

基于 ADINA 的轴流泵叶轮流固耦合分析

顾金彤 李龙 冯俊

(河海大学 能源与电气学院 江苏 南京 211100)

摘 要: 采用了 SIMPLEC 算法、RNG $k-\varepsilon$ 湍流方程对轴流泵叶轮进行流固耦合分析, 得到不同工况下叶轮内部应力与应变、流体流速分布情况。结果发现, 叶轮的最大应变和应力均发生在叶片和轮毂连接的部位, 并随着扬程的增大而减小; 叶片的最大变形发生在末端; 叶片背面发生明显的回流。

关键词: ADINA; 流固耦合; 轴流泵; 叶轮

中图分类号: TH312 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5276(2012)06-0141-03

Fluid-structure Interaction Analysis of Axial Flow Pump Based on ADINA

GU Jin-tong¹, LI Long¹, FENG Jun¹

(College of Energy and Electrical Engineering, HoHai University, Nanjing 211100, China)

Abstract: The fluid-structure interaction of the model of the axial flow pump impeller is analyzed by using SIMPLEC algorithm and RANG turbulence $k-\varepsilon$ model. The impeller internal stress and strain and the fluid velocity distribution situation on the different operating conditions are obtained. The results show that the impellers biggest stress and strain occur at the root, where the blade is connected with the wheel hub. As the pump head increases, they reduces. The biggest distortion occurs at the blade end. The obvious backflow appears on the reverse side of the blade.

Key words: ADINA; fluid-structure interaction; axial flow pump; impeller

0 引言

轴流泵在现代工业中发挥着非常重要的作用, 而叶轮是轴流泵能量转换的核心部件, 它的安全可靠直接关系到泵站的安全运行。因此, 对其进行流固耦合分析对轴流泵的优化设计、稳定运行、防止事故发生具有重要的理论意义及工程实际意义。许多研究表明, 造成叶片疲劳断裂的原因是作用在叶片上的残余应力、静应力和振动交变动应力, 及其作用下转轮累计损伤造成的微裂纹和裂纹的扩展^[1-3]。

比如国内许多工程中部分水泵叶片发生裂纹, 同样美国大古力、加拿大的拉格兰德等许多外国电站及泵站工程也不可避免地出现了这样的问题, 其造成的后果是相当严重^[4]。一直以来, 对于叶轮在水力激励作用下的静应力算法不断被完善。文献[4]和[5]中采用在叶片上人工加水压力负荷的方法计算了水压力对于转轮动力特性的影响, 属于顺序耦合研究。

1 数学模型

2.1 湍流模型

标准 $k-\varepsilon$ 模型是一种高雷诺数的模型, 而 RNG 理论考虑了低雷诺数流动粘性, 在 ε 方程中加了一个条件, 有效地

改善了精度。因此文章中采用了 RNG $k-\varepsilon$ 模型方程。

湍流动能(k) 方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (1)$$

湍流能量耗散率(ε) 方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (2)$$

式中 G_k 表示由层流速度梯度而产生的湍流动能, G_b 表示由浮力而产生的湍流动能, Y_M 为由于在可压缩湍流中, 过渡的扩散产生的波动。 C_1 , C_2 , C_3 为常量, α_k 和 α_ε 分别是 k 方程和 ε 方程的湍流 Prandtl 数, S_k 和 S_ε 是自定义数值。

1.2 流固耦合系统中的有限元方程

耦合系统的解向量记为流固耦合系统中得有限元方程^[7]:

$$F[X] = \begin{bmatrix} F_f[X_f, \underline{\mu_s}(X)] \\ F_s[X_s, \underline{\pi_f}(X)] \end{bmatrix} = 0 \quad (3)$$

式中 F_f 和 F_s 分别是与流体和固体的有限元方程, μ_s 表示结构的位移, π_f 表示流体的应力, 下划线表示这些值之定义在流固耦合界面上。

作者简介: 顾金彤(1989-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向: 流体机械及工程特性、建模技术及优化设计。

2 计算模型

算例以南水北调东线工程某泵站的轴流泵为模型, 主要技术参数: 叶轮材料为 ZG06Cr13Ni5Mo, 密度 $7\,800\text{ kg/m}^3$, 泊松比 0.3, 杨氏模量 $2.06\text{E}11$, 许用应力为 196 MPa , 极限破坏应力为 780 MPa 。模型叶轮室直径 300 mm , 叶轮直径 298 mm , 额定工况下扬程 $H=3.35\text{ m}$, $Q=342.867\text{ L/s}$, $n=1\,223\text{ r/min}$ 。采用 UG 建立模型导入 ADINA 后进行流固耦合数值模拟计算。

图 1 所示为轴流泵全流道三维模型图, 固体部分设置叶轮与水接触的所有面为流固耦合边界。流场部分设置流道四周和导叶内壁为 WALL, 左端为流速边界, 其余均设流固耦合边界。

在划分网格时, 采用了四面体单元。由于分固体和流场两部分同时计算, 在网格划分中, 要尽量保持耦合边界区域的一致性, 从而保证计算的精度。同时, 叶轮与轮毂连接处几何形状不规则, 并且流体参数变化比较大, 所以对其细分网格。而除叶轮室外, 其余部分非主要研究对象, 网格可以划分相对比较稀疏, 从而使得对计算机内存要求不高, 并提高计算速度^[3]。

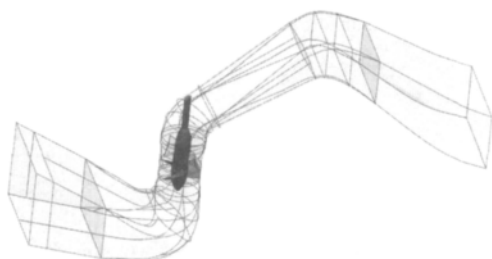


图 1 轴流泵装置三维视图

3 结果分析

3.1 应力、应变与变形分析

在本次数值模拟计算中, 选取了最优等 5 个工况同时进行了分析。由于这几种工况下的应力、应变以及位移变形分布基本相似, 仅附最优工况下的结果图, 见图 2 ~ 图 5。

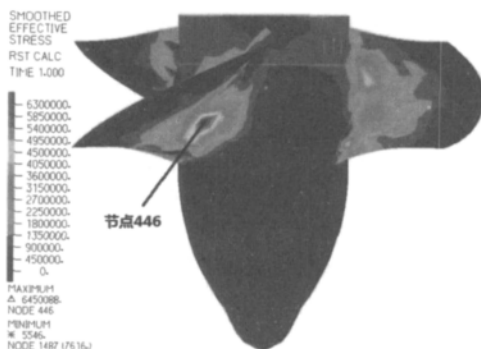


图 2 叶轮表面应力分布

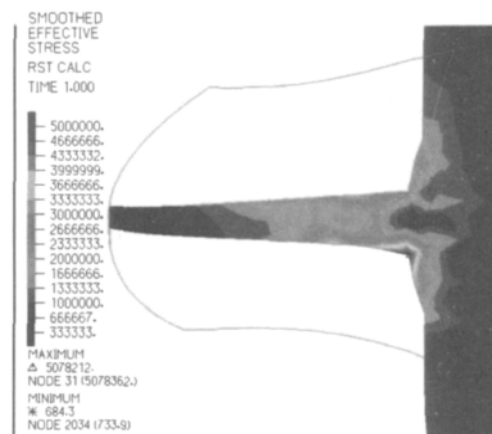


图 3 叶片截面应力分布

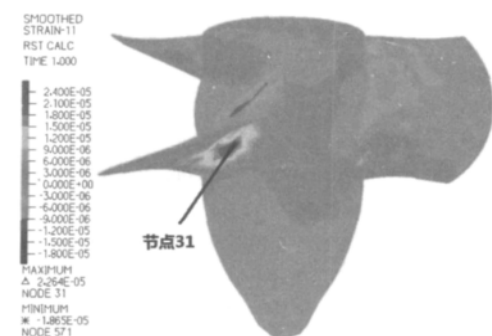


图 4 叶轮应变分布

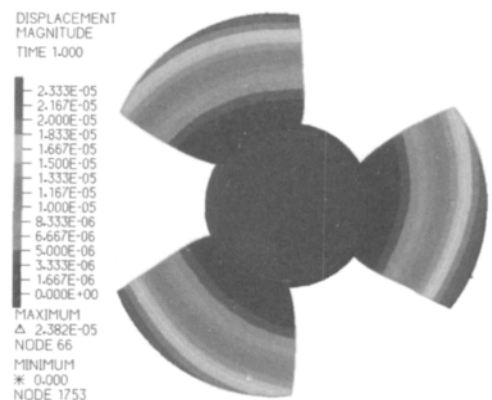


图 5 叶片变形

图 2 和图 3 中可以看出, 轴流泵稳态工作时, 轮毂与叶片连接处属于应力集中部位, 在加工制造过程中, 要尽量使得此部分光滑过度, 避免尖角。其中叶片根部节点 446 处应力最大, 达到 6.45 MPa 。因此即使长时间运行最大载荷, 其最大等效应力也远小于材料的屈服强度 550 MPa , 不会使得叶轮损坏, 可以排除静应力是一直以来泵站的叶轮出现穿透性裂纹的主要原因。图 2 和图 4 相比, 发生最大应力和最大应变的位置非常接近, 都是在叶片根部。由图 5 叶片变形图看出, 叶片最大位移均发生在叶片前端, 最大值为 $0.238\,2\text{ mm}$ 。计算中也发现, 叶片的位移变形随着流量的增加而增大(表 1), 由于叶片外端与叶轮室内壁间的间隙很小, 很容易引起两者之间的摩擦

损坏,造成泵的使用寿命减少。

表 1 为各计算工况的数据,从中可以看出随着扬程的减小,最大应力、应变以及位移都在不断增大。画出最大应力、应变及位移随扬程变化曲线图(图 6),可清晰看出,它们基本成线性关系,但是否适用于其他类型的泵就有待进一步研究了。

表 1 计算数据和计算结果

扬程 /m	转速 / (r/min)	流量 / (L/s)	最大应力 /MPa	最大应变 /mm	最大位移 /mm
4.6	122.3	270.11	4.023	0.014 1	0.014 96
3.72	1 223	307	5.178	0.018 16	0.019 18
3.35	1 223	342.867	6.45	0.022 64	0.023 82
0.97	1 223	380	8.29	0.029 14	0.030 54
0.24	1 223	410.232	9.24	0.032 48	0.039 7

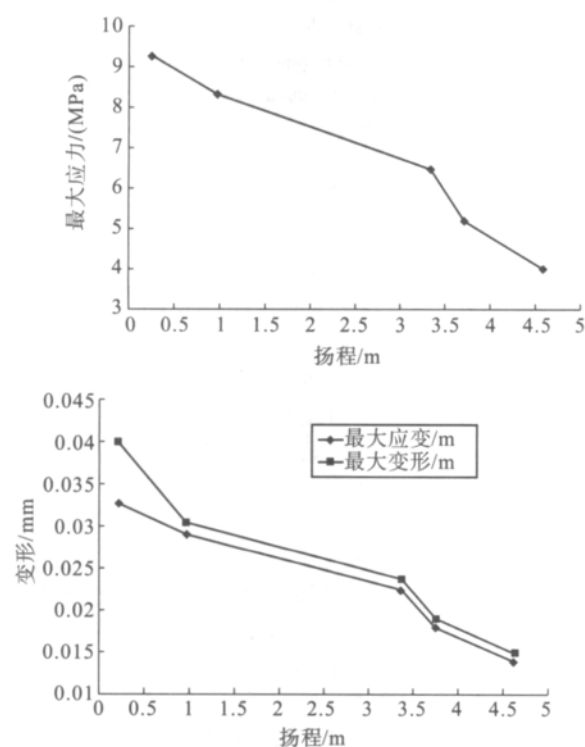


图 6 最大应力、应变以及位移随扬程变化曲线图

3.2 z - 平面流场分析

图 7 显示的是转轴径向平面流体矢量图,可以发现其中流速分布不均匀,流体在叶片背面靠近叶轮室内壁处产生回流,主要原因是叶片与内壁之间存在很小的间隙,流体在此处流向方向发生改变,对其他流体产生扰动。这小漩涡的存在,增加了能量的损失,从而降低了轴流泵的效率。同时此部分属于振动的敏感区域,涡流的产生与叶片变形的同时作用下,容易引起叶片振动与开裂。因此在实际运行中,应在保证效率的前提下,减少回流的产生。

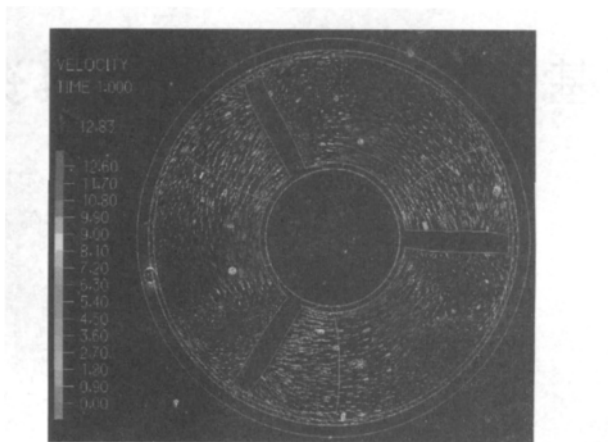


图 7 转轴径向平面流体矢量图

4 结语

本文基于 ADINA 平台,利用其强大的流固耦合计算能力,分析了轴流泵内部流场及其叶轮的静应力。得到以下结论:

- 1) 对于此次所研究的轴流泵来讲,各个工况下,叶轮的最大应力与应变均与扬程成线性关系。
- 2) 随着扬程的减小,叶片的变形不断更大,以及背面的小漩涡的产生,容易导致叶轮的振动,影响水轮机的效率。因此需要在生产设计中改进叶片的翼型,减少能量的损耗。
- 3) 最容易出现裂纹的地方,轮毂与叶片交接处,产生的应力与应变值最大,但远小于材料的屈服极限,因此排除稳态情况下,叶轮产生裂纹的可能性,从而表明了研究叶轮受到瞬态动应力的必要性。

参考文献:

- [1] 薛伟,陈昭运. 水轮机叶片裂纹原因及预防措施研究[J]. 大电机技术, 2002 (5): 42-45.
- [2] Caplen P, Merz S K. Francis turbines resurrected after 44 dormant years [J]. Hydropower & Dams, 2003, 10(1): 33-40.
- [3] 齐学军. 基于流-固耦合的轴流泵叶轮性能预测[D]. 四川: 西华大学, 2010: 30-41.
- [4] 袁启铭. 轴流泵叶片流固耦合振动特性分析[D]. 扬州: 扬州大学, 2009: 10-30.
- [5] 朱伯芳. 有限单元法原理与应用[M]. 北京: 水利电力出版社, 1979: 1-3.
- [6] 肖若富,王正伟,罗永要. 基于流固耦合的混流式水轮机转轮静应力特性分析[J]. 水力发电学报, 2007 (1).
- [7] Adina theory and model guide [M]. Adina R&D, Inc.

收稿日期: 2012-02-19