



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 107532611 B

(45)授权公告日 2019.06.07

(21)申请号 201680023467.5

(22)申请日 2016.04.18

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 107532611 A

(43)申请公布日 2018.01.02

(30)优先权数据
2015-090289 2015.04.27 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2017.10.23

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2016/062236 2016.04.18

(87)PCT国际申请的公布数据
W02016/175072 JA 2016.11.03

(73)专利权人 三菱日立电力系统株式会社
地址 日本国神奈川县

(72)发明人 高村启太 由里雅则 桥本真也
正田淳一郎 驹米勇二 荒木胜人

(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 王婷

(51)Int.Cl.
F04D 29/32(2006.01)
F02C 7/18(2006.01)
F04D 29/58(2006.01)

(56)对比文件

CN 102207093 A, 2011.10.05,
JP 2004060544 A, 2004.02.26,
CN 102207093 A, 2011.10.05,
JP H11117767 A, 1999.04.27,

审查员 郑兴兴

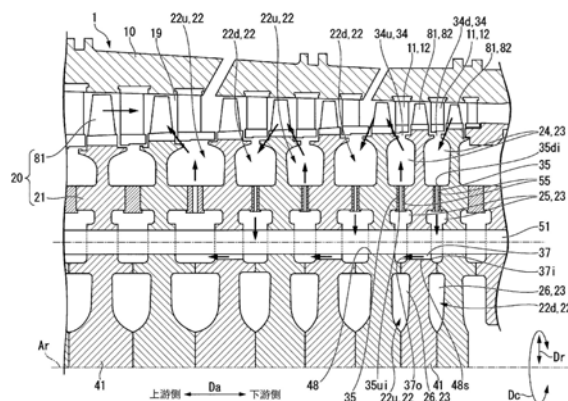
权利要求书3页 说明书25页 附图25页

(54)发明名称

压缩机转子、压缩机以及燃气涡轮

(57)摘要

在转子轴(21)上形成有:使气体压缩流路(19)的气体流入下游侧腔室组(22d)的外侧腔室(24)的入口流路(34d);使下游侧腔室组(22d)的外侧腔室(24)与轴向连通腔室(25)连通的径向流路(35);使下游侧腔室组(22d)的轴向连通腔室(25)与上游侧腔室组(22u)的轴向连通腔室(25)连通的轴向流路(37);使上游侧腔室组(22u)的轴向连通腔室(25)与外侧腔室(24)连通的径向流路(35);以及使上游侧腔室组(22u)的外侧腔室(24)内的气体向气体压缩流路(19)流出的出口流路(34u)。



1. 一种压缩机转子,其在压缩机外壳内以轴线为中心而旋转,
其中,

所述压缩机转子具备:

转子轴,其以所述轴线为中心而沿轴向延伸;以及

多个动叶栅,它们固定于所述转子轴的外周且在所述轴向上并列,

在所述转子轴中,在多个所述动叶栅的相互间的轴向上的各位置处形成有腔室组,该腔室组由以所述轴线为中心而成为环状且在相对于所述轴线的径向上相互分离的多个腔室构成,

所述转子轴的外周侧且气体在气体压缩流路中流动的压力低的一侧成为所述轴向上的上游侧,在该气体压缩流路中,沿所述轴向存在多个所述动叶栅,所述上游侧的相反侧且气体的压力变高的一侧成为所述轴向上的下游侧,

构成所述腔室组的多个所述腔室中,最靠径向外侧的腔室成为外侧腔室,比所述外侧腔室靠径向内侧的任一个腔室成为轴向连通腔室,

至少两个所述腔室组中的上游侧的一个以上的腔室组成为上游侧腔室组,相对于所述上游侧腔室组而位于下游侧的剩余腔室组成为下游侧腔室组,

在所述转子轴上还形成有:

入口流路,其使所述气体压缩流路中的气体流入所述下游侧腔室组的所述外侧腔室;

沿包括所述径向在内的方向延伸,且使从所述外侧腔室到所述轴向连通腔室为止的多个腔室中的在所述径向上相邻的两个腔室相互连通,以使流入到所述下游侧腔室组的所述外侧腔室内的气体到达所述下游侧腔室组的所述轴向连通腔室的径向流路;

轴向流路,其沿包括所述轴向在内的方向延伸,且使所述下游侧腔室组的所述轴向连通腔室与所述上游侧腔室组的所述轴向连通腔室连通;

沿包括所述径向在内的方向延伸,且使从所述轴向连通腔室到所述外侧腔室为止的多个腔室中的在所述径向上相邻的两个腔室相互连通,以使所述上游侧腔室组的所述轴向连通腔室内的气体到达所述上游侧腔室组的所述外侧腔室的径向流路;以及

出口流路,其使所述上游侧腔室组的所述外侧腔室内的气体向所述气体压缩流路中流出,

所述轴向流路中的相对于所述下游侧腔室组的所述轴向连通腔室的开口即入口开口的径向外侧缘位于比划定环状的该轴向连通腔室的内周面中的径向外侧内周面靠径向内侧的位置,

所述轴向流路中的相对于所述上游侧腔室组的所述轴向连通腔室的开口即出口开口的径向外侧缘位于比划定环状的该轴向连通腔室的内周面中的径向外侧内周面靠径向内侧的位置,

所述转子轴具有:

多个转子盘,它们在所述轴向上相互层叠;以及

转矩销,其沿所述径向延伸,且与在所述轴向上邻接的所述转子盘分别卡合,以限制邻接的转子盘彼此的相对旋转,

所述转矩销配置于如下两处位置:即,构成所述下游侧腔室组的多个腔室中的在所述径向上相邻的腔室的相互间的位置;以及构成所述上游侧腔室组的多个腔室中的在所述径

向上相邻的腔室的相互间的位置，

在所述转矩销上形成有沿所述径向贯穿的贯通孔，所述贯通孔形成所述径向流路。

2. 根据权利要求1所述的压缩机转子，其中，

所述轴向流路中的所述入口开口的径向外侧缘位于比所述下游侧腔室组的所述轴向连通腔室的径向上的中央位置靠径向内侧的位置，

所述轴向流路中的所述出口开口的径向外侧缘位于比所述上游侧腔室组的所述轴向连通腔室的径向上的中央位置靠径向内侧的位置。

3. 根据权利要求1所述的压缩机转子，其中，

在所述转子轴上形成有在相对于所述轴线的周向上相互分离的多个所述轴向流路。

4. 根据权利要求1所述的压缩机转子，其中，

所述压缩机转子具备所述径向流路的入口侧部分和所述轴向流路的入口侧部分中的至少任一个入口侧部分，

所述径向流路的入口侧部分包括所述上游侧腔室组的所述径向流路中的径向内侧的开口即入口开口向所述转子轴的旋转方向侧倾斜的所述入口开口，所述轴向流路的入口侧部分包括所述轴向流路中的所述入口开口向与所述转子轴的旋转方向侧相反的一侧倾斜的所述入口开口。

5. 根据权利要求1所述的压缩机转子，其中，

所述下游侧腔室组具有三个以上的所述腔室，

包括所述径向流路中的径向外侧的开口即入口开口在内的该径向流路的入口侧部分以朝向与所述转子轴的旋转方向侧相反的一侧的方式倾斜，所述径向流路使所述三个以上的腔室中的除所述外侧腔室以外的两个以上的所述腔室相互连通。

6. 根据权利要求1所述的压缩机转子，其中，

包括所述下游侧腔室组的所述径向流路中的径向内侧的开口即出口开口在内的所述径向流路的出口侧部分、包括所述上游侧腔室组的所述径向流路中的径向外侧的开口即出口开口在内的所述径向流路的出口侧部分、以及包括所述轴向流路中的所述出口开口在内的所述轴向流路的出口侧部分中的任一个出口侧部分向所述转子轴的旋转方向侧或者与所述转子轴的旋转方向侧相反的一侧倾斜。

7. 根据权利要求1所述的压缩机转子，其中，

包括所述入口开口在内的流路的入口侧部分随着从所述入口开口朝向与所述流路的所述入口开口相反的一侧的出口开口侧而流路内径逐渐变小。

8. 根据权利要求1所述的压缩机转子，其中，

所述转子轴具有主轴螺栓，该主轴螺栓沿所述轴向延伸，且贯穿多个所述转子盘、所述下游侧腔室组的所述轴向连通腔室以及所述上游侧腔室组的所述轴向连通腔室，

螺栓贯通孔在与所述主轴螺栓之间具有沿所述轴向延伸的间隙，该螺栓贯通孔形成在存在于所述下游侧腔室组的所述轴向连通腔室与所述上游侧腔室组的所述轴向连通腔室之间的转子盘上且供所述主轴螺栓贯穿，

所述螺栓贯通孔的所述间隙形成所述轴向流路。

9. 根据权利要求8所述的压缩机转子，其中，

所述螺栓贯通孔中的形成所述轴向流路的所述间隙位于相对于所述主轴螺栓的径向

内侧。

10. 根据权利要求1所述的压缩机转子,其中,
构成所述腔室组的多个所述腔室中的最靠径向内侧的腔室成为所述轴向连通腔室。

11. 根据权利要求1所述的压缩机转子,其中,
在所述轴向上相邻的两个所述腔室组中的所述上游侧的腔室组成为上游侧腔室组,所述下游侧的腔室组成为下游侧腔室组。

12. 一种压缩机,其中,
所述压缩机具备:
权利要求1至11中任一项所述的压缩机转子;以及
压缩机外壳。

13. 一种燃气涡轮,其中,
所述燃气涡轮具备:
权利要求12所述的压缩机;
燃烧器,其使燃料在由所述压缩机压缩后的空气中燃烧而生成燃烧气体;以及
涡轮,其由所述燃烧气体驱动。

压缩机转子、压缩机以及燃气涡轮

技术领域

[0001] 本发明涉及在压缩机外壳内以轴线为中心而旋转的压缩机转子、压缩机以及燃气涡轮。

[0002] 本申请基于在2015年4月27日向日本申请的日本特愿2015-090289号而主张优先权,并将该内容援引于此。

背景技术

[0003] 压缩机具备外壳和在该外壳内以轴线为中心而旋转的转子。轴流压缩机的转子具有:以轴线为中心而沿轴向延伸的转子轴;以及固定于转子轴的外周且沿轴向并列的多个动叶栅。

[0004] 作为上述那样的轴流压缩机的转子,具有以下的专利文献1所公开的转子。在该转子中,为了实现转子的轻型化等而形成有多个腔(或者腔室)。多个腔中的第一腔和第二腔的径向的位置相互相同且沿轴向并列。第二腔相对于第一腔而位于轴向的上游侧。另外,多个腔中的第三腔形成于轴向上的第一腔与第二腔之间的位置且比第一腔以及第二腔靠径向内侧的位置。第一腔以及第二腔均与由转子轴的外周侧与外壳的内周侧之间的环状的空间形成的空气压缩流路连通。第三腔与第一腔连通且与第二腔也连通。

[0005] 空气压缩流路中的空气的一部分流入位于比第二腔靠下游侧的位置的第一腔内。该空气在从第一腔流入第三腔内之后,经由第二腔而返回至空气压缩流路中。

[0006] 在先技术文献

[0007] 专利文献

[0008] 专利文献1:日本特开2013-204593号公报

发明内容

[0009] 发明要解决的课题

[0010] 在专利文献1所公开的技术中,通过使空气压缩流路中的空气的一部分经由各腔而返回至空气压缩流路,提高转子轴相对于在空气压缩流路中流通的温度的热响应性。

[0011] 本发明的目的在于,提供一种能够进一步提高转子轴相对于在空气压缩流路中流动的温度的热响应性的压缩机转子、具备该压缩机转子的压缩机、以及具备该压缩机的燃气涡轮。

[0012] 解决方案

[0013] 作为用于实现上述目的的发明的第一方式的压缩机转子为在压缩机外壳内以轴线为中心而旋转的压缩机转子,其具备:转子轴,其以所述轴线为中心而沿轴向延伸;以及多个动叶栅,它们固定于所述转子轴的外周且在所述轴向上并列。在所述转子轴中,在多个所述动叶栅的相互间的轴向上的各位置处形成有腔室组,该腔室组由以所述轴线为中心而成为环状且在相对于所述轴线的径向上相互分离的多个腔室构成。所述转子轴的外周侧且

气体在气体压缩流路中流动的压力低的一侧成为所述轴向上的上游侧,在该气体压缩流路中,沿所述轴向存在多个所述动叶栅,所述上游侧的相反侧且气体的压力变高的一侧成为所述轴向上的下游侧。构成所述腔室组的多个所述腔室中,最靠径向外侧的腔室成为外侧腔室,比所述外侧腔室靠径向内侧的任一腔室成为轴向连通腔室。至少两个所述腔室组中的上游侧的一个以上的腔室组成为上游侧腔室组,相对于所述上游侧腔室组而位于下游侧的剩余腔室组成为下游侧腔室组。在所述转子轴上还形成有:入口流路,其使所述气体压缩流路中的气体流入所述下游侧腔室组的所述外侧腔室;径向流路,其沿包括所述径向在内的方向延伸,且使从所述外侧腔室到所述轴向连通腔室为止的多个腔室中的在所述径向上相邻的两个腔室相互连通,以使流入到所述下游侧腔室组的所述外侧腔室内的气体到达所述下游侧腔室组的所述轴向连通腔室;轴向流路,其沿包括所述轴向在内的方向延伸,且使所述下游侧腔室组的所述轴向连通腔室与所述上游侧腔室组的所述轴向连通腔室连通;径向流路,其沿包括所述径向在内的方向延伸,且使从所述轴向连通腔室到所述外侧腔室为止的多个腔室中的在所述径向上相邻的两个腔室相互连通,以使所述上游侧腔室组的所述轴向连通腔室内的气体到达所述上游侧腔室组的所述外侧腔室;以及出口流路,其使所述上游侧腔室组的所述外侧腔室内的气体向所述气体压缩流路中流出。所述轴向流路中的相对于所述下游侧腔室组的所述轴向连通腔室的开口即入口开口的径向外侧缘位于比划定环状的该轴向连通腔室的内周面中的径向外侧内周面靠径向内侧的位置,所述轴向流路中的相对于所述上游侧腔室组的所述轴向连通腔室的开口即出口开口的径向外侧缘位于比划定环状的该轴向连通腔室的内周面中的径向外侧内周面靠径向内侧的位置。

[0014] 在该压缩机转子中,将气体压缩流路内的轴向上的压力差作为驱动力,使气体压缩流路中的气体的一部分经过入口流路而流入下游侧腔室组的外侧腔室。流入到外侧腔室的气体经过径向流路且根据情况进一步经过一个以上的腔室而流入下游侧腔室组的轴向连通腔室。流入到下游侧腔室组的轴向连通腔室的气体经过轴向流路而流入上游侧腔室组的轴向连通腔室。流入到上游侧腔室组的轴向连通腔室的气体经过径向流路且根据情况进一步经过一个以上的腔室而流入上游侧腔室组的外侧腔室。流入到上游侧腔室组的外侧腔室的气体经过出口流路而返回至气体压缩流路。

[0015] 因而,在该压缩机转子中,将空气压缩流路内的轴向上的压力差作为驱动力,能够利用气体压缩流路中的气体的一部分有效地对下游侧腔室组的外侧腔室、下游侧腔室组的外侧腔室与轴向连通腔室之间的腔室、以及上游侧腔室组的外侧腔室、上游侧腔室组的外侧腔室与轴向连通腔室之间的腔室内进行换气。此外,在该压缩机转子中,对于下游侧腔室组的轴向连通腔室内的从径向外侧缘到轴向流路在径向开口的位置为止之间、以及上游侧腔室组的轴向连通腔室内的从径向外侧缘到轴向流路在径向开口的位置为止之间,也能够利用气体压缩流路中的气体有效地进行换气。此外,在该压缩机转子中,能够利用在腔室内流动的空气与该腔室的周速差来提高划定腔室的壁面的热传导率。

[0016] 因此,在该压缩机转子中,能够提高压缩机转子相对于在气体压缩流路中流动的气体的温度变化的热响应性。

[0017] 作为用于实现上述目的的发明的第二方式的压缩机转子在所述第一方式的所述压缩机转子的基础上,所述轴向流路中的所述入口开口的径向外侧缘位于比所述下游侧腔室组的所述轴向连通腔室的径向上的中央位置靠径向内侧的位置,所述轴向流路中的所述

出口开口的径向外侧缘位于比所述上游侧腔室组的所述轴向连通腔室的径向上的中央位置靠径向内侧的位置。

[0018] 在该压缩机转子中,能够利用气体压缩流路中的气体在宽范围内对下游侧腔室组的轴向连通腔室内以及上游侧腔室组的轴向连通腔室内进行换气。此外,在该压缩机转子中,能够利用在这些腔室内流动的空气与该腔室的周速差来提高划定腔室的壁面的热传导率。因此,在该压缩机转子中,能够进一步提高压缩机转子相对于在气体压缩流路中流动的气体的温度变化的热响应性。

[0019] 作为用于实现上述目的的发明的第三方式的压缩机转子在所述第一或者第二方式的所述压缩机转子的基础上,在所述转子轴上形成有在相对于所述轴线的周向上相互分离的多个所述轴向流路。

[0020] 在该压缩机转子中,在轴向流路内流动的气体的周速被转子轴的周速限制,与转子轴的周速实质上相同。另一方面,与轴向流路连通的各轴向连通腔室以轴线为中心而形成环状,因此在该轴向连通腔室内流动的气体基本不被转子轴的周速限制。因此,在各轴向连通腔室中流动的气体相对于转子轴的周速产生周速差。尤其是在上游侧腔室组的轴向连通腔室内的径向外侧,相对于转子轴的周速的周速差比径向内侧大。因此,能够提高划定腔室的转子轴构成构件的表面与空气之间的热传导率。

[0021] 因此,在该压缩机转子中,能够进一步提高压缩机转子相对于在气体压缩流路中流动的气体的温度变化的热响应性。

[0022] 作为用于实现上述目的的发明的第四方式的压缩机转子在所述第一至第三方式中任一方式的所述压缩机转子的基础上,所述压缩机转子具备所述径向流路的入口侧部分和所述轴向流路的入口侧部分中的至少任一个入口侧部分,所述径向流路的入口侧部分包括所述上游侧腔室组的所述径向流路中的径向内侧的开口即入口开口向所述转子轴的旋转方向侧倾斜的所述入口开口,所述轴向流路的入口侧部分包括所述轴向流路中的所述入口开口向与所述转子轴的旋转方向侧相反的一侧倾斜的所述入口开口。

[0023] 另外,在以上的任一个所述压缩机转子中,包括使所述下游侧腔室组的所述外侧腔室与在径向上同该外侧腔室邻接的所述腔室连通的所述径向流路中的径向外侧的开口即入口开口在内的该径向流路的入口侧部分、和包括所述上游侧腔室组的所述径向流路中的径向内侧的开口即入口开口在内的该径向流路的入口侧部分中的至少一个入口侧部分也可以朝向所述转子轴的旋转方向侧倾斜。

[0024] 另外,在以上的任一个所述压缩机转子中,包括所述轴向流路中的所述入口开口在内的所述轴向流路的入口侧部分也可以朝向与所述转子轴的旋转方向侧相反的一侧倾斜。

[0025] 作为用于实现上述目的的发明的第五方式的压缩机转子在所述第一至第四方式中任一方式的所述压缩机转子的基础上,所述下游侧腔室组具有三个以上的所述腔室,包括所述径向流路中的径向外侧的开口即入口开口在内的该径向流路的入口侧部分以朝向与所述转子轴的旋转方向侧相反的一侧的方式倾斜,所述径向流路使所述三个以上的腔室中的除所述外侧腔室以外的两个以上的所述腔室相互连通。

[0026] 在该压缩机转子中,即便气体与流路存在周速差,由于该气体被流路的入口开口接受,因此也能够使该气体顺畅地流入流路。

[0027] 作为用于实现上述目的的发明的第六方式的压缩机转子在所述第一至第五方式中任一方式的所述压缩机转子的基础上,包括所述下游侧腔室组的所述径向流路中的径向内侧的开口即出口开口在内的所述径向流路的出口侧部分、包括所述上游侧腔室组的所述径向流路中的径向外侧的开口即出口开口在内的所述径向流路的出口侧部分、以及包括所述轴向流路中的所述出口开口在内的所述轴向流路的出口侧部分中的任一个出口侧部分向所述转子轴的旋转方向侧或者与所述转子轴的旋转方向侧相反的一侧倾斜。

[0028] 作为用于实现上述目的的发明的第七方式的压缩机转子在所述第一至第六方式中任一方式的所述压缩机转子的基础上,包括所述入口开口在内的流路的入口侧部分随着从所述入口开口朝向与所述流路的所述入口开口相反的一侧的出口开口侧而流路内径逐渐变小。

[0029] 作为用于实现上述目的的发明的第八方式的压缩机转子在所述第一至第七方式中任一方式的所述压缩机转子的基础上,所述转子轴具有:多个转子盘,它们在所述轴向上相互层叠;以及转矩销,其沿所述径向延伸且与在所述轴向上邻接的所述转子盘分别卡合,以限制邻接的转子盘彼此的相对旋转,所述转矩销配置于如下两处位置:即,构成所述下游侧腔室组的多个腔室中的在所述径向上相邻的腔室的相互间的位置;以及构成所述上游侧腔室组的多个腔室中的在所述径向上相邻的腔室的相互间的位置,在所述转矩销上形成有沿所述径向贯穿的贯通孔,所述贯通孔形成所述径向流路。

[0030] 在该压缩机转子中,若在转矩销形成贯通孔,则无需在转子盘形成径向流路。因此,在该压缩机转子中,能够抑制转子盘的加工工时的增加。

[0031] 作为用于实现上述目的的发明的第九方式的压缩机转子在所述第一至第八方式中任一方式的所述压缩机转子的基础上,所述转子轴具有:多个转子盘,它们在所述轴向上相互层叠;以及主轴螺栓,其沿所述轴向延伸,且贯穿多个所述转子盘、所述下游侧腔室组的所述轴向连通腔室以及所述上游侧腔室组的所述轴向连通腔室,螺栓贯通孔在与所述主轴螺栓之间具有沿所述轴向延伸的间隙,该螺栓贯通孔形成在存在于所述下游侧腔室组的所述轴向连通腔室与所述上游侧腔室组的所述轴向连通腔室之间的转子盘上且供所述主轴螺栓贯穿,所述螺栓贯通孔的所述间隙形成所述轴向流路。

[0032] 作为用于实现上述目的的发明的第十方式的压缩机转子在所述第九方式的所述压缩机转子的基础上,所述螺栓贯通孔中的形成所述轴向流路的所述间隙位于相对于所述主轴螺栓的径向内侧。

[0033] 作为用于实现上述目的的发明的第十一方式的压缩机转子在所述第一至第十方式中任一方式的所述压缩机转子的基础上,构成所述腔室组的多个所述腔室中的最靠径向内侧的腔室成为所述轴向连通腔室。

[0034] 在该压缩机转子中,能够利用气体压缩流路中的气体有效地对构成腔室组的多个腔室内的全部进行换气。因此,在该压缩机转子中,能够进一步提高压缩机转子相对于在气体压缩流路中流动的气体的温度变化的热响应性。

[0035] 作为用于实现上述目的的发明的第十二方式的压缩机转子在所述第一至第十方式中任一方式的所述压缩机转子的基础上,在所述轴向上相邻的两个所述腔室组中的所述上游侧的腔室组成为上游侧腔室组,所述下游侧的腔室组成为下游侧腔室组。

[0036] 作为用于实现上述目的的发明的第十三方式的压缩机具备所述第一至第十二方

式中任一方式的所述压缩机转子、以及所述压缩机外壳。

[0037] 作为用于实现上述目的的发明的第十四方式的燃气涡轮具备所述第十三方式的所述压缩机、使燃料在由所述压缩机压缩后的空气中燃烧而生成燃烧气体的燃烧器；以及由所述燃烧气体驱动的涡轮。

[0038] 发明效果

[0039] 根据本发明的一方式，能够进一步提高转子轴相对于在空气压缩流路中流动的空气的温度变化的热响应性。

附图说明

[0040] 图1是本发明的一实施方式中的燃气涡轮的主要部位的剖切侧视图。

[0041] 图2是本发明的第一实施方式中的压缩机的主要部位的剖视图。

[0042] 图3示出本发明的第一实施方式中的转子盘，图3的(A)是转子盘的剖视图，图3的(B)是图3的(A)中的B向视图。

[0043] 图4是本发明的第一实施方式中的压缩机的动叶以及静叶周围的主要部位剖视图。

[0044] 图5是本发明的第一实施方式中的转矩销的立体图。

[0045] 图6是示出本发明的第一实施方式中的压缩机内的气体的流动的说明图。

[0046] 图7是示出本发明的第一实施方式中的转子轴内的气体的周速变化的曲线图。

[0047] 图8是示出相对于本发明的第一实施方式的比较例中的转子轴内的气体的周速变化的曲线图。

[0048] 图9是相对于本发明的第一实施方式的比较例中的转子轴的主要部位的剖视图。

[0049] 图10是本发明的第二实施方式中的压缩机的主要部位的剖视图。

[0050] 图11示出本发明的第二实施方式中的转子盘，图11的(A)是转子盘的剖视图，图11的(B)是图11的(A)中的B向视图。

[0051] 图12是示出本发明的第二实施方式中的压缩机内的气体的流动的说明图。

[0052] 图13是示出本发明的第二实施方式中的转子轴内的气体的周速变化的曲线图。

[0053] 图14是与图11中的XIV向视图对应的向视图，且是本发明的第二实施方式的第一变形例中的转子盘的向视图。

[0054] 图15是与图11中的XV向视图对应的向视图，且是本发明的第二实施方式的第一变形例中的转子盘的向视图。

[0055] 图16是图14中的位置P2周围的详细示意图。

[0056] 图17是图14中的位置P3周围的详细示意图。

[0057] 图18是图14中的位置P4周围的详细示意图。

[0058] 图19是图15中的位置P5周围的详细示意图。

[0059] 图20是图15中的位置P6周围的详细示意图。

[0060] 图21是本发明的第二实施方式的第一变形例中的下游侧腔室组的转矩销的立体图。

[0061] 图22是本发明的第二实施方式的第一变形例中的上游侧腔室组的转矩销的立体图。

[0062] 图23是本发明的第二实施方式的第二变形例且图14中的位置P7或者P8周围的详细示意图。

[0063] 图24是本发明的第二实施方式的第二变形例中的另一例且图14中的位置P7或者P8周围的详细示意图。

[0064] 图25是本发明的第二实施方式的第二变形例且图15中的位置P9周围的详细示意图。

[0065] 图26是本发明的第二实施方式的第二变形例中的另一例且图15中的位置P9周围的详细示意图。

[0066] 图27是本发明的第二实施方式的第二变形例且图15中的位置P10周围的详细示意图。

[0067] 图28是本发明的第二实施方式的第二变形例中的另一例且图15中的位置P10周围的详细示意图。

[0068] 图29是本发明的第二实施方式的第二变形例且图15中的位置P11周围的详细示意图。

[0069] 图30是本发明的第二实施方式的第三变形例且径向流路或者轴向流路的剖视图。

[0070] 图31是本发明的第二实施方式的第三变形例中的另一例且径向流路或者轴向流路的剖视图。

[0071] 图32是示出本发明的第一实施方式的另一变形例中的压缩机内的气体的流动的说明图。

具体实施方式

[0072] 以下,参照附图对本发明的各种实施方式进行详细说明。

[0073] [燃气涡轮的实施方式]

[0074] 参照图1对燃气涡轮的一实施方式进行说明。

[0075] 如图1所示,本实施方式的燃气涡轮具备压缩机1、燃烧器2以及涡轮3。压缩机1将外部气体压缩而生成压缩空气。燃烧器2将来自燃料供给源的燃料混合于压缩空气并使它们燃烧而生成燃烧气体。涡轮3被燃烧气体驱动。

[0076] 压缩机1具有:以轴线Ar为中心而旋转的压缩机转子20;以及覆盖该压缩机转子20的筒状的压缩机外壳10。需要说明的是,以下将轴线Ar延伸的方向设为轴向Da。另外,将轴向Da的一方侧设为上游侧,将该轴向的另一方侧设为下游侧。仅将以轴线Ar为基准的径向设为径向Dr。另外,将在该径向Dr上远离轴线Ar的一侧设为径向外侧,将在该径向Dr上接近轴线Ar的一侧设为径向内侧。压缩机外壳10的上游侧形成有开口。该开口成为压缩机1从外部取入空气的取入口11i。

[0077] 涡轮3配置于压缩机1的下游侧。该涡轮3具有:以轴线Ar为中心而旋转的涡轮转子4;以及覆盖该涡轮转子4的筒状的涡轮外壳5。压缩机转子20以及涡轮转子4以相同的轴线Ar为中心而进行旋转,且相互连结而成为燃气涡轮转子8。压缩机外壳10以及涡轮外壳5相互连结而成为燃气涡轮外壳9。燃烧器2被固定于该燃气涡轮外壳9。

[0078] [压缩机的第一实施方式]

[0079] 参照图2~图9,对压缩机的第一实施方式进行说明。

[0080] 本实施方式的压缩机是之前说明的燃气涡轮的压缩机1。因而，本实施方式的压缩机1具有以轴线Ar为中心而旋转的压缩机转子20和覆盖该压缩机转子20的筒状的压缩机外壳10。

[0081] 如图2所示，该压缩机1为轴流压缩机。压缩机转子20具有转子轴21和多个动叶栅81。转子轴21以轴线Ar为中心而沿轴向Da延伸。多个动叶栅81固定于转子轴21的外周且沿轴向Da并列。在压缩机外壳10的内周侧且各动叶栅81的下游侧的位置固定有静叶栅11。

[0082] 一个静叶栅11具有多个静叶12。这些多个静叶12以轴线Ar为中心沿周向Dc并列而构成一个静叶栅11。另外，一个动叶栅81具有多个动叶82。这些多个动叶82以轴线Ar为中心沿周向Dc并列而构成一个动叶栅81。

[0083] 如图4所示，静叶12具有沿径向Dr延伸的叶片体13、设于叶片体13的径向Dr外侧的外侧护罩14、以及设于叶片体13的径向Dr内侧的内侧护罩15。外侧护罩14安装于压缩机外壳10的内周侧。在内侧护罩15的径向Dr内侧设有密封环16。动叶82具有沿径向Dr延伸的叶片体83、设于叶片体83的径向Dr内侧的平台84、以及设于平台84的径向Dr内侧的叶根85。叶根85被埋入转子轴21。

[0084] 在该压缩机1中供压缩过程的空气通过的空气压缩流路19以轴线Ar为中心而成为环状。该空气压缩流路19的外周侧由压缩机外壳10以及静叶12的外侧护罩14划定。另外，该空气压缩流路19的内周侧由动叶82的平台84以及静叶12的内侧护罩15划定。空气借助压缩机转子20的旋转而在该空气压缩流路19内被压缩且从上游侧向下游侧流动。

[0085] 如图2所示，转子轴21在多个动叶栅81的相互间的轴向Da上的各位置换言之多个静叶栅11的轴向Da上的各位置处形成有多个腔室23。多个腔室23以轴线Ar为中心而成为环状，且在径向Dr上相互分离。在轴向Da上邻接的两个动叶栅81的相互间的轴向Da上的位置形成的多个腔室23构成一个腔室组22。因而，在转子轴21上，多个腔室组22沿轴向Da并列地形成。

[0086] 一个腔室组22由外侧腔室24、中间腔室25、内侧腔室26这三个腔室构成。外侧腔室24在多个腔室之中形成于转子轴21内的最靠径向Dr外侧的位置。中间腔室25形成于比外侧腔室24靠径向Dr内侧的位置。内侧腔室26在多个腔室之中形成于转子轴21内的最靠径向Dr内侧的位置。

[0087] 在转子轴21还形成有使外侧腔室24与空气压缩流路19连通的径向外侧流路34和使外侧腔室24与中间腔室25连通的多个径向中间流路35。径向外侧流路34是以轴线Ar为中心而扩展为环状的流路。另一方面，多个径向中间流路35在周向Dc上相互分离。

[0088] 转子轴21具有多个转子盘41、主轴螺栓51以及转矩销55。多个转子盘41在轴向Da上相互层叠。主轴螺栓51沿轴向Da贯穿多个转子盘41以及多个中间腔室25。转矩销55对相邻的转子盘41相互的相对旋转进行限制。

[0089] 在一个转子盘41安装有一个动叶栅81。因而，转子盘41存在于多个动叶栅81的每个动叶栅。

[0090] 如图3所示，构成一个腔室组22的多个腔室23、使该腔室组22的外侧腔室24与空气压缩流路19连通的径向外侧流路34、使该腔室组22的外侧腔室24与中间腔室25连通的径向中间流路35均形成于在轴向Da上邻接的两个转子盘41间。需要说明的是，图3的(A)是转子盘41的剖视图，图3的(B)是图3的(A)中的B向视图。

[0091] 在一个转子盘41的上游侧形成有上游侧第一凹部43u、上游侧第二凹部45u、上游侧第三凹部47u。上游侧第一凹部43u为了形成该转子盘41的上游侧的外侧腔室24而朝向下流侧凹陷。上游侧第二凹部45u为了形成该转子盘41的上游侧的中间腔室25而朝向下流侧凹陷。上游侧第三凹部47u为了在该转子盘41的上游侧形成内侧腔室26而朝向下流侧凹陷。因而,在上游侧第一凹部43u的径向Dr外侧,形成有相对于上游侧第一凹部43u的底面而相对地朝向轴向Da上游侧突出的环状的上游侧第一臂部42u。另外,在上游侧第一凹部43u与上游侧第二凹部45u之间,形成有相对于上游侧第一凹部43u的底面以及上游侧第二凹部45u的底面而相对地朝向轴向Da上游侧突出的环状的上游侧第二臂部44u。另外,在上游侧第二凹部45u与上游侧第三凹部47u之间,形成有相对于上游侧第二凹部45u的底面以及上游侧第三凹部47u的底面而相对地朝向轴向Da上游侧突出的环状的上游侧第三臂部46u。

[0092] 在环状的上游侧第二臂部44u,形成有朝向下流侧凹陷且使上游侧第一凹部43u与上游侧第二凹部45u连通的多个上游侧销槽44up。

[0093] 另外,在一个转子盘41的下游侧,形成有下游侧第一凹部43d、下游侧第二凹部45d以及下游侧第三凹部47d。下游侧第一凹部43d为了形成该转子盘41的下游侧的外侧腔室24而朝向上游侧凹陷。下游侧第二凹部45d为了形成该转子盘41的下游侧的中间腔室25而朝向上游侧凹陷。下游侧第三凹部47d为了在该转子盘41的下游侧形成内侧腔室26而朝向上游侧凹陷。因而,在下游侧第一凹部43d的径向Dr外侧,形成有相对于下游侧第一凹部43d的底面而相对地朝向轴向Da下游侧突出的环状的下游侧第一臂部42d。另外,在下游侧第一凹部43d与下游侧第二凹部45d之间,形成有相对于下游侧第一凹部43d的底面以及下游侧第二凹部45d的底面而相对地朝向轴向Da下游侧突出的环状的下游侧第二臂部44d。另外,在下游侧第二凹部45d与下游侧第三凹部47d之间,形成有相对于下游侧第二凹部45d的底面以及下游侧第三凹部47d的底面而相对地朝向轴向Da下游侧突出的环状的下游侧第三臂部46d。

[0094] 在环状的下游侧第二臂部44d,形成有朝向上游侧凹陷且使下游侧第一凹部43d与下游侧第二凹部45d连通的多个下游侧销槽44dp。

[0095] 外侧腔室24由在轴向Da上邻接的两个转子盘41中的上游侧的转子盘41的下游侧第一凹部43d和下游侧的转子盘41中的上游侧第一凹部43u划定。中间腔室25由在轴向Da上邻接的两个转子盘41中的上游侧的转子盘41的下游侧第二凹部45d和下游侧的转子盘41中的上游侧第二凹部划定。内侧腔室26由在轴向Da上邻接的两个转子盘41中的上游侧的转子盘41的下游侧第三凹部47d和下游侧的转子盘41中的上游侧第三凹部47u划定。

[0096] 在轴向Da上邻接的两个转子盘41中的上游侧的转子盘41的下游侧第一臂部42d与下游侧的转子盘41中的上游侧第一臂部42u相互在轴向Da上对置且分离。径向外侧流路34由在轴向Da上邻接的两个转子盘41中的上游侧的转子盘41的下游侧第一臂部42d和下游侧的转子盘41中的上游侧第一臂部42u划定。

[0097] 在轴向Da上邻接的两个转子盘41中的上游侧的转子盘41的多个下游侧销槽44dp与下游侧的转子盘41中的多个上游侧销槽44up在轴向Da上相互对置。供转矩销55装配的销孔由下游侧销槽44dp和上游侧销槽44up划定。供转矩销55装配的销孔与圆柱状的转矩销55的形状对应而成为圆柱状。

[0098] 在转子盘41形成有从上游侧第二凹部45u的底面贯穿至下游侧第二凹部45d的底

面而供主轴螺栓51穿过的螺栓贯通孔48。另外,在转子盘41的径向 Dr 外侧且上游侧第一臂部42u与下游侧第二臂部44d之间,形成有供动叶82的叶根85(参照图4)装配的动叶装配部49。

[0099] 如图5所示,在圆柱状的转矩销55形成有从圆柱的一方的端面贯穿至另一方的端面的贯通孔56。该贯通孔56形成径向中间流路35。

[0100] 如图2所示,转子轴21的最靠下游侧的第一腔室组22和与该第一腔室组22在轴向 Da 上相邻的上游侧的第二腔室组22成为一组。在该组中,第一腔室组22成为下游侧腔室组22d,第二腔室组22成为上游侧腔室组22u。与第二腔室组22在轴向 Da 上相邻的上游侧的第三腔室组22和与第三腔室组22在轴向 Da 上相邻的上游侧的第四腔室组22成为一组。在该组中,第三腔室组22成为下游侧腔室组22d,第四腔室组22成为上游侧腔室组22u。与第四腔室组22在轴向 Da 上相邻的上游侧的第五腔室组22和与第五腔室组22在轴向 Da 上相邻的上游侧的第六腔室组22成为一组。在该组中,第五腔室组22成为下游侧腔室组22d,第六腔室组22成为上游侧腔室组22u。

[0101] 使下游侧腔室组22d的外侧腔室24与空气压缩流路19连通的径向外侧流路34成为使空气压缩流路19中的空气流入外侧腔室24的入口流路34d。另外,使上游侧腔室组22u的外侧腔室24与空气压缩流路19连通的径向外侧流路34成为使外侧腔室24内的空气向空气压缩流路19中流出的出口流路34u。

[0102] 在下游侧腔室组22d与上游侧腔室组22u之间的转子盘41,形成有使下游侧腔室组22d的中间腔室25与上游侧腔室组22u的中间腔室25连通的轴向流路37。如图3所示,该转子盘41的螺栓贯通孔48与向其穿过的主轴螺栓51的径向 Dr 内侧的面之间形成沿轴向 Da 延伸的间隙48s。该间隙48s形成轴向流路37。该轴向流路37中的相对于下游侧腔室组22d的中间腔室25的开口成为入口开口37i。另外,该轴向流路37中的相对于上游侧腔室组22u的中间腔室25的开口成为出口开口37o。该轴向流路37中的入口开口37i的径向 Dr 外侧缘位于比下游侧腔室组22d的中间腔室25的径向 Dr 上的中央位置靠径向 Dr 内侧的位置。同样,该轴向流路37中的出口开口37o的径向 Dr 外侧缘也位于比上游侧腔室组22u的中间腔室25的径向 Dr 上的中央位置靠径向 Dr 内侧的位置。需要说明的是,中间腔室25的径向 Dr 上的中央位置表示划定环状的中间腔室25的内周面中的从径向内侧内周面到径向外侧内周面为止的径向 Dr 上的高度的 $1/2$ 的位置。

[0103] 如此,在本实施方式中,形成有使下游侧腔室组22d的中间腔室25与上游侧腔室组22u的中间腔室25连通的轴向流路37。因此,在本实施方式中,下游侧腔室组22d的中间腔室25和上游侧腔室组22u的中间腔室25均成为轴向连通腔室。在转子盘41,供主轴螺栓51穿过的多个螺栓贯通孔48以轴线 Ar 为中心而沿周向 Dc 并列地形成。因而,在转子盘41,轴向流路37也以轴线 Ar 为中心而沿周向 Dc 并列地形成有多个。

[0104] 接下来,使用图6对压缩机外壳10内的空气的流动进行说明。

[0105] 当从压缩机外壳10的取入口11i供给的空气流入空气压缩流路19内时,空气在该空气压缩流路19内向下游侧流动的同时被逐渐压缩。因此,空气压缩流路19内的压力为下游侧较高。因此,以一个动叶栅81为基准而与下游侧的空气压缩流路19连通的下游侧腔室组22d的径向外侧流路34内的压力高于以该一个动叶栅81为基准而与上游侧的空气压缩流路19连通的上游侧腔室组22u的径向外侧流路34内的压力。因而,向下游侧腔室组22d的径

向外侧流路34流入空气压缩流路19内的空气。因此,该径向外侧流路34如上所述作为入口流路34d而发挥功能。

[0106] 流入到入口流路34d内的空气向下游侧腔室组22d的外侧腔室24流入。该空气经过形成于转矩销55的径向中间流路35而向中间腔室25流入。流入到中间腔室25的空气经过由转子盘41的螺栓贯通孔48与主轴螺栓51之间的间隙48s形成的轴向流路37而向上游侧腔室组22u的中间腔室25流入。该空气经过形成于转矩销55的径向中间流路35而向上游侧腔室组22u的外侧腔室24流入。流入到外侧腔室24的空气从使上游侧腔室组22u的外侧腔室24与空气压缩流路19连通的径向外侧流路34向空气压缩流路19流出。因此,该径向外侧流路34如上所述作为出口流路34u而发挥功能。

[0107] 即,在本实施方式中,将空气压缩流路19内的轴向Da上的压力差作为驱动力,产生空气压缩流路19中的空气的一部分从此处经过下游侧腔室组22d以及上游侧腔室组22u而返回至空气压缩流路19的循环流。该循环流促进转子轴21中的各腔室内的换气。

[0108] 然而,如图4所示,在动叶82的径向外侧端与同该径向外侧端在径向Dr上对置的压缩机外壳10的内周面之间存在间隙。该间隙通常被称作齿顶间隙CC,从压缩机性能的观点出发,优选尽可能地小。

[0109] 压缩机转子20尤其是转子轴21的径向Dr的尺寸大于压缩机外壳10的径向Dr的厚度尺寸。因此,压缩机转子20的热容量大于压缩机外壳10,且压缩机转子20相对于在空气压缩流路19中流动的温度的温度变化的热响应性低于压缩机外壳10。因而,在空气压缩流路19中流动的空气发生了温度变化的情况下,由于压缩机转子20与压缩机外壳10的热响应性之差,齿顶间隙CC发生变化。

[0110] 在齿顶间隙CC的变化大的情况下,需要增大稳态间隙。需要说明的是,稳态间隙是指,燃气涡轮的稳定运转持续且压缩机转子20以及压缩机外壳10均持续而成为相同的温度时的齿顶间隙CC。当该稳态间隙大时,在燃气涡轮的稳态运转时,通过动叶82的径向外侧端与压缩机外壳10的内周面之间的空气变多。因此,当稳态间隙大时,不仅燃气涡轮的稳态运转时的压缩机性能变低,燃气涡轮性能也变低。

[0111] 对此,在本实施方式中,如上所述,通过在转子轴21中流通空气压缩流路19内的空气,提高压缩机转子20的相对于在空气压缩流路19中流动的温度的温度变化的热响应性,并减小齿顶间隙CC的变化。在本实施方式中,这样,由于齿顶间隙CC的变化变小,因此能够减小稳态间隙。因而,在本实施方式中,能够提高燃气涡轮的稳态运转时的压缩机性能,其结果是能够提高燃气涡轮性能。

[0112] 接下来,使用图7以及图8,对本实施方式中压缩机转子20的热响应性提高的理由进行说明。需要说明的是,在图7以及图8中,横轴表示空气的周速,纵轴表示在径向Dr上距轴线Ar的距离。另外,在图7以及图8中,粗虚线表示转子轴21的周速,细实线表示转子轴21内的空气的周速。

[0113] 图7示出本实施方式中的转子轴21内的空气的周速变化。如图7所示,转子轴21的轴线Ar上的位置处的周速为0。另外,转子轴21随着远离轴线Ar而使周速与距轴线Ar的距离成比例地增加。因此,转子轴21的外周面处成为最大周速V。

[0114] 空气压缩流路19的空气如使用图6说明的那样,经过入口流路34d而向下游侧腔室组22d的外侧腔室24流入。刚流入到该外侧腔室24后的空气的周速 v_1 能够成为转子轴21的

外周面中的周速 V 的大致一半即 $0.5V$ 。需要说明的是,在此,虽然将刚流入到外侧腔室24后的空气的周速 v_1 设为 $0.5V$,但这仅是一例,能够根据间隙调整等而改变该周速 v_1 。流入到外侧腔室24的空气在外侧腔室24内相对于该外侧腔室24而相对地沿周向 D_c 流动且向径向 D_r 内侧流动。该空气的周速根据角运动量保存的法则而与距轴线 A_r 的距离成反比例地变大。因此,随着空气在外侧腔室24内向径向 D_r 内侧流动,该空气的周速增大。当空气到达外侧腔室24的径向 D_r 内侧端时,该空气的周速成为 v_2 。该周速 v_2 大于刚流入到外侧腔室24后的空气的周速 v_1 。该空气流入在此开口的多个径向中间流路35中的任一者。流入到径向中间流路35的空气在径向中间流路35内朝向径向 D_r 内侧流动而流入中间腔室25。径向中间流路35内的空气以轴线 A_r 为中心而与转子轴21一体地旋转,因此径向中间流路35内的空气的周速与径向中间流路35的周速大致相同。

[0115] 需要说明的是,在到达外侧腔室24的径向 D_r 内侧端时的空气的周速 v_2 与径向中间流路35中的径向外侧的开口即入口开口35di(参照图6)的周速 V_2 之间存在周速差(v_2-V_2)。因此,在空气从外侧腔室24刚流入到径向中间流路35后,空气的周速与入口开口35di的周速一致,该周速差(v_2-V_2)成为0。

[0116] 当空气流入中间腔室25内时,该空气在中间腔室25内相对于该中间腔室25而相对地沿周向 D_c 流动且向径向 D_r 内侧流动。在该中间腔室25内,随着空气在中间腔室25内朝向径向 D_r 内侧流动,根据角运动量保存的法则,该空气的周速增大。因此,随着空气在中间腔室25内朝向径向 D_r 内侧流动,相对于中间腔室25的周速差变大。在空气到达多个轴向流路37的入口开口37i中的任一个入口开口37i之前,该空气的周速成为 v_3 。该空气从入口开口37i流入轴向流路37内。空气在轴向流路37内朝向上游侧流动,并流入上游侧腔室组22u的中间腔室25内。轴向流路37内的空气以轴线 A_r 为中心而与转子轴21一体旋转,因此轴向流路37内的空气的周速与轴向流路37的周速 V_3 大致相同。

[0117] 需要说明的是,在将要到达轴向流路37的入口开口37i(参照图6)之前的空气的周速 v_3 与轴向流路37的入口开口37i的周速 V_3 之间存在周速差(v_3-V_3)。因此,在空气从中间腔室25刚到达轴向流路37之后,空气的周速与入口开口37i的周速一致,该周速差(v_3-V_3)成为0。

[0118] 当空气流入上游侧腔室组22u的中间腔室25内时,在中间腔室25内相对于该中间腔室25而相对地沿周向 D_c 流动且向径向 D_r 外侧流动。在该中间腔室25内,随着空气在中间腔室25内向径向 D_r 外侧流动,根据角运动量保存的法则,该空气的周速减小。因此,随着空气在中间腔室25内向径向 D_r 外侧流动,相对于中间腔室25的周速差变大。当空气到达中间腔室25的径向 D_r 外侧端时,该空气的周速成为 v_{4a} 。空气流入在此开口的多个径向中间流路35中的任一者。空气在径向中间流路35内朝向径向 D_r 外侧流动,并流入上游侧腔室组22u的外侧腔室24。径向中间流路35内的空气以轴线 A_r 为中心而与转子轴21一体旋转,因此径向中间流路35内的空气的周速与径向中间流路35的周速 V_{4a} 大致相同。

[0119] 需要说明的是,在到达中间腔室25的径向 D_r 外侧端时的空气的周速 v_{4a} 与径向中间流路35中的径向外侧的开口即入口开口35ui(参照图6)的周速 V_{4a} 之间存在周速差($v_{4a}-V_{4a}$)。因此,在空气从中间腔室25刚流入到径向中间流路35后,空气的周速与入口开口35ui的周速一致,该周速差($v_{4a}-V_{4a}$)成为0。

[0120] 当空气流入外侧腔室24内时,该空气在外侧腔室24内相对于该外侧腔室24而相对

地沿周向 D_c 流动且向径向 D_r 外侧流动。在该外侧腔室24内,随着空气在外侧腔室24内向径向 D_r 外侧流动,根据角运动量保存的法则,该空气的周速减小。因此,随着空气在外侧腔室24内向径向 D_r 外侧流动,相对于外侧腔室24的周速差变大。

[0121] 该空气经过出口流路34u而返回至空气压缩流路19内。

[0122] 如此,在本实施方式中,如上所述,将空气压缩流路19内的轴向 D_a 上的压力差作为驱动力,产生空气压缩流路19中的空气的一部分从此处经过下游侧腔室组22d以及上游侧腔室组22u而返回至空气压缩流路19的循环流。即,在本实施方式中,空气压缩流路19内的空气的一部分依次在下游侧腔室组22d的外侧腔室24、下游侧腔室组22d的中间腔室25、上游侧腔室组22u的中间腔室25、上游侧腔室组22u的外侧腔室24内流动,并返回至空气压缩流路19。因此,在本实施方式中,只要转子轴21旋转,就能够利用在下游侧腔室组22d的外侧腔室24、下游侧腔室组22d的中间腔室25、上游侧腔室组22u的中间腔室25、上游侧腔室组22u的外侧腔室24内流动的空气的循环流,对这些腔室内进行换气。

[0123] 另外,在本实施方式中,在供来自空气压缩流路19的空气流动的各腔室23内,在空气与腔室23之间存在周速差。因此,能够提高划定腔室23的转子盘41的表面的热传导率。

[0124] 即,在本实施方式中,能够利用在空气压缩流路19内流动的空气对各腔室23内进行换气。并且,在本实施方式中,能够提高转子盘41的壁面中的热传导率。因此,在本实施方式中,能够提高压缩机转子20相对于在空气压缩流路19中流动的空气质量变化的热响应性。

[0125] 需要说明的是,也可以在转子盘41的以轴线 A_r 为中心而沿周向 D_c 并列形成的多个轴向流路37的轴向 D_a 的中间位置处形成使多个轴向流路37相互连通的周向流路。该周向流路以轴线 A_r 为中心而形成环状。在形成该周向流路的情况下,流入到轴向流路37的入口开口37i的空气朝向轴向 D_a 的上游侧而在轴向流路37内流动并到达周向流路,并在周向流路中沿周向流动,从任一个轴向流路37流入上游侧的中间腔室25。即便采用这样的方式,也与本实施方式相同地能够获得提高压缩机转子20的热响应性的效果。

[0126] 接下来,使用图8以及图9,对相对于上述实施方式的比较例中的转子轴内的空气的周速变化进行说明。

[0127] 本比较例中,如图9所示,上述实施方式中的下游侧腔室组22d的中间腔室25与上游侧腔室组22u的中间腔室25形成为一体,从而形成一个腔室23。在此,为了便于理解以下的说明,将使下游侧腔室组22d的中间腔室25与上游侧腔室组22u的中间腔室25形成为一体后的腔室设为共享腔室25x。

[0128] 在本比较例中,空气压缩流路19内的空气依次在转子轴21内的入口流路34d、下游侧腔室组22d的外侧腔室24、下游侧腔室组22d的径向中间流路35、共享腔室25x、上游侧腔室组22u的径向中间流路35、上游侧腔室组22u的外侧腔室24、出口流路34u中流动,并返回至空气压缩流路19。

[0129] 空气压缩流路19内的空气到达共享腔室25x之前的空气的周速变化与上述实施方式相同。因而,到达共享腔室25x之前的空气换句话说下游侧腔室组22d的径向中间流路35的径向 D_r 内侧端的空气的周速与该位置处的转子轴21的周速大致相同。

[0130] 从下游侧腔室组22d的径向中间流路35流入到共享腔室25x内的空气向上游侧腔室组22u的径向中间流路35流入。在共享腔室25x的下游侧部分的径向 D_r 外侧缘形成有下游

侧腔室组22d的径向中间流路35的出口开口,在其上游侧部分的径向Dr外侧缘形成有上游侧腔室组22u的径向中间流路35的入口开口。另一方面,在该共享腔室25x的径向Dr内侧的区域不形成任何流路的开口。因此,从下游侧腔室组22d的径向中间流路35流入到共享腔室25x内的空气在共享腔室25x内的径向Dr外侧区域朝向上游侧流动,并流入上游侧腔室组22u的径向中间流路35。因而,在共享腔室25x内的径向Dr内侧区域中,空气滞留,几乎没有来自空气压缩流路19的空氣的流动。

[0131] 流入到上游侧腔室组22u的径向中间流路35的空氣的周速变化之后与上述实施方式相同。

[0132] 在本比较例中,虽然空气压缩流路19内的空气流入共享腔室25x内,但如上所述,该空气在共享腔室25x内的径向Dr外侧区域朝向上游侧流动,在共享腔室25x内的径向Dr内侧区域中,空气滞留。因此,在本比较例中,无法在共享腔室25x内有效地对径向Dr内侧区域进行换气。此外,在本比较例中,流入到共享腔室25x内的空气之后在共享腔室25x内不怎么沿径向Dr流动,因此几乎不产生伴随着向径向Dr的流动的空气与腔室23之间的周速差。

[0133] 对此,在上述实施方式中,将使与本比较例的共享腔室25x对应的下游侧腔室组22d的中间腔室25与上游侧腔室组22u的中间腔室25连通的轴向流路37中的入口开口37i以及出口开口37o的位置形成于前述的位置。即,在上述实施方式中,如图6所示,使轴向流路37中的入口开口37i的径向Dr外侧缘位于比下游侧腔室组22d的中间腔室25的径向Dr上的中央位置靠径向Dr内侧的位置,并且使该轴向流路37中的出口开口37o的径向Dr外侧缘也位于比上游侧腔室组22u的中间腔室25的径向Dr上的中央位置靠径向Dr内侧的位置。

[0134] [压缩机的第二实施方式]

[0135] 参照图10~图13对压缩机的第二实施方式进行说明。

[0136] 在上述第一实施方式的压缩机中,利用轴向流路37使下游侧腔室组22d的中间腔室25与上游侧腔室组22u的中间腔室25连通。在本实施方式中,如图10所示,利用轴向流路39使下游侧腔室组22d的内侧腔室26与上游侧腔室组22u的内侧腔室26连通。因而,在本实施方式中,下游侧腔室组22d的内侧腔室26和上游侧腔室组22u的内侧腔室26形成轴向连通腔室。

[0137] 另外,在本实施方式的转子轴21,除了形成有径向外侧流路34和多个径向中间流路35以外,还形成有多个径向内侧流路38。径向外侧流路34使外侧腔室24与空气压缩流路19连通。多个径向中间流路35使外侧腔室24与中间腔室25连通。多个径向内侧流路38使中间腔室25与内侧腔室26连通。本实施方式中的多个径向中间流路35与上述第一实施方式中的多个径向中间流路35相同地,在周向Dc上相互分离。另外,本实施方式中的多个径向内侧流路38也与上述第一实施方式中的多个径向中间流路35相同地,在周向Dc上相互分离。

[0138] 如图11所示,构成一个腔室组22的多个腔室23、使该腔室组22的外侧腔室24与空气压缩流路19连通的径向外侧流路34、使该腔室组22的外侧腔室24与中间腔室25连通的径向中间流路35、以及使该腔室组22的中间腔室25与内侧腔室26连通的径向内侧流路38均形成于在轴向Da上邻接的两个转子盘41间。需要说明的是,图11的(A)为转子盘41的剖视图,图11的(B)为图11的(A)中的B向视图。

[0139] 与上述第一实施方式相同地,在一个转子盘41的上游侧形成有上游侧第一臂部42u、上游侧第一凹部43u、上游侧第二臂部44u、上游侧第二凹部45u、上游侧第三臂部46u以

及上游侧第三凹部47u。与上述第一实施方式相同地,在环状的上游侧第二臂部44u,形成有朝向下游侧凹陷且使上游侧第一凹部43u与上游侧第二凹部45u连通的多个上游侧销槽44up。此外,在环状的上游侧第三臂部46u,形成有朝向下游侧凹陷且使上游侧第二凹部45u与上游侧第三凹部47u连通的多个上游侧流路槽46up。

[0140] 另外,在一个转子盘41的下游侧,形成有下游侧第一臂部42d、下游侧第一凹部43d、下游侧第二臂部44d、下游侧第二凹部45d、下游侧第三臂部46d以及下游侧第三凹部47d。与上述第一实施方式相同地,在环状的下游侧第二臂部44d,形成有朝向上游侧凹陷且使下游侧第一凹部43d与下游侧第二凹部45d连通的多个下游侧销槽44dp。此外,在环状的下游侧第三臂部46d,形成有朝向上游侧凹陷且使下游侧第二凹部45d与下游侧第三凹部47d连通的多个下游侧流路槽46dp。

[0141] 与上述第一实施方式相同地,在本实施方式中,外侧腔室24由在轴向Da上邻接的两个转子盘41中的上游侧的转子盘41的下游侧第一凹部43d和下游侧的转子盘41中的上游侧第一凹部43u划定。中间腔室25由在轴向Da上邻接的两个转子盘41中的上游侧的转子盘41的下游侧第二凹部45d和下游侧的转子盘41中的上游侧第二凹部45u划定。内侧腔室26由在轴向Da上邻接的两个转子盘41中的上游侧的转子盘41的下游侧第三凹部47d和下游侧的转子盘41中的上游侧第三凹部47u划定。

[0142] 另外,径向外侧流路34由在轴向Da上邻接的两个转子盘41中的上游侧的转子盘41的下游侧第一臂部42d和下游侧的转子盘41中的上游侧第一臂部42u划定。

[0143] 供转矩销55装配的销孔由下游侧销槽44dp和上游侧销槽44up划定。与上述第一实施方式相同地,在该转矩销55形成有成为径向中间流路35的贯通孔56。

[0144] 使在转子轴21中成组的腔室组22中的下游侧腔室组22d的外侧腔室24与空气压缩流路19连通的径向外侧流路34成为使空气压缩流路19中的空气流入外侧腔室24的入口流路34d。另外,使上游侧腔室组22u的外侧腔室24与空气压缩流路19连通的径向外侧流路34形成使外侧腔室24内的空气向空气压缩流路19中流出的出口流路34u。

[0145] 在下游侧腔室组22d与上游侧腔室组22u之间的转子盘41,形成有使下游侧腔室组22d的内侧腔室26与上游侧腔室组22u的内侧腔室26连通的前述的轴向流路39。因此,在下游侧腔室组22d与上游侧腔室组22u之间的转子盘41未形成如第一实施方式那样使下游侧腔室组22d的中间腔室25与上游侧腔室组22u的中间腔室25连通的轴向流路37。

[0146] 轴向流路39中的相对于下游侧腔室组22d的内侧腔室26的开口形成入口开口39i。该轴向流路39中的入口开口39i的径向Dr外侧缘位于比下游侧腔室组22d的内侧腔室26的径向Dr上的中央位置靠径向Dr内侧的位置。轴向流路39中的相对于上游侧腔室组22u的内侧腔室26的开口形成出口开口39o。该轴向流路39中的出口开口39o的径向Dr外侧缘也同样位于比上游侧腔室组22u的内侧腔室26的径向Dr上的中央位置靠径向Dr内侧的位置。需要说明的是,内侧腔室26的径向Dr上的中央位置是指,划定环状的内侧腔室26的内周面中的从径向内侧内周面到径向外侧内周面为止的径向Dr的高度的1/2的位置。

[0147] 接下来,使用图12对压缩机外壳10内的空气的流动进行说明。

[0148] 在本实施方式中,与上述第一实施方式相同地,使下游侧腔室组22d的外侧腔室24与空气压缩流路19连通的径向外侧流路34作为入口流路34d而发挥功能,空气压缩流路19内的空气流入此处。

[0149] 在本实施方式中,也与上述实施方式相同地,空气压缩流路19内的空气依次在转子轴21内的入口流路34d、下游侧腔室组22d的外侧腔室24、下游侧腔室组22d的径向中间流路35、下游侧腔室组22d的中间腔室25中流动。然后,流入到下游侧腔室组22d的中间腔室25的空气依次在下游侧腔室组22d的径向内侧流路38、下游侧腔室组22d的内侧腔室26中流动。流入到下游侧腔室组22d的内侧腔室26的空气经过轴向流路39而向上游侧腔室组22u的内侧腔室26流入。流入到上游侧腔室组22u的内侧腔室26的空气经过上游侧腔室组22u的径向内侧流路38而向上游侧腔室组22u的中间腔室25流入。与上述实施方式相同地,流入到上游侧腔室组22u的中间腔室25的空气依次在上游侧腔室组22u的径向中间流路35、上游侧腔室组22u的外侧腔室24、出口流路34u中流动而返回至空气压缩流路19。

[0150] 接下来,使用图13对本实施方式中的转子轴21内的空气的周速变化进行说明。

[0151] 空气压缩流路19内的空气到达下游侧腔室组22d的中间腔室25之前的、该空气的周速变化与上述实施方式相同。在空气流入下游侧腔室组22d的中间腔室25内时,在中间腔室25内相对于该中间腔室25而相对地沿周向Dc流动且向径向Dr内侧流动。在该中间腔室25内,随着空气在中间腔室25内向径向Dr内侧流动,根据角运动量保存的法则,该空气的周速增大。因此,随着空气在中间腔室25内向径向Dr内侧流动,相对于中间腔室25的周速差变大。在空气到达中间腔室25的径向Dr内侧端时,空气流入在此开口的多个径向内侧流路38中的任一者。空气在径向内侧流路38内朝向径向Dr内侧流动,并流入下游侧腔室组22d的内侧腔室26。径向内侧流路38内的空气以轴线Ar为中心而与转子轴21一体旋转,因此径向内侧流路38内的空气的周速与径向内侧流路38的周速大致相同。

[0152] 当空气流入内侧腔室26内时,该空气在内侧腔室26内相对于该内侧腔室26而相对地沿周向Dc流动且向径向Dr内侧流动。在该内侧腔室26内,随着空气在内侧腔室26内向径向Dr内侧流动,根据角运动量保存的法则,该空气的周速增大。因此,随着空气在内侧腔室26内向径向Dr内侧流动,相对于内侧腔室26的周速差变大。当空气到达多个轴向流路39的开口中的任一个开口时,从该开口流入轴向流路39内。空气在轴向流路39内朝向上游侧流动,并流入上游侧腔室组22u的内侧腔室26内。轴向流路39内的空气以轴线Ar为中心而与转子轴21一体旋转,因此轴向流路39内的空气的周速与轴向流路39的周速大致相同。

[0153] 当空气流入上游侧腔室组22u的内侧腔室26内时,在内侧腔室26内相对于该内侧腔室26而相对地沿周向Dc流动且向径向Dr外侧流动。在该内侧腔室26内,随着空气在内侧腔室26内向径向Dr外侧流动,根据角运动量保存的法则,该空气的周速减小。因此,随着空气在内侧腔室26内向径向Dr外侧流动,相对于内侧腔室26的周速差变大。当空气到达内侧腔室26的径向Dr外侧端时,空气流入在此开口的多个径向内侧流路38中的任一者。

[0154] 空气在径向内侧流路38内朝向径向Dr外侧流动,并流入上游侧腔室组22u的中间腔室25。径向内侧流路38内的空气以轴线Ar为中心而与转子轴21一体旋转,因此径向内侧流路38内的空气的周速与径向内侧流路38的周速大致相同。

[0155] 以下,空气经过上游侧腔室组22u的中间腔室25、径向中间流路35、外侧腔室24、出口流路34u而返回至空气压缩流路19之前的空气的周速变化与上述实施方式相同。

[0156] 以上,在本实施方式中,与上述第一实施方式相同地,将空气压缩流路19内的轴向Da上的压力差作为驱动力,产生空气压缩流路19中的空气的一部分从此处经过下游侧腔室组22d以及上游侧腔室组22u而返回至空气压缩流路19的循环流。即,在本实施方式中,空气

压缩流路19内的空气的一部分依次在下游侧腔室组22d的外侧腔室24、下游侧腔室组22d的中间腔室25、下游侧腔室组22d的内侧腔室26、上游侧腔室组22u的内侧腔室26、上游侧腔室组22u的中间腔室25、上游侧腔室组22u的外侧腔室24内流动而返回至空气压缩流路19内。因此,在本实施方式中,只要转子轴21旋转,就能够利用在下游侧腔室组22d的各腔室内以及上游侧腔室组22u的各腔室内流动的空氣的循环流对这些腔室内进行换气。尤其是在本实施方式中,由于下游侧腔室组22d的内侧腔室26、上游侧腔室组22u的内侧腔室26内也有循环流流动的关系,也能够对这些腔室内进行换气。

[0157] 另外,在本实施方式中,在供来自空气压缩流路19的空氣流动的腔室23内,在空氣与腔室23之间存在周速差。因此,能够提高划定腔室23的转子盘41的表面的热传导率。

[0158] 因此,在本实施方式中,能够比上述第一实施方式进一步提高压缩机转子20相对于在空气压缩流路19中流动的空氣的温度变化的热响应性。

[0159] [第二实施方式的第一变形例]

[0160] 参照图14~图22对上述第二实施方式的第一变形例进行说明。

[0161] 在上述第一实施方式以及第二实施方式中,在空氣从任一个腔室23流入径向流路或者轴向流路时,若在该空氣与流路存在较大的周速差的话,该空氣变得不顺畅地流入流路内,空氣流产生压力损失。

[0162] 对此,在本变形例中,即便空氣与流路存在周速差,也以使该空氣顺畅地流入流路内的方式减少空氣流的压力损失。因此,在本变形例中,流路中的包括入口开口在内的入口侧部分形成,随着接近入口开口,朝向与流入该入口开口的空氣的周向 D_c 的流动的相对于入口开口的相对方向相反的一侧。

[0163] 具体而言,如图14以及图16所示,使下游侧腔室组22d的外侧腔室24与中间腔室25连通的径向中间流路35d中的包括径向 D_r 外侧的开口即入口开口35di在内的入口侧部分形成,随着接近入口开口35di,朝向周向 D_c 上的转子轴21的旋转侧。需要说明的是,图14是将图11中的XIV向视变形后的本变形例的转子盘41的主要部位的向视图。即,图14是从轴向 D_a 的下游侧朝向上游侧观察本变形例的转子盘41的图。另外,图16是图14中的径向中间流路35d的入口开口35di的位置P2周围的详细示意图。

[0164] 使用图7,如上所述,从空气压缩流路19经过入口流路34d而刚流入到下游侧腔室组22d的外侧腔室24后的空氣的周速 v_1 能够成为转子轴21的外周面中的周速 V 的大致一半即 $0.5V$ 。该空氣在外侧腔室24内相对于该外侧腔室24而相对地沿周向 D_c 流动且向径向 D_r 内侧流动。该空氣的周速根据角运动量保存的法则,随着空氣在外侧腔室24内向径向 D_r 内侧流动而增大。因而,随着空氣在外侧腔室24内向径向 D_r 内侧流动,该空氣的周速接近径向中间流路35d的入口开口35di的周速。然而,即便在空氣到达外侧腔室24的径向 D_r 内侧端的时点,如图7以及图14所示,该空氣的周速 v_2 也小于径向中间流路35d的入口开口35di的周速 V_2 。

[0165] 因此,如图14以及图16所示,流入该入口开口35di的空氣相对于入口开口35di的相对周速 $vr_2 (=v_2 - V_2 < 0)$ 的朝向成为周向 D_c 上的与转子轴21的旋转侧相反的一侧的反旋转侧。如上所述,空氣在从外侧腔室24流入径向中间流路35d的过程中,其周速增大,以使得相对周速 $vr_2 (=v_2 - V_2 < 0)$ 成为0。对此,在此,为了使相对于入口开口35di而相对地向周向 D_c 的反旋转侧流动的空氣被该入口开口35di接受,使包括入口开口35di在内的入口侧部分

形成为随着接近入口侧开口而朝向周向Dc的旋转侧。即,使径向中间流路35d的入口部分相对于剩余部分而以倾斜角 α_2 向旋转侧(旋转方向侧)倾斜。具体而言,在将外侧腔室24内的入口开口35di附近处的空气的相对速度设为VA2并将其径向成分即空气的径向Dr的相对流速设为vdri的情况下,优选为 $\tan^{-1}\alpha_2 = v_{r2}/v_{dri}$ 。该倾斜角 α_2 与相对流速VA2的矢量的方向一致。若选定上述那样的倾斜角 α_2 ,比起仅使入口侧部分倾斜,能够进一步减小空气从外侧腔室24流入径向中间流路35d的过程中的压力损失。

[0166] 需要说明的是,如上所述,经过入口流路34d而刚流入外侧腔室24后的空气的流速V1根据入口流路34d的构造、压缩机的运转条件等而变化。因此,相对于入口开口35di的空气的相对周速 $v_{r2} (=v_2-V_2)$ 的朝向有时成为转子轴21的旋转侧。在这种情况下,优选将径向中间流路35d的包括入口开口35di在内的入口侧部分向与旋转侧(旋转方向侧)相反的反旋转侧(反旋转方向侧)倾斜规定的角度。

[0167] 在本实施方式中,在转矩销55d形成该径向中间流路35d。因此,如图21所示,成为该径向中间流路35d的转矩销55d的贯通孔56d形成为,包括径向Dr外侧的开口即入口开口35di在内的入口侧部分随着接近入口开口35di而朝向周向Dc的旋转侧。

[0168] 另外,在本变形例中,如图14以及图17所示,使下游侧腔室组22d的中间腔室25与内侧腔室26连通的径向内侧流路38d中的包括径向Dr外侧的开口即入口开口38di在内的入口侧部分形成为,随着接近入口开口38di而朝向周向Dc中的反旋转侧。此外,如图14以及图18所示,轴向流路39中的包括相对于下游侧腔室组22d的内侧腔室26的开口即入口开口39i在内的入口侧部分形成为,随着接近入口开口39i而朝向周向Dc中的反旋转侧。需要说明的是,图17是图14中的径向内侧流路38d的入口开口38di的位置P3周围的详细示意图。另外,图18是图14中的轴向流路39的入口开口39i的位置P4周围的详细示意图。

[0169] 使用图13,如上所述,随着空气在下游侧腔室组22d的中间腔室25内向径向Dr内侧流动,该空气的周速增大。因此,在该空气到达中间腔室25的径向Dr内侧端的时点,该空气的周速 v_3 大于径向内侧流路38d的入口开口38di的周速 V_3 。

[0170] 因此,如图14以及图17所示,流入径向内侧流路38d的入口开口38di的空气相对于入口开口38di的相对周速 $v_{r3} (=v_3-V_3>0)$ 的朝向成为周向Dc的旋转侧。如上所述,在空气从中间腔室25流入径向内侧流路38d的过程中,空气的周速减小,以使得相对周速 $v_{r3} (=v_3-V_3>0)$ 成为0。对此,在此,为了使相对于径向内侧流路38d的入口开口38di而相对地向周向Dc的旋转侧流动的空气被该入口开口38di接受,使包括该入口开口38di在内的入口侧部分形成为,随着接近入口开口38di而朝向周向Dc的反旋转侧。即,使径向内侧流路38d的入口部分相对于剩余部分而以倾斜角 α_3 向反旋转侧(反旋转方向侧)倾斜。具体而言,在将中间腔室25内的入口开口38di附近处的空气的相对速度设为VA3并将该径向成分即空气的径向Dc的相对流速设为vdri的情况下,优选为 $\tan^{-1}\alpha_3 = v_{r3}/v_{dri}$ 。该倾斜角 α_3 与相对流速VA3的矢量的方向一致。若选定上述那样的倾斜角 α_3 ,比起仅使入口侧部分倾斜,能够进一步减小空气从中间腔室25流入径向内侧流路38d的过程中的压力损失。

[0171] 另外,使用图13,如上所述,随着空气在下游侧腔室组22d的内侧腔室26内向径向Dr内侧流动,该空气的周速增大。因此,该空气在内侧腔室26内到达轴向流路39的入口开口39i之前的空气的周速 v_4 大于轴向流路39的入口开口39i的周速 V_4 。

[0172] 因此,如图14以及图18所示,流入轴向流路39的入口开口39i之前的空气相对于入

口开口39i的相对周速 $vr_4 (=v_4 - V_4 > 0)$ 的朝向成为周向Dc的旋转侧。如上所述,在空气从内侧腔室26流入轴向流路39的过程中,空气的周速减小,以使得相对周速 $vr_4 (=v_4 - V_4 > 0)$ 成为0。对此,在此,为了使相对于轴向流路39的入口开口39i而相对地向周向Dc的旋转侧流动的空气被该入口开口39i接受,使包括这些入口开口39i在内的入口侧部分形成为,随着接近入口开口39i而朝向周向Dc的反旋转侧。即,使轴向流路39的入口部分相对于剩余部分而以倾斜角 α_4 向反旋转侧(反旋转方向侧)倾斜。具体而言,在将内侧腔室26内的入口开口39i附近处的空气的相对速度设为 VA_4 并将该轴向成分即空气的轴向 Da 的相对流速设为 v_{da} 的情况下,优选为 $\tan^{-1}\alpha_4 = vr_4 / v_{da}$ 。该倾斜角 α_4 与相对流速 VA_4 的矢量的方向一致。若选定上述那样的倾斜角 α_4 ,与仅使入口侧部分倾斜相比,能够进一步减小空气从内侧腔室26流入轴向流路39的过程中的压力损失。

[0173] 另外,在本变形例中,如图15以及图19所示,使上游侧腔室组22u的内侧腔室26与中间腔室25连通的径向内侧流路38u中的包括径向Dr内侧的开口即入口开口38ui在内的入口侧部分形成为,随着接近入口开口38ui而朝向周向Dc中的旋转侧。此外,如图15以及图20所示,使上游侧腔室组22u的中间腔室25与外侧腔室24连通的径向中间流路35u中的包括径向Dr内侧的开口即入口开口35ui在内的入口侧部分也形成为,随着接近入口开口35ui而朝向周向Dc中的旋转侧。需要说明的是,图15是将图11中的XV向视变形后的本变形例的转子盘41的主要部位向视图。即,图15是从轴向 Da 的上游侧朝向下游侧观察本变形例的转子盘41的图。因此,相对于图14所描绘的周向Dc的旋转侧,图15所描绘的周向Dc的旋转侧成为相反侧。另外,图19是图15中的径向内侧流路38u的入口开口38ui的位置P5周围的详细示意图。图20是图15中的径向中间流路35u的入口开口35ui的位置P6周围的详细示意图。

[0174] 使用图13,如上所述,随着空气在上游侧腔室组22u的内侧腔室26内向径向Dr外侧流动,该空气的周速减小。因此,在该空气到达内侧腔室26的径向Dr外侧端的时点,该空气的周速 v_5 小于径向内侧流路38u的入口开口38ui的周速 V_5 。

[0175] 因此,如图15以及图19所示,流入上游侧腔室组22u中的径向内侧流路38u的入口开口38ui的空气相对于入口开口38ui的相对周速 $vr_5 (=v_5 - V_5 < 0)$ 的朝向为周向Dc的反旋转侧。如上所述,空气在从内侧腔室26流入径向内侧流路38u的过程中,其周速增大,以使得相对周速 $vr_5 (=v_5 - V_5 < 0)$ 成为0。对此,在此,为了使相对于径向内侧流路38u的入口开口38ui而相对地向周向Dc的反旋转侧流动的空气被这些入口开口38ui接受,使包括这些入口开口38ui在内的入口侧部分形成为,随着接近入口开口38ui而朝向周向Dc的旋转侧。即,使径向内侧流路38u的入口部分相对于剩余部分而以倾斜角 α_5 向旋转侧(旋转方向侧)倾斜。具体而言,在将内侧腔室26内的入口开口38ui附近处的空气的相对速度设为 VA_5 并将该径向成分即空气的径向Dc的相对流速设为 v_{dro} 的情况下,优选为 $\tan^{-1}\alpha_5 = vr_5 / v_{dro}$ 。该倾斜角 α_5 与相对流速 VA_5 的矢量的方向一致。若选定上述那样的倾斜角 α_5 ,比起仅使入口侧部分倾斜,能够进一步减小空气从内侧腔室26流入径向内侧流路38u的过程中的压力损失。

[0176] 另外,使用图13,如上所述,随着空气在上游侧腔室组22u的中间腔室25向径向Dr外侧流动,该空气的周速也减小。因此,在该空气到达中间腔室25的径向Dr外侧端的时点,该空气的周速 v_6 小于径向中间流路35u的入口开口35ui的周速 V_6 。

[0177] 因此,如图15以及图20所示,流入上游侧腔室组22u中的径向中间流路35u的入口开口35ui的空气相对于入口开口35ui的相对周速 $vr_6 (=v_6 - V_6 < 0)$ 的朝向为周向Dc的反旋

转侧。如上所述,空气在从中间腔室25流入径向中间流路35u的过程中,其周速增大,以使得相对周速 $vr_6 (=v_6 - V_6)$ 成为0。对此,在此,为了使相对于径向中间流路35u的入口开口35ui而相对地向周向Dc的反旋转侧流动的空气被该入口开口35ui接受,使包括这些入口开口35ui在内的入口侧部分形成为,随着接近入口开口35ui而朝向周向Dc的旋转侧。即,使径向中间流路35u的入口部分相对于剩余部分而向旋转侧(旋转方向侧)倾斜有倾斜角 α_6 。具体而言,在将中间腔室25内的入口开口35ui附近处的空气的相对速度设为 VA_6 并将其径向成分即空气的径向Dc的相对流速设为 vd_{ro} 的情况下,优选为 $\tan^{-1}\alpha_6 = vr_6 / vd_{ro}$ 。该倾斜角 α_6 与相对流速 VA_6 的矢量的方向一致。若选定上述那样的倾斜角 α_6 ,比起仅使入口侧部分倾斜,能够进一步减小空气从中间腔室25流入径向中间流路35u的过程中的压力损失。

[0178] 在本实施方式中,在转矩销55u形成该径向中间流路35u。因此,如图22所示,成为该径向中间流路35u的转矩销55u的贯通孔56u的包括径向Dr内侧的开口即入口开口35ui在内的入口侧部分形成为,随着接近入口开口35ui而朝向周向Dc的旋转侧。

[0179] 需要说明的是,本变形例为第二实施方式的第一变形例,但在第一实施方式中也可以同样地变形。

[0180] [第二实施方式的第二变形例]

[0181] 接下来,参照图23~图29对上述第二实施方式的第二变形例进行说明。

[0182] 本变形例是如下的例子:朝向转子轴21的旋转方向侧或者朝向与旋转方向侧相反的一侧的反旋转侧对径向流路或者轴向流路的出口部分给予倾斜。前述的第一变形例所示的下游侧腔室组22d的径向流路和上游侧腔室组22u的径向流路以及轴向流路的各流路的出口部分不相对于旋转方向倾斜,而向与径向Dr或者轴向Da一致的方向开口。然而,也可以使这些出口部分向旋转方向侧或者与旋转方向侧相反的一侧(反旋转侧)倾斜。

[0183] 图23示出使下游侧腔室组22d的径向中间流路35d的包括径向内侧的出口开口35do在内的出口侧部分35dop向旋转方向侧倾斜的例子。另外,图24示出使径向中间流路35d的包括出口开口35do在内的出口侧部分35dop向与旋转方向侧相反的一侧的反旋转侧倾斜的例子。需要说明的是,图23以及图24是图14中的径向中间流路35d的出口开口35do的位置P7周围的详细示意图。

[0184] 如图23所示,在使径向中间流路35d的出口侧部分35dop相对于径向中间流路35d的剩余部分而以倾斜角 β_{21} 向旋转方向侧倾斜的情况下,在径向中间流路35d内的中间部流动的空气以周速 V_2 、径向速度 vd_{ri} 流动。通过使径向中间流路35d的出口侧部分35dop以倾斜角 β_{21} 向旋转方向侧倾斜,倾斜后的出口侧部分35dop中的轴向速度(出口侧部分35dop中的流路的轴向速度)成为 vd_{riL} 。该出口侧部分35dop的轴向速度 vd_{riL} 的周向Dc的速度成分(相对周速) vr_{21} 附加于空气的周速 V_2 。即,径向中间流路35d的出口侧部分35dop中的空气的周速 V_3 成为 $(V_2 + vr_{21})$ 。换句话说,从出口侧部分35dop刚流入中间腔室25(轴向连通腔室)后的空气以加快有与中间腔室25的相对周速差 vr_{21} 的周速 V_3 朝向径向Dr内侧流动。根据角运动量保存的法则,随着空气在中间腔室25内向径向Dr内侧流动,空气的周速增大。换句话说,随着空气向径向Dr内侧方向流动,与中间腔室25之间的周速差扩大,空气流入径向内侧流路38d时的压力损失增大,但空气与中间腔室25之间的热传导率提高,热传导得以促进。

[0185] 另一方面,如图24所示,在使径向中间流路35d的出口侧部分35dop相对于径向中

间流路35d的剩余部分而以倾斜角 β_{22} 向反旋转侧倾斜的情况下,在径向中间流路35d内的中间部流动的空气以周速 V_2 、径向速度 v_{dri} 流动。通过使径向中间流路35d的径向 Dr 内侧的出口侧部分35dop以倾斜角 β_{22} 向与旋转方向侧相反的方向的反旋转侧倾斜,倾斜后的出口侧部分35dop中的轴向速度(出口侧部分35dop中的流路的轴向速度)成为 v_{driM} 。在出口侧部分35dop,空气的周速减小有该出口侧部分35dop的轴向速度 v_{driM} 的周向 Dc 的速度成分(相对周速) vr_{22} 。即,在径向中间流路35d的出口侧部分35dop,空气的周速 V_3 成为 $(V_2 - vr_{22})$ 。换句话说,从出口侧部分35dop刚流入中间腔室25(轴向连通腔室)后的空气以比径向中间流路35d内的空气的周速 V_2 减小有与中间腔室25的相对周速差 vr_{22} 的周速朝向径向 Dr 内侧流动。根据角运动量保存的法则,随着空气在中间腔室25向径向 Dr 内侧流动,空气的周速增大。另一方面,中间腔室25的周速随着朝向径向 Dr 内侧而变小。因此,在空气在中间腔室25朝向径向 Dr 内侧流动的过程中,空气与中间腔室25的周速差逐渐变小。空气与中间腔室25之间的周速差变小,与中间腔室25之间的热传导率降低。另一方面,在空气从中间腔室25流入的径向内侧流路38d的入口开口38di,若选定上述的中间腔室25与空气的周速差变小的位置,则能够大幅地减少从中间腔室25流入径向内侧流路38d的入口开口38di时的压力损失。

[0186] 在图23中,还示出使径向内侧流路38d的包括出口开口38do在内的出口侧部分38dop相对于径向内侧流路38d的剩余部分而以倾斜角 β_{31} 向旋转方向侧倾斜的例子。需要说明的是,在图23中,关于与径向内侧流路38d相关的各附图标记,记载在括号内。另外,图23的括号内的部分是图14中的径向内侧流路38d的出口开口38do的位置P8周围的详细示意图。从径向内侧流路38d流入内侧腔室26的空气的周速的算法与在径向中间流路35d中流动的空气流相同。另外,从径向内侧流路38d流入到内侧腔室26的空气在向径向 Dr 内侧方向流动的过程中,空气与内侧腔室26之间的周速差扩大,热传导率提高,该效果也与从径向中间流路35d流入中间腔室25的空气流相同。

[0187] 在图24中,还示出使径向内侧流路38d的出口侧部分38dop相对于径向内侧流路38d的剩余部分而以倾斜角 β_{32} 向反旋转方向侧倾斜的例子。需要说明的是,在图24中,关于与径向内侧流路38d相关的各附图标记,记载在括号内。另外,图24的括号内的部分是图14中的径向内侧流路38d的出口开口38do的位置P8周围的详细示意图。这种情况下的从径向内侧流路38d流入内侧腔室26的空气的周速的算法与在径向中间流路35d中流动的空气流相同。另外,空气向轴向流路39流入时的周速的变化所带来的压力损失的减少效果也与从径向中间流路35d流入中间腔室25的空气流相同。

[0188] 图25示出使下游侧腔室组22d的轴向流路39的上游侧(轴向 Da 的上游侧)的包括出口开口39o在内的出口侧部分39op相对于轴向流路39的剩余部分向旋转方向侧倾斜的例子。另外,图26示出使轴向流路39的出口侧部分39op向与旋转方向侧相反的一侧的反旋转侧倾斜的例子。需要说明的是,图25以及图26是图15中的轴向流路39的出口开口39o的位置P9周围的详细示意图。

[0189] 如图25所示,在使轴向流路39的出口侧部分39op相对于轴向流路39的剩余部分而以倾斜角 β_{41} 向旋转方向侧倾斜的情况下,在轴向流路39内的中间部流动的空气以周速 V_4 、轴向速度(轴向 Da 的流路内速度) v_{da} 流动。通过使轴向流路39的出口侧部分39op以倾斜角 β_{41} 向旋转方向侧倾斜,倾斜后的出口侧部分39op中的空气的轴向速度(出口侧部分35dop中

的流路内的流路方向速度)成为 v_{daL} 。该出口侧部分39op的轴向速度 v_{daL} 的周向Dc的速度成分(相对周速) vr_{41} 附加于空气的周速 V_4 。即,在轴向流路39的出口侧部分39op,空气的周速 V_5 成为 (V_4+vr_{41}) 。换句话说,从出口侧部分39op刚流入内侧腔室26后的空气以加快有与内侧腔室26的相对周速差 vr_{41} 的周速 V_5 在内侧腔室26内朝向径向Dr外侧流动。根据角运动量保存的法则,随着空气在内侧腔室26向径向Dr外侧流动,空气的周速逐渐变小。另一方面,内侧腔室26的周速随着朝向径向Dr外侧而变大。因此,在空气在内侧腔室26朝向径向Dr外侧流动的过程中,空气与内侧腔室26的周速差逐渐变小。通过使空气与内侧腔室26之间的周速差变小,与内侧腔室26之间的热传导率降低。另一方面,在空气从内侧腔室26流入的径向内侧流路38u的入口开口38ui,若选定上述的内侧腔室26与空气的周速差变小的径向内侧流路38d的位置,则能够大幅地减小从内侧腔室26流入径向内侧流路38u的入口开口38ui时的压力损失。

[0190] 另一方面,如图26所示,在使轴向流路39的出口侧部分39op相对于轴向流路39的剩余部分而以倾斜角 β_{42} 向反旋转侧倾斜的情况下,在轴向流路39内的中间部流动的空气以周速 V_4 、轴向速度(轴向Da的流路内速度) v_{da} 流动。通过使轴向流路39的出口侧部分39op以倾斜角 β_{42} 向反旋转侧倾斜,倾斜后的出口侧部分39op中的空气的轴向速度(出口侧部分39op中的流路内的流路方向速度)成为 v_{daM} 。空气的周速减小有该出口侧部分39op的轴向速度 v_{daM} 的周向Dc的速度成分(相对周速) vr_{42} 。即,在轴向流路39的出口侧部分39op,空气的周速 V_5 成为 (V_4-vr_{42}) 。换句话说,从轴向流路39的出口侧部分39op刚流入到内侧腔室26后的空气以比轴向流路39内的空气的周速 V_4 减小有与内侧腔室26的相对周速差 vr_{42} 的周速在内侧腔室26内朝向径向Dr外侧流动。根据角运动量保存的法则,随着空气在内侧腔室26内向径向Dr外侧流动,空气的周速变小。另一方面,内侧腔室26的周速随着朝向径向Dr外侧而变大。换句话说,随着空气在内侧腔室26向径向Dr外侧流动,空气与内侧腔室26的周速差扩大。即,随着空气向径向Dr外侧流动,空气与内侧腔室26之间的周速差扩大,空气流入径向内侧流路38u时的压力损失增大,但与内侧腔室26之间的热传导率提高,热传递得以促进。

[0191] 图27示出使上游侧腔室组22u中的径向内侧流路38u的包括出口开口38uo在内的出口侧部分38uop相对于径向内侧流路38u的剩余部分而向旋转方向侧倾斜的例子。另外,图28示出使径向内侧流路38u的出口侧部分38uop相对于径向内侧流路38u的剩余部分而向与旋转方向侧相反的一侧的反旋转侧倾斜的例子。需要说明的是,图27以及图28是图15中的径向内侧流路38u的出口开口38uo的位置P10周围的详细示意图。

[0192] 如图27所示,在使径向内侧流路38u的出口侧部分38uop相对于径向内侧流路38u的剩余部分而以倾斜角 β_{51} 向旋转方向侧倾斜的情况下,在径向内侧流路38u内的中间部流动的空气以周速 V_5 、径向速度 v_{dro} 流动。通过使径向内侧流路38u的出口侧部分38uop以倾斜角 β_{51} 向旋转方向侧倾斜,倾斜后的出口侧部分38uop中的空气的轴向速度(出口侧部分38uop中的流路内的流路方向速度)成为 v_{droM} 。该出口侧部分38uop的轴向速度 v_{droM} 的周向Dc的速度成分(相对周速) vr_{51} 附加于空气的周速 V_5 。即,在径向内侧流路38u的出口侧部分38uop,空气的周速 V_6 成为 (V_5+vr_{51}) 。换句话说,从出口侧部分38uop刚流入到中间腔室25(轴向连通腔室)后的空气以加快有与中间腔室25的相对周速差 vr_{51} 的周速 V_6 朝向径向Dr外侧流动。根据角运动量保存的法则,随着空气在中间腔室25内向径向Dr外侧流动,空气

的周速变小。另一方面,中间腔室25的周速随着朝向径向Dr外侧而变大。因此,在空气在中间腔室25朝向径向Dr外侧流动的过程中,空气与中间腔室25的周速差逐渐变小。通过使空气与中间腔室25之间的周速差变小,与中间腔室25之间的热传导率降低。另一方面,在空气从中间腔室25流入的径向中间流路35u的入口开口35ui,若选定上述的中间腔室25与空气的周速差变小的径向中间流路35u的位置,则能够大幅地减小从中间腔室25流入径向中间流路35u的入口开口35ui时的压力损失。

[0193] 另一方面,如图28所示,在使径向内侧流路38u的出口侧部分38uop相对于径向内侧流路38u的剩余部分而以倾斜角 β_{52} 向反旋转侧倾斜的情况下,在径向内侧流路38u内的中间部流动的空气以周速V5、径向速度 v_{dro} 流动。通过使径向内侧流路38u的出口侧部分38uop以倾斜角 β_{52} 倾斜,倾斜后的出口侧部分38uop中的空气的轴向速度(出口侧部分38uop中的流路内的流路方向速度)成为 v_{droM} 。空气的周速减小有该出口侧部分38uop的轴向速度 v_{droM} 的周向Dc的速度成分(相对周速) vr_{52} 。即,在径向内侧流路38u的出口侧部分38uop,空气的周速V6成为 $(V5-vr_{52})$ 。换句话说,从径向内侧流路38u的出口侧部分38uop刚流入到中间腔室25后的空气以比径向内侧流路38u内的空气的周速V5减小有与中间腔室25的相对周速差 vr_{52} 的周速V6在内侧腔室26内朝向径向Dr外侧流动。根据角运动量保存的法则,随着空气在中间腔室25内向径向Dr外侧流动,空气的周速变小。另一方面,中间腔室25的周速随着朝向径向Dr外侧而变大。换句话说,随着空气在中间腔室25向径向Dr外侧流动,空气与中间腔室25的周速差扩大。即,随着空气在中间腔室25内向径向Dr外侧流动,空气与中间腔室25之间的周速差扩大,空气流入径向中间流路35u时的压力损失增大,但与中间腔室25之间的热传导率提高,热传递得以促进。

[0194] 图29示出使上游侧腔室组22u中的径向中间流路35u的包括出口开口35uo在内的出口侧部分35uop相对于径向中间流路35u的剩余部分而向旋转方向侧倾斜的例子。需要说明的是,图29是图15中的径向中间流路35u的出口开口35uo的位置P11周围的详细示意图。

[0195] 如图29所示,在使径向中间流路35u的出口侧部分35uop相对于径向中间流路35u的剩余部分而以倾斜角 β_{62} 向反旋转侧倾斜的情况下,在径向内侧流路38u内的中间部流动的空气以周速V6、径向速度 v_{dro} 流动。通过使径向中间流路35u的出口侧部分35uop以倾斜角 β_{62} 向与旋转方向侧相反的方向的反旋转侧倾斜,倾斜后的出口侧部分35uop中的空气的轴向速度(出口侧部分35uop中的流路内的流路方向速度)成为 v_{droM} 。空气的周速减小有该出口侧部分35uop的轴向速度 v_{droM} 的周向Dc的速度成分(相对周速) vr_{62} 。即,在径向中间流路35u的出口侧部分35uop,空气的周速V7成为 $(V6-vr_{62})$ 。换句话说,从径向中间流路35u的出口侧部分35uop刚流入外侧腔室24后的空气以比径向中间流路35u内的空气的周速V6减小有与外侧腔室24的相对周速差 vr_{62} 的周速V7在外侧腔室24内朝向径向Dr外侧流动。根据角运动量保存的法则,随着空气在外侧腔室24内向径向Dr外侧流动,空气的周速变小。另一方面,外侧腔室24的周速随着朝向径向Dr外侧而变大。换句话说,随着空气在外侧腔室24内向径向Dr外侧流动,空气与外侧腔室24的周速差扩大。即,随着空气在外侧腔室24内向径向Dr外侧流动,空气与外侧腔室24之间的周速差扩大,与外侧腔室24之间的热传导率提高,热传递得以促进。

[0196] 如上所述,根据使径向流路的出口部分相对于旋转方向倾斜的方向(旋转方向侧或者反旋转方向侧)而产生的效果在上游侧腔室组22u和下游侧腔室组22d中不同。即,在使

下游侧腔室组22d的径向中间流路35d的出口侧部分35dop或者径向内侧流路38d的出口侧部分38dop向旋转方向侧倾斜的情况下,空气与中间腔室25或者内侧腔室26的周速差扩大。因此,在这种情况下,能够在空气与中间腔室25或者内侧腔室26之间,实现热传递的促进,从而改善中间腔室25或者内侧腔室26的热响应性。

[0197] 另外,在使下游侧腔室组22d的径向中间流路35d的出口侧部分35dop或者径向内侧流路38d的出口侧部分38dop向反旋转侧倾斜的情况下,空气与中间腔室25或者内侧腔室26的周速差变小。因此,在这种情况下,能够大幅地减小从中间腔室25流入径向内侧流路38d的入口开口38di或者从内侧腔室26流入轴向流路39的入口开口39i时的压力损失。

[0198] 另一方面,在使上游侧腔室组22u的径向内侧流路38u的出口侧部分38uop或者轴向流路39的出口侧部分39op向旋转方向侧倾斜的情况下,空气与中间腔室25或者空气与内侧腔室26的周速差变小。因此,在这种情况下,能够大幅地减小从中间腔室25流入径向中间流路35u的入口开口35ui或者从内侧腔室26流入径向内侧流路38u的入口开口38ui时的压力损失。

[0199] 另外,在使上游侧腔室组22u的径向中间流路35u的出口侧部分35uop或者径向内侧流路38u的出口侧部分38uop或者轴向流路39的出口侧部分39op向反旋转侧倾斜的情况下,空气与外侧腔室24或者空气与中间腔室25或者空气与内侧腔室26的周速差扩大。因此,在这种情况下,能够在空气与外侧腔室24或者中间腔室25或者内侧腔室26之间,实现热传递的促进,从而改善外侧腔室24或者中间腔室25或者内侧腔室26的热响应性。

[0200] 即,关于上游侧腔室组22u以及下游侧腔室组22d的径向流路(径向中间流路35d、35u,径向内侧流路38d、38u)以及轴向流路37、39的入口侧部分或者出口侧部分,相对于旋转方向倾斜的方向以及倾斜角的选定能够考虑压缩机的性能以及构造而适宜地选定热响应性最高的组合。

[0201] 需要说明的是,本变形例是第二实施方式的第二变形例,在第一实施方式中也可以同样地变形。另外,也可以适宜地组合第一变形例和第二变形例。

[0202] [第二实施方式的第三变形例]

[0203] 根据图30以及图31,也可以形成为使径向流路(径向中间流路35d、35u,径向内侧流路38d、38u)或者轴向流路37、39的入口侧部分随着从入口开口向出口开口进展而流路内径变小。具体而言,图30中,入口形状成为喇叭口状,在以与这些流路的长度方向平行的剖面观察的情况下,划定入口流路的面是形成为曲面状的斜面40i。另外,图31中,入口形状成为漏斗状,在以与这些流路的长度方向平行的剖面观察的情况下,划定入口形状的面是以直线状的倾斜形成的斜面40i。只要是上述那样的入口形状,在空气流入流路时,不发生空气流的紊乱而能够减少压力损失。

[0204] 需要说明的是,本变形例是第二实施方式的第三变形例,在第一实施方式中也可以同样地变形。另外,也可以适宜地组合第一变形例、第二变形例以及第三变形例。

[0205] [第一实施方式的其他变形例]

[0206] 参照图32对上述第一实施方式的其他变形例进行说明。

[0207] 在上述第一实施方式以及第二实施方式中,将在轴向Da上相邻的两个腔室组22设为一组。然而,也可以将在轴向Da上相邻的三个以上的腔室组22设为一组。

[0208] 例如,在将在轴向Da上相邻的三个腔室组22设为一组的情况下,如图32所示,也可

以将构成该组的三个腔室组22中的最上游侧的腔室组22设为上游侧腔室组22u并将剩余两个腔室组22设为下游侧腔室组22d。

[0209] 在这种情况下,利用轴向流路37使两个下游侧腔室组22d中的下游侧的第一下游侧腔室组22d1和上游侧的第二下游侧腔室组22d2的中间腔室(轴向连通腔室)25相互连通,并且利用轴向流路37使第二下游侧腔室组22d2和上游侧腔室组22u中的中间腔室(轴向连通腔室)25相互连通。

[0210] 另外,在将在轴向Da上相邻的四个腔室组22设为一组的情况下,也可以将构成该组的四个腔室组22中的最上游侧的腔室组22设为上游侧腔室组并将剩余三个腔室组22设为下游侧腔室组。另外,也可以将构成该组的四个腔室组22中的上游侧的两个腔室组22设为上游侧腔室组并将剩余两个腔室组22设为下游侧腔室组。

[0211] 如以上那样,在将在轴向Da上相邻的三个以上的腔室组22设为一组的情况下,例如,在使最下游侧的腔室组22和与其在轴向Da上邻接的腔室组22中的轴向连通腔室相互连通的轴向流路37中,若空气在其中不向上游侧流动,则来自空气压缩流路19的空气不返回至该空气压缩流路19。对此,需要适宜地确定包括该轴向流路37在内的各流路中的流路阻力,使空气在该轴向流路37内向上游侧流动。

[0212] 需要说明的是,本变形例是上述第一实施方式的变形例,但也可以应用于上述第二实施方式及其变形例。

[0213] [其他变形例]

[0214] 在以上的各实施方式以及各变形例中,均将从转子轴21中处于最下游侧的第一腔室组22到上游侧的第六腔室组22为止的腔室组22作为本发明的应用对象。然而,也可以将从转子轴21中处于最下游侧的第一腔室组22到例如上游侧的第八腔室组22为止的腔室组22作为本发明的应用对象,还可以将从最下游侧的第一腔室组22到上游侧的整个腔室组22作为本发明的应用对象。另外,例如,也可以将从转子轴21中处于最下游侧的第一腔室组22到上游侧的第四腔室组22为止的腔室组22作为本发明的应用对象,还可以将从转子轴21中处于最下游侧的第一腔室组22到上游侧的第二腔室组22为止的腔室组22应用于本发明的应用对象。

[0215] 即,只要是在轴向Da上邻接的多个腔室组22且包括转子轴21中处于最下游侧的第一腔室组22在内的多个腔室组22,则能够成为本发明的应用对象。如此,作为本发明的应用对象,包括转子轴21中处于最下游侧的第一腔室组22。这是因为,在空气压缩流路19中,该第一腔室组22存在的轴向Da的位置处的压力比其他的位置高,转子轴21中的该位置处的温度变化比其他位置大。

[0216] 另外,以上的各实施方式以及各变形例均是燃气涡轮的压缩机,但本发明并不局限于此。因此,在本发明中,流入压缩机的气体并不局限于空气。

[0217] 需要说明的是,在以上的各实施方式以及各变形例中,均是将压缩机1的空气压缩流路19中流动的压缩过程的空气的一部分导入转子轴21内,利用该空气对转子轴21的各腔室内进行换气。相对于该方法,还考虑如下方法:将从压缩机1的空气压缩流路19流出并存在于燃气涡轮外壳9内的出口空气导入转子轴21内,利用该空气对转子轴21的各腔室内进行换气。然而,在该方法中,在将压力提高至目的压力的状态下将从空气压缩流路19流出的空气用于转子轴21的各腔室内的换气,因此为了提高用于换气的空气的压力而利用的能

量比以上的各实施方式以及各变形例大。并且,用于换气的空气的温度比转子轴21中的设有静叶栅11的部分的温度高,因此换气效果比以上的各实施方式以及各变形例小。因而,虽然变得重复,但优选如以上的各实施方式以及各变形例那样,将在压缩机1的空气压缩流路19中流动的压缩过程的空气的一部分导入转子轴21内并利用该空气对转子轴21的各腔室内进行换气。

[0218] 工业实用性

[0219] 根据本发明的一方式,能够进一步提高转子轴相对于在空气压缩流路中流动的空气的温度变化的热响应性。

[0220] 附图标记说明:

[0221] 1:压缩机,2:燃烧器,3:涡轮,10:压缩机外壳,11:静叶栅,12:静叶,19:空气压缩流路(气体压缩流路),20:压缩机转子,21:转子轴,22:腔室组,22d:下游侧腔室组,22u:上游侧腔室组,23:腔室,24:外侧腔室,25:中间腔室(轴向连通腔室),26:内侧腔室(轴向连通腔室),34:径向外侧流路,34d:入口流路,34u:出口流路,35、35d、35u:径向中间流路,35di、35ui、37i、39i:入口开口,37、37a:轴向流路,35do、37o、38do、38uo、39o:出口开口,35dop、38dop、38uop、39op:出口侧部分,38:径向内侧流路,39:轴向流路,41:转子盘,48:螺栓贯通孔,48s:间隙,51:主轴螺栓,55、55d、55u:转矩销,56、56d、56u:贯通孔,81:动叶栅,82:动叶。

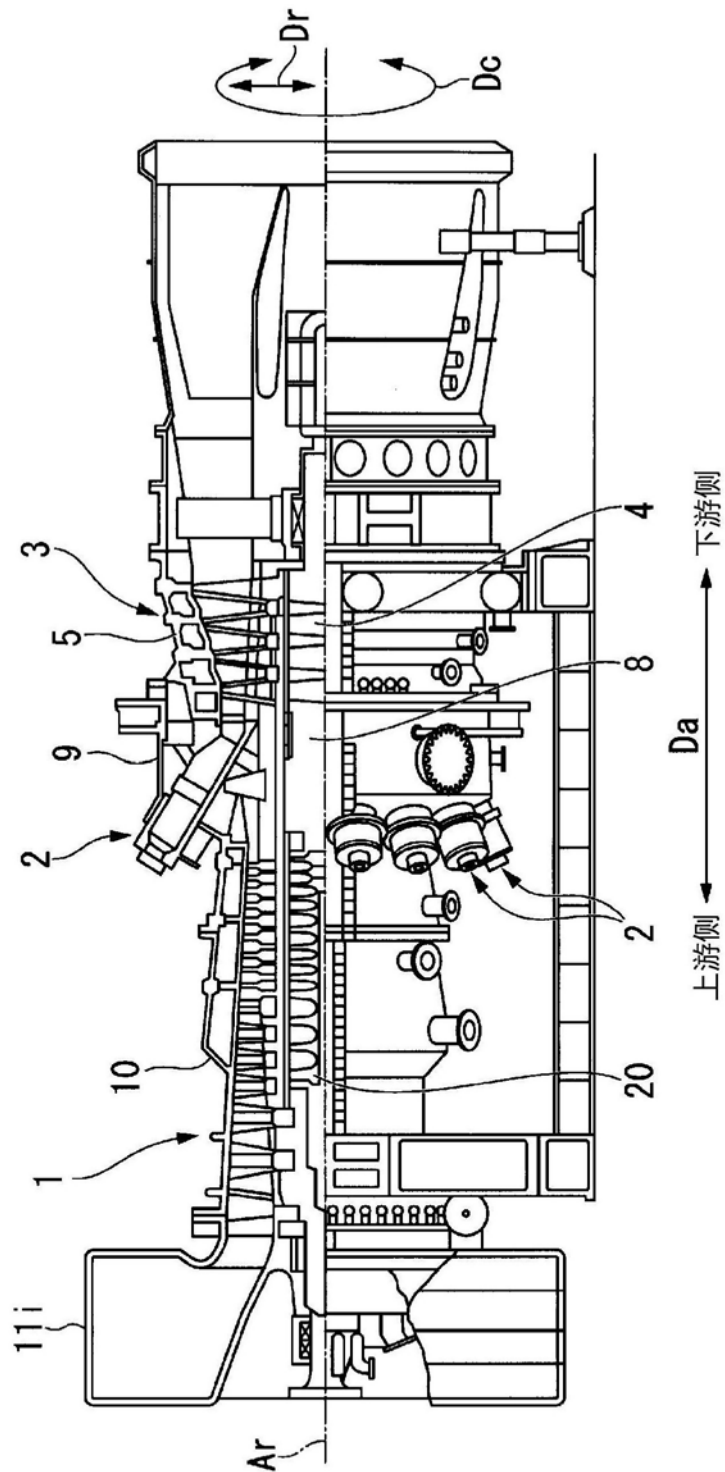


图1

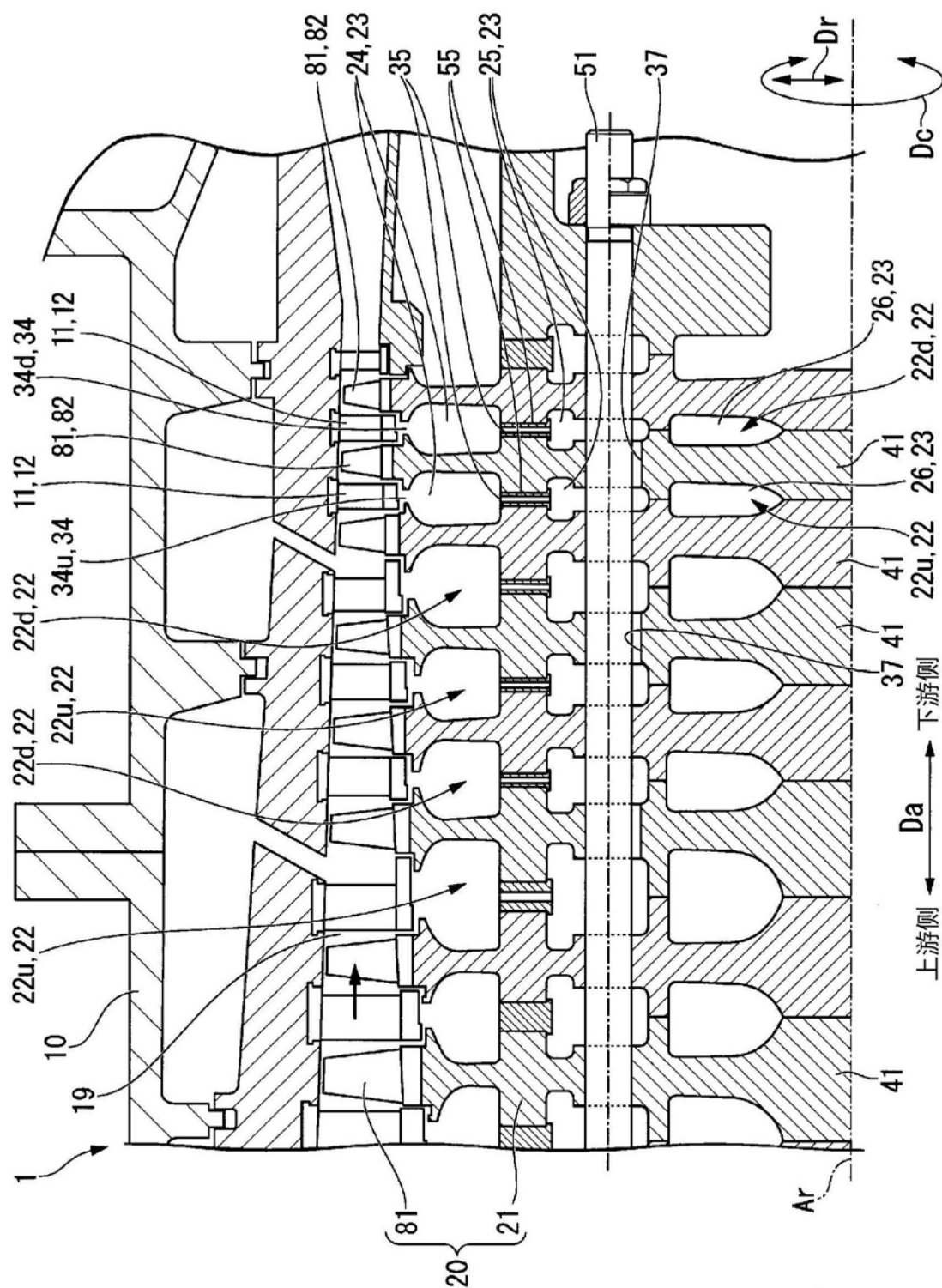


图2

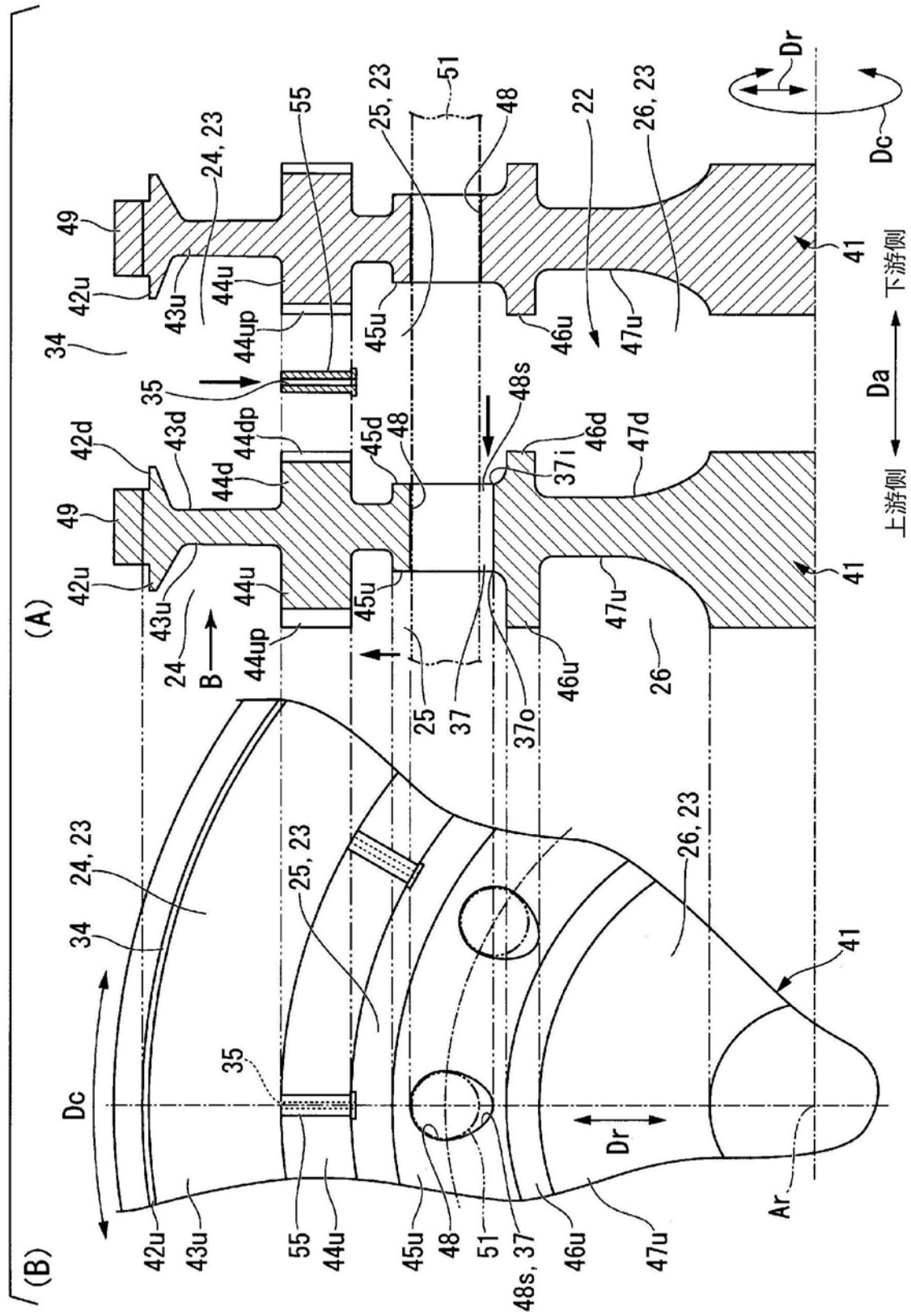


图3

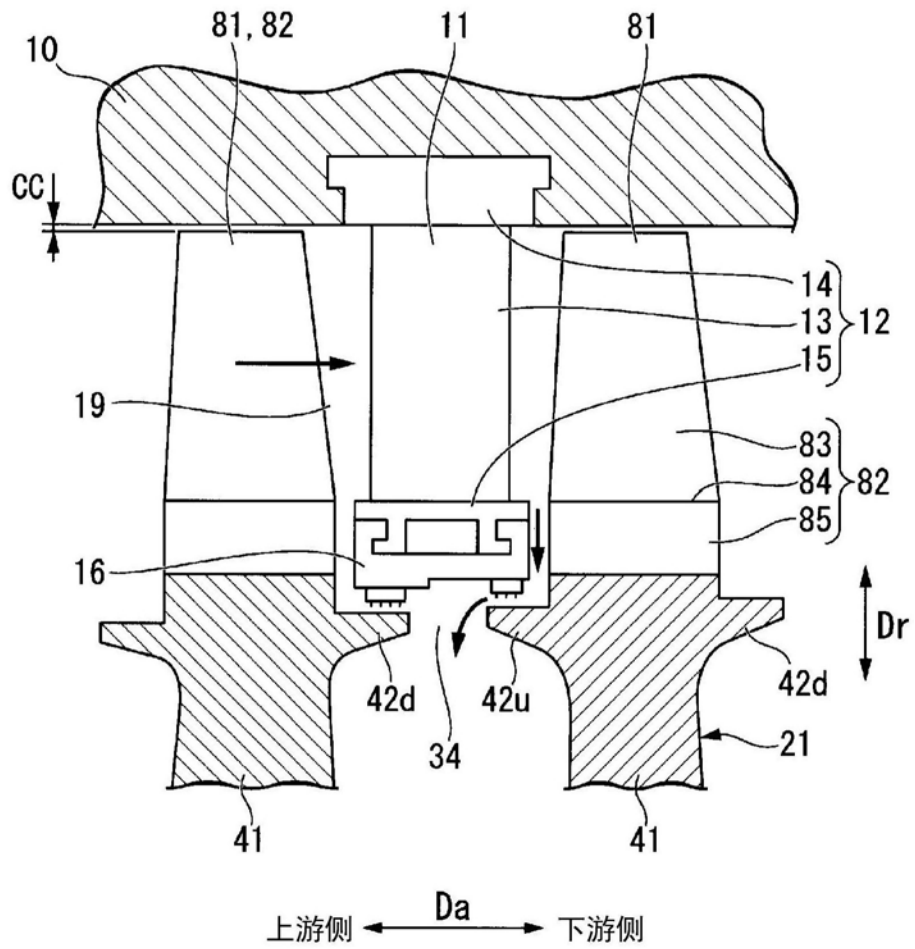


图4

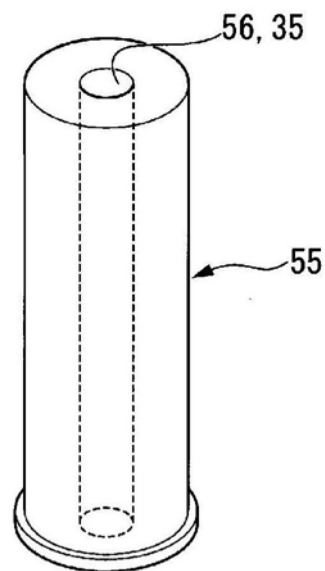


图5

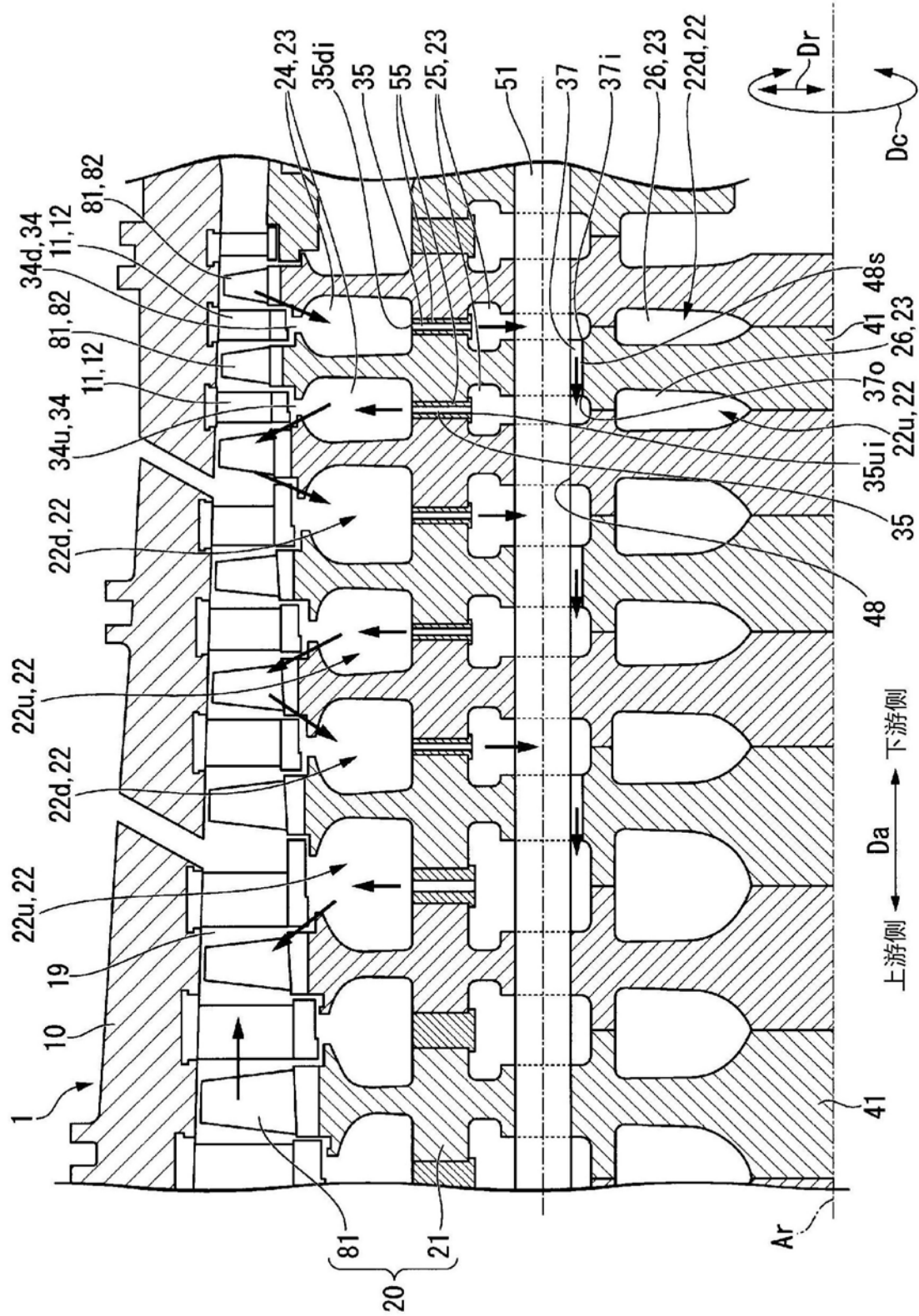


图6

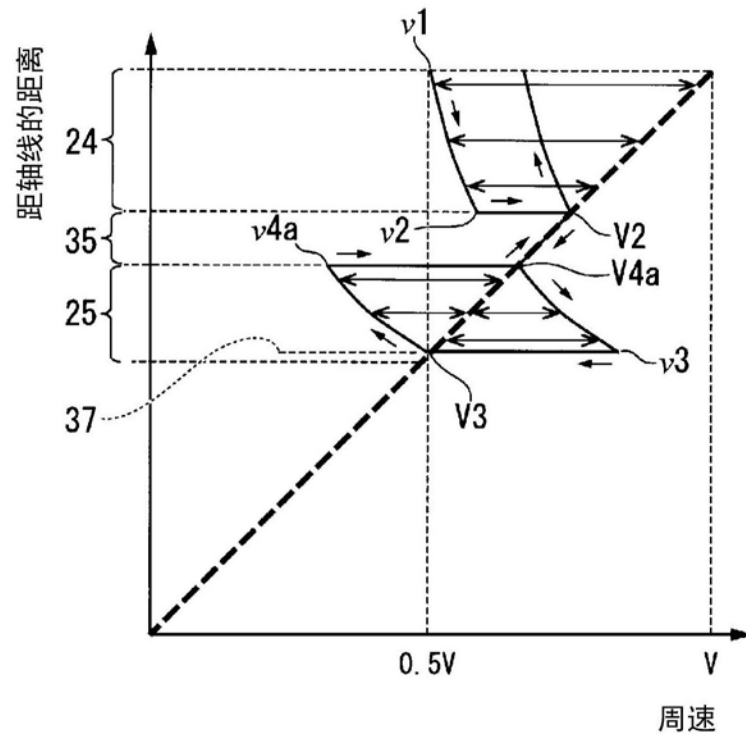


图7

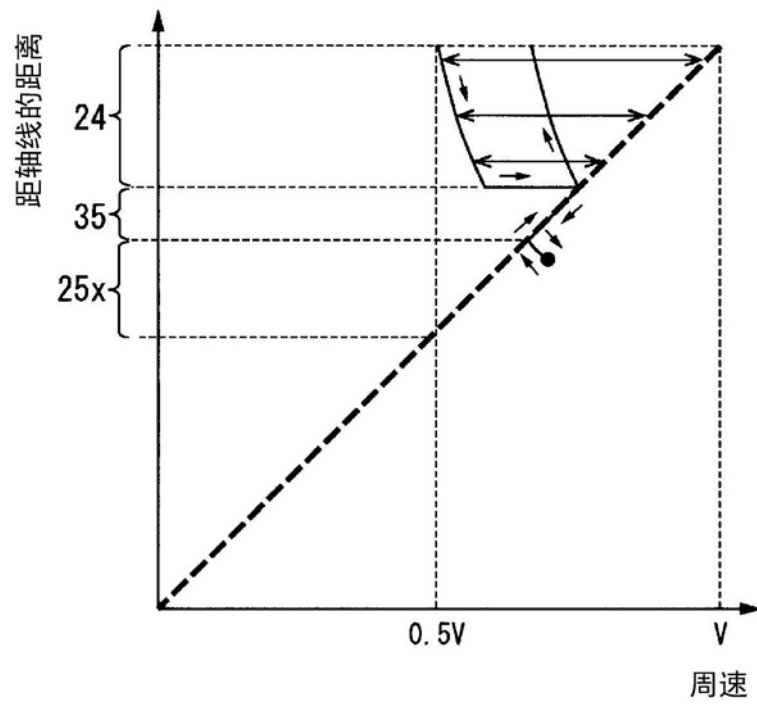


图8

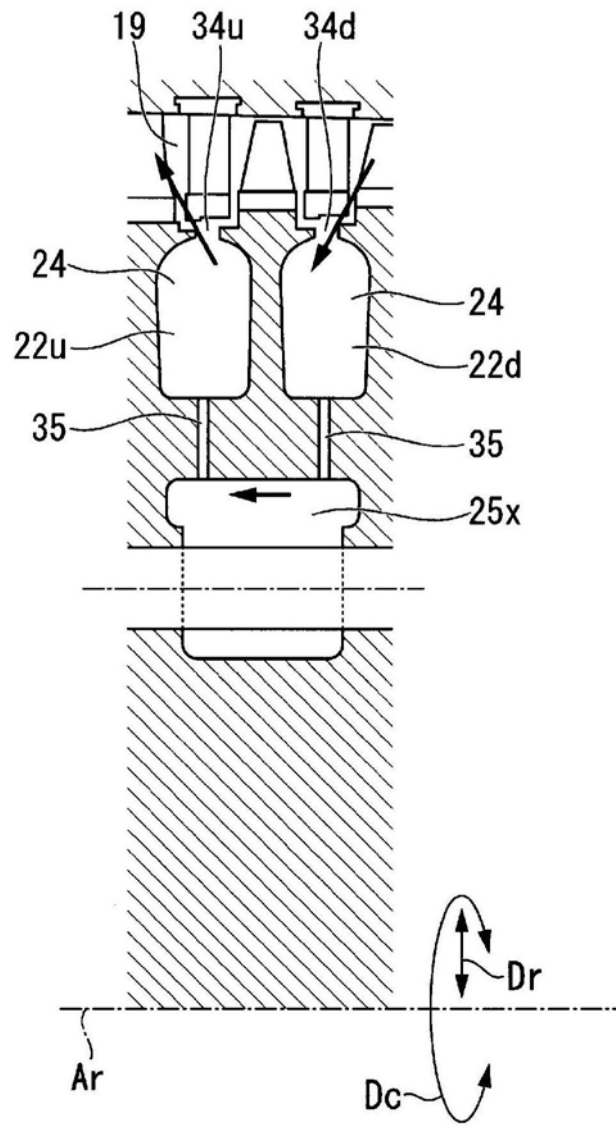


图9

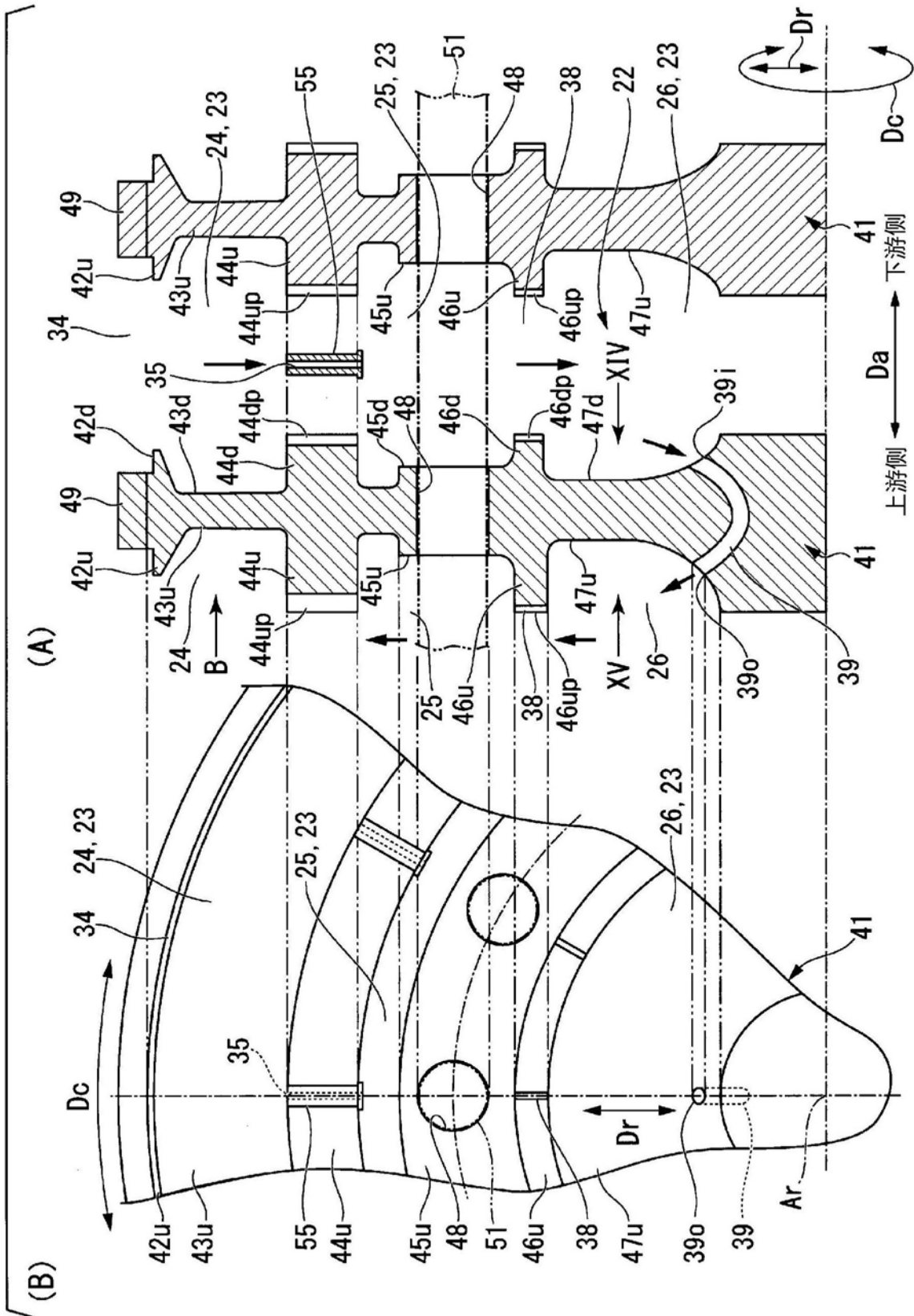


图11

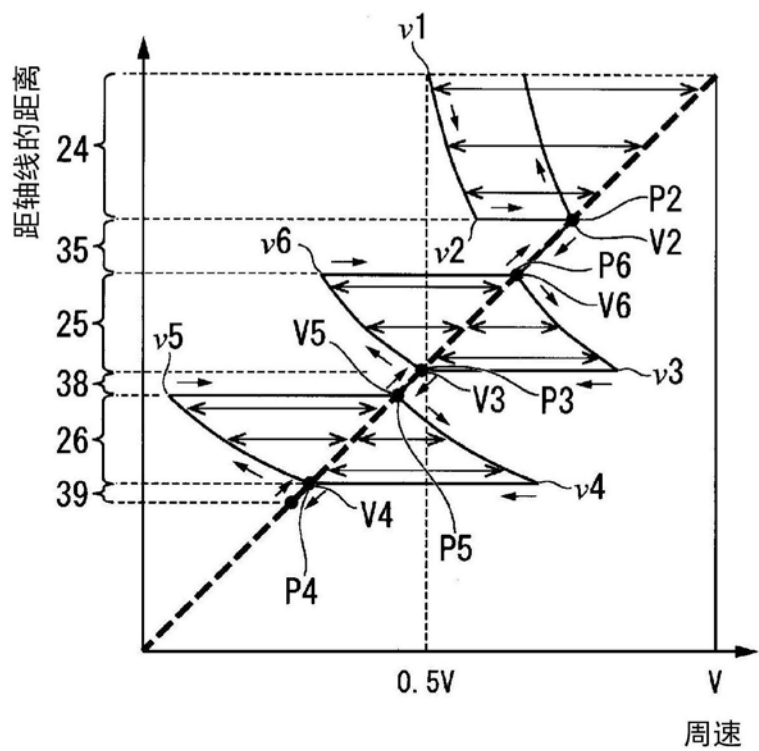


图13

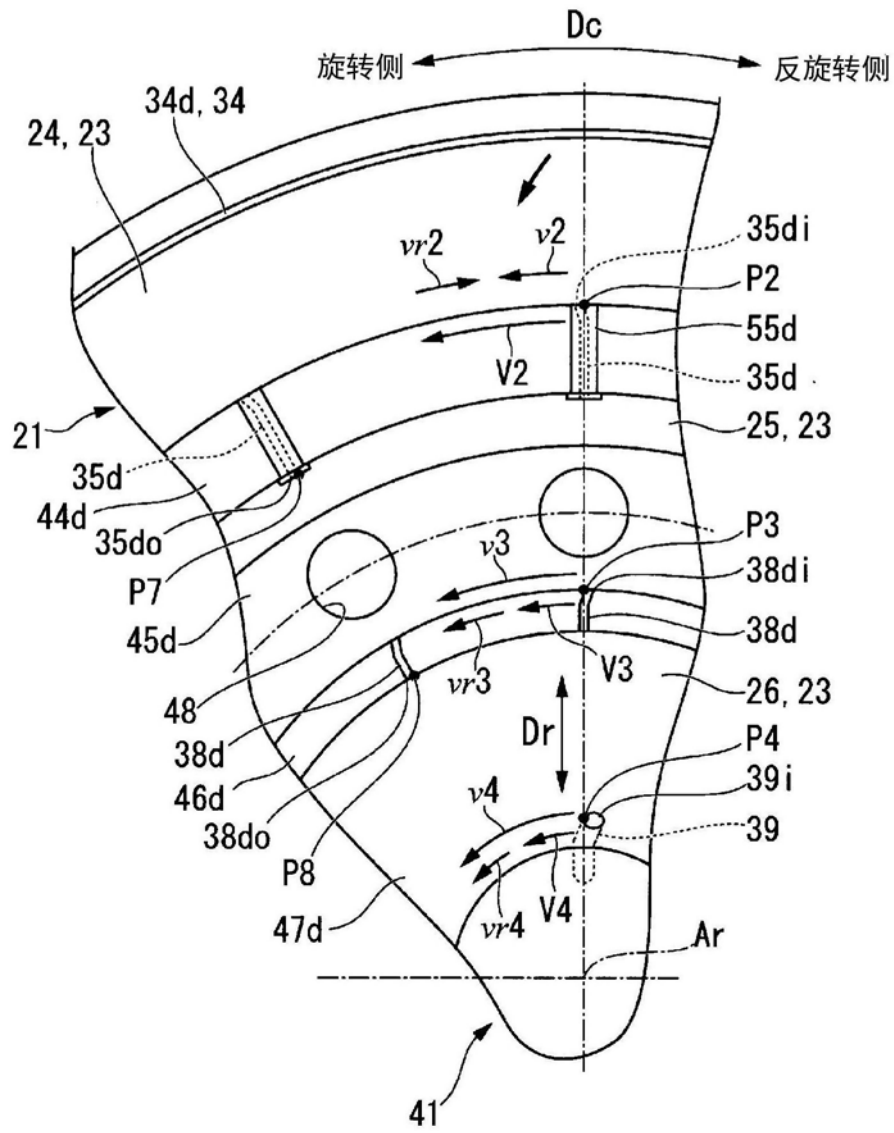


图14

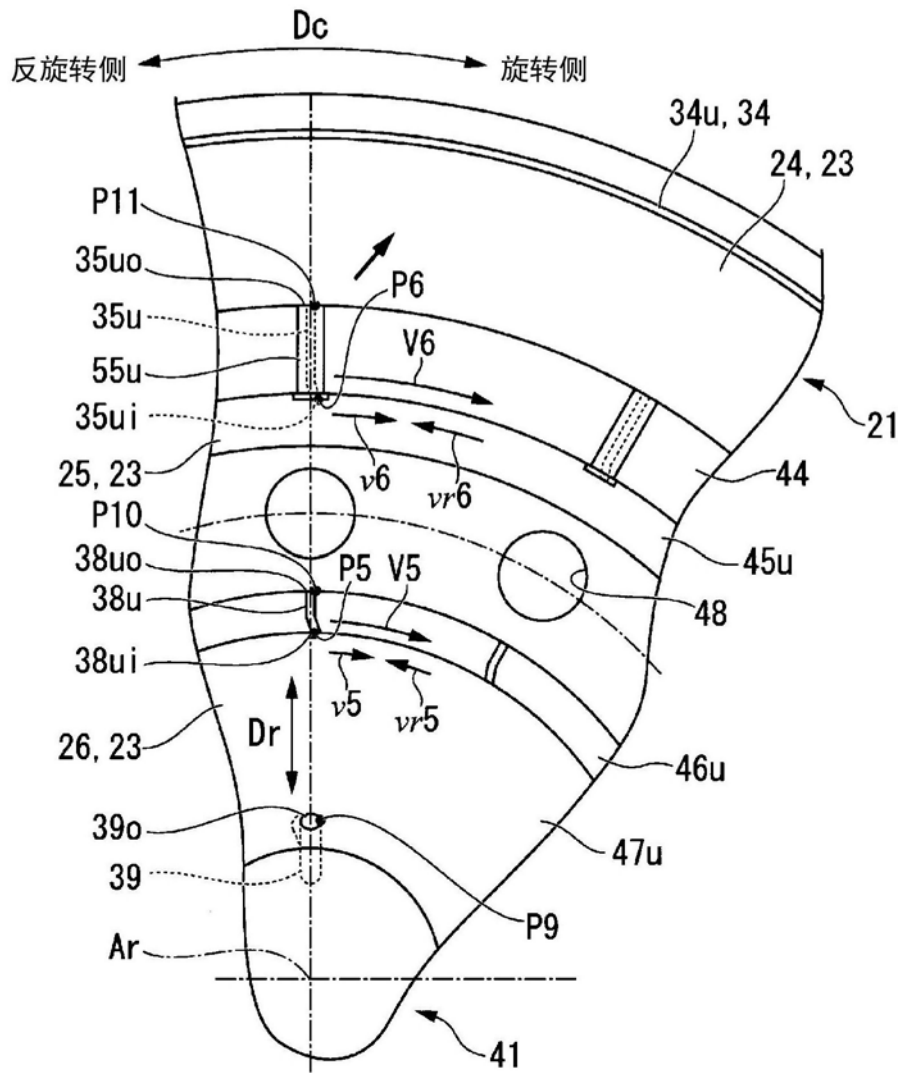


图15

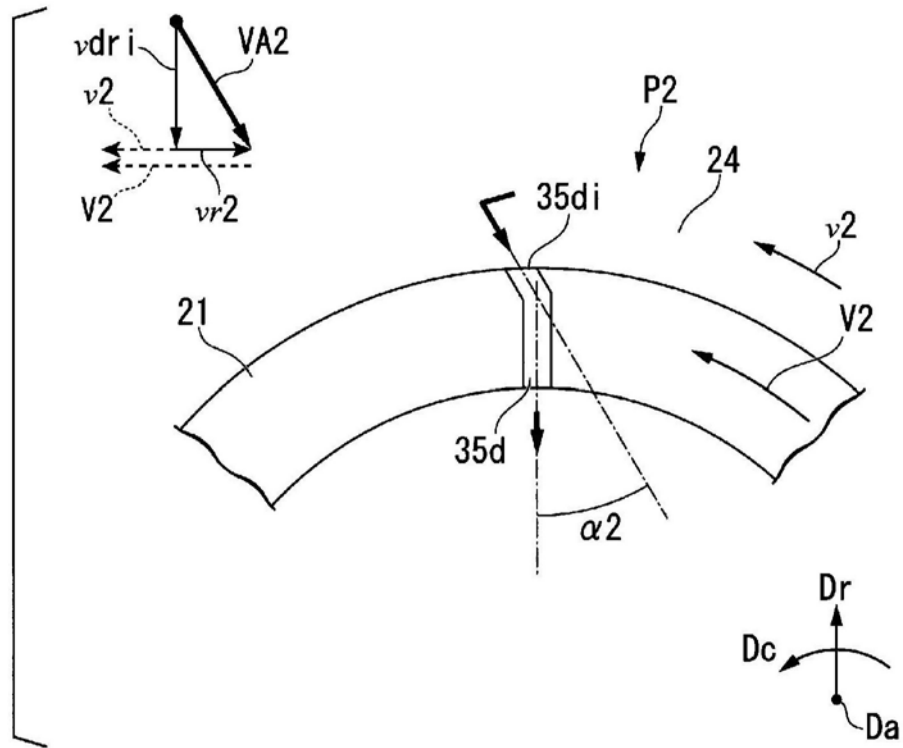


图16

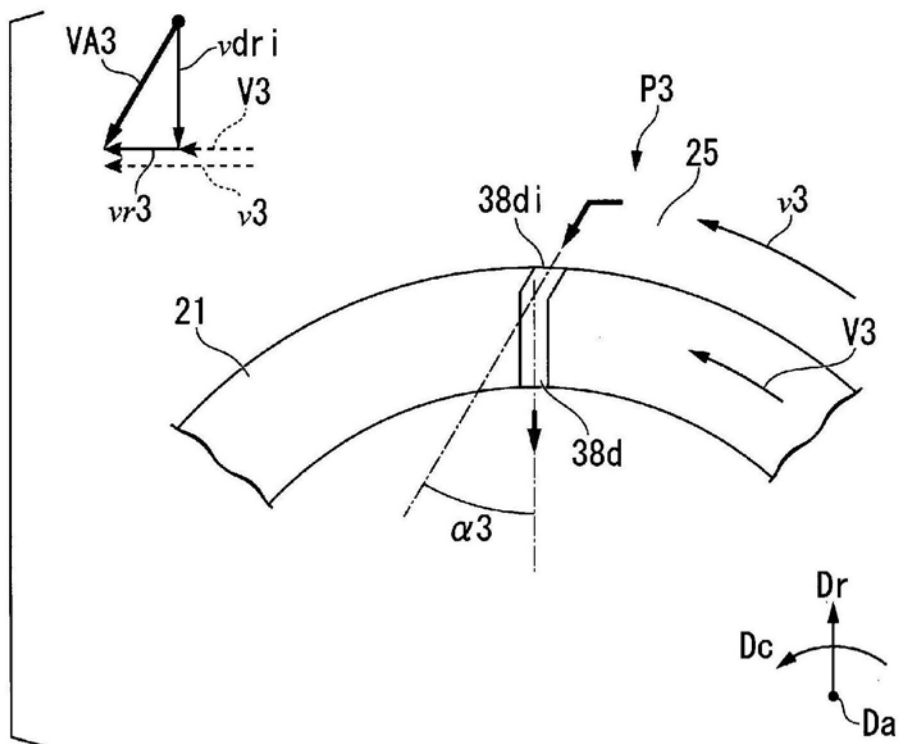


图17

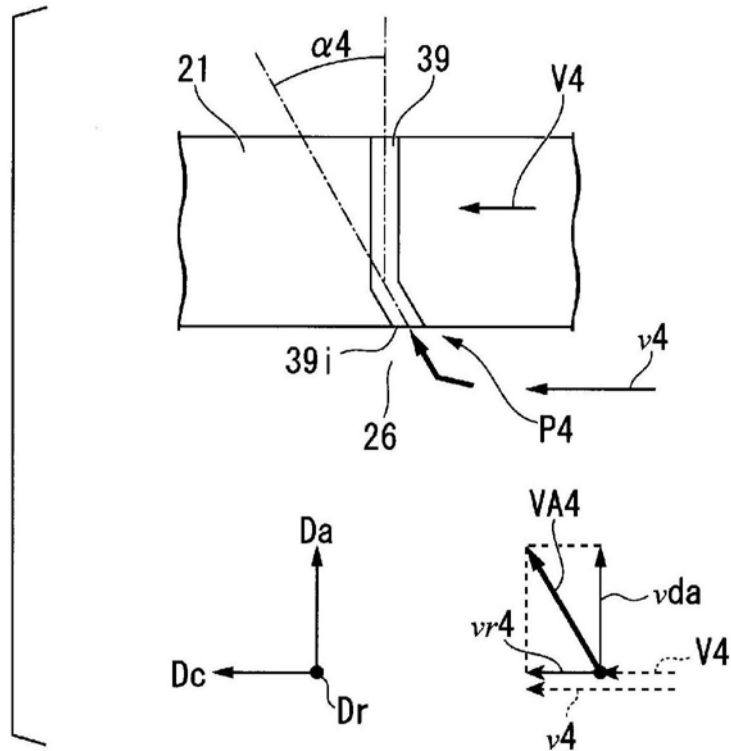


图18

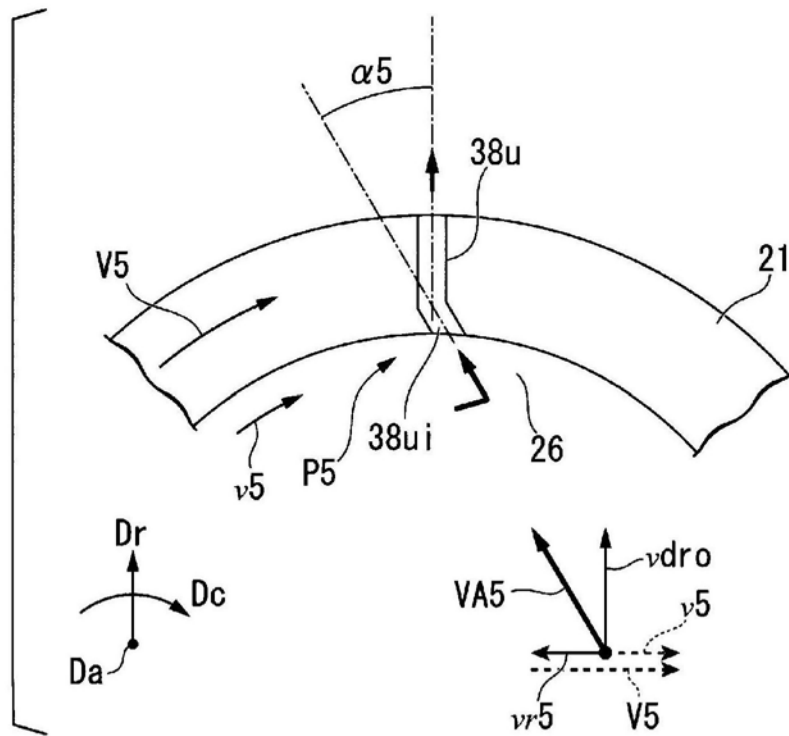


图19

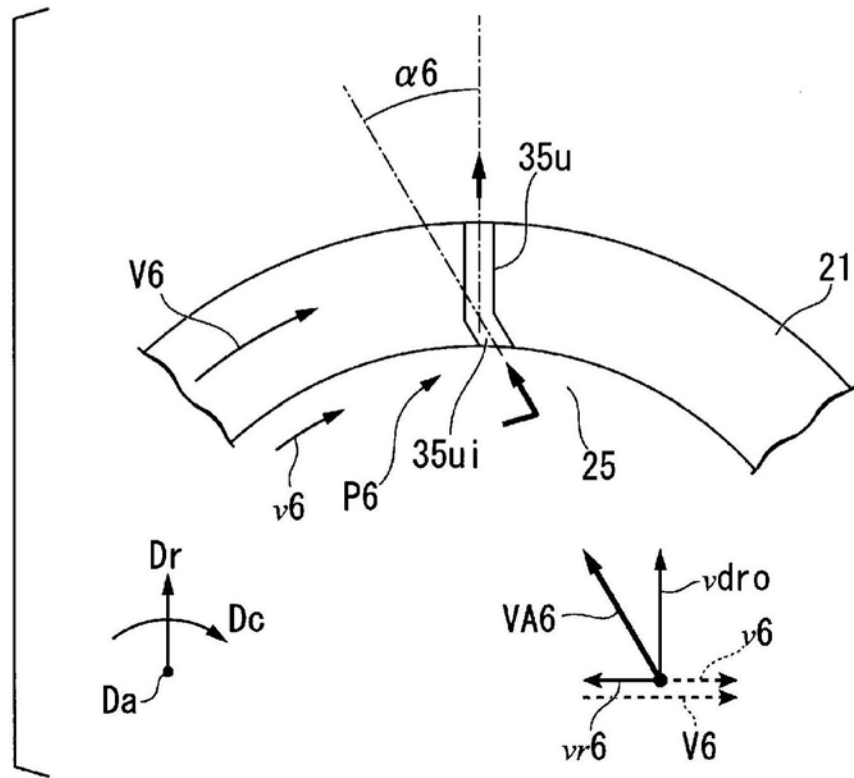


图20

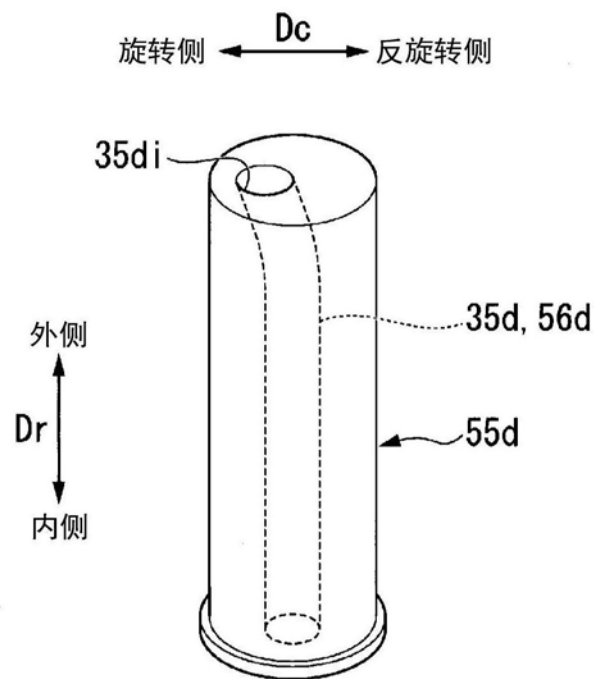


图21

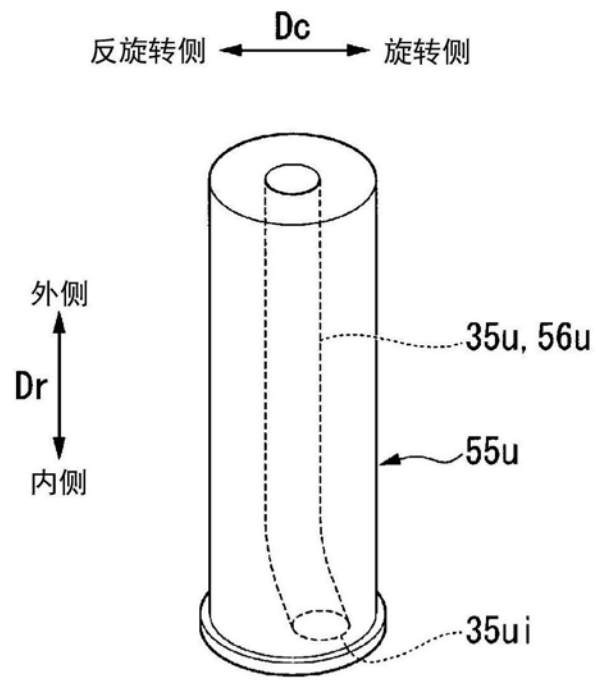


图22

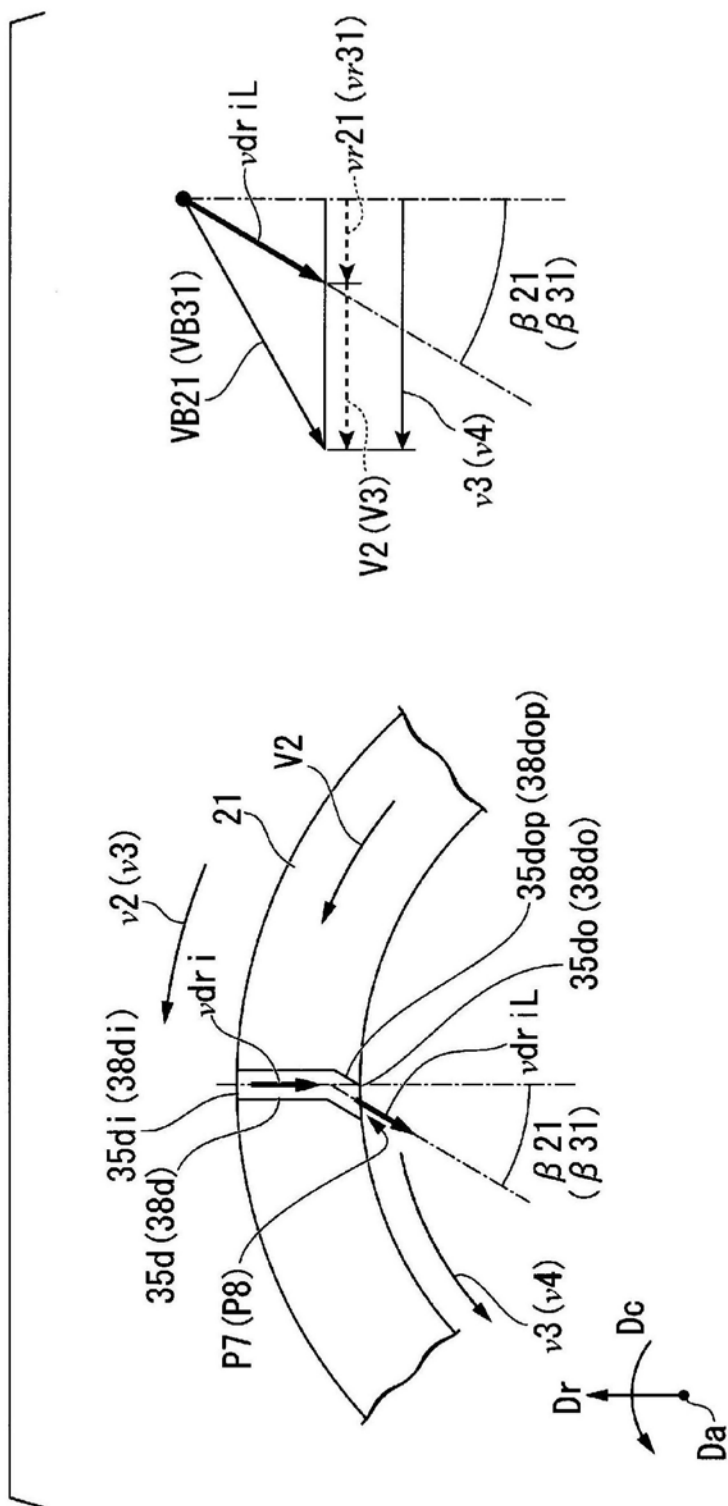


图23

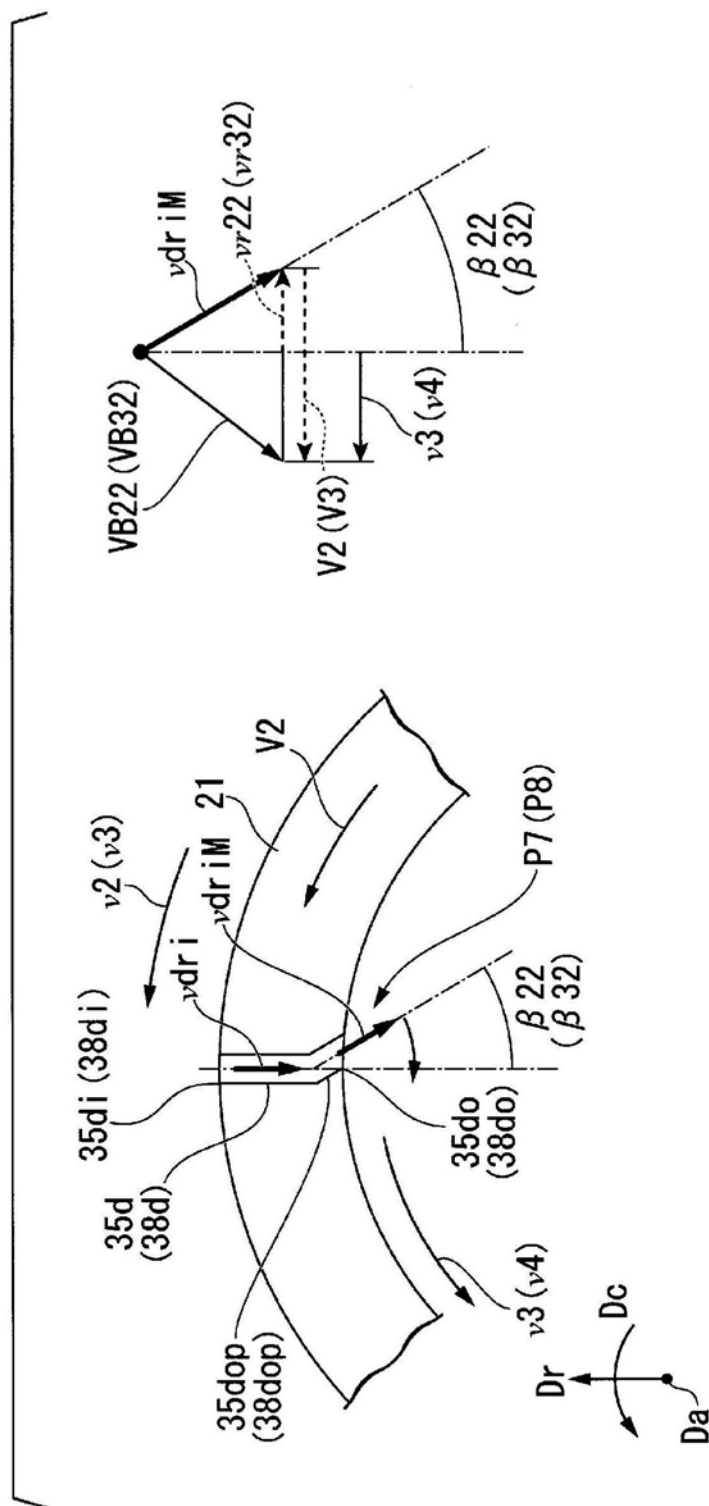


图24

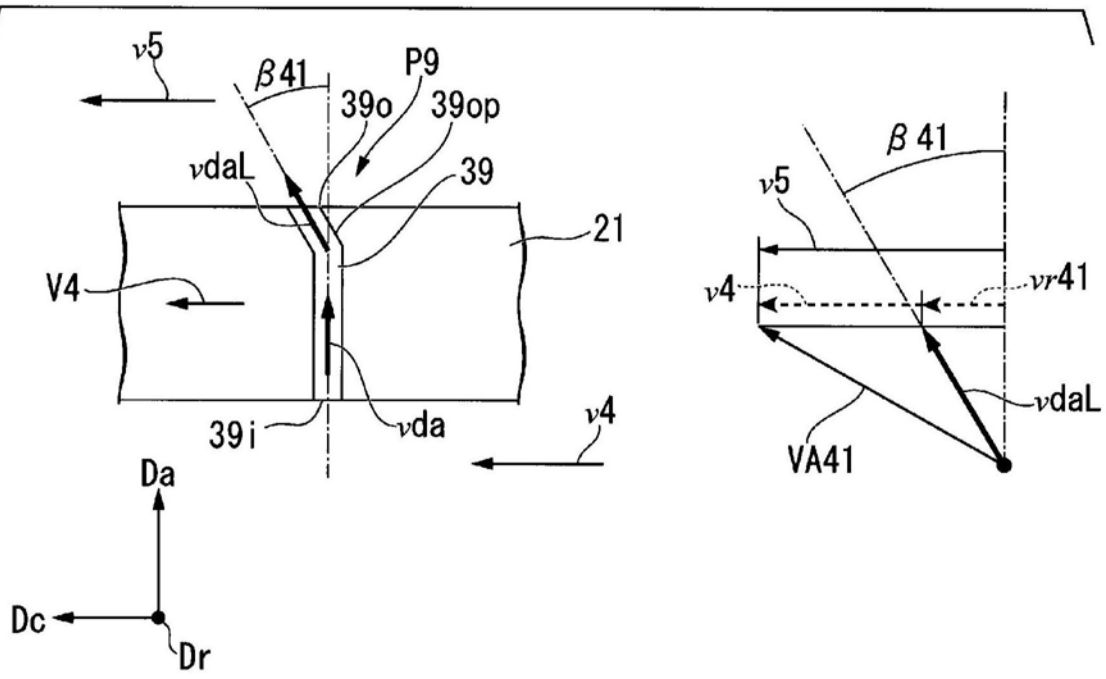


图25

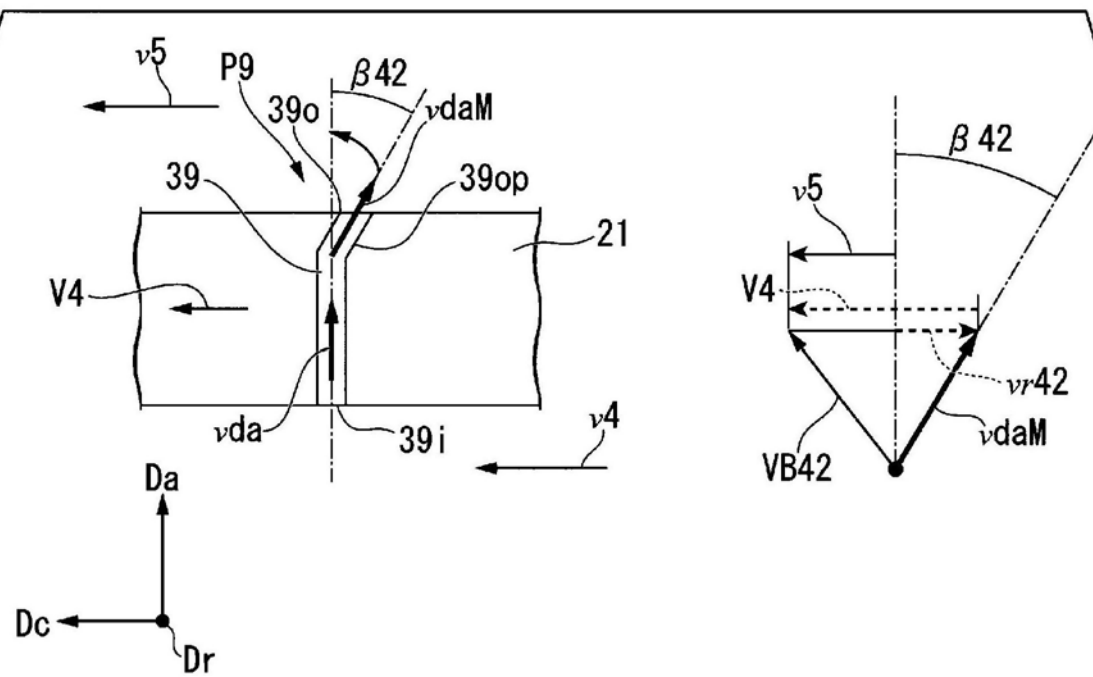


图26

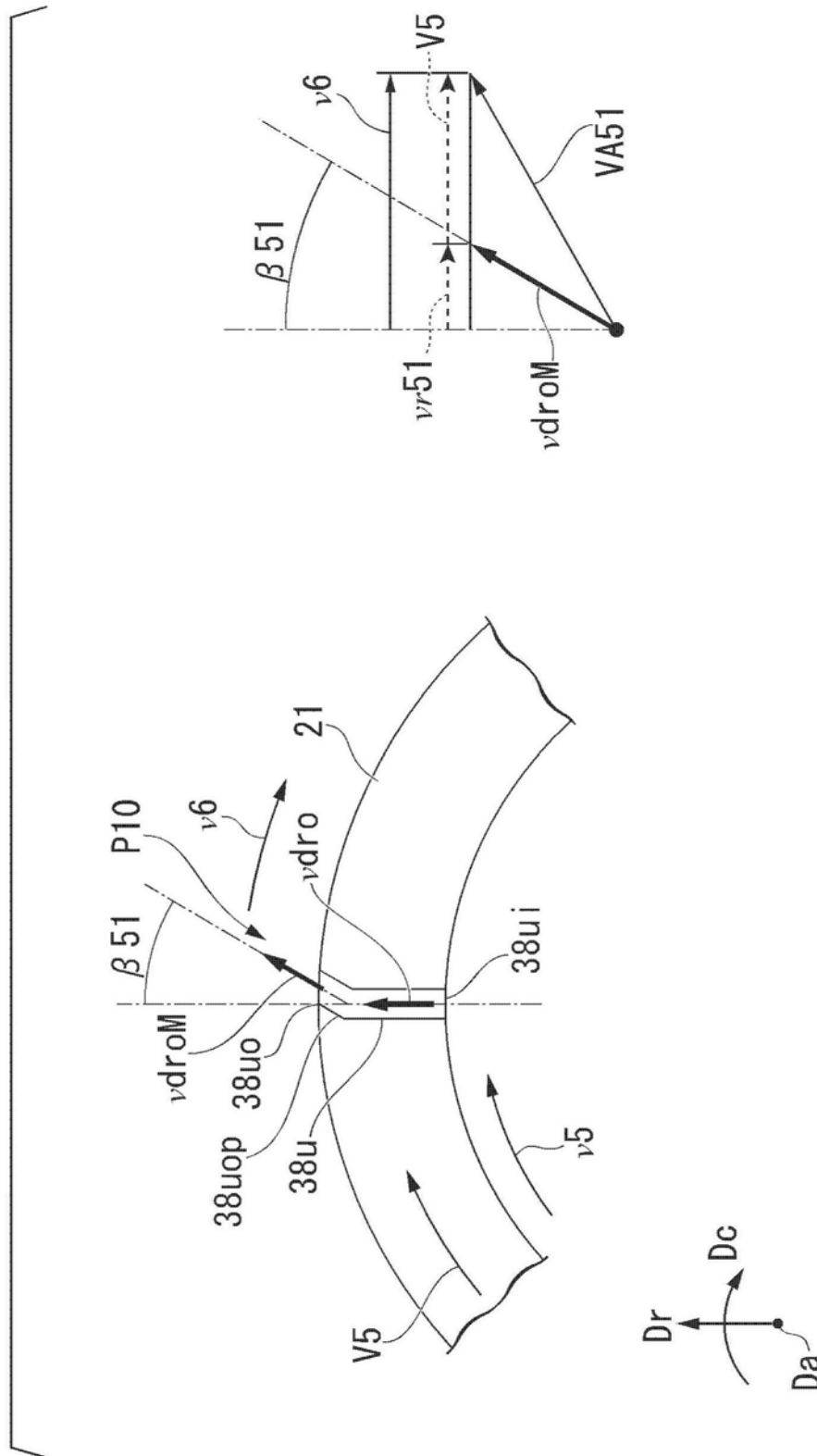


图27

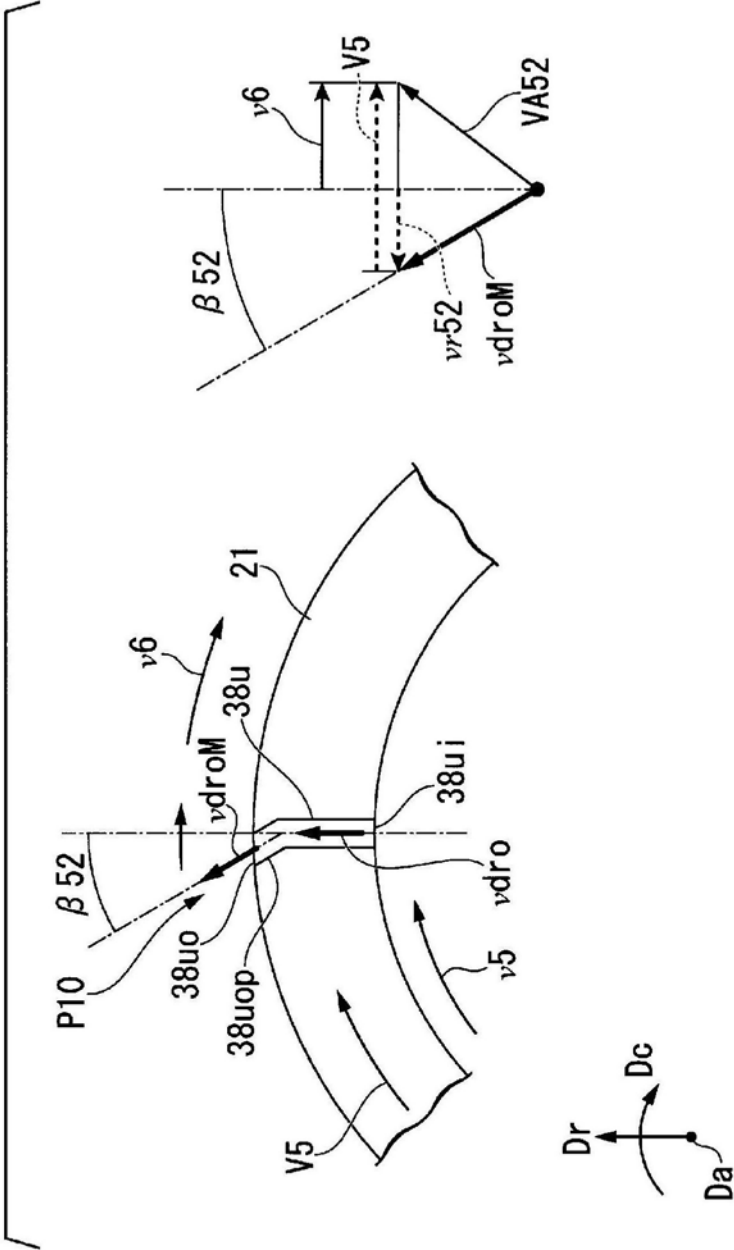


图28

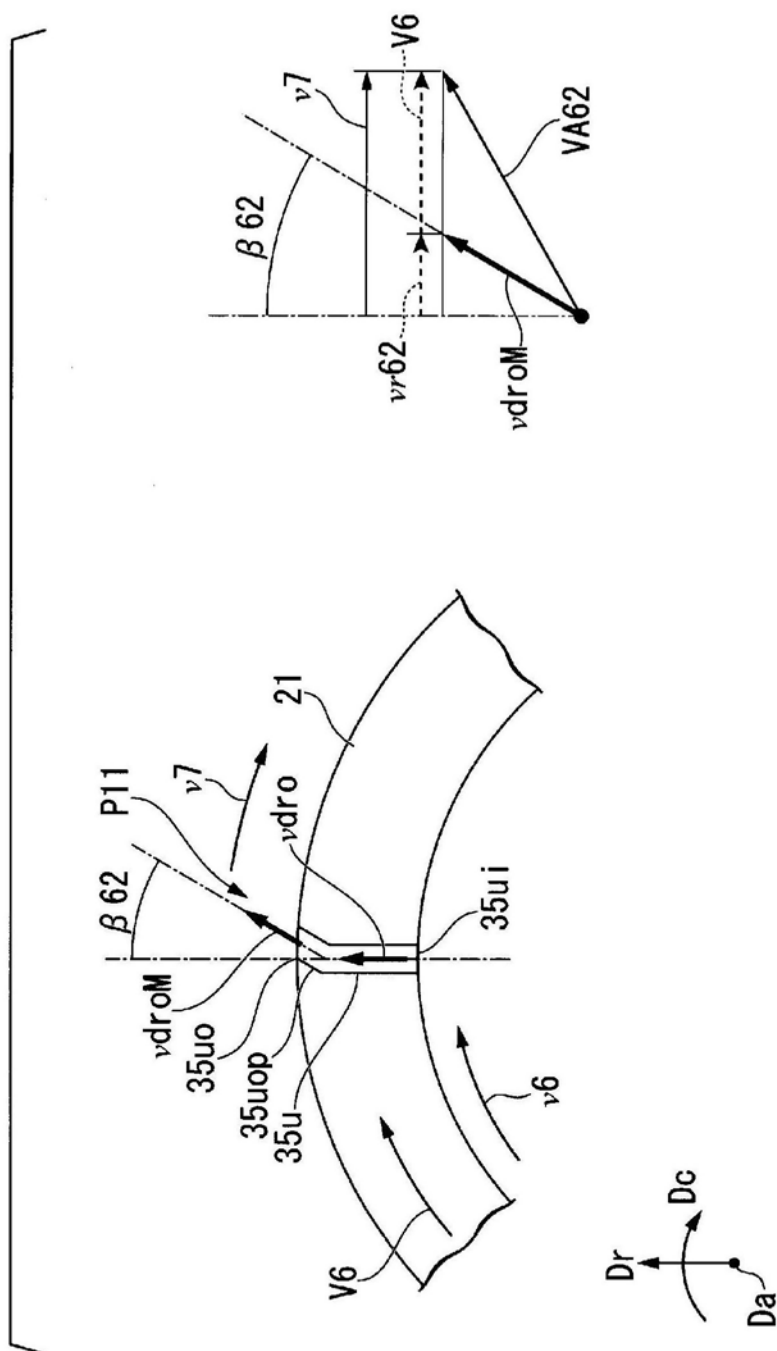


图29

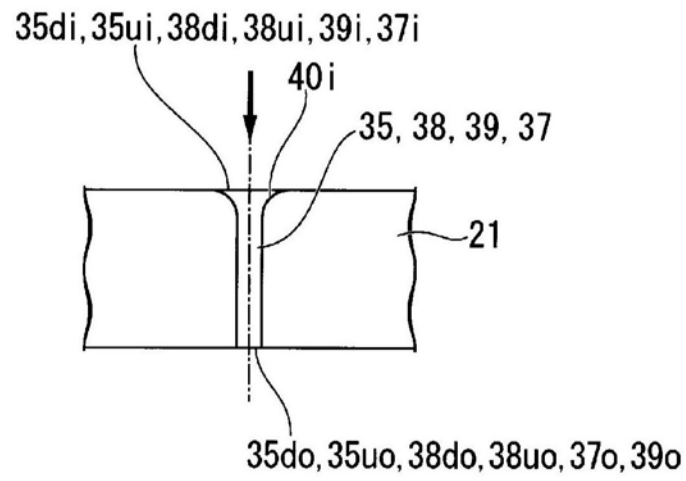


图30

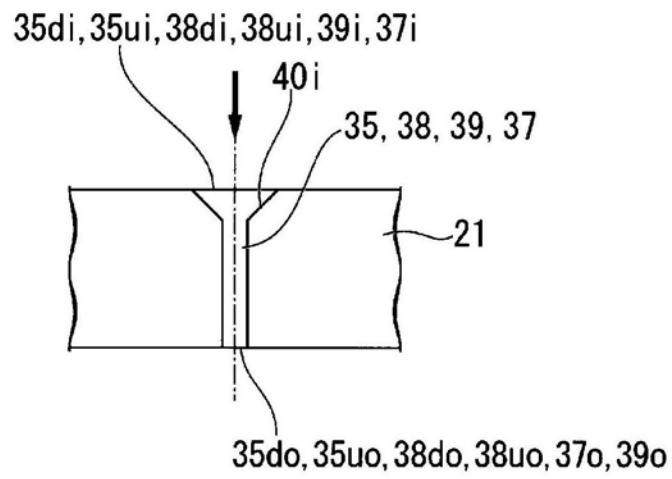


图31

