排灌机械工程学报 2011 年 1 月 第 29 卷 第 1 期
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering Jan. 2011 Vol. 29 No. 1

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2011.01.013

灯泡贯流泵机组支撑形式比较

仇宝云[1]，裴 蓓[1]，申 剑[1]，冯旭松[2]，冯晓莉[1]
(1.扬州大学 能源与动力工程学院，江苏 扬州 225127；2.南水北调东线 江苏水源有限责任公司，江苏 南京 210029)

摘 要：为了优化贯流泵机组支撑结构，提高其综合性能，将贯流泵机组支撑划分为主轴系轴承座支撑、灯泡体支撑和泵体支撑3个层次.研究了3种典型贯流泵机组的支撑形式；通过受力分析，计算了主轴变形和疲劳强度安全系数；从泵机组可靠性、安装维修性、总体结构和泵装置水力性能等方面，比较了几种支撑形式.从主轴轴承数量、布置及安装、灯泡体支撑和泵体支撑等方面，提出了灯泡贯流泵机组支撑的设计原则和方法.结果表明：灯泡贯流泵机组支撑形式不但影响可靠稳定性能和安装维修性能，还严重影响系统水力性能.电机转子和水泵叶轮挠度分别为0.19～0.39 mm和0.22～0.62 mm，滑动轴承和滚动轴承油膜厚度分别为0.41～0.53 mm和0.12～0.17 mm；为了保证运行时电机空气间隙和水泵叶片间隙均匀，导轴承座安装高程应考虑转子和叶轮的挠度以及导轴承的油膜厚度.合理布置导轴承，灯泡体采用辐射板支撑，进人孔与灯泡体底部主支撑合用，采用金属管泵段式结构，可以提高灯泡贯流泵机组的可靠性能和水力性能.结果对灯泡贯流泵机组的优化设计具有参考价值.

关键词：灯泡贯流泵机组；支撑形式；受力分析；装配质量；结构设计
中图分类号：S277.92；TV675 **文献标志码**：A **文章编号**：1674-8530(2011)01-0061-06

Comparison of bulb tubular pump unit's support forms

Qiu Baoyun[1], *Pei Bei*[1], *Shen Jian*[1], *Feng Xusong*[2], *Feng Xiaoli*[1]
(1. School of Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou, Jiangsu 225127, China; 2. Jiangsu Water Source Co. Ltd. of S-to-N Water Transfer Project, Nanjing, Jiangsu 210029, China)

Abstract: In order to optimize supporting structures of bulb tubular pump units and improve the properties, the supports of bulb tubular pump units were divided into 3 hierarchies, i.e. the bearing block support, the bulb support and the pump body support. The support forms of 3 typical bulb tubular pump units were investigated. The shaft deformations and fatigue strength safety factors were calculated through force analysis. Several typical support forms were compared in pump unit reliability, installation, maintainability and overall structure, and the pump system hydraulic performances. The design principles and methods of bulb tubular pump unit supports were put forward in bearing number and their arrangement and installation, the bulb supports and the pump body supports. The results show that supporting forms of bulb tubular pump units affect reliability, stability, installation and maintainability of the pump units and the pump system hydraulic performances. The flexivities of motor rotor and pump impeller reach 0.19～0.39 mm and 0.22～0.62 mm, respectively. The oil film thicknesses of journal bearings and rolling bearings are 0.41～0.53 mm and 0.12～0.17 mm, respectively. When determining the installation

收稿日期：2010-02-02
基金项目："十一五"国家科技支撑计划重大项目(2006BAB04A03)；全国百篇优秀博士学位论文作者专项资金资助项目(2007B41)；江苏省六大人才高峰专项资金资助项目(09-4-25)
作者简介：仇宝云(1962—)，男，江苏扬州人，教授，博士生导师(yzdxqby@sohu.com)，主要从事流体机械及工程研究.
裴 蓓(1986—)，女，江苏扬中人，硕士研究生(peibei_7198@sina.com)，主要从事大型水泵机组结构与可靠性研究.

万方数据

height of the bearing saddle, the flexivities of the rotor and the impeller and oil film thicknesses of the bearings should be considered so that the motor's air gap and the clearance between pump blade and shell are evenly distributed. The reliability and hydraulic performances of bulb tubular pump units could be improved by reasonably arranging guide bearings, adopting radiating plate support of the bulb, combining the maintenance channel and the main support which is under the bulb, and using the metal pipe pump structure. The achievements could provide references to optimum design of bulb tubular pump units.

Key words: bulb tubular pump units; support forms; force analysis; assembly quality; structure design

我国南水北调东线一期工程中,有7座泵站扬程低于4 m,采用灯泡贯流式泵装置[1].灯泡贯流泵机组卧式安装,进、出水流平顺贯通,水流条件好,理论上水力损失小,泵站造价低,是低扬程泵站中较为合理的泵型,其支撑结构不但影响泵机组的可靠维修性能,还影响其水力性能.

目前,大型灯泡贯流泵机组实际应用不多,技术还不够成熟,个别泵站在实际运行中存在诸多问题,影响了其推广应用.本研究对大型灯泡贯流泵机组的支撑形式进行层次分析和比较,提出灯泡贯流泵机组支撑形式的设计原则和方法.

1 支撑层次分析

灯泡贯流泵机组支撑形式主要取决于机组总体结构.贯流泵机组的转动部件受力复杂,主要有转动部件自重和浮力、轴承支撑反力、水流作用于叶轮的轴向水推力和径向不平衡力、主轴扭矩力、电机定子作用于转子的不平衡磁拉力、部件偏心质量引起的转动惯性离心力等.主轴同时受到弯曲、拉伸(或压缩)和扭转作用.除主动力外,来自于轴承支座的反力对轴系受力影响较大.自内而外,灯泡贯流泵机组支撑可分为主轴系轴承支座支撑、灯泡体支撑和泵体支撑等3个层次.

1.1 主轴系轴承支座支撑

大型灯泡贯流水轮机组轴系支撑有2导轴承和3导轴承两种方式[2].贯流泵机组的主轴由导轴承和推力轴承支撑,直联机组一般设置2只导轴承和1只推力轴承;齿轮箱传动机组需设置3只导轴承和1只推力轴承.通常,主轴轴承支座位于灯泡体内,与灯泡体内壁焊接固定,轴承支座将主轴荷载可靠、安全地传递给灯泡体.要求轴承座及其支撑具有足够的强度与刚度,能够承受主轴传递的荷载及振动.

1.2 灯泡体支撑

灯泡贯流式水轮机灯泡体的基础通常是以水轮机管形座为主支撑,灯泡头(或中间环)为辅助支撑[2].灯泡贯流泵机组的灯泡体主要有两种固定支撑形式:混凝土支墩支撑和辐射支撑板支撑.前者灯泡体通过地脚螺栓固定在混凝土支墩上,灯泡体两侧可增设侧加固;后者灯泡体采用金属流道内呈辐射状的支撑板支撑.这两种结构机组的导叶体均将灯泡体的部分重力分散传递给流道.

1.3 泵体支撑

早期灯泡贯流泵泵段流道采用现场浇筑的混凝土流道,泵段流道与泵站站身底板浇筑成整体.新型灯泡贯流泵机组泵段流道采用金属外壳,泵段及流道金属壳体需设支撑.通常,在泵体外壳底部与站房底板之间设主支撑,在两侧设支撑板固定于站房机组之间的隔墙上.

2 支撑形式分析

2.1 典型贯流泵机组支撑形式

已建灯泡贯流泵泵站的机组结构、传动方式、支撑形式各不相同.对其进行计算比较分析,可以了解和掌握支撑形式的特点,从而指导灯泡贯流泵机组支撑形式的设计选用.

2.1.1 泵站A贯流泵机组支撑

泵站A机组结构如图1,混凝土泵段流道与站房基础浇成整体.泵机组主泵轴采用两点支撑的两端外伸悬臂梁结构,设有2只滑动导轴承和1只巴氏合金滑动推力轴承.机组转动部件的电机转子和叶轮位于2只导轴承外侧并紧靠导轴承.

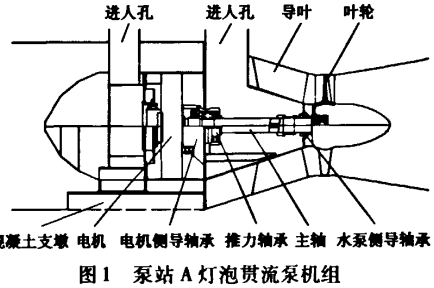


图1 泵站A灯泡贯流泵机组

Fig. 1 Bulb tubular pump unit of No. A station

万方数据

电机侧导轴承将电机转子自重及主轴部分自重传递给灯泡体. 双向推力轴承承受机组抽水和发电两种工况时的轴向水推力,将其传递给灯泡体. 混凝土支墩浇筑在站房基础上,承受灯泡体及其内部部件的重力和机组运行时轴承所受荷载. 水泵侧导轴承通过四周均匀分布的导叶体叶片将转动部件的部分自重及不平衡径向力传递给混凝土流道基础.

2.1.2 泵站 B 贯流泵机组支撑

泵站 B 机组结构如图 2 所示,采用金属管泵段流道,泵体利用法兰与进、出口混凝土流道连接,水泵进口段设伸缩节,出水管刚性连接,超静定结构要求基座高度精准,采用调整垫铁调整基座高程,要求满足 0.5 mm 的平整精度. 机组设有 2 只圆柱滚子导轴承(分别位于驱动端和非驱动端)和 1 只推力轴承.

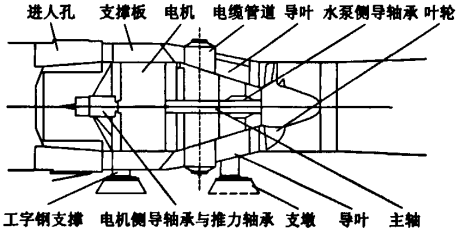


图 2 泵站 B 灯泡贯流泵机组

Fig. 2 Bulb tubular pump unit of No. B station

水泵侧导轴承由导叶体支撑,导叶体将荷载传递给与混凝土浇筑固定的铸铁流道. 电机侧轴承由锥形盘支撑,将径向、轴向荷载传递给灯泡体,荷载经灯泡体外侧四周呈辐射分布的支撑板分散传递给铸铁流道,再由铸铁流道(泵段)外侧的工字钢支撑将整个灯泡体和流道内水体的重力及水流作用力传递给与基础浇筑成一体的 4 个支座.

2.1.3 泵站 C 贯流泵机组支撑

泵站 C 机组结构如图 3 所示,采用金属管泵段流道,高速同步电机轴与水泵轴通过行星减速齿轮箱联结,机组工况通过设置在叶轮前端的机械调节系统进行叶片全调节,泵段及灯泡体为分段上下分半结构. 水泵轴设有 2 只导轴承和 1 只油润滑圆锥滚动推力轴承,小体积电机自带 2 只导轴承.

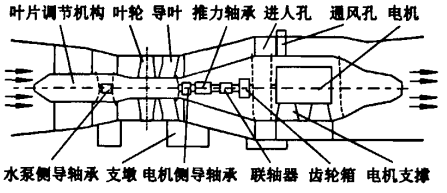


图 3 泵站 C 灯泡贯流泵机组

Fig. 3 Bulb tubular pump unit of No. C station

水泵轴、齿轮箱、电机轴间用弹性联轴器联结,分段传递作用力,齿轮箱设支墩支撑. 推力轴承经过轴承支座将叶轮的轴向水推力传递给灯泡壳及导叶体,使轴向力与齿轮箱隔离,导叶体再将推力轴承荷载和部分灯泡体的受力传至站房基础. 进水侧流线型支撑和平板导叶体将机械调节机构的重力传递给混凝土基础,水泵机组进水条件良好. 高速同步电动机和灯泡体自重通过电机侧组合轴承传至基座,再由基座右侧的上、下支撑传递到混凝土基础.

2.2 机组主轴变形分析

2.2.1 轴承设置的比较

3 座典型泵站(泵站 A,B,C)机组的主轴弯曲受力如表 1.

表 1 灯泡贯流泵机组主轴弯曲受力图

Tab. 1 Shaft bending force diagrams of bulb tubular pump units

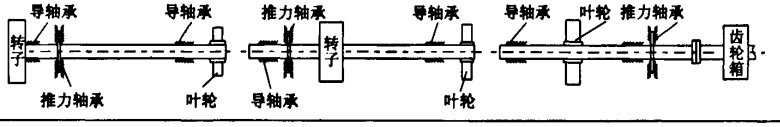
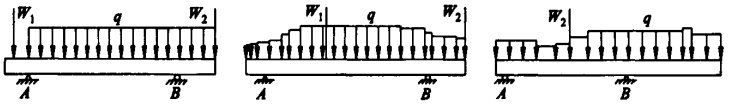
项目	泵站 A	泵站 B	泵站 C
轴系简图			
受力图			

表 1 中 W_1,W_2 分别为电机转子、水泵叶轮的重力;q 为主轴自重分布荷载(如在水下,则需减去浮力). 贯流泵机组导轴承数量取决于机组传动方式与轴间联结方式,间接传动的主轴导轴承数量比直

万方数据

联传动主轴多,机组结构复杂,造价增加,安装检修难度大,且间接传动机组必须合理设置推力轴承,以免齿轮箱承受轴向推力.

2.2.2 主轴受力与变形

贯流泵机组推力轴承荷载即为水泵叶轮的轴向水推力,可根据水泵扬程和叶轮尺寸计算得到. 主轴采用45#调质钢,许用应力为180~207 MPa,在各自最大扬程下,推力轴承承受的轴向水推力及由此引起的主轴伸长(后置灯泡式)或缩短(前置灯泡式)值列于表2,表中 H 为泵站设计扬程,H_{max} 为水泵最大扬程,F_t 为推力轴承荷载,ΔL 为主轴长度变化.

主轴挠度与轴径、轴长、轴材料、支撑点分布和荷载等因素有关. 经轴系受力分析,在水泵最大扬程时,主轴疲劳强度安全系数(考虑弯曲-扭转-拉压交变应力状态)和关键部位的挠度列于表3,表中 L 为主轴长度,D_{max} 为主轴最大直径,m 为强度安全系数,Y_r 为转子挠度,Y_i 为叶轮挠度.

表2 灯泡贯流泵机组推力轴承荷载及主轴长度变化

Tab.2 Thrust bearing loads and shaft length changes of bulb tubular pump units

参数	H/m	H_{max}/m	F_t/kN	ΔL/mm
泵站A	4.20	4.67	377.22	0.064
泵站B	4.28	4.78	330.62	0.065
泵站C	2.40	3.10	139.34	0.031

表3 贯流泵机组主轴强度安全系数与挠度

Tab.3 Intensity safety coefficients and flexivities of bulb tubular pump units' shafts

参数	L/m	D_{max}/mm	m	Y_r/mm	Y_i/mm
泵站A	5 300	428	2.85~4.26	0.39	0.22
泵站B	4 450	420	2.28~3.02	0.19	0.45
泵站C	5 560	290	1.54~2.04		0.62

由表2知,主轴因运行时的轴向水推力荷载产生的伸长或缩短仅为0.031~0.065 mm,叶轮轴向位置变化,由此引起进、出水侧的叶片间隙变化[3]为0.007~0.012 mm,变化很小. 由表3知,按疲劳强度校核,3座泵站泵机组主轴强度均符合要求. 电机转子和叶轮处挠度分别为0.19~0.39 mm和0.22~0.62 mm,主轴因径向荷载造成的横向变形对电机气隙和水泵叶片间隙影响较大. 泵站A转子挠度较大,泵站C叶轮挠度较大.

2.3 支撑形式分析比较

2.3.1 支撑形式对机组可靠稳定性的影响

贯流泵机组主轴的支撑形式与泵机组的传动方式密切关联,轴承支座设置太少、距离太大,会导致轴线挠度过大. 如果过大的挠度发生在叶轮或转子处,则会影响叶片间隙和空气间隙,从而影响机组运行质量,甚至引起碰壳事故. 相反,如果轴承支座设置过多、距离过小,则会增加安装的难度,并可能造成运行时主轴别劲,加快导轴承的磨损[3]. 泵站B机组主轴所受最大弯矩较小,且弯矩分布合理. 这说明,这种将电机布置在两导轴承之间,水泵叶轮紧靠导轴承的结构较为合理.

泵机组采用齿轮箱间接传动方式时,电机轴和水泵轴分段设置,如果推力轴承布置不合理,则齿轮工作面可能发生撞击,传动可靠性降低,影响齿轮箱使用寿命. 泵站C机组推力轴承设置在水泵轴段上,齿轮箱与水泵轴用弹性联轴器分开,保证了齿轮箱基本不受轴向力,运行可靠.

泵站A混凝土流道泵段结构,流道内底部设置体积较大的纵向混凝土支墩,导水锥段座环与基础混凝土浇固. 灯泡体及其内部的电机等设备部件和转动部件的重力、浮力及运行时的轴向水推力,由底部支墩和导叶体的座环承受. 灯泡体上部的自由度较大,需设置侧支撑,否则容易引起大幅振动,设备稳定可靠性降低.

泵站B,C采用独立的金属管泵段,灯泡体主要由辐射支撑板支撑固定,泵壳采用专门设置、布置合理的钢架固定在混凝土底板基础上和侧墙上,固定管段与混凝土流道之间用伸缩节连接. 金属管流道四周均有固定点,使整个泵段与底板和侧墙间有足够空间便于安装检修和维护,泵机组可靠固定,运行稳定,可靠性提高.

2.3.2 支撑形式对泵装置水力性能的影响

灯泡体采用混凝土支墩支撑时,由于混凝土支墩的横向尺寸较大,占去了相当一部分的过流面积. 为了维修检查灯泡体内设备,需设置进人孔. 泵机组运行时,在支墩头部、进人孔迎水面造成水流撞击,在支墩尾部和进人孔背水面形成涡流,增加了过流水力损失,泵装置效率下降.

灯泡体采用四周分布的辐射支撑板支撑时,支撑板断面尺寸较混凝土支墩小得多,减小了水力损失,同时还起到导流的作用,泵装置水力性能较好.

合理设计灯泡体支撑的过流断面形状,水力损失可以控制在较小的范围内. 进水流道、灯泡体和出水流道三者的水力损失中,灯泡体损失占较大比例(38.5%~45.4%),其次是出水流道损失(33.3%~42.3%). 对灯泡体尾部形状进行优化设计,可减小水力损失[4].

后置灯泡贯流泵装置,灯泡体处流道内水流扩

万方数据

散流动，在灯泡体的尾部过流断面突然扩大，易形成脱流和漩涡等复杂流态. 为了减小由此导致的水力损失，可在灯泡体后设混凝土圆锥过渡段，结合灯泡体支撑，将其延长至流道出口.

叶片全调节灯泡贯流泵机组，如果将叶片调节机构设置在叶轮的进水侧，调节机构及其支撑会增加流道水力损失，影响叶轮来流流态.

3 支撑形式设计

灯泡贯流泵机组支撑形式的设计原则：①主轴系轴承数量及分布合理，有足够的强度和刚度，结构简单，安装、检修、维护方便；②灯泡体支撑可靠、稳定，水力损失小；③泵段支撑安全可靠、稳定性好，易于施工，总体结构便于安装检修.

3.1 轴承数量与布置

灯泡贯流泵机组导轴承的数量及布置需根据传动方式、调节形式和总体结构等确定. 通常，主轴系的强度要求容易满足，在进行轴承支撑设计时，要重点考虑保证满足轴系刚度和稳定性要求.

(1)直联传动机组，采用两点支撑，即设置 2 只导轴承，1 只推力轴承，支撑点少，简单可靠，安装容易，装置长度短，水力损失小. 叶轮端采用悬臂梁结构，保证有较好的来流.

(2)间接传动机组，轴系分为水泵轴、齿轮箱和电机轴等 3 段，分段设置支撑. 推力轴承应设置在水泵轴段，以保证齿轮箱和电机轴不受轴向力.

(3)轴承布置还应考虑安装、检修的方便. 导轴承应尽可能靠近重力大的转动部件(转子、叶轮)，以减小挠度.

3.2 导轴承座安装高程的确定

大型电动机要求转子和定子之间的任一处空气间隙与平均间隙之差不超过平均间隙值的 ±10%，间隙不均会引起磁拉力不平衡而导致导轴承荷载增大、机组振动. 通常，叶轮叶片与叶轮外壳间的设计间隙为 $0.001D$(D 为叶轮直径)左右，叶片最小间隙不得小于平均间隙的 80%.

灯泡贯流泵机组主轴卧式安装，一方面，由于重力作用，安装后电机转子和水泵叶轮会产生一定的挠度，转子轴心和水泵轴心产生向下的位移；另一方面，静止时，主轴颈落在轴承上，但运行后，由于油楔作用，主轴颈与轴承孔下部承磨面之间会产生一定厚度的润滑油膜，轴心将产生向上的位移. 对于转子和叶轮，其中心在垂直方向的位移是这两项位移的合成. 电机转子轴心和水泵叶轮轴心由主轴导轴承高程确定，因此，为了保证运行时电机气隙均匀、水泵叶片间隙均匀，在确定导轴承安装高程时，应考虑上述两因素的影响.

灯泡贯流泵机组不运行时，导承轴无润滑油膜，开机运行稳定后形成厚度为 δ 的油膜，则机组主轴中心在该导轴承处抬高了 δ. 设主轴在转子和叶轮处的挠度分别为 Y_r 和 Y_i，对应导轴承运行油膜厚度分别为 δ_1 和 δ_2，主轴半径分别为 r_1 和 r_2，则电机侧导轴承座的安装高程应使导轴承工作面最低点较电机定子中心低 y_1，

$$y_1 = r_1 - Y_r + \delta; \tag{1}$$

水泵侧导轴承支座的安装高程应使导轴承工作面最低点较叶轮外壳中心低 y_2，

$$y_2 = r_2 - Y_i + \delta_2. \tag{2}$$

根据导轴承的结构形式、润滑方式、承受荷载和轴颈轴速，计算导轴承运行时产生的油膜厚度. 滑动轴承油膜厚度用有限长径向滑动轴承非线性油膜厚度公式计算[5-7]；滚子轴承油膜厚度用 Dowsen 公式计算[8-10]. 3 种典型灯泡贯流泵机组导轴承油膜厚度列于表 4，表中 F_b 为轴承荷载，δ 为油膜厚度.

如果导轴承距水泵或电机较远，两导轴承油膜厚度相差较大，则计算导轴承支座的安装高程需考虑主轴各段长度对轴线径向位移的线性放大.

表 4 主轴导轴承油膜厚度

Tab. 4 Oil film thicknesses of shaft guide bearings

参数		轴承类型	F_b/kN	δ/mm
泵站 A	水泵侧导轴承	滑动	178.1	0.410
	电机侧导轴承	滑动	90.1	0.526
泵站 B	水泵侧导轴承	滚子	131.5	0.166
	电机侧导轴承	滚子	55.4	0.173
泵站 C	调节机构侧导轴承	滚子	27.0	0.116
	水泵侧导轴承	滚子	26.5	0.116

3.3 灯泡体支撑形式

灯泡体采用混凝土支墩支撑的灯泡贯流泵，座环浇筑应可靠，支墩地脚螺栓的强度必须满足机组运行的要求，并能承受机组的振动. 在满足强度的前提下，尽可能减小支墩宽度，头、尾流线设计.

灯泡体采用支撑板支撑时，除了底部支撑外，设置两侧及上部支撑板可以提高其稳定性，但流道湿周增加，水流损失增大，因此，在满足强度和抗振稳定性前提下，应减少支撑板数量并分布合理.

在灯泡体与泵壳之间尽量少设进人孔和设备管

万方数据

线孔，必须设置时，可考虑与支撑合用，并采用流线型断面；位于同一方位相距较近的上下游两孔，在流道内宜用隔板连成一体，以减小绕流物的头部撞击损失和尾部的涡流损失，减小过流水力损失.

后置灯泡体尾部的过流断面突然收缩，水力损失较大. 在灯泡体尾部，与支撑部件连成一体，设置一底面直径与灯泡体尾部直径相等的锥体过渡段隔墙，延伸至出水流道内，可减小水力损失.

3.4 泵体结构及其支撑的选择与设计

金属管泵段式灯泡贯流泵机组，如果采用直接传动，轴系较短，可对泵体进行整体吊装；内部灯泡体可以采用支撑板支撑，水力损失小；设有叶片调节机构的机组轴系较长，可以分段吊装. 混凝土流道泵段式灯泡贯流泵机组，机组部件拆装时需在流道内平移，安装检修困难；灯泡体采用体积较大的混凝土支墩支撑，水力损失大. 因此，应该优先选用金属管流道泵段式灯泡贯流泵机组.

4 结 论

(1)灯泡贯流泵机组总体结构形式、主轴传动方式和叶片调节方式决定机组部件的支撑形式，支撑形式影响机组的可靠稳定性、安装维修性和装置水力性能.

(2)灯泡贯流泵支撑分主轴系轴承座支撑、灯泡体支撑和泵体支撑等3个层次. 设计时，在保证安全可靠的前提下，不同层次支撑的侧重点也不同. 主轴支撑导轴承设置应重点保证转子和叶轮的挠度不应过大，导轴承安装高程应考虑到主轴挠度和导轴承润滑油膜厚度的影响，以保证机组运行时电机气隙均匀、水泵叶片间隙均匀. 灯泡体支撑设计的重点是减小水力损失，直联传动机组的叶片调节机构可以设置在灯泡体内水泵与电机之间或电机外侧. 泵体支撑应侧重于保证机组的整体可靠稳定性和安装维修性.

(3)与混凝土流道泵段、混凝土支墩支撑结构相比，灯泡贯流泵机组的金属管泵段、支撑板支撑结构具有安装检修方便、水力损失小的优点，应优先选用.

参考文献(References)

[1] 谢伟东，卜 舸，魏 军. 南水北调东线第一期工程江苏段低扬程泵站的机组选型研究[J]. 南水北调与水利科技，2005，3(1)：4－6.
Xie Weidong, Bu Ge, Wei Jun. Selecting model of set in low-lift-head pumping station in Jiangsu's first-stage of South-to-North Water Diversion Project[J]. *South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology*, 2005, 3(1): 4－6. (in Chinese)

[2] 中水珠江规划勘测设计有限公司. 灯泡贯流式水电站[M]. 北京：中国水利水电出版社，2009.

[3] 仇宝云. 大中型水泵机组装置理论与关键技术[M]. 北京：中国水利水电出版社，2005.

[4] 吕建新，许跃华. 大型灯泡式贯流泵CFD计算[J]. 排灌机械，2007，25(5)：17－19.
Lü Jianxin, Xu Yuehua. CFD calculation for large-scale bulb tubular pump[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2007, 25(5): 17－19. (in Chinese)

[5] 刘大全，肖忠会，张 文，等. 滑动轴承非线性油膜力的一维直接解法[J]. 机械工程学报，2005，41(2)：51－56.
Liu Daquan, Xiao Zhonghui, Zhang wen, et al. Direct solution method of one-dimensional problem for nonlinear oil-film forces of sliding bearing[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2005, 41(2): 51－56. (in Chinese)

[6] Yang Jinfu, Chen Ce, Yang Shengbo, et al. An analytic model of oil-film force on hydrodynamic journal bearing of finite length[C]//2008 *Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Berlin, Germany: ASME, 2008, 5(B): 947－952.

[7] Zhao Sanxing, Dai X D, Meng G, et al. An experimental study of nonlinear oil-film forces of a journal bearing [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 287(4/5): 827－843.

[8] 刘秀英. 圆柱滚子轴承最小油膜厚度计算公式的推导及应用[J]. 机械工程师，2006(2)：66－67.
Liu Xiuying. Computing formula and application of cylindrical roller bearing's oil-film min-thickness[J]. *Mechanical Engineer*, 2006(2): 66－67. (in Chinese)

[9] Dowson D, Higginson G R. *Elasto-Hydrodynamic Lubrication*[M]. SI ed. New York: Pergamon Press, 1977.

[10] 殷玉枫，常争艳，刘 中. 滚柱轴承离合器油膜厚度的计算[J]. 润滑与密封，2006(10)：148－150.
Yin Yufeng, Chang Zhengyan, Liu Zhong. Film thickness calculation for roller bearing clutch[J]. *Lubrication Engineering*, 2006(10): 148－150. (in Chinese)

(责任编辑 张文涛)

万方数据