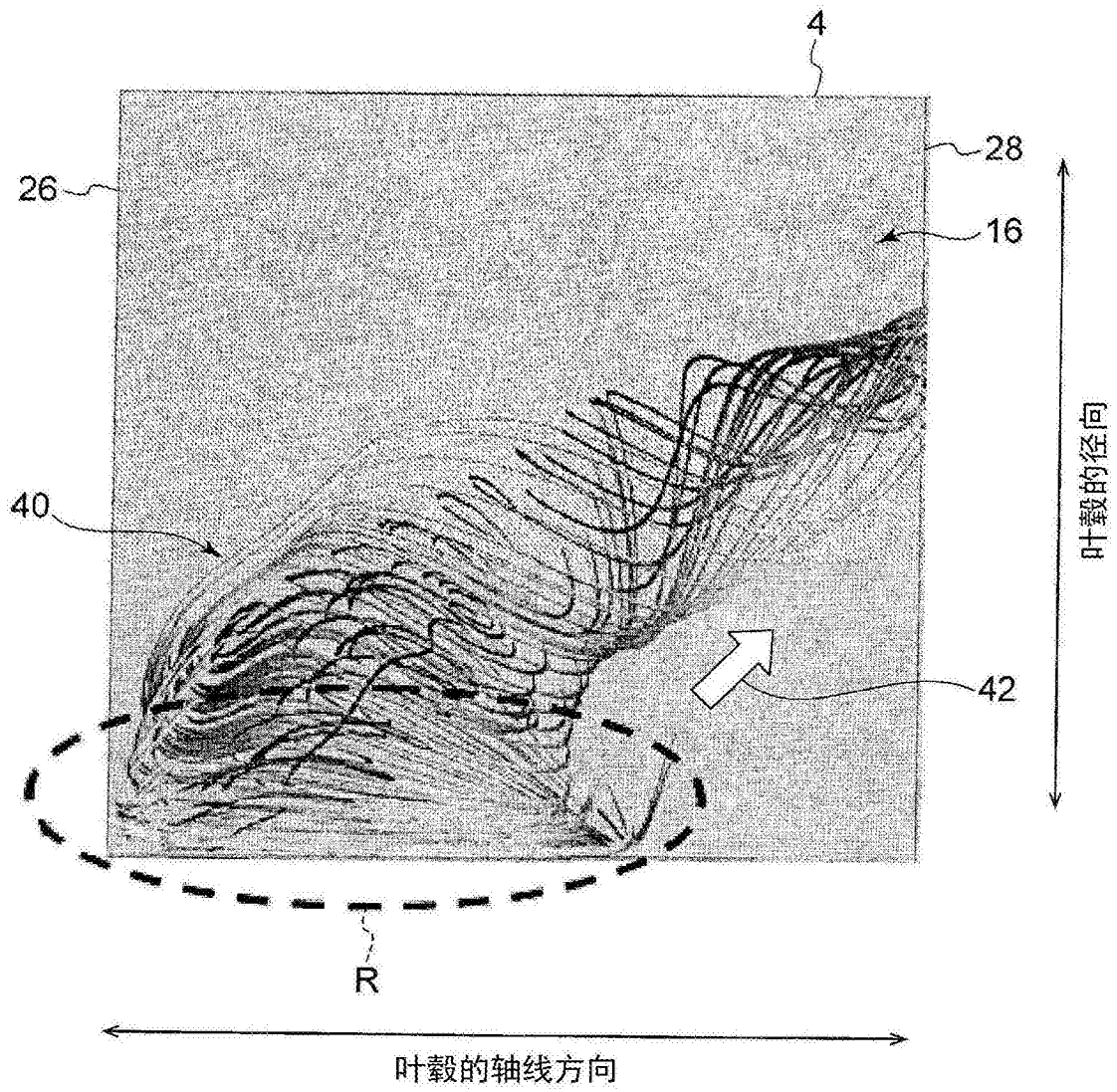


图12

