

文章编号: 1005-0329(2012)04-0031-04

离心泵叶片设计经验系数取值范围分析

赵万勇, 赵爽

(兰州理工大学, 甘肃兰州 730050)

摘 要: 通过 Fluent 软件, 运用雷诺时均方程和标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型并结合 SIMPLC 算法对半螺旋型吸水室的双吸离心泵在设计过程中出现的经验系数取值范围偏大的问题进行三维全流道数值模拟。由模拟结果计算得出了不同流量下各流线上经验系数的值, 经比较发现, 设计阶段使用的经验公式中经验系数的取值较大, 从而对同种类型的泵, 可适当缩小经验系数的取值范围; 同时, 由模拟结果计算了所选用的泵在大流量下叶轮进口边各流线处的冲角, 以此分析了该泵在大流量下的运行状况, 发现该泵不宜在大流量下工作。

关键字: 离心泵; 半螺旋型吸水室; 数值模拟; 冲角

中图分类号: TH311

文献标识码: A

doi: 10.3969/j.issn.1005-0329.2012.04.008

Analysis of Empirical Coefficient Scope to the Design of Blade in Centrifugal Pump

ZHAO Wan-yong, ZHAO Shuang

(Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: In order to research the problem that the value of empirical coefficient appears too large in the design of the double suction centrifugal pump using semi-spiral suction chamber, Reynold time-average equation, standard $k-\varepsilon$ turbulence mode and the SIMPLC algorithm were employed to simulate the models. In the simulation result, the value of empirical coefficient under different flow and streamline was calculated. In comparison with the value of empirical coefficient appearing in empirical formula, we found that the scope of empirical coefficient is large for the pump of this type and can be properly narrowed. Meanwhile, the blade angle of attack was calculated under large flow and different streamline to analyze the running states, the result indicated that the pump is not suitable to work in large flow.

Key words: centrifugal pump; semi-spiral suction chamber; numerical simulation; angle of attack

1 前言

半螺旋型吸水室是双吸离心泵中最为常见的吸水室形式, 因为和环形吸水室相比, 半螺旋型吸水室有利于改善流动条件, 能保证在叶轮进口得到均匀的速度场, 所以其水力性能较好。但是, 半螺旋型吸水室的结构较为复杂, 其流道一直依靠经验公式和试验的方法相结合进行设计和反复修正的。一方面, 在设计过程中, 传统方法所选取的经验系数的取值范围不准确, 通常偏大, 设计计算周期长, 耗时久, 结果不精准, 所以有必要对其进行必要的简化, 缩小经验系数的取值范围。另一方面, 使冲角为正冲角, 可以避免离心泵在大

流量运转时出现负冲角, 提高泵的抗汽蚀性能, 为此通过数值模拟结果计算了各工况下典型流线上经验系数的值, 通过和原有的取值范围比较来分析该类泵经验系数取值范围的大小。同时, 计算了大流量下不同流线上叶片进口边各流线处的冲角, 以此分析离心泵在大流量下的运行状况。

2 数值模拟计算

2.1 离心泵的基本参数

本文以 1200S56 型双吸离心泵为分析研究对象, 该离心泵基本参数为: 叶片数 6 片, 叶轮进口直径为 730mm, 叶轮外径为 1150mm, 叶轮出口宽

收稿日期: 2011-09-22 修稿日期: 2012-02-21

基金项目: 甘肃省教育厅研究生导师科研项目(0503-04)

度 224mm ,额定流量 10800m³/h ,额定扬程 56m ,额定转速 600r/min。

2.2 计算模型及方法

离心泵内部流动区域选用 PRO/E 造型 ,并用 ICEM - CFD 对模型进行网格划分^[1-2]。网格采用分块非结构四面体网格^[3-4] ,离心泵的模型及网格分别如图 1、2 所示。

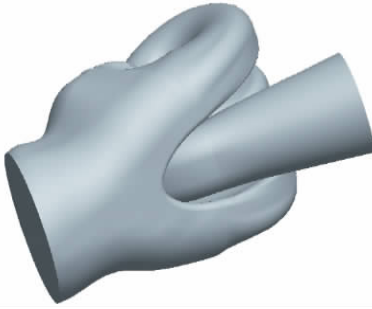


图 1 离心泵模型

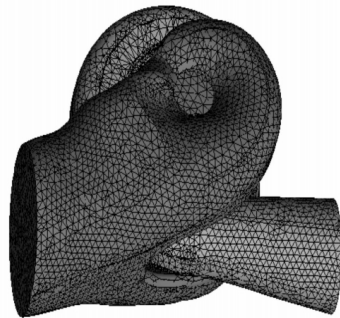


图 2 离心泵网格

本文模拟离心泵输送清水介质时的流场 ,采用标准 $k - \varepsilon$ 湍流模型^[5-6]、标准壁面函数、一阶迎风离散格式、SIMPLEC 算法进行计算。在设定边界条件时 ,进口采用速度进口 ,便于通过改变进口速度的大小 ,模拟离心泵不同工况下的流场。出口区域远离回流区域 ,且流动已经得到了充分发展 ,由于出口流动为渐扩管 ,对其很难确定出口边界的法线流速 ,故出口边界条件选用自由出口。

3 计算结果及分析

3.1 模型外特性分析

通过 Fluent 软件可以直接导出不同流量下离心泵的进出口总压 ,再利用式: $H = (\text{出口总压} - \text{进口总压}) / 9810 + Z$ (Z 为进出口位置差 ,原型泵为卧式中开式双吸离心泵 ,进出口在同一高度 ,故 $Z = 0$) 即可求得 $H - Q$ 曲线。如图 3 ,对比试验

所得 $H - Q$ 曲线和数值模拟所得 $H - Q$ 曲线可知 ,两者相差较小 ,所以用数值模拟所得结果来分析离心泵内部流场是可行的。

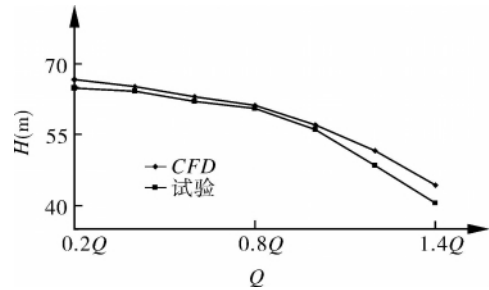


图 3 $H - Q$ 曲线

3.2 进口经验公式中经验系数 m 的计算

对采用半螺旋型吸水室的双吸离心泵 ,在泵的设计过程中 ,确定叶片进口边的圆周速度 v_{u1} 是非常重要的 ,通过 v_{u1} 可计算泵的叶片进口角和理论扬程 ,然后开始叶片的设计 ,进而选择合适的冲角。 v_{u1} 通过公式 $v_{u1} = K_1 / R_1$ 来计算 ,对于 K_1 ,在相似泵的相似工况下 ,由泵的相似理论有:

$$v_{u1} \propto nD, K_1 = v_{u1} R_1 \propto nD^2, D = K \sqrt[3]{Q/n}$$

所以有:

$$K_1 = v_{u1} R_1 = mn \sqrt[3]{\frac{Q^2}{n^2}} = m \sqrt[3]{Q^2 n} \quad (1)$$

式中 K_1 —— 叶轮进口处速度矩 ,m²/s ,在不同的流线上为常数

v_{u1} —— 叶轮进口计算点的圆周分速度 ,m/s

R_1 —— 叶轮进口计算点半径 ,m

m —— 经验系数 $m = 0.055 \sim 0.08$,它只与半螺旋型吸水室的形状有关 ,与泵的比转速无关

n —— 比转速

Q —— 流量 ,m³/s

由以上可知 , v_{u1} 的确定很大程度上取决于经验系数 m 的取值范围 ,经验系数的取值范围在一定程度上影响了该类泵的设计精度 ,精确的范围可以提高泵的性能及工作效率。在对双吸离心泵进行三维全流道数值模拟后 ,根据计算结果得出的叶片进口边处的绝对速度 v_1 、相对速度 w_1 等速度分布绘制出叶片进口边的速度三角形如图 4 所示。通过叶片进口边速度边三角形 ,可求得不同流量下如图 5 所示。前盖板流线、中间流线、后盖板流线这 3 条流线上圆周速度 v_u 的值(见表 1)。由于 v_u 、 Q 、 n 、 R 均为已知 ,代入式(1) ,即可求得 m 值(见表 2)。

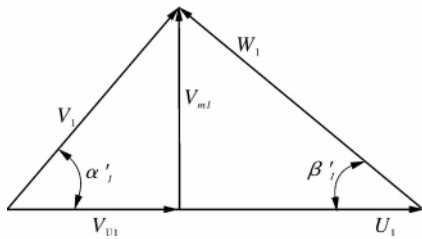


图 4 叶轮进口速度三角形

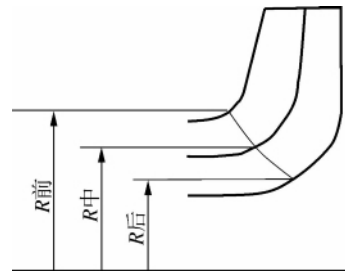


图 5 流线示意

表 1 不同流量下的 v_u 值

流线	0.2Q	0.4Q	0.6Q	0.8Q	1.0Q	1.2Q	1.4Q
前盖板流线(R =0.365m)	0.924	1.542	2.062	2.538	2.965	3.485	3.921
中间流线(R =0.293m)	1.151	1.921	2.569	3.162	3.702	4.334	4.869
后盖板流线(R =0.148m)	2.279	3.803	5.087	6.261	7.334	8.582	9.635

表 2 不同流量下的 m 值

流线	0.2Q	0.4Q	0.6Q	0.8Q	1.0Q	1.2Q	1.4Q
前盖板流线(R =0.365m)	0.0563	0.0598	0.0609	0.0626	0.0639	0.0643	0.0654
中间流线(R =0.293m)	0.0567	0.0594	0.0613	0.0618	0.0629	0.0642	0.0659
后盖板流线(R =0.148m)	0.0562	0.0591	0.0603	0.0613	0.0618	0.0641	0.0649

为了更加形象、直接的观察,现将表 2 不同流量下的 m 值如图 6 所示。

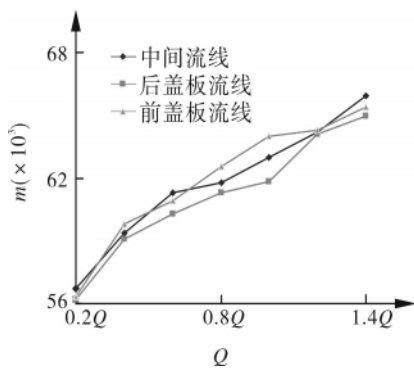


图 6 不同流量下 m 值

由以上数据可以看出,从小于设计流量工况到大于设计流量工况, m 的取值范围为 0.05621 ~ 0.06595, 比经验公式中给出的取值范围 0.055 ~ 0.08 要小很多, 从而可以为该类泵的设计提供参考, 适当缩小经验系数的取值范围, 使 m 的取值更为精确。

3.3 叶片进口冲角计算

通过数值模拟的结果计算得到 v_{u1} 的分布以后, 就可以很容易的计算不同工况下叶片进口边冲角的大小。叶片进口边冲角的大小可以在一定程度上反映泵的运行状况, 采用正冲角可以提高

泵的抗汽蚀性能, 并且对泵的效率影响不大。因为当采用正冲角时, 一方面能增大叶片进口角, 减小叶片的弯曲程度, 从而增加叶片进口过流面积, 减小叶片的排挤, 同时减小叶片进口的绝对速度 v_1 和相对速度 w_1 ; 另一方面, 当冲角为正时, 流体在叶片进口处的脱流发生在叶片背面, 背面是叶道低压侧, 在这里形成的旋涡是稳定的、局部的, 对汽蚀的性能影响较小。反之, 负冲角时, 流体在叶片进口的工作面产生脱流, 该处是叶道的高压侧, 旋涡易于向低压侧扩散, 因而旋涡是不稳定的, 对汽蚀的影响较大^[7, 8]。

冲角 $\Delta\beta$ 计算式:

$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta'_1 \quad (2)$$

$$\beta'_1 = \arctan \frac{v_m}{u - v_u} \quad (3)$$

$$v_{m1} = \frac{Q}{F_1 \psi_1} \quad (4)$$

- 式中 β_1 —— 计算点的叶片安放角
- β'_1 —— 计算点的叶片液流角
- u —— 计算点液体的圆周速度
- v_u —— 计算点液体的圆周分速度
- v_m —— 计算点液体的轴面速度
- F_1 —— 计算点的过水断面面积
- ψ_1 —— 计算点的叶片排挤系数

3.3.1 设计工况下叶片进口冲角计算

由于该泵是已经用于实际的成型泵,其结构参数 β_1 、 F_1 、 ψ_1 均为已知,而不同流量下各流线上 v_u 的值已由2.2计算得出,这样就可以利用式

(2)、(3)、(4)计算不同流线上叶片进口边的冲角。本文选叶片中间流线、进口边前、后盖板流线进行冲角计算,计算结果见表3。

表3 设计流量工况冲角计算

流线名称	圆周分速度 v_u (m/s)	半径 R (m)	液流角 β'_1 (°)	安放角 β_1 (°)	冲角 $\Delta\beta$ (°)
前盖板流线	2.97	0.37	14.21	17	2.81
中间流线	3.70	0.29	18.13	23	4.92
后盖板流线	7.33	0.15	32.71	39	6.32

由表3可以看出,叶片进口边前盖板流线、中间流线、后盖板流线这三条流线的冲角均为正冲角,即在设计流量工况下,流体在叶片进口背面产生脱流,没有在其进口的工作面产生脱流,此时泵的运行状况良好。

3.3.2 大于设计流量工况下叶片进口冲角计算

当流量改变时,在相同计算点处叶片进口边速度三角形的变化如图7所示。

由图7所示,叶片进口液流角 β'_1 随着流量的变大而增大,由式(2)可知,液流角增大,其叶片进口冲角 $\Delta\beta$ 减小,这说明大于设计流量工况时,叶片进口容易产生负冲角,因此针对1.2Q、1.4Q

两个工况进行叶片冲角计算。

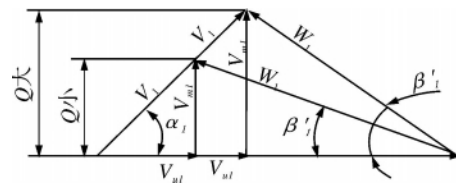


图7 不同流量时叶片进口速度三角形

由式(2)、(3)、(4),对叶片进口边前盖板流线、中间流线、后盖板流线进行冲角计算,计算结果见表4。

表4 叶片进口冲角计算

流量	流线名称	圆周分速度 v_u (m/s)	半径 R (m)	液流角 β'_1 (°)	安放角 β_1 (°)	冲角 $\Delta\beta$ (°)
1.2Q	前盖板流线	3.485	0.365	16.3	17	0.7
	中间流线	4.334	0.293	20.1	23	2.9
	后盖板流线	8.582	0.148	35.8	39	3.2
1.4Q	前盖板流线	3.921	0.365	18.1	17	-1.1
	中间流线	4.869	0.293	22.4	23	0.6
	后盖板流线	9.635	0.148	39.5	39	-0.5

由表4可知,在1.2Q工况时,叶片进口边前、后盖板流线及中间流线冲角均为正冲角,说明该工况下旋涡只在叶片的背面产生,但旋涡是稳定的、局部的;在1.4Q工况时,叶片进口边前盖板流线、后盖板流线出现了负冲角,即旋涡发生在叶片靠近前盖板和后盖板处工作面,此时旋涡形成的低压区易于扩散,这会严重影响到泵的汽蚀性能,所以该泵不宜在大流量工况下工作。

4 结语

(1)在对1200S56型双吸离心泵进行三维全流道数值模拟后,由模拟结果计算得出了不同流量下前盖板流线、中间流线和后盖板流线上的经验系数 m 的值,通过和原有的经验系数 m 的取值

范围比较发现,对于该种类型的泵,经验系数 m 的取值范围可以适当缩小;

(2)由数值模拟的结果可以计算不同工况下叶片进口边各流线上冲角的值,对比发现,在设计流量工况和1.2Q工况时叶片进口冲角均为正冲角,而在1.4Q工况时,叶片进口前盖板流线、后盖板流线产生了负冲角,说明该泵在1.4Q工况运行时流态略有欠缺,该泵应尽量避免在大流量下运行。

参考文献

- [1] 邵国辉, 赖喜德, 康立新. 扭曲叶片双吸离心泵的造

型[J]. 农机化研究, 2007(6): 194-196.

(下转第44页)

更小对气体的阻碍性更强 密封效果更好;

(3) 可以适应更大转子偏移。端面刷式密封中刷丝自由端在滑道上的滑移面为垂直于转轴的平面,在转子转动并产生较大径向偏移时刷丝不离开滑道,各处无缺口,因此可以在承受较大的径向偏移时完成密封气体的作用。刷丝的周向偏移使得刷丝在与滑道贴合时拥有一定的轴向弹性以便适应转子的轴向偏移。因此本发明能在适应较大的转子偏移的同时保证密封效果;

(4) 可以根据安装条件进行灵活选择。首先可以根据安装条件,选择刷丝固定型式,刷丝可固定在转子上,滑道喷涂在定子上(如图3),也可将刷丝固定在定子上,滑道喷涂在转子上(如图4)。其次可以根据压力的大小选择在径向或轴向多级串联安装几组刷丝,以获取更好密封效果。

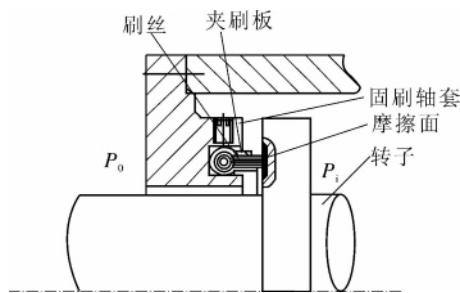


图4 刷丝固定在密封腔上

(5) 端面刷式密封是一种便于拆装的刷式密封装置。只须调节紧定螺钉就可实现所有部件的

拆装。

6 结语

创新性提出的端面刷式密封装置可以达到密封要求,是一种可以根据安装条件进行选择的刷式密封,安装要求更低而且安装更方便。

参考文献

- [1] Chupp R E ,Dowler C A. Performance Characteristics of Brush Seals for Limited - Life Engines [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power , 1993 (115) : 390-396.
- [2] 孙丽霞. 刷式密封中泄漏问题的流体力学模型研究[J]. 吉林化工学院学报, 2004 (4) : 81-83.
- [3] Dinc S ,Demiroglu M ,Turnquist N. Fundamental Design Issues of Brush Seals for Industrial Applications [J]. ASME Journal of Turbomachinery , 2002 , (124) : 293-300.
- [4] 孙晓萍. 刷式密封性能和耐久性试验研究[J]. 航空发动机 2002 (3) : 37-52.
- [5] 蔡纪宁,张秋翔,张化福,等. 端面刷式密封的制备及实验研究[J]. 流体机械 2012 40(4) : 1-4.

作者简介:张秋翔(1954-)男,教师,从事化工过程机械,特别是流体密封技术的研究,通讯地址:100029 北京市朝阳区北三环东路15号北京化工大学36信箱。

(上接第34页)

- [2] 刘厚林,袁寿其,施卫东,等. 离心泵水力元件三维实体造型研究[J]. 水泵技术, 2003 (3) : 22-33.
- [3] 吴丽娟,郝冕,张彩明. 四边形网格划分过程中的边界优化处理[J]. 工程图学学报, 2006 (6) : 48-53.
- [4] Lau T S ,Lo S H ,Lee C K. Generation of quadrilateral mesh over analytical curved surfaces [J]. Finite Elements in Analysis and Design , 1997 , 27(3) : 251-272.
- [5] 张淑佳,李贤华,朱保林,等. $k-\epsilon$ 涡粘湍流模型用于离心泵数值模拟的适用性[J]. 机械工程学报, 2009 (4) : 238-242.
- [6] KITANO M. Numerical study of unsteady flow in a centrifugal pump [J]. Journal of Turbomachinery ,

2005 ,127 (4) : 363-371.

- [7] 袁丹青,陈向阳,白滨,等. 水力机械空化空蚀问题的研究进展[J]. 排灌机械 2009 27(4) : 269-272.
- [8] MAHULKARAV ,BAPATPS ,PANDITAB ,et al. Steam bubble cavitation [J]. AIChE Journal ,2008 ,54(7) : 1711-1724.

作者简介:赵万勇(1962-)男,教授,主要从事流体机械方面的研究,通讯地址:730050 甘肃兰州市兰州理工大学能源与动力工程学院。