



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 108071614 A

(43)申请公布日 2018.05.25

(21)申请号 201711281640.4

(22)申请日 2017.12.07

(71)申请人 浙江大学

地址 310058 浙江省杭州市西湖区余杭塘路866号

(72)发明人 余跃 童水光 吴伟杰 唐宁
童哲铭 从飞云

(74)专利代理机构 杭州天昊专利代理事务所
(特殊普通合伙) 33283

代理人 何碧珩

(51)Int.Cl.

F04D 29/42(2006.01)

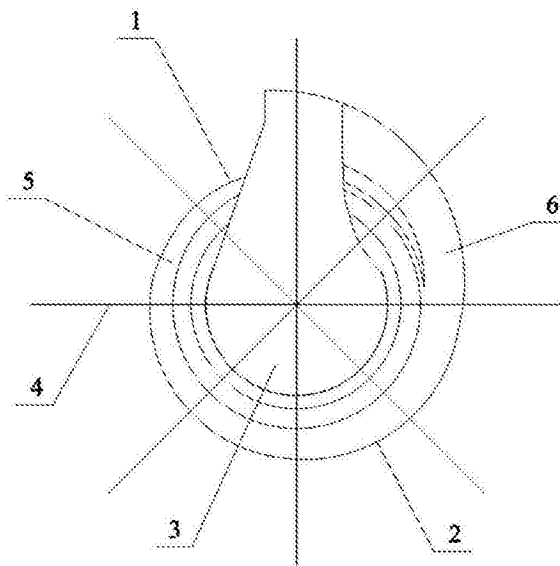
权利要求书1页 说明书3页 附图2页

(54)发明名称

一种适用于多级离心泵的蜗壳及其设计方法

(57)摘要

本发明提供一种适用于多级离心泵的蜗壳,包括蜗壳主体、蜗壳扩增管和过渡部分,蜗壳扩增管位于蜗壳主体的一侧,蜗壳扩增管的长度延伸至与其起点呈180°角的蜗壳主体的另一侧,过渡部分设置在蜗壳主体的上部,用于多级离心泵的级与级之间的连接。本发明还提供一种上述蜗壳的设计方法。本发明结合流体力学的科学分析和传统经验设计,根据多级离心泵要求的性能参数,准确合理地设计了蜗壳的形状和蜗壳扩散管的管径及螺旋路径,大大增加了能量的利用率,提高离心泵的效率。



1. 一种适用于多级离心泵的蜗壳,包括蜗壳主体、蜗壳扩增管和过渡部分,蜗壳扩散管位于蜗壳主体的一侧,其特征是,蜗壳扩增管的长度延伸至与其起点呈 180° 角的蜗壳主体的另一侧,过渡部分设置在蜗壳主体的上部,用于多级离心泵的级与级之间的连接。

2. 根据权利要求1所述的一种适用于多级离心泵的蜗壳,其特征是,蜗壳主体沿其周向被均分为八个主体段,蜗壳扩增管被分为与蜗壳主体一侧的四个主体段相对应的四个扩增管段,主体段和扩增管端的面积根据速度系数法计算得到。

3. 根据权利要求1所述的一种适用于多级离心泵的蜗壳,其特征是,过渡部分起到吸水室的作用,过渡部分的扩散角度和基圆直径要求确保经过的流体具有涡旋。

4. 一种适用于多级离心泵的蜗壳的设计方法,其特征是,该设计方法用于设计权利要求1-3中任一项所述的蜗壳,并包括以下步骤:

- (1) 计算蜗壳主体的断面面积;
- (2) 计算蜗壳扩增管的断面面积;
- (3) 计算蜗壳扩增管的螺旋路径;
- (4) 计算过渡部分的扩增角度和基圆直径。

5. 根据权利要求4所述的一种适用于多级离心泵的蜗壳的设计方法,其特征是,计算蜗壳主体的断面面积具体包括:

- (1.1) 将蜗壳主体沿其周向均分为八个主体段,段与段之间通过隔断线划分;
- (1.2) 根据速度系数法,分别求得各个主体段的断面的面积。

6. 根据权利要求5所述的一种适用于多级离心泵的蜗壳的设计方法,其特征是,计算蜗壳扩增管的断面面积具体包括:

- (2.1) 将蜗壳扩增管沿隔断线的延长线分为四个扩增管段;
- (2.2) 根据速度系数法,分别求得各个扩增管段的断面面积;
- (2.3) 把扩增管的4个断面中心连起来,使得三条连线分别垂直于前三个断面,这样尽量保证流体通过每个断面之后的速度与断面法向量平行。

7. 根据权利要求4所述的一种适用于多级离心泵的蜗壳的设计方法,其特征是,计算扩散管的螺旋路径具体包括:

(3.1) 根据计算流体模拟仿真,把扩散管最外侧一个断面的中心距离蜗壳中心的距离作为关键设计变量;

(3.2) 根据改变不同设计变量的数值,求得离心泵的最高效率值,从而得到扩散管的螺旋路径。

8. 根据权利要求4所述的一种适用于多级离心泵的蜗壳的设计方法,其特征是,

蜗壳基圆直径根据叶轮外径选取,取 $1.03\sim 1.08$ 倍叶轮外径,保证基圆和叶轮之间留有合适的间隙;此间隙对离心泵的效率 and 振动有着很大的影响。

一种适用于多级离心泵的蜗壳及其设计方法

技术领域

[0001] 本发明涉及属于流体机械领域,涉及多级离心泵,具体涉及一种新型多级离心泵蜗壳及其设计方法。

背景技术

[0002] 多级离心泵至少有两级串联,比单级离心泵可实现更高的扬程。多级离心泵效率较高,能够满足高扬程、高流量工况的需要,被广泛应用于矿用排水、城市给排水、农田灌溉、石油化工、森林消防、高层建筑等国民经济的各个行业。离心泵年均耗电量约占总发电量的10%以上,其中多级离心泵又占了主要耗电部分,所以对多级离心泵进行优化设计不仅对提高离心泵性能,增效节能具有重大意义,也产生巨大的社会效益和经济效益。

[0003] 多级离心泵在运行过程中,除了和单级离心泵一样,水流经过入口、叶轮、蜗壳等部件时会产生摩擦、碰撞、二次流、回流、漩涡等复杂流动现象,引起能量的损失,在级与级之间的过渡部分,更由于流体转向大,冲击损失也非常严重。其中蜗壳是离心泵的运行中的重要部件。蜗壳的作用有收集流体,并且尽可能的将动能转换为出口的总压,除了保证蜗壳内冲击损失小流线顺畅,蜗壳出口和到下级蜗壳入口的过渡也需要保证能力损失较小。

发明内容

[0004] 本发明首先要解决的技术问题是提供一种适用于多级离心泵的蜗壳,能够改善多级离心泵级与级之间的流线分布和减少流体冲击损失。

[0005] 本发明解决上述技术问题所采用的技术方案是:一种适用于多级离心泵的蜗壳,包括蜗壳主体、蜗壳扩增管和过渡部分,蜗壳扩散管位于蜗壳主体的一侧,蜗壳扩增管的长度延伸至与其起点呈 180° 角的蜗壳主体的另一侧,过渡部分设置在蜗壳主体的上部,用于多级离心泵的级与级之间的连接。

[0006] 进一步地,蜗壳主体沿其周向被均分为八个主体段,蜗壳扩增管被分为与蜗壳主体一侧的四个主体段相对应的四个扩增管段,主体段和扩增管端的面积根据速度系数法计算得到。

[0007] 进一步地,过渡部分起到吸水室的作用,过渡部分的扩散角度和基圆直径要求确保经过的流体具有涡旋。

[0008] 本发明所要解决的另一个技术问题是提供一种上述蜗壳的设计方法,该方法具体包括以下步骤:

- (1) 计算蜗壳主体的断面面积;
- (2) 计算蜗壳扩增管的断面面积;
- (3) 计算蜗壳扩增管的螺旋路径;
- (4) 计算过渡部分的扩增角度和基圆直径。

[0009] 进一步地,计算蜗壳主体的断面面积具体包括:

- (1.1) 将蜗壳主体沿其周向均分为八个主体段,段与段之间通过隔断线划分;

(1.2)根据速度系数法,分别求得各个主体段的断面的面积。

[0010] 进一步地,计算蜗壳扩增管的断面面积具体包括:

(2.1)将蜗壳扩增管沿隔断线的延长线分为四个扩增管段;

(2.2)根据速度系数法,分别求得各个扩增管段的断面面积。

[0011] 进一步地,计算扩散管的螺旋路径具体包括:

(3.1)根据计算流体模拟仿真,把扩散管最外侧一个断面的中心距离蜗壳中心的距离作为关键设计变量;

(3.2)根据改变不同设计变量的数值,求得离心泵的最高效率值,从而得到扩散管的螺旋路径。

[0012] 本发明的有益效果是:本发明结合流体力学的科学分析和传统经验设计,根据多级离心泵要求的性能参数,准确合理地设计了蜗壳的形状和蜗壳扩散管的管径及螺旋路径,并根据吸水室的设计原理对级与级之间的过渡部分进行设计,使得过渡部分中前一级出口的涡旋能够为后一级的入口增加预旋,大大增加了能量的利用率,提高离心泵的效率。

附图说明

[0013] 图1是本发明的蜗壳的俯视图。

[0014] 图2是本发明的蜗壳的侧视图。

[0015] 图3是蜗壳的CFD模拟仿真计算图。

[0016] 图中标号:1-蜗壳主体,2-蜗壳扩增管,3-过渡部分,4-隔断线,5-主体段,6-扩增管段。

具体实施方式

[0017] 以下结合具体实施例对本发明的技术方案做进一步详细说明,应当说明的是,实施例仅仅是起到说明的作用,并不是对本发明的限定。

[0018] 参照附图1-2。

[0019] 实施例1,一种适用于多级离心泵的蜗壳。

[0020] 本实施例的蜗壳适用于多级离心泵,包括蜗壳主体1、蜗壳扩增管2和过渡部分3,蜗壳扩增管2位于蜗壳主体1的一侧,蜗壳扩增管2的长度延伸至与其起点呈 180° 角的蜗壳主体1的另一侧,过渡部分3设置在蜗壳主体1的上部,用于多级离心泵的级与级之间的连接。

[0021] 蜗壳主体1沿其周向被隔断线4均分为八个主体段5,蜗壳扩增管2被隔断线4的延长线分为与蜗壳主体1一侧的四个主体段5相对应的四个扩增管段6,主体段5和扩增管端6的面积根据速度系数法计算得到。

[0022] 为了增加能量利用率和提高离心泵级与级之间的效率,过渡部分3起到吸水室的作用,即过渡部分中前一级出口的涡旋能够为后一级的入口增加预旋,因此,过渡部分3的扩散角度和基圆直径要求确保经过的流体具有涡旋。

[0023] 实施例2,蜗壳的设计方法。

[0024] 本实施例中的蜗壳设计方法用于设计实施例1中的蜗壳。

[0025] 该方法具体包括以下步骤:

(1) 计算蜗壳主体的断面面积；

(1.1) 将蜗壳主体沿其周向均分为八个主体段，段与段之间通过隔断线划分；

(1.2) 根据速度系数法，分别求得各个主体段的断面的面积。

[0026] 隔舌安放角为 φ_0 ，通过第8断面的流量 $Q_8 = \frac{\varphi_8}{360} Q = \frac{360-\varphi_0}{360} Q$ ，其中Q为设计流量， φ_8 为第8断面绕着旋转逆方向到 φ_0 的角度。第8断面面积 $F_8 = \frac{Q_8}{u_3}$ ，其中 u_3 为蜗室断面的平均速度，根据公式 $u_3 = k_3 \sqrt{2gH}$ 求得，g为重力加速度，H为泵的扬程， k_3 根据泵的设计手册查的。其他7个断面面积根据蜗室各断面速度相等确定 $F_\varphi = \frac{\varphi}{\varphi_8} F_8$

(2) 计算蜗壳扩增管的断面面积；

(2.1) 将蜗壳扩增管沿隔断线的延长线分为四个扩增管段；

(2.2) 根据与步骤(1.2)同理的速度系数法(将步骤1.2中的8个断面改为4个断面)，分别求得各个扩增管段的断面面积。

[0027] (3) 计算蜗壳扩增管的螺旋路径；

(3.1) 根据计算流体模拟仿真，把扩散管最外侧一个断面的中心距离蜗壳中心的距离作为关键设计变量x。

[0028] (3.2) 根据改变不同设计变量x的数值，求得离心泵的最高效率值，从而得到扩散管的螺旋路径。

[0029] 以型号为MSD100-80x10的离心泵为例，其技术要求为流量 $Q=100\text{m}^3/\text{h}$ ，扬程为80x10m，转速为2950r/min，配套电机为355KW，蜗壳基圆直径297mm，x根据第二断面到蜗壳中心的距离，取值范围选取在220到240之间，步长取2mm，建立10个样本点，把扩增管的4个断面中心连起来，使得三条连线分别垂直前三个断面，这样尽量保证流体通过每个断面之后的速度与断面法向量平行。当 $x=236\text{mm}$ 时，第2级效率达到最大，仿真模拟结果显示10级离心泵第2级轴功率为26.08KW，扬程83.86m，根据 $\eta=HQ\rho g/P$ ，不考虑损失，效率可达87.6%，当x取228mm时候，模拟结果显示第2级轴功率30.87KW，扬程为79.69，根据 $\eta=HQ\rho g/P$ ，不考虑损失，效率达到最小值70.4%。其中 η 为效率，H为扬程单位m，Q为流量，单位为 m^3/s ， ρ 位水的密度，单位为 kg/m^3 ，P为轴功率，单位为W。

[0030] (4) 计算过渡部分的扩增角度和基圆直径。

[0031] 过渡部分基圆直径减去穿过其中间的主轴的直径，其环形断面面积和蜗壳主体第8断面面积相等。过渡部分入口宽度根据过渡部分基圆直径选取，一般选0.4-0.5倍的基圆直径。

[0032] 实施例3，蜗壳的CFD模拟仿真。

[0033] 图3是实施例2设计的蜗壳的CFD模拟仿真计算的流线图，如图所示，根据离心泵效率公式 $\eta = HQ\rho g/102N$ ，其中H为扬程，Q为流量， ρ 为水的密度，g为重力加速度，N为轴功率。仿真结果显示轴功率为27.13KW，效率为80.3%，与国家对泵的一级能效标准72.9%相比，效率具有明显的提高。

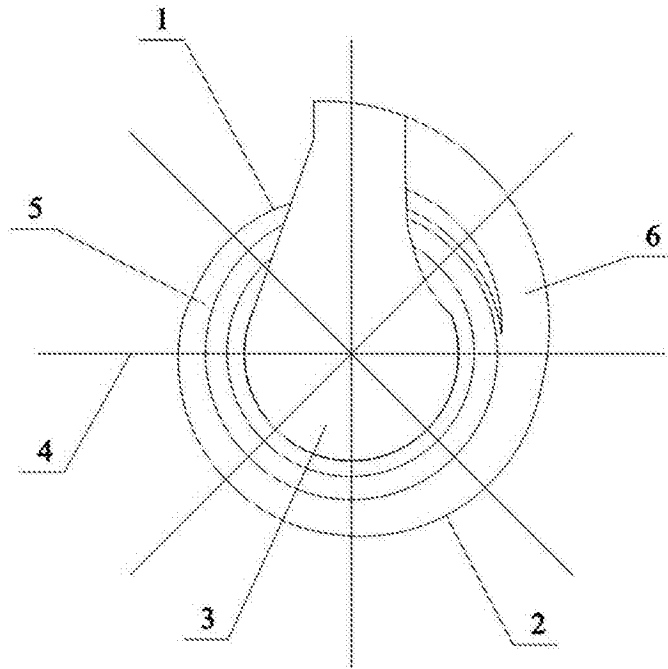


图1

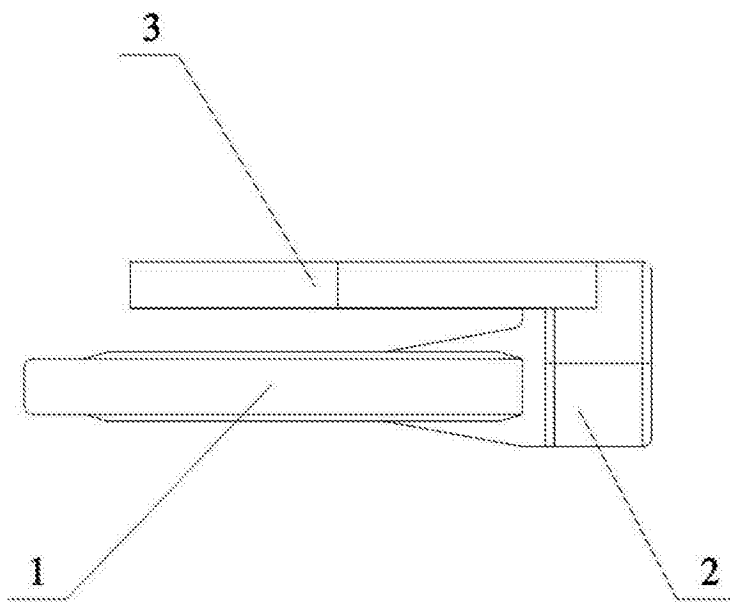


图2

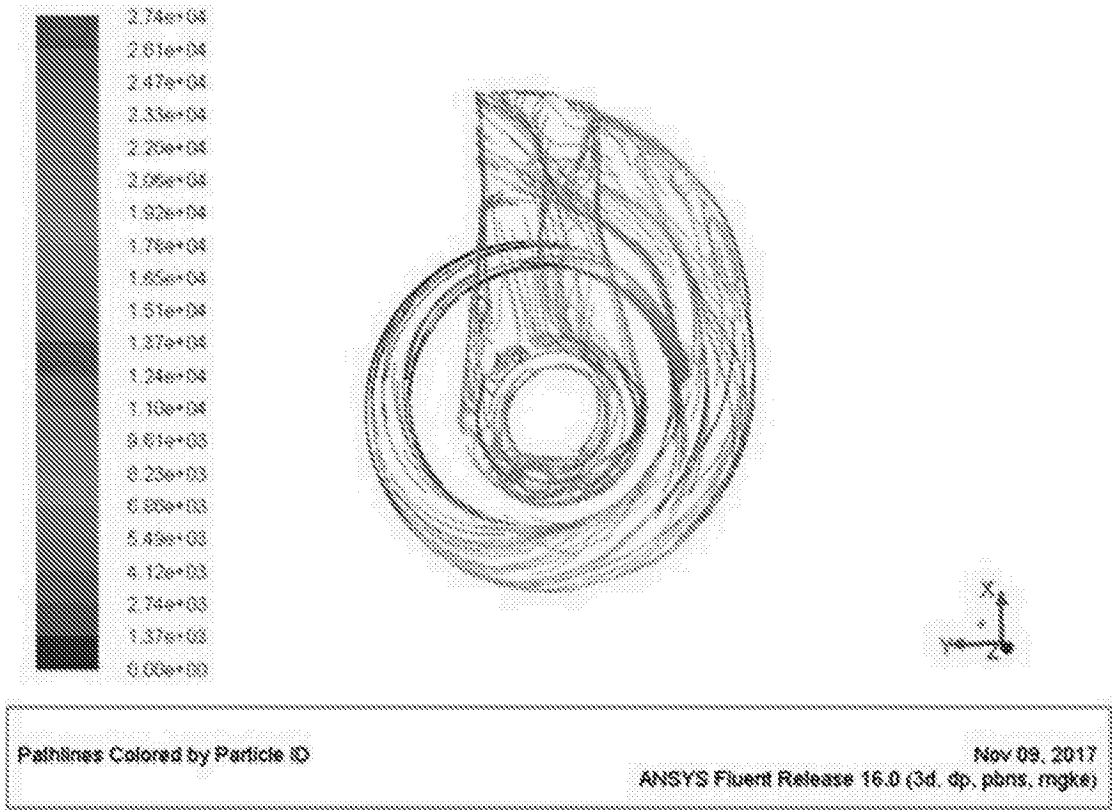


图3