东深三期泵站叶片裂纹成因分析

李迎春,李天祥　　张 琼,龚 莉
(广东粤港供水有限公司)　　(东方电机股份有限公司)

摘　要:针对东深三期泵站轴流式水泵叶片出现的裂纹,采用了有限元法对叶轮进行流体动力分析、结构刚强度与振动模态分析,并结合现场振动与压力脉动试验分析,判断叶片裂纹的成因,提出切割叶片出水边与轮缘交点区的尖角和在叶片背面轮缘增加裙边的处理对策,取得了初步的效果。

关键词:泵站,叶片,裂纹,强度,振动,有限元
文献标识码:B　　**文章编号**:1005-6254(2002)01-0027-05

引言

东深三期泵站于1993年投产,泵站采用2000ZLQ13.4-8全调节轴流泵,设计流量13.4 m^3/s,设计扬程8 m,转轮直径1 780 mm。从1996年开始,水泵叶片相继出现裂纹。叶片裂纹都起自叶片出水边法兰与轮毂断面的交点,向叶片旋转中心与轮缘交点发展,约成45°的方向,见图1。裂纹大部分在叶片的正面,部分叶片正背面皆有,长约40～60 mm。1997年对叶片设计进行了改进,并全部更换了转轮。新转轮投入运行以后,2000年转轮叶片又出现了裂纹,有关厂家对叶片裂纹进行了补焊和加固,均未彻底消除叶片裂纹。

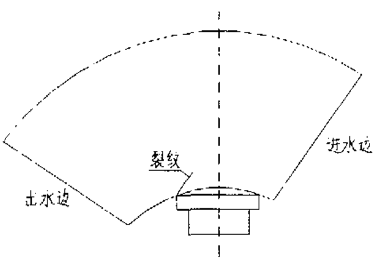

图1　叶片裂纹示意图

为此,广东粤港供水有限公司和东方电机股份有限公司合作采用流体动力分析技术和结构有限元技术,对水泵叶轮进行了全三维粘性流动计算和强度振动分析,并对机组振动和压力脉动进行了全面的测试,以全面分析叶片裂纹的成因并寻求根除裂纹的办法。

1　水泵叶轮流体动力分析

近年来,随着计算流体力学(CFD)数值求解技术和计算机硬软件技术的高速发展,粘性流动计算技术趋于成熟,使得求解旋转透平机械内的复杂三维粘性流动成为可能。这种最新CFD技术在水力机械的应用使我们能够精确地分析和了解叶轮内部水流结构,特别适用于从水流结构本身进行流体机械的故障识别和诊断。

我们采用东方电机股份有限公司引进的CFX-TASCflow系列软件对水泵进行了CFD分析。

1.1　基本方程

对不可压流体的流动,本软件采用雷诺平均Navier-Stokes方程和标准κ-ε模型进行求解,其方程组如下。

连续性方程:

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} = 0 \qquad (1)$$

运动方程组:

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} + \frac{\partial \overline{u_i}\,\overline{u_j}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_i} + v\frac{\partial^2 \overline{u_i}}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \qquad (2)$$

紊流动能和耗散率计算公式:

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + \frac{\partial (u_i \kappa)}{\partial x_i} = \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon}\frac{\partial^2 \kappa}{\partial x_i^2} + (p_t - \varepsilon) \qquad (3)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial (u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon}\frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial x_i^2} + \frac{\varepsilon}{\kappa}(C_1 p_r - C_2 \varepsilon) \qquad (4)$$

第一作者简介:李迎春(1969.2－),男,广东粤港供水有限公司 工程师,从事泵站机电设备管理;广东省深圳市(邮编:518021)。

$$p_t = C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon}\left\{\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial z}\right)^2+2\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2\right]\right\} \tag{5}$$

式中，u 为速度在坐标方向的分量，p 为压力，κ 为紊流动能，ε 为紊流动能耗散率。

各紊流模型常数分别为 $C_1 = 1.44$，$C_2 = 1.92$，$C_\mu = 0.09$，$\sigma_\kappa = 1.0$，$\sigma_\varepsilon = 1.3$。

1.2 流动计算结果及分析

运用 I-DEAS 软件对水泵转轮进行实体造型，通过网络生成软件 Turbogrid 进行网格划分，再用流体分析软件 CFX-TASCflow 进行计算。对一个叶轮通道采用 64×20×21 个计算节点，结果见图 2 所示。

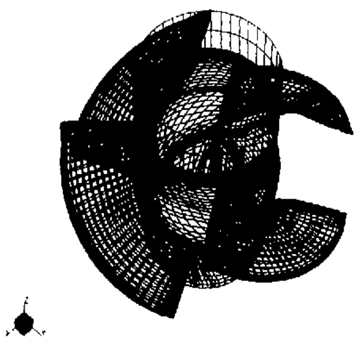

图 2 东深水泵转轮计算网络

在设计扬程 $H = 8$ m 下，叶片轮毂断面、叶片中间断面、叶片轮缘断面的压力分析结果表明：水力荷载主要集中在叶片头部；叶片中部到轮缘叶片表面压力分布出现正背面压力线相交的情况，说明该区域环量转化严重不足，叶轮的损失很大、能量转换效率低。单从压力分布来看，叶片靠出口区域的叶型有很大的改进余地，尤其是叶片的叶型变化规律需作很大改进。

2 水泵叶片强度分析

有限元分析技术已经成为大型复杂结构强度计算的有效手段并在工程中得到广泛应用。

2.1 叶片材料参数

叶片材料：1Cr18Ni9Ti

弹性模量：202 000 MPa

泊松比：0.28

叶片密度：7.9×10^3 kg/m^3

屈服应力：205 MPa

2.2 叶片有限元模型、边界条件及载荷

取叶轮的一个叶片作为研究对象。先采用 I-DEAS前处理软件对叶轮进行实体造型，再选择三维实体抛物线单元进行网格划分，共分单元 3 412个，节点6 660个。对叶片法兰处进行固定位移约束。叶片正常工作时，承受额定转速的离心载荷、自身的质量及叶片正背面的水压力。通过数据接口，采集流体动力分析的叶型数据和叶片水压力数据。

2.3 主要计算结果与分析

叶片强度计算结果表明，高应力区位于叶片进水边里端，即叶片根部；最大应力点位于工作面进水边里端，其等效应力值为 52.2 MPa，以此点为中心向四周扩散、应力逐渐降低；低应力区域位于叶片出水边及叶片 4 个角上。叶片整体变形不大，变形较大的区域位于叶片进水边外端及出水边里端；最大位移点位于叶片进水边外端的角上，其最大综合位移为 0.371 mm。

在设计工况下，叶片的安全系数为

$n = 205/52.2 = 3.93$

以上计算结果表明，叶片强度具有足够的安全系数。叶片裂纹出现在工作面靠近出水边的根部，而此处并非叶片的高应力区，因此叶片裂纹不是叶片静强度不够而造成的。

3 水泵叶片振动模态分析

水泵的剧烈振动能导致水泵结构破坏，特别是叶片会产生裂纹，因此对转轮叶片进行动特性分析是十分必要的。我们采用 I-DEAS 程序的有限元分析模块对转轮在空气和水中的动力特性进行了分析。

3.1 计算模型及边界条件

根据 I-DEAS 前处理技术，为该叶片建立了有限元离散网格的模型。该离散网格共有 3 412 个三维实体单元、6 660 个节点。

为得到精确的结果，叶片的边界条件必须合理。叶片的边界条件的取法为：叶片与转轮体的连接处为固定端，端部的节点限制所有的平动自由度和转动自由度。

3.2 弹性结构的自振特性

无阻尼自由振动方程为：

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{0\} \tag{6}$$

式中，$[M]$、$[K]$ 为结构的质量阵、刚度阵；$\{\delta\}$ 为

结构各节点在任意时刻 t 的振动位移列阵。该方程是一个常系数线形齐次常微分方程组,它具有以下形式的解:

$$\{\delta\} = \{\Phi\}\cos\omega t \tag{7}$$

式中,$\{\omega\}$、$\{\Phi\}$ 分别为自振频率和结构的振型。求解这两个自振特性的分析过程称为自振分析、模态分析。

3.3 计算结果与分析

根据前述理论对叶片进行空气介质下的自振特性分析,计算了该叶片的前10阶模态。表1列出了该叶片的前10阶自振频率值。图3显示该叶片的第1阶模态振型。

表1 空气介质下叶片的前10阶自振频率 (单位:Hz)

阶数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
频率	163	223	315	410	523	561	680	730	828	897

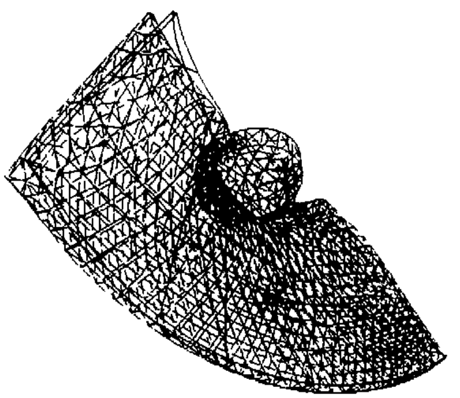

图3 叶片第一阶振型图

对于叶片在水中的动态特性,由于叶片在水流中与水的相互作用影响转轮的动态特性,又由于其分析水域难于准确模拟,因此,这里借鉴GE公司的经验,确定一个修正系数0.75,即将相应阶次空气介质中的自振频率乘以该系数,获得叶片在水介质下的固有振动频率,见表2。

表2 水介质下叶片的前10阶自振频率 (单位:Hz)

阶数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
频率	122	167	236	308	392	421	510	548	621	672

作用在叶片上的主要水力激振频率为:

转动频率:$f_N = 4.16$ Hz

2倍转频:$f_{2N} = 8.32$ Hz

3倍转频:$f_{3N} = 12.48$ Hz

叶片通过频率:$f_b = 4f_N = 16.64$ Hz

计算结果表明,该叶片在水介质中的固有频率远离机组的转频及其低阶倍频,同样也远离叶片的通过频率,因此,该叶轮在运行过程中不会出现叶片自身的共振而引起叶轮的破坏。叶片的第一阶振动模态为出水边的弯曲振动,各种水力激振频率均低于122 Hz,只能激起叶片第一阶模态的振动,这阶模态振型在叶片出水边的根部出现节线。叶片以这阶模态振动时将在节线上产生较高的动应力而引起叶片的疲劳破坏。

4 压力脉动测试分析

在转轮进出口分别布置压力变送器,传感器电信号送入波形存储记录仪记录,并采用快速傅利叶变换(FFT)对记录波形进行频谱分析,从而得到压力脉动各频率分量的振幅。

选取塘厦2# 机组测试,试验工况为:扬程 $H = 5.53$ m,转速 $n = 250$ r/min,叶片角度分别为 $-4°$、$-2°$、$0°$、$2°$、$4°$。用最大压力脉动时域双振幅值与水泵扬程的百分比来评价水泵的压力脉动特性,即

$$A = (h/H) \times 100\%$$

各测点的压力脉动测试数据见表3。

表3 塘厦2# 机组压力脉动实测数据 (单位:m)

测点	角度									
	−4°		−2°		0°		2°		4°	
	双振幅	A(%)	双振幅	A(%)	双振幅	A(%)	双振幅	A(%)	双振幅	A(%)
转轮进口	2.75	49.7	3.211	58.1	3.357	60.7	3.431	62.0	3.255	58.8
转轮出口	2.176	39.4	2.14	38.7	2.14	38.7	2.698	48.8	3.239	58.6

从表3可以看出,压力脉动双振幅值基本随角度增大而增大。转轮出口双振幅值随角度变为正角度后上升很明显,4°时达到最大值58.6%;转轮进口双振幅平缓上升,2°时达到最大值。转轮进口FFT分析结果表明,主要频率成分为转频及其谐波分量。

可以看出,该站压力脉动特性较差,其幅值在38%以上,最大值达62%。各测点压力脉动的主要频率成分为转频及其倍频分量以及叶片的通过频率(16.7 Hz)及其倍频(33.3 Hz)。压力脉动双

振幅值基本随角度增大而增大。

5 振动测试分析

在转轮室布置低频位移传感器，测试转轮室振动；在水泵主轴导轴承处布置涡流位移传感器，测试主轴的摆度。塘厦 2# 机组的测试结果见表 4。

表 4　塘厦 2# 机组振动测试结果　(单位：μm)

叶片角度	转轮室外壁振动	主轴摆度	上游水位 (m)	下游水位 (m)
−4°	12.5	167	20.95	15.42
−2°	12.1	185	20.94	15.41
0°	12.3	178	20.95	15.41
2°	12.8	185	20.95	15.41
4°	13.2	166	20.94	15.41

表 4 说明，机组振动和摆度均不大，作用在水泵转动部分的激励力频率主要为 4.2 Hz 转频及其倍频，没有发生共振现象，整个轴系运转平稳。

6 叶片裂纹成因及对策

6.1 叶片裂纹成因

从叶片有限元计算结果看，水泵叶片应力不高，最大应力点位于工作面进水边侧叶片法兰与轮毂断面的交点区，其等效应力为 52.2 MPa，安全系数为 3.93。叶片裂纹出现的部位也不在叶片的最高应力区域，因此叶片裂纹不是由于静强度不够所造成的。

不过，整个叶片法兰根部都处于次高应力区域，其等效应力值也有 46.8 MPa，对于出水边侧叶片法兰与轮毂断面的交点区，不仅叶片本体而且叶片法兰也属于次高应力区域。这与文献[1]计算得出的叶片法兰与轮毂的交点和叶片旋转中心与轮缘的交点的断面上应力较高的结论一致。

振动模态计算结果表明，叶片一阶振动模态为出水边的弯曲振动，其模态振型在叶片出水边的根部出现节线。由于计算出的各种水力激振频率均低于叶片第一阶振动模态的固有频率，即计算出的各种水力激振力只能激起叶片的第一阶模态的振动。叶片若以这阶模态振动时将在节线上产生较高的动应力。尽管目前尚无法准确计算叶片实际的动应力大小，但可以认为，叶片长期承受较高的交变应力造成的疲劳破坏是叶片正背面出现裂纹的原因之一，只是叶片正面的应力比背面的应力稍大而已。至于在叶片法兰与轮毂断面的交点处首先产生裂纹，这与局部应力集中因素联合作用有关。

另外，压力脉动特性较差，也是叶片产生裂纹的原因之一。

6.2 叶片裂纹对策

6.2.1 消除叶片法兰与轮毂断面交点处的应力集中

由于叶片法兰与轮毂断面交点处的铸造和加工质量问题，很容易造成尖角。为此，该交点处须磨成圆角过渡，其过渡圆角 $R \geqslant 0.005D_1$。

6.2.2 将叶片出水边与轮缘交点区的尖角改为圆角

由于叶片出水边与轮缘交点是计算斜断面上最大弯矩的关键，由文献[1]，斜截面上最大弯矩 M_p 为：

$$M_p = (1/6)ph_i^2 \tag{8}$$

式中，p 为叶片表面的均布水压力，h_i 为叶片出水边与轮缘交点到最大应力斜断面的垂足的 1/3。

由公式(8)知，切割叶片出水边与轮缘交点区的尖角可以使出水边法兰与轮毂断面交点区域的应力大大减小。

另外，切割叶片出水边与轮缘交点区的尖角可以使最大应力向叶片纵深方向转移。据文献[2]介绍，对叶片出水边与轮缘交点区切割后，可使叶片固有频率有所提高，节线位置大大偏移；叶片固有频率提高得越多，振型变化越大。

为防止由于切割叶片出水边与轮缘交点区的尖角，造成切割区出水边变厚产生的卡门涡，对切割区部位应以正面为基础均匀过渡磨薄至出水边厚度。对此水泵转轮宜采用圆弧切割，半径约为 $0.05D_1$。切割示意图见图 4。

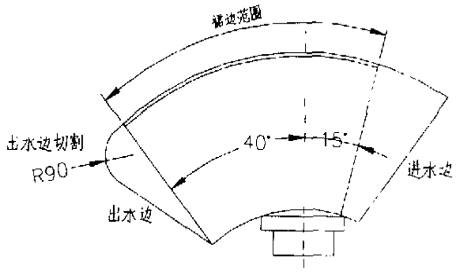

图 4　叶片处理示意图

6.2.3 在叶片背面轮缘增加裙边

在叶片背面轮缘增加裙边，改变叶片的固有频率，减小叶片根部区域的交变应力，见图 4。

采取以上措施后，水泵转轮叶片裂纹已经得到减轻或根本消除。

7 结论

采用有限元分析程序对水泵叶轮进行三维流体动力分析、结构刚强度与振动模态分析是可行的。结合现场振动与压力脉动试验分析,提出叶片裂纹的成因及处理对策,对转轮叶片的设计、水泵机组的测试和运行有一定的参考价值。

参考文献

1 徐纪方等.水力机械强度计算.北京:机械工业出版社,1990

2 и. п. иванценкои, с. косач. 提高转浆式水轮机叶片运行的可靠性. 国外大电机,1983.2

Analysis the Cracks of Pump Blades in Dongshen Pump Station

LI Ying-chun, *LI Tian-xiang*

(Guangdong Yuegang Water Supply Co. Ltd., Shenzhen, Guangdong 518021, China)

ZHANG Qiong, *GONG Li*

(Dongfang Electric Motor Co. Ltd, Deyang, Sicuan 618000, China)

Abstract: Due to the cracks of axial pump blades in Dongshen pump station, analysis on flow dynamics, structure strength and vibration for the pump runner, is finished by finite element method. Furthermore, the vibration and pressure fluctuation of the pump at site are measured. The measures are adopted such as cutting the sharp angles between the blades outlet and the runner hub, welding support bands with the edges of the suction side of the blades. The cracks are effectively prevented.

Key words: Pump station, Blade, Cracks, Strength, Vibration, Finite Element Method

讨　　论

文章对大型轴流泵叶片裂纹成因分析,详细、具体;消除裂纹对策,实际、有效,是一篇好文章,值得一读。

大型轴流泵叶片断裂,除了本文所作的强度分析、叶片振动分析以及压力脉动分析外,还应考虑叶片上汽蚀以及泵系统(包括进出水流道)瞬变流的压力变化,因为通常汽蚀导致的瞬时压力以及各种原因的瞬变流(特别是在启动和停泵时)所导致的瞬时压力往往是正常压力的1~2倍。大型轴流泵站在多次如此高压力的反复作用下,其叶片是否会导致断裂,也是值得考虑的因素。

讨论人:江苏大学流体机械工程技术中心 郑铭

中国"入世"的六大承诺

中国已于2001年12月11日正式加入世界贸易组织(WTO),成为其第143个成员。中国加入WTO的条件涉及纺织、农业、电信、银行、保险等行业,WTO公布了中国入世后要承担的6大义务。中国要承担的义务如下。

(1) 中国将平等地对待每一个世贸成员。所有的外资个人、团体(包括那些没在中国投资或注册的个人和团体)在贸易权利方面将享受至少跟中国企业一样的待遇。

(2) 中国将取消双重定价惯例以及在内销产品和出口产品待遇上的区别。

(3) 价格控制并不是为了给国内厂商和服务行业提供保护。

(4) 中国将完全按照世贸协定以统一有效的方式修改现行国内立法并制定新的法律,以履行世贸协定。

(5) 中国入世后3年,除极少数例外,所有的企业将有进出口商品以及在关税领土内进行贸易的权利。

(6) 中国不再对农产品保持或给予任何出口补贴。

其中:

(1) 商品

关于市场准入的谈判结果代表中国作出逐渐取消贸易壁垒和对国外产品开放中国市场的承诺。当中国履行了所有的承诺后,它的农产品的平均关税将下降到15%。对于工业品来说,工业关税将平均下调到8.9%。

纺织:中国加入世贸后,中国将成为《纺织品与服装协定》成员,并将履行自己的权利和义务。

农业:中国同意将其农产品补贴限制在8.5%以内。

(2) 服务业

电信:入世后,外国服务商将被允许在中国建立合资公司,而不受数量方面的限制,并在一些城市提供服务。

银行:中国加入世贸后,外国金融机构将被允许在中国提供外币服务,而不受顾客方面的限制。入世后5年,外国金融机构将被允许向所有的中国顾客提供人民币服务。

保险:外国保险公司可以来华建立其非寿险子公司或者合资公司,入世5年后,将允许外商建立全资的外资子公司。(文春摘编)