

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F04D 29/44

F04D 29/66



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 00120383.5

[45] 授权公告日 2005 年 10 月 5 日

[11] 授权公告号 CN 1221741C

[22] 申请日 2000.7.14 [21] 申请号 00120383.5

[30] 优先权

[32] 1999.7.15 [33] JP [31] 201302/1999

[71] 专利权人 株式会社日立制作所

地址 日本东京

共同专利权人 黑川淳一

[72] 发明人 黑川淳一 木村仁治 冈村共由

长原孝英 须藤纯男

审查员 张 炜

[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

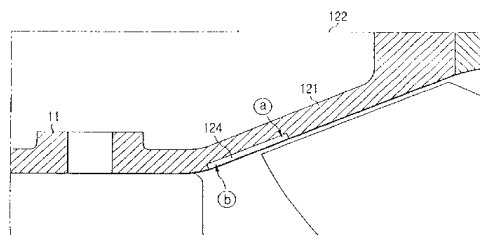
代理人 郑修哲

权利要求书 6 页 说明书 22 页 附图 19 页

[54] 发明名称 透平机

[57] 摘要

一种透平机，它具有：带有多个叶片的叶轮；带有被其限定的流体流表面的机匣，叶轮位于其中；多个槽设置在机匣的流体流表面上，用以连接上述叶轮的入口边和机匣的气流表面上的上述叶轮叶片在周边上所在的区域，确定槽形状的指数可按下列公式计算； $JE\ NO. = WR \times VR \times WDR \times DLDR$ 式中 WR (厚度比) 是槽的总宽度 W 除以机匣的周边长度得出的； VR (体积比) 是各槽的总体积除以上述叶轮的体积得出的； WDR (宽-深比) 是上述槽的宽度 W 除从上述槽的深度 D 得出的；以及 $DLDR$ 是在低于叶轮入口处气流中上述槽的长度与上述槽的深度比，以及上述槽这样形成，使指数 $JE\ NO.$ 处于 0.3 至 0.5 范围。



ISSN 1008-4274

1.一种透平机，它具有：

带有被其限定的流体流表面的机匣；

位于上述机匣内且具有多个叶片的叶轮；

在上述机匣的流体流表面上设置的多个槽，用以连接上述叶轮的进口侧和上述叶轮的叶片所在的区域，其中，每个上述槽具有一个长度和一个宽度，所述长度的至少一部分沿着机匣的轴向取向，所述宽度在机匣的周向方向上至少为 5mm。

2.一种透平机，它具有：

带有被其限定的流体流表面的机匣；

位于上述机匣内具有多个叶片的叶轮；

在上述机匣的流体流表面上沿径向设置多个槽，用以连接上述叶轮的进口侧和上述叶轮的叶片沿流体压力梯度方向所在的区域，其中，每个上述槽具有一个长度和一个宽度，所述长度的至少一部分沿着机匣的轴向取向，所述宽度在机匣的周向方向上至少为 5mm，

每个上述槽下游侧的末端位置位于使在所需压力下获得的流体能抑制每个上述槽在上游侧末端位置的涡流的产生。

3.一种透平机，它具有：

带有被其限定的流体流表面的机匣；

位于上述机匣内具有多个叶片的叶轮；

在上述机匣流体流表面上形成的大量浅槽，用于连接上述叶轮的入口边处流体在流速低时产生涡流的部位和上述叶轮的叶片沿流体的压力梯度方向所在的区域，其中，每个上述槽具有一个长度和一个宽度，所述长度的至少一部分沿着机匣的轴向取向，所述宽度在机匣的周向方向上至少为 5mm，

每个上述槽下游侧的末端位置位于使在所需压力下获得的流体能抑制每个上述槽在上游侧末端位置的涡流的产生，从而消除上述透平机的压头——流率性能曲线的在右边上升的特性。

4.按照权利要求1限定的透平机,其特征在于,上述槽为上述机匣的总周边长度的30%至50%,而上述槽形成在机匣上。

5.按照权利要求1限定的透平机,其特征在于,上述槽在上述机匣的径向上的深度为上述机匣的直径的0.5%至1.6%。

6.按照权利要求5限定的透平机,其特征在于,上述槽的深度为2mm至4mm。

7.一种透平机,它具有:

带有多个叶片的开放型叶轮;

带有被其限定的流体流表面和具有上述叶轮位于其中的机匣;

设置在上述机匣的流体流表面上的多个槽,与上述叶轮的叶片入口边处的外周边部分相对立,用于连接上述叶轮的入口边和上述机匣的流体流表面上的上述叶轮叶片在其周边上的所在的区域,其中,

每个上述槽具有一个长度和一个宽度,所述长度的至少一部分沿着机匣的轴向取向,所述宽度在机匣的周向方向上至少为5mm,并且其中,每个上述槽的底面设计成等于或高于相邻的上述机匣流体流表面的高度。

8.一种透平机,它具有:

带有多个叶片的开放型叶轮;

带有被其限定的流体流表面和具有上述叶轮位于其中的机匣;

设置在上述机匣的流体流表面上的多个槽,与上述叶轮的叶片入口边处的外周边部分相对立,用于连接上述叶轮的入口边和上述机匣的流体流表面上的上述叶轮叶片在其周边上的所在的区域,其中,

每个上述槽具有一个长度和一个宽度,所述长度的至少一部分沿着机匣的轴向取向,所述宽度在机匣的周向方向上至少为5mm,并且其中,邻接每个上述槽的末端下游侧的上述机匣的所述流体流表面是这样形成的,使它处于每个上述槽的底面相同的水平或者位于其外径的方向上,与槽部分相对的上述叶轮在其叶片入口侧的外周边部分设成在对应于槽的部分它的叶片的高度低,而上述叶轮在比槽更下游的流体流侧的每个叶片的高度高于与槽相对立部分叶片的高度。

9.一种透平机，它具有：

带有多个叶片底开放型叶轮；

带有被其限定的流体流表面和具有上述叶轮位于其中的机匣；

在上述机匣流体流表面上形成的大量浅槽，与上述叶轮的叶片入口边处的外周边部分相对立，每个上述槽具有一个长度和一个宽度，所述长度的至少一部分沿着机匣的轴向取向，所述宽度在机匣的周向方向上至少为5mm，并且其深度等于或大于5mm，用于连接上述叶轮的入口边处流体在流速低时产生涡流的部位和上述机匣的内表面上的上述叶轮的叶片沿流体的压力梯度方向在其周边上所在的区域，其中：

每个上述槽下游侧的末端位置位于使在所需压力下获得的流体能抑制每个上述槽在上游侧末端位置的主流体流入口的涡流的产生，从而消除上述透平机的压头——流率性能曲线的在右边上升的特性，

以及每个上述槽的底面设成使它的高度等于或高于与其邻接的上述机匣的流体流表面的高度，以及与槽部分相对的上述叶轮在其叶片的入口边的外周边部分设成使叶片的高度在对应于槽的部分较低。

10.一种透平机，它具有：

带有多个叶片的开放型叶轮；

带有锥形壁表面和具有上述叶轮位于其中的机匣；

在压力梯度方向上形成的多个槽，使其从上述机匣的锥形壁表面凸出，它们与上述叶轮在叶片入口边处的外周边相对立，

每个上述槽具有一个长度和一个宽度，所述长度的至少一部分沿着机匣的轴向取向，所述宽度在机匣的周向方向上至少为5mm，并且其中，在上述叶轮入口处附近子午面上每个叶片的高度设成低于上述叶轮出口边附近子午面上每个叶片的高度，并且这些叶片的高度对应于槽部分的高度确定。

11.一种透平机，它具有：

带有多个叶片的开放型叶轮；

带有被其限定的流体流表面和具有上述叶轮位于其中的机匣；

设置在上述叶轮的流体流表面上的多个槽，与上述叶轮的叶片入口边

处的外周边部分相对立，用于连接上述叶轮的入口边和上述机匣的流体流表面上的上述叶轮叶片在周边上所在的区域，其中，

每个上述槽具有一个长度和一个宽度，所述长度的至少一部分沿着机匣的轴向取向，所述宽度在机匣的周向方向上至少为5mm，并且其中，在离开泵的转动中心的径向远处，由上述槽的凸部限定的气流通道的形状设成使它大于上述槽的下游侧并延伸入上游侧的在机匣中限定的气流通道的形状；

叶轮的叶尖部分是设成在上述槽和上述机匣之间有大致恒定的空隙；以及在上述槽的末端附近的上述叶轮的每个叶片的高度高于下游侧叶片的高度。

12.按照权利要求12或13所述的透平机，其特征在于还具有位于上述叶轮的覆环的最小径向部分和上述机匣之间的密封用的轴向密封部分，所述的轴向密封部分具有唇环部分和机匣环部分。

13.一种透平机，它具有：

带有多片叶片的叶轮；

带有被其限定的流体流表面和具有上述叶轮位于其中的机匣；以及

在上述机匣的流体流表面上设置的多个槽，它们与上述叶轮在其叶片入口边的外周边部分相对，用于连接上述叶轮的入口边和上述机匣的流体流表面上的上述叶轮叶片在周边上的驱留区，其中，

每个上述槽具有一个长度和一个宽度，所述长度的至少一部分沿着机匣的轴向取向，所述宽度在机匣的周向方向上至少为5mm，并且其中，每个上述槽的下游边的末端位置位于使在所需压力下获得的流体能抑制每个上述槽在上游边末端位置的主流体入口的涡流的产生，从而消除上述透平机的压头——流率性能曲线中在右边部分上升的特性；以及

带有上述槽的上述机匣的一部分设计成与上述机匣其他部分是分开的。

14.按照权利要求13所述的透平机，其特征在于上述机匣设计成带有多个机匣衬套，在轴向上它们是分离的，以及在机匣内表面上形成的上述槽与上述叶轮叶片的入口边处的外周边部分相对立。

15.按照权利要求 13 所述的透平机,其特征就在于上述机匣带有上述槽的部分是设成与上述机匣的在径向上分开的其他部分是分开的,并可组装在一起。

16.按照权利要求 7 至 11, 13, 14 和 15 中任何一项所述的透平机,其特征就在于上述槽制成沿着在其开始端从泵轴至上述叶轮转动方向倾斜的方向。

17.一种透平机,它具有:

带有多片叶片的叶轮;

带有被其限定的气流表面和上述叶轮位于其中的机匣; 以及

在上述机匣的流体流表面上设置的多个槽,用于连接上述叶轮的入口侧和上述机匣的内表面上的上述叶轮叶片在周边上所在的区域,其中,每个上述槽具有一个长度和一个宽度,所述长度的至少一部分沿着机匣的轴向取向,所述宽度在机匣的周向方向上至少为 5mm,并且其中,可按下列公式获得确定上述槽形状的指数:

$$JE\ NO.=WR\times VR\times WDR\times DLDR$$

式中,WR(宽度比),它是槽的总宽度 W 除以机匣的周边长度得出的;

VR(体积比),它是槽的总体积除以上述叶轮的体积得出的;

WDR(宽-深比),它是上述槽的宽度 W 除以上述槽的深度 D 获得的;

以及

DLDR,它是在低于叶轮入口处流体流中上述槽的长度与上述槽的深度比,以及上述槽这样形成,使指数 JE NO.处于 0.03 至 0.5 范围。

18.按照权利要求 17 所述的透平机,其特征就在于上述槽这样形成,使指数 JE NO.处于 0.15 至 0.2 范围。

19.一种泵站,用于把抽吸侧的流体压头升高至排放侧的压头,包括:包含有权利要求 1 所述的透平机的泵,用以泵升起在抽吸侧的流体;由上述泵送流体至排放侧的连接通道;驱动上述泵的叶轮用的驱动装置;以及控制上述泵的上述叶轮转速的控制装置。

20.按照权利要求 16 所述的泵站,其特征就在于假设上述泵站使用的上

述泵的转速为 $N(\text{rpm})$ ，总压头 $H(\text{m})$ 及排放流率 $Q(\text{m}^3/\text{min})$ ，当取决于抽吸的水平高度和排放水平的高度的静态压头等于或大于特定点的压头的50%时，则比速度 N_s 是约 1,000 至 1,500，以及比速度 N_s 可作为指示泵性能的指数按下列公式计算：

$$N_s = n \times Q^{0.5} / H^{0.75}.$$

21.按照权利要求 19 所述的泵站，其特征在于在泵的驱动装置具有减速齿轮，流体连接器和柴油发动机的情形下上述驱动装置的转速控制在相对于参考转速的 60%至 100%范围内。

22.按照权利要求 19 所述的泵站，其特征在于在泵的驱动装置具有减速齿轮，流体连接器和燃气涡轮的情形下，上述驱动装置的转速控制在相对于参考转速的 60%至 100%范围内。

23.按照权利要求 19 所述的泵站，其特征在于在泵的驱动装置具有电动机，用反相器控制转速的情形下，上述驱动装置的转速控制在相对于参考转速的 0%至 100%范围内。

透平机

技术领域

本发明涉及透平机，特别是能防止流体流不稳定性的透平机，其方法是抑制由于流体流在叶轮入口处回流产生的涡流以及抑制叶轮的转动失速，而不考虑其型别和流体。

背景技术

更具体地说，本发明涉及的透平机包括泵、压缩机、鼓风机以及其他具有非容积型叶轮的机器，特别是涉及能防止流体流不稳定性的透平机，其方法是抑制由于主流体流或在叶轮入口处发生的回流的回流的分量产生涡流或预旋，以及抑制叶轮的转动失速，从而适合使用于混流泵，它可在热电站或核电站内广泛用作水循环泵，排水泵，以及涉及使用根据本发明涡轮泵的泵站。

称为“透平机”的旋转机器可根据机器工作使用的流体分类如下。

1.根据机器工作的流体：

液体的，以及气体的。

2.根据型别：

轴流型、混流型，以及离心型。

图 22 示出混流泵的横剖面图。由于操作简便混流泵现已获得重要和广泛的使用。它具有抽吸机匣 11，泵 12 和扩散器 13，由上游至下游顺序排列。

在泵 12 的机匣 121 内转动的(叶轮的)叶片 122 被旋转轴 123 驱动，从而对由抽吸机匣 11 吸入的液体提供能量。扩散器 13 的功能是将液体的部分速度能量(或动能)转换为静压。

图 23 示出包括图 22 所示混流泵在内的透平机的压头和流率之间关系的典型性能曲线，其水平轴表示指示流率的常数，而垂直轴表示指示压头的常数。

这就是说，压头的下降与低流率区的流率增加呈反比。然而，当流率处于 S 区时压头随着流率的增加而上升(即在性能曲线上右边上升或跃升部分)。以及当流率继续增加超出性能曲线的右边上升部分后，压头再次随着流率的增加而开始下降。

然而，在透平机按照在右边上升的性能曲线工作的情况下，大量的液体自身振动，即产生喘振现象。

引起性能曲线在右边上升的原因，是当通过透平机的流率低时，叶轮入口处的一个外边缘上出现回流，在这种情况下液体进入透平机的流道或通道变狭窄，从而在液体中产生涡流(见图 22)。

由于喘振不仅给透平机带来损坏，而且还会损坏连接其上游和下游侧的管道或管子，在低流率区工作是禁止的。再者，已建议各种方法来抑制喘振(见下述)，这些方向不同于叶片形状(叶型)的改进，目的是扩张或加大透平机的工作区。

1.机匣处理:

在机匣内叶轮放置区形成叶片弦长 10%至 20%的薄狭槽或排放沟，以改进失速范围。

图 24(a)和(b)示出已建议的机匣处理的解释图。其中图 24(a)示出机匣处理和叶片之间的位置关系，而图 24(b)示出机匣处理的横剖面图。

这就是说，按已建议的机匣处理，在机匣的叶片放置区的内壁(即气流表面)沿轴向、周边方向或倾斜方向有足够深度的槽。代替的方案是，分别在径向或倾斜方向制出这些槽。

虽然还未能从理论上弄清楚机匣处理如何改进失速范围的机理，但可以这样考虑，这是因为高压流体喷射入低能量区和制止了失速室的产生。

2.分离器:

分离器设置用于在低流率区分流叶轮入口的外边缘处出现的回流成为一个反向流部分以及前进流部分(即主流方向)，从而制止回流的扩张。

图 25(a)-(c)示出轴流型透平机使用的分离器的示意图，分别建议了抽吸环型(见图 25(a))，叶片分离器型(见图 25(b))以及空气分离器型(见图 25(c))。

在抽吸环型中(图 25(a)), 反向气流包容在抽吸环的外面, 在叶片分离器型中(图 25(b))在机匣与环之间设置了翅片, 而在空气分离器型中(图 25(c))动翼片(即叶片)的前端或叶尖是开口的, 以引导反向流进入机匣外面, 从而借助翅片产生反向流制止了涡流的产生。因此, 与前两种型别比较, 它的效果更好, 但其在装置中的尺寸较大。

3.主动控制:

这是借助由外面向产生循环的点喷射高压液体来抑制涡流产生的方法。

此外, 以下说明作为普通透平机的一个实例的混流泵。对混流泵要求显示压头 - 流率性能曲线(以下简称“压头曲线”)没有在右边上升的特点使得在其整个流率范围内可稳定地工作。然而, 在一个泵内经常遇到的极为常见的这些性能, 例如代表泵性能的效率, 压头曲线的稳定性, 气穴现象, 以及用于闭路的轴向推力等相互处于反比关系。换句话说, 如果试图改进这些性能中的一个, 则其他一个或几个性能下降, 因此, 存在的问题是很难在同一时间获得至少两个或几个性能的改进。例如, 对于一个泵主要是考虑其效率, 而压头曲线显示在其一部分具有明显的在右边上升的特性, 因而具有不稳定的倾向。

为了获得在右边连续下降的压头曲线, 以便能稳定地工作, 在普通技术中, 如同上述已经知道使用机匣处理或设置分离器。例如这种结构已在美国专利 NO.4,213,585 中公开。

然而, 按照上述现有技术的机匣处理和设分离器虽然可以将具有在右边上升部分的压头和流率关系的性能曲线偏移至低流率侧, 以扩大其稳定工作的范围, 但不可能清除或取消这种在右边上升的行为。而且, 如果透平机在失速范围按照机匣处理每升高 10%, 则其效率下降约 1%。

还有, 在机匣的内壁上不容易加工出轴向的深槽。并且, 还有一个问题是这种机匣处理不适用于具有覆环的封闭型叶轮。

另一方面, 在这种主动控制中需要由透平机本身或外界获得高压液体, 因而不可避免引起透平机系统整体的效率降低。

发明的内容

按照本发明的一个目的，就是解决上述普通技术中的缺点问题，提供一种透平机，它不仅消除了压头和流率之间性能曲线的在右边部分上升的特性，而且还可抑制效率的降低，即抑制叶轮进口处产生回流引起的涡流以及其转动失速。

换句话说，按照本发明的目的，是提供一种透平机，它的压头—流率性能曲线没有在右边部分上升的特性，而又能获得高的效率。

按照本发明的另一目的，是提供一种透平机，它的压头—流率性能曲线没有在右边上升的特性，而又制造容易。

按照本发明的另一目的，是提供具有封闭型叶轮的透平机，它的压头—流率性能曲线也没有在右边上升的特性。

为实现本发明的上述目的，本发明提供了一种透平机，它具有：

带有被其限定的流体流表面的机匣；

位于上述机匣内具有多个叶片的叶轮；

在上述机匣的流体流表面上设置的多个槽，用以连接上述叶轮的进口侧和上述叶轮的叶片所在的区域，而每个上述槽至少宽度等于或大于5mm，和上述槽的宽度相对于设置槽的上述机匣的周边长度为约30%至50%。

为实现本发明的目的，本发明还提供了一种透平机，它具有：

带有多个叶片的开放型叶轮；

带有被其限定的流体流表面和具有上述叶轮位于其中的机匣；

设置在上述叶轮的流体流表面上的多个槽，与上述叶轮的叶片入口边处的外周边部分相对立，用于连接上述叶轮的入口边和上述机匣的流体流表面上的上述叶轮叶片在其周边上所在的区域，其中：每个上述槽的底面设计成等于或高于相邻的上述机匣流体流表面的高度。

另外，按照本发明提供了一种透平机，它具有：

带有多个叶片的开放型叶轮，

带有被其限定的流体流表面和具有上述叶轮位于其中的机匣；

设置在上述叶轮的流体流表面上的多个槽，与上述叶轮的叶片入口边处的外周边部分相对，用于连接上述叶轮的入口边和上述机匣的流体流表

面上的上述叶轮叶片在其周边上的驱留区，其中：邻接每个上述槽的末端下游侧的上述机匣的所述流体流表面是这样形成的，使它处于每个上述槽的底面相同的水平或者位于其外径的方向上，与槽部分相对的、上述叶轮在其叶片入口侧的外周边部分设成在对应于槽的部分它的叶片的高度低，而上述叶轮在比槽更下游的流体流侧的每个叶片的高度高于与槽相对立部分叶片的高度。

另外，按照本发明提供了一种透平机，它具有：

带有多个叶片的开放型叶轮；

带有被其限定的流体流表面和具有上述叶轮位于其中的机匣；

在上述机匣流体流表面上形成的大量浅槽，与上述叶轮在叶片入口边处的外周边部分相对立，其深度等于或大于5mm，用于连接上述叶轮的入口边处流体在流速低时产生涡流的部位和上述机匣的内表面上的上述叶轮的叶片沿流体的压力梯度方向在其周边上所在的区域，其中：每个上述槽下游侧的末端位置位于使在所需压力下获得的流体能抑制每个上述槽在上游侧末端位置的主体流体入口的涡流的产生，从而消除上述透平机的压头——流率性能曲线的在右边上升的特性，以及每个上述槽的底面设成使它的高度等于或高于与其邻接的上述机匣的流体流表面的高度，以及与槽部分相对的上述叶轮在其叶片的入口边的外周边部分设成使叶片的高度在对应于槽的部分较低。

另外，按照本发明提供了一种透平机，它具有：

带有多个叶片的开放型叶轮；

带有锥形壁表面和具有上述叶轮位于其中的机匣；

在压力梯度方向上形成的多个槽，使其从上述机匣的锥形壁表面凸出，它们与上述叶轮在叶片入口边处的外周边相对立，其中：在上述叶轮入口处附近子午面上每个叶片的高度设成低于上述叶轮出口边附近子午面上每个叶片的高度，并且这些叶片的高度对应于槽部分的高度确定。

另外，按照本发明提供了一种透平机，它具有：

带有多个叶片的开放型叶轮；

带有被其限定的流体流表面和具有上述叶轮位于其中的机匣；

设置在上述叶轮的流体流表面上的多个槽，与上述叶轮的叶片入口边处的外周边部分相对立，用于连接上述叶轮的入口边和上述机匣的流体流表面上的上述叶轮叶片在周边上所在的区域，其中：在离开泵的转动中心的径向远处，有凸部限定的气流通道的形状设成使它大于上述槽的下游侧并延伸入上游侧的在机匣中限定的气流通道的形状；

叶轮的叶尖部分是设成在上述槽和上述机匣之间有大致恒定的空隙；以及在上述槽的末端附近的上述叶轮的每个叶片的高度高于下游侧叶片的高度。

另外，按照本发明提供了一种透平机，它具有：

带有多个叶片及覆环的封闭型叶轮；

带有内壁及具有上述叶轮位于其中的机匣，

上述叶轮设成在其入口附近没有覆环的开放型；以及

在上述机匣的内壁上沿压力梯度方向设的多个槽，与上述叶轮入口附近没有覆环的部分在周边上相对立，其中：在入口侧上述每个槽的开始端位于比上述叶轮的叶尖入口边更上游一侧，而上述每个槽的末端位于比上述叶轮的叶尖出口边更下游一侧。

另外，按照本发明提供了一种透平机，它具有：

带有多个叶片及覆环的封闭型叶轮；

带有被其限定的流体流表面和具有上述叶轮位于其中的机匣，而上述叶轮设成在其入口处附近没有覆环的开放型；以及

在上述机匣的气流表面上设的大量的浅槽，它们与上述叶轮在叶片入口边处的外周边部分相对立以及深度等于或大于5mm，用于连接上述叶轮入口边流体在流速低时产生涡流的部位和上述机匣的气流表面上的上述叶轮的叶片沿流体的压力梯度方向在其周边上所在的区域，其中：上述每个槽下游侧的末端位置设置成使在所需压力下获得的流体能抑制每个上述槽在上游侧末端位置的主流体流入口的涡流的产生，从而消除上述透平机的压头——流率性能曲线中在右边上升的特性；以及每个上述槽是设成使它的高度等于或高于与其邻接的上述机匣的流体流表面的高度，和与槽部分相对的上述叶轮在其叶片入口边的外周边部分设成使它的高度在对应于槽

的部分较低。

另外，按照本发明还提供了一种上面限定的透平机，其特征在于还具有位于上述叶轮的覆环的最小径向部分和上述机匣之间的密封用的轴向密封部分，所述的轴向密封部分具有唇环部分和机匣环部分。

另外，按照本发明还提供了一种透平机，它具有：

带有多个叶片的叶轮；

带有被其限定的流体流表面和具有上述叶轮位于其中的机匣；以及

在上述机匣的流体流表面上设置的多个槽，它们与上述叶轮在其叶片入口边的外周边部分相对，用于连接上述叶轮的入口边和上述机匣的流体流表面上的上述叶轮叶片在周边上的驱留区，其中：每个上述槽的下游边的末端位置位于使在所需压力下获得的流体能抑制每个上述槽在上游边末端位置的主流体流入口的涡流的产生，从而消除上述透平机的压头——流率性能曲线中在右边部分上升的特性；以及带有上述槽的上述机匣的一部分设计成与上述机匣其他部分是分开的。

另外，按照本发明在上面限定的透平机，其特征在于上述机匣设计成带有多个机匣衬套，在轴向上它们是分离的，以及在机匣内表面上形成的上述槽与上述叶轮叶片的入口边处的外周边部分相对立。

按照本发明，在上面限定的透平机，其特征在于上述机匣带有上述槽的部分是设成与上述机匣的在径向上分开的其他部分是分开的，并可组装在一起。

按照本发明，在上面限定的透平机，其特征在于上述槽制成沿着在其开始端从泵轴至上述叶轮转动方向倾斜的方向。

为实现本发明的目的，按照本发明，提供了一种透平机，它具有：

带有多个叶片的叶轮；

带有被其限定的气流表面和上述叶轮位于其中的机匣；以及

在上述机匣的流体流表面上设置的多个槽，用于连接上述叶轮的入口侧和上述机匣的内表面上的上述叶轮叶片在周边上所在的区域，其中可按下列公式获得限定上述槽形状的数字：

$$JE \text{ NO.} = WR \times VR \times WDR \times DLDR$$

式中，WR(宽度比)，它是槽的总宽度 W 除以机匣的周边长度得出的；

VR(体积比)，它是槽的总体积除以上述叶轮的体积得出的；

WDR(宽—深比)，它是上述槽的宽度 W 除以上述槽的深度 D 获得的；
以及

DLDR，它是在低于叶轮入口处流体流中上述槽的长度与上述槽的深度比，以及上述槽这样形成，使指数 JE NO.处于 0.3 至 0.5 范围。

按照本发明，在上面限定的透平机，其特征在于上述槽这样形成，使指数 JE NO.处于 0.15 至 0.2 范围。

另外，按照本发明还提供了一种泵站，用于把抽吸侧的流体压头升高至排放侧的压头，包括：

带叶轮和上述叶轮位于其中的机匣的泵，用以泵升起在抽吸侧的流体；

由上述泵送流体至排放侧的连接通道；

驱动上述泵的叶轮用的驱动装置；以及

控制上述泵的上述叶轮转速的控制装置，而上述泵是按照权利要求 1 所述的泵。

按照本发明，在上面限定的泵站，其特征在于假设上述泵站使用的上述泵的转速为 N(rpm)，总压头 H(m)及排放流率 Q(m³/min)，当取决于抽吸的水平高度和排放水平的高度的静态压头等于或大于特定点的压头的 50%时，则比速度 Ns 是约 1,000 至 1,500，以及比速度 Ns 可作为指示泵性能的指数按下列公式计算：

$$Ns=n \times Q^{0.5} / H^{0.75},$$

按照本发明，在上面限定的泵站，其特征在于在泵的驱动装置具有减速齿轮，流体连接器和柴油发动机的情形下上述驱动装置的转速控制在相对于参考转速的 60%至 100%范围内。

另外，按照本发明，在上面限定的泵站，其特征在于在泵的驱动装置具有减速齿轮，流体连接器和燃气涡轮的情形下，上述驱动装置的转速控制在相对于参考转速的 60%至 100%范围内。

按照本发明，在上面限定的泵站，其特征在于在泵的驱动装置具有电动机，用反相器控制转速的情形下，上述驱动装置的转速控制在相对于参考

转速的 0%至 100%范围内。

附图说明

图 1 是按照本发明第一实施例的混流泵的放大的横剖面图；

图 2 是本发明(第一部分)效果的解释图；

图 3 是本发明(第二部分)效果的解释图；

图 4 是本发明(第三部分)效果的解释图；

图 5 是本发明(第四部分)效果的解释图；

图 6 是按照本发明第二实施例的混流泵的顶视图；

图 7 是沿图 6 线 II—II 剖切的横剖面图；

图 8 是按照本发明第二实施例的混流泵一个(第一)改型的顶视图；

图 9 是按照本发明第二实施例的混流泵的另一个(第二)改型的顶视图；

图 10 是按照本发明第二实施例中所述形状槽的顶视图；

图 11 是按照本发明第二实施例混流泵再一个(第三)改型的顶视图；

图 12 是按照本发明第三实施例封闭型混流泵的顶视图；

图 13 是沿图 12 线 VIII—VIII 剖切的横剖面图；

图 14 是按照本发明的第三实施例的封闭型混流泵一个(第一)改型的顶视图；

图 15 是按照本发明的第三实施例的封闭型混流泵另一个(第二)改型的顶视图；

图 16 是说明按照本发明限定槽形状指数 JE No.的子午线平面的剖视图；

图 17 是沿图 16 线 XVII—XVII 剖切的横剖面图；

图 18 是上述各实施例中限定槽形状指数 JE NO.与压头不稳定性及最大效率减少量相互关系的解释图；

图 19 是按照本发明上述各实施例的透平机的压头—流率性能曲线图；

图 20 是使用本发明透平机的泵站的概况的方框图；

图 21 是图 20 所示泵站所用混流泵的压头—能力性能曲线图；

图 22 是按照现有技术的混流泵的横剖面图；

图 23 是按照现有技术的混流泵的典型的压头—流率曲线图；

图 24(a)和(b)是按照现有技术的机匣处理的解释图;

图 25(a)至(c)是按照现有技术的分离器的解释图。

具体实施方式

以下参考附图详细地说明按照本发明的实施例。

图 1 是本发明第一实施例的放大剖面图,例如是相应图 22 所示的混流泵,特别是图 22 中用虚线标出的部分。

这就是说,按照本发明的透平机中在叶片进口反向流引起的涡流受到抑制,其中浅槽 124 设在机匣的流体流表面上沿流体压力有倾斜度(即压力梯度)处,该处从中部“a”(即下游侧槽的末端位置)桥接跨至位置“b”(即上游侧槽的末端位置),在该处低流率发生回流。

之后,被叶片增加压力的流体在槽 124 内开始反向流动,由下游侧的末端位置“a”向上游侧的末端位置“b”流,并被喷射至在低流速产生回流的地点,这样抑制了由于回流引起的涡流,以及叶轮的转动失速。

图 2 是显示本发明(第一部分)效果的解释图,特别是形成槽的效果。在图 6 至 9 中,水平轴表示流体的流率,而垂直轴表示压头,两者未示出量纲。

这就是说,圆圈符号表示在机匣上未形成槽情况下的压头—流率的性能曲线,这时能看到在右边上升或跃升的特性是跟随流率在 0.12 至 0.14 范围内增加而出现,图中也未示出量纲。

图中的三角形和方形符号表示在机匣上形成槽情况下的压头—流率的性能曲线,例如三角形表示形状 28 个槽($N=28$),宽度为 5mm,深度为 4mm 的情形,而方形表示形成 28 个槽,但宽度为 10mm 和深度为 2mm 的情形。

由图 2 可见,在形成宽度和深度为 5×4 mm 槽的情况下,在右边部分上升的特性不能解决或消除,然而在形成宽度和深度 10×2 mm 槽的情况下,可以完全解决这一问题。这就是说,浅而宽的槽比深的槽效果更好。然而,图 2 还指出,虽然从理论上由于槽内流体的反向流动效率 η 降低,但降低相当低,在实践中不被觉察。

图 3 是显示本发明(第二部分)另一种效果的解释图,特别显示出槽长度的影响。

这就是说, 指示的效率—流率性能曲线是在这样的情况下获得的, 在保持槽的形状大致相同时, 下游侧的末端位置“a”改变, 而上游侧的末端位置“b”固定, 其中在下游侧的末端位置“a”越低, 性能曲线越好, 即在右边部分上升的特性越小。然而, 当非常接近下游侧时, 由于抽出的高压流体太多超过需要而使效率降低。

图 4 是显示本发明(第三部分)另一种效果的解释图, 特别显示出槽的深度和宽度的影响。

这就是说, 在这种情况下槽的数目保持恒定, 槽的深度对压头—流率性能曲线没有太大的影响, 然而, 槽的宽度越宽, 压头—流率性能曲线越好, 即在右边上升的特性得到改进。

图 5 是显示本发明(第四部分)另一种效果的解释图, 特别显示出槽的数目的影响。

这就是说, 它表明如果槽的形状或型面保持相同, 槽的数目越多, 压头—流率性能曲线越好, 即在右边上升行为得到改进。

如上所述, 在设计槽时应考虑以下方面:

1. 在下游侧槽的末端位置“a”, 虽然它不应限定在专门的位置, 但特别的是, 它应尽可能处于流体能被其抽出的位置, 使得在这样的压力下能借助于喷射抑制在槽的上游侧末端位置“b”产生回流引起的涡流, 然而, 应选择适当的位置, 因为如果它位于压力超过所需的高压位置, 则透平机的效率下降。

2. 没有必要加深槽的深度, 而效果转好的是设有大量的槽, 其宽度应尽可能宽。

此外, 按照本发明所进行的不同实验, 可以明白上述槽宽(W)和槽的数目(N)最好选择在机匣的周边长度(即 $\pi \times D$; 其中 D 为形成槽部分的机匣的直径)的约 30% 至 50% 范围内。此外, 槽的深度(d)最好为约 2mm 至 4mm, 在上述实施例中机匣的直径(D)为约 250mm。由此可见, 槽的深度(d)与机匣直径(D)之比应限定在 0.5% 至 1.6% 的范围内($d/D=0.5\%—1.6\%$)。

以下, 说明本发明的第二实施例。按照本发明的透平机设置了流道或流动通道, 用以连接叶轮入口处在流率低时产生回流的部位与机匣的流体

流动表面上的一区域，在该区域叶轮的叶片沿流体压力梯度方向驻留，以达到抑制由于叶轮入口处回流引起的涡流以及转动失速。

在流动通道的这种结构中，把机匣的流体流表面上叶片所在的区域内的下游侧末端位置与当流率低时产生环流的上游侧末端位置连接起来，流体由下游侧末端位置按反向方向返回上游侧末端位置，从而喷射到当流率低时产生回流的部位。这样一来，一部分流体由于自身流动而压力升高按反向方向流入机匣上形成的通道，喷射到产生回流的部位，从而抑制了在叶轮进口由于回流的前进的分量(即与主入口气流平行的分量)引起的涡流。因此，有可能消除透平机的压头—流率性能曲线在右边上升的特性。

然而，在上述结构的情况下，槽的机加工处理有困难，详见下述。这就是说，在流体压力的主梯度方向上设置槽，其最简单的形状是直线形，槽的中心线对准轴向，然而，槽设置在机匣的内壁(即流体流表面)上，与叶轮相对的一侧，而且是从机匣壁往下凹的条件下形成的。当试图用刀具机加工这样的槽时，由于在两端(上游侧和下游侧)槽的边缘位于都是形状上是死端，当沿槽的中心线移动刀具进行切割时，刀具必须在两端停止。因此，这样就可能引起缺陷，机加工的效率极低，所需机加工时间很长，从而使制造费用增加。

为了改进这些方面，按照本发明提出以下建议：

(1)制造槽的底面与机匣的内壁表面(即流动表面)的高度配合，使得即使在槽的机加工过程中刀具超出槽的末端，也不会产生问题。叶片制成阶梯形，其中叶片的高度对应于槽的高度在由与槽相对应部分起至不与槽对应的部分是不相同的，使它们对应于槽的凸出部分。

(2)机匣中形成槽的部分与其他部分分离。换句话说，将它们制成分离的结构，这样机加工槽就较容易。

再者，为了获得具有压头—流率性能曲线没有在右边部分上升特性的透平机，也为了获得具有带有覆环封闭型叶轮的透平机，提出以下建议。

这就是说，仅在封闭型叶轮的入口部分产生环流的叶片部分去除覆环，而在其下游边仍保持它使叶轮保持带有覆环。同时，一组槽形成在机匣内壁上，沿压力梯度方向，与不带覆环的那部分叶轮相对立。

以下结合附图详细说明本发明的实施例。

图6示出本发明第二实施例的实例。图6的VII—VII横剖面图示于图7。

在具有封闭型叶轮(特别是混流泵)的机匣2的作为流体流通道的内壁2a(即流体流表面)上形成沿轴向的一组槽,槽设计为具有由机匣内壁凸起的凸部3a,凸起高度为D,以及凹部3b,其高度等于内壁2a的高度。槽的宽度(W)和数目(N)在实施例中分别为约 $D/W=0.5-0.3$, $N=25-100$ 。在叶轮的直径为300至4,500mm的泵中,例如槽的宽度(W)为约5mm至150mm,更优选地为8mm至30mm,以及槽的高度(深度)为相应槽宽度的约0.1倍至0.3倍。例如,为约0.5mm至30mm,更优选地为1.5mm至6mm。而叶轮的叶片制成这种形状,在其高度上,在常开放型叶轮的叶尖处保持一段距离 δ ,特别是在静态侧包括槽的凸起部分的子午面的结构中。

当泵在带有这种结构的低流率区工作时,被叶片增高压力的流体在槽3内反向流动,由下游侧的末端位置a向上游侧的末端位置b流,并被喷射到当流率低时产生回流处,从而防止了由于在回流产生处回流的前进分量引起的涡流。作为其结果,压头—流率性能曲线中在右边部分上升的特性被消除,从而变成在右边部分没有上升特性的稳定曲线。使用上述这种结构,优点是槽的制造容易进行。这是因为槽的凸部3a在槽的末端从内壁2a凸起以及因为槽的凹部3b在槽的末端与壁表面处的高度相同,刀具在加工过程中在槽的末端边缘不会停止而可以通过,从而改进了机加工的效率。

图8示出本发明第二实施例的(第一)改型。在该实施例中,机匣2的设计是在其静态侧具有静态侧机匣衬套2c,在其上带有槽,以及具有静态侧机匣衬套2d和2e,它们不带槽,而这些静态侧机匣衬套2c,2d和2e制成沿轴向设置的分离的元件。按照这种设计,槽3的机加工仅在作为一个部件需要这种槽的机匣衬套上进行,而在槽的末端边缘是开放的,因此机加工的效率可以大幅度改进。

另外,图9示出本发明第二实施例的另一改型(第二改型),在该实施例中,机匣2的设计也是在其静态侧具有带槽的静态侧机匣衬套2c,以及不带槽的静态侧机匣衬套2d和2f,然而,带槽的静态侧机匣衬套2c制成

由不带槽的静态侧机匣衬套 2f 在轴向上分支出的分离的元件。在本实施例中，也仅有带槽的机匣作为一个部件进行槽 3 的机加工，以及槽的末端边缘部分是开放的，因此机加工的效率可以大幅度改进。

图 10 示出按照本发明第二实施例的槽的形状。在本实施例中，位于叶轮 1 上游侧的槽 3 的开始端在叶轮的转动方向上与泵轴的方向仅倾斜角度 θ 。按照这种设计，在压头 - 流率性能曲线上产生不稳定性的低流率区域，回流，即在上游侧来自叶轮的反向气流被槽 3 抑制，特别是回流的分量被抑制。因此，流入叶轮的主气流中的涡流分量也减少，这样一来，从理论上讲，叶轮输出的压头——能力性能曲线不会下降，随后可以获得稳定的压头——能力性能曲线。然而，当流率在封闭点附近时，回流的反向流达到比上述回流区更上游的一侧。但是，在此位置槽的方向不在泵轴方向上，而是倾斜角度 θ 进入叶轮转动方向。这样一来，在槽方向上(即叶轮的转动方向上)的涡流分量加到到达槽的开始端附近的反向气流，以及借助此反向气流，涡流分量也少量加入流入叶轮的流体部分。因此，从理论上讲，叶轮输出的压头——能力性能曲线与槽平行于泵轴的情况比较有所下降，以及用于转动叶轮的轴向推力也随之下降，因此可获得用于闭路的轴向推力的降低。使用图 10 所示槽的形状，不仅可以获得压头——流率性能曲线的稳定性，而且可以获得用于闭路的轴向推力的降低，从而得到性能优异的混流泵。

图 11 示出本发明第二实施例的另一改型(第三改型)。在本实施例中，与上述实施例比较，增加了以下改进，这就是说，在其子午面的形状上看，在离开泵的转动中心的径向远处，槽 3 的凸部 3a 制成大于延伸进入抽吸侧的不带槽的在静态侧机匣衬套 2f 的流体流通道的形状，另一方面，与槽部分对立的叶轮叶尖的形状(即外罩边的形状)是这样确定的，使得叶尖与在静态侧机匣衬套 2c 的各个槽 3 之间以及与静态侧机匣衬套 2f 之间有适当的孔隙或空隙。换句话说，在子午面上的流体流通道内，叶轮的每个叶片应这样设计，使叶片的高度在槽的末端 a 附近在下游侧比在上游侧低 $\delta 2$ 。当这种结构的透平机在低流率区工作时，可以获得以下优点。如果不带槽，在低流率区会出现压头——流率性能曲线的不稳定性，如图 11 所示，在气

流中出现回流 4。在这种情况下，由于存在上述的阶梯形部分 $\delta 2$ ，回流 4 被叶片叶尖的阶梯形部分切断，从而防止回流进入低流率侧。由此可见，在上述的这种泵中，由于反向流在大的流量开始，压头——流率性能曲线中不稳定部分下降的程度较小，因此压头——流率性能曲线的稳定化可以更显著地实现。换句话说，甚至在不形成槽 3 的情况下，以及在形成槽 3 的情况下，压头——流率性能曲线的不稳定性均能减小，而压头——流率性能曲线的不稳定性(即在压头——流率性能曲线存在右边部分上升的特性)可被确切地清除。再者，限定槽 3 开始端 b 的凹部 3a 设成沿倾斜方向。以及该开始端 2b 设置在流道由平行于机匣 2 轴弯折至机匣 2 外径方向处的附近。

以下，说明本发明的第三实施例。在本实施例中本发明应用于封闭型混流泵。

图 12 示出按照本发明的实施例。和图 13 是图 12 的 XIII—XIII 横剖面图。

在混流泵的封闭型叶轮 1 上设置了覆环 1a，但在叶轮的入口 1c 附近没有此覆环 1a，因此叶轮制成仅部分具有覆环的半开放型。在外罩的最靠内的直径处设置唇环部 1b，以及在作为静态侧的机匣的表面上设置机匣环 5。转动轴 3 的密封部分被限定在唇环 1b 和机匣环 5 之间。在机匣静态侧的内壁(即气流表面)2a 上与不带覆环部分叶片相对立处，如图 13 所示设置一组槽 3，它们在轴向上保持相同距离。槽的下游侧的末端 a 位于由叶片前缘稍稍进入下游侧的位置(即在叶轮入口 1c 附近邻近唇环部分的位置)而其上游侧末端 b 位于比叶轮的叶片更上游的一边。机匣 2 的一部分 2g 与叶轮覆环的端面 1d 对立，它设置的位置与槽 3 在轴向上的下游侧末端位置相同。处于与轴正交的方向的机匣 2 的表面 2g 以及覆环的端面 1d 之间设成沿轴向带有孔隙(空隙) $\delta 1$ 。

当这种结构的泵在低流率区工作时，如图 12 所示，产生涡流，即反向流体流。流体流 6 的一部分在槽 3 内反向流动，由下游侧末端位置向上游侧末端位置 b 流，然而，由于槽设成沿着泵的轴向，在槽内的反向流体流没有沿叶轮转动方向转动的分量，因此，在槽内的反向流体流朝向上游边

喷射进入流率低时产生回流的地方，从而可以抑制由于叶轮入口处回流的前进分量引起涡流的产生，以及抑制转动失速的产生。换句话说，向上游回流的回流流体的涡流分量被槽喷出射流减弱，并且流入叶轮的流体的涡流也变小。这样一来，理论压头的下降也很小，从而获得压头——能力性能曲线的稳定性。

在本实施例中，由于有可能借助少量流过槽 3 的流体抑制流入叶轮的流体的涡流，理论上，叶轮输出的压头提高，并且压头——能力性能曲线可以清除不稳定部分，从而获得稳定的性能。按照本实施例，使用带有覆环的封闭型叶轮，在机匣 2 上，设置槽 3，有可能获得压头——能力性能曲线的稳定性，也就是说，压头——能力性能曲线显示出在右边连续下降行为，因而可以获得性能稳定的泵。

图 14 示出本发明第三实施例的(第一)改型。机匣 2 设计为带有机匣衬套 2c, 2d 和 2e，它们在轴向上是分开的，以及槽 3 设置在叶轮入口部分的机匣衬套 2c 上。槽 3 的形状与上述相应各实施例的相同。在本实施例中，由于槽 3 是在其两端开放的，也有可能用刀具容易地进行机加工。

图 15 示出按照本发明第三实施例的另一(第二)改型。机匣 2 设计为带有机匣衬套 2c, 2d, 2e 和 2f，它们在轴向上是分开的，并且机匣衬套 2c 和 2f 是在其径向上是分开的。槽 3 设置在机匣衬套 2f 的内径侧上，该内径侧设置在叶轮的入口部分。在本实施例中槽 3 的形状与上述各实施例的相同。按照本实施例，由于形成槽 3 的机匣衬套 2f 可以制成小于图 14 所示的部件 2c，因此有可能用刀具非常容易地机加工出槽 3。

虽然在上述实施例中对封闭型混流泵进行了说明，本发明同样可使用于其它透平机，例如离心泵、混流鼓风机、混流压缩机等，上述各种都具有开放型或封闭型叶轮。

以下，参见图 16 至 19 介绍相应实施例中的槽 3 的优选形状。

由实验的不同结果可知，对槽 3 形状的研究是希望能清除在特别是透平机的压头——流率性能曲线中右边上升的特性，以及抑制其效率降低。业已发现，下列指数(以后文中称“JENO”)与这些槽的正确形状有关。

JE NO 由下式限定：

$$JE\ NO = WR \times VR \times WDR \times DLDR$$

式中，WR 是宽度比，它是槽的总宽度值除以机匣的周边长度得出的，即“WR”=(槽数 N×槽的宽度 W)/带槽的机匣部分的平均周边长度，以及机匣的平均周边长度可参见图 16 得到，例如，按“ $\pi \times (\text{机匣的入口直径 } DC_1 + \text{机匣的出口直径 } DC_2/2)$ ”。

VR 是体积比，它是槽的总体积除以叶轮的体积得出的，即“VR=各槽的总体积/叶轮的体积”。因此各槽的总体积可由“槽数 N×槽长 L×槽宽 W×槽深 D”得到，叶轮的体积可由“叶轮的入口面积×叶轮叶尖的轴向长度 L_1 ”得出。叶轮的入口面积可以由叶轮的入口直径 D_{i1} 得出。槽的长度是图 16 中的 $L=L_1+L_2$ 。

WDR 是宽-深比，可由“WDR=槽宽 W/槽深 D”得出。

DLDR 是在流体流低于叶轮入口时槽长与槽深的比，即“DLDR=在低于叶轮叶尖边槽的长度 L_1 /槽深 D”参见图 17。

图 18 示出使用上述 JE NO. 的实验结果。在图中水平轴指示 JE NO.，而左边的垂直轴指示压头的的不稳定性(%)它是由下列公式限定的，指示出压头——流率性能曲线不稳定部分的减少量，它代表不带槽时的减少量 $\Delta\psi_0$ 与带槽时的减少量 $\Delta\psi$ 之比。

$$\text{压头的的不稳定性}(\%) = (\Delta\psi / \Delta\psi_0) \times 100$$

然而，如图 19 所示，每个减少量 $\Delta\psi$ 和 $\Delta\psi_0$ 是由显示压头——流率性能曲线的在右边上升特性的不稳定部分的最小值与最大值之差得出的。当压头具有不稳定性时(即当显示在曲线中右边上升特性时) $\Delta\psi$ 是有限值，而另一方面，当压头没有不稳定性时(即不显示曲线在右边上升特性时) $\Delta\psi$ 为零(0)。由此可见，这说明当压头不稳定性为 0%，压头——流率性能曲线的不稳定部分由于槽的功能而完全消失，而在压头的不稳定性为 100%时，不能由槽获得改进和随后也不能达到改进不稳定性。另外，当压头的不稳定性处于 0%至 100%范围时，说明虽然压头的不稳定性不能完全消失，但借助槽可在一定程度上改善不稳定部分。

图 18 右边的垂直轴指示最大效率的减少量(%)，它说明带槽和不带槽的相同泵之间最大效率的差别。这就是说，如果在设置槽之前和设置槽之

后泵的最大效率无改变，减少最为 0%，如果设置槽之后效率发生减少，则减少量为正值，例如，3% 意味设置槽使效率减少 3%。

由图 18 可见，根据上述说明，当 JE NO. 等于或小于 0.03 时，在性能曲线上的压头不稳定性超过 80%，随后槽的效果突然变化。当 JE NO. 邻近 0.03 时，压头不稳定性的改进为约 30%，以及当超过 0.03 时，进一步改进。随后，当 JE NO. 为 0.15 左右时，不稳定性为 0%，这就是说不稳定性被消除。当 JE NO. 超过 0.15 时，压头不稳定性恒定在 0%。由这些事实可见，从获得压头的稳定性观点看，JE NO. 应等于或大于 0.03，更进一步，从图 18 的效率观点看，优选地，最大效率的减少量为 0% 或更小，直至 JE NO. 至 0.15 或其左右，然而，如果它超过 0.15，则最大效率的减少量按 JE NO. 比例增大。假定可接受的效率减少量由于设置槽而达到 1%，JE NO. 最好等于或小于 0.5，从压头稳定性和效率两方面观点看，JE NO. 的适当范围为由 0.03 至 0.5，以及最适当的是 JE NO. 的选择由 0.15 至 0.2，作为消除不稳定性而又不减少效率的条件。

此外，图 18 所示实验结果是例如泵在比速度为 830 获得的，但是混流泵在比速度为 1250 和 1400 进行同样的实验也可获得类似的结果。因此，可以肯定，使用 JE NO. 作为上述指数，槽的形状至少在比速度为 800 至 1400 的范围内可以确定。此外，也可以考虑在泵的比速度为 300 至 2000 情形下使用 JE NO. 来确定槽的形状。

按照本发明，一部分流体在机匣上形成的流体流通道内由于自身的反向流动而增加压力，这部分流体喷射进入产生回流的地方，即由槽流出的流体流没有涡流，它抑制了由叶轮返回和形成回流的流体流中的涡流分量，从而使流入叶轮的流体不产生涡流，借此抑制叶轮入口处由于回流产生的涡流，以及抑制转动失速。最终可以清除透平机的压头——流率性能曲线的在右边部分上升的特性。

另外，按照本发明，借助机匣的分开结构，以及在机匣衬套上相应于叶轮入口部分形成槽，可获得一种透平机，其槽的机加工容易进行，几乎不降低效率，并且具有稳定的压头——流率性能曲线。

再者，按照本发明，为了制造具有带覆环的封闭型叶轮的透平机，可

将叶轮制成在其入口附近部分没有覆环的半开放型结构，以及在机匣的内壁表面(即流体流表面)，按压力梯度方向在相应于叶轮的部分设置槽，从而使透平机的机加工容易进行，甚至在会产生回流的低流率工作时也具有稳定的压头——流率性能曲线，并几乎不降低透平机的效率。

并且，使用指数 JE NO.来确定槽的形状获得的效果是，该形状最适合于获得压头——能力性能曲线的稳定性。

图 20 示出使用本发明的泵站的方框图。然而，这里以排水泵站为例，与热电站或核电站使用的水循环泵不同。

泵站具有泵 200，例如混流泵，槽设置在机匣内相应于叶轮处，特别是叶轮入口处。泵的叶轮借助转动轴被驱动装置 210 转动，驱动装置包括柴油发动机、燃气涡轮、电动机等。

驱动装置 210 的转速由泵速控制设备 220 控制，它具有为此目的设计的电路或微机装置。如果需要，它还具有叶片角度控制设备 230(用虚线连接的)可根据流入叶轮流体的变化改变叶轮叶片的角度。

按上述结构的泵 200 具有钟罩 201，沉入抽吸贮池 240 的水中，以及有排水管 250 与远离抽吸贮池的排水槽 260 连接。在上述泵站工作时，水压头，即抽吸水的水平升高至排水槽池 260 的排水的水平，包括在流体通道，即排水管 250 内的流动阻力。

通常，泵的设计主要考虑效率，假设最大流率为 100%，在压头——能力性能曲线中在右边上升的特性的倾向显著，特别是在流率为 50%至 70%时，从而使泵的工作进入不稳定状态，或者是另一种情况，虽然未导致曲线在右边上升的特性如此显著，但压头——流率性能曲线的变平部分也在流率 50%至 70%范围。

这就是说，泵站的泵的工作流率取决于静态压头与压头——流率曲线的交叉点，静态压头是抽吸侧的水压头或水平与泵站排水侧的水压头或水平的差，该差是泵站流动通道内的总压力确定的阻力曲线。如果在压头——流率性能曲线上有在右边上升的部分，则压头——流率性能曲线容易与阻力曲线在多点相交。在这种情况下，不可能确定交叉点在一点，即不可能单值地确定流率，因而流率不能被确定。特别是当静态压头高和管子阻力

小时，它是显著的。

这样一来，在普通的技术中借助使压头的最大效率和稳定性平衡的方法以获得没有在右边上升特性的压头——流率性能曲线，因而可能会有最大效率稍稍减少的情况，或者是，泵具有不稳定区，而控制泵按照建立的泵运行规则仅在稳定区运行。因此，在泵站内用泵的转速控制工作区，转速仅控制(或限制)在稳定区工作的范围内，即不进入不稳定区。所以，当工作需求进入一台泵的转数不稳定区(即转速不稳定区)，可以采取这样的措施，即增加工作泵的数目，使每台泵的流率减少，使每台泵的工作点偏移出不稳定区。

还有，按照普通技术以一定程度牺牲最大效率来获得压头——流率性能曲线稳定性的方法，由于泵的稳定工作效率稍有下降，这里出现电能消耗加大的问题。以及使用此方法时，每台泵的工作点数目增加以便脱离不稳定区，这里也出现了其控制方法复杂和成本上升的问题。

因此，按照本发明也提供了一种泵站，它使用混流泵可在广泛的范围内改变转速，它具有不带在右边上升特性的压头——流率性能曲线，能达到较高的效率，从而获得可在广泛流率范围内工作的泵站。

换句话说，本发明的特点在于在此泵站内泵的工作区借助转速控制，泵站内的泵是混流泵，它们使用具有上述槽的任何一种机匣。

在上述的泵站中，可以获得一种效果，特别是假设泵站所用混流泵的转速是 $N(\text{rpm})$ 总压头 $H(\text{m})$ ，以及排水流率 $Q(\text{m}^3/\text{min})$ ，和作为指示泵性能的指数的比速度 N_s 按下式计算 $N_s = N \times Q^{0.5} / H^{0.75}$ ，和当取决于抽吸水的水平和排水的水平静态压头等于或大于特定点的压头的 50% 时，选择的比速度约为 1,000 至 1,500。

此外，本发明的其他特点还在于泵的驱动装置具有减速齿轮，流体连接器和柴油发动机的情形下，泵的转速是可控制在相对于参考转速的 60% 至 100% 的范围内。再者，在此泵的驱动装置具有减带齿轮，连接管和燃气涡轮的情形下，转速可控制在相对于参考转速的 60% 至 100%。此外，泵的驱动装置也可包括电动机，它的转速用反相器控制，在此种情况下，转速可以被控制在相对于参考转速的 0% 至 100%。

图 21 示出使用按照本发明上述一种混流泵的泵站的泵的压头——能力曲线的实例。图 21 的水平轴指示流率，%Q，假设参考流率为 100%，而垂直轴指示压头比，%H，假设总参考压头为 100%。在图 21 中，压头曲线 10 示出按照本发明的混流泵的实例的性能，参考的转数为 100%N，以及示出全区在右边下降的倾向，因此这里没有不稳定区。另一方面，压头曲线 14 示出不使用本发明的情况下 100%N 处的性能，它在 50%Q 左右是不稳定的，以及在此情况下不稳定区在 40%Q 至 70%Q 范围内。曲线 18 是本泵站的性能曲线。当泵在 100%N 工作时，压头曲线 10 与阻力曲线 18 之间，或者曲线 14 与它之间的交叉点仅有一点，即 A 点，因此，在任意一种情况下泵可在 A 点稳定地工作。当考虑转动数减少至 90% N 以便在降低的流率工作的情况，按照下述的相似性规则，泵的压头曲线 10 向下偏移至压头曲线 11，而不稳定的压头曲线 14 偏移至压头曲线 15。

相似性规则如下：

$$Q_2=Q_1 \times (N_2/N_1)$$

$$H_2=H_1 \times (N_2/N_1)^2$$

式中 Q 是流率，H 是总压头，N 是转速，以及下标 1 指示转速 N_1 的条件，下标 2 指示转速 N_2 的条件。

该实例中的工作点是 B 点，因此，泵能稳定工作的区域与曲线上的不稳定区并不对应。当转数进一步降低至 74%N 时，按照上述相似性规则，按本发明没有这种不稳定性的压头曲线 10 向下偏移至压头曲线 12，而与阻力曲线 18 的交叉点仅在 C 点，即工作点在 C 点。另一方面，具有不稳定性的压头曲线 14 向下偏移至在 74%N 处的压头曲线 16，这时它几乎平行于 30%Q 至 50%Q 附近的阻力曲线 18。因此，压头曲线 16 与阻力曲线 18 不能仅在一处交叉，但它们可以有一组交叉点。这样，流率点不能单一地确定，之后泵的工作在不稳定性在 30%Q 至 50%Q 范围内波动，压头曲线失去控制，因此不能在 30%Q 至 50%Q 范围内工作。

当转速进一步减少至 60%N，按本发明没有这样的不稳定性的压头曲线 10 向下偏移至压头曲线 13，而具有不稳定性的压头曲线 14 向下偏移至压头曲线 17。当减少至与阻力曲线 18 的交叉点仅为一点，即 D 点时，即

在曲线 13 和 17 任何一种情况，这样一来泵有可能工作。

然而，按照普通技术的具有不稳定性的性能曲线的情况下，如前所述，泵不能在转速为 74%N 的流率 30%Q 至 50%Q 范围内工作。泵能工作的区变得不连续。因此，泵的转速为 74%N 至 100%区，以及泵的工作区在 A 点和 C 点之间。

另一方面，按照本发明的混流泵可以稳定地工作的转速等于或小于上述值，因此可以在由 A 点至 D 点广泛的流率范围内工作。

在本实施例中，泵用的驱动装置具有减速齿轮，流体连接器，以及柴油发动机，当转速控制范围相对于参考转速为 60%至 100%时，它可在图 21 所示 A 点至 D 点之间工作。泵用的另一驱动装置具有减速齿轮，流体连接器，以及燃气涡轮，当转速控制范围相对于参考转速为 60%至 100%时，它也可在图 21 所示 A 点至 D 点之间工作。此外，另一种驱动装置具有电动机，它的转速用反相器控制，当转速的控制范围相对于参考转速为 0%至 100%时，它具有更为广泛的工作区。这就是说，由于转速可减少至图 21 的 E 点附近，泵可在几乎由 0%Q 至 100%Q 全部范围内工作。

由此可见，使用按照本发明改进的泵，由于效率难以下降，可获得在混流泵中稳定的压头—能力性能曲线，可以建立泵站，其转速范围可以大幅度扩展，容易在广泛的流率范围内进行工作。

图1

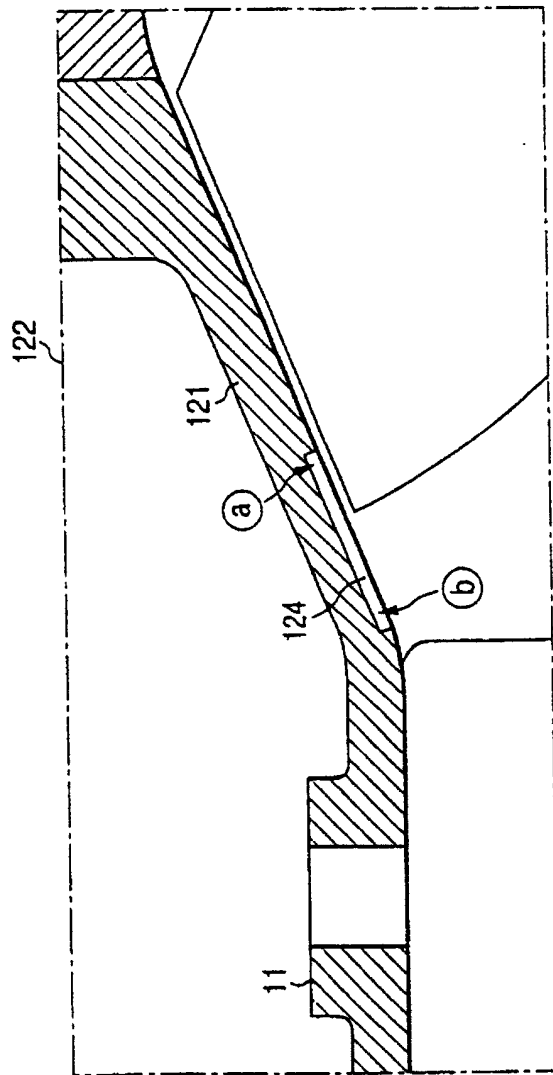


图 2

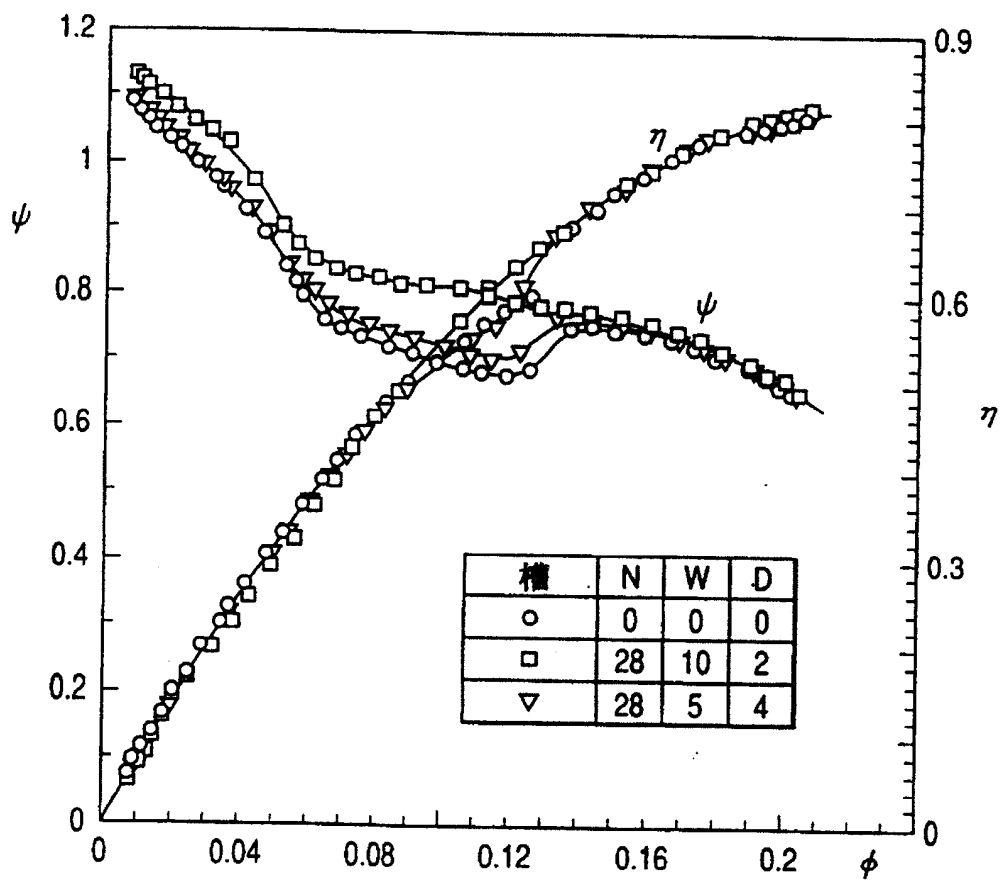


图 3

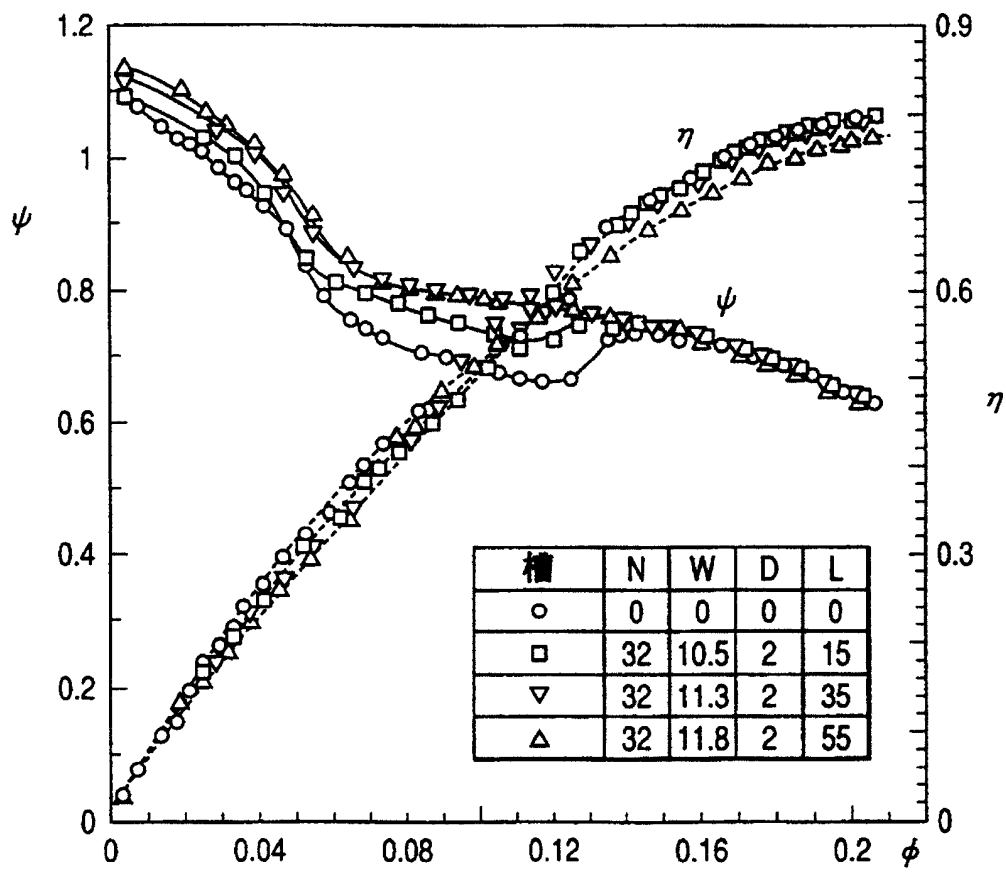


图 4

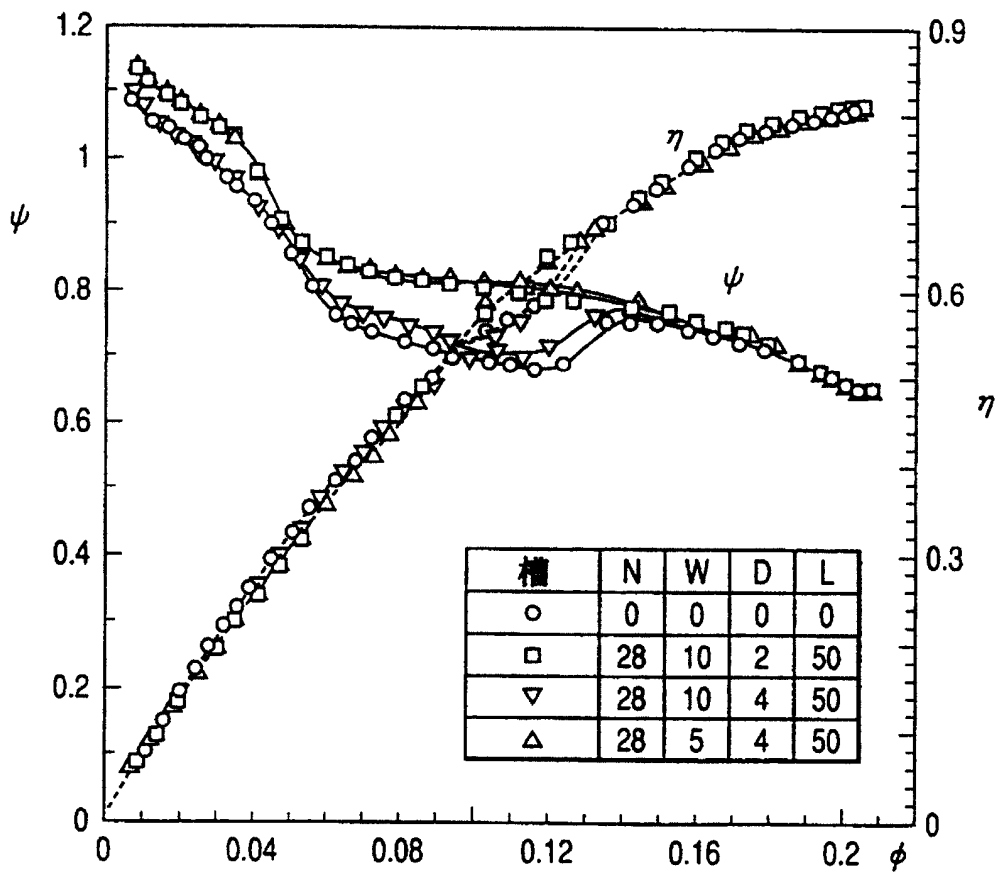


图 5

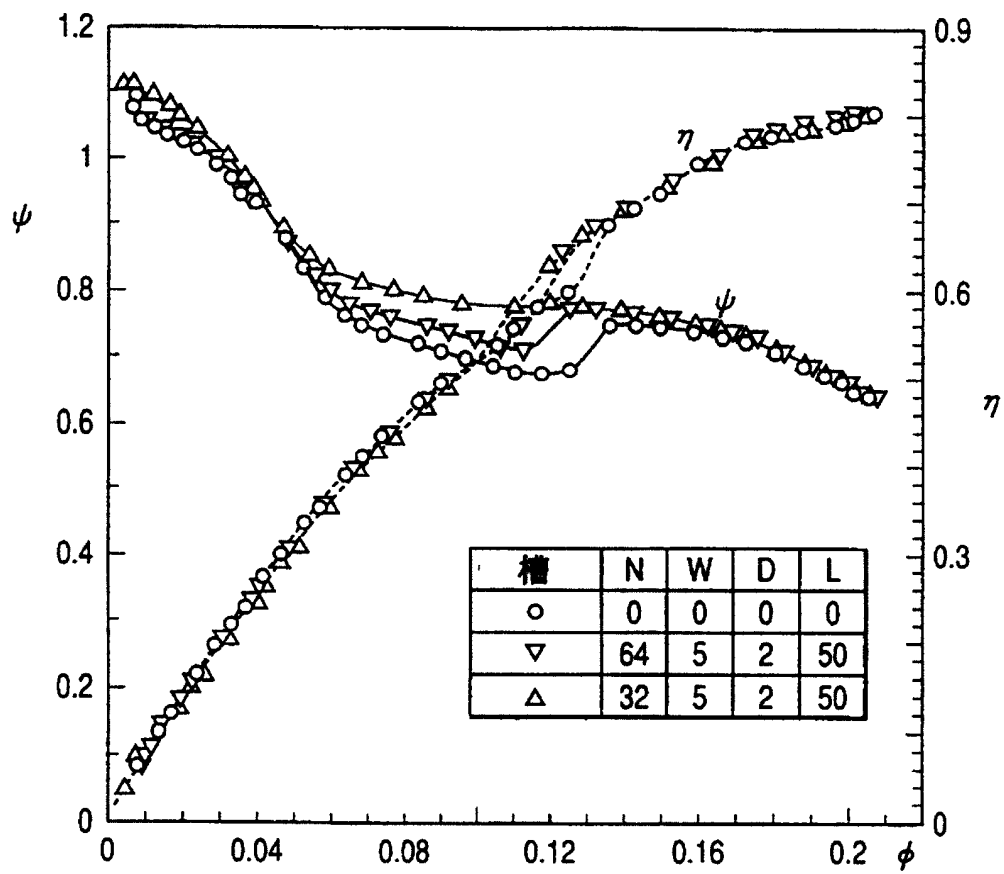


图 6

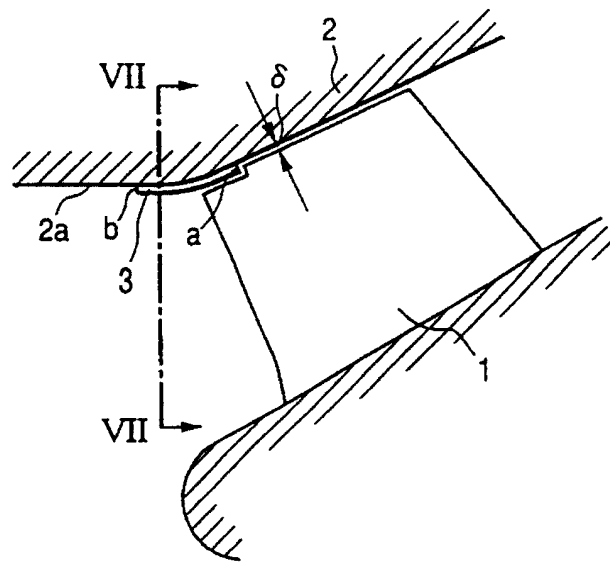


图 7

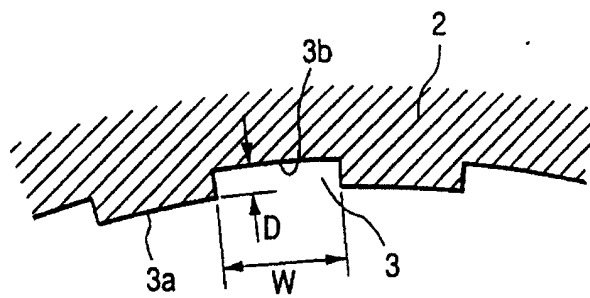


图 8

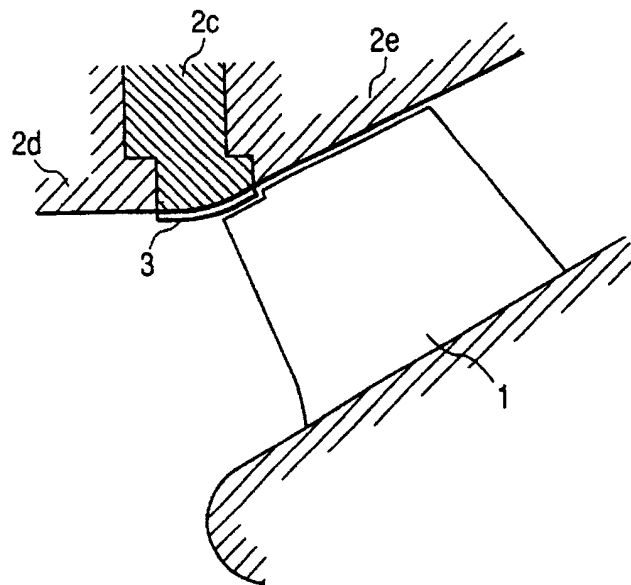


图 9

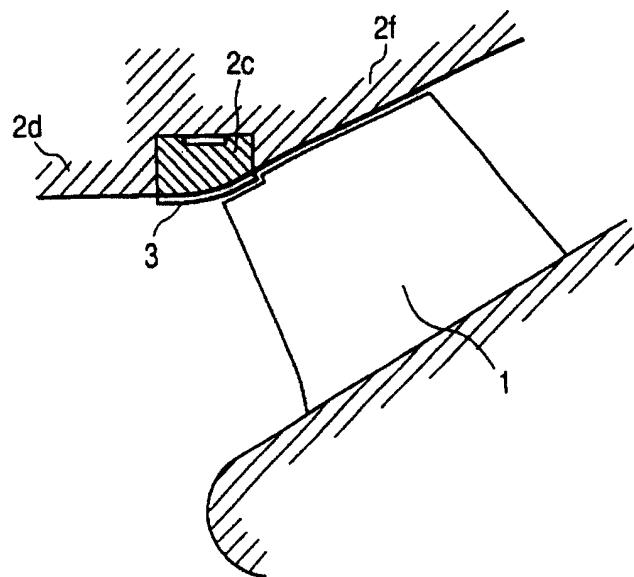


图 10

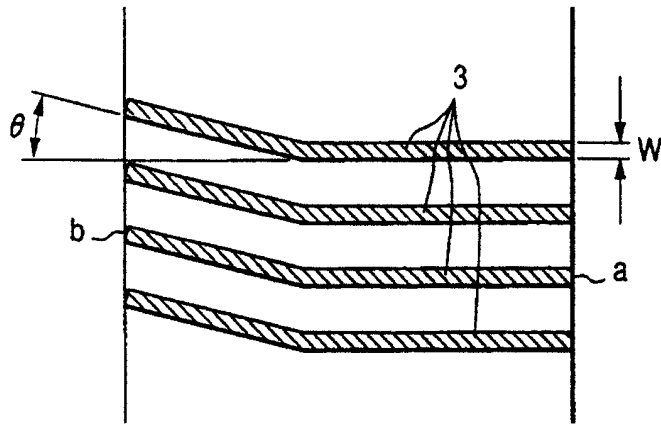


图 11

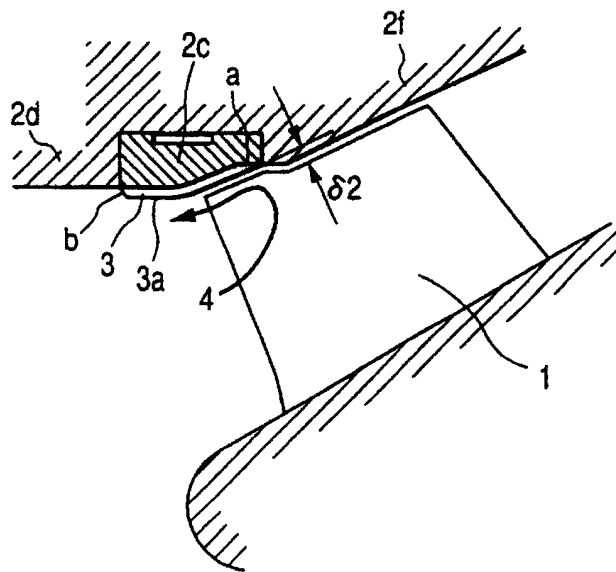


图 12

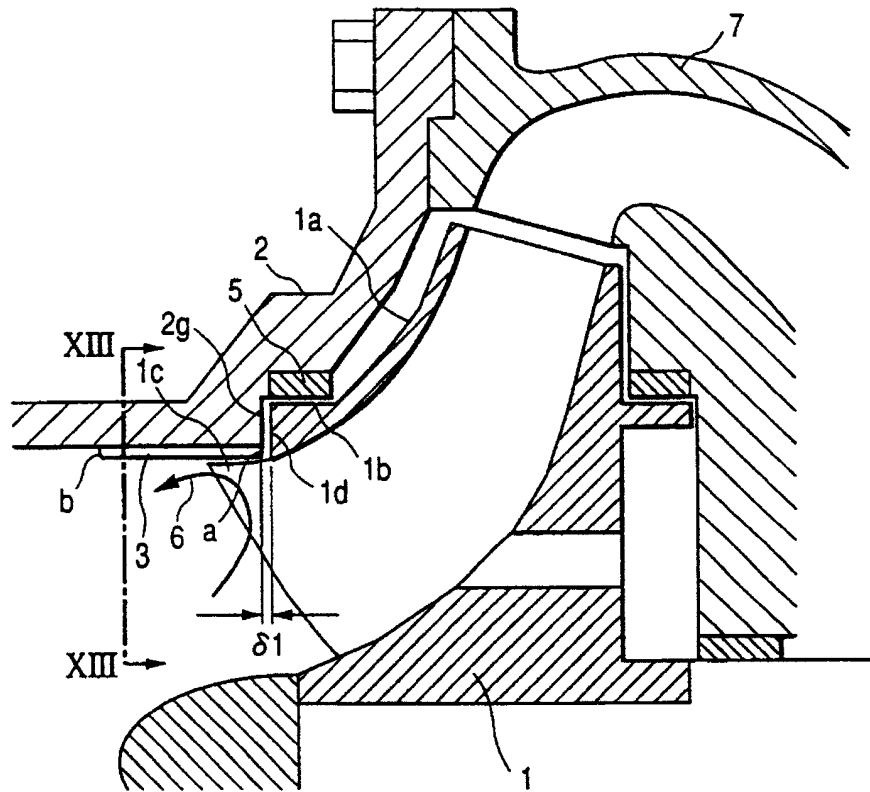


图 13

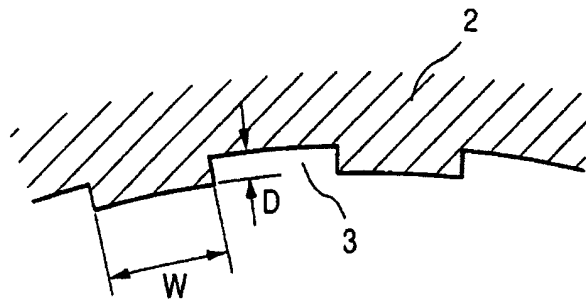


图 14

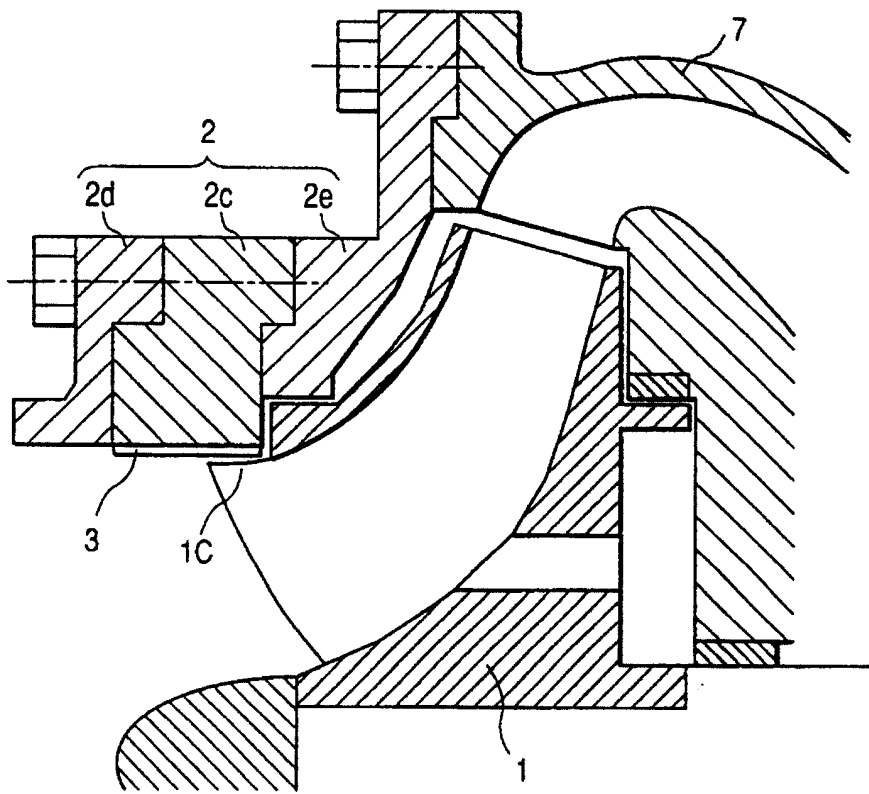


图 15

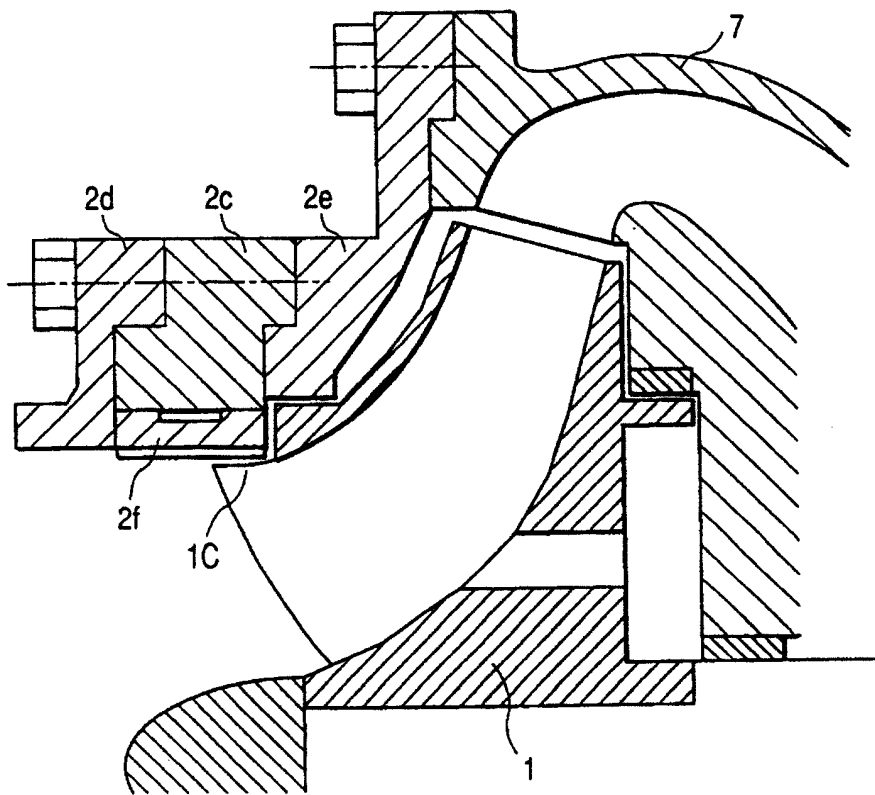


图 16

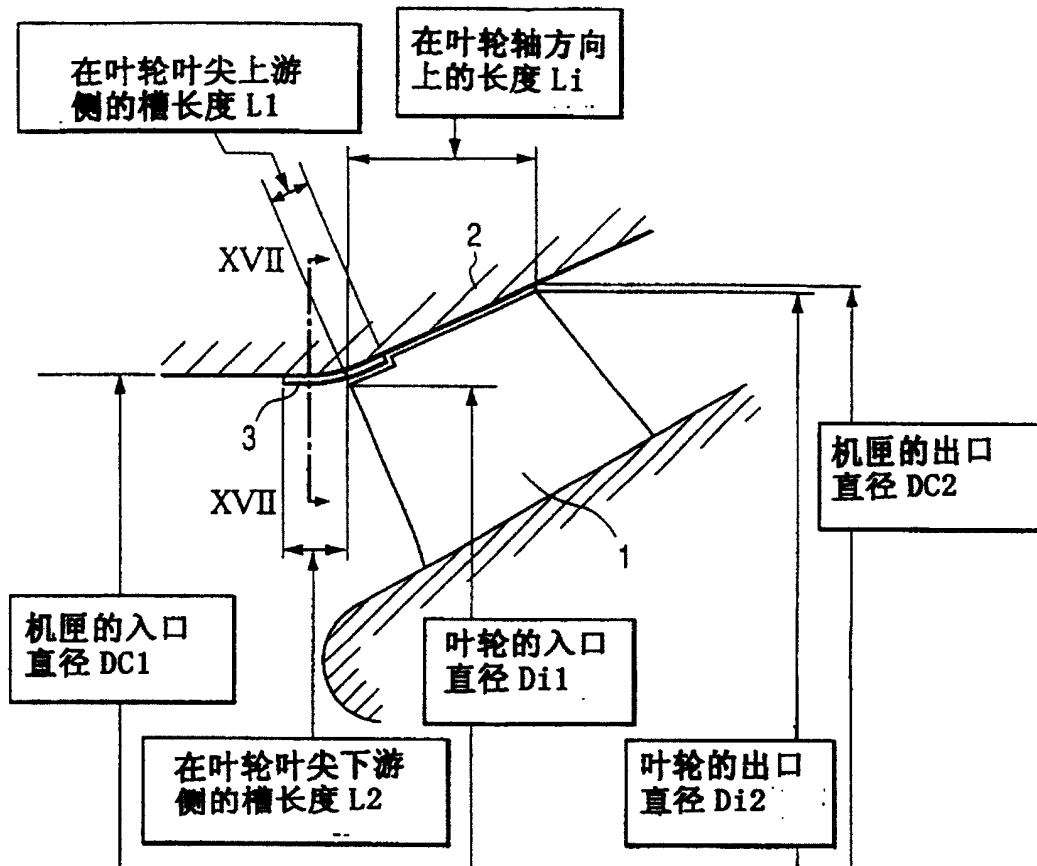


图 17

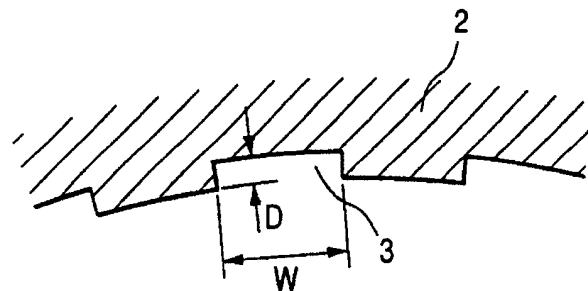


图 18

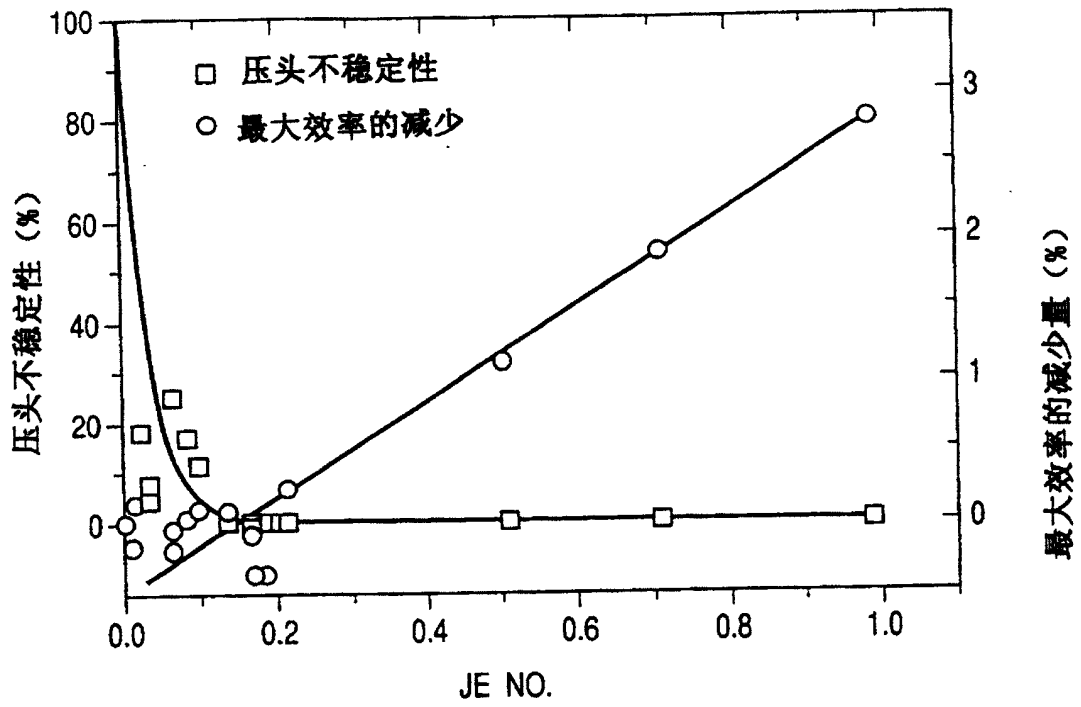


图 19

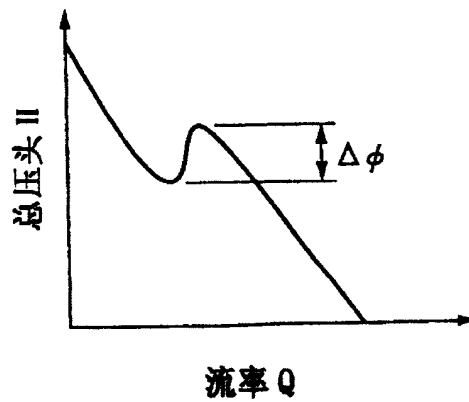


图 20

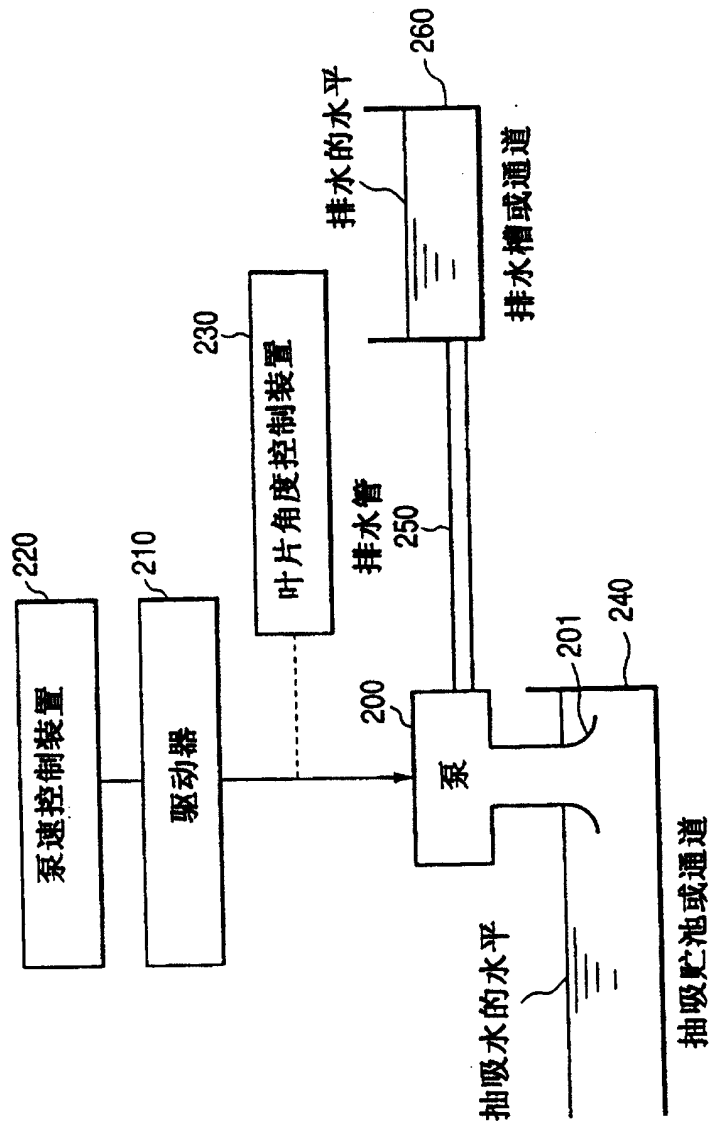


图 21

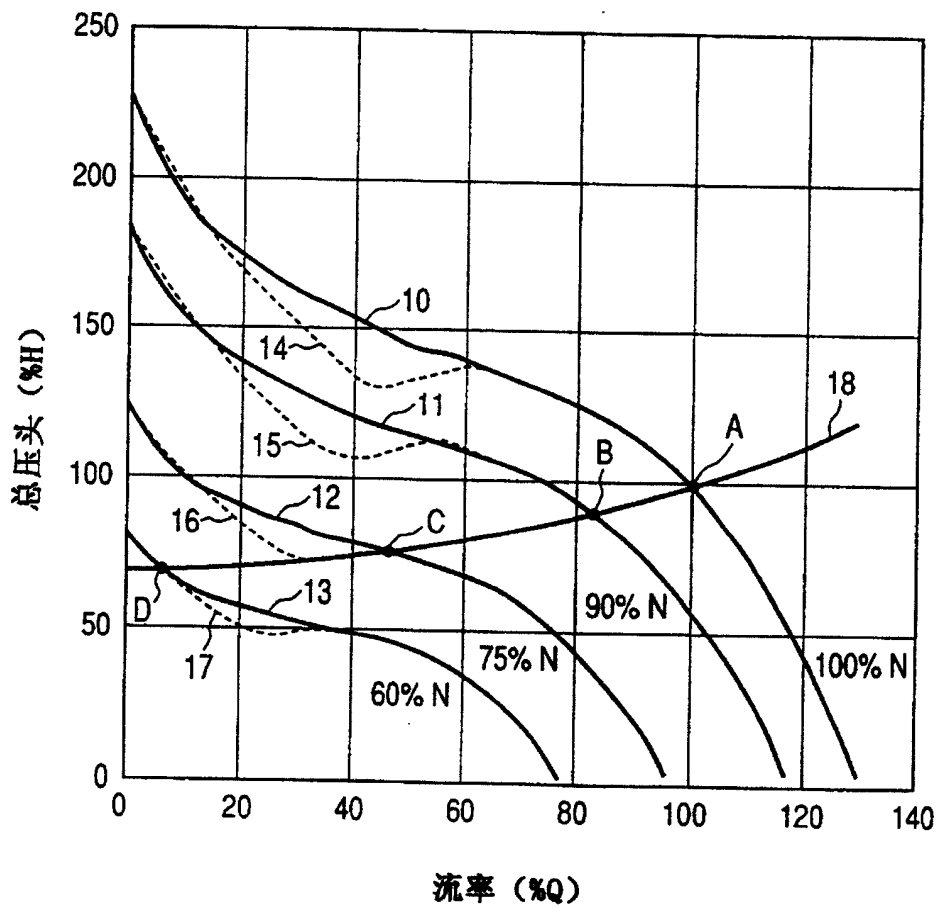


图 22 现有技术
混流泵的横剖面图

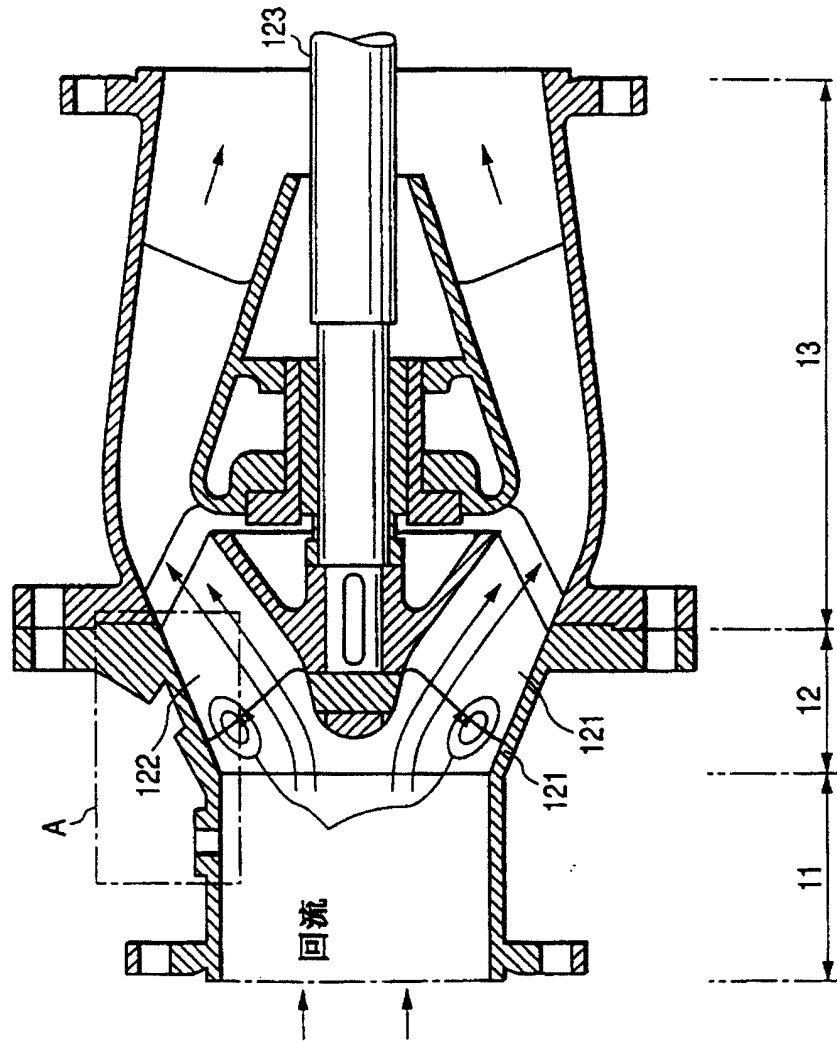


图 23 现有技术

涡轮机的典型的压头-流率性能曲线

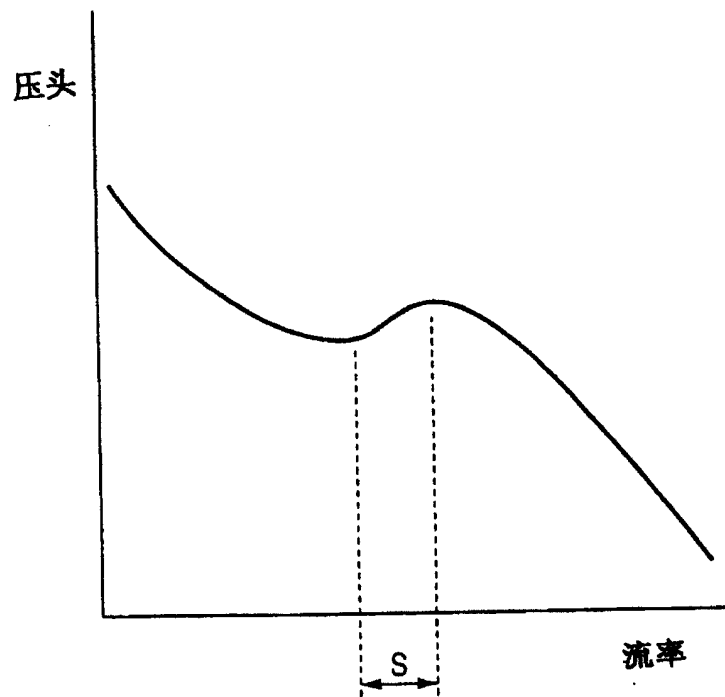


图 24(a) 现有技术

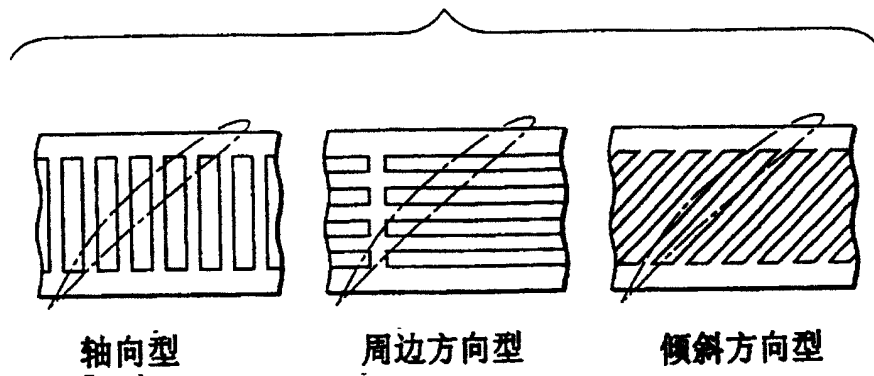


图 24(b) 现有技术

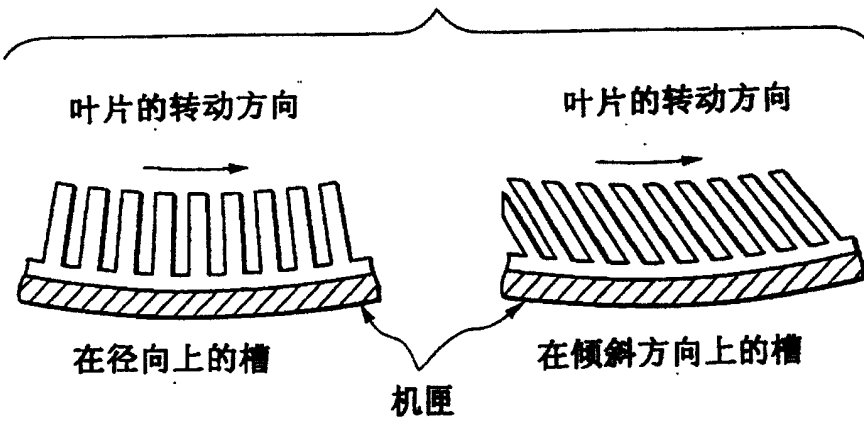


图 25(a) 现有技术

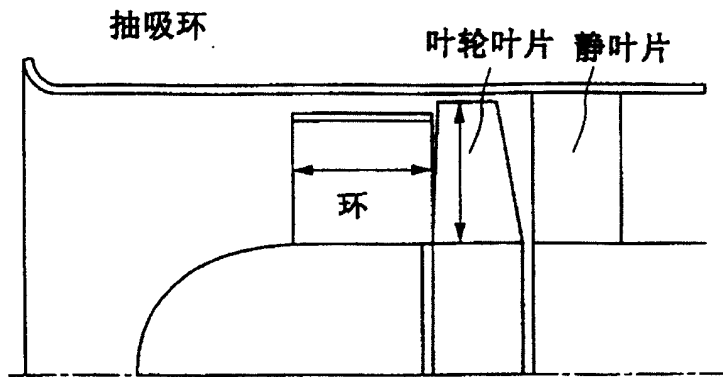


图 25(b) 现有技术

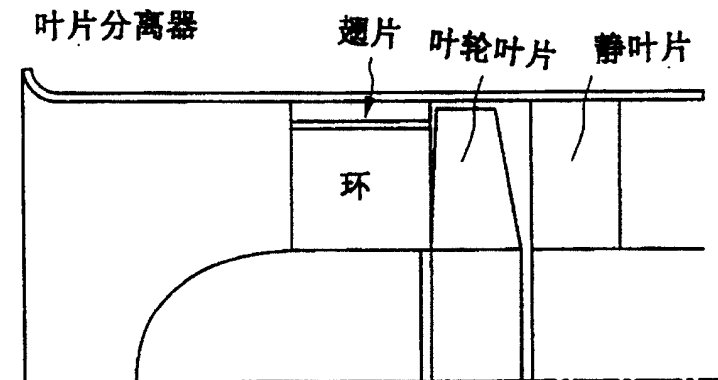


图 25(c) 现有技术

