

低比转速离心泵叶片加厚非定常特性分析

金永鑫 宋文武 符杰 徐耀刚

(西华大学 能源与动力工程学院 四川 成都 610039)

摘要: 本研究以一台低比转速 $n_s = 58$ 的离心泵为研究对象, 通过改变离心泵叶轮出口叶片真实厚度, 并采用 CFD (流体力学的计算软件) 研究叶片厚度对泵性能及其非定常特性的影响。得到其定常和非定常特性的性能曲线, 结果表明: 出口真实叶片厚度增加会提高离心泵关死点的扬程; 叶片厚度增加在一定程度上能提高泵的效率; 叶轮和蜗壳的径向力呈周期性分布, $\delta_2 = 10$ mm 方案中蜗壳径向力整体分布和峰值都比较理想, 优于其它两个方案; $\delta_2 = 5$ mm 方案中叶轮径向力在 3 个工况下整体分布和峰值都优于其它两个方案。叶片出口真实厚度增加会使叶轮出口处的卡门涡街的影响增强, 使监测点压力脉动和蜗壳、叶轮的径向力都出现明显的次波动。

关键词: 低比转速离心泵; 叶片厚度; 径向力; 数值模拟

中图分类号: TH311 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.02.009

引言

低比转速离心泵的使用范围广, 需求量大, 因此国内外的科研人员对其进行广泛的理论研究和实验分析, 并取得大量的研究成果^[1]。由于低比转速离心泵存在效率低、易出现驼峰等问题^[2], 因此对其特性的研究具有一定的必要性。

计算流体力学对流体机械的研究工作具有重要的意义, 为离心泵的研究工作提供了便利^[3-5]。

目前很多研究人员应用流体动力学软件结合宏观理论的分析以及 PIV 流场测试等对离心泵以及轴流泵的非定常流动情况进行研究, 获得了很多研究成果^[6-9]。

借鉴前人的研究经验, 本研究对低比转速离心泵叶片加厚后其非定常特性进行分析。探究叶片出口真实厚度对该类型离心泵性能及非定常特性的影

响规律, 为该类型泵叶轮设计时叶片厚度的取值提供参考依据。

1 计算模型与方法

1.1 计算模型

本研究以参数为 $Q_d = 75 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 80 \text{ m}$, $n = 2950 \text{ r/min}$, $n_s = 58$ 的泵为研究对象, 进行非定常流动数值模拟。

离心泵理论扬程计算:

$$H_T = \frac{v_{u2} \cdot u_2}{g} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{u_2 \pi \varphi_2}{Z} \sin \beta_2 - \frac{Q_d}{F_2} \cot \beta_2 \right) \quad (1)$$

$$F_2 = 2\pi R_2 b_2 \varphi_2 \quad (2)$$

$$\varphi_2 = 1 - \frac{Z s_{u2}}{D_2 \pi} \quad (3)$$

$$s_{u2} = \delta_2 \sqrt{1 + \cot^2 \beta_2 / \sin^2 \lambda_2} \quad (4)$$

式中: H_T —有限叶片数叶轮理论扬程, m; u_2 —叶轮圆周速度, m/s; v_{u2} —叶轮出口绝对速度周向分速度, m/s; Q_d —设计流量, m^3/s ; F_2 —叶轮出口有效面积, m^2 ; β_2 —叶片出口安放角, ($^\circ$); R_2 —叶轮出口半径, mm; b_2 —叶轮抽口宽度, mm; Z —叶片数; φ_2 —叶轮出口排挤系数; s_{u2} —叶片出口圆周厚度, mm; D_2 —叶轮外径, mm; δ_2 —叶片出口真实厚度, mm; λ_2 —叶轮出口轴面截线与流线夹角, ($^\circ$)。

根据有限叶片数离心泵基本方程(1)、(2)、(3)、(4)在理论扬程计算中叶片出口角 β_2 不变, 真实厚度 δ_2 增加会导致排挤系数 φ_2 变小。为保证扬程不变需要对叶轮几何参数进行调整, 在 F_2 的计算式(2)中可调的参数有 R_2 和 b_2 。考虑到模型的合理

收稿日期: 2015-01-13; 修订日期: 2015-05-26

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51279172); 四川省教育厅重大培育项目(14CZ0013); 西华大学流体及动力机械教育部重点实验室开放研究基金资助项目(szjj2014-039)

作者简介: 金永鑫(1990-), 男, 安徽六安人, 西华大学硕士研究生。

性对 R_2 不进行调整,对 b_2 调整保证 F_2 不变,从而保证理论计算扬程不变。这与文献 [2] 中提出加厚叶

片的同时要增大 b_2 ,在 β_2 不变的情况下保证出口面积不变的提法相符。

表 1 离心泵叶轮主要参数

Tab.1 Main dimensions of centrifugal pump impeller

方案	叶轮进口直径 D_1 /mm	叶轮轮毂直径 d_h /mm	叶轮外径 D_2 /mm	叶轮出口宽度 b_2 /mm	叶片出口处真实厚度 δ_2 /mm	叶片数 Z	叶片出口角 $\beta_2 / (^\circ)$	叶片包角 $\varphi / (^\circ)$
1	100	50	260	10	5	5	23	180
2	100	50	260	11	10	5	23	180
3	100	50	260	12	15	5	23	180

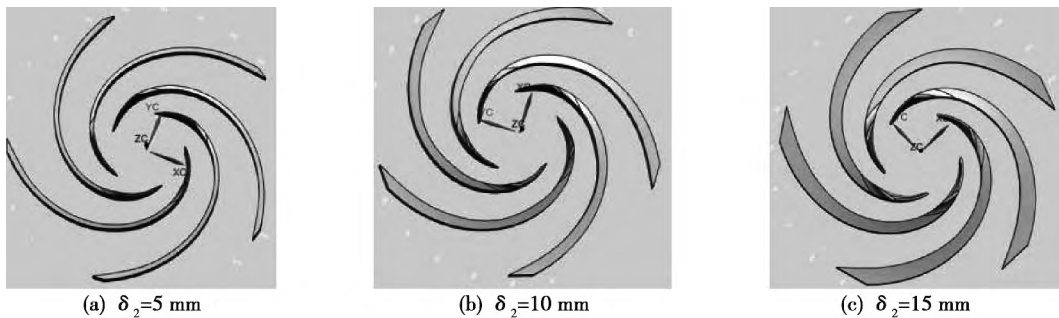


图 1 3 种不同方案叶片三维模型

Fig. 1 Three dimensional blade models of three different schemes

1.2 非定常计算设置

在三维模型建模完成后运用网格划分软件 ANSYS-ICEM(四面体网格)对流场水体进行离散,对流场进行求解。用 RNG $k-\epsilon$ 双方程模型封闭。叶轮和蜗壳采用“Transient Rotor Stator”法耦合,壁面采用无滑移模型,残差收敛于 10^{-4} 。取 $0.6Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 、 $1.4Q_d$ 3 个运行工况点进行非定常计算。

非定常计算以定常计算结果为初始条件。为保证计算结果精度,取叶轮转过 3° 所用时间为时间步长,时间步长为 $1.694915254 \times 10^{-4}$,叶轮旋转一周需要计算 120 步。

1.3 监测点的选取

为清楚地了解流场内部的流动情况和压力脉动特点,在流场中选取具有代表性位置的点 P1、P2、P3、P4、P5、P6,对其压力脉动情况进行监测。6 个监测点主要分布在蜗壳内第 III、V、VII 断面处以及蜗壳隔舌、喉部、出口断面处,如图 2 所示。

案的外特性如图 3 所示。

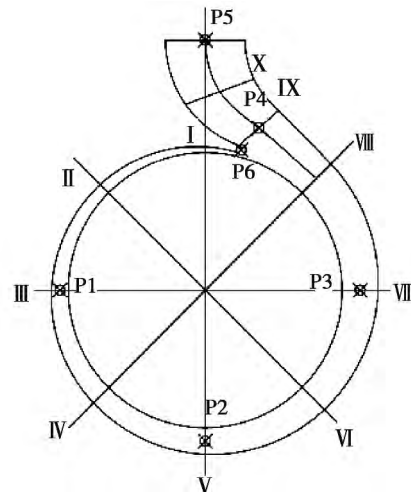


图 2 压力脉动监测点布置图

Fig. 2 Arrangement of pressure pulsation monitoring points

2 非定常计算结果分析

2.1 外特性分析

外特性是一台泵综合性能的判断依据,3 种方

由性能曲线可以看出,出口叶片真实厚度增加使不同工况下的扬程有所提高,由曲线趋势可以看出关死点扬程也会有不同程度的提高。在 $0.2Q_d$ 工况下 3 号方案比 1 号方案泵扬程高 6.5 m、效率高

3.2% ,比 2 号方案泵扬程高 5.7 m、效率高 2.3% 。在 $1.0Q_d$ 工况下 3 号方案比 1 号方案泵扬程高 1.9 m、效率高 3.5% ,比 2 号方案泵扬程高 1.7 m、效率高 2.1% 。

由图 1 可看出叶片出口处真实厚度增加会增加做功区域、减小流道扩散; 改变流道的出口喉部效液流角等。因此出现了图 3 中的外特性上的差异。

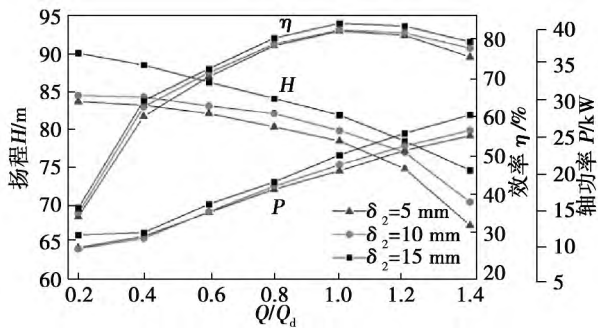


图 3 性能曲线

Fig. 3 Performance curve

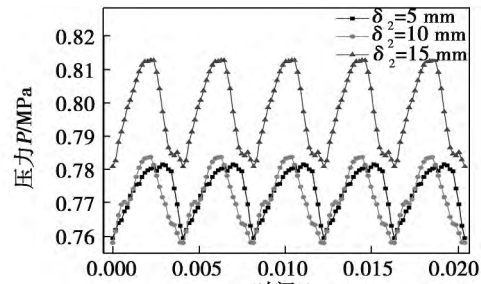
2.2 压力脉动分析

2.2.1 监测点压力脉动分析

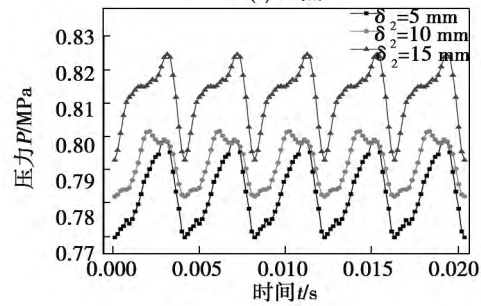
图 4 为 3 个方案在 $1.0Q_d$ 工况下的监测点的压力脉动时域图。由监测点压力脉动时域图可以看出叶轮旋转一周压力脉动呈现出 5 个脉动周期, 每个脉动周期中也会包含次波动, 次波动的幅值较整体波动幅值小。

叶片加厚会使扬程提高, 在时域图中可以看出叶片出口真实厚度为 15 mm 的泵监测点处对应时间点的压力值均高于叶片出口真实厚度为 10 mm 和 5 mm 的泵, 这和定常计算中的结果是一致的, 也与 15 mm 的泵的扬程较高有关。

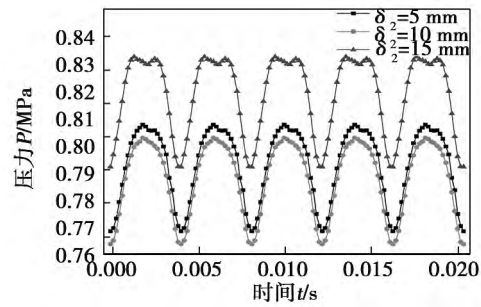
由图 2 和图 4 (a) 可以看出监测点 P1 处的压力上升和下降基本对称, 叶片和隔舌的动静干涉不明显。在监测点 P2 处 $\delta_2 = 15\text{ mm}$ 方案压力上升平缓, 压力下降迅速, $\delta_2 = 10\text{ mm}$ 方案存在次波动, $\delta_2 = 5\text{ mm}$ 方案, 压力波动中无次波动出现。在监测点 P3 处 3 个方案的压力脉动中次波动不明显, 压力上升和下降基本对称。在监测点 P4 处 $\delta_2 = 15\text{ mm}$ 方案压力脉动次波动比较明显, $\delta_2 = 10\text{ mm}$ 、 $\delta_2 = 5\text{ mm}$ 方案在此监测点处压力脉动次波动微弱。在蜗壳出口处的监测点 P5 与 P4 监测点的波动趋势大致相同, $\delta_2 = 15\text{ mm}$ 方案在此监测点的压力脉动中次波动明显。



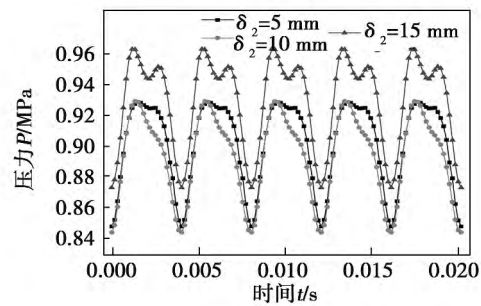
(a) P1点



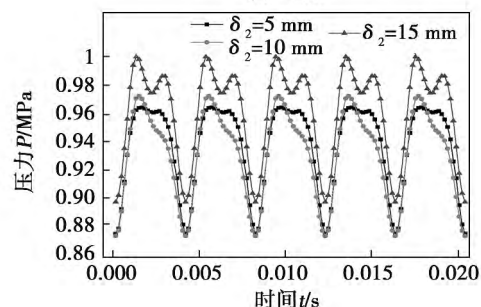
(b) P2点



(c) P3点



(d) P4点



(e) P5点

图 4 P1 - P5 监测点压力脉动时域图

Fig. 4 Time-domain spectrum of pressure pulsation at P1 - P5 monitoring points

这是由叶片和隔舌之间动静干涉引起的,同时叶片出口处由于叶片流动分隔的原因会产生卡门涡街,引起流动的不稳定,在叶片加厚到一定厚度卡门涡街对压力的影响会逐渐加大,使压力脉动出现明显次波动。

2.2.2 隔舌处压力脉动分析

图5为隔舌处的P6点压力脉动时域图和频域图,由图可以看出相对于其它监测点隔舌处的次波动更明显,小流量工况下隔舌处的次波动较设计工况和大流量工况明显。由频域图可以看出,在 $0.6 Q_d$ 工况下加厚叶片方案压力脉动出现两个幅值相差不大的振动,相对于叶片没有加厚方案振幅没有

减弱。在 $1.0 Q_d$ 、 $1.4 Q_d$ 工况下叶片加厚可以很好地降低压力脉动的振幅,对于设计工况和大流量工况下运行状况具很好的改善作用。

隔舌处是整个流场中间隙最小的区域,是动静干涉最强烈的地方。同时叠加叶片出口处产生的卡门涡街的影响,使在隔舌处的压力脉动次波动明显。叶片厚度的增加会使卡门涡街产生的涡流明显,同时也会使叶片和隔舌的干涉路径、时间变长,会使干涉现象明显,压力脉动幅值产生一定的变化。具体表现在压力脉动泵的幅值、次波动以及压力变化的趋势等方面。

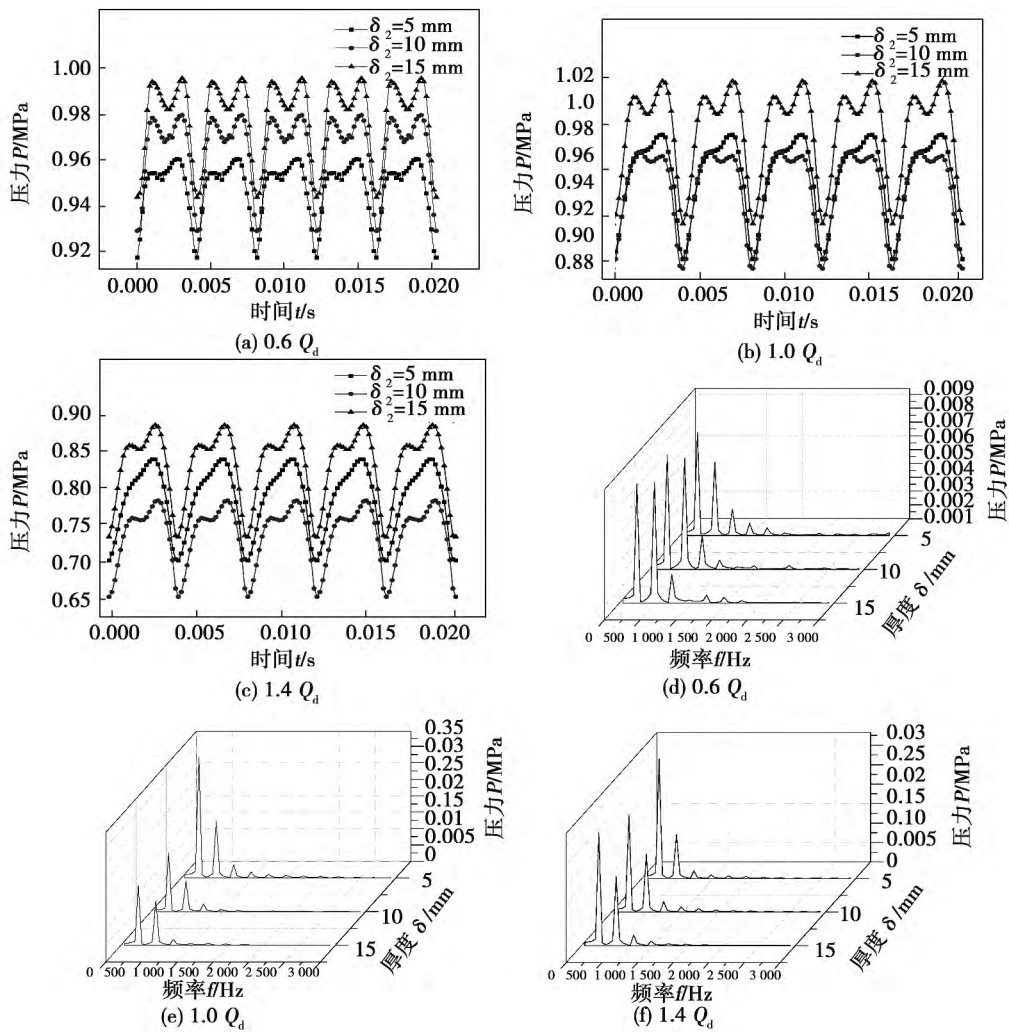


图5 蜗壳隔舌处 P6 点压力脉动时域及频域图

Fig. 5 Time-domain and frequency spectra of pressure pulsation at P6 (volute cutwater) t

2.3 径向力分析

图6为不同叶片出口厚度在不同工况下的叶轮

和蜗壳的径向力的分布图。由于蜗壳是非对称结构,在与叶轮的配合后会造成流场的不对称,造成蜗

壳及叶轮在径向力存在作用力。由图和数据分析可以看出蜗壳的径向力随着流量的增加而减小, 3 个工况下 $\delta_2 = 10 \text{ mm}$ 方案的蜗壳径向力在同一工况下要优于其它两个方案。

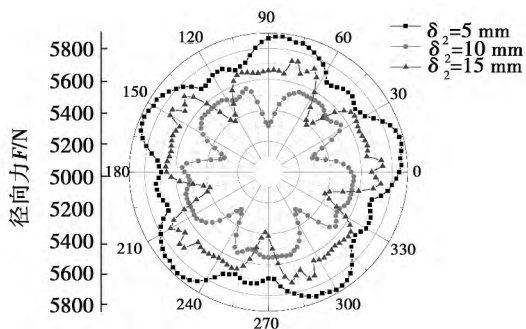
叶轮的径向力分布图中可以看出, 随着叶片厚度的增加径向力会随着增加。在 $1.0Q_d$ 工况下叶轮径向力相对于其它工况最小, 同时在 $1.0Q_d$ 工况下叶轮径向力次波动相对于其它工况比较明显, 但整体优于其它两个工况。在 $0.6Q_d$ 工况下 $\delta_2 = 5 \text{ mm}$ 方案径向力整体优于 $\delta_2 = 10 \text{ mm}$ 、 $\delta_2 = 15 \text{ mm}$ 两个方案, 随着叶片厚度的增加叶轮所受径向力增加。在

$1.4Q_d$ 工况下 $\delta_2 = 5 \text{ mm}$ 、 $\delta_2 = 10 \text{ mm}$ 两个方案径向力情况相差不大, 但优于 $\delta_2 = 15 \text{ mm}$ 方案径向力情况。

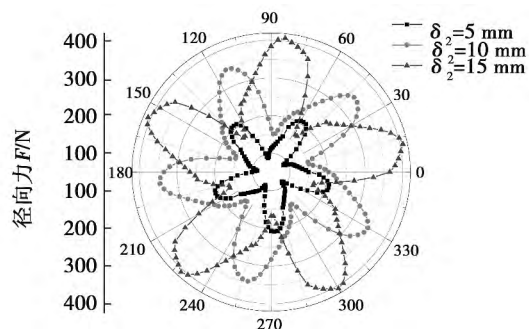
表 2 叶轮和蜗壳径向力峰值

Tab. 2 Radial force peaks of impeller and volute

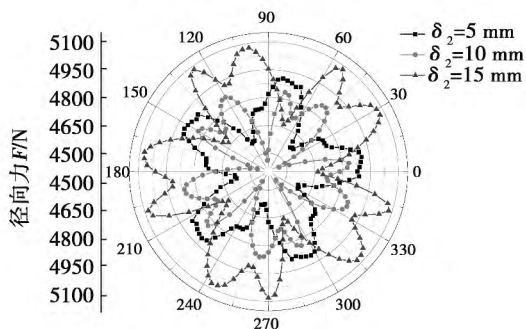
δ_2 / mm	叶轮径向力 / N			蜗壳径向力 / N		
	$0.6Q_d$	$1.0Q_d$	$1.4Q_d$	$0.6Q_d$	$1.0Q_d$	$1.4Q_d$
5	207.9	44.1	279.8	5861.5	4907.8	4125.7
10	338.1	58.6	277.7	5557.9	4862.6	3863.9
15	407.8	84.2	345.8	5739.2	5080.7	4371.7



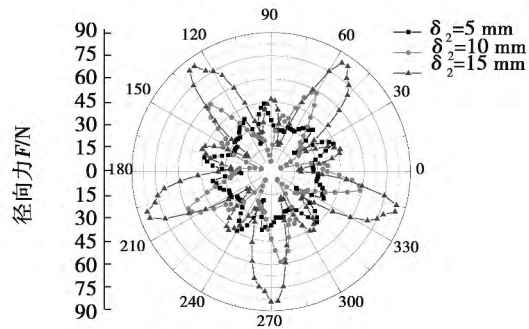
(a) $0.6 Q_d$ 蜗壳径向力分布图



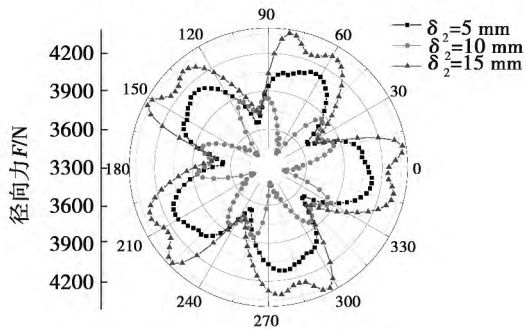
(b) $0.6 Q_d$ 叶轮径向力分布图



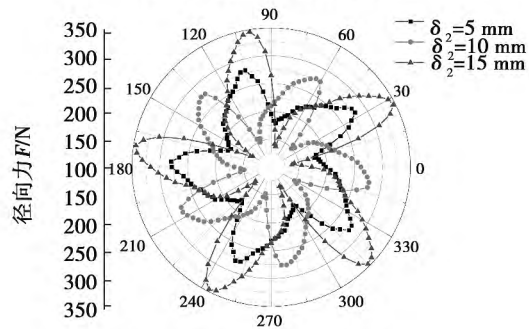
(c) $1.0 Q_d$ 蜗壳径向力分布图



(d) $1.0 Q_d$ 叶轮径向力分布图



(e) $1.4 Q_d$ 蜗壳径向力分布图



(f) $1.4 Q_d$ 叶轮径向力分布图

图 6 叶轮和蜗壳径向力分布图

Fig. 6 Radial force distributions of impeller and volute

3 结 论

运用数值计算手段对一台 $n_s = 58$ 的泵的叶轮不同出口叶片厚度的情况进行分析,并得出以下结论:

(1) 在定常计算中叶片厚度增加使扬程和效率在一定程度有所提高,同时由于扬程的增加使得轴功率随着增加;

(2) 在非定常计算中,由于叶片和隔舌的动静干涉作用压力呈周期性波动。同时叶片厚度增加后加剧叶轮出口处的卡门涡街,动静干涉和卡门涡街叠加作用使得在叶片加厚后压力周期波动中存在次波动,并随着叶片厚度增加次波动越明显;

(3) 在 $\delta_2 = 10$ mm 时蜗壳径向力相对于其它两个方案更优。在 $0.6Q_d$ 工况下 $\delta_2 = 5$ mm 方案蜗壳所受径向力较其它两个方案大。在 $1.0Q_d$ 、 $1.4Q_d$ 工况下 $\delta_2 = 15$ mm 方案蜗壳受径向力最大。在 $1.0Q_d$ 工况下叶轮受径向力最小,在 3 个工况中 $\delta_2 = 5$ mm 方案在 3 个方案中叶轮受径向力情况最理想。

由于蜗壳是固定件,蜗壳的受力情况对整机的振动起决定性作用,因此由控制诱发振动的因素出发 $\delta_2 = 10$ mm 方案最理想。在各监测点处的压力脉动的情况来看 $\delta_2 = 10$ mm 方案和 $\delta_2 = 5$ mm 方案趋势相近。综合分析 $\delta_2 = 10$ mm 方案是综合性能优于其它两个方案。

参考文献:

[1] 关醒凡. 现代泵理论与设计 [M]. 北京: 中国宇航出版社 2011.
 GUAN Xin-fan. The theory and design of modern pump [M]. Beijing: China Astronautic Publishing House 2011. .

[2] 袁寿其. 低比速离心泵理论与设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.

YUAN Shou-qi. Theory and design of low specific speed centrifugal pumps [M]. Beijing: China Machine Press, 1997.

[3] 王福军. 计算流体力学分析 [M]. 北京: 清华大学出版社 2004.
 WANG Fu-jun. Analysis of computational fluid dynamics [M]. Tsinghua University Press 2004.

[4] Lobanoff. Centrifugal pumps design & application [M]. Houston: Gulf Publication, 1994.

[5] Johann Friedrich Gülich. Centrifugal Pumps [M]. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008.

[6] 朱荣生 苏保稳 杨爱玲 等. 离心泵压力脉动特性分析 [J]. 农业机械学报 2010 41(11): 43-47.
 ZHU Rong-sheng, SU Bao-wen, YANG Ai-ling, et al. Numerical Investigation of Unsteady Pressure Fluctuations in Centrifugal Pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery 2010 41(11): 43-47.

[7] 施卫东 邹萍萍 张德胜 等. 高比转速斜流泵内部非定常压力脉动特性 [J]. 农业工程学报 2011 27(4): 147-151.
 SHI Wei-dong, ZOU Ping-ping, ZHANG De-sheng, et al. Unsteady flow pressure fluctuation of high-specific-speed mixed-flow pump [J]. Transactions of the CSAE 2011 27(4): 147-152.

[8] 姚志峰 王福军 肖若富 等. 双吸离心泵吸水室和压水室压力脉动特性试验研究 [J]. 水利学报 2012 43(4): 473-479.
 YAO Zhi-feng, WANG Fu-jun, XIAO Ruo-fu, et al. Experimental investigation on pressure fluctuations in suction chamber and volute of a double-suction centrifugal pump [J]. Shuili Xuebao 2012 43(4): 473-479.

[9] 施卫东 冷洪飞 张德胜 等. 轴流泵内部流场压力脉动性能预测与试验 [J]. 农业机械学报 2011 42(5): 44-48.
 SHI Wei-dong, LENG Hong-fei, ZHANG Des-heng, et al. Performance Prediction and Experiment for Pressure Fluctuation of Interior Flow in Axial-flow Pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery 2011 42(5): 44-48.

(姜雪梅 编辑)

investigated and the effectiveness of water recovery and feasibilities of water recovery in these three different cycles were analyzed. Results shows that water recovery can improve the engine output power and system efficiency in simple cycle ,while it deteriorates them in combined cycle. For steam-injected cycle ,however ,it effectively addresses the problem pertaining large amount of water consumption with slightly reduced engine output ,and self-sufficiency of recycling water is accomplished. **Key words:** gas-turbine ,water recovery ,condensation ,efficient of the cycle ,recovered water flow

小翼安装角对分离涡旋特性的影响研究 = **Study on the Effect of Winglet Installation Angle in Vortex Characteristics of Separation Vortex** [刊 汉]HU Hao ,LI Xin-kai ,WANG Xiao-dong ,KANG Shun (North China Electric Power University ,Key Laboratory of CMCPPE Ministry of Education ,Beijing ,China ,Post Code: 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(2) . -185 -192

In order to study the effect of installation angle (β) of delta winglet in the separation vortex characteristics on the leading edge a delta wing aircraft with corresponding experimental data was first used to verify the numerical methods employed in this paper. Then five typical winglet installation angles $\beta = 10^\circ$ to 30° with an increment of 50° were selected to study the effect of installation angle by analyzing vortex flow on the wing surface streamline topology in the cross section ,the vortex intensity in the winglet downstream and radial motion trajectory. Results shows that in downstream of $X/H < 20$ (X-flow displacement and H-winglet height) ,vortex intensity increases with the installation angle. When $X/H = 20 \sim 80$ $\beta = 250^\circ$ has maximum vortex intensity. When $X/H > 80$ $\beta = 20^\circ$ has maximum vortex intensity. **Key words:** winglet ,installation angle ,separation vortex ,vortex characteristics

低比转速离心泵叶片加厚非定常特性分析 = **Unsteady Characteristic Analysis of Thickened Centrifugal Pump Blade with Ultra-low Specific-speed** [刊 汉]JIN Yong-xin ,SONG Wen-wu ,FU Jie ,XU Yao-gang (School of Energy and Power Engineering ,Xihua University ,Chengdu ,China ,Post Code: 610039) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(2) . -193 -198

In this paper a centrifugal pump of specific speed $ns = 58$ was used to investigate the blade outlet actual thickness effects on the performance and unsteady characteristics by changing impeller blade outlet actual thickness and using CFD technique. The simulation results show: Increasing blade outlet actual thickness will increase the head of cen-

trifugal pump at shut off condition and can improve the efficiency of the pump to a certain extent. The radial force distribution of impeller and volute is periodic. In $\delta_2 = 10$ mm scheme ,the overall distribution and peak of volute radial force are relatively desirable ,outperforming the other two schemes. In $\delta_2 = 5$ mm scheme ,the overall distribution and peak of impeller radial force under three operating conditions are better than the other two schemes. The increase in blade outlet actual thickness will escalate the Von Karman vortex effect at impeller outlet ,and also result in evident secondary fluctuations in the monitoring point pressure ,volute and impeller radial forces. **Key words:** Ultra-low Specific-speed Centrifugal Pump ,blade thickness ,radial force ,numerical simulation

正交面齿轮副动力学仿真及疲劳寿命分析 = **Dynamic Simulation and Fatigue Life Analysis of Orthogonal Face Gear Pair** [刊 汉]LEI Jian-bo (Navy Chongqing Bureau ,Chongqing ,China ,Post Code: 402263) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(2) . -199 -205

Based on the theory of gear meshing theory ,both tooth face and tooth root equations of face gear were deduced. The solid and assembly models of face gear were generated through Matlab ,Imageware and UG. By constructing and solving rigid-body dynamics model in Adams program ,the transient contact force of face gear pair was obtained ,and used as fatigue load spectrum. Then the fatigue life and safety factor of face gear was obtained in FE-SAFE by using maximum principle stress algorithm and S-N curves of face gear calculated based on GL criterion and stress-strain of gear pair under static load. And also studied were the effects of tooth surface roughness and stress concentration factor on fatigue life of face gear. The results indicate that the fluctuation of transient contact force of face gear pair exceeds 50 percent of theoretical value ,and the life of face gear extends with the decreases in tooth surface roughness and stress concentration factor. Fatigue life decreases rapidly with a larger tooth surface roughness ,and is sensitive to stress concentration factor. **Key words:** meshing theory ,face gear ,load spectrum ,fatigue life

循环流化床锅炉燃烧系统的控制研究 = **Analysis and Design for Circulating Fluidized Bed Boiler Combustion Control System** [刊 汉]FU Cai-fen ,TAN Wen (School of Control & Computer Engineering ,North China Electric Power University ,Beijing 102206 ,China) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(2) . -206 -213

This paper investigated the decentralized ,centralized ,and partially decentralized control structures for circulating