

两级双吸离心泵压力脉动特性*

李辰光¹ 王福军¹ 许建中² 李瑞明² 王建明³

(1. 中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083; 2. 中国灌溉排水发展中心, 北京 100054;
3. 运城市大禹渡扬水工程管理局, 运城 044600)

【摘要】 选用 Standard $k-\varepsilon$ 和 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型分别在 $0.62Q_d$ 、 $0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 、 $1.1Q_d$ 和 $1.2Q_d$ 工况下对两级双吸离心泵内部流场进行了定常和非定常模拟, 分析了泵的能量特性和压力脉动特性。研究发现, 吸水室内压力脉动主频约为 2 倍转频, 各监测点的压力脉动幅值分布呈现一定规律但相差不超过 1%; 叶片区各监测点压力脉动主频为 2 倍的转频, 从进口边到出口边压力脉动幅值呈现出逐渐增大的趋势; 压水室内各监测点压力脉动主频为叶片通过频率, 远离隔舌方向, 压力脉动幅值先增大后减小, 幅值最大点出现在第二蜗道远离隔舌一定角度的位置。泵内压力脉动幅值随着偏离设计工况而增大, 其中叶片通过频率下的压力脉动随着流量增加而逐渐增大, $1.2Q_d$ 工况 1 倍叶片通过频率下的压力脉动幅值是设计工况下的 125%; 转频下的压力脉动随着流量减小而增大, 隔舌处监测点 $0.62Q_d$ 工况 1 倍转频下的压力脉动幅值是设计工况的 142%。在同一工况下, 一级和二级对应部件的压力脉动时域及频域特性相似。

关键词: 两级双吸离心泵 双蜗壳 压力脉动 数值模拟

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)07-0041-09

Pressure Fluctuation of a Two-stage Double-suction Centrifugal Pump

Li Chenguang¹ Wang Fujun¹ Xu Jianzhong² Li Ruiming² Wang Jianming³

(1. College of Water Conservancy and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China
2. China Irrigation and Drainage Development Center, Beijing 100054, China
3. Yuncheng DAYUDU Pumping-up Project Administration, Yuncheng 044600, China)

Abstract

To investigate the energy characteristics and pressure fluctuations of a two-stage double-suction centrifugal pump, the standard $k-\varepsilon$ and RNG $k-\varepsilon$ turbulent flow models were chosen for the steady and unsteady flow simulations at 0.62 , 0.8 , 1.0 , 1.1 and 1.2 designed flow rate conditions. The results showed that the second multiple frequency of the impeller rotation dominated the pressure fluctuations in the suctions. The fluctuation amplitudes for all the monitored points in suctions were very similar and the difference was less than 1%. The second multiple frequency of the impeller rotation also dominated the pressure fluctuations on the impeller blade surfaces where the amplitude became larger than that at suctions. The blade passing frequency dominated the pressure fluctuations in the volute and the largest amplitude was at the point some distance away from the volute tongue. The amplitude of pressure fluctuation increased when the pump operation condition was deviated from the design point. In the volute tongue region, the pressure fluctuation amplitude of blade passing frequency at 1.2 designed flow rate is 1.25 times of the one at designed flow rate, while the ratio at 0.62 designed flow rate is 1.42.

Key words Two-stage double-suction centrifugal pump, Double volute, Pressure fluctuation, Numerical simulation

收稿日期: 2010-09-09 修回日期: 2011-02-08

* 国家自然科学基金资助项目(51079151)和北京市教育委员会科学研究与科研基地建设项目(20100909)

作者简介: 李辰光, 博士生, 主要从事计算流体动力学研究, E-mail: lcg44@163.com

通讯作者: 王福军, 教授, 博士生导师, 主要从事水力机械与流体动力学研究, E-mail: wangfj@cau.edu.cn

引言

两级双吸离心泵是将两台双吸离心泵同轴串联,不但继承了双吸离心泵的大流量、轴向力平衡等特点,还突出了高扬程的特点。为了平衡径向力,有些两级双吸离心泵的吸水室还采用了双蜗壳形式。目前这种水泵正逐渐被一些大型高扬程供水场合采纳^[1]。

从已经投运的大型高扬程泵站看,大型水泵在不同程度上都存在着振动,其中泵内压力脉动是产生振动和噪声的主要原因。双蜗壳结构使得叶轮与隔舌的动静耦合关系异于普通离心泵,两级串联的复杂结构使得泵内具有未知的复杂流动,因此,研究这种泵型的压力脉动特性,具有更加特殊的重要性。

目前,已有一些学者使用试验方法和数值方法对离心泵内部流场压力脉动进行了研究^[2-9]。但到目前为止,尚无对两级双吸离心泵压力脉动特性进行试验和数值研究的文献报道。本文选用 Standard $k-\varepsilon$ 和 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对采用双蜗壳结构压水室的两级双吸离心泵全部过流部件流场进行整体定常和非定常数值模拟,预测泵的能量特性并与试验值进行比较,同时对泵内的压力脉动特性进行分析。

1 计算模型

研究对象是两级双吸离心泵,一级叶轮出口直径 $D=585\text{ mm}$,叶片数 $z=7$,二级叶轮出口直径为 $D=571\text{ mm}$,叶片数 $z=7$ 。两级轴向距离 $L=800\text{ mm}$,转速 $n=1\,450\text{ r/min}$,设计流量 $Q_d=0.582\text{ m}^3/\text{s}$,设计扬程 $H_d=195.2\text{ m}$ 。压水室为具有两个蜗道的双蜗壳结构。

计算域包括两级的吸水室、叶轮、压水室和两级间的连接部分,并对一级吸水室进口和二级压水室出口从法兰处分别延长进出口直径的2倍。考虑到两级双吸离心泵结果的复杂性,本文采用非结构网格对各部分流域进行网格划分,并对吸压水室隔舌处、叶片周围的局部流域进行网格加密。取第一级进行网格无关性验证,分别对40万、113万、240万3种网格划分方案进行计算。其中113万、240万网格模型获得的结果相差不到1%,较40万网格模型更为接近试验数据,113万网格模型在达到计算要求的同时更节省计算资源,故作为最终网格划分方案。两级计算域单元总数为2 743 170,节点总数为584 969。计算域及网格划分结果如图1所示。

在定常计算中,研究目的主要是获得该泵的能量性能。为了节省计算资源,选用了较经济的湍流模型 Standard $k-\varepsilon$ 模型进行定常计算。将延伸后

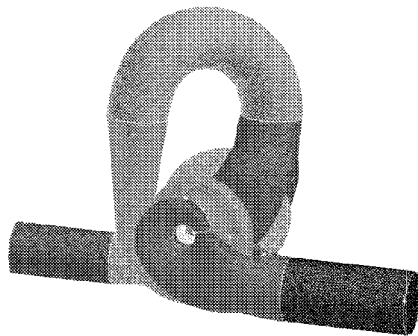


图1 计算域及网格

Fig. 1 Computational domain and unstructured mesh

的进口作为进口边界,指定为速度进口条件;将延伸后的出口作为出口边界,指定为自由出流条件,认为泵内流动在出口部分已经达到充分发展的状态。一级、二级叶轮为旋转部件,在定常计算中采用旋转坐标系。除了进口、出口以及两个子流域之间的交界面,其余所有的表面都是与固体接触的面,指定为壁面边界。固壁采用无滑移壁面条件,由于壁面网格不足以解决薄壁层流,故假定靠近壁面网格单元的质心处于边界层的对数律区。为此,对第一层网格进行验证,经检测, $30 < y^+ < 300$,符合近壁面对数律近似处理的要求,其中 y^+ 表示壁面网格法向尺度大小。随叶轮一起旋转的壁面都采用移动的壁面,且移动的方向和速度与叶轮一致。其余壁面均设置为静止壁面。

在非定常计算中,以获得压力脉动变化规律为主要研究目标。设置位于一级和二级吸水室、叶轮和压水室的压力脉动监测点162个。其中,一级吸水室、叶轮叶片和压水室压力脉动监测点位置如图2~4所示。

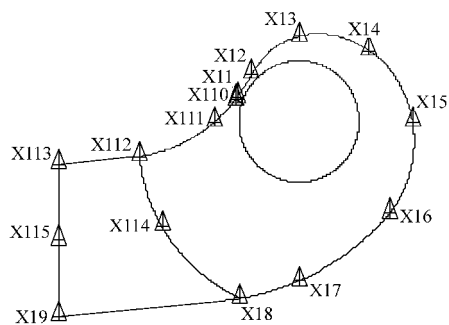


图2 一级吸水室压力脉动监测点布置图

Fig. 2 Pressure monitoring locations in the suction-1

考虑到 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型可以很好地处理高应变率及流线弯曲程度较大的流动^[10],又能够保证较高的计算效率,选用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型。进出口及静止壁面设置与定常计算相同,对于泵内转子部件和定子部件之间的交界面,引入滑移网格计算进行处理,速度设置为转速。采用定常计算的结果作为非定常计算的初始流场。

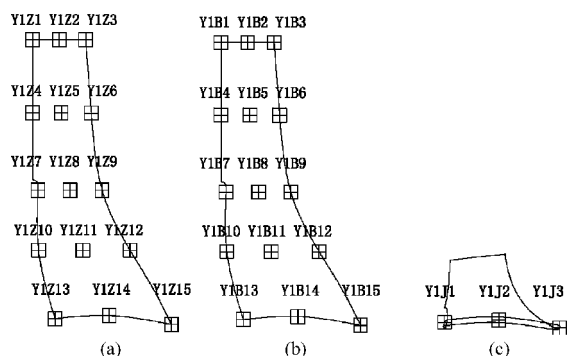


图3 一级叶轮叶片压力脉动监测点布置图

Fig. 3 Pressure monitoring locations in the impeller-1
(a) 叶片压力面 (b) 叶片吸力面 (c) 叶片头部

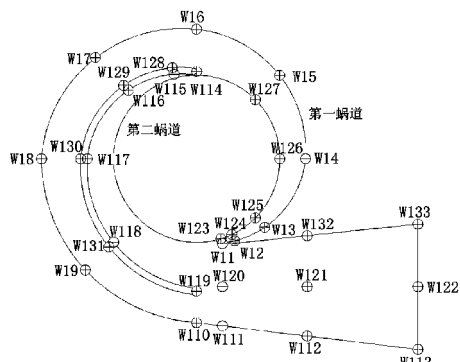


图4 一级压水室压力脉动监测点布置图

Fig. 4 Pressure monitoring locations in the volute-1

根据计算模型对库朗数的要求,即 $Co = \frac{|\bar{v}| \Delta t}{l} <$

100,其中 Δt 表示特征时间, $\bar{v}$ 和 l 分别表示特征速度和特征尺度,本文分别取估算的平均速度和网格最小尺寸。本模型可选用的时间步长最大值为6 ms。同时,为达到压力脉动分析的分辨率要求,参照文献[4~5],时间步长取为转动周期的1/84,即0.5 ms,每12个时间步为一级叶轮一个叶片通过周期,每14个时间步为二级叶轮一个叶片通过周期。

选用泵的5个典型工况进行计算,分别为 $0.62Q_d$ 、 $0.80Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 、 $1.1Q_d$ 和 $1.2Q_d$ 。

2 泵的能量特性与压力脉动分析

2.1 能量特性预测

通过定常计算得到泵的性能曲线并与试验数据比较,如图5所示,其中 H 、 η 、 P 、 Q 分别表示扬程、效率、轴功率、流量。

从图中可以看出,小流量工况下,扬程、轴功率和效率计算值均低于试验值;大流量工况下,扬程和功率计算值高于试验值,效率低于试验值。但计算值与试验值在趋势上是一致的。

2.2 吸水室压力脉动分析

为了直观反映压力脉动幅度,以便进行不同对

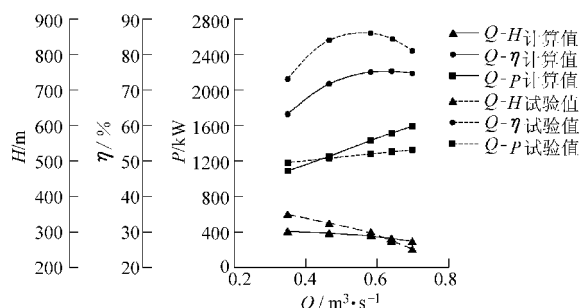


图5 性能曲线计算值与试验值比较

Fig. 5 Comparison of the performance curves

象或不同位置间压力脉动大小的比较,本文引入压力系数这一参数。常用的压力系数计算公式为^[11~13]

$$C_p = \Delta p / (0.5 \rho u^2)$$

其中

$$u = \frac{\pi D n}{60}$$

式中 Δp ——压力与其平均值之差

u ——叶轮出口圆周速度

n ——叶轮转速

对于泵的第一级和第二级,压力系数的分母值将根据其不同的叶轮出口直径分别计算。

图6表示的是 $t = 0.2 \sim 0.4$ s设计工况下监测点X11~X16的压力系数脉动时域图。

在图6中,X11~X16各点表现出明显的周期性压力脉动,可初步判断周期有一大一小两个,相邻两峰值时间间隔两周期分别约为0.02 s和0.04 s,约等于0.5个和1个叶轮转动周期。各点压力脉动波形相似,无明显区别。

为进一步研究主频规律,绘制监测点X11~X16压力脉动的三维频域图,见图7,图中 f 表示监测点压力脉动频率, f_r 表示叶轮转动频率。根据流场分析及时域图的预测,吸水室压力脉动周期可能与转动周期有关,因此在图7中使用叶轮转频的倍数作为横坐标。

根据图7可判断监测点X11~X16压力脉动以叶轮转频为主,与吸水室流场分析一致。其中压力脉动最大幅值出现在2倍叶轮转频处,之后幅值由大到小依次为1、4、3、5和6倍叶轮转频,7倍叶轮转频处压力脉动幅值明显小于转动倍频。

取1倍叶轮转频下的各点压力脉动幅值,绘制一级压水室监测点压力脉动幅值随位置变化的曲线图,以隔舌为起点,以转过隔舌角度为横坐标,如图8所示。

观察图8可发现,各点1倍转频下压力脉动幅值随流动方向逐渐增加,但变化幅度很小,一级吸水室幅值平均为0.005 2。

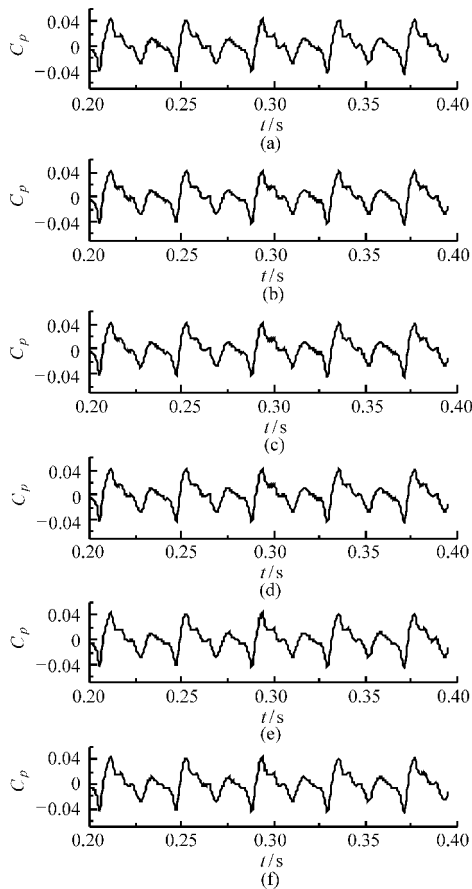


图 6 设计工况下吸水室监测点上压力脉动时域图
Fig.6 Pressure fluctuations at monitoring locations of suction-1 on design point

(a) X16 (b) X15 (c) X14 (d) X13 (e) X12 (f) X11

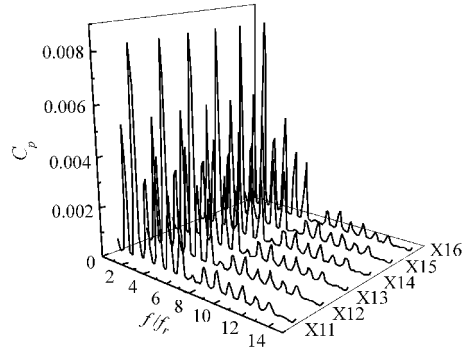


图 7 设计工况下吸水室监测点 X11 ~ X16 压力系数脉动频域图

Fig.7 Frequency spectra of pressure fluctuations at monitoring locations X11 ~ X16 of suction-1 on design point

2.3 叶轮压力脉动分析

图 9 为 $t=0.2 \sim 0.4\text{ s}$ 设计工况下叶片压力面中间流线上监测点 Y1Z14、Y1Z11、Y1Z8、Y1Z5 和 Y1Z2 的压力系数脉动时域图。

通过图 9 可以看出,各监测点的压力脉动时域变化呈现出明显的周期性。可初步判断周期有一大一小两个,相邻两峰值时间间隔分别约为 0.02 s 和 0.04 s ,约为 0.5 个和 1 个叶轮转动周期。各点压力

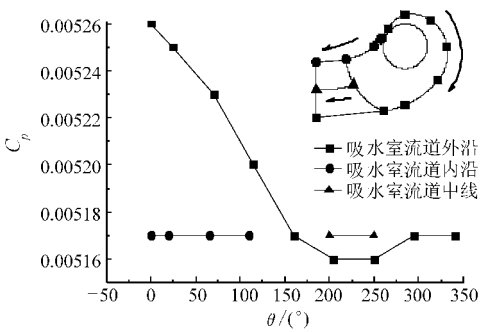


图 8 设计工况下一级吸水室各监测点在 1 倍转频下压力脉动幅值变化曲线

Fig.8 Variation of amplitude under rotating frequency at monitoring locations of suction-1 on design point

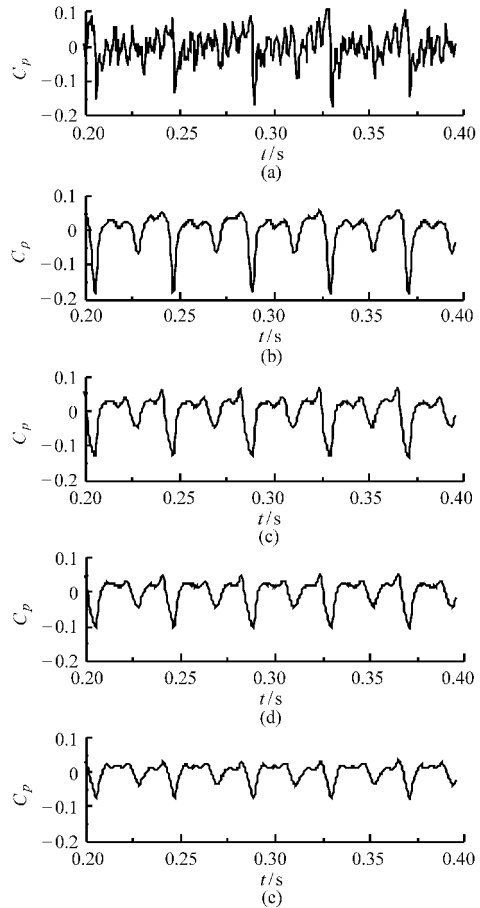


图 9 设计工况下叶片上部分监测点压力脉动时域图
Fig.9 Pressure fluctuations at monitoring locations of impeller-1 on design point

(a) Y1Z2 (b) Y1Z5 (c) Y1Z8 (d) Y1Z11 (e) Y1Z14

脉动波形相似。

图 10 为监测点 X11 ~ X16 的压力脉动频域图,横坐标为叶轮转频的倍数。

观察图 10 可以判断,各监测点具有相似的压力脉动频域特性。从 Y1Z14 到 Y1Z2,即流动方向,压力脉动幅值呈增大趋势。各点压力脉动以叶轮转频为主,与叶片流场分析一致。其中压力脉动最大幅值出现在 2 倍叶轮转频处,之后幅值由大到小依次

为 4、1、3、5 和 6 倍叶轮转频, Y1Z14、Y1Z11、Y1Z8 三点在 7 倍叶轮转频(即 1 倍叶轮转动频率)处压力脉动幅值接近于零, Y1Z5 开始在 7 倍的叶轮转频下出现明显的脉动。Y1Z2 点(叶轮出口处)的脉动频率分布有所不同, 它的压力脉动幅值最大出现在 9 倍的叶轮转频下, 可能受到更强的扰动因素而使脉动主频发生改变。

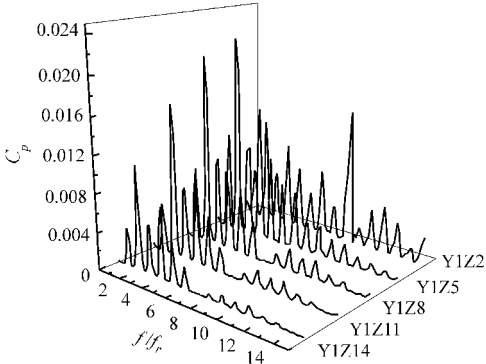


图 10 设计工况下叶片上部分监测点压力脉动频域图
Fig. 10 Frequency spectra of pressure fluctuations at monitoring locations of impeller-1 on design point

图 11 表示设计工况下两级叶轮沿流动方向各监测点在 2 倍转频下的压力脉动幅值变化。

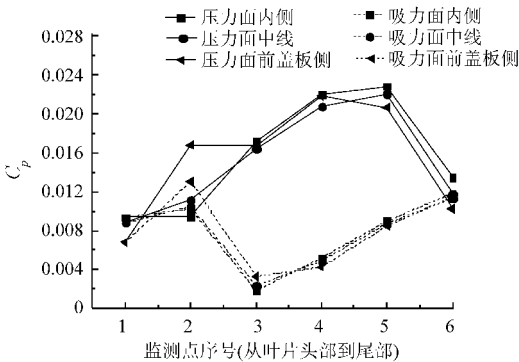


图 11 设计工况下一级叶轮叶片从进口到出口方向各监测点 2 倍转频下压力脉动幅值变化曲线
Fig. 11 Variation of amplitude under twice of rotating frequency at monitoring locations of impeller-1 on design point

观察图 11 可发现,沿流动方向,叶片上各点 2 倍转频下的压力脉动幅值不断增大,结合流场分析可知,越靠近出口,受叶片与隔舌动静耦合的影响越大,产生的压力脉动也越大。但叶片压力面的出口位置和叶片吸力面的头部位置,各点偏离了上述趋势,可能与两个位置复杂的流场有关。叶片压力面各点压力脉动幅值大于吸力面各点,但在出口位置,二者大小相当,这一规律与文献[14]记载相吻合。

2.4 压水室压力脉动分析

图 12 为 $t = 0.33 \sim 0.38$ s, 设计工况下监测点 W114 ~ W119 的压力系数脉动时域图,对应位置为第一蜗道与第二蜗道并列部分的外侧壁面。

观察图 12,可发现各监测点压力脉动具有明显的周期性,最明显的周期为 0.005 s,约为一个叶片通过的时间。各点之间脉动幅值有所区别,其中 W116 点脉动幅度最大。

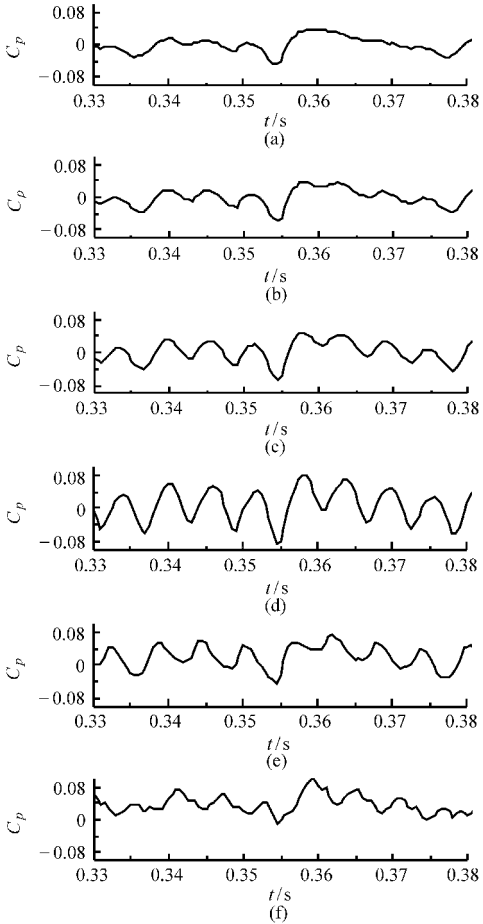


图 12 设计工况下压水室监测点 W114 ~ W119 压力脉动时域图
Fig. 12 Pressure fluctuations at monitoring locations of volute-1 on design point

(a) W119 (b) W118 (c) W117 (d) W116 (e) W115 (f) W114

图 13 为监测点 W114 ~ W119 压力系数脉动频域,横坐标为叶片通过频率的整数倍。

图 13 中, W115 ~ W119 各点压力脉动最大幅值均出现在 1 倍叶片通过频率处,其次为 2 倍叶轮转动频率处。但 W114 的压力脉动在低于 1 倍叶轮转动频率处出现了压力脉动,其幅值超过了 1 倍叶片通过频率和 2 倍叶轮转动频率。比较各点最大压力脉动幅值的大小, W116 点明显大于其他点,随后由大到小依次为 W115、W114、W117、W118 和 W119。

图 14 分别为设计工况下两级压水室各监测点压力系数 1 倍叶片通过频率下脉动幅值沿流动方向的变化图,以转过隔舌角度为横坐标。

2.5 不同工况下压水室压力脉动的比较

图 15、16 分别表示不同工况下,监测点 W11 处

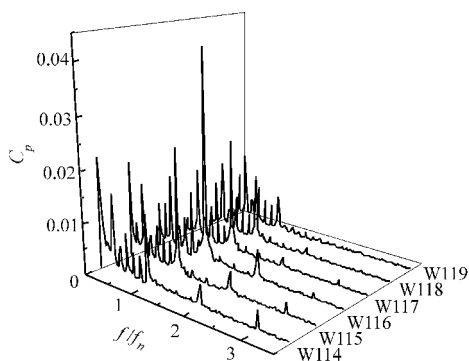


图 13 设计工况下压水室监测点 W114 ~ W119 的压力脉动频域图

Fig. 13 Frequency spectra of pressure fluctuations at monitoring locations of volute-1 on design point

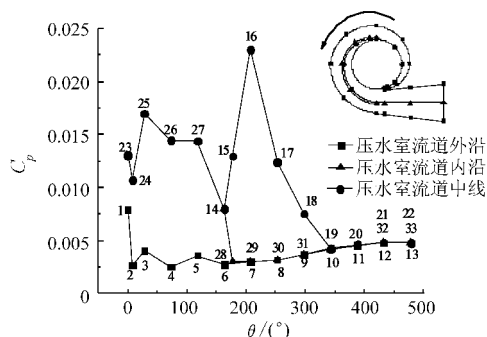


图 14 设计工况下一级压水室各监测点 1 倍叶片通过频率下压力脉动幅值变化曲线

Fig. 14 Variation of amplitude under twice of blade passing frequency at monitoring locations of volute-1 on design point

的压力脉动时域图和频域图。

综合图 15、16 可以看出,各个工况下 W11 点压力脉动波形相似,但随着偏离设计流量,波线增加了细小的脉动,波形更为复杂且脉动幅度增大。在频域图中,容易看出设计工况下压力脉动幅值最小,偏离设计工况压力脉动幅值逐渐增大。其中 2 倍叶轮转动频率下的压力脉动幅值随流量减小而逐渐增大,叶片通过频率下的压力脉动幅值随流量增大而逐渐增大。 $1.2Q_d$ 工况 1 倍叶片通过频率下的压力脉动幅值是设计工况下的 125%;转频下的压力脉动随着流量减小而逐渐增大,隔舌处监测点 $0.62Q_d$ 工况 1 倍转频下的压力脉动幅值是设计工况的 142%。

2.6 一级和二级压水室压力脉动比较

上文中,压水室第二蜗道各监测点脉动周期性最为明显。分别取两级压水室第二蜗道监测点 W114 ~ W119,绘制其压力脉动时域图,见图 17。

从图 17 中可以看出,两级对应的各个监测点具有相似的脉动趋势和幅度范围。但二级压水室各监测点的脉动波形因增加了很多细小的脉动而显得不光滑。由于两级叶轮的叶片数不同,故二者时域图

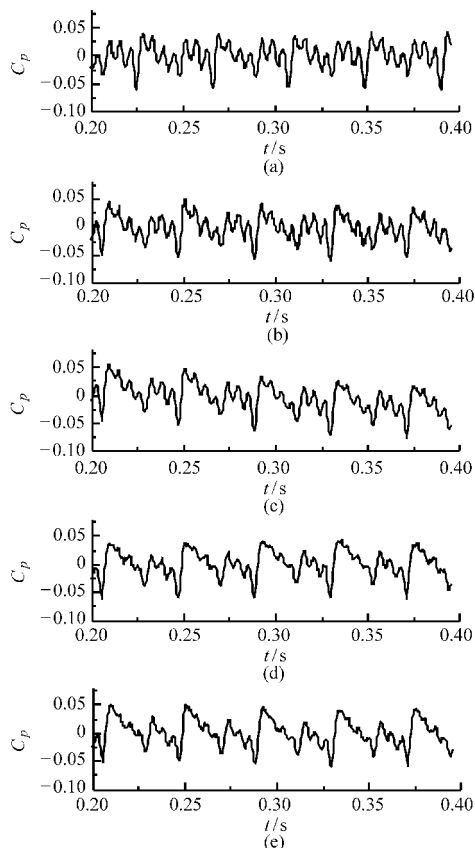


图 15 不同工况下压水室监测点 W11 的压力脉动时域图

Fig. 15 Pressure fluctuations of W11 at different operating conditions

(a) $1.2Q_d$ (b) $1.1Q_d$ (c) $1.0Q_d$ (d) $0.8Q_d$ (e) $0.62Q_d$

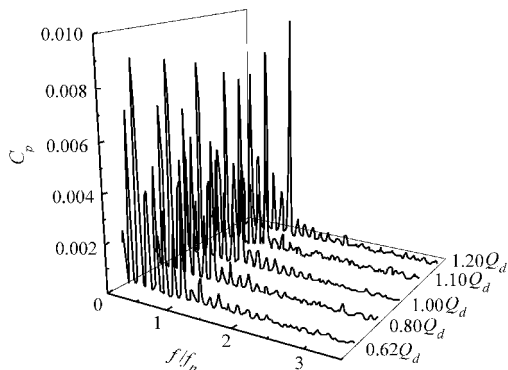


图 16 不同工况下压水室监测点 W116 的压力脉动频域图

Fig. 16 Frequency spectra of pressure fluctuations at location W116 at different operating conditions

中的波峰波谷个数也不同。

绘制两级压水室监测点 14 ~ 19 压力脉动频域图,见图 18。

由图 18 可看出两级压水室各监测点均以叶片通过频率为压力脉动主频,但二级压水室对应监测点的脉动幅值仅为一级压水室监测点的 50% 左右。

图 19 为一级、二级压水室压力系数脉动幅值大小分布比较。由图 19 可以看出,两级压水室内压力脉动幅值大小分布基本一致,在各个蜗道 1 倍叶片

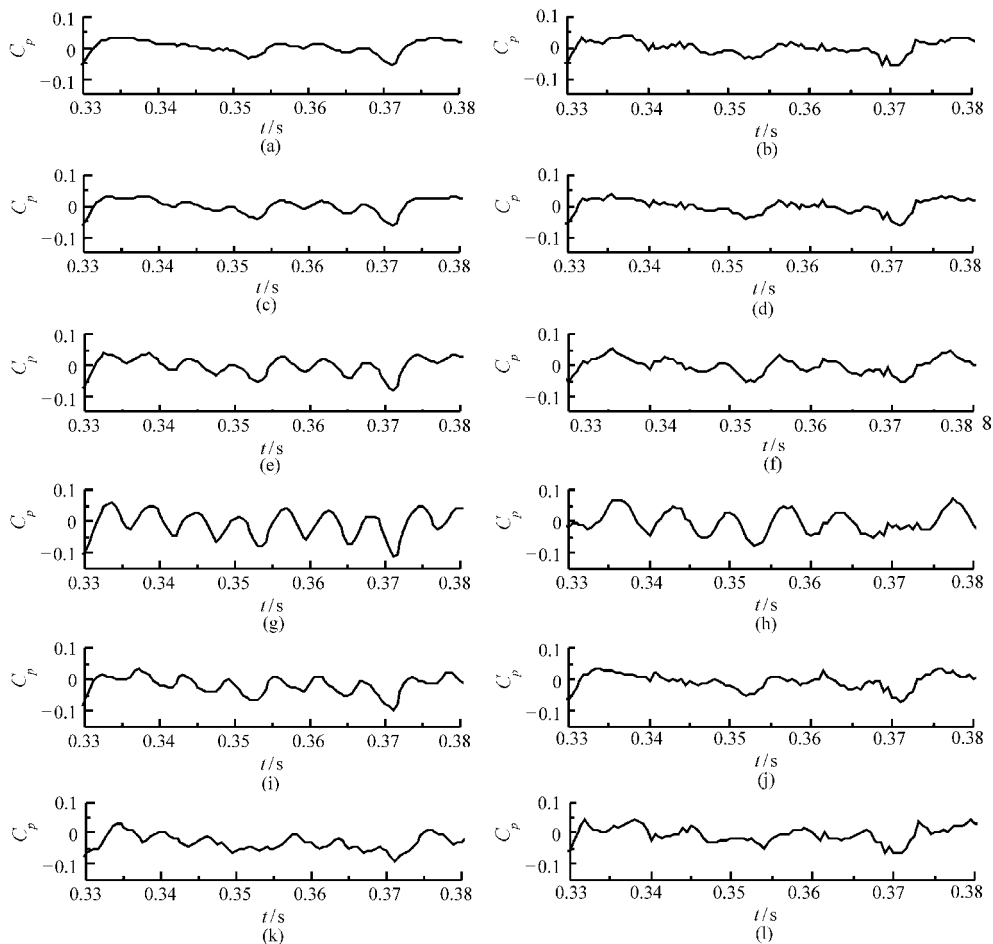


图 17 一级和二级压水室监测点 14 ~ 19 压力脉动时域比较图

Fig. 17 Comparison of pressure fluctuations between locations 14 ~ 19 of volute-1 and volute-2

(a) W119 (b) W219 (c) W118 (d) W218 (e) W117 (f) W217 (g) W116 (h) W216 (i) W115 (j) W215 (k) W114 (l) W214

通过频率下,压力脉动幅值沿流动方向均为先增大后减小,压力脉动最大幅值均出现在转过隔舌的第三个监测点上。扩散段位置的监测点压力脉动幅值两级间有相反的趋势,且一级压水室明显高于二级压水室,根据上文分析,该区域受到了复杂流态的影响。由于两级部件的设计有所不同,必然造成局部流态的不同,而这可能是引起压力脉动幅值及局部分布有所差别的原因。

分析监测点 W11、W21 不同工况下压力脉动系数时域和频域比较图后发现,两监测点均在设计工况下表现出最小的压力脉动,随着偏离设计工况,压力脉动逐渐变得复杂且幅值增大。W21 较 W11 出现具有更多高频脉动,这可能是受上游影响所致。1.1 Q_d 工况下,W11 在 2 倍的叶轮转动频率下压力脉动幅值低于叶片通过频率,而 W21 则出现压力脉动最大幅值。

2.7 压力脉动分频脉动产生的原因

各过流部件内还存在着除主频外的分频脉动,其中除由主频谐波构成的与主频成一定倍数的高频脉动外,还存在着一些复杂的低频脉动。由图可知,

一级压水室及级间弯管区域存在复杂的压力分布,观察其高低压区,可知该流域存在漩涡,并发生了低频位移,使得高低压区中心的位置也发生改变,进而使流场产生了低频脉动。

3 结论

(1) 由于叶轮与压水室的动静耦合以及局部流场的复杂流态,两级双吸离心泵内部流场随时刻变化的非定常特性,所监测的各点压力脉动周期性明显。

(2) 吸水室内的压力脉动以叶轮转动频率为主,最大幅值出现于 2 倍的叶轮转动频率下,压力脉动幅值相对于叶片和压水室幅值较低。沿流动方向,压力脉动幅值逐渐增大。

(3) 叶轮叶片上的压力脉动以叶轮转动频率为主,最大幅值出现于 2 倍叶轮转动频率下,沿流动方向,由于受动静耦合影响更大而幅值升高,叶片压力面脉动幅值大于吸力面。叶片头部和出口位置由于流态复杂而存在特殊的脉动特性。

(4) 压水室的压力脉动以叶片通过频率为主,最大幅值出现在 1 倍叶片通过频率处,由于第一蜗

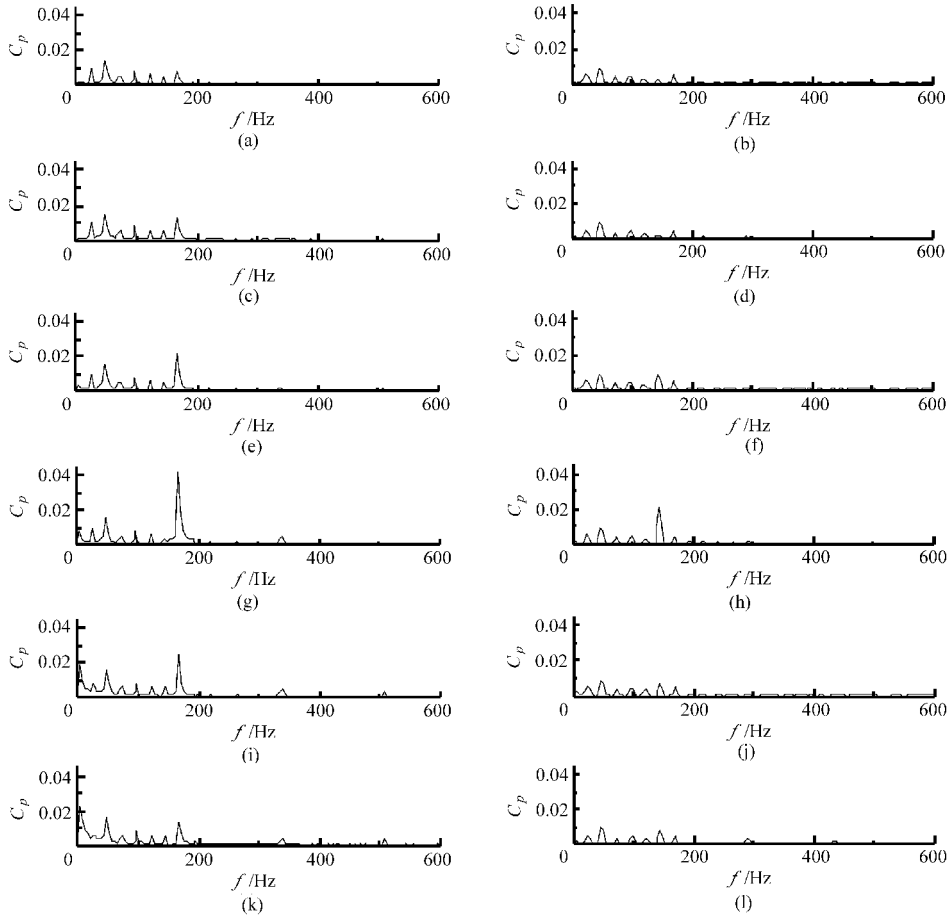


图 18 一级、二级压水室监测点 14 ~ 19 压力脉动频域比较图

Fig. 18 Comparison of frequency spectra between locations 14 ~ 19 of volute-1 and volute-2

(a) W119 (b) W219 (c) W118 (d) W218 (e) W117 (f) W217 (g) W116 (h) W216 (i) W115 (j) W215 (k) W114 (l) W214

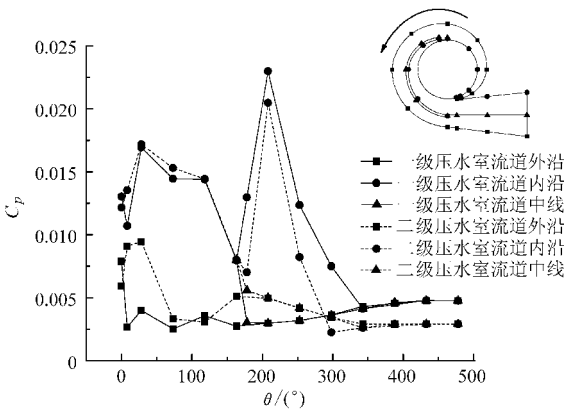


图 19 一级、二级压水室压力脉动幅值大小分布比较

Fig. 19 Comparison of amplitude between volute-1 and volute-2

道的隔舌间隙大于第二蜗道,故第二蜗道中叶片通过频率下的压力脉动更为明显,压力脉动最大幅值

出现在第二蜗道转过隔舌约 $30^{\circ} \sim 45^{\circ}$ 角的位置。第二蜗道隔板为第一蜗道与其对应位置阻挡了叶轮与吸水室动静耦合对压力场的影响,使得第一蜗道相应位置流态更加稳定,压力脉动幅值较低,叶片通过频率倍频下的压力脉动表现微弱。

(5)随着偏离设计工况,3 个区域的压力脉动都有所改变。其中叶片通过频率下的压力脉动幅值随着流量增加而逐渐增大,在 $1.2Q_d$ 工况下,压水室蜗道内监测点 1 倍叶片通过频率下的压力脉动幅值是设计工况下的 125%;转频下的压力脉动随着流量减小而逐渐增大,压水室蜗道内监测点 $0.62Q_d$ 工况 1 倍转频下的压力脉动幅值是设计工况的 142%。

(6)主频的谐频是分频脉动中高频部分产生的原因,而局部流动产生的漩涡等使压力产生了一系列低频的分频脉动。

参 考 文 献

- 1 李辰光. 两级双吸离心泵压力脉动特性研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2010.
Li Chenguang. Study on pressure fluctuation of a two-stage double-suction centrifugal pump[D]. Beijing: China Agricultural University, 2010. (in Chinese)
- 2 Kaupert K A, Staudli T. The unsteady pressure field in a high specific speed centrifugal pump impeller-part 1: influence of

- the volute[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1999, 121(3): 621 ~ 626.
- 3 Dazin A, Charley J, Bois G, et al. Pressure fluctuations in the suction and delivery pipes and in the volute of a radial flow pump in non-cavitating and cavitating operating conditions [C] // Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting. New York: ASME, 2003: 331 ~ 338.
- 4 丛国辉. 双吸离心泵站水力稳定性研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2007.
Cong Guohui. Study on hydraulic stability of double-suction centrifugal pump station [D]. Beijing: China Agricultural University, 2007. (in Chinese)
- 5 杨敏, 闵思明, 王福军. 双蜗壳泵的压力脉动特性及叶轮径向力数值研究[J]. 农业机械学报, 2009, 40(11): 83 ~ 85.
Yang Min, Min Siming, Wang Fujun. Numerical simulation of pressure fluctuation and radial force in a double volute pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(11): 83 ~ 85. (in Chinese)
- 6 徐朝晖, 吴玉林, 陈乃祥, 等. 基于滑移网格与 RNG 湍流模型计算泵内的动静干扰[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(1): 66 ~ 68.
Xu Zhaohui, Wu Yulin, Chen Naixiang, et al. Simulation of turbulent flow in pump based on sliding mesh and RNG $k-\varepsilon$ model [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(1): 66 ~ 68. (in Chinese)
- 7 Arndt N, Acosta A J, Brennen C E. Experimental investigation of rotor-stator interaction in a centrifugal pump with several vaned diffusers[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1990, 112(1): 98 ~ 108.
- 8 Shi F, Taukamoto H. Numerical studies of effects of flow rate and radial gap on pressure fluctuations downstream of a diffuser pump impeller [C] // Proceedings of the 3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, 1999: 18 ~ 23.
- 9 Shi F, Taukamoto H. Numerical studies of pressure fluctuations caused by impeller-diffuser interaction in a diffuser pump stage [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2001, 123(3): 466 ~ 474.
- 10 王福军. 计算流体动力学分析—CFD 软件原理与应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- 11 Spence R, Amaral-Teixeira J. Investigation into pressure pulsations in a centrifugal pump using numerical methods supported by industrial test [J]. Computers & Fluids, 2008, 37(6): 690 ~ 704.
- 12 Alireza Z. Pump-turbine rotor-stator interactions in generating mode: pressure fluctuation in distributor channel [C] // Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Yokohama, 2006.
- 13 Jose G, Carlos S, Eduardo B, et al. Unsteady flow structure on a centrifugal pump: experimental and numerical approaches [C] // Proceedings of 2002 Joint US-European Fluids Engineering Summer Conference, Montreal, 2002.
- 14 Chu S, Dong R, Katz J. Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations and noise in a centrifugal pump—part A: use of PDV data to compute the pressure field [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(1): 24 ~ 29.
- 15 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 Rongsheng, Su Baowen, Yang Ailing, 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. (in Chinese)
- 16 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 Weidong, Leng Hongfei, Zhang Desheng, 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. (in Chinese)

(上接第 35 页)

- 7 张义民. 任意分布参数的机械零件的可靠性灵敏度设计[J]. 机械工程学报, 2004, 40(8): 100 ~ 105.
Zhang Yimin. Reliability sensitivity design for mechanical elements with arbitrary distribution parameters [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(8): 100 ~ 105. (in Chinese)
- 8 茆诗松, 王静龙, 濮晓龙. 高等数理统计 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.
- 9 王正. 零部件与系统动态可靠性建模理论与方法 [D]. 沈阳: 东北大学, 2008.
Wang Zheng. Theory and method for time-dependent reliability models of components and systems [D]. Shenyang: Northeastern University, 2008. (in Chinese)
- 10 王正. 基于载荷-强度干涉的零件与系统失效率计算方法 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 2010.
Wang Zheng. Method for calculating failure rate of components and systems based on load-strength interference [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)
- 11 张均享. 高机动性运载车辆动力系统 [M]. 北京: 中国科学技术出版社, 2000.