文章编号: 1001 - 2060(2012) 05 - 0604 - 06

核电站离心式上充泵转子系统临界转速计算分析

付 强,袁寿其,朱荣生 (江苏大学流体机械工程技术研究中心 江苏 镇江 212013)

摘 要:采用有限元 ANSYS 软件建立离心式上充泵转子部 件三维模型和划分有限元网格,分别对转子部件进行干态和 湿态下的固有模态分析、两支承与三支承模态分析和临界转 速计算。模态分析结果显示干态的基频 228.37.41 Hz,湿态 基频为 253.40 Hz,湿态比干态基频提高 10.96%;两支承时 基频为 72.63 Hz,比三支承降低了 71.33%;临界转速计算 结果为 13702.5 r/min,与上充泵的实际额定转速为 4500 r/ min 相比,高出 204.48%,表明临界转速满足要求。

关键词:核电站;上充泵;转子系统;临界转速;有限元中图分类号:TH311;TH353文献标识码:A

引 言

离心式上充泵是压水堆核电站中用于一回路化 学和容积控制系统及向反应堆冷却剂循环泵机械密 封供水的重要设备,是核安全II级设备^[1]。为确保 核电站可靠运行,上充泵在设计阶段需要对转子系 统的动力学特性进行分析,要同时计算"干态"和 "湿态"临界转速,这样才能比较完善地解决转子部 件临界转速的求解问题。

国内许多学者对旋转机械转子部件临界转速的 研究方面做了大量工作^[2~5],但对多级泵的研究甚 少,仅见少量文献对高压锅炉给水泵的临界转速进 行了较系统的研究^[6],而针对压水堆核电站离心式 上充泵临界转速计算的研究尚属空白。因此,深入 研究离心式上充泵临界转速,对核电站的安全运行 具有重要意义。

本研究采用有限元技术,对影响上充泵转子临 界转速的流体介质产生的液体力和支承刚度等不同 因素进行了计算分析,在此基础上分析转子部件 "湿态"下的临界转速,并进行试验研究,以验证是 否满足核电要求。 1 问题描述

上充泵为卧式双壳体结构,由机座、外壳体、内 壳体、叶轮、耐磨环、轴和轴承组成,通过增速齿轮箱 将泵与电动机相联接驱动旋转,结构如图 1(a) 所 示。图 1(b) 为上充泵转子部件,轴总长为 1 642 mm,两约束轴承的跨距为 1 260 mm,轴的材料是 1Cr12Ni3MoWV,弹性模量 E = 187 GPa; 叶轮的材料 为 ZG1Crl8Ni9Ti,弹性模量 E = 183 GPa; 密度 $\rho = 7800$ kg/m³。



图1 上充泵结构及转子系统

Fig. 1 Structure and rotor system of a charging pump

由于 ANSYS 系统自身没有默认的单位设置(角 度除外),在输入材料属性时要特别注意单位问题, 要统一使用单位,否则最后的计算结果会出现错误。 在该分析中统一为 mm - kg - s 单位制,其中叶轮的

收稿日期:2011-09-05; 修订日期:2012-02-08

基金项目: 国家科技支撑计划基金资助项目(2011BAF14B04);江苏省科技支撑计划基金资助项目(BE2010156);江苏省自然科学基金资助项目(BK2011504);江苏省博士后基金资助项目(12010248)

作者简介:付 强(1975-) ,男 ,黑龙江宝清人,江苏大学助理研究员,博士.

弹性模量 E = 183 GPa、泊松比 $\mu = 0.3$ 、密度 $\rho = 7.8$ ×10⁻⁶ kg/mm³ 轴的弹性模量 E = 187 GPa、泊松比 $\mu = 0.3$ 、密度 $\rho = 7.8 \times 10^{-6}$ kg/mm³。

2 三维造型及网格划分

2.1 三维造型

上充泵转子部件包括一根阶梯轴和 12 个叶轮, 结构复杂,在 ANSYS 中直接建模难度较大,所以先 在大型集成化软件 Pro/E 中建立实体模型,建模采 用先构造单个零件再装配的方法,建模时对模型做 适当简化,去除了螺纹和键槽等一些细节信息。之 后 将装配模型以 IGES 文件格式导入 ANSYS 中,得 到转子系统有限元模型。转子部件叶轮与轴装配后 的实体模型如图 2 所示。



图 2 转子部件实体模型 Fig. 2 Entity model for the rotor component



图 3 转子部件中部放大网格划分 Fig. 3 Enlarged mesh division at the middle of the rotor component

2.2 单元选取及网格划分

本次分析对转子部件的轴和叶轮都采用自由网 格划分,采用 SOLID45 单元类型进行,中间部分的 网格局部放大如图 3 所示。共生成了 1062241 个单 元 916590 个节点。 3 求解方法

上充泵转子部件采用轴向滑动轴承与推力滑动 轴承的支承形式,可以达到较高的刚度要求和位移 精度要求。泵轴为阶梯轴,共有六段,全长1642 mm。两端轴承处施加约束后的有限元模型如图4 (a)所示,两端轴承和中间轴承共三处施加约束后 的有限元模型如图4(b)所示。图中箭头为轴承的 刚性支撑点。

模态分析类型选用 Block Lanczos 法来提取转 子部件的模态。在求解设置中取扩展模数为 10,从 而得到前十阶固有频率。



图 4 施加约束后的有限元模型 Fig. 4 Finite element model after a restriction has been applied

4 计算结果及分析

4.1 三支承干态条件下转子固有频率分析

在无任何作用力时分析转子部件的受力、变形 及固有频率,可以在后续分析中更好地看出流体介 质作用以及其它因素对转子频率及临界转速的影 响。经过计算得出了转子部件的前六阶固有频率, 各阶振型如图5所示,各阶固有频率如表1所示。

从图 5 可以看出,一阶产生弯曲振动,振动方向 是沿着 Z 方向,而且弯曲只有一个极值点,是水平 一弯振动。而二阶的振动方向是沿着 X 方向的,也 只有一个极值点,是垂直一弯振动。其它数值接近 的相邻子步的振型也都是互相正交的弯曲振动,只 是极值点数不同。同样,三四阶振型也具有两个极 值点。对五阶和六阶振型进行观察,可以知道:五阶 是扭转耦合振动,六阶是三阶弯曲复合振动。干态 固有频率可以由公式 *n* = 60 • *f* 近似转换为相应的 临界转速值,式中*f* 为振动频率(Hz),*n* 为转速(r/ min)。



图 5 千态振型 Fig. 5 Dry-state vibration mode

表1 干态前六阶振型固有频率

Tab. 1 Dry-state first 6-order vibration mode

intrinsic frequencies

模态阶数	固有频率/Hz
-	228.375
=	229.194
Ξ	483.467
四	489.620
五	494.669
六	623.506

4.2 三支承湿态条件下转子固有频率分析 上充泵转子工作时是高速旋转且处于浸液状态 的 必然也会受到流体介质作用和旋转软化效应的

影响。为了考虑这些因素对临界转速和频率的影 响,首先在文献[7、8]基础上进行了全流道流场分 析,得到液体在工作状态时对叶轮叶片的压力,将这 些压力加入固有频率分析,得出比较结论。旋转的 转子部件在液体中受液体对叶片的压力、升力、阻力 和摩擦阻力矩等流体作用,浸在液体中的转子运行 并振动时,流体对盘的作用相当于增加了"虚质 量"。基于这种理论,在 ANSYS 中做模态分析设置 材料属性时,适当加大了材料的密度,从而调整转子 部件的质量以进行分析。

4.2.1 静力分析比较

转子部件在只受重力作用时的等效应力分布如 图 6 所示,转子部件叶片在液体力作用时的受力分 布如图 7 所示。计算结果表明,流体介质作用力增 大了转子部件的平均等效应力和变形时的最大位 移。在只受重力的作用时,转子的最大等效应力出 现在后部首级叶轮的进口位置和轴相接的位置 处^[9]。而在流体介质和重力共同作用时,转子的最 大等效应力出现在后部首级叶轮的进口位置和轴相 接的位置处。



图 6 只受重力作用下的等效应力 Fig. 6 Equivalent stress only under the action of the gravity



图7 重力流体介质联合作用等效应力 Fig. 7 Equivalent stress under the joint action of the gravity and fluid medium

4.2.2 考虑流体作用的转子部件模态分析

计算流体介质作用的影响,首先采用 Pro/E 软件完成三维实体模型,导入 GAMBIT 进行网格划分, 共得到网格节点数为 437682 个。由 Fluent 分析得 出的转子部件受到的流体作用力,分别依次将所受 力加在叶轮叶片的工作面和背面,在此基础上做有 预应力的模态分析来得到系统的频率和临界转速。 经过分析得到转子部件的前六阶弯曲振动频率,计 算结果如图8所示。

干态和湿态条件下转子系统固有频率对比列结 果如表2所示。从表2可以看出,湿态条件下转子 系统固有频率上升,这是由于液体介质作用影响的 缘故。





表2 干态与湿态固有频率对比

Tab. 2 Comparison of the dry-state and wet-state

描太 松 物	固有频率/Hz		
医心时效	干态	湿态	
-	228.37	253.40	
=	229.19	254.31	
=	483.46	536.45	
四	489.62	537.73	
五	494.66	540.00	
六	623.50	691.09	

4.3 二支承与三支承对固有频率的影响分析 为了对比各种条件变化对固有频率的影响,首

先计算转子部件在无陀螺效应、无转速的刚性支承 下的固有频率。通过计算得出其前六阶振动频率如 表3所示。

可见,三支承的时候,轴的弯曲振动的固有频率 是很高的,基频 253.405 Hz,远高于齿轮箱的角频 率75 Hz,也大大高于二支承的基频72.635 Hz,证 明三支承的固有频率是安全的。

表3 泵轴两端受刚性支承时的固有频率

Tab. 3	Intrin	isic fr	eque	ency	when	both	ends	of	the
	pump	shaft	are	rigid	lically	supp	orted		

阶次	固有频率/Hz		
	二支承	三支承	
_	72.635	253.405	
=	72.722	254.314	
Ξ	210.152	536.455	
四	210.502	537.735	
五	266.965	540.005	
六	434.541	691.092	

从相对应力云图中可以发现,中间轴的最大相 对应力点都出现在靠近支承轴承和中间轴段的变截 面处,这也和材料力学中的变截面出会出现应力集 中的理论是完全一致的。实际生产中,断轴事故多 发生在卡环槽等处的变截面应力集中位置。断轴事 故的诱因一般是腐蚀、加工质量、应力疲劳和质量缺 陷等导致该处的疲劳强度降低,如果此时再加上轴 的振动超标,动态力过大,达到了削弱以后的疲劳强 度极限,就会发生断轴事故。就上充泵转子系统模 型而言,是作了简化,轴上的部分卡环槽省略没有画 出。这些卡环槽在实际的加工中,要十分注意加工 质量,比如光洁度影响到它的耐腐蚀性,要确保其达 到技术要求。合理选择轴的材质,也是防止在卡环 处产生断轴的一个有效措施。

计算结果表明,三支承与二支承的基频计算结 果与理论是完全一致的,而且所显示的振型也是相 同的,证明了计算的稳定性和结果的正确性。

4.4 支承刚度对固有频率的影响

对于具有滑动轴承的转子,考虑基础的弹性时, 转子的支承就不是绝对刚性的。考虑了支承弹性 后,整个系统的刚度将减少,在某些情况下,临界转 速值下降的百分比是显著的,这时如按刚性支承的 条件来计算系统的临界转速将会有较大的误差。表 4 列出了不同支承刚度下,转子部件固有频率的变 化。从表4可以看出 随着支承刚度的增大 转子部 件的固有频率也逐渐增大;且支承的刚度越小 转子 部件各阶固有频率就下降得越大。

上充泵转子部件的干临界转速与湿临界转速差 别比较大,支承简化为完全刚接和弹性支承的结果 差别也比较大。在设计计算时,需要分别计算"干 态"和"湿态"下的临界转速,并要综合考虑支承刚 度的影响因素。在湿态下上充泵转子临界转速为 15 204.3 r/min,大于上充泵实际运行转速4 500 r/min约3倍,表明本次设计的上充泵转子部件安全 可靠。

> 表4 湿态下的临界转速值 Tab.4 Critical speed in the wet state

模态阶数	固有频率/Hz	临界转速值/r • min ⁻¹
_	253.40	13702.5
=	254.31	1536.455
Ξ	536.45	29008.02
四	537.73	29377.2
五	540.00	29680.14
六	691.09	37410.36

5 试验结果及分析

为保证上充泵的水力设计结果满足核电站特殊 要求,同时又达到高效节能的效果,按前述研究结果 确定了最优水力设计方案,设计出核电站上充泵三 种叶轮水力模型,制造了四级水力模型样机,并对其 进行试验验证,试验装置如图9所示。



图 9 上充泵四级水力模型样机实物图 Fig. 9 Prototype material object drawing of the four-stage hydrodynamic model of the charging pump

四级样机的叶轮包括首级叶轮 1 种方案,1 个 叶轮;次级叶轮 2 种方案 3 个叶轮,其中第 2 级叶 轮为次级叶轮的第 1 种方案,第 3、4 级叶轮为次级 叶轮的第 2 种方案。试验转速 *n* = 2950 r/min。



图 10 四级样机试验结果





图 11 实验结果换算值与规定值和数值 模拟值的比较

Fig. 11 Comparison of the converted values of the test results with the specified values and the numerical simulated ones

图 10 为四级样机试验结果,图 11 为四级样机 试验结果相似换算至 4500 r/min 的值与规定值和 数值计算结果的对比。从试验结果可以看出,对核 电站所要求的 5 个工况点,设计的四级样机水力性 能均满足要求,整个范围内 *Q-H* 曲线与规定值相 比,最大偏差发生在最大流量工况,低于规定值 4.7%。*Q-P* 曲线出现了无过载特点,其中最大轴功 率点发生在 141 m³/h,与模拟结果和规定值基本一 致。实测结果的 Q-η 曲线最高效率为 65.8%,比数 值模拟的效率低,而比规定值高,这主要是由于模拟 结果仅考虑了水力效率,而没有考虑口环等处的泄 漏容积损失,以及圆盘摩擦等机械损失。另外,考虑 级间导叶对水力性能的影响亦可减小大流量工况点 Q-H 曲线与规定值的偏差。

上充泵水力模型样机在运转过程中未出现较大 振动,运行平稳可靠,表明临界转速的计算合理,同 时也为保证实型上充泵运行可靠性提供了较充分的 基础理论分析依据。

6 结 论

针对上充泵转子部件模型,计算了几种不同因 素对多级离心泵转子部件固有频率的影响,综合各 种条件计算了转子部件在"湿态"下的临界转速,并 将"干态"和"湿态"下的值进行了对比。根据计算 结果分析可得出如下结论:

(1)流体介质作用产生的液体力和旋转软化会在一定程度上减小转子部件的频率和临界转速,其中流体介质作用的影响程度比转速大些,但总体来说两种因素对临界转速的影响不是很大。

(2)支承刚度对转子部件临界转速的影响比较 大,因此,准确地简化支承,并合理地确定支承的刚 度、阻尼矩阵是计算临界转速必不可少的前提。

(3) 经计算 ,转子部件在湿态下的一阶固有频 率为 253.405 Hz ,即 15 204.3 r/min ,而上充泵的实 际额定转速为 4 500 r/min ,可见结构动力学设计是 满足设计要求的。

(4) 上充泵4级水力模型样机数值计算水力性 能结果绘制出的性能曲线与试验性能曲线吻合较 好 模拟结果能较好地揭示泵内部的流动状态 ,表明 所采用的对上充泵进行数值模拟的方法是切实可行 的。模拟的扬程值比试验值略小 ,估计误差主要来 源于数值计算本身和未完全考虑泵细部在内的计算 偏差 ,误差为 ±5% 符合核电工程计算要求。

(5) 上充泵 4 级水力模型样机在运转过程中运 行平稳,达到了设计要求。

参考文献:

[1] 许德忠 孔令杰 林 冲. CPR1000MW 核电站上充泵介绍[J].
 水泵技术 2007(6):9-14.

XU De-zhong ,KONG Ling-jie ,LI Chong. Introduction of the char-

ging pump in a CPR1000MW nuclear power plant [J]. Water Pump Technology 2007(6):9-14.

- [2] 张利民,王克明,吴志广.利用 ANSYS 进行转子临界转速计算
 [J]. 沈阳航空工业学院学报 2010 27(5):34-37.
 ZHANG Li-min, WANG Ke-ming, WU Zhi-guang. Calculation of the critical speed of a rotor by using the software ANSYS[J]. Journal of Shenyang Institute of Aeronautical Engineering, 2010, 27 (5):34-37.
- [3] 李玉峰,李德福,彭 琴,等. 600 MW 汽轮发电机组转子-轴承系统的模态分析[J]. 汽轮机技术 2010 50(4):244-266.
 LI Yu-feng, LI De-fu, PENG Qin et al. Modal analysis of the rotor-bearing system of a 600 MW turbogenerator unit [J]. Steam Turbine Technology 2010 50(4):244-266.
- [4] 高 锐,袁 奇,高 进.燃气轮机拉杆转子有限元模型研究及临界转速计算[J].热能动力工程 2009 24(3):305-308.
 GAO Rui, YUAN Qi ,GAO Jin. Study of a finite element model for a gas turbine tie-rod rotor and its critical speed calculation [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power ,2009 ,24 (3):305-308.
- [5] 胡敬宁 江 伟 叶晓琰 等. 万吨级反渗透海水淡化高压泵级数的优化选择[J]. 排灌机械工程学报 2009 28(1):43-46. HU Jing-ning JIANG Wei, YE Xiao-yan, et al. Optimal choice of the number of stages of a ten-thousand ton class reverse osmosis sea water desalination high pressure pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering 2009 28(1):43-46.
- [6] 孙兴华,王跃方,郭 婷. 离心泵转子湿态临界转速计算及边界环境对其动力特性的影响[J]. 水泵技术 2011(2):26-30. SUN Xing-hua, WANG Yue-fang, GUO Ting. Wet-state critical speed calculation of the rotor of a centrifugal pump and the influence of the boundary environment on its dynamic characteristics [J]. Water Pump Technology 2011(2):26-30.
- [7] 袁寿其 付 强,朱荣生. 核电站离心式上充泵多工况水力设计[J] 排灌机械工程学报 2010 28(3):185-189.
 YUAN Shou-qi, FU Qiang, ZHU Rong-sheng. Multi-operating-condition hydraulic design of a centrifugal type charging pump in a nuclear power plant [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering 2010 28(3):185-189.
- [8] 朱荣生,王 韬,村 强,等.基于 CFD 技术的核电站上充泵全 流场数值模拟[J].排灌机械工程学报 2012 30(1):30-34. YUAN Rong-sheng ,WANG Tao ,FU Qiang ,et al. CFD numerical simulation of flow in charging pump for nuclear power plant [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machioery Engineeriny 2012 30 (1):30-34.
- [9] 付 强.1000 MW 核电站离心式上充泵水力设计与结构可靠 性研究[D].镇江:江苏大学 2010.

FU Qiang. Investigation of the hydraulic design and structure reliability of a centrifugal type charging pump in a nuclear power plant [D]. Zhenjing: Jiangsu University 2010.

(辉 编辑)

第5期

analyzed were Glarent and Shen blade tip loss correction model. With the traditional momentum blade element theory serving as the basis and based on the improved Shen blade tip loss correction model ,the authors presented an aerodynamic correction calculation model for wind wheels. With the help of the model in question ,a numerical simulation were performed of the axial and circumferential induction factors and output power of a small power test wind turbine. Through processing and analyzing the test data of the test wind wheel ,the calculation results and test data of the model under discussion were compared at the wind speed of 10 m/s and 15 m/s respectively ,verifying the reliability of the model. The research results can offer guidance for an in-depth study of the load and fatigue characteristics of the blades of a wind turbine and in the meantime ,can lay a theoretical basis for enhancing the output power of a wind turbine and lower the cost of the wind power. **Key words**: wind turbine wheel ,blade tip loss ,induction factor ,aerodynamic load ,test comparison

文

英

摘

要

核电站离心式上充泵转子系统临界转速计算分析 = Calculation and Analysis of the Critical Rotating Speed of the Rotor System of a Centrifugal Charging Pump in a Nuclear Power Plant [刊,汉]FU Qiang, YUAN Shou-qi ZHU Rong-sheng (Research Center for Fluid Mechanical Engineering Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, China, Post Code: 212013) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012, 27 (5). -604~609

By using the finite element software ANSYS established was the three-dimensional model for the rotor component of a centrifugal charging pump with its finite element mesh being divided. The inherent modal analysis two support and three support modal analysis and critical rotating speed calculation of the rotor component were conducted in the dry and wet state respectively. The modal analytic results show that the dry state base frequency is 228.37 Hz while the wet state base frequency is 253.40 Hz ,10.96% higher than the former. When two supports are adopted the base frequency is 72.63 Hz 71.33% lower than that when three supports are adopted. The calculation result of the critical rotating speed is 13702.5 r/min 204.48% higher than the actual rated speed of the charging pump ,which is 4 500 r/min indicating that the critical speed can meet the requirements. **Key words**: nuclear power plant ,charging pump ,rotor system ,critical rotating speed finite element

气温和空气湿度对桨叶覆冰特性影响的实验研究 = Experimental Study of the Influence of Air Temperature and Humidity on the Ice Covering Characteristics of a Blade [刊,汉]LI Lu-ping ,LIU Sheng-xian ,TAN Hai-hui ,LU Xu-xiang(College of Energy Source and Power Engineering ,Changsha University of Science and Technology ,Changsha ,China ,Post Code: 410076) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 ,27