



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103883555 A

(43) 申请公布日 2014. 06. 25

(21) 申请号 201410091278. 4

(22) 申请日 2014. 03. 13

(71) 申请人 江苏大学

地址 212013 江苏省镇江市京口区学府路
301 号

(72) 发明人 王鹏 袁寿其 王秀礼 周邦伦
黄丹 冯子政

(51) Int. Cl.

F04D 29/18 (2006. 01)

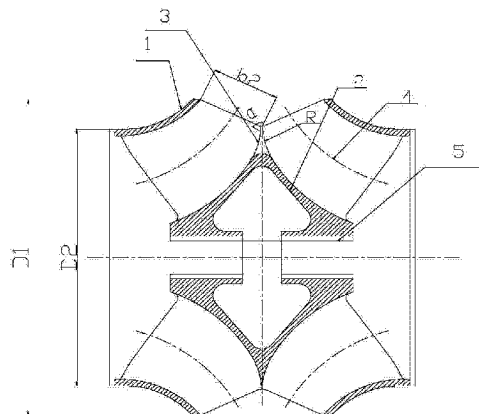
权利要求书1页 说明书3页 附图1页

(54) 发明名称

混流式双吸泵叶轮水力设计方法

(57) 摘要

本发明提供了一种混流式双吸泵叶轮水力设计方法, 给定了叶轮进口直径 D_j 、叶轮出口直径 D_2 、叶轮出口宽度 b_2 的设计公式, 叶片数为大于 4 的偶数, 叶轮叶片前盖板侧比后盖板侧厚度小 20%, 且叶片厚度从进口边到出口变按照线性均匀增加; 后盖板靠近出口边位置处具有曲率半径为 $R=400\text{mm} \sim 600\text{mm}$ 、且与中心轴线的夹角 $\alpha=6^\circ \sim 10^\circ$ 的出口折边; 所设计的叶轮便于安装, 能够提高了双吸泵的效率, 具有运行稳定的特点。



1. 混流式双吸泵叶轮水力设计方法,其特征在于,所述混流式双吸泵叶轮(4)的叶轮进口直径 D_1 、叶轮出口直径 D_2 、叶轮叶片出口宽度 b_2 由以下公式获得:

$$D_1 = (3.65 - \frac{n_s - 200}{100}) \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

$$D_2 = (3.65 + \frac{n_s}{10^3}) \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

$$b_2 = (0.512 \sim 0.55) \left(\frac{n_s}{100} \right)^{\frac{5}{6}} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

式中:

Q —设计工况下的流量;

n —叶轮转速;

n_s —比转速, $n_s = \frac{3.65\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$, H 为设计工况下的扬程;

所述叶轮(4)的叶片数为大于等于4的偶数,外出口安放角 $\beta_2=25^\circ \sim 35^\circ$,所述叶片前盖板侧的厚度比叶轮后盖板(2)侧的厚度小20%,且叶片厚度从进口边到出口边按照线性均匀增加;叶轮后盖板(2)靠近出口边位置处具有叶片出口折边(3),所述叶片出口折边(3)的曲率半径为 $R=400\text{mm} \sim 600\text{mm}$ 、且与中心轴线的夹角 $\alpha=6^\circ \sim 10^\circ$ 。

2. 根据权利要求1所述的混流式双吸泵叶轮水力设计方法,其特征在于,所述叶轮(4)的叶片数为4,外出口安放角 $\beta_2=30^\circ$,所述叶片出口折边(3)的曲率半径为 $R=600\text{mm}$ 、与中心轴线的夹角 $\alpha=10^\circ$ 。

混流式双吸泵叶轮水力设计方法

技术领域

[0001] 本发明属于水力机械领域,尤其是一种混流式双吸泵叶轮水力设计方法。

背景技术

[0002] 双吸泵作为一种很常见的泵,由于它具有流量大、扬程高、结构简单、检修方便,轴向力自行平衡等特点,被广泛的应用在各种水利工程领域。目前,公知的双吸泵多采用的是双吸式离心泵。由两个离心式叶轮背靠背组成,流体从叶轮径向流出不产生冲击损失,但是,在某些场合部分双吸泵要求的扬程低、流量大而比转速较高,此时双吸泵长期工作在混流区,该类泵的设计效率可达 80% 左右而实际工况下的效率却远远低于设计工况。经检索,河北电力技术“双吸蜗壳离心式循环泵改为混流泵”(1984 年第 4 期)中对国内某电厂的双吸离心式循环泵改为混流泵后,经试验验证该改型能大大提高泵的效率,但文中对其所改型的混流泵主要存在以下问题:1)蜗壳与混流式叶轮不匹配,与混流泵设计要求相差甚远;2)对于出口交汇流问题未能解决,导致叶轮出口损失过大。

发明内容

[0003] 为解决上述问题,本发明提供了一种混流式双吸泵叶轮水力设计方法,有效地减小了流动循环损失,改善泵压水室的流动情况,大大提高了双吸泵的效率。

[0004] 本发明是通过以下技术手段实现上述技术目的的。

[0005] 混流式双吸泵叶轮水力设计方法,其特征在于,所述混流式双吸泵叶轮的叶轮进口直径 D_1 、叶轮出口直径 D_2 、叶轮叶片出口宽度 b_2 由以下公式获得:

$$[0006] \quad D_1 = (3.65 - \frac{n_s - 200}{100}) \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

$$[0007] \quad D_2 = (3.65 + \frac{n_s}{10^3}) \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

$$[0008] \quad b_2 = (0.512 \sim 0.55) \left(\frac{n_s}{100} \right)^{\frac{5}{6}} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

[0009] 式中:

[0010] Q —设计工况下的流量;

[0011] n —叶轮转速;

[0012] n_s —比转速, $n_s = \frac{3.65 \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$, H 为设计工况下的扬程;

[0013] 所述叶轮的叶片数为大于等于 4 的偶数,外出口安放角 $\beta_2 = 25^\circ \sim 35^\circ$, 所述叶片前盖板侧的厚度比叶轮后盖板侧的厚度小 20%, 且叶片厚度从进口边到出口边按照线性均匀增加;叶轮后盖板靠近出口边位置处具有叶片出口折边,所述叶片出口折边的曲率半径为 $R = 400\text{mm} \sim 600\text{mm}$ 、且与中心轴线的夹角 $\alpha = 6^\circ \sim 10^\circ$ 。

[0014] 优选地,所述叶轮的叶片数为 4,外出口安放角 $\beta_2=30^\circ$,所述叶片出口折边的曲率半径为 $R=600\text{mm}$ 、与中心轴线的夹角 $\alpha=10^\circ$ 。

[0015] 本发明所述的混流式双吸泵叶轮水力设计方法设计的混流式双吸泵叶轮,有效限制了叶轮出口交汇流动损失,改善泵压水室的流动情况,提高了双吸泵的效率。与离心式叶轮相比,本发明设计的混流式双吸泵叶轮具有以下优点:

[0016] (1) 流道扩散度 k_w 表示流道内相对速度沿叶片长度的变化程度,与叶轮进出口直径有关, D_2/D_1 越大, k_w 越大;反之 k_w 越小。混流式叶轮的入口存在一定的预旋,故混流式叶轮的流道扩散度 k_w 比离心式叶轮的流道扩散度 k_w 大。

[0017] (2) 轴面流道随着比转速的增大而变得大而短,可通过选取较大的轴面速度比以降低流道内的水力损失。

[0018] (3) 由叶轮几何参数变化规律可推知,混流式叶轮的 Ψ 值比离心式叶轮的冲击系数 Ψ 小。

[0019] (4) 减小了水力损失,在整个混流区范围内双吸泵的效率有明显的提高。

附图说明

[0020] 图 1 为本发明所述水力设计方法设计的混流式双吸泵叶轮的结构图。

[0021] 图 2 为图 1 的俯视图。

[0022] 图 3 为所述叶轮的出口安放角 β_2 示意图。

[0023] 附图标记说明如下:

[0024] 1- 叶轮前盖板,2- 叶轮后盖板,3- 叶片出口折边,4- 叶轮,5- 轮毂。

具体实施方式

[0025] 下面结合附图以及具体实施例对本发明作进一步的说明,但本发明的保护范围并不限于此。

[0026] 所述混流式双吸泵的结构图如图 1、图 2 所示,由叶轮前盖板 1、叶轮后盖板 2、叶片出口折边 3、叶轮 4、轮毂 5 组成,叶轮后盖板 2 靠近出口边位置处的叶片出口折边 3。轮毂 5、叶轮 4 位于叶轮前盖板 1 与叶轮后盖板 2 围成的空腔内,且叶轮 4 装配在轮毂 5 上。

[0027] 实施例的设计工况流量 $Q=6650\text{m}^3/\text{h}$ 、扬程 $H=24\text{m}$ 、转速 $660\text{r}/\text{min}$:

[0028] 比转速 $n_s = \frac{3.65\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = 302$, 应用本发明的设计方法,对混流式双吸泵叶轮进口直径 D_j ,叶轮出口直径 D_2 ,叶轮 4 叶片出口宽度 b_2 进行设计。

[0029] 本发明通过给定一下几个关系式来确定叶轮进口直径 D_j 、叶轮出口直径 D_2 、叶轮 4 叶片出口宽度 b_2 。

$$[0030] \quad D_j = (3.65 - \frac{n_s - 200}{100}) \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 371\text{mm};$$

$$[0031] \quad D_2 = (3.65 + \frac{n_s}{10^3}) \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 557\text{mm};$$

[0032]
$$b_2 = (0.512 \sim 0.55) \left(\frac{n_s}{100} \right)^{\frac{5}{6}} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = (181 \sim 194) \text{ mm}。$$

[0033] 另外,叶轮 4 的叶片数取 $Z=4$,出口安放角 $\beta_2=30^\circ$,如图 3 所示。叶轮后盖板 2 靠近出口边位置处的叶片出口折边 3 的曲率半径为 $R=600\text{mm}$,所述叶片出口折边 3 与中心轴线的夹角 $\alpha=10^\circ$;叶片前盖板 1 侧比叶轮后盖板 2 侧厚度小 20%,且叶片厚度从进口边到出口边按照线性均匀增加;其余几何参数与现有双吸离心泵的设计过程和方法相同,在此不再赘述。

[0034] 通过上述各限制条件参照速度系数法设计出混流式双吸泵叶轮 4 与蜗壳配合后的结构如图 1、图 2 所示,试验测得:能够使混流式双吸泵的效率提高了 3%,得到了良好的运行效果,达到了节能的目的。

[0035] 上述实施例为本发明的优选的实施方式,但本发明并不限于上述实施方式,在不背离本发明的实质内容的前提下,本领域技术人员能够做出的任何显而易见的改进、替换或变型均属于本发明的保护范围。

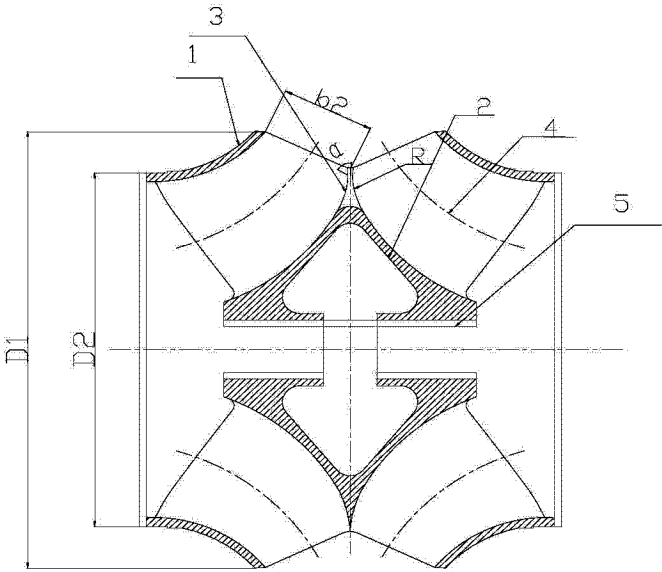


图 1

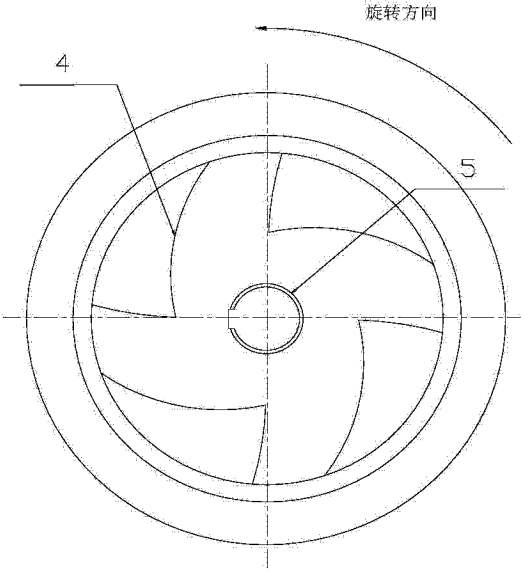


图 2

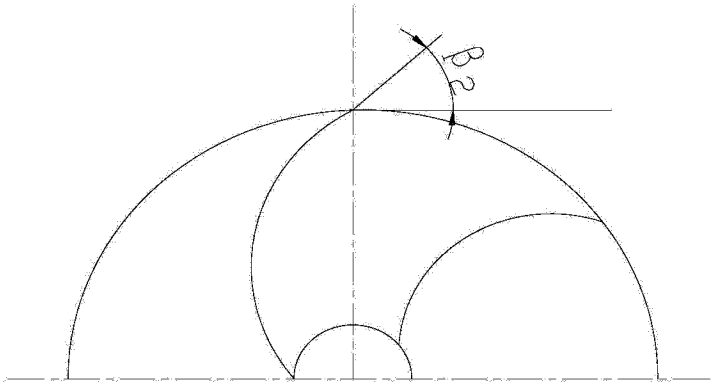


图 3