

离心泵瞬态模拟中滑移界面形状和位置研究

王超越¹ 王福军^{1,2}

(1. 中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083;

2. 北京市供水管网系统安全与节能工程技术研究中心, 北京 100083)

摘要: 滑移网格法是分析离心泵瞬态流场的最主要方法,其中滑移界面形状和位置的选取方式对流场计算结果有直接影响,而目前对如何选取离心泵滑移界面并无统一的看法。以一台离心泵为研究对象,采用5种不同的滑移界面方案分别对水泵流场进行瞬态模拟,对比不同工况下的外特性、基本流态和隔舌处压力脉动特性等。研究表明,方案I(紧贴叶轮的短一字形滑移界面)和方案V(环绕叶轮的倒U字形滑移界面)的水泵效率平均计算误差均在1%左右,且两者在轴面流态和蜗壳进口的速度分布上均与实际情况吻合良好,而方案V更能突出泵腔流体流速的梯度变化,且在隔舌处的压力脉动特性方面最符合已有研究结果。方案Ⅲ(紧贴叶轮的长一字形滑移界面)和方案Ⅳ(紧贴基圆的长一字形滑移界面)均将整个泵腔设为旋转域,水泵效率计算误差达5.2%和9.2%,且两者的轴面流态也明显有悖于已有研究结论。方案Ⅳ和方案Ⅱ(紧贴基圆的短一字形滑移界面)均将旋转域紧贴隔舌,导致隔舌对液流的切割作用被放大,表现为隔舌处的进口流速严重下降。综合分析表明,直接将泵腔设为旋转域和将滑移界面紧贴隔舌的做法均会使模拟结果有较大偏差,推荐将滑移界面取为环绕叶轮的倒U字形,该方式能在保证模拟精度的同时反映最真实的流动特性。

关键词: 离心泵; 滑移网格法; 滑移界面; 瞬态分析

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2017)01-0081-08

Shape and Position of Sliding Interface for Transient Flow Simulation of Centrifugal Pump

WANG Chaoyue¹ WANG Fujun^{1,2}

(1. College of Water Resources and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. Beijing Engineering Research Center of Safety and Energy Saving Technology for Water Supply Network System, Beijing 100083, China)

Abstract: Sliding mesh method is one of the most important methods for analyzing transient rotor-stator coupling of centrifugal pump. The shape and position of sliding mesh interface have direct impacts on the calculation results of transient flow field. However, until now there was no uniform view on how to select the sliding mesh interface. A centrifugal pump was taken as study object. Five different sliding mesh interface schemes were used to simulate the transient flow field. Results showed that the average simulation errors of pump efficiencies for scheme I (i. e. , the short line-shaped interface close to impeller outlet) and scheme V (i. e. , the inverted U-shaped interface surrounding impeller) were both about 1%. The streamlines in meridian plane and velocities in volute inlet for both schemes were in line with existed experimental results. Specially, the scheme V can give more reasonable gradient of velocity in pump chamber, and gain right results of pressure fluctuation in tongue area. Both scheme Ⅲ (i. e. , the long line-shaped interface close to impeller outlet) and scheme Ⅳ (i. e. , the long line-shaped interface close to base circle of spiral casing) set the pump chamber to a rotating domain, and gave the simulation errors of pump efficiency as 5.2% and 9.2%, respectively, which also resulted in incorrect streamlines in meridian plane. Both scheme Ⅳ and scheme Ⅱ (i. e. , the short line-shaped interface close to base circle of volute casing) set the rotating domain close to tongue, and caused shearing action of tongue to be enlarged. The inlet velocities in tongue area were decreased seriously. In summary, the schemes that

收稿日期: 2016-09-22 修回日期: 2016-11-15

基金项目: 国家自然科学基金项目(51321001,51139007)和“十二五”国家科技支撑计划项目(2015BAD20B01)

作者简介: 王超越(1993—),男,博士生,主要从事水动力学与水力机械研究,E-mail: 1209080407@cau.edu.cn

通信作者: 王福军(1964—),男,教授,博士生导师,主要从事水动力学与水力机械研究,E-mail: wangfj@cau.edu.cn

made the entire pump chamber into rotating domain or made the interface close to the tongue would make the simulation results unreasonable. The scheme taking the inverted U-shaped interface surrounding impeller as interface was suggested. This scheme can guarantee the simulation accuracy and reflect the real characteristics of the flow field.

Key words: centrifugal pump; sliding mesh method; sliding interface; transient analysis

引言

对于叶轮机械内部旋转流场的模拟而言,最常用的方法有多参考坐标系法 (Multiple reference frame, MRF)、滑移网格法 (Sliding mesh method, SMM)和动态网格法 (Dynamic mesh method, DMM)等。其中,MRF 是一种适于稳态模拟的近似解法,而 SMM 和 DMM 则常用于瞬态模拟^[1-2]。离心泵内的流动是一种复杂的三维湍流流动,具有瞬态性、强旋转性和脉动性等特点^[3-4],故更适合以瞬态方法进行模拟。其中,DMM 最接近于真实物理流动,但在迭代时需要不断重新划分网格以适应计算需求,故所需储存空间较大、计算耗时较长,且容易产生负体积网格和求解发散;SMM 在计算时,旋转域和静止域产生相对滑动,但保持交界面通量一致,具有设置简便、求解速度和稳定性良好的特点^[5-6]。且有研究表明,在迭代稳定后,SMM 与 DMM 的运算结果趋于一致^[7],故 SMM 在工程应用中仍是优先采用的高精度方法。

滑移界面是连接旋转域和静止域的交界面,理论上只要设置在动静 2 个计算域之间即可。目前在旋转机械的研究中,轴流式风机常将滑移界面取为较大大于叶轮尺寸的圆柱面以保证风速稳定^[8];螺旋

桨常将滑移界面取为略大于转轮直径的圆柱面^[9];离心式压气机常将滑移界面取为紧贴叶轮出口的环面^[10];水轮机常将滑移界面取为位于叶片进口和导叶出口中间的环面^[11-12]。而对于离心泵而言,研究中通常将滑移界面取为叶轮出口环面,而对于该做法及其它选取方式的合理性分析则很少考虑。本文以一台离心泵为研究对象,采用 5 种不同的滑移界面的选取方式,并对模拟结果进行对比分析,旨在揭示滑移界面的选取方式对离心泵计算结果的影响。

1 滑移界面的选取方式

离心泵的计算域由吸入段、叶轮、泵腔、蜗壳和压出段组成。水流由吸入段进入泵内,经叶轮做功后进入蜗壳并被压出,同时部分水流积在泵腔内。在数值模拟时,对于滑移界面的选取,王文全等^[13]在研究垂直叶片叶轮搅拌机时指出,滑移界面应取在定子部件和转子部件间靠近转子部件 1/8 ~ 1/4 处。而在本研究中,根据水泵的流动特点,参考其它旋转机械的处理方式,选取 5 种不同形式的滑移界面,其形状和位置如表 1 和图 1 所示。其中,淡蓝色区域表示静止域,黄色区域表示旋转域,红色线表示滑移界面,深蓝色线表示蜗壳基圆。

表 1 各方案下滑移界面的形状和位置
Tab.1 Shape and position of sliding mesh interface of each scheme

	方案 I	方案 II	方案 III	方案 IV	方案 V
旋转域	叶轮	叶轮	叶轮 + 泵腔	叶轮 + 泵腔	叶轮 + 部分泵腔
静止域	蜗壳 + 泵腔	蜗壳 + 泵腔	蜗壳	蜗壳	蜗壳 + 剩余泵腔
界面位置	紧贴叶轮出口的间断圆环面	紧贴蜗壳基圆的连续圆环面	紧贴叶轮出口的分立圆环面	紧贴蜗壳基圆的连续圆环面	环绕叶轮且基本沿泵腔中线的不规则环面
轴面形状	紧贴叶轮的短一字形	紧贴基圆的短一字形	紧贴叶轮的长一字形	紧贴基圆的长一字形	环绕叶轮的倒 U 字形

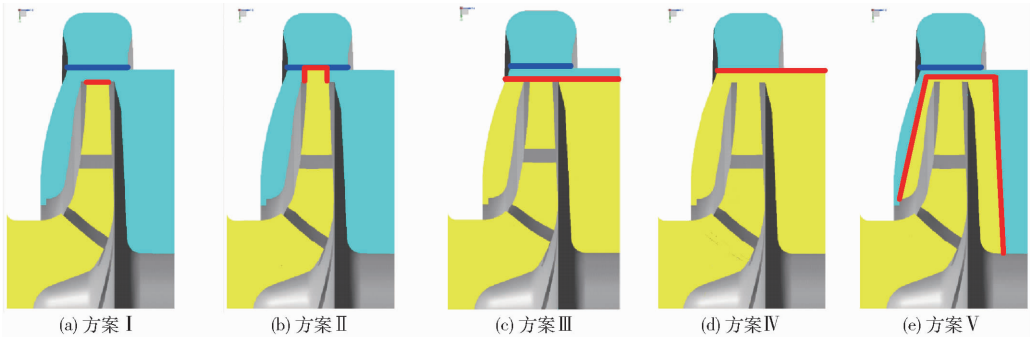


图 1 滑移界面位置图
Fig.1 Position schematics of sliding mesh interface

2 计算模型

2.1 湍流模型及近壁区处理模式

离心泵内的流动属于不可压缩三维湍流流动, 对这种流动的数值计算常采用计算效率较高的雷诺时均法。离心泵内的主流区一般处于高雷诺数的湍流状态, 本研究中采用 SST $k-\omega$ 模型, 因其不仅能模拟强旋流, 而且还提高了对逆压梯度的灵敏程度, 降低了对近壁区的计算难度, 相对 $k-\varepsilon$ 模型更加精确、稳定^[14]。该模型的湍动能 k 和比耗散率 ω 的输运方程表达式^[8,15]为

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = p_k \frac{M_\infty}{Re} - \beta' \rho k \omega \frac{Re}{M_\infty} + \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \frac{M_\infty}{Re} \\ \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = p_\omega \frac{M_\infty}{Re} - \beta \rho \omega^2 \frac{Re}{M_\infty} + \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \frac{M_\infty}{Re} \end{cases} \quad (1)$$

式中 ρ ——液体密度 u_j ——速度
 x_j —— x 方向矢量 t ——时间
 p_k, p_ω ——压力 Re ——雷诺数
 μ, μ_T ——粘性系数 F_1 ——加权常数
 $M_\infty, \beta', \beta, \sigma_k, \sigma_{\omega 2}$ ——封闭常数

对于近壁区的处理模式, $k-\varepsilon$ 类模型常用的是计算代价较小的壁面函数法, 而 SST $k-\omega$ 模型则利用混合函数在近壁区使用较为精确的 $k-\omega$ 模型, 在自由流区采用 $k-\varepsilon$ 模型。故对于 $k-\omega$ 类模型而言, 近壁区的处理主要通过网格划分时控制合理的 y^+ 值来实现, 目的是保证在近壁区模拟时有足够的计算节点^[14-15]。

2.2 网格划分与 y^+ 的选择

由于离心泵的计算域较多、几何形状复杂, 故本文采用对边界适应性较好的四面体非结构化网格。网格划分时考虑叶片的边界层处理, 并对复杂几何区域进行局部加密处理。另外, 为给后续研究提供可靠的结果, 取细化比为 1.3 的 4 套网格进行网格无关性检查, 各套网格依次记为 M1、M2、M3 和 M4, 且网格无关性检查结果如图 2 所示。

4 套网格计算耗时依次为 39、103、270、461 min。考虑到网格过于稀疏会使重要几何特征失真、网格过于稠密会增加计算耗时和存储空间, 故本文中取网格 M3 进行后续计算。另外, 为较好地适应近壁区的流动特点, 网格划分时还需考虑 y^+ 值的选择。由于 y^+ 值只有在计算完成后才能获取, 故本研究中将计算与网格

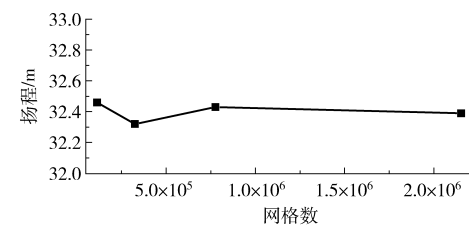


图 2 网格无关性检查结果

Fig. 2 Result of grid-independent verification

划分迭代进行, 最终保证 y^+ 值在合理的范围内。

2.3 其他计算参数设置

本研究中所有数值计算工作均为瞬态模拟, 滑移网格法采用瞬态转子-定子耦合格式^[16], 设置时间步长为 2.299×10^{-4} s, 即每个时间步内叶轮旋转 4° ; 对于离散格式而言, 对流项和湍流数值项采用二阶迎风格式, 瞬态项采用二阶向后差分格式; 对于边界条件而言, 进口边界条件采用质量流量进口, 出口边界条件采用静压出口, 且各固体壁面均按照设计图纸进行表面粗糙度设置; 对于计算方法而言, 研究中采用全隐式耦合求解技术; 对于收敛标准而言, 收敛残差标准为 1.0×10^{-4} , 且设置扬程监测项。

3 数值计算结果与分析

本文的计算模型是一台 IS65-50-160 型的单级单吸清水离心泵, 其设计流量为 $25 \text{ m}^3/\text{h}$ 、设计扬程为 32 m、转速为 2 900 r/min、比转数为 65.6、轴功率为 3.71 kW、效率为 65%、叶轮出口直径为 161 mm、叶片数为 6。在对 5 种不同滑移界面的选取方案分别进行瞬态计算后, 从外特性、流态和压力脉动特性等几方面对模拟结果进行分析。

3.1 水泵外特性

在水泵的外特性计算时需要容积效率和机械效率进行估计, 本文参照文献[17]进行计算。在对各方案进行瞬态模拟后, 选取稳定后的 2 个旋转周期对扬程和轴功率等参数进行时均化处理, 各方案下的流量-扬程曲线和流量-效率曲线如图 3 所示。

分析图 3 的性能曲线可以发现, 对于扬程曲线而言, 方案 I 的模拟结果与试验值差别较小, 平均误差在 1% 左右; 方案 II、方案 III 和方案 V 的模拟结果基本一致, 与试验值的平均误差在 3% 左右; 方案 IV 的模拟结果与试验值差别最大, 平均误差在 6% 左右。对于效率曲线而言, 方案 I、方案 II 和方案 V 的模拟结果基本一致, 与试验值的平均误差在 1% 左右; 方案 III 和方案 IV 的模拟结果则与试验值有很大差别, 平均误差为 5.2% 和 9.2%。综合来看, 考虑到工程中的精度要求和对效率点的关心程度, 方案 I、方案 II 和方案 V 的模拟结果均在合理范围内,

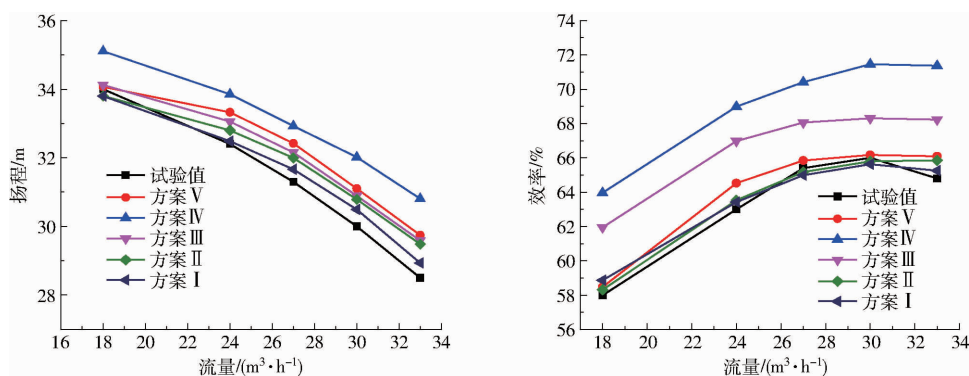


图3 外特性模拟结果

Fig.3 Numerical simulation results of external characteristics

但方案Ⅲ和方案Ⅳ则与试验值有较大差异,特别是方案Ⅳ,表现为扬程偏高、轴功率偏低和效率偏高的不合理结果,对其原因,将在流态分析中予以阐述。

3.2 泵腔内流态

以下均取最优工况的模拟结果进行分析。考虑到前盖板泵腔与后盖板泵腔流态是类似的,故选择后盖板腔体进行分析。图4给出了5种方案中后盖板腔体域在 $Z=42\text{ mm}$ 、 $Z=46\text{ mm}$ 、 $Z=50\text{ mm}$ 和 $Z=54\text{ mm}$ 处(Z 表示切平面的轴向位置)切平面内相对速度分布,且 $Z=42\text{ mm}$ 切平面紧贴后盖板壁面。从图4中可以看出,在方案Ⅰ和方案Ⅱ中,腔体域为静止域且后盖板壁面为旋转壁面,故 $Z=42\text{ mm}$ 处的剪切速度较大,且剪切流动随着轴向距离的增大而有所减弱;在方案Ⅲ和方案Ⅳ中,腔体域为旋转域且后盖板壁面为旋转壁面,但此时各轴向切面的相对速度很低,即剪切流动很弱,特别是方案Ⅳ在 $Z=42\text{ mm}$ 处的速度分布。这一模拟结果明显有悖于基本的流动原理,故会使得正常的圆盘摩擦损失大大降低,因而导致方案Ⅲ和方案Ⅳ的扭矩明显减小、效率明显增高的不合理结果;在方案Ⅴ中,后盖板腔体部分处于静止域、部分处于旋转域,故在滑移界面附近的 $Z=46\text{ mm}$ 处才出现较强的剪切流动。根据水流的粘附特性可知,剪切速度最强的分布并不应出现在后盖板壁面,而应出现在边界层之外,即方案Ⅴ的滑移界面取法更能反映真实的物理流动、突出流速的梯度变化。

3.3 滑移界面附近的流态

图5给出了各方案下在 $t=0.2069\text{ s}$ (即旋转10周)时水泵轴面视图中的流线分布,该图最能直观地表达滑移界面附近的流态。从图中可以看出,对于方案Ⅰ而言,叶轮出口处和前后盖板近壁区的流速较大,而前后泵腔及其壁面的流速较小;泵腔内的轴面流线相对光滑且在后腔的拐角处有明显的死水区;蜗壳断面中有典型的对涡状二次流动。对于方案Ⅱ和方案Ⅴ而言,2种方案的流速和流线分布状况与方案Ⅰ几乎一致。对于方案Ⅲ和方案Ⅳ而言,

叶轮出口处、前后盖板近壁区、前后泵腔及其壁面处流速均很大;泵腔内的流态改变明显,拐角处无明显的涡流;蜗壳断面对涡状二次流消失,只有一个较大的漩涡。根据以上的分析可以发现,方案Ⅰ、方案Ⅱ和方案Ⅴ的模拟结果基本一致且符合以往的研究结论^[18],但方案Ⅲ和方案Ⅳ的模拟结果则明显有悖于基本的流动规律,如后腔体壁面处流速较大、蜗壳断面中只有一个较大的漩涡等。经以上分析可说明,将叶轮与泵腔直接设为旋转域,即采用长一字形的滑移界面是不合理的,这一方案会导致模拟结果出现很大的误差。

3.4 蜗壳基圆上的速度分布

蜗壳基圆也称为蜗壳进口,其流态会直接影响整个压水流动道内的流动。本文在蜗壳基圆的8个标准断面上均匀布置8个测点以监测进口处的速度分布,同时在隔舌处增加一个附加测点,测点布置情况如图6所示。各测点处的监测值为绝对速度的时均值,且各方案下进口圆周上的速度分布曲线如图7所示。

分析速度分布曲线可以发现,在蜗壳的第1断面至第8断面的进口圆周上,各方案下的进口速度平均值差别不大,液流基本均匀地进入蜗壳流道。但在测点1和测点2的区间段内,即液流经过隔舌区域时,各方案的模拟结果有明显区别。液流在经过隔舌时,由于隔舌对液流的切割作用会导致这一区域的流态相对复杂,且液流速度会有所下降。其中,方案Ⅰ、方案Ⅲ和方案Ⅴ的流速下降幅度基本一致,但由于方案Ⅱ和Ⅳ的滑移界面选在测点所在圆周,即旋转域已逼近隔舌,故会在一定程度上放大隔舌的切割作用,在曲线图上表现为测点1、2间流速大幅度下降,这会影响对蜗壳进口及蜗壳流道内流态的准确模拟。通过以上分析可以看出,将滑移界面直接取在蜗壳进口的做法是不合理的。

3.5 隔舌处的压力脉动特性

压力脉动特性是水泵性能的重要指标,而隔舌处的脉动特性则最具代表性。在本文中,压力脉动

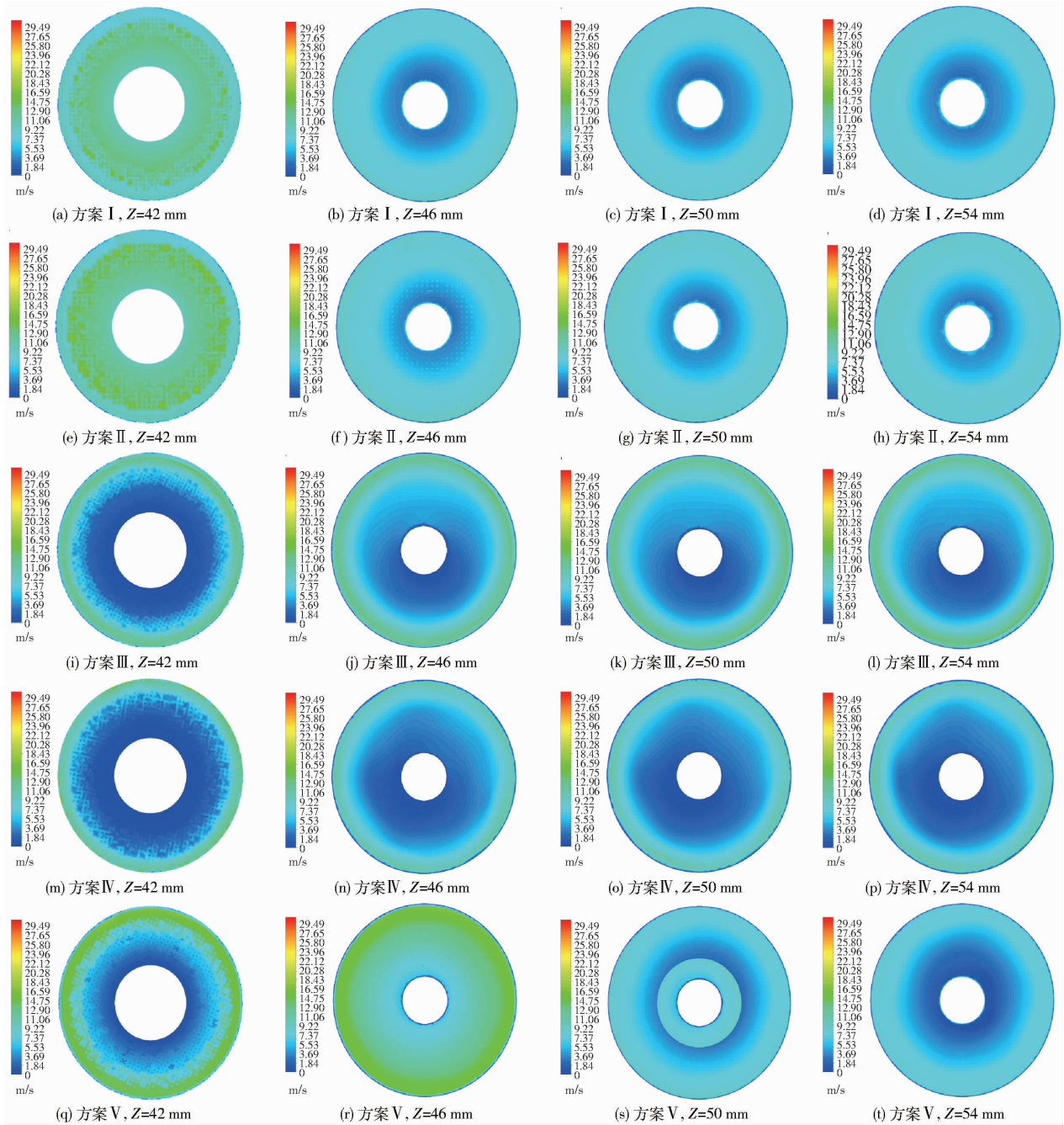


图 4 后盖板腔体内的速度分布

Fig. 4 Velocity distributions in domain of hub cavity

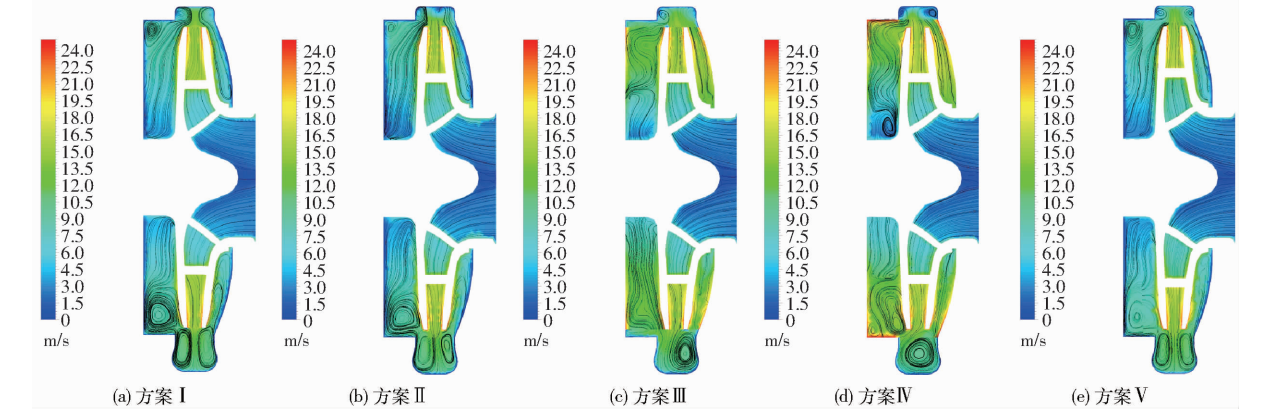


图 5 泵内轴面流线图

Fig. 5 Streamlines in meridian plane

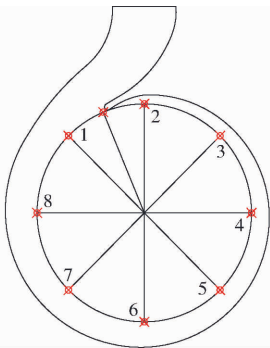


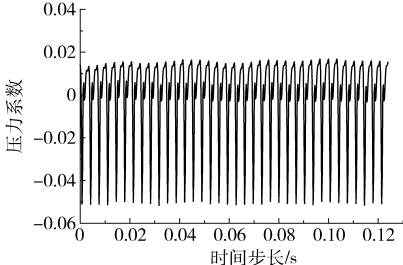
图 6 蜗壳圆周测点布置

Fig. 6 Circumferential measuring points arrangement of volute

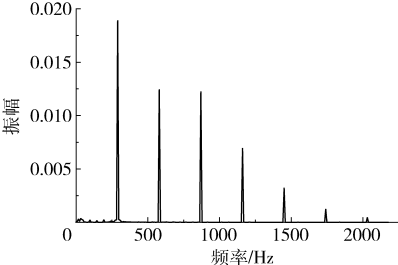
的幅值以压力系数的形式表示,且压力系数定义为

$$C_p = \frac{p - \bar{p}}{0.5\rho u_2^2} \tag{2}$$

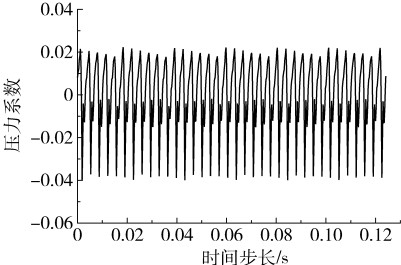
式中 p ——瞬时压力



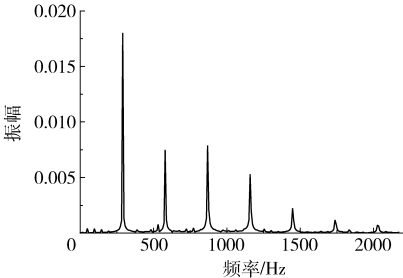
(a) 方案 I, 时域图



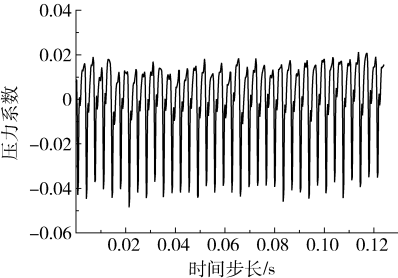
(b) 方案 I, 频域图



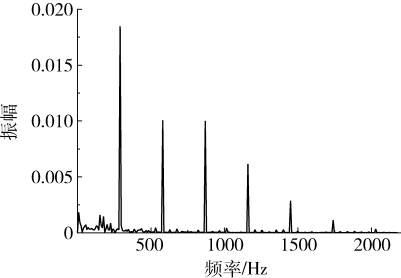
(c) 方案 II, 时域图



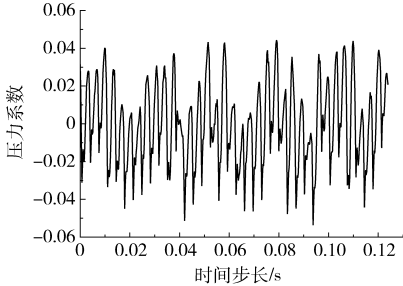
(d) 方案 II, 频域图



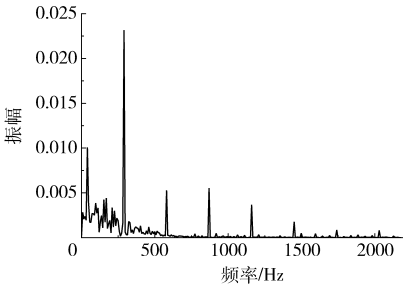
(e) 方案 III, 时域图



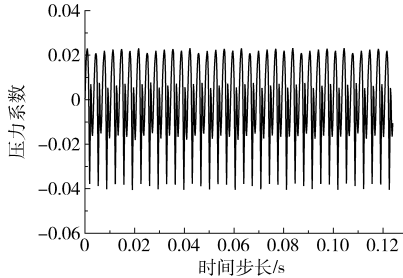
(f) 方案 III, 频域图



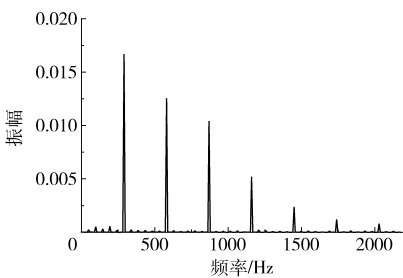
(g) 方案 IV, 时域图



(h) 方案 IV, 频域图



(i) 方案 V, 时域图



(j) 方案 V, 频域图

图 8 隔舌处压力脉动特性

Fig. 8 Pressure fluctuation characteristics of volute tongue

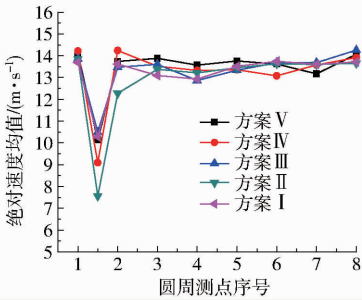


图 7 蜗壳基圆上的速度分布

Fig. 7 Inlet velocity distribution of volute

u_2 ——叶轮出口的周向速度

$\bar{p}$ ——统计时间内的压力均值

又知本文研究对象的转速为 2 900 r/min、叶片数为 6,故其轴频和叶频分别为 48.3 Hz 和 290 Hz。

图 8 为不同方案下隔舌处压力脉动时域图和频

域图。从图中可以看出,各方案的主频均为叶频及其倍频,且叶频振幅依次为 0.018 93、0.018 01、0.018 46、0.023 16 和 0.016 68,而主频基本都在 4 倍叶频以内;对于方案 II 和 IV 而言,其 2、3 倍叶频都明显降低,基本在 0.005 ~ 0.007 的范围内;对于方案 III 和方案 IV 而言,除叶频及其倍频外,小于叶频的低频振动明显出现,特别是方案 IV,已出现突出的低频宽带,最高幅值达到 0.01。根据文献[19-20]可以发现,由于数值模拟时没有现场干扰源,且研究对象也不具有主背叶片干涉的条件,故频域图中出现明显的低频脉动是不合理的,这应是旋转域紧靠隔舌的缘故。另外,叶频及其倍频的幅值应是逐渐降低的,即方案 V 的模拟结果是最合理的。

4 结论

(1)在离心泵流动的数值模拟中,不同的滑移界面的选取方式对模拟结果会产生较大的影响。

(2)对于紧贴叶轮的短一字形滑移界面(方案 I)和环绕叶轮的倒 U 字形滑移界面(方案 V)而言,2 种方案的水泵效率模拟结果的平均误差均在 1% 左右,精度相当;在滑移界面附近的流态和蜗壳进口的速度分布等方面均符合已有研究认知;而方案 V 在泵腔的相对速度分布中表现为最强剪切流动出现在边界层之外,在理论上更符合真实的物理流动,且在隔舌处的压力脉动特性也更符合相关的模

拟和试验研究。

(3)对于紧贴叶轮的长一字形滑移界面(方案 III)和紧贴基圆的长一字形滑移界面(方案 IV)而言,2 种方案在外特性方面均表现为轴功率偏低、效率偏高的不合理结果,这是由于两者均将泵腔设为旋转域,人为导致流体相对运动程度减小、圆盘摩擦损失的模拟值大大降低,且导致滑移界面附近的流态不符合以往的研究规律,如后腔体壁面速度很大、蜗壳断面无对涡状二次流等。

(4)对于紧贴基圆的短一字形滑移界面(方案 II)和紧贴基圆的长一字形滑移界面(方案 IV)而言,2 种方案在蜗壳进口的速度分布上存在不合理之处,表现为液流经过隔舌时速度严重下降,其原因应是旋转域因紧贴隔舌而导致隔舌对液流的切割作用被放大。另外,方案 IV 在隔舌处压力脉动特性方面表现为出现较强的低频脉动,这也与已有研究结论相悖。

(5)在滑移界面选取时,直接将泵腔设为旋转域和将滑移界面紧贴隔舌的做法均不可取,这样会使模拟结果有较大程度的偏差。综合来看,推荐方案 V 作为滑移界面的选取方案,即将滑移界面取为环绕叶轮的倒 U 字形,因为该方案最能在保证模拟精度的同时突出泵腔内流速的梯度变化、体现真实的物理流动。

参 考 文 献

- 1 赵斌娟,袁寿其,陈汇龙. 基于滑移网格研究双流道泵内非定常流动特性[J]. 农业工程学报, 2009, 25(6):115-119. ZHAO Binjuan, YUAN Shouqi, CHEN Huilong. Unsteady flow characteristics in double-channel pumps based on sliding mesh[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(6): 115-119. (in Chinese)
- 2 ANSYS Inc. ANSYS fluent theory guide ANSYS fluent release 16.0[M]. ANSYS Inc., 2015.
- 3 BOTHE F, FRIEBE C, HEINRICH M, et al. CFD simulation of incompressible turbomachinery—a comparison of results from ANSYS Fluent and OpenFOAM[C]// ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, 2014, 2B: VO2BT39A025.
- 4 YAO Zhifeng, WANG Fujun, QU Lixia, et al. Experimental investigation of time-frequency characteristics of pressure fluctuations in a double-suction centrifugal pump[J]. Journal of Fluid Engineering, 2011, 133(10):101303.
- 5 张来平,邓小刚,张涵信. 动网格生成技术及非定常计算方法进展综述[J]. 力学进展, 2010, 40(4):424-447. ZHANG Laiping, DENG Xiaogang, ZHANG Hanxin. Reviews of moving grid generation techniques and numerical methods for unsteady flow[J]. Advances in Mechanics, 2010, 40(4):424-447. (in Chinese)
- 6 张凌新,胡龙兵,邵雪明. 滑移网格下泵内流场的非定常流计算[J]. 水动力学研究与进展, 2013, 28(1):10-16. ZHANG Lingxin, HU Longbing, SHAO Xueming. Computation of unsteady flow fields in a pump using sliding mesh methods[J]. Chinese Journal of Hydrodynamics, 2013, 28(1):10-16. (in Chinese)
- 7 黄思,杨富翔,郭京,等. 运用三维动网格技术模拟计算离心泵非定常流动[J]. 科技导报, 2013, 31(24):33-36. HUANG Si, YANG Fuxiang, GUO Jing, et al. Numerical simulation of 3D unsteady flow in centrifugal pump by dynamic mesh technique[J]. Science & Technology Review, 2013, 31(24):33-36. (in Chinese)
- 8 丁涛,施正香,杨建宝,等. 开放式奶牛舍扰流风机扩散器性能参数优化[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(3):319-327. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20160345&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.03.045. DING Tao, SHI Zhengxiang, YANG Jianbao, et al. Optimization of diffuser parameters of mixing flow fans in open dairy house[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(3):319-327. (in Chinese)

9 张漫,黎胜. 基于滑移网格技术计算螺旋桨水动力性能研究[J]. 船海工程, 2013, 42(5):25-29.
ZHANG Man, LI Sheng. Based on sliding grid to calculate the hydrodynamic performance of propeller[J]. Ship & Ocean Engineering, 2013, 42(5):25-29. (in Chinese)

10 ZHANG Ning, ZHANG Peng, WU Jihao, et al. Numerical study of unsteady flow in centrifugal cold compressor[C] // 25th International Cryogenic Engineering Conference and the International Cryogenic Materials Conference in 2014, ICEC 25-ICMC 2014.

11 TRIVEDI C, CERVANTES M J, DAHLHAUG O G. Experimental and numerical studies of a high-head francis turbine: a review of the francis-99 test case[J]. Energies, 2016, 9(2):1-24.

12 TERAN L A, LARRAHONDO F J, RODRÍGUEZ S A. Performance improvement of a 500-kW Francis turbine based on CFD [J]. Renewable Energy, 2016, 96:977-992.

13 王文全,郝栋伟,张立翔. 滑移界面位置对叶轮机械内部旋转流场的影响[J]. 北京理工大学学报, 2012, 32(9):890-894.
WANG Wenquan, HAO Dongwei, ZHANG Lixiang. Effects of sliding mesh interface position on swirling flow fields in impeller machinery[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2012, 32(9):890-894. (in Chinese)

14 王福军. 流体机械旋转湍流计算模型研究进展[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(2):1-14. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20160201&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.02.001.
WANG Fujun. Research progress of computational model for rotating turbulent flow in fluid machinery[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(2):1-14. (in Chinese)

15 MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994, 32(8):1598-1605.

16 ANSYS Inc. ANSYS CFX Solver theory guide ANSYS CFX Release 16.0[M]. ANSYS Inc., 2015.

17 何希杰,劳学苏. 离心泵效率计算若干公式评价[J]. 水泵技术, 2009(6):16-19.

18 STEPANOFF A J. Centrifugal and axial flow pumps theory design and application[M]. New York: John Wiley and Sons, 1957.

19 YUAN Shouqi, YONG Yan, YUAN Jianping. Unsteady turbulent simulation and pressure fluctuation analysis for centrifugal pumps [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(1):64-69.

20 蔡建程,潘杰, GUZZOMI Andrew. 离心泵隔舌区压力脉动测量与分析[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(6):92-96. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20150614&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.06.014.
CAI Jiancheng, PAN Jie, GUZZOMI Andrew. Pressure fluctuations around volute tongue of centrifugal pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(6):92-96. (in Chinese)

中国科协智能制造学会联合体成立大会在京召开

2016年12月24日,中国科协智能制造学会联合体成立大会在北京举行。中国科协党组书记、常务副主席、书记处第一书记尚勇,中国科协智能制造学会联合体理事长、中国工程院院长、中国机械工程学会荣誉理事长周济院士,中国科协副主席、中国科学院副院长、党组成员李静海院士,中国机械工业联合会常务副会长薛一平等出席大会并讲话,周济院士在成立大会上做了主题报告。

中国科协有关领导,学会联合体有关领导以及11个学会联合体发起单位的代表,学会联合体专家委员会李培根院士、蒋庄德院士、周立伟院士、叶声华院士、顾国彪院士、桂卫华院士、闫楚良院士等专家代表,工业和信息化部、中国工程院等相关部委、企业、高校、科研院所代表共100余人出席了成立大会。我会方宪法、韩鲁佳副理事长出席了成立大会。

中国科协智能制造学会联合体由中国机械工程学会、中国仪器仪表学会、中国汽车工程学会、中国电工技术学会、中国电子学会、中国自动化学会、中国农业机械学会、中国人工智能学会、中国微米纳米技术学会、中国光学工程学会、中国纺织工程学会等11家学会共同发起成立。成员单位还包括15家企业、10家科研机构 and 11家高等院校。我会罗锡文理事长以及11家发起学会的负责人担任联合体副理事长;中国农业机械化科学研究院、中国一拖集团有限公司和中国农业大学为我会推荐的联合体理事单位;罗锡文、任露泉、闫楚良院士,方宪法、应义斌、张小超、张宾、赵春江、赵剡水为我会推荐的专家委员会成员;张咸胜秘书长担任联合体秘书处副秘书长。