

大型离心泵转子动力学分析

赵万勇,王 磊,白双宝

(兰州理工大学 能源与动力工程学院,甘肃 兰州 730050)

摘 要: 采用 Fluent 软件对某大型双吸离心泵内部流场进行数值模拟,计算得出不同流量下叶轮所受径向力,作为叶轮转子有限元分析的边界条件.应用 ANSYS Workbench 软件对离心泵叶轮转子进行模态分析,得到四阶固有频率和振型;加载径向力载荷后,不同流量下叶轮转子产生形变,其中 0 流量和 $0.4 Q_0$ 流量时泵密封环处形变量超出密封间隙设计值,为泵的密封环间隙的设计和修改提供了参考依据.

关键词: 离心泵;转子;数值模拟;径向力;模态分析

中图分类号: TH311 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-0366(2013)01-0081-04

Dynamic Analysis of Large Centrifugal Pump Rotor

ZHAO Wan-yong, WANG Lei, BAI Shuang-bao

(College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: Radial forces of a double-suction centrifugal pump rotor in different flows are calculated through numerical simulation and used to be the boundary conditions of finite element analysis. Firstly, with the finite element analysis software ANSYS Workbench, the modality of the centrifugal pump rotor is analyzed to obtain its four order natural frequencies and vibration modes. According to the modality analysis, data reference is provided for further vibration analysis of the rotor. Also, the deformation-value of the shaft at the sealed ring from 0 to $0.4Q_0$ is beyond its design value through finite element analysis, which provides reference for the design of sealed ring gap of the pump.

Key words: centrifugal pump; rotor; numerical simulation; radial force; modality analysis

离心泵是以转子为工作主体的旋转机器之一,转轴与叶轮构成了离心泵的转子,泵在运行时转子系统常常发生振动,它不仅会降低泵的工作效率,严重时还会造成事故,影响泵的安全经济运行.所以对离心泵转子振动的研究具有重要意义.泵的动力学特性研究逐渐受到国内外学者的关注,如 Caughey T K 等学者^[1]用近 40 年时间对作用于离心泵叶轮转子上的稳态、瞬态作用力及相应的转子动力学问题进行理论和试验研究,对 NASA 的数十种叶轮及蜗壳进行了试验,形成了庞大的试验数据库,用于指导 SSME 的设

计.文献[2]结合 Fluent 与 ANSYS 对泵体的强度、模态分析和频率进行了模拟分析,但没有对叶轮转子的动力学特性进行分析;文献[3]从数学模型的角度出发,对带有裂纹的离心泵叶轮转子建立了非线性横向振动力学模型,并进行了仿真分析.我们以某大型双吸离心泵为研究对象,利用 Fluent 软件模拟叶轮和蜗壳流场,得到叶轮出口静压分布结果并用于基于 ANSYS Workbench 的转子有限元计算模型的边界条件,进行叶轮转子的模态分析和受到流体径向力后的变形分析.

收稿日期:2012-06-07

基金项目:甘肃省教育厅研究生导师科研项目(0503-04)

作者简介:赵万勇(1962-),男,教授,硕士研究生导师,主要从事流体机械方面的研究. E-mail:zhaowy@lut.cn

1 离心泵数值模拟

1.1 计算模型和网格离散方法

应用 PRO-E 软件进行双吸离心泵内部流动区域的三维实体建模, 导入 ICEM 中进行网格划分和网格优化, 采用非结构四面体网格。

在 Solver/Control/Solution 面板下, 压力插值选用标准格式, 动量、能量、紊动能、耗散率采用二阶

$$\begin{cases} \left[E = \rho_u \rho_{uu} - \mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \rho_{uv} - \mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \rho_{uw} - \mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial x} \right]^T \\ \left[F = \rho_v \rho_{vu} - \mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \rho_{vv} - \mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \rho_{vw} - \mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial y} \right]^T \\ \left[G = \rho_w \rho_{wu} - \mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial z} \rho_{wv} - \mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial z} \rho_{ww} - \mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial z} \right]^T \end{cases}, \quad (2)$$

$$S = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial x} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} + \omega_x^2 - 2\rho \omega_v \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial y} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} + \omega_y^2 - 2\rho \omega_u \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} \end{bmatrix}, \quad (3)$$

其中: ρ 为流体密度; p 为流体压力; u, v, w 分别为相对速度在 3 个坐标轴上的分量; $2\rho \omega_v$ 为科氏力在 x 方向分量; $2\rho \omega_u$ 为科氏力在 y 方向分量; μ_{eff} 为有效粘性系数. 采用 MRF(旋转坐标系)模型。

1.3 边界条件

(1) 叶轮进口边界条件 选用速度进口, 按均匀速度进口定义, 方向垂直于进口面, 进口轴向均匀速度可由进口流量求出(圆周速度不计)。

(2) 出口边界条件 选用出流(outflow)边界条件;

(3) 坐标系定义 由于选取 MRF(多旋转坐标系), 旋转轴采用右手法则, 转速由设计条件给定。

(4) 固壁条件 计算的固壁上使用无滑移条件, 在近壁区, 采用 Fluent 提供的标准壁面函数功能进行处理。

(5) 耦合面定义 将耦合面定义为 interior, 在 Fluent 计算中蜗壳是通过耦合面获得叶轮旋转部分的计算数据输入的, 此耦合面亦作为叶轮旋转部分的数据输出。

1.4 模拟数据后处理及径向力

采用文献[4]提出的出口压力法, 将通过 Fluent 计算得到的不同流量下叶轮出口与压水室耦合面静压分布数据导出, 在 Excel 里进行计算处理. 研究中选用的离心泵叶轮出口半径 $R_2 = 575$ mm, 叶轮出口宽度 $B_2 = 224$ mm, 叶轮出口与蜗壳耦合面网格

迎风格式(计算中更加稳定), 对输送清水状况进行计算时, 压力和速度耦合使用 SIMPLEC 算法。

1.2 控制方程和湍流模型

在模拟离心泵输送清水介质时选用应用范围广且精度合理的标准 $k-\epsilon$ 模型, 离心泵内部三维不可压湍流场可表示为

$$\frac{\partial E}{\partial x} + \frac{\partial F}{\partial y} + \frac{\partial G}{\partial z} = S, \quad (1)$$

节点的个数 $N = 3486$, 径向力及其分量计算结果见表 1。

表 1 处理后的叶轮径向力数据

径向力/N	流量		
	0.4Q ₀	1.0Q ₀	1.4Q ₀
F _y	-28 207.29	7.472 0	16 301.84
F _z	-7 601.93	3 274.49	-2 260.31
F	29 213.70	3 274.51	16 457.80

从表 1 中可看出, 在额定流量下径向力并不为 0, 这是由于泵体的非对称结构导致泵叶轮各流道的流量、流速及叶轮出口的压力分布出现非对称性引起的[5]。

2 叶轮转子有限元分析

ANSYS Workbench 是有限元分析软件 ANSYS 的系列产品之一, 具有强大的结构动力分析功能, 利用模态分析可以得到叶轮转子的固有频率和振型, 进而可求得临界转速. 模态分析用于确定设计结构的振动特性(固有频率和振型), 它们是承受动载荷的结构设计中的重要参数; 同时, 也是瞬态分析、谐响应分析、谱分析的起点[6]. 结构模态分析的有限元法是把物体离散为有限个数量的单元体[7,8]. 采用有限元方法进行三维实体动力学分析

时,需要求解的系统运动微分方程^[9]可表示为

$$M\ddot{u}(t) + C\dot{u}(t) + Ku(t) = F(t), \quad (4)$$

其中: M 、 C 、 K 分别为系统的 $n \times n$ 阶质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵; \ddot{u} 、 \dot{u} 、 $u(t)$ 分别为系统的加速度、速度、位移响应 n 阶列向量; $F(t)$ 为 n 阶动态载荷列向量。

运动方程包括了每一时刻作用在结构上的所有的力,这些力分为内力和外力,方程左边为内力,右边为外力.动力分析目标就是求解运动方程,即计算出位移、速度、加速度、应力及应变等这些随时间变化的量.动力分析可分为基本的两类:自由振动分析和强迫振动分析.自由振动分析用来分析结构系统的基本动力特性,对应运动方程的外载为0的情况,考虑阻尼的影响又分为无阻尼自由振动和有阻尼自由振动;强迫振动分析考虑外载对系统的影响,也可分为无阻尼强迫振动和有阻尼强迫振动,这里采用的是无阻尼自由振动分析。

2.1 叶轮转子动力模型

在 Pro/E 中建立双吸离心泵叶轮和轴组成的转子模型,直接连接到 ANSYS Workbench 中,设置分析模块,选择叶轮材料为铸铁,轴为不锈钢,在 Engineering Data 中输入材料的密度、弹性模量、泊松比等参数.根据离心泵叶轮转子结构,设置密封座外侧面沿 X 轴、Y 轴方向的位移为 0,沿 Z 轴方向的位移不受限制;设置叶轮转子转速为 600 r/min.对双吸离心泵叶轮转子进行网格划分时轴上设置比其他处大的网格精度,这样可以得出更多的节点应力值,使结果更加精确而又节省时间.系统对双吸离心泵叶轮转子模型进行自动网格划分,划分好的网格精度如图 1 所示.模态提取选用子空间法,通过设置求解控制选项来控制子空间的迭代过程。

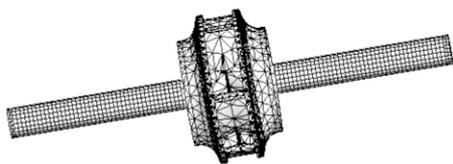


图 1 网格划分

2.2 设置求解参数

在 Static Structural 下,设置求解参数.选择 Insert/Deformation/Total 选项;在 Modal 下,设置求解参数.选择 Insert/Deformation/Total 选项,设置 4 次,分别对应 1~4 阶模态.然后点 Solve 求解。

2.3 叶轮转子模态分析

经 ANSYS Workbench 计算后,得到双吸离心泵叶轮转子各阶模态振型分别见图 2~图 5。



图 2 1 阶模态振型



图 3 2 阶模态振型



图 4 3 阶模态振型



图 5 4 阶模态振型

计算得到的双吸离心泵叶轮转子各阶模态频率见表 2。

表 2 双吸离心泵叶轮转子 1~4 阶模态频率

阶次	1	2	3	4
频率/Hz	74.97	83.69	90.23	217.88

此叶轮转子的一阶固有频率为 74.97 Hz,则计算对应的临界转速为

$$n_c = 74.97 \times 60 = 4498.2 \text{ r/min.}$$

通过对离心泵转子进行结构分析、简化模型,建立双吸离心泵转子的有限元模型,并对该离心泵转子进行模态分析,获得其固有频率及振型,从而计算出该离心泵转子的临界转速,课题研究的双吸泵一般运行在 600 r/min 左右,远小于最低临界转速,因此在此泵的设计工况运行过程中不用考虑离心泵叶轮转子的共振问题.模态分析的过程实现了叶轮转

子的动态设计,并为双吸离心泵叶轮转子进一步的动力分析提供了基础数据。

2.4 叶轮转子变形分析

对于双吸离心泵,叶轮的对称设计可以平衡轴向力,因此当叶轮转子旋转时就只受到径向载荷作用。在 ANSYS Workbench 环境下,加载径向力载荷,叶轮转子的变形分别如图 6~图 9 所示。



图 6 0 流量下叶轮转子变形



图 7 0.4Q₀ 下叶轮转子变形



图 8 1.0Q₀ 下叶轮转子变形



图 9 1.4Q₀ 下叶轮转子变形

从转子模型的有限元计算结果可以看出,在泵轴密封环处,变形值从 0 流量的 0.929 mm 到 0.4Q₀ 流量的 0.695 mm,超过了密封间隙的设计值 0.640 mm,从泵启动到打开出口阀门时易发生抱轴现象,泵体密封环和叶轮密封环之间容易粘接,因此应该加大密封环间隙保证泵的安全运行。该泵在实

际运行中将设计值扩大到 1.2 mm^[10],有效避免了抱轴现象的发生。

3 结论

(1) 采用 ANSYS Workbench 对双吸离心泵叶轮转子进行了初步的模态分析,得到其四阶模态固有频率和振型。

(2) 通过有限元分析得到各个流量下叶轮转子密封环处形变量,其中 0 流量和 0.4Q₀ 流量下的形变量分别为 0.929 mm 和 0.695 mm,超出了设计值 0.640 mm。

参考文献:

- [1] Caughey T K, Brennen E, Allan J. Acosta. Fluid-induced Rotor-dynamic Forces and Instabilities[J]. Structural Control and Health Monitoring, 2006, 13: 10-26.
- [2] 路为. 双吸式离心泵受力特性的分析与研究[D]. 上海: 上海大学, 2006.
- [3] 李同杰, 王娟, 陈云香, 等. 含转轴裂纹的离心叶轮转子非线性动力学特性研究[J]. 振动与冲击, 2010, 29(11): 213-216.
- [4] 赵万勇, 张亮, 王振, 等. 大型双吸离心泵径向力数值模拟[J]. 中国农村水利水电, 2009, 55(4): 57-59.
- [5] 黄思, 王国玉. 离心泵内流场非对称性及受力的三维数值分析[J]. 农业机械学报, 2006, 37(10): 66-69.
- [6] 陈晓霞. ANSYS7.0 高级分析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [7] 于保敏, 黄站立. 离心泵的有限元模态分析[J]. 机械工程师, 2005, 45(6): 108-109.
- [8] 李兵. ANSYS Workbench 设计、仿真与优化[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.
- [9] 钟一谔, 何衍宗, 王正, 等. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.
- [10] 赵万勇. 大型离心泵的结构与运行[J]. 中国给水排水, 2001, 17(7): 58-61.