[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl[7]
F03B 11/00
F16J 15/44 F16J 15/34

[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 01815668.1

[43] 公开日 2003 年 11 月 26 日

[11] 公开号 CN 1459003A

[22] 申请日 2001.9.14 [21] 申请号 01815668.1
[30] 优先权
[32] 2000. 9.15 [33] AT [31] A1581/2000
[32] 2001. 2.22 [33] AT [31] A278/2001
[86] 国际申请 PCT/AT01/00293 2001.9.14
[87] 国际公布 WO02/23038 德 2002.3.21
[85] 进入国家阶段日期 2003.3.14
[71] 申请人 菲利普·吉特勒
地址 奥地利维也纳
[72] 发明人 菲利普·吉特勒

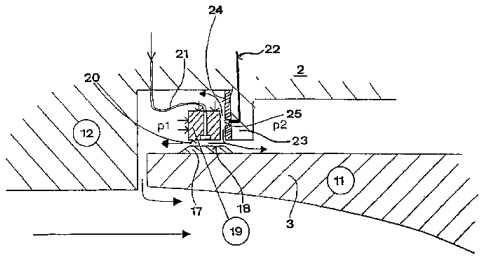
[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司
代理人 胡 强 赵 辛

权利要求书 1 页 说明书 10 页 附图 5 页

[54] 发明名称 液压涡轮机的密封

[57] 摘要

本发明涉及借助密封而相对涡轮壳体(2)密封液压涡轮机的叶轮(3)的密封。 该密封的特征是，在叶轮(3)周边区内设置一个漂浮的密封环(19)，该密封环分别借助至少一个流体动力轴承相对叶轮(3)和涡轮壳体(2)支承着。 在一个实施例中，用于相对叶轮支承密封环的高压水通过自由旋转的密封环(19)而来源于面对壳体的密封环轴承中。



ISSN1008-4274

1、相对涡轮壳体（2）密封液压涡轮机（1）的叶轮（3）的密封，其特征在于，在叶轮（3）的边缘区内设置一个漂浮的密封环（19，19'，19"），该密封环分别借助至少一个流体动力轴承相对叶轮（3）和涡轮壳体（2）地支承着，每个流体动力轴承由彼此面对的支承面组成，最好在至少其中一个支承面内加工出一道槽（25，25"，27，27"，28，28"），与一高压水供应源相连的高压水管（21，21"，22，22"）通入所述的至少一个支承面中。

2、如权利要求 1 所述的密封，其特征在于，在涡轮壳体（2）与密封环（19）之间的密封在该涡轮壳体的涡轮上盖（12）的一环形条（23）的径向靠外的圆柱壁（24）上进行。

3、如权利要求 1 或 2 所述的密封，其特征在于，密封环（19）被防止相对涡轮壳体（2）转动地固定住，用于面对叶轮（3）的支承面（20）的至少一条高压水管（21）被设计成是柔性的。

4、如权利要求 1-3 之一所述的密封，其特征在于，避免密封环（19）相对涡轮壳体（2）转动的固定由一最好是相对涡轮机转轴（7）对称的易曲悬浮体组成，并且位于至少基本上与涡轮机轴（7）垂直的该密封环（19）也位于其中的一平面内。

5、如权利要求 1 所述的密封，其特征在于，至少一条与一高压水供应源相连的高压水管（22'，22"）连通在壳体（2）与密封环（19'，19"）之间的支承面上，密封环（19'，19"）具有孔（26'，26"），这些孔从与壳（2）相对的支承面通向与叶轮（11）相对的该密封环的支承面。

6、如权利要求 1 或 5 所述的密封，其特征在于，两行彼此距离一段距离的高压水管（21"，22"）在壳体（2）与壳体内的密封环（19"）之间的支承面处接入，其中一行高压水管位于密封环（19"）内的孔（26"）对面，这些孔（26"）通到在叶轮（3）对面的密封环（19"）支承面内。

7、如权利要求 2、3 或 6 所述的密封，其特征在于，一方面用于在该密封环与叶轮（3）之间的轴承的高压水管线（21，21"）和另一方面用于在密封环与壳体（2）之间的轴承的高压水管（22，22"）彼此无关地接受高压水或承受压力。

液压涡轮机的密封

技术领域

本发明涉及相对涡轮壳体密封液压涡轮机如透平、泵透平、蓄压泵或其它泵的叶轮的密封。

背景技术

用于小落差的卡普兰涡轮、用于中等落差的弗朗西斯涡轮以及用于大落差的培尔顿涡轮构成了在涡轮结构领域内的目前的标准索引。在这里，弗朗西斯涡轮基本上覆盖了 30m－400m 的落差高度。

此外，弗朗西斯涡轮在落差小的范围内达到约 95%的效率并在落差的范围内达到高于 92%的效率。尤其是在大落差范围内，至今仍未消除的效率降低是由间隙损耗和圆盘摩擦造成的。为说明这两种现象，以下简要地讨论弗朗西斯涡轮的构造和工作方式。

在弗朗西斯涡轮中，驱动涡轮的水流出水平放置的螺形体经一导轮到达叶轮。快速旋转的叶轮把水的压力和能速转变成轴的转动，该叶轮被固定在该轴上，从而驱动一产生电流的发电机。驱动的水轴向向下地经一吸水管离开该叶轮以及涡轮机。

在叶轮的周边区内，在叶片流道的外端上，叶片流道高速经过固定不动的涡轮壳体，其中在这些部件之间不可避免地有一道缝隙，来自导向叶片的水通过该缝隙流过叶轮并由此流入在叶轮外表面与涡轮壳体内表面之间的缝隙区内。相当大的摩擦损失是由在固定不动的壳体与转动叶轮之间的大的速度差造成的。另外，在上缝隙内的高压造成一个使轴及推力轴承承受极高负荷的强大轴向推力。因此，在叶轮外周区内设置一个迷宫式密封并且引导流过此迷宫式密封的水流过涡轮。因此，现有技术容忍在中型涡轮中的可能高达 0.5m^3/s 的泄漏。

由于出于上述原因地将迷宫式密封设置在叶轮外部区域内，所以在试图获得小缝隙宽度的情况下出现显著的摩擦损失和大的制动力矩。另外，这些密封的制造成本高并且也由于对置表面之间的相对速度高而受到总是由水夹杂含带的杂质如沙粒、木屑等的不断的磨损，这使得费事的维护工作及修理是必不可少的。

不可能在叶轮外部区域内实现有效密封，这与直接在当然穿过壳体的轴上进行密封是不一样的，其原因一方面是已多次提到的对置部件的高相对速度，另一方面是动态问题，这是由在有这样的尺寸和力的情况下的不可避免的相对运动（垂直于主要转动）而造成的。所述相对运动主要沿轴向进行并且并且在工作状态变化时出现，但也可能由公差、轴承间隙、随机激起的振动等引发。

在产生电流的场合下，尽可能高效是非常重要的，这一方面是出于经济的考虑，而另一方面是出于环保考虑。尤其是在落差大且进而压力高的状况下工作的弗朗西斯涡轮中，驱动水所含的且目前尚未利用的能量占 5%－7%，而其中的一大部分由于缝隙损失并且在此尤其是由于在上缝隙区内的损失而与伴随出现的圆盘摩擦有关。

已经进行了各种解决此问题的研究。为此，仅参见由 VA TECH VOEST MCE 在“Polar Sealing”中的提议，其中在叶轮外部区域内，从壳体向外地通过冷却形成一个冷凸，它在工作期间内成长为叶轮并轻微磨损地放置在那里并进而承担密封作用。当制造这样的涡轮的生产领域中的世界主要企业之一提出这样复杂的自生式密封时，这就举例证明了在弗朗西斯涡轮该区域内进行密封有多难。

与此密封相关的问题尤其是至少冷环的一部分受损的危险及随后的泄漏，因而该文献提议，除了原本安装的迷宫式密封外，设置该密封因。虽然可通过这种对策减少了泄漏及与此相关的问题，但这仍然是在付出高昂投资并使用需要额外维护管理的复杂附加部件的情况下实现的。

DE2554217A1 公开了利用流体静力轴承的解决方案。在这里，通过大致切向延伸的臂来固定一密封环并把它密封安置在壳体的一环槽内。这种相对壳体的密封可通过装在槽内的且大面积贴靠环外表面的弹性环或类似件进行，这又不利地影响了弹性环或类似件的轴向移动性和进而环与叶轮之间的缝隙高度变化。但考虑到叶轮相对壳体的不可避免的轴向移动，这种变化是为了实现尽可能有效的流体静力密封而绝对必需的。在许多示范实施例中，流体静力密封需要的水通过管等被供给环，这进一步妨碍了其移动性。

CH659856A5 公开了另一解决方案。一相对壳体基本不可移动的环被径向地并通过流体静力密封地被不接触地与叶轮（套筒盘、覆盘）

密封隔开，在此，为改善缝隙高度的快速调整能力，环在轴向上也通过一种液压轴承尽可能无摩擦地支承着。此外，支承推力轴承的水源于支承向心轴承的水。但环同样不可避免地定位在（多个）径向延伸的轴承水筒形输送管路上并通过 O 形圈与这些输送管路密封开。因此，该环的支承不能被视为“浮动的”，因为在向心轴承内的缝隙高度变化明显受到 O 形圈的干扰。密封的整体结构变得复杂并且要求尺寸非常大的各种部件遵守一整套紧公差。

DE19611677A1 提出了被称为“非接触”式的并有被认为是“浮动”的环的密封。在这里，该环被密封、不可转动地弹性支撑地安装在壳体上（非接触），指向叶轮的圆柱形面有两个区域，即一个实现迷宫式密封功能的区域以及一个实现确定中心功能的区域。因此，泄漏被用于确定环中心。因此，从严格意义上讲，不存在流体动力轴承。在此提案中，环安装在壳体上存在问题，因为必须同时获得环的良好移动性及密封连接。没有描述如何令人满意地解决这个问题。实际上还有其它问题，即在试图获得少泄漏量的情况下，几乎无法定心。

发明内容

本发明的目的是提供一种密封，它在前言所述的所有液压涡轮机中与现有技术相比地通过简单可靠的方式造成密封效果的显著改善。

根据本发明，为实现该目的而规定，在叶轮外周区内设置一个漂浮密封环，它通过流体静力浮动而可相对叶轮和壳体非接触地支承着。在说明书和权利要求中的术语“漂浮”是指，环的轴承运动不影响其大小超过流体静力轴承的力的大小的导向力。在现有技术中，这种力例如是弹性件的摩擦力或 O 形圈的摩擦力。通过本发明，间隙水量显著减少，圆盘摩擦减少几个数量级并且轴向推力明显降低。根据本发明，由于泄漏只由轴承水组成，所以杂质渗入密封区的危险和进而破坏密封的危险性大大降低。

在本发明的一个实施例中，该环因周围水压而在轴向上被压到叶轮上并在径向上被压到壳体上。因此，随着叶轮在其外部区域内的倾翻和主要变形，环的主要运动在轴向上进行。由于在该方向上可移动，所以这是有利的。

尽管流体静力轴承本身在机器制造业且尤其是液压机制造业中是

已知的，但至今仍无法在部件之间使用它们，部件之间的距离和位置可能变化到象如在弗朗西斯涡轮的叶轮的外周上出现的那种程度。只通过如本发明的相对两个部件进行流体静力支承，就可以不减小密封作用和不必担心碰撞地补偿这些公差和运动。

在本发明的一个实施例中，在密封环与叶轮之间的两个密封面的至少一个上设置流体动力润滑槽，除流体静力轴承外，密封环与叶轮之间的相对运动还产生流体动力轴承的作用，借助流体动力轴承作用，进一步扩大本发明密封的稳定范围。

在本发明的一个特别优选的变型方案中，借助密封环中的孔而由一个在壳体和密封环之间的流体静力轴承来提供相对叶轮流体静力支承密封环所需的高压水，这些孔的一端在流体静力轴承中通向壳体并且另一端在流体动力轴承中通向叶轮。

这样，防止密封环转动变得多余，并且不需要借助柔性管等把高压水供给密封环。另外，通过以涡轮转速的一半速度转动的密封环而明显减小了轴承摩擦。

在本发明的一个实施例中，在壳体与环之间设置一有两个槽的流体动力轴承，其中一个槽通过一些孔相对叶轮地与环的流体动力轴承的至少一个槽相连。这使得可以为这两个轴承设置独立的供水路线，结果，推力轴承可以根据压力与向心轴承脱开，因此，在一轴承内的波动可以远离另一个轴承。这明显有助于安装稳定性，确切地说是环的轴承运动。

附图说明

以下参考附图来详细地说明本发明，其中：

图 1 表示根据现有技术的弗朗西斯涡轮，

图 2 表示根据本发明实施例的壳顶部与叶轮底部之间的区域，

图 3 表示一个密封环转动的变型方式，

图 4 表示图 3 变型方式的一个特别优选的实施例，以及

图 5 表示类似于图 4 的本发明密封环的一个变型方案。

具体实施方式

图 1 示意地表示一个根据现有技术的、如可从书“Rabe,Hydraulische

Maschinen und Anlagen" 中知道的弗朗西斯涡轮 1。

一个叶轮 3 在一个壳体 2 内转动，通过一个导向轮 4 或其可转动的但用一固定轴 8 安装在壳体 2 内的单独叶片使水流入。叶轮 3 包括一些在圆周方向上延伸的以及相对涡轮轴 7 弯曲延伸的输送通道，从而水大致轴向向下地离开叶轮 3 而流入吸入管 5。

当然，在固定的壳体 2 与叶轮 3 之间有一道上缝或间隙 9 和一道下缝或间隙 10。下缝导致间隙水损失，所述间隙水在其所含能量无法做功的情况下流入吸入管区，但除这种损失外，没有其它问题。

这与流入在叶轮底部 11 与涡轮上盖 12 之间的上间隙 9 的水不同。由于借助一个填料密封 13 相对转轴 6 地严密密封涡轮上盖，所以在此间隙 9 内近似形成上水压（确切地说是进入叶轮前的压力），这导致轴 6 或其推力轴承上承受相当大的负荷。另外，在涡轮上盖 13 与叶轮底部 11 之间形成的水盘造成相当大的摩擦，这种摩擦按照高达 35m/s 的较高圆周速度以及对叶轮轴 7 的目前通常为几米的杠杆臂而导致使轴转动停止的大力矩。

为消除这些问题，在现有技术中，在叶轮底部 11 的最外区域内设置一迷宫式密封 14，其最窄缝隙约为 1mm 数量级。为避免可能生成高达 30 巴或更高的压力，泄漏水通过一泄流管 15 并通过一节流阀 16 到达吸入管 5。另外，也可以设置泄流孔。

现在，本发明提议，在壳体 2 与涡轮 3 之间且尤其但不绝对地在叶轮底部 11 的边缘区内设置一密封，通过该密封显著减少了间隙水的流量。

图 2 示意地表示本发明的密封。在叶轮 3 上设置一个工作面 17，在所示实施例中，它成一独立环形体的形式。但情况不一定是如此，工作面 17 也可以在制造叶轮时与叶轮成一体地制成，如由粗略的车削或磨削而成。真正的密封面 18 的走向垂直于涡轮转轴 7。一密封环 19 的一端面 20 与密封面 18 配合工作。在所示实施例中，在最简单的形式中，该密封环具有矩形横截面。如下面进一步详细说明地，这种形状可以进行各种修改并且适应与各自应用场合的特点。

密封环 19 相对涡轮上盖 12 静止，这意味着，它不随叶轮底部 11 转动。但密封环 19 可以有限地相对壳体且尤其是涡轮上盖 12 轴向移动，如以下详细说明的。许多个或至少一个柔性高压水管 21 从涡轮上

盖 12 区域通向密封环 19。密封环 19 或许在内部有至少一个环形通道，该环形通道向着在其下端面 20 上的一环形槽敞开或过渡到该槽中或由它形成。由高压水管 21 提供的高压水、该槽和其对面的密封面 18 一起形成密封环 19 的流体动力轴承。在这种情况下，轴承间隙具有约 10-350 微米并最好是约 100-250 微米的缝隙高度，因而，与传统迷宫式密封（图 1）的缝隙宽度相比，轴承间隙较窄。

在目前的应用领域中，由于极限相对速度如上所述地为 35m/s 数量级并且主要鉴于出现高压（30 巴或以上）以及为了使用流体静力支承的密封环而叶轮 3 要相对涡轮上盖 12 做过大的轴向运动，所以这种本身已知的流体静力密封是无法利用的，因为必须轴向引导密封环 19 并且这种引导按照所提出的工作条件目前一直无法实施下去。

根据本发明，如此解决与此相关的问题，即通过柱状流体动力轴承而可运动地在涡轮上盖 12 上轴向引导密封环 19。

涡轮上盖 12 有一个在轴向上朝叶轮 3 突出的环形条 23，其外柱面（必要时有与密封面 18 类似的涂层）起到支承面 24 作用。为此，至少一个槽 25 设置在支承面 24 中，并且就象在流体动力轴承中常见到的那样，通过至少一根高压水管 22 把高压水供给该槽。这样，在密封环 19 与涡轮上盖 12 之间设置一个支承，它允许密封环完成实际上没有摩擦的轴向运动。另外，通过该支承，可靠避免了密封环 19 的“倾翻”（实际上的扭转或卷起）。密封环 19 在没有这种引导或支承的情况下当动力负荷作用于其上时完全可能倾翻，由此导致密封环 19 与密封面 18 之间的密封配合的破坏。

本发明的解决密封问题的方案不仅在动力方面而且在能源方面都是有益的并且与比较简单和少的投资有关。用于两个流体动力轴承面的高压水可源于涡轮上水，从而不需要（因为密封缝隙区域内的离心加速度）只要少量泵送功率来克服剩余压差。部分高压水径向向外流并进而流入叶轮，从而在涡轮机中又获得了相应部分的投入泵送功率。通过径向外流的高压水来可靠避免杂质渗入也很重要。但在任何情况下，设置在叶轮 3 上和涡轮壳体 2 内的几乎不占地，它们怎样都比现有的迷宫式密封更省地方，因此，也可以相应地改装现有涡轮。

由于涡轮工作温度由所用水温决定，所以尽管力求间隙小，但在密封环 14 与环形条 27 之间的圆柱形区域内仍不存在热膨胀问题。

图 3 表示带有转动密封环 19'的特别优选实施例的细节。高压水通过高压水管 22'被供给环形条 23 的柱状壁面并在环形条 23 与密封环 19 之间形成所述流体动力轴承，在这里，密封环 19 有一槽 25'。供给槽 25'的部分水通过孔 26'在槽 27 区域内到达密封环 19′的轴向端面 20 并如上所述地在叶轮 3 与密封环 19′之间形成流体动力轴承。

因此，柔性高压水管 21 和防转动机构变得过时了，而且不必容忍其带来的缺点。正相反，摩擦损失通过以约为涡轮转速一半的速度旋转的密封环 19'减少。通过简单构造，此变型方案也特别适用于事后装入已有的弗朗西斯涡轮中。

孔 26′的数量、大小和构造可以由水力专业技术人员根据本发明认识和各自要求来轻松地决定并可以适应各种工作条件。因此，在槽之间（确切地说是轴承面之间，因为这些槽也可设置在对置的轴承面内）笔直连通的斜孔也是可行的。

本发明可按各种方式实施并适应于现有或给定的条件。因此，密封环 19、19'不必成所示的矩形。它完全可以有 L 形或其它横截面，从而使密封环最佳地适应于几何形状和动力条件。密封环表面可在这两个轴承区内涂有镀层、覆层或涂层，以避免在接触对置面时受损。

当然，尤其也可以在密封环 19 与叶轮 3 之间配设许多或许至少分段并列的槽，如果由此形成的流体动力轴承不成（在周向上）连续轴承的形式，而是由许多如成扇区的部分组成，则这是很有利的。因而，该槽或这些槽不必成圆弧形，而是可以成螺旋形。细分可能是有利的，以便在杂质或灰尘侵入时确保流体静力轴承不损坏。如果灰尘进入，则在密封面的一些几何分界部上会出现高压水供给不足的问题，但这可通过在密封环 19 上设置多个彼此独立并或许彼此相应交叠的轴承部分来弥补。

供给这两个轴承的高压水主要沿箭头（所示尖头）从真正的轴承区流出并由此有助于确保没有杂质进入窄轴承间缝区（图 2）。

密封环 19 不需要轴向压力，这种压力由密封环周围的间隙水的压力（周围压力 p1，如虚线箭头所示）产生，但在某些情况下，设置一个微压下装置（弹簧等）是有利的，这样做是为了在涡轮机停止工作暂停或检查维修的情况下将密封环保持在预定位置上。也可以设置例如当高压水压力不足时使密封环紧急升高的装置。

图 4 表示本发明的一个特别优选的实施例。与图 3 的主要区别是，在环形条 23”与密封环 19”之间的密封区内设置一个有两个槽 25”和 28”的流体动力轴承。在这种情况下，槽 25”以与图 2 中流体动力轴承 25 类似的方式起到在密封环 19”与环形条 23”之间的非接触支承的作用，槽 28”通过孔 26”确保使高压水经过在密封环 19”与叶轮 3 之间的槽 27”被送往流体动力轴承。如果设置分开的输送管 21”和 22”，则即使密封环 19”在转动，两个轴承 27”、28” 也可分头接受高压水。

在另一个实施例（图 5）中，在密封环 19”中，两个相互间隔的更窄的槽 27”代替了图 4 所示的宽槽 27”，这两个槽 27”分别借助孔 26”而单独由槽 28”供水。因此，进一步提高了密封环 19”支承在叶轮 3 上的稳定性。

单独给两个轴承供应高压水造成了，在两个缝隙之一的高度变化时，另一缝隙内的压力（和进而其高度）受到的影响明显小于在图 3 所示变型方案中的程度并且在理想情况下上根本不受影响。这不仅提高了通常流体静力轴承的稳定性，而且尤其可以减缓密封环的周期运动或防止激发这样的运动。

在这方面，简要讨论高压水供应。在某些情况下，如果其中一条输送管的流量升高，则有利并且必须确保在相邻或另一输送管中的流量尽可能不变。但是，这可以由流体力学领域的技术人员根据本发明的认识及边界条件并通过相应确定或协调横截面尺寸和/或在各输送管中设置相应的节流阀来毫不费力地决定。实现此目的的一个因素在于，设置于密封环中的且用于提供轴向密封的孔的横截面（在图解说明的实例中）是这样的，即高压水尽可能无损失地流过。

图 4 的各幅图中，示出了在密封环 19”与壳体或在密封环 19”与叶轮 11 之间的密封宽度上的压力变化过程。在这里，p1 是在密封环上游的压力，p2 是在环形条 23”与叶轮底部 11 之间的缝隙内的密封环下游压力，这正如以上结合图 1 所述的那样。如图所示，人们可以通过槽 25”、28”和 27”的位置和尺寸更深远地影响压力截面并且通过选择在输送管 21”和 22”中的压力来影响与压力 p1 有关的该压力截面的位置。对于流体力学领域的技术人员来说，在了解本发明的基础上不难做到这一点并且适应于各种不同的边界条件。

最后，在密封环 19、19’和 19”与相对其转动的部件之间的支承面

区域或支承面内，可以在这两个对置的支承面的至少一个上设置流体润滑槽，以便提供除流体静力轴承外的流体动力轴承。

图 5 表示密封环的一个变型方案，其中轴向密封的产生由从径向密封“下部”区域（槽 28”）起的孔 26”完成。另外，在这里，推力轴承与图 4 所示的不同，其中它有两个分头接受高压水的槽 27”。此变型方案不影响轴承功能，毫无疑问，这是因为流体静压也同样产生在这些槽之间。图 5 的密封环 19”的横截面基本成矩形，但不成正方形，环的宽度 RB≠环的高度 RH，在壳体与叶轮之间的缝隙处形成一个不对称的凸肩 29。因此，可以弥补作用于密封环上的“卷起力矩”（力矩平衡）并减小由它们引起的密封环变形。由于轴承缝隙仅约 10-350 微米高，所以尽可能避免了这种变形。

在图中，密封环 19、19’和 19”与壳体 2 之间的密封如图所示地总是径向密封的形式，而在密封环与叶轮 11 之间的密封如图所示地成轴向密封的形式。当然，这也可以反过来，这也对壳体侧输送管的延伸有利，即便在这样的结构中，高压水随密封环转动而必须克服离心加速度地在密封环中进行输送。

密封环 19、19’和 19”及叶轮底部 11 和涡轮上盖 12 的那些相互配合的表面可以由用于流体静力密封中的传统材料构成，因此，环形条 23 的表面 24（或其本上）或工作面 17 的表面可以由钢或轴承金属构成，密封环 19 可以由钢或同样由轴承金属或由其它的铝或铝合金制成。当然，在许多可行方式中，至少密封环 19、19’也可以由塑料且尤其是加强纤维塑料或由陶瓷材料制成。

在一个与图 2 类似的实施例中，也可以在密封环 19 中设置流体动力轴承的两个槽并省掉高压水管 22，这实际上是共同转动的密封环 19’的变型方案的对照。可以通过各种方式实现防止密封环 19 随叶轮底部 11 一起转动，例如借助凸肩及配合凸肩，或将密封环相应地可变形并对称地悬挂在涡轮上盖 12 上，涡轮上盖最好在垂直于涡轮轴 7 的一平面上，以便在轴向上不传递明显的力并且不干扰由摩擦产生的密封环相对环形条 23 的轴向运动。

结合涉及弗朗西斯涡轮领域的最重要密封的例子描述了本发明，但本领域技术人员知道，本发明也可以有利地用在弗朗西斯涡轮的其它密封部位，当然，也可以用在所有其它的液压涡轮中，无论是泵或

透平以及被用在它们的壳体与叶轮之间的所有缝隙中。

在整篇说明书和权利要求书中谈到的都是“高压水”或“轴承水”，当然，在特殊应用领域中（如食品加工技术领域中的泵），在没有背离本发明的情况下，其它液体也可以代替水。最后，尤其是除了弗朗西斯涡轮以外，可以设想到其中形成没有槽的流体动力轴承的应用领域。

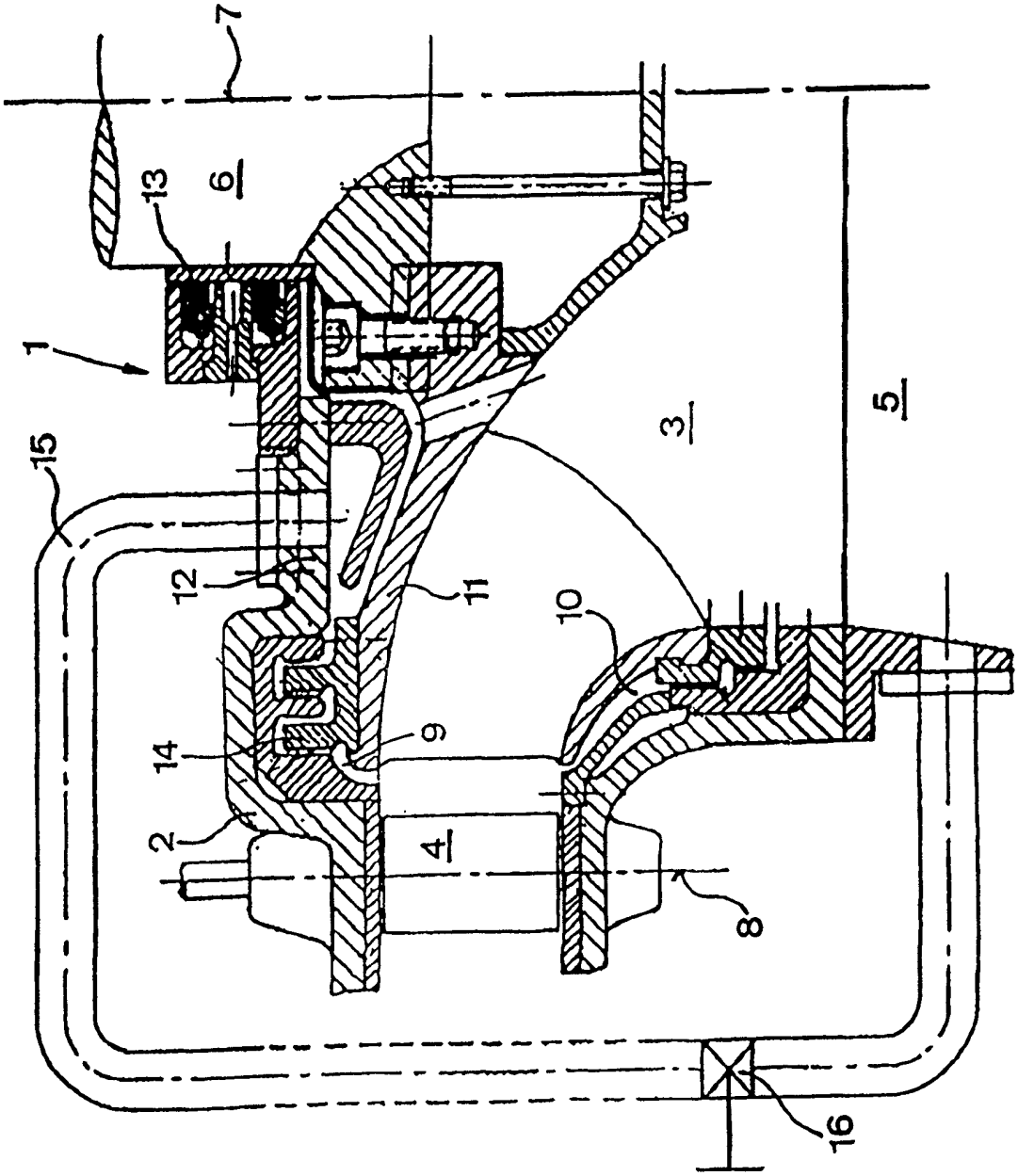


图 1

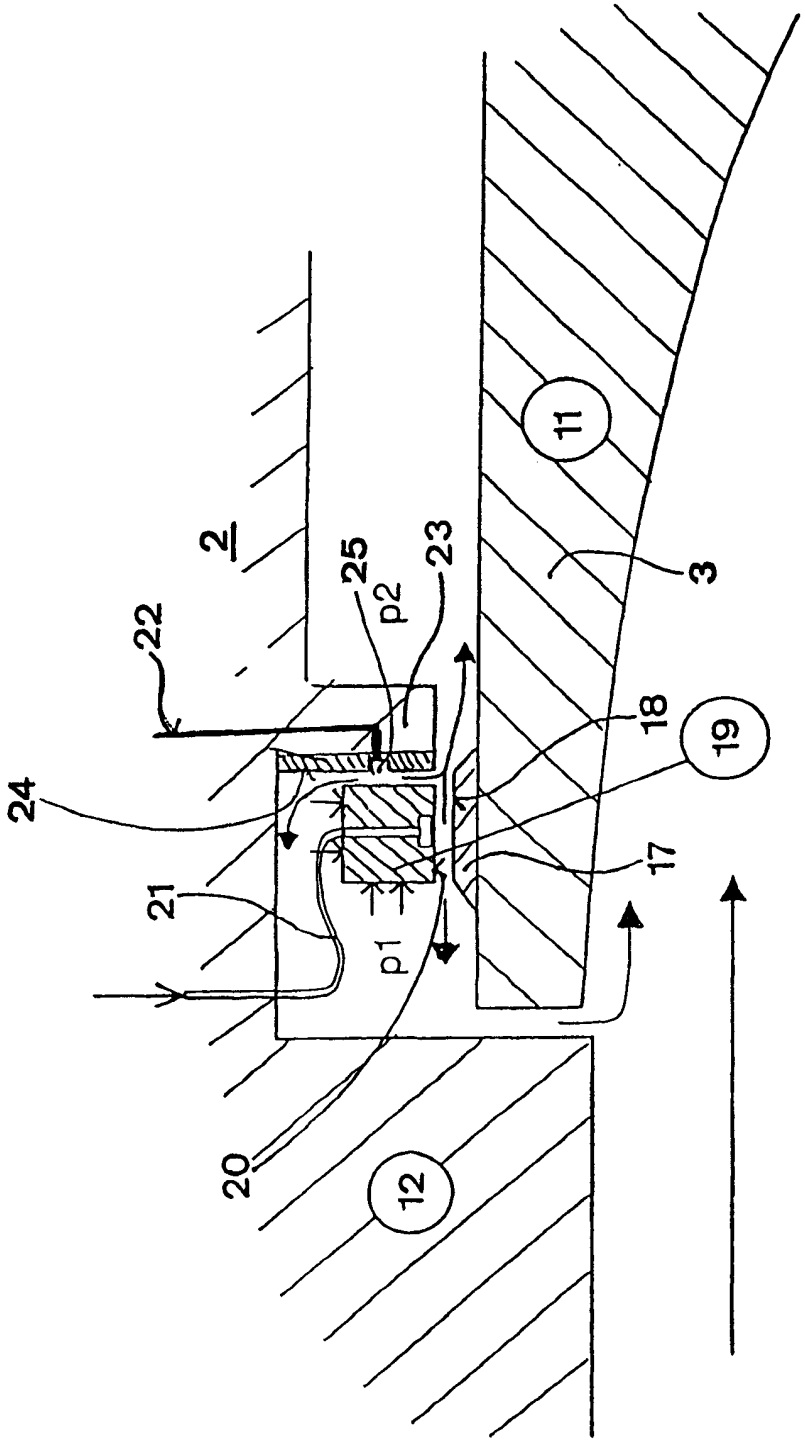


图 2

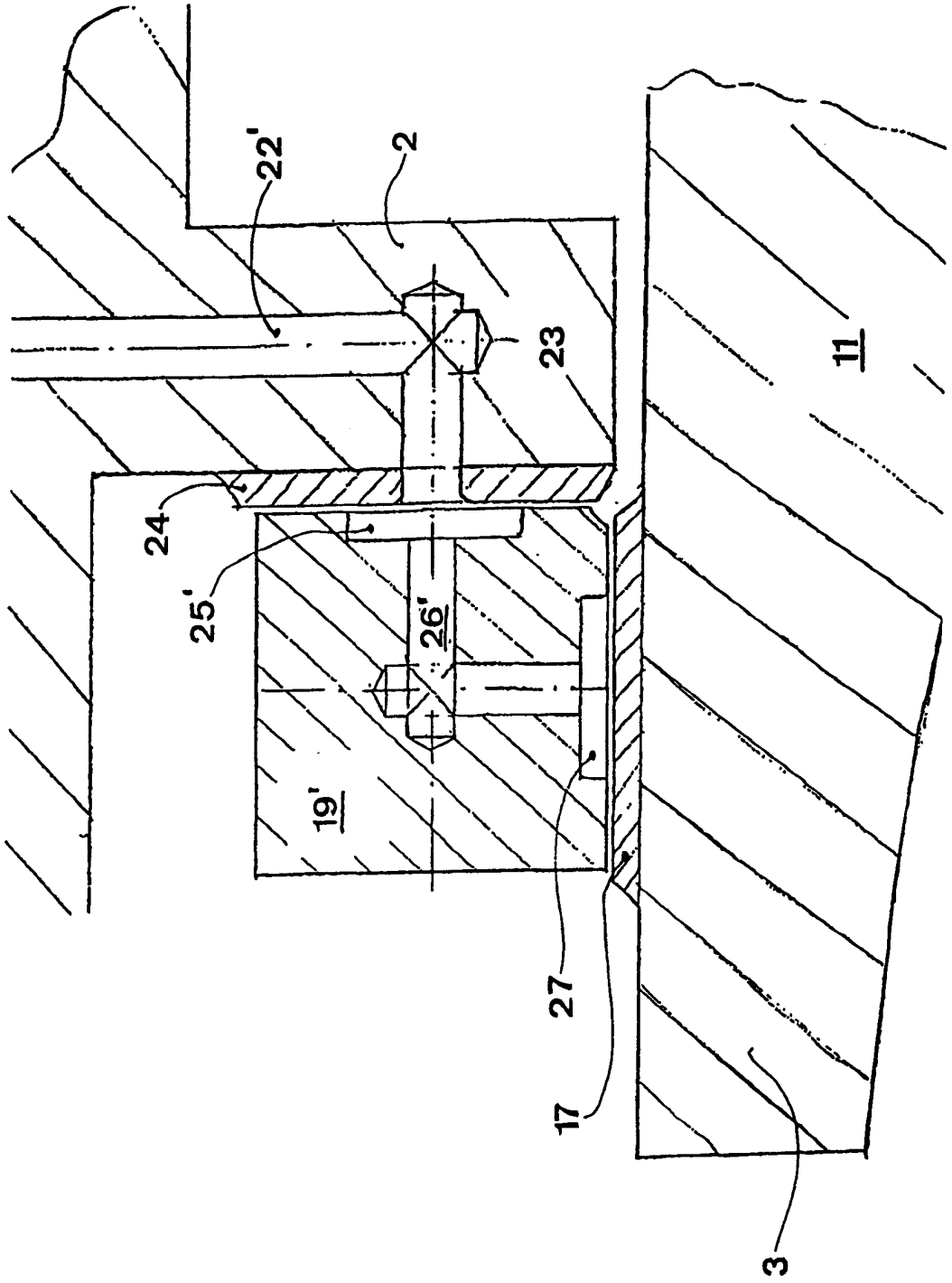


图 3

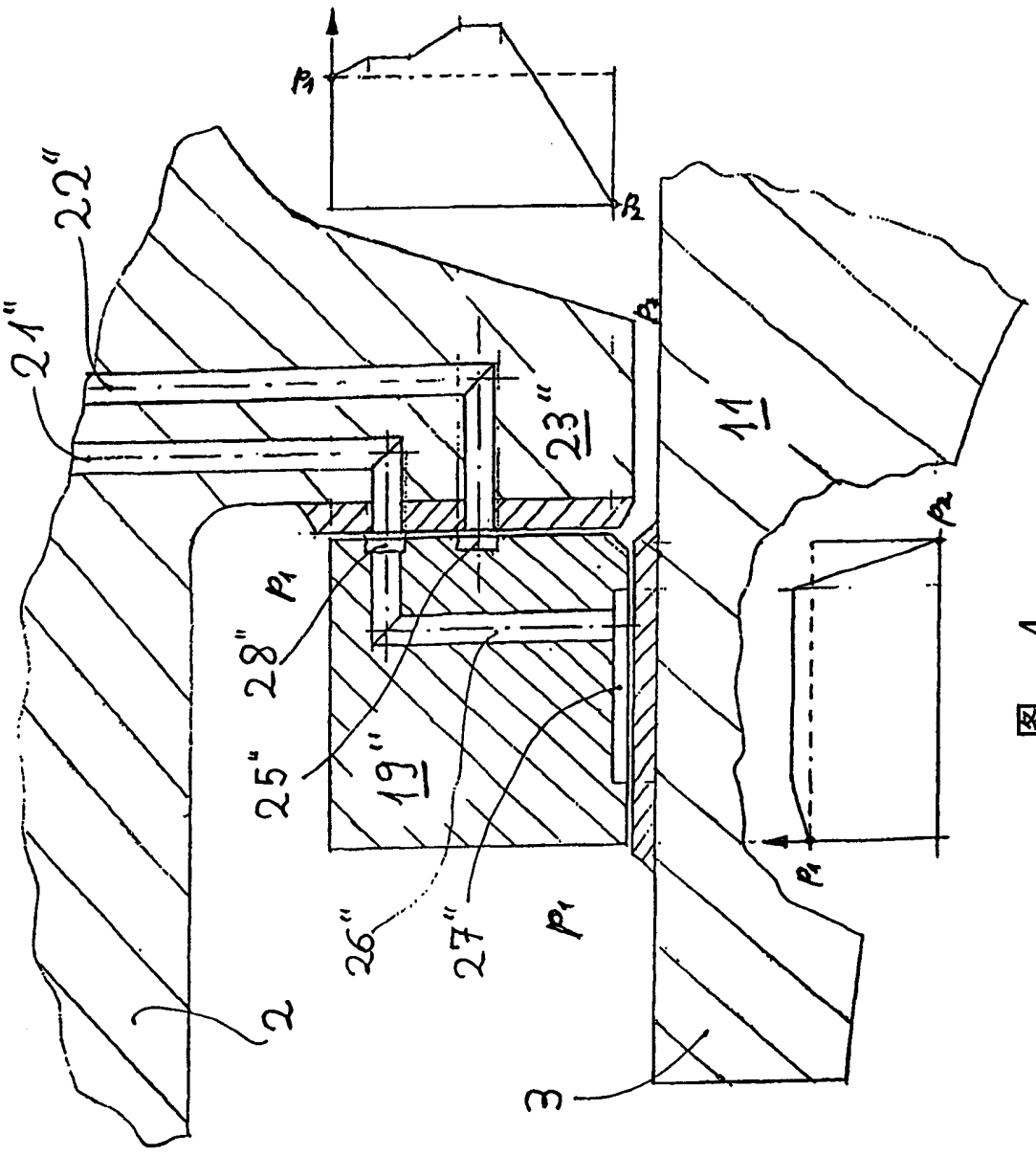


图 4

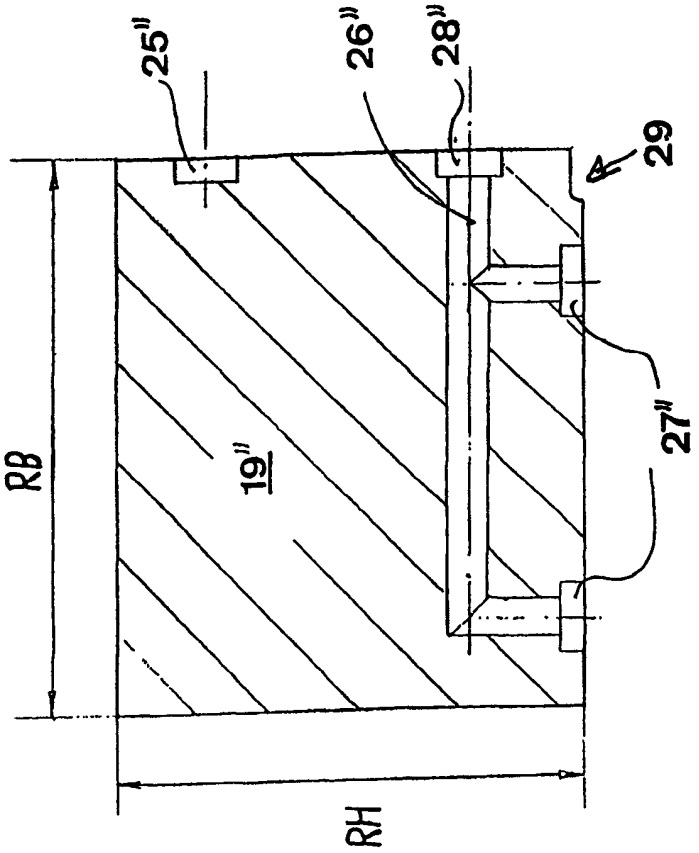


图 5