

特低扬程泵站超扬程运行水泵叶片安全校核

王慧洁¹, 仇宝云¹, 盛林华², 罗 梅², 李玮华²

(1. 扬州大学电气与能源动力工程学院, 江苏 扬州 225127; 2. 苏州市河道管理处, 江苏 苏州 215004)

摘要:特低扬程泵站超扬程运行时, 扬程增加比例大, 长时间超扬程运行可能带来安全隐患。分析了轴流泵单叶片压力面压力分布情况, 经理论计算和分析, 确定了叶片根部截面为危险截面, 给出了叶片轴向水推力、叶片阻力和叶片旋转离心力作用在叶片根部截面产生应力的理论计算方法, 分析确定叶片根部断面进水边正面点为危险点, 计算危险点的应力状态, 给定最大应力的脉动范围; 分别按最大工作应力不超过叶片材料许用应力、叶片工作安全系数不小于疲劳安全系数对危险点进行了安全校核。对苏州防洪工程4座泵站的4种型号水泵超扬程运行进行了叶片安全校核, 结果表明, 4种水泵叶片最大工作应力均小于许用应力, 疲劳强度也都满足要求。

关键词:特低扬程水泵; 超扬程运行; 叶片安全校核; 最大工作应力; 叶片疲劳强度

中图分类号:TV675 **文献标识码:**B **文章编号:**1007-7839(2022)06-0026-0006

Blade safety check under over-head operation conditions of ultra-low head pump stations

WANG Huijie¹, QIU Baoyun¹, SHENG Linhua², LUO Mei², LI Weihua²

(1. College of Electrical, Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225127, China;
2. Suzhou River Course Administration Office, Suzhou 215004, China)

Abstract: When the ultra-low head pump station is in the over-head operation condition, the proportion of head increases greatly, and the long-term over-head operation may bring potential safety hazards. The pressure distribution on pressure surface of axial flow pump blade was analyzed, the root of blade was considered as dangerous section through theory analyzing and calculating, the stress calculation method was given in this paper, which included three parts: axial hydraulic thrust of blade, centrifugal force at the connection between blade and hub, resistance of blade. The front point of inlet edge at the root of blade was analyzed as the dangerous point, and the stress of the point was calculated, the variation range of maximum stress was given. According to the maximum working stress shall not exceed the allowable stress and the working safety factor of blade shall not be less than the fatigue safety factor, the safety of dangerous point was checked. Taking four pump stations of Suzhou flood control project as examples, the security was corrected for four types of blade, the results showed that the maximum working stress of four types of blade were less than allowable stress.

Key words: ultra-low head pump; over-head operation; safety check of pump blade; maximum working stress; fatigue strength of blade

收稿日期:2021-11-19

基金项目:国家自然科学基金(52179091,51379182)、江苏省水利科技项目(2019019、2019017)

作者简介:王慧洁(1997—),女,博士,从事水力系统可靠性理论与优化节能研究。E-mail:160639362@qq.com

通信作者:仇宝云(1962—),男,教授,博士,博士生导师,从事大型水泵与泵站研究和教学工作。E-mail:byqiu@yzu.edu.cn

泵站在调水、抗旱、灌溉、排涝等工程中至关重要,近年来,由于水泵关键部位发生故障而导致泵站机组不能工作的情况时有发生,泵机组失效影响泵站工程运行安全可靠,对排涝泵站,将威胁到人民的生命财产安全,我国建有众多的城镇排涝泵站和灌溉调水泵站,泵机组安全可靠研究尤为重要。

水泵叶轮失效形式主要为汽蚀和叶片断裂^[1]。目前关于水泵汽蚀相关研究已较为完善,主要包括汽蚀影响因素^[2]及其防治措施^[3-4]两大方向。旋桨式叶轮叶片根部属于易损关键部位,目前对其失效原因^[5-6]及相应对策^[7-8]有较多研究。对泵站水泵易损部位进行安全校核,可以有效避免水泵叶片发生故障,提高其运行可靠耐久性。

扬程在1.5~2.0 m的泵站属于特低扬程泵站,采用轴流式叶轮,我国平原圩区和沿江滨湖地区大多采用这种水泵。近年来,由于极端天气频繁发生,雨季排涝泵站上游外河水位持续高涨,加之大雨前对内河水位预降,使得泵站长时间超扬程运行,虽然超扬程绝对值不大,通常为1~1.5 m,但由于泵站设计扬程低,超扬程相对值大,对水泵机组各主要设备部件的影响大,因此,有必要对其进行安全校核。本文对苏州防洪工程4座典型泵站超扬程运行时的叶片安全性开展研究,介绍了泵站超扬程运行情况,通过叶片压力分布和受力理论分析,确定了水泵叶片安全校核部位,计算4座泵站水泵叶片安全校核部位最大工作应力,核验是否满足材料应力强度条件;计算叶片工作安全系数,核验叶片在超扬程工况下是否满足叶片疲劳安全系数要求。

1 泵站超扬程运行工况与水泵结构参数

苏州市城市中心区防洪工程主要作用是苏州地区防洪排涝、改善城市中心区域供水质量。工程由10个枢纽、16座小泵小闸工程组成,内涝时,泵站内、外水位变化幅度大,尤其在夏季汛期时,泵站扬程超出设计扬程41.3%~52.2%,可能影响水泵机组的可靠耐久性,本文对其中的元和塘、东风新、澹台湖、青龙桥4座泵站开展研究。4座泵站均采用卧式轴流泵或贯流泵机组,泵站排涝工况下运行参数如表1所示,水泵结构参数如表2所示。

水泵扬程由式(1)确定。

$$H_p = H_d + SQ^2 \quad (1)$$

式中: H_p 为水泵扬程,m; H_d 为泵站扬程,m; Q 为水泵流量, m^3/s ; S 为流道阻力损失系数, s^2/m^5 ,由式(2)得到^[9]。

$$S = \left(\sum_i \frac{v_i^2 n^2 L_i^2}{R_i^{4/3}} + \sum_k \zeta_k \frac{v_k^2}{2g} \right) / Q_0^2 \quad (2)$$

式中: Z_i 为产生沿程损失的部位总数; Z_i 为产生局部损失的部位总数; v_i 为第*i*个沿程损失段实测水流速,m/s; n 为流道糙率; L_i 为第*i*个沿程损失段长度,m; R_i 为第*i*个沿程损失段断面水力半径,m; ζ_k 为第*k*个局部损失部位阻力系数; v_k 为第*k*个局部损失部位实测水流速,m/s; g 为重力加速度,取9.82 m/s²; Q_0 为水泵实测流量, m^3/s 。

水泵轴功率由式(3)确定。

$$N_p = \rho g Q H_p / \eta_p \quad (3)$$

式中: ρ 为水体密度, kg/m^3 ; η_p 为水泵效率。

由式(1)~(3)得到4座泵站设计工况及超扬程

表1 典型泵站排涝工况运行参数

参数	元和塘泵站	东风新泵站	澹台湖泵站	青龙桥泵站
泵站设计扬程/m	0.88	1.19	0.88	1.19
泵站最高扬程/m	2.20	2.40	2.20	2.40

表2 典型泵站水泵结构参数

泵站	水泵型号	叶轮直径 <i>D</i> /m	轮毂直径 <i>d_k</i> /m	叶片数	转速/(r·min ⁻¹)	叶片质量/kg
元和塘泵站	1400QGS5-1.3	1.26	0.44	4	295	120
东风新泵站	1500ZWB-1	1.45	0.52	4	218	86.2
澹台湖泵站	2500ZGB20-1.5	2.788	0.95	3	225	107
青龙桥泵站	1400QGS5-1.2	1.238	0.50	4	295	90

工况下水泵运行参数,如表3所示。

2 叶片安全校核

2.1 叶片压力分布与危险截面、危险点确定

叶片根部固定在叶轮轮毂上,属于悬臂梁结构,但因其结构不规则、外部流场不均匀,导致叶片载荷分布不均,需根据受力情况确定危险截面和危险点。

图1是典型轴流泵叶片模型,由叶片根部至叶片外缘等距离选取5个圆柱形截面,对于单张叶片,

其用CFD方法计算的正背面压力差变化情况如图2所示。

从图1可以看出,水泵叶片外缘面积大,内缘面积小,叶片形状中心位于半径中心偏外缘部位。从压差变化情况(图2)可以看出,由轮毂至叶片外缘压差 ΔP 逐渐减小,水泵叶片内缘正背面压差大,外缘压差小,由此叶片合力作用点基本位于叶片径向中心处。

叶片受轴向水推力、周向水阻力、旋转离心力作用。轴向水推力在叶片根部与轮毂交界面正面

表3 典型泵站水泵运行参数

泵站	水泵扬程/m		水泵轴功率/kW	
	设计工况	超扬程工况	设计工况	超扬程工况
元和塘泵站	1.30	2.60	110.2	170.8
东风新泵站	1.59	2.71	127.3	273.8
澹台湖泵站	1.28	2.60	430.0	531.4
青龙桥泵站	1.61	2.76	121.5	231.4

产生拉应力,背面产生压应力。周向水阻力在叶片根部进水边产生弯曲拉应力。旋转离心力对叶片根部产生拉应力。由此可知,合力作用下,叶片根部与轮毂交界面所受弯矩最大,截面面积最小,为危险截面。叶片根部与轮毂交界面进水侧正面点所受拉应力叠加,为叶片最大正应力点,发生疲劳断裂可能性最大,为危险点。

2.2 叶片危险点应力计算

(1) 叶片轴向水推力

单张叶片轴向水推力由式(4)得到^[10]:

$$F_t = \frac{1}{Z} \frac{\pi D^2}{4} \rho g H \left[1 - \left(\frac{d_k}{D} \right)^2 - \frac{3600gH}{\pi^2 n_s^2 D^2} \ln \frac{D}{d_k} \right] \quad (4)$$

式中: Z 为水泵叶片数; D 为叶轮直径,m; d_k 为轮毂直径,m; n_s 为水泵转速,r/min。

叶片由于轴向水推力受到的弯矩表达为:

$$M_t = F_t \frac{D - d_k}{2} \quad (5)$$

叶片与轮毂连接处矩形截面对截面纵向中心线的惯性矩由下式得到:

$$I_t = \frac{bh^3}{12} \quad (6)$$

式中: b 、 h 分别为叶片与轮毂连接处截面宽度、长度,m。

叶片与轮毂连接处截面受拉力侧正应力表达

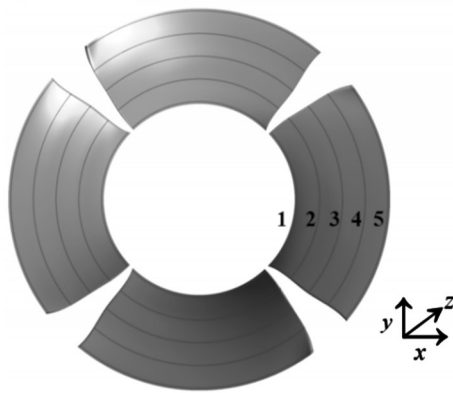


图1 典型轴流泵叶片模型

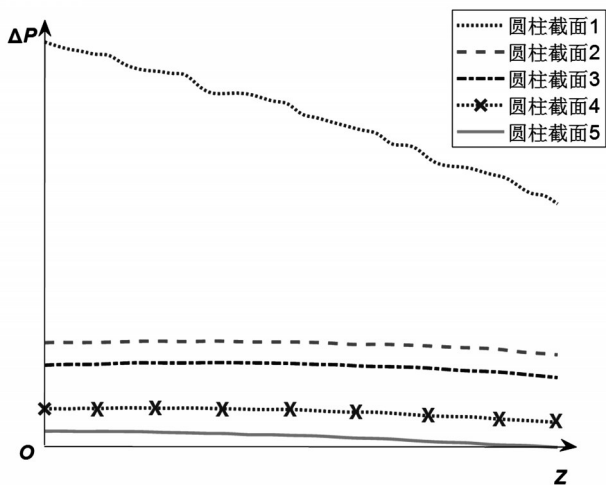


图2 单张叶片正背面压差

式为:

$$\sigma_t = \frac{M_t}{I_t} y_t \quad (7)$$

式中: y_t 为叶片与轮毂连接处截面的纵向中心线到受拉力侧距离, m。

(2) 周向水阻力

考虑机械摩擦损耗, 单张叶片轮毂与叶片连接处阻力矩可以表达为:

$$M_r = \frac{30}{Z} \frac{N_p - N_f}{\pi n} \frac{L}{L_a} \quad (8)$$

式中: N_p 为水泵轴功率; N_f 为轴承及轴封装置机械摩擦损耗功率, 占水泵轴功率 1%~3%, kW; L 为叶片中心到叶片与轮毂连接处距离, m; L_a 为叶片中心至泵轴中心半径, m。

叶片与轮毂连接处截面对截面横向中心线的惯性矩:

$$I_r = \frac{bh^3}{12} \quad (9)$$

叶片与轮毂连接处截面进水侧受拉力正应力为:

$$\sigma_r = \frac{M_r}{I_r} y_r \quad (10)$$

式中: y_r 为叶片与轮毂连接处截面的横向中心线到进水侧距离, m。

(3) 旋转离心力

叶片旋转中心为泵轴中心线与轮毂径向中心面交点, 叶片离心力由式(11)计算。

$$F_c = m \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 R_c \quad (11)$$

式中: m 为单张叶片质量, kg; R_c 为叶片重心所在半径, m。

叶片与轮毂界面由于离心力作用所受拉应力表达为:

$$\sigma_c = \frac{F_c}{bh} \quad (12)$$

由此可得, 任意工况下叶片根部危险截面危险点所受拉应力 σ 为:

$$\sigma_{\text{总}} = \sigma_t + \sigma_r + \sigma_c \quad (13)$$

式中: $\sigma_{\text{总}}$ 为叶片根部危险截面危险点所受拉应力, MPa。

2.3 叶片材料强度、疲劳寿命校核与计算

根据 2.2 节应力推导过程可以看出, 轴向水推力受扬程影响大, 扬程越高, 由轴向水推力推导得出的拉应力 σ_t 越大; 周向水阻力受水泵功率影响大, 对于轴流泵, 水泵扬程高, 功率也越大, 因此叶片危险点由轴向水阻力推导得到的拉应力 σ_r 也增大; 旋

转离心力受叶片质量、水泵转速影响, 水泵扬程改变, 叶片危险点由于离心力作用所受拉应力 σ_c 不变。由此, 水泵最高扬程工况下叶片危险点总拉应力达到最大, 即:

$$\sigma_{\text{总max}} = \sigma_{t\text{max}} + \sigma_{r\text{max}} + \sigma_{c\text{max}} \quad (14)$$

式中: $\sigma_{\text{总max}}$ 为叶片根部危险截面危险点最大正应力, MPa, 当水泵在最高扬程运行时, 该点受到最大拉应力作用; $\sigma_{t\text{max}}$ 为最高扬程工况下由叶片轴向水推力推导得出的应力; $\sigma_{r\text{max}}$ 为最高扬程工况下由叶片阻力矩推导得出的应力。

为保证叶片不因载荷过大而产生破坏甚至叶片断裂的情况, 需对叶片危险点进行第三、第四强度理论校核, 即满足下式条件:

$$\begin{cases} \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \\ \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \leq [\sigma] \end{cases} \quad (15)$$

式中: $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 为危险点由大到小的 3 个主应力, MPa; $[\sigma]$ 为材料许用应力, 由式(16)确定^[11]。

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s} \quad (16)$$

式中: σ_s 为材料屈服强度, MPa; n_s 为安全系数, 受机械零件加工工艺、尺寸、产品性能要求等多因素影响, 可按计算需求粗略选取, 抗断裂计算时取 2~4^[12]。

对于叶片危险点, 正面总拉应力为 3 个应力叠加, 因此 $\sigma_1 = \sigma_{\text{总}}, \sigma_2 = \sigma_3 = 0$, 第三、第四强度理论校核公式可简化为 $\sigma_{\text{总max}} \leq [\sigma]$ 。

水泵连续运行过程中, 由于与导叶之间的动静干涉等原因, 叶片压力值呈现周期性的交替脉动变化, 叶片根部截面应力随时间交替变化, 属于脉动应力。当叶片长期处于交变压力作用下, 叶片根部危险截面最大工作应力即使始终远小于许用应力、无明显塑性变形, 也存在因根部截面脉动应力而产生脆性疲劳断裂的可能, 因此, 需要对泵站超扬程下叶片强度和疲劳强度进行校核。

叶片所受的交变应力幅度取 $\pm 9.1\%$ ^[13], 则最大应力、最小应力可以表达为:

$$\sigma_{\text{max}} = 1.091 \sigma_{\text{总max}}, \sigma_{\text{min}} = 0.909 \sigma_{\text{总max}} \quad (17)$$

式中: σ_{max} 为最大应力, MPa; σ_{min} 为最小应力, MPa。

叶片根部危险点应力变化属于非对称循环, 其工作安全因数由式(18)得到:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \left(\frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2} \right) + \psi_\sigma \left(\frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} \right)} \quad (18)$$

式中: K_σ 为应力集中系数,与零件结构尺寸、表面状态等因素有关,可由设计手册查得^[14]; ψ_σ 为疲劳等效系数,取0.3^[15]; σ_{-1} 为对称循环材料疲劳极限,水泵叶片材质为不锈钢,由不锈钢结构特性^[16]及疲劳特性^[17]可以确定材料疲劳极限。

对于 SUS321 不锈钢,其疲劳特性曲线如图 3 所示。

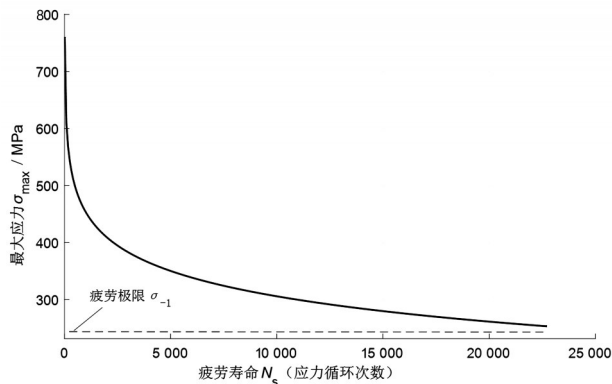


图3 SUS321 不锈钢应力-寿命曲线

SUS321 不锈钢应力寿命曲线指数拟合结果为:

$$\sigma_{\max} = 743.8 N_s^{-0.04685} - 128.6 \quad (19)$$

式中, N_s 为应力循环次数。

由于复合金属没有明确的疲劳极限^[18],取指定寿命 $N_s=10^7$ 对应的最大应力作为对称疲劳极限,由公式求解得到 SUS321 不锈钢对称疲劳极限 σ_{-1} 为 238.237 MPa。

由此,疲劳强度校核需满足下式要求^[19]:

$$n_\sigma \geq n_t \quad (20)$$

式中, n_t 为叶片疲劳安全系数。

根据最大应力计算结果及材料应力-寿命方程,可以确定最大应力下应力循环次数 N_s 。由水泵转速 n 确定叶片旋转一周时间 t 为 $60/n$,叶片经过两相邻导叶片的时间为 $t/\text{导叶数}$,则叶片运行寿命可以表达为:

$$T_b = \frac{N_s}{Z_d n 60} \quad (21)$$

式中: T_b 为叶片运行寿命,h; Z_d 为导叶数。

3 苏州泵站叶片安全校核、运行寿命计算结果

结合上述计算方法,对苏州4座泵站超扬程工况下叶片危险点进行应力计算。4种型号水泵叶片材质均为 SUS321 不锈钢,该钢材抗拉性能好,屈服强度大。水泵叶片安全系数 n_t 取 2.5,安全系数 n_s 取 4。水泵叶片危险点应力、疲劳寿命校核结果如表 4 所示,为方便对比,本文也对各泵站设计工况各参数进行了计算,并比较了设计工况与超运行工况下叶片运行寿命。

根据计算结果,得到超扬程工况较设计工况应力与疲劳寿命变化情况,如表 5 所示。

由表 4、表 5 可以看出:水泵叶片危险点所受 3 个应力中,由轴向水推力产生的拉应力 σ_t 占比最大,其次是由旋转离心力产生的应力 σ_r ,最后为周向水阻力产生的拉应力 σ_c ,4 座泵站 3 个应力各自平均占比约为 80.1%、12.6%、7.3%。 σ_t 受水泵扬程影响

表4 水泵叶片应力、疲劳寿命校核及运行寿命计算结果

泵站	σ_t /MPa		σ_r /MPa		σ_c /MPa		σ_{Σ} /MPa		$[\sigma]$ /MPa		n_σ		n_t		$N_s(\times 10^{15})$		$T_b(\times 10^{10} \text{h})$	
	设计 工况	超扬 程工 况	设计 工况	超扬 程工 况	设计 工况	超扬 程工 况	设计 工况	超扬 程工 况	设计 工况	超扬 程工 况	设计 工况	超扬 程工 况	设计 工况	超扬 程工 况	设计 工况	超扬 程工 况	设计 工况	超扬 程工 况
元和塘泵站	9.651	19.301	1.279	2.108	3.649	3.649	14.578	25.058	51.250	51.250	33.904	19.725	2.500	2.500	29.215	4.569	23.579	3.688
东风新泵站	14.495	24.706	0.974	2.103	1.229	1.229	16.698	28.038	51.250	51.250	29.600	17.628	2.500	2.500	19.810	2.773	21.636	3.029
澹台湖泵站	12.329	25.043	0.755	0.933	0.798	0.798	13.882	26.774	51.250	51.250	35.605	29.669	2.500	2.500	33.243	3.422	49.249	5.070
青龙桥泵站	8.169	14.001	1.017	1.937	2.423	2.423	11.610	18.365	51.250	51.250	38.572	26.913	2.500	2.500	38.665	5.100	34.552	4.183

表5 超扬程工况较设计工况应力与疲劳寿命变化情况
单位: %

泵站	σ_t	σ_r	$\sigma_{\text{总}}$	n_{σ}	T_b
元和塘泵站	99.99	64.82	71.89	-41.82	-84.36
东风新泵站	70.44	115.91	67.91	-40.45	-86.00
澹台湖泵站	103.12	23.58	92.87	-16.67	-89.17
青龙桥泵站	71.39	90.46	58.19	-30.23	-88.86

大,对于同一泵站,超扬程工况下比设计工况下水泵扬程高70%, σ_t 有明显增大现象,澹台湖泵站 σ_t 增幅最大,达103.12%; σ_r 受水泵轴功率影响大,东风新泵站超扬程工况下水泵轴功率273.8 kW,设计工况下173.3 kW, σ_r 增大约1.16倍; $\sigma_{\text{总}}$ 主要受叶片质量、水泵转速影响,元和塘泵站水泵叶片质量最大,为120 kg,转速也最高,为295 r/min,危险点 $\sigma_{\text{总}}$ 最大。

通过第三、第四强度理论对危险点进行应力校核,4座泵站水泵叶片危险点均符合强度要求,但与设计工况相比,超扬程工况下危险点所受总拉应力 $\sigma_{\text{总}}$ 增幅达58%~93%。设计工况下水泵叶片危险点工作安全系数均远大于疲劳安全系数,符合疲劳强度要求,超扬程工况下工作安全系数也均符合疲劳强度要求,但东风新泵站水泵叶片危险点工作安全系数降低至17.628,如叶片运行环境或叶片表面状态变差, n_{σ} 有进一步降低的可能,存在安全隐患。根据叶片寿命 T_b 计算结果,2种工况下4座泵站 T_b 均大于 1×10^9 h,但超扬程工况下 T_b 值降幅大,约84%~90%,降低了水泵运行耐久性。

4 结 论

(1)转桨式水泵运行时,由于受叶片轴向水推力、周向水阻力和径向旋转离心力的共同作用,叶片根部截面及其正面出水边点为危险截面和危险点。超低扬程泵站,由于超扬程运行,扬程相对增加值大,对机组影响大,需要对叶片进行静力强度和疲劳强度校核。

(2)结合计算结果可以看出,水泵叶片危险点所受3个应力中,由轴向水推力产生的拉应力 σ_t 占比最大,占比约为80.1%,其次是由旋转离心力产生的应力 σ_r ,占比约为12.6%,最后为周向水阻力产生的拉应力 $\sigma_{\text{总}}$,占比约为7.3%。4座泵站扬程增大范围为70%~103%,叶片危险点总拉应力 $\sigma_{\text{总}}$ 增大约58%~93%,增幅较大。

(3)苏州4座典型超低扬程排涝泵站在超扬程

工况下运行,虽然叶片最大应力增大,静力强度和疲劳强度降低,叶片仍然满足安全校核要求,但从机组稳定运行角度考虑,水泵超扬程运行接近马鞍形不稳定区,可以利用更新改造的机会,对水泵叶轮和导叶进行重新设计选型,合理提高设计扬程,不改变水泵外壳,减少改造费用。

参考文献:

- [1] 仇宝云,杨益洲,严天序,等.大型低扬程水泵机组主要失效模式及其判别标准[J].流体机械,2015,43(11):51-56.
- [2] 储训.大中型泵站汽蚀破坏调研分析[J].水泵技术,1994(4):33-39.
- [3] 曲云芹.水泵汽蚀现象及防治方法研究[J].中国设备工程,2020(4):111-113.
- [4] 锥进明,钟秋宏.循环水泵汽蚀原因分析及防止措施[J].设备管理与维修,2019(1):46-47.
- [5] 马玉星,李惠彬.叶片振动分析[J].振动、测试与诊断,2005(2):131-156.
- [6] 王国亮,孙晓东.水泵叶轮断裂原因分析[J].热处理,2018,33(1):5.
- [7] 陈江龙,盛德仁.T型叶根有限元模态分析边界条件的研究[J].动力工程,2004(4):510-513.
- [8] 张东岭.循环水泵叶片的故障分析及预防措施探讨[J].农业技术与装备,2012(17):77-78.
- [9] 湖北省水利勘测设计院.大型电力排灌站[M].北京:水利电力出版社,1984:137-140.
- [10] 关醒凡.轴流泵和斜流泵[M].北京:中国宇航出版社,1983:330-333.
- [11] 赵荣飞,张玉清.材料力学[M].北京:中国水利水电出版社,2020:9-25.
- [12] 徐灏.许用应力与安全系数[M].北京:机械工业出版社,1981:113-115.
- [13] 曹金玉.大型轴流泵叶片应力分析与断裂耐久性研究[D].扬州:扬州大学,2017.
- [14] 航空工业部科学技术委员会.应力集中系数手册[M].北京:高等教育出版社,1987.
- [15] 韩春鸣,刘小宁.疲劳等效系数 Ψ_{σ} 取值的研究[J].化工装备技术,2005(3):44-46.
- [16] 中国工程建设标准协会.钢结构钢材选用与检验技术规程:CECS 300-2011[S].北京:中国计划出版社,2011.
- [17] 李士杰.1Cr_(18)Ni_9Ti钢的低周疲劳特性研究[J].核动力工程,1991(2):34-37.
- [18] 蔡新,常鹏举,郭兴文,等.基于Ansys与nCode联合仿真的风力机叶片疲劳分析[J].可再生能源,2021,39(10):1342-1346.
- [19] 闻邦椿.机械设计手册[M].北京:机械工业出版社,2010.