

基于 ANSYS 的大型轴流转桨机组桨叶操作机构联合分析

The analysis of the whole assembly of the runner blade servomotor for high capability Kaplan unit by ANSYS

刘思靓 任尚洁

浙江富春江水电设备有限公司 杭州

摘要: 桨叶操作机构是轴流转桨式水轮机转轮中的重要构件, 用于传递活塞操作力, 实现桨叶角度的调整。桨叶操作机构包含从活塞、操作架、耳柄螺栓、连杆以及枢轴和拐臂等一系列部件。操作机构各部件间的位移变形相互协调。若只单独对操作机构中某一部件进行分析, 会忽略了各部件间的变形协调, 使应力计算结果较实际值偏大。使用大型通用商业软件 ANSYS, 对桨叶操作机构进行整体计算, 能更准确的得到各部件的应力分布, 更好的指导结构设计, 提高设计方案的经济效益。

关键词: 轴流转桨水轮机、桨叶操作机构、联合分析、ANSYS

Abstract: The runner blade servomotor is the important assembly of Kaplan turbine, the use of this assembly is to transfer the force from piston, carry out the adjustment of degree for blade. The runner blade servomotor include piston, crosshead, eye bolt, link, pivot and crank arm, these deformation of part for blade servomotor are concerted. If the analysis object is only a single part, the stress result is large than fact. It is more exact to get the stress and better to guide design that calculate the whole assembly of the runner blade servomotor by finite element method. It is the improvement of the economy for design plan.

Key words: Kaplan turbine, runner blade servomotor, conjoint analysis, ANSYS

1. 前言

轴流转桨水轮机的转轮叶片和导叶能随着工况变化形成最优的协联关系, 从而提高水轮机平均效率, 扩大运行范围, 获得稳定特性^[1]。转轮桨叶操作机构传递活塞的操作力, 是实现桨叶角度变化的重要装置。其包含从活塞、操作架、耳柄螺栓、连板以及枢轴和拐臂等一系列部件^[2]。

工程上通常单独对操作机构的某零件进行计算分析, 该做法忽略了机构间的协调变形, 得到的应力值会偏高, 设计安全裕量过大, 造成材料成本增加。本文采用通用有限元分析软件 ANSYS 对某轴流转桨水轮机组的桨叶操作机构进行整体联合计算。该机组装机容量高于 200MW, 转轮直径大于 10m, 是目前国内装机容量最大的轴流转桨式水轮机组。对桨叶操作机构进行整体分析, 能更准确的得到各部件的应力分布和位移情况, 在确保结构安全的前提下, 更好的指导设计控制成本。

2. 联合分析的计算原理

使用有限单元法计算结构应力, 首先要对结构进行单元离散, 然后选择适当的位移函数来表达各离散单元的节点的位移: $\{f\} = [N]\{\delta\}^e$

式中: $\{f\}$ 为单元内任一点位移列阵; $\{\delta\}^e$ 为节点位移列阵; $[N]$ 为形函数矩阵表征位置坐标。

接着利用几何方程得到单元内任一点应变: $\{\varepsilon\} = [B]\{\delta\}^e$

上式中: $\{\varepsilon\}$ 为单元内任一点的应变列阵; $[B]$ 为单元应变矩阵矩阵。

然后利用本构方程得到节点应力: $\{\sigma\} = [D][B]\{\delta\}^e$, 式中: $\{\sigma\}$ 为单元内任一点的应力列阵;

利用变分原理建立节点力和节点位移关系式, 得到每个离散单元的平衡方程: $\{F\}^e = [k]^e \{\delta\}^e$

上式中: $\{F\}^e$ 为单元的等效节点力列阵; $[k]^e$ 为单元刚度矩阵。

最后, 集合所有离散单元, 建立整个结构的平衡方程: $\{F\} = [k]\{\delta\}$

代入结构的刚度、载荷及边界, 求解以上方程可得结构的节点位移列阵 $\{\delta\}$, 再利用本构方程 $\{\sigma\} = [D][B]\{\delta\}^e$, 即可求得每个节点应力。

因此, 利用有限元法求解应力分布的关键, 是准确的得到结构各位置的位移^{[3] [4]}。

3. 整体联合分析

3.1 有限元模型

建立操作机构联合模型, 并对其进行合理简化, 忽略小销孔等细节。选用带中节点实体单元建立操作机构的整体三维有限元网格模型。根据结构的对称性, 建立 1/5 模型。共计单元 2553080 个, 节点 5143366 个。模型包含操作架、耳柄螺栓、连杆、连杆销、拐臂和枢轴, 转轮轮毂作为边界条件的一部分也包含在内。操作机构计算模型如图 1 所示。

选取桨叶全关且还具有关闭趋势时进行计算, 即活塞杆运动趋势向上时各部件的刚强度。各部件之间设置摩擦接触, 剖切面设置循环对称。约束相应位置的平动或转动约束, 施加叶片离心力和活塞杆传递操作力, 施加耳柄螺栓预紧力。边界条件如图 2 所示。

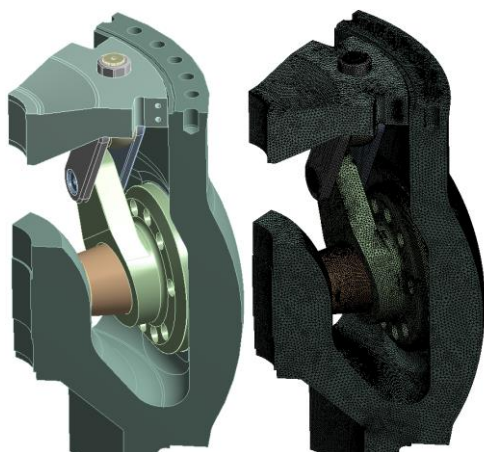
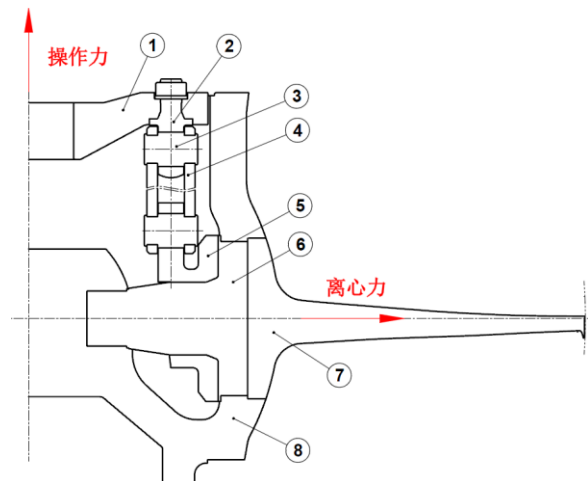


图 1 桨叶操作机构计算模型



①操作架 ②耳柄螺栓 ③连杆销 ④连杆
⑤拐臂⑥枢轴 ⑦叶片 ⑧转轮体轮毂

图 2 操作机构加载示意

3.2 联合计算结果

对该大型轴流转浆机组的桨叶操作机构进行联合分析，其整体应力分布如图 3 所示。

特别关注连杆和拐臂，其计算结果如下：连杆最大位移在耳柄端，有 3.94mm，最大拉伸变形为 2.82mm；连杆销孔内最大应力集中 526MPa，连杆中间应力 45.7MPa；拐臂最大位移在拐臂端部，为 1.6mm，不仅有转动位移约 1.29mm，还有转轮径向方向的位移；除叶片把合销孔内的应力奇异外，拐臂过渡倒圆处最大应力集中 165MPa，拐臂的连杆销孔处应力集中约为 191.3MPa；

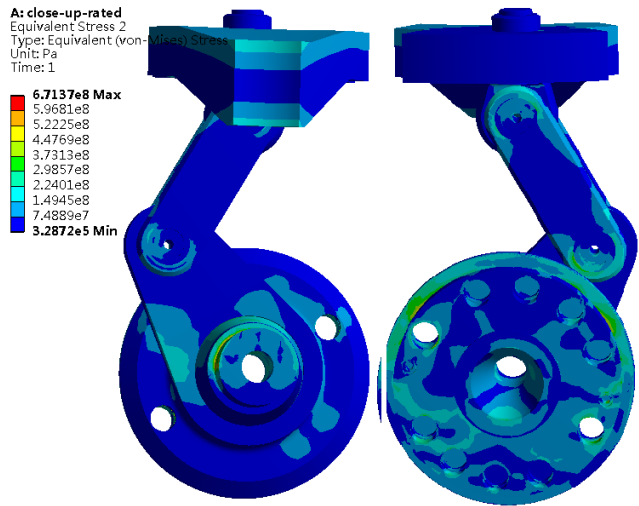


图 3 桨叶操作机构联合计算应力结果

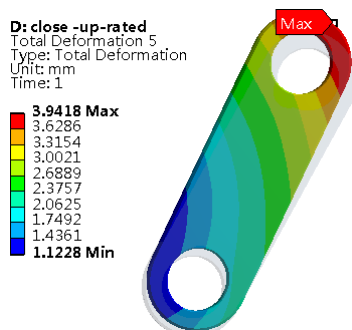


图 4 联合分析时连杆合位移

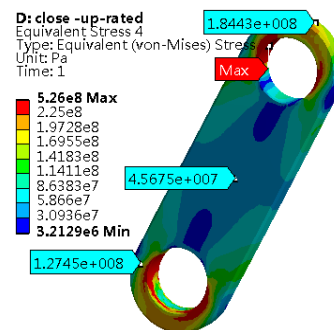


图 5 联合分析时连杆等效力

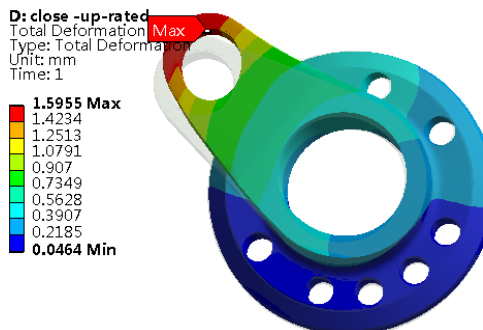


图 6 联合分析时拐臂合位移

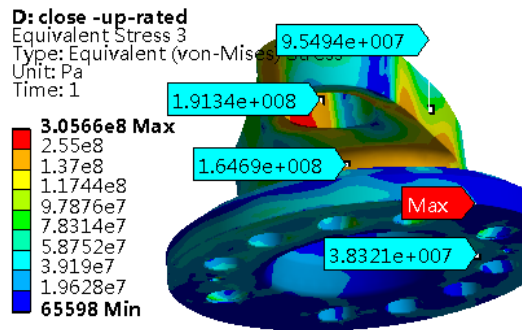


图 7 联合分析时拐臂等效力

4. 部件单独分析

4.1 有限元模型

以连杆和拐臂为例，单独提取部件有限元模型，如图 8 和图 9 所示。根据连杆的二力杆受力特征，约束连杆的一端销孔，另一端销孔施加拉力；拐臂与枢轴把合处约束转动位移，限制拐臂与轮毂贴合面的径向位移，限制枢轴孔的变形，在拐臂销孔处施加连杆传递的力。连杆和拐臂上的力根据角度换算，保证与联合计算时受力大小一致。



图 8 连杆有限元网格 图 9 拐臂有限元网格结果

4.2 部件单独计算结果

部件单独计算时：连杆耳柄端最大位移为 2.95mm，为拉伸变形；连杆销孔内最大应力集中 555MPa，连杆中间应力 47.4MPa；拐臂最大位移在拐臂端部，为 1.38mm，仅为转动位移；除应力奇异外，拐臂过渡倒圆处最大应力集中 180MPa，拐臂的销孔处应力集中约为 263MPa。计算结果如图 10 至图 13 所示

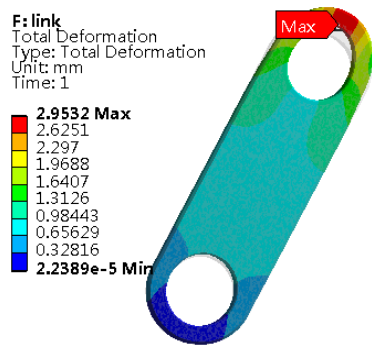


图 10 单独分析时连杆合位移

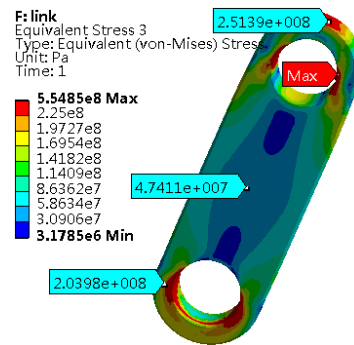


图 11 单独分析时连杆等效应力

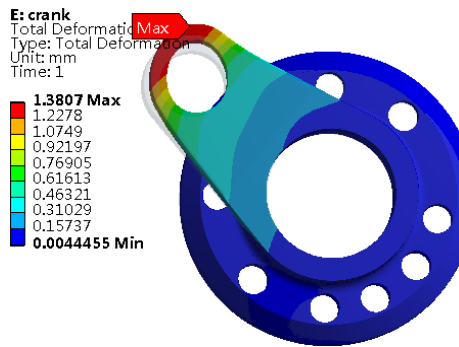


图 12 单独分析时拐臂合位移

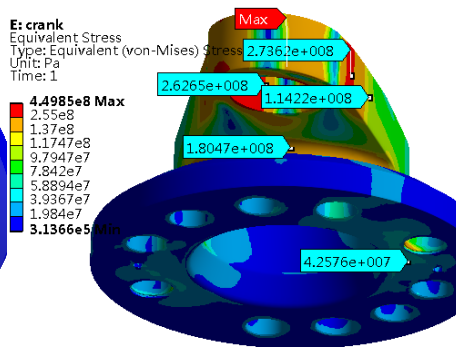


图 13 单独分析时拐臂等效应力

5. 两种分析方法对比

通过对桨叶操作机构联合分析和对部件进行单独分析，这两种方法得到的各部件具体刚度计算结果如表 1 所示。通过对比可知，联合分析较部件单独分析，充分考虑了刚性位移的影响，其位移虽然更大，变形和应力更小，更符合实际情况。比如连杆计算，联合分析能准确捕捉操作机构各部件间的联动，同时体现耳柄螺栓和拐臂的变形，计算得到更接近真实的拉伸变形，从而得到更为准确的应力结果。

表 1 大藤峡桨叶操作机构各部件刚度计算结果

	连杆				拐臂			
	最大合位移	最大变形	销孔最大应力	连杆中间应力	最大合位移	最大转动位移	拐臂根部最大应力	销孔内最大应力
联合分析	3.94mm	2.82mm	526MPa	45.7MPa	1.6mm	1.29mm	165MPa	191MPa
单独分析	2.95mm	2.95mm	555MPa	47.4MPa	1.38mm	1.38mm	180MPa	262MPa

6. 结束语

通过对某大型轴流机组的桨叶操作结构进行有限元联合分析,能充分考虑各部件间的协调变形,真实的体现刚性位移边界,符合实际情况,从而得到准确的应力计算结果。而精确的应力结果,是确保设计方案安全经济的前提,是产品具备更高市场竞争的有力保证。而单独对操作结构各部件进行单独分析,虽然简单快速,但因边界限制,使应力值趋于保守,容易误导结构设计安全裕量过大,造成不必要的成本上升。特别是对容量较大的大型机组,安全裕量的少量过剩,会造成材料使用的极大浪费。

本文的研究,为多零件构造的组件有限元分析工作提供了指导和新思路,对分析工作的精度提高和设计方案的经济性具有积极意义。

5 参考文献

- [1] 曹鹏,姚志民,水轮机原理及水力设计[M],清华大学出版社,1991
- [2] 李中杰,郑源,易伟,巨型轴流转桨式水轮机转轮组装工艺研究[J],中国农村水利水电,2016.01,145-148
- [3] 丁皓江,何福保,谢贻权,徐兴,弹性和塑性力学中的有限单元法[M],机械工业出版社,1992
- [4] 王勖成,邵敏,有限元单元基本原理和数值方法[M],清华大学出版社,1997
- [5] 陈洪军,吴志俊,余伟炜,董城,ANSYS 工程分析进阶实例,中国水利水电出版社,2009