

[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 96180179.4

[45] 授权公告日 2002年3月27日

[11] 授权公告号 CN 1081757C

[22] 申请日 1996.3.6 [24] 颁证日 2002.3.27

[21] 申请号 96180179.4

[86] 国际申请 PCT/JP96/00541 1996.3.6

[87] 国际公布 WO97/33092 日 1997.9.12

[85] 进入国家阶段日期 1998.9.4

[73] 专利权人 株式会社日立制作所

地址 日本东京都

[72] 发明人 小林博美 西田秀夫

高桥一树 荣野隆

[56] 参考文献

FR2419415A 1979.10.5 F04D29/44

JP05-020597B 1993.3.19 F04D29/44

JP05-133397A 1993.5.28 F04D29/44

审查员 谢亮

[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

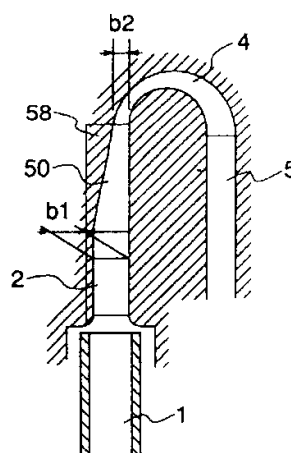
代理人 郑修哲

权利要求书 3 页 说明书 10 页 附图页数 7 页

[54] 发明名称 离心压缩机以及用于离心压缩机的扩压器

[57] 摘要

一种多级离心压缩机,具有多个安装在一旋转轴上的叶轮,或一种单级离心压缩机,一具有多个导叶的有叶扩压器安装在叶轮的下游侧,并且在有叶扩压器的下游形成一无叶扩压器部分。有叶扩压器是带有小的翼弦节距比的有叶扩压器,形成于有叶扩压器下游的无叶扩压器的两个壁表面的每一个子午面截面形状为其流道高度在下游方向逐渐减小。无叶扩压器入口的流道高度与其出口的流道高度比为 0.3-0.6。可用带有少量导叶的第 2 有叶扩压器代替该无叶扩压器。一种情况下,形成第 2 有叶扩压器的两个壁表面也可以在下游方向逐渐收缩。在另一情况下,由于流道在有叶扩压器下游位置上收缩,防止低比转速叶轮中产生显著的旋转分离,从而通过有叶扩压器增强了压缩机的效率。



权 利 要 求 书

1. 一种多级离心压缩机，包括：一个旋转轴，多个安装在所述旋转轴上的叶轮，和一个第一有叶扩压器，它位于所述叶轮的至少一级的径向外侧并且具有两个对置的壁表面和多个设置在所述壁表面之间的、在圆周方向相互间隔的第一导叶；其特征在于，在所述第一有叶扩压器的下游侧设有无叶扩压器，所述无叶扩压器具有两个对置的壁表面，在这两者之间的轴向距离从入口至出口逐渐减小。

2. 按照权利要求1所述的离心压缩机，其特征在于，形成所述无叶扩压器的所述两个壁表面每个的子午面截面形状由一条直线构成。

3. 按照权利要求1所述的离心压缩机，其特征在于，形成所述无叶扩压器的所述两个壁表面每个的子午面截面形状包括一个弧形。

4. 按照权利要求1所述的离心压缩机，其特征在于，在所述第一有叶扩压器的第一导叶的周缘方向测量的、所述第一有叶扩压器的第一导叶的入口导叶角为 $4^{\circ} - 12^{\circ}$ 。

5. 按照权利要求1或4所述的离心压缩机，其特征在于，所述无叶扩压器出口的轴向高度是所述第一有叶扩压器出口的轴向高度的0.3 - 0.6倍大。

6. 一种多级离心压缩机，包括：一个旋转轴，多个安装在所述旋转轴上的叶轮，和一个第一有叶扩压器，它位于所述叶轮的至少一级的径向外侧并且具有两个对置的壁表面和多个设置在所述壁表面之间的、在圆周方向相互间隔的第一导叶；其特征在于，在所述第一有叶扩压器的下游侧设置有一第二有叶扩压器，所述的第二有叶扩压器具有两个对置的壁表面和多个在所述壁表面之间沿圆周方向相互间隔设置的第二导叶，并且所述第二有叶扩压器的两个壁表面之间的轴向距离从入口至出口逐渐减小。

7. 按照权利要求1或6所述的离心压缩机，其特征在于，形成所述无叶扩压器的所述对置的壁表面之一径向设置成子午面的截面，而另一壁表面在下游方向逐渐接近所述的一个壁表面。

8. 按照权利要求1或6所述的离心压缩机，其特征在于，所述叶轮出口处的叶片高度与所述第一有叶扩压器的两个对置壁表面之间的距离相等。

9. 按照权利要求1或6所述的离心压缩机，其特征在于，形成所述无叶扩压器的所述两个对置的壁表面均朝着相应于所述叶轮芯板的侧部沿下游方向逐渐倾斜。

10. 按照权利要求1或6所述的离心压缩机，其特征在于，所述叶轮的比转速为80 - 250。

11. 按照权利要求1或6所述的离心压缩机，其特征在于，所述叶轮的比转速为100 - 200。

12. 按照权利要求1或2所述的离心压缩机，其特征在于，所述第一有叶扩压器的第一导叶有这样一个尺寸，使得垂直于所述第一导叶的线不与相邻的第一导叶相交。

13. 一种离心压缩机，包括：一个旋转轴，一个安装在所述旋转轴上的叶轮，和一个有叶扩压器，它位于所述叶轮的径向外部并且具有两个对置的壁表面和多个设置在所述壁表面之间的、在圆周方向相互间隔的导叶；其特征在于，在所述有叶扩压器的下游侧设置一无叶扩压器，所述无叶扩压器具有两个对置的壁表面，在两个壁表面之间的轴向距离从入口至出口缓慢地逐渐减小。

14. 按照权利要求13所述的离心压缩机，其特征在于，所述叶轮的比转速的范围为80 - 250。

15. 按照权利要求13所述的离心压缩机，其特征在于，所述有叶扩压器的导叶具有这样一个尺寸，使得垂直于所述导叶的线不横切相邻导叶。

16. 一种扩压器，包括：设在叶轮的外周缘的有叶扩压器部分，一围绕在所述有叶扩压器的外周缘的无叶扩压器部分，所述的有叶扩压器部分具有两个对置的壁表面和多个在所述壁表面之间沿圆周方向相互间隔设置的导叶，以及所述的无叶扩压器具有两个对置的壁表面；



其特征在于，在子午截面上，形成所述无叶扩压器的两个壁表面之间的距离从内端至外端逐渐减小。

说明书

离心压缩机以及用于离心压缩机的扩压器

本发明涉及一种离心压缩机和用于离心压缩机的扩压器，特别是涉及一种处理较少量气体的离心压缩机和离心鼓风机以及用于它们的扩压器。

用于离心压缩机的扩压器通常分为无叶扩压器和有叶扩压器，在这些扩压器中，有叶扩压器由导叶改变流动方向，通过导叶也使流速降低，因此，设计流率附近的效率与无叶扩压器相比通常要高。然而，由于导叶增加了损耗和导叶使流动分离，在大流率和小流率时效率低，因而运转范围变窄。

因此，在日本专利未审查公开号53-119411中公开了一种带有小翼弦节距比的扩压器（下文称作低密有叶扩压器），其中，即使使用有叶扩压器，运转范围也不窄，并且可增加效率。

日本实用新型未审查公开号56-97598公开的例中，在位于低密有叶扩压器下游的无叶部分上的流道高度急剧变窄，并且无叶部分的流道长度变短，以减小摩擦损耗。此外，日本专利未审查公开号1-125599公开的实例中，在具有较低比转速的压缩机级中，有叶扩压器的有叶部分的流道高度在下游方向逐渐减小，从而因减少了摩擦损耗，增强了效率。

在用于所谓的低比转速压缩机的叶轮情况下，其中，由转速流率和压缩机的绝热压头决定的比转速不大于 $250(\text{rpm}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m})$ ，叶轮的排放流动角也就是在扩压器入口的流动角较小，流动流道的轴向高度较低。因此，当无叶扩压器用作扩压器时，具有增加摩擦损耗的缺点。另一方面，当无叶扩压器用在低比转速压缩机级中时，在许多情况下无叶扩压器部分会产生旋转分离。因此，在工作介质的压力较高的多级压缩机中，具有因旋转分离而使流体振荡从而限制了运转范围的缺点。

为了防止因旋转分离使运转范围变窄，在使用无叶扩压器时提供了各种延缓产生旋转分离的方法。方法之一是，在扩压器入口部分减小流体流



道的高度（在某段减小流道高度在下文将称作“收缩”），从而在分离开始点的流率转换为低流率。然而，这种结构的扩压器的效率比有叶扩压器的低，此外，包括扩压器的、稳定流道的流体流道高度较低，因此具有湿围区域增加从而摩擦损耗增加的缺点。另外，即使是使用该扩压器，也难以绝对地防止旋转分离，可靠性得以降低。

另一方面，通过使用高密有叶扩压器可以增加效率（有叶扩压器具有较大的翼弦节距比）。然而，当使用这种类型的有叶扩压器时，由于导叶自身的分离，在小流率下产生波动，此外，由于在较大流率区域中引起扼阻，具有运转范围变窄的缺点，因而不实际。

已知带有较小翼弦节距比的低密有叶扩压器的效率高于无叶扩压器，可以得到较宽的运转范围。然而，为了采用这种低密有叶扩压器，为了获得较大的压力恢复，必须在低密有叶扩压器的下游提供无叶扩压器。在使用低密有叶扩压器情况下，位于导叶下游的无叶部分的流道高度迄今已制成与有叶扩压器的流道高度相同。采用低密有叶扩压器不能使流动充分转向。因此，如进入扩压器中的流体入口角较小，即使流动偏转至扩压器有叶部分中的程度，在无叶部分也会产生旋转分离，在这种情况下，限制了运转范围。

在上述日本实用新型未审查公开号56-97598公开的一例中，考虑到扩压器可用于较高比转速的压缩机级中，在扩压器导叶的下游，流道高度急剧收缩，从而减小了流道的轴向高度。然而，在该公知例中，对旋转分离进行的任何考虑均不足以扩大压缩机的运转范围。即，在该公知例中，下面对于防止旋转分离是重要的两点没有加以考虑。第一点是在有叶部分和无叶部分之间的流道高度比（收缩比）。在上述日本实用新型未审查公开号56-97598公开的一例中，该值为0.6-0.9，但是，从防止旋转分离方面来说是不够的。

第二点是因扩压器导叶下游流动的不均匀，使流动不稳定。在扩压器导叶下游的流动在周缘方向因导叶的尾流而不均匀，特别是在低比转速压缩机级中，流动角（在周缘方向测定的角）即使在流道通过有叶部分后也较小。由于在无叶部分的流动是减速流动，这种不均匀的流动分布难以一



致。此外，由于在径向静压梯度较大，流动变得不稳。因此，如果扩压器在该无叶部分急剧或非连续地收缩，在径向的静压梯度变得不连续，在周缘方向的流动也不能一致从而变得不稳，从防止旋转分离的观点来看，这得到相反效果。

在低比转速压缩机级中，进入扩压器的入口角较小，因此当扩压器的导叶不足以使流动偏转时，或当扩压器的导叶局部分离时，在扩压器的有叶部分下游区域会引起旋转分离。

日本专利未审查公开号1-125599公开了一例，其中扩压器的导叶使流动偏转，同时，流道也被收缩，不需在导叶上施加较大的负荷，扩压器的有叶部分就能使流动有相当大的偏转。在该公知例中，扩压器有叶部分下游的无叶部分入口的流动角较大，从而可获得减少无叶部分流道长度的优点。然而，无叶部分的整个流道高度变得较低，而流体的湿围区域变得较大。因此，这两者的影响相互抵消，使得在无叶部分减少摩擦损耗的效果未能足以揭示。

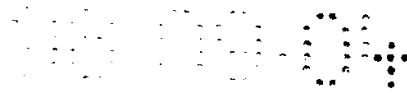
正如上述，特别是在低比转速离心压缩机级中，除了由效率和运转范围表示的性能外，防止扩压器中产生旋转分离是重要的，但是，在上述传统技术中，还没有充分考虑同时满足这些要求。

本发明的一个目的是提供一种离心压缩机，具有较低比转速离心压缩机级，比转速为80-250，其中防止了扩压器中产生的旋转分离，并具有高效率，宽运转范围和高可靠性，以及还提供一种用于离心压缩机的扩压器。

本发明的另一目的是提供一种离心压缩机用的扩压器，其中，防止旋转分离的结构简单，成本低，以及还提供一种具有这种扩压器的离心压缩机。

本发明的又一目的是提供一种防止旋转分离的用于多级离心压缩机的扩压器，以及还提供一种具有这种扩压器的离心压缩机。

为了获得上述目的，按照本发明的一个方面，提供了一种单级或多级离心压缩机，包括：一个旋转轴，一个或多个安装在旋转轴上的叶轮，和一个第一有叶扩压器，它位于至少一个叶轮的径向外侧并且具有两个对置



的壁表面和多个设置在壁表面之间的、在圆周方向相互间隔的第一导叶，其中，无叶扩压器位于第一有叶扩压器的下游侧，所述无叶扩压器具有两个对置的壁表面，在这两者之间的轴向距离从入口至出口逐渐减小。

按照本发明的另一方面，提供了一种单级或多级离心压缩机，包括：一个旋转轴，一个或多个安装在旋转轴上的叶轮，和一个有叶扩压器，它位于至少一个叶轮的径向外侧并且具有两个对置的壁表面和多个设置在壁表面之间的、在圆周方向相互间隔的第一导叶，其中，在第一有叶扩压器的下游侧设置第二有叶扩压器，所述的第二有叶扩压器具有两个对置的壁表面和多个在壁表面之间沿圆周方向相互间隔设置的第二导叶，所述第二有叶扩压器的两个壁表面之间的轴向距离从入口至出口逐渐减小。

最好是，形成无叶扩压器的两个壁表面中每个的子午面截面形状由一条包括一直线或一个弧形的光滑的线。

最好是，在周缘方向测量的、第一有叶扩压器的第一导叶的入口导叶角为 $4^{\circ} - 12^{\circ}$ 。

最好是，无叶扩压器出口的轴向高度比所述第一有叶扩压器出口的轴向高度大0.3 - 0.6倍。

形成无叶扩压器的对置的壁表面之一的径向设置成子午面截面，而另一壁表面在下游方向逐渐倾斜接近所述的一个壁表面。

叶轮出口处的叶片高度与第一有叶扩压器的两个对置壁表面之间的距离相等。

形成无叶扩压器的两个对置的壁表面均朝着相应于叶轮芯板的侧部逐渐倾斜沿下游方向倾斜。

最好是，叶轮的比转速为80 - 250，特别是，叶轮的比转速为100 - 200。

最好是，第一有叶扩压器的第一导叶具有这样的尺寸，使得在出口垂直于第一导叶的线不横切相邻的第一导叶。

为了获得本发明的上述目的，按照本发明的第三方面，提供了一种单级或多级离心压缩机，包括：一个旋转轴，一个或多个安装在旋转轴上的叶轮，和一个第一有叶扩压器，它位于至少一个叶轮的径向向外并且具有



两个对置的壁表面和多个设置在壁表面之间的、在圆周方向相互间隔的第一导叶，其中，防止叶轮流出的流体旋转分离的旋转分离保护装置围绕在第一有叶扩压器的外周缘。

为了获得上述的目的，按照本发明的第四方面，提供了一种扩压器，包括：在叶轮的外周缘上的第一有叶扩压器部分，围绕在第一有叶扩压器部分外周缘的一无叶扩压器部分，第一有叶扩压器部分具有两个对置的壁表面和多个在壁表面之间沿圆周方向相互间隔设置的导叶，以及具有两个对置的壁表面的无叶扩压器，其中，在子午截面，形成无叶扩压器部分的两个壁表面之间的距离从内侧至外侧逐渐缓慢地减小。

图1是本发明多级离心压缩机的纵剖视图。

图2是图1离心压缩机中间级的纵剖视图，主要放大地示出扩压器部分。

图3是沿图2中A-A线的剖视图。

图4-图8示出本发明另一实施例的纵剖视图，分别主要地示出放大的扩压器部分。

图9是本发明有叶扩压器一个实施例的主视图。

图10和11是本发明又一实施例的纵剖视图，分别主要地示出放大的扩压器部分。

图12是本发明单级离心压缩机一实施例的纵剖视图。

下面将参照附图说明本发明的几个实施例。图1示出本发明的多级离心压缩机的纵剖视图。由多个叶轮1a-1e及多个由有叶扩压器2a-2e和无叶扩压器3a-3e构成的扩压器以多级方式形成的压缩机单元在轴向堆积在一起以形成多级离心压缩机100。即，多个叶轮1a-1e沿轴向堆积在转轴8上，转轴8的两端分别由轴承10可旋转地支承着。有叶扩压器2a-2e分别位于叶轮1a-1e径向外部（即叶轮1a-1e的下游侧），在这些有叶扩压器的径向外部还分别具有无叶扩压器3a-3e。所有级中除了最后一级外的无叶扩压器3a-3e分别与回转管4连接，每个回转管将工作介质供给下一级，在每个回转管4的下游侧形成径向向内供给工作介质的回路5。在最后一级无叶扩压器3e的下游侧形成一个蜗管6(scroll)，以收集最后一级叶

轮流出的工作介质并将它排入排放管(图中未示出)。有叶扩压器2a-2e, 无叶扩压器3a-3e, 回转管4, 回路5和蜗管6均是固定件, 固定或形成于压缩机壳体7上。防止泄露的级间密封部分12形成在压缩机的任何两相邻级之间。在此, 除了最后一级外的每级的无叶扩压器是从有叶扩压器的导叶外部径向位置60延伸到回转管4的开始弯曲位置61的部分, 而最后一级的无叶扩压器是从有叶扩压器的外部径向位置延伸到伸入蜗管壳体6中的壁表面端的部分。

下面对如此构成的多级离心压缩机的动作加以说明。经进口9吸进的工作介质的压力通过第一级叶轮1a得以增加, 通过有叶扩压器部分2a和无叶扩压器部分3a的同时, 压力进一步增加, 然后, 通过回转管4工作介质的流动方向发生变化, 从径向向外方向变为径向向内方向, 之后, 工作介质经回路5供入第二级叶轮, 接着, 在每一级重复这样的流动, 从而使工作介质的压力逐渐增加, 并且工作介质在通过最后一级扩压器后, 通过排放蜗管6, 供入排放管。在这种多级离心压缩机中, 从第一级朝向最后一级的比转速(specific speed)逐渐降低, 通常, 在最后一级附近的比转速小于200。

图2示出从叶轮的出口部分朝下一级延伸的图1多级压缩机一级部分的详图。图3是沿图2A-A线的视图。每级无叶扩压器部分3的轴向流道的高度b从有叶扩压器部分2的出口60(无叶扩压器部分的入口)到无叶扩压器的出口61径向向外地逐渐或缓慢地减少。构成有叶扩压器2和无叶扩压器3的一壁表面58以整体方式形成, 其内径端部从叶轮出口部分开始, 而其外径端部设置在回转管4开始弯曲的位置。

在本实施例中, 见图2, 通过其导叶高度基本上与叶轮的叶片的高度相等的有叶扩压器的导叶2z, 从叶轮流出的工作介质的流动方向加以改变, 并且该工作介质流动到无叶扩压器部分3中。在低比转速(比转速不超过200)压缩机级中, 通过减少叶轮的排放角, 增强运行性能。并且, 传统的在扩压器出口收缩流道宽度的方法增加了产生波动的区域, 这是所不希望的, 理想的是将扩压器导叶的安装角 α 减至 $4^\circ - 12^\circ$ 。如果该安装角 α 增加至某种程度, 通过导叶2z对流向的偏转, 增加了流动角, 从而

可抑制旋转分离。然而，在本实施例中，安装角 α 小于 12° 时，进入无叶部分3的工作介质的入口角即使在导叶2z使流动偏转和减速下也不会增加很多。在无叶部分3由平行壁形成情况下，流动状态如图3虚线所示。结果，工作介质的平均流动角变小，在扩压器导叶2z的尾流14影响下，流动不稳，易发生旋转分离。

在本实施例中，对应于叶轮侧板的无叶扩压器部分3的壁31朝着相应于叶轮芯板的侧部在径向向外方向逐渐倾斜。在图2所示的实施例中，无叶扩压器部分3的流道高度b在径向基本上线性减小，通过如此逐渐减小无叶扩压器部分3的流道高度，可实现图3的流动20，并且与流动20a相比，流动角较大。因此，可抑制壁表面边界层的形成，流动得以稳定，并能抑制旋转分离。在本实施例中，收缩比 b_2/b_1 约为0.5。如果该收缩比 b_2/b_1 较小，则无叶扩压器部分3中的工作介质的平均流动角变得较大，增强了旋转分离的保护效果，也增强了克服旋转分离的可靠性。然而，如果收缩比 b_2/b_1 减小，无叶扩压器部分3a-3e下游的流道高度也减小，则湿围区域(wetted perimeter area)会增加，因而摩擦损失会增加。因此，收缩比 b_2/b_1 为0.3-0.6是所希望的，最好为0.5左右。

正如上述，必须在多级压缩机的任何两相邻级之间设置密封部分12，因此，很显然回转管4的内壁宽度L大于预定长度。因此，在低比转速级情况下，回转管4的曲率半径r不必要地增大，增加了回路长度，从而增加摩擦损失。在本实施例中，靠近前一级的扩压器壁部31（也就是在相应于叶轮的侧板那侧）是倾斜的，无叶部分的回路高度在下游方向是逐渐减小的。采用这种结构，与相应于叶轮的芯板的壁31是倾斜时相比，回转管4的内壁曲率半径r可以作得很小，从而可以减小回转管4中的摩擦损失。

图4是相应于图2的、本发明扩压器另一实施例的纵剖视图。本实施例与图2实施例的不同在于，相应于叶轮芯板的无叶扩压部分3的壁表面34朝向相应于叶轮侧板的侧部是倾斜的。在本实施例中，无叶扩压器部分的两个壁表面33和34以倾斜方式线性形成，并且在下游方向流道高度逐渐减小，从而流道的收缩程度基本与相对置的壁表面相同，因此两个壁表面形



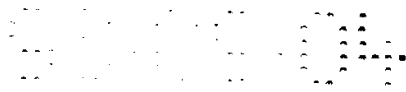
成大致相同的边界层，能使流道高度方向的流动分布更均匀，能增强无叶扩压器部分3中静压的恢复。

图5示出图4所示实施例的变型例，靠近有叶扩压器的无叶扩压器部分3的两壁35、36每个部分由曲率半径为R1的弯曲表面形成，同时靠近回转管的两壁每个的部分由曲率半径为R2的弯曲表面形成，两壁的外形大致相同，而流道高度在下游方向逐渐收缩。在本变型例中，流道缓慢地收缩，因而在扩压器中液流更加平缓，从而在无叶扩压器中可进一步获得减少流动损失的效果。

图6示出图2实施例的变型例，相应于叶轮侧板的无叶扩压器3的壁表面37由曲率半径为R1的弧形形成，并且无叶扩压器3的流道在下游方向逐渐收缩。在本变型例中，与图2所示的实施例相比，其缺点是，加工不便并且增加了湿围区域。然而，无叶扩压器3流道的前一半的收缩率被增加，增加了无叶扩压器部分3前一半的子午面速度(meridian plane speed)，从而早期无叶扩压器部分3的流动角就可增加，因此，获得防止旋转分离的惊人的效果。即，本变型例优于性能地给出旋转分离保护是适用的。在本变型例中，尽管相应于叶轮侧板的无叶扩压器的壁表面由一弧形形成光滑的表面，该壁表面也可通过将多块弧形连接在一起形成弯曲的表面，或者可将一弧形和一直线结合形成光滑的弯曲表面。采用这种布置，通过NC加工工具就可容易地形成非常光滑的弯曲表面。

图7是图2实施例的另一变型例，通过将两个弧形R1和R2连接在一起，靠近有叶扩压器2的无叶扩压器3的壁39就形成一弯曲面。在本变型例中，可获得类似于图2实施例所获得的效果，同样与图2实施例相比扩压器的加工也略为不便，但与图2实施例相比，可获得减少无叶扩压器部分3中流动损失的效果。

图8是本发明又一实施例的纵剖视图，而图9其横剖视图。代替无叶扩压器的第二有叶扩压器50具有三个旋转防护导板40，第二扩压器50位于有叶扩压器2的下游，并且该第二有叶扩压器50的流道高度在下游方向逐渐收缩。



在一无叶扩压器中，当局部发生边界层的逆流时，将引起产生分离流，并且该分离流在扩压器中旋转，从而产生旋转分离。在本实施例中，即使在代替传统无叶扩压器的第二有叶扩压器部分中产生小的逆流时，旋转防护导板可使旋转停止，因此可防止产生大范围的分离流。为此，最好是提供几个旋转防护板40，在本实施例中，防护板为3个。采用这种结构，可以更可靠地防止旋转分离，并且可以提供高可靠性的压缩机。在提供旋转防护板40时，第二有叶扩压器部分50的收缩比 b_2/b_1 可设置成比0.3 - 0.6要大。

图10和11分别示出本发明扩压器的另外的实施例，形成无叶扩压器部分3的两个壁表面41和42，以及形成第二有叶扩压器50的两个壁表面44和45朝向相应于叶轮芯板的侧板倾斜。此外，无叶扩压器部分3和第二有叶扩压器部分50每个的流道高度在下游方向逐渐收缩。采用这种结构的同时，确定安装中间密封12必须的轴向长度L，可以减少回转管4内壁曲率半径r。

有叶扩压器2和无叶扩压器3降低了流速，但回转管4的入口半径与其出口半径并非不同。因此，在其周缘构件较大的压缩机的低比转速级中，流速并没有降低，并且流道长度越大，则摩擦损失越大。因此，如本实施例中的减少回转管内壁的曲率半径，可以获得减少回转管部分中摩擦损失的效果。

图12示出单级离心压缩机，叶轮1安装在旋转轴8a上，流体通过叶轮1，有叶扩压器部分2和有叶扩压器部分3，并从蜗管壳体6中排出。在此，无叶扩压器部分3是从有叶扩压器部分2的导叶的外径向位置延伸到伸进蜗管壳体6中的壁表面46端部的部分。在本实施例中，相应于叶轮侧板的壁表面46（形成无叶扩压器部分3的两个壁表面之一）朝径向向外倾斜，而相应于叶轮芯板的壁表面47朝壁表面46倾斜。采用这种结构，流体在下游方向逐渐收缩。蜗管6形成于扩压器部分的下游，收集从叶轮1排出的工作介质，并将其供给排放管（图中未示出）。无叶扩压器被收缩，并且采用这种布置，可以不影响流体性能和不影响抑制旋转分离效果地自由选择



出口壳体。在本实施例中，与叶轮比转速无关地获得防止旋转分离的效果，但是，当比转速较小以及特别是不超过200时，这种效果非常惊人。

此外，在上述任一实施例中，有叶扩压器并不限于有叶形状，可使用任何类型的扩压器。然而，在低密有叶扩压器中其效果是显著的。在此，术语“低密有叶扩压器”意思为其导叶短的以致于垂直于扩压器导叶的入口角的线不穿过相邻导叶，并且将扩压器导叶入口节距和扩压器导叶出口的节距平均值和扩压器导叶的翼弦长度相除的值不大于1。

正如上述，在本实施例中，在多级离心压缩机的低比转速级（比转速为80-250，最好是100-200）中，形成无叶扩压器部分或形成位于有叶扩压器下游的第二有叶扩压器部分的两个壁表面在下游方向逐渐收缩，采用这种结构，可获得防止旋转分离的效果。在单级离心压缩机的低比转速级（比转速为80-250，最好是100-200）中，位于有叶扩压器下游的无叶扩压器部分在下游方向逐渐收缩，采用这种结构，可得到防止旋转分离并有较宽运转范围的压缩机。

本发明所述的较佳实施例已借助实例加以说明，但并不加以限制，本发明的范围显示在所附的权利要求书中，并且本发明包括任何落在权利要求书的范围内的变更。

说明书附图

图. 1

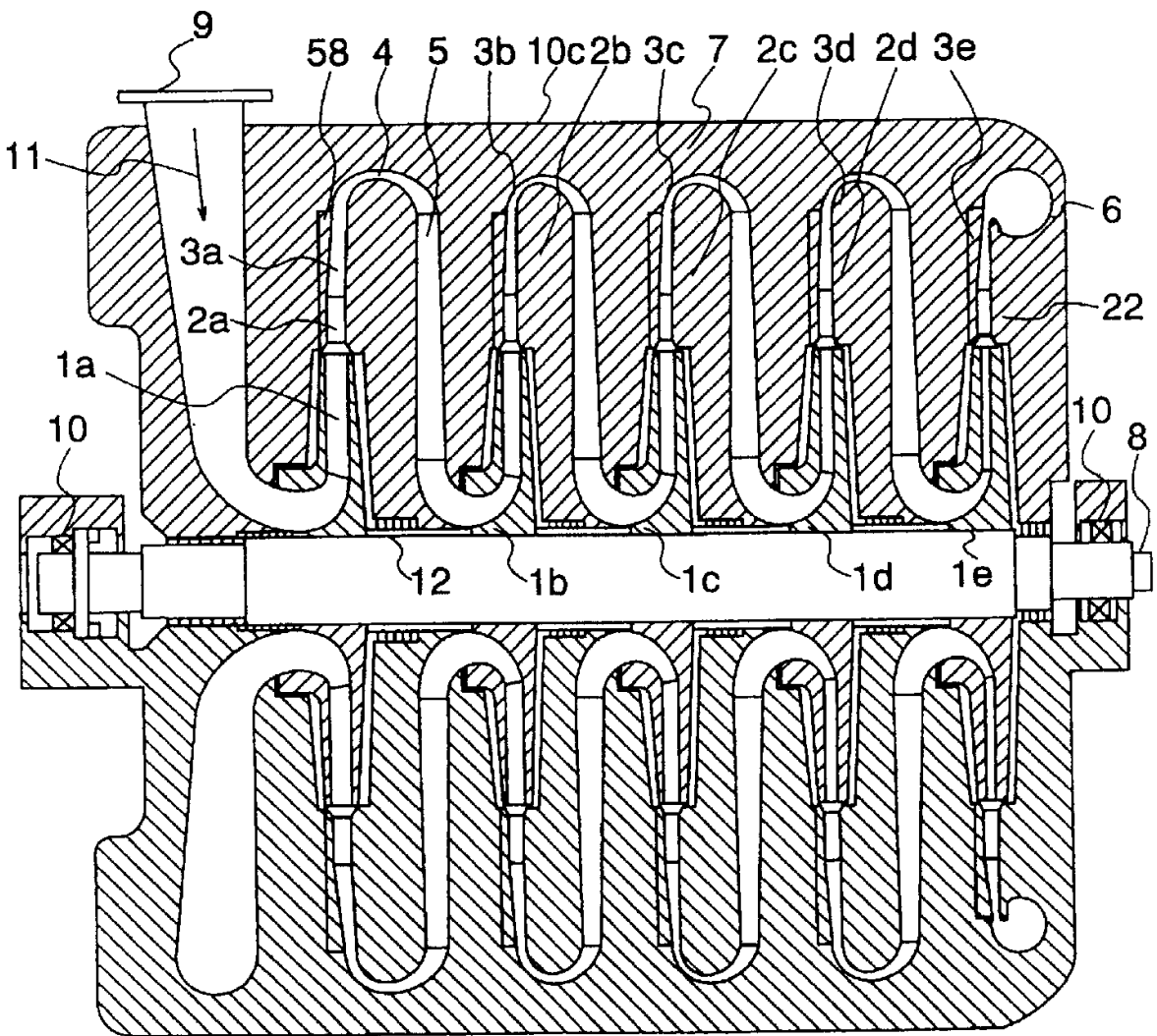


图 2

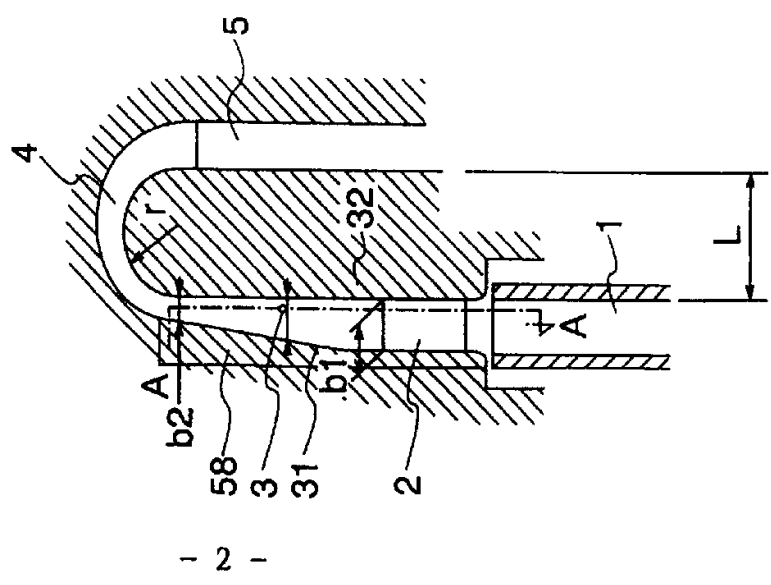


图 4

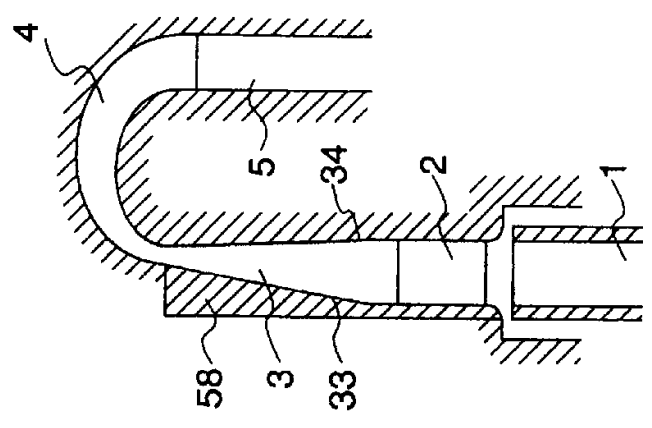


图 5

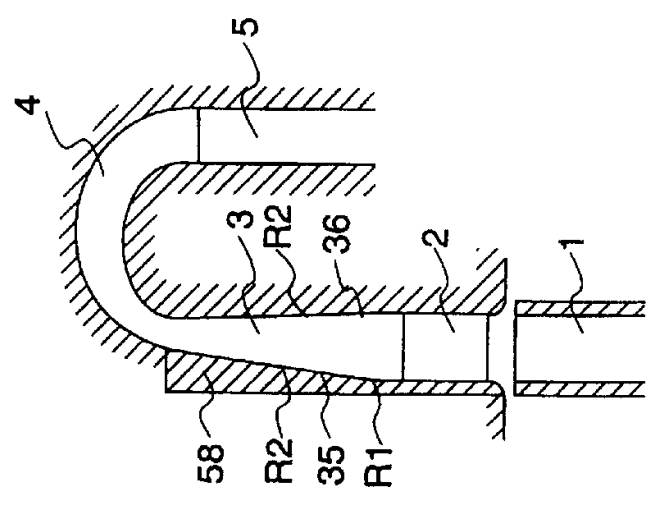


图 3

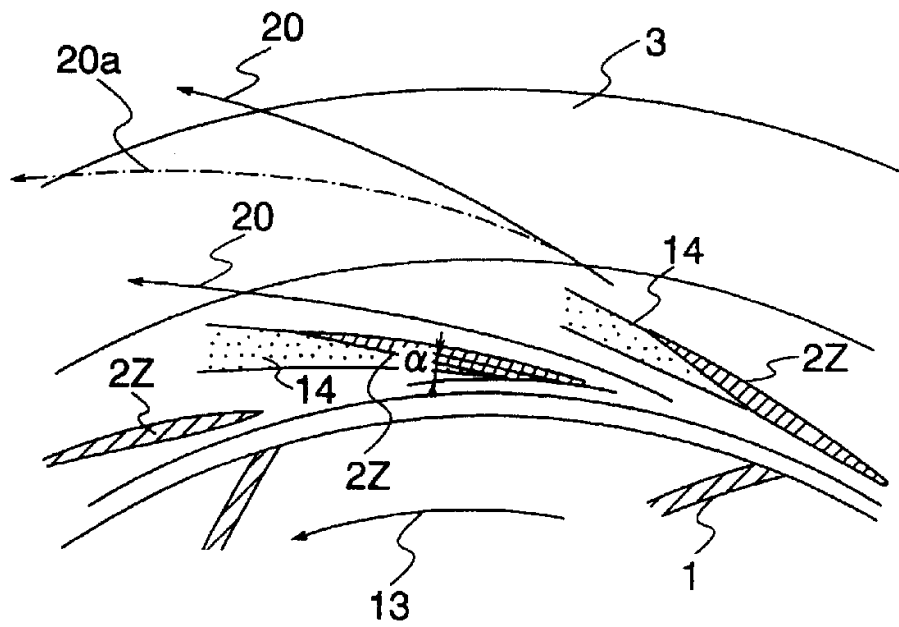


图 6

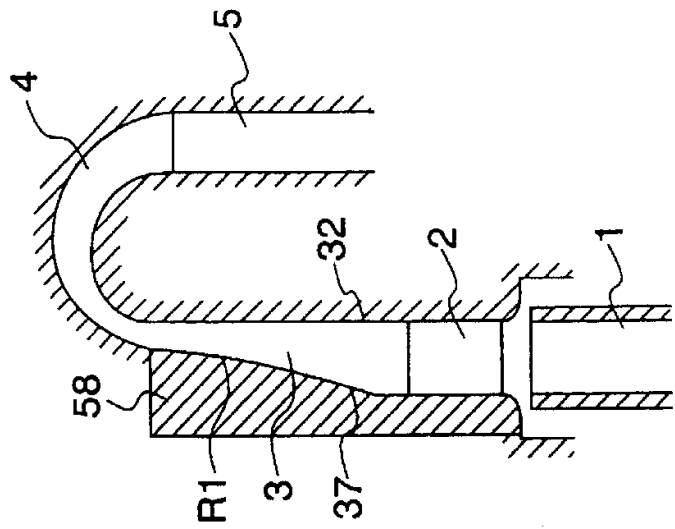


图 7

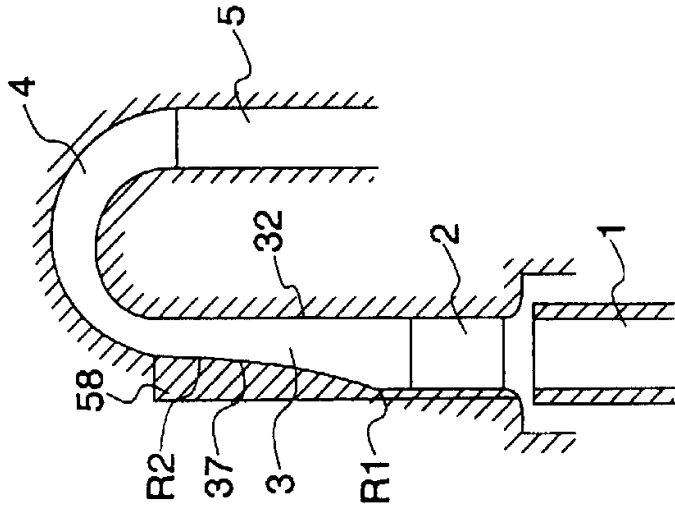


图 8

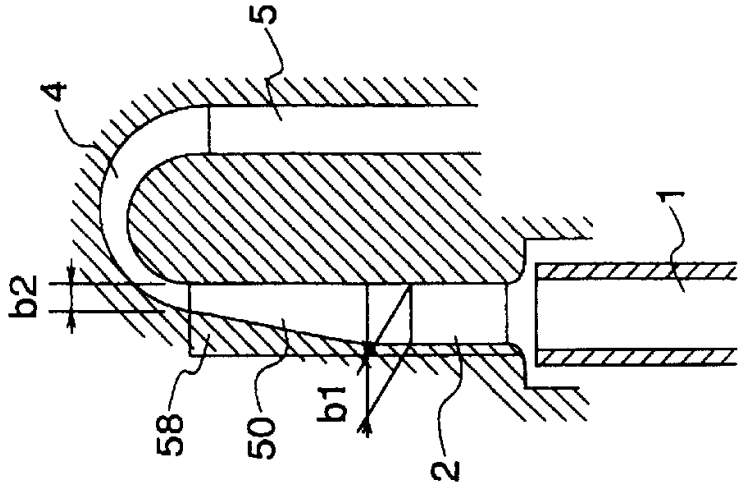


图 9

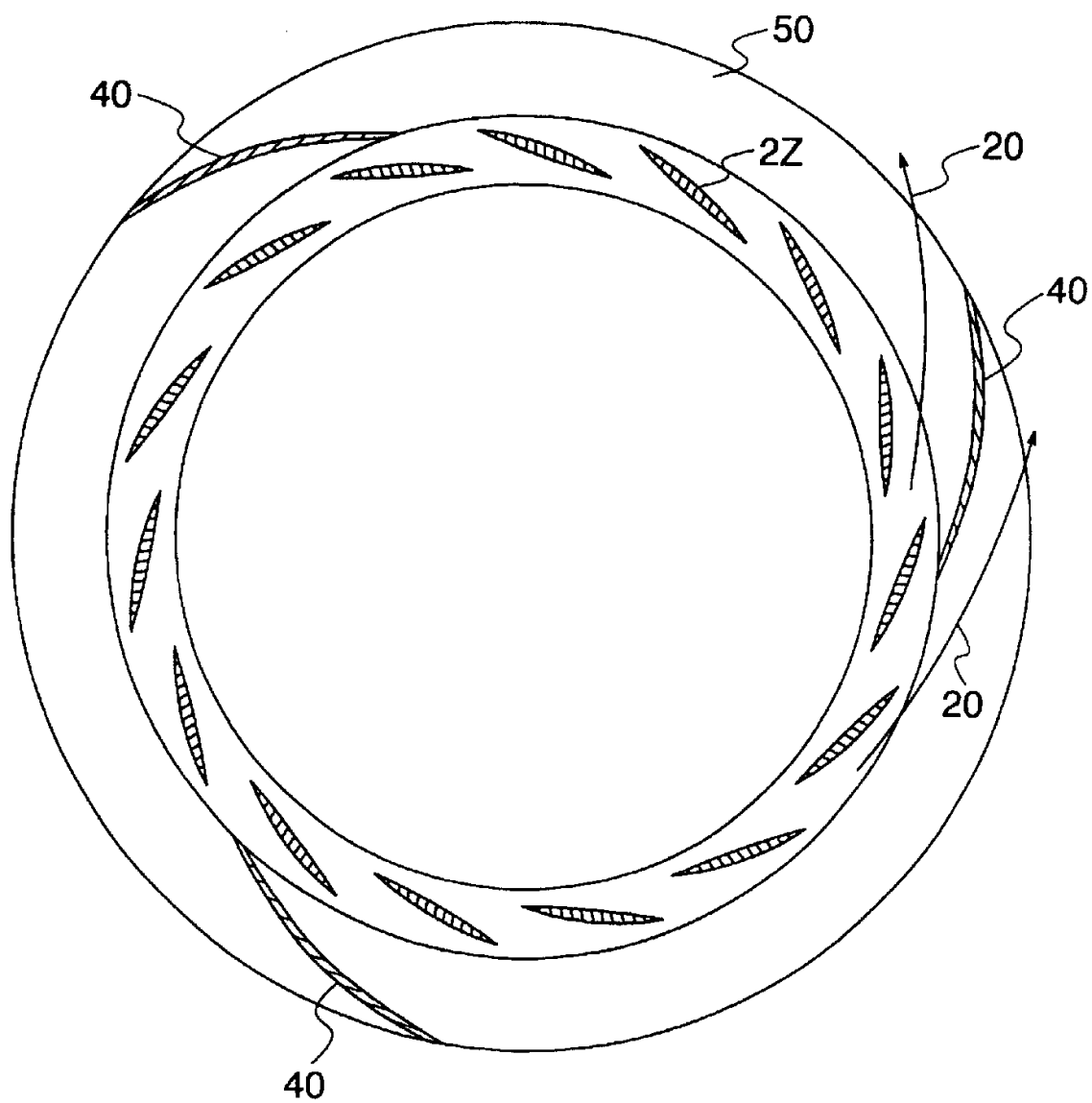


图 10

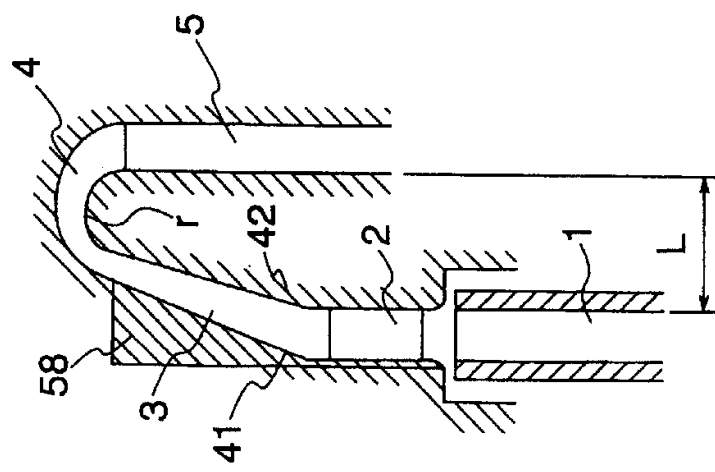


图 11

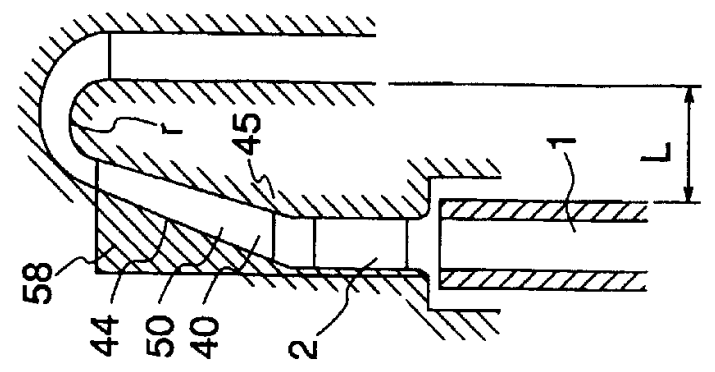


图 12

