

文章编号:1007-6735(2012)06-0584-05

屏蔽电机主泵惯性飞轮完整性分析

葛磊, 王德忠, 张继革
(上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘要:针对屏蔽电机主泵惯性飞轮完整性问题,采用解析法以及有限元软件 ANSYS 对屏蔽电机主泵飞轮在额定转速以及设计转速下进行结构完整性研究.从结构强度和断裂力学两方面对飞轮进行了分析.结果表明:在额定及设计转速下能够保证飞轮结构的完整性,并通过解析分析结果与有限元分析结果的对比表明分析结果可信.

关键词:屏蔽电机主泵; 飞轮; 完整性; 结构强度; 断裂力学

中图分类号: TB 121 **文献标志码:** A

Integrity Analysis on Inertial Flywheel of Canned-motor Pump

GE Lei, WANG De-Zhong, ZHANG Ji-Ge
(School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: The structure integrity of the flywheel of a canned-motor pump was analysed analytically and numerically by using finite element software ANSYS. The integrity analysis was concerned in the aspects of structure strength and fracture mechanics under the rated speed as well as the design speed. The analysis results show that the stress and the imaginary stress intensity factor are both satisfactory to the requirements of regulations and it can be concluded that the result is credible due to the consistency between the results of analytical method and finite element method.

Key words: canned-motor pump; flywheel; integrity; structure mechanics; fracture mechanics

屏蔽电机主泵是单级、全密封、高惯量离心式屏蔽泵,用来输送高压、高温、大流量的反应堆冷却剂^[1].在主泵电机的转轴上安装飞轮,是为了保证主循环泵在反应堆紧急停堆或全厂断电事故下,仍能提供一定的惰转流量,继续驱动冷却剂循环,冷却堆芯,从而为紧急停堆操作提供必要的缓冲时间.因此,飞轮的结构完整性直接关系到整个反应堆系统的安全性.为保证主泵在停堆后具有足够的惰转能力,从而保证堆芯的正常冷却,有必要对主循环惯性飞轮的完

整性进行分析.国内外对轴封泵飞轮完整性有了一定的研究^[2-6],但对屏蔽泵飞轮的完整性未进行深入的研究.鉴于此,本文主要工作是对屏蔽电机主泵的飞轮完整性进行分析.笔者首先对飞轮模型作了一定的简化和假设,即未考虑钨合金扇形块之间的相互作用,并通过解析法计算出飞轮的应力位移分布.然后运用有限元软件 ANSYS 对飞轮结构完整性进行分析,有限元建模时考虑钨合金扇形块之间的相互作用,得出飞轮的应力、位移分布.将解析解与 ANSYS

收稿日期: 2011-12-21
基金项目: 国家“973”计划资助项目(2009CB724302)
作者简介: 葛磊(1987-),男,硕士研究生.研究方向:主泵抗震力学分析. E-mail: gl10_26@126.com
王德忠(联系人),男,教授.研究方向:核级泵阀力学分析. E-mail: dzwang@sjtu.edu.cn

分析结果进行对比,从而验证解析解中的简化和假设的合理性,并证明了方法的正确性和可行性.最终利用分析结果判定飞轮结构的完整性.

1 飞轮设计与要求

1.1 飞轮结构

飞轮的结构是将钨合金扇形块装到实心内轮毂上,利用厚壁的外轮毂夹持扇形块.依靠外轮毂与钨合金扇形块的干涉配合,在额定转速和设计转速下,厚壁的外轮毂提供了重金属合金扇形块的保持力.因此,该钨合金始终处于受压状态,而避免钨合金材料受到拉伸载荷.飞轮装配模型如图1所示.

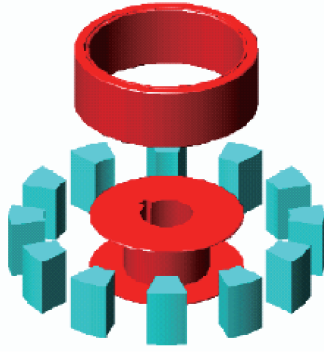


图1 飞轮装配模型

Fig.1 Assembly model of flywheel

1.2 飞轮完整性分析要求

主泵飞轮外径为950 mm、内径为307 mm、厚度为408 mm,飞轮的额定转速为1 800 r/min,设计转速为2 250 r/min.飞轮完整性分析包括强度分析和断裂力学分析.强度分析包括在额定转速下,飞轮的一次应力小于1/3屈服应力;设计转速下,飞轮的一次应力小于2/3屈服应力;断裂力学分析为飞轮在有最大假想裂纹的工况下,判断裂纹处的应力强度因子是否小于临界应力强度因子.

2 解析设计

2.1 轴对称模型

解析法沿轴横截面建立轴对称模型.求解过程中假设:将钨合金扇形块简化成一个圆环,即不考虑合金扇形块之间的相互作用.对实心内轮毂、钨合金以及外轮毂均按平面应力处理.轴对称模型见图2,图中 P_1, P_2 为A,B面径向应力;A,B位置为内轮毂与钨合金以及钨合金与外轮毂接触位置; r_1, r_2

为飞轮内轮毂内外径; r_3, r_4 为钨合金和飞轮外轮毂外径.

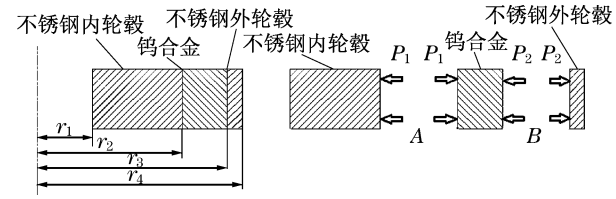


图2 飞轮平面模型

Fig.2 Plane model of flywheel

飞轮内轮毂以及外轮毂材料参数取弹性模量 $E_1 = E_3 = 1.93 \times 10^{11}$ Pa,密度 $\rho_1 = \rho_3 = 7\ 850$ kg/m³,泊松比 $\nu_1 = \nu_3 = 0.3$;钨合金材料参数取弹性模量 $E_2 = 3.25 \times 10^{11}$ Pa,密度 $\rho_2 = 17\ 500$ kg/m³,泊松比 $\nu_2 = 0.3$.

2.2 额定转速及设计转速下应力计算

外轮毂与钨合金扇形块为过盈配合.在初始状态下,外轮毂内径小,钨合金外径大,两者相差过盈量 δ .由于过盈配合产生的压力,外轮毂与钨合金均受压.当飞轮旋转时,在离心力的作用下,外轮毂与钨合金均向外扩张,由于外轮毂向外扩张位移大于钨合金的扩张位移,两环面之间的过盈量缩小为 δ' .

飞轮在额定转速下,先计算出残余过盈量 δ' .在离心力的作用下,钨合金外表面径向位移^[2]为

$$u_2 = \frac{(1 - \nu_2)\rho_2\omega^2}{4E_2} r_3 \left(r_3^2 + \frac{3 + \nu_2}{3 - \nu_2} r_2^2 \right) \quad (1)$$

式中, ω 为角速度.

外轮毂的内表面径向位移为

$$u_2^* = \frac{(1 - \nu_2)\rho_3\omega^2}{4E_3} r_3 \left(r_3^2 + \frac{3 + \nu_3}{3 - \nu_3} r_4^2 \right) \quad (2)$$

$$\delta' = \delta - (u_2^* - u_2) \quad (3)$$

根据内轮毂的位移和应力关系^[3]建立方程

$$A_{11} r_1 + \frac{B_{11}}{r_1} - \frac{1 - \nu_1^2}{8E_1} \rho_1 \omega^2 r_1^3 = 0 \quad (4)$$

$$A_1 - \frac{B_1}{r_2^2} - \frac{3 + \nu_1}{8} \rho_1 \omega^2 r_1^2 = -P_1 \quad (5)$$

根据钨合金的应力关系建立方程

$$A_2 - \frac{B_2}{r_2^2} - \frac{3 + \nu_2}{8} \rho_2 \omega^2 r_2^2 = -P_1 \quad (6)$$

$$A_2 - \frac{B_2}{r_3^2} - \frac{3 + \nu_2}{8} \rho_2 \omega^2 r_3^2 = -P_2 \quad (7)$$

根据外轮毂的应力关系建立方程

$$A_3 - \frac{B_3}{r_3^2} - \frac{3 + \nu_3}{8} \rho_2 \omega^2 r_3^2 = -P_2 \quad (8)$$

$$A_3 - \frac{B_3}{r_4^2} - \frac{3 + \nu_3}{8} \rho_3 \omega^2 r_4^2 = 0 \tag{9}$$

根据内轮毂与钨合金及钨合金与外轮毂接触面位移关系建立方程

$$r_3 A_{33} + \frac{B_{33}}{r_3} - \frac{1 - \nu_3^2}{8E_3} \rho_3 \omega^2 r_3^3 - (r_3 A_{22} + \frac{B_{22}}{r_3} - \frac{1 - \nu_2^2}{8E_3} \rho_2 \omega^2 r_3^3) = \delta' \tag{10}$$

$$r_2 A_{22} + \frac{B_{22}}{r_2} - \frac{1 - \nu_2^2}{8E_2} \rho_2 \omega^2 r_2^3 + r_3 A_{22} + \frac{B_{22}}{r_3} - \frac{1 - \nu_2^2}{8E_2} \rho_2 \omega^2 r_3^3 = A_{11} r_2 + \frac{B_{11}}{r_2} - \frac{1 - \nu_1^2}{8E_1} \rho_1 \omega^2 r_2^3 \tag{11}$$

式(4)~式(11)中, A_i, B_i, A_{ii}, B_{ii} 为计算系数, $i = 1, 2, 3$. 将上文中相关参数带入式(1)~式(11), 得出额定转速以及设计转速下 A, B 位置应力以及位移如表 1 所示.

表 1 额定转速及设计转速下 A 和 B 位置应力及位移结果
Tab.1 Stress and displacement results in position A and B under rated and design speed

工况	A 位置径向应力 P_1/MPa	A 位置径向位移 u_1/mm	B 位置径向应力 P_2/MPa	B 位置钨合金外表面径向位移 u_2/mm
额定转速	43.59	0.023	67.7	0.031
设计转速	18.2	0.036	51.1	0.059

3 有限元分析

3.1 分析模型

采用 ANSYS 软件进行分析. 采用八节点六面体单元, 共 34 386 个节点, 38 336 个单元. 有限元模型示如图 3 所示. 为了准确分析飞轮在旋转和过盈条件下的应力状态, 外轮毂与钨合金之间按非线性接触处理. 在飞轮的轴向中间平面做对称约束, 实心内轮毂的内表面做径向位移约束. 这是考虑了飞轮轴向向中间平面不发生轴向位移, 因此在飞轮的轴向中间平面做对称约束.

3.2 结果分析

3.2.1 强度分析

飞轮在额定转速和设计转速下的径向应力和位移分布如图 4 和图 5 所示.

由图 4 和图 5 得出, 在额定转速下, A 位置径向应力约为 43.57 MPa, 径向位移约 0.021 mm, B 位置径向应力约为 65.1 MPa, 钨合金外表面径向位移约 0.03 mm, 飞轮的最大一次应力为 78.7 MPa; 在设计

转速下, A 位置径向应力约为 22.7 MPa, 径向位移约 0.039 mm, B 位置径向应力约为 52.45 MPa, 钨合金外表面径向位移约 0.057 mm, 飞轮的最大一次应力为 89.8 MPa. 将上述结果与应力限值进行比较, 不考虑峰值应力, 具体结果见表 2.

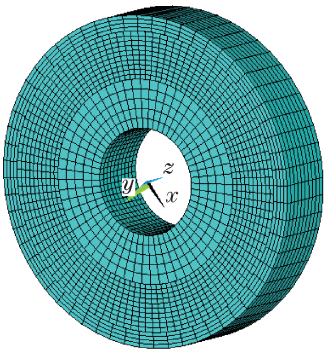


图 3 飞轮有限元模型

Fig.3 Finite element model of flywheel

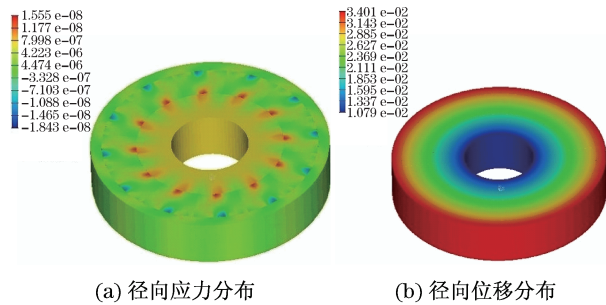


图 4 额定转速下飞轮径向应力分布与位移分布

Fig.4 Radial stress and displacement distribution of flywheel in rated speed

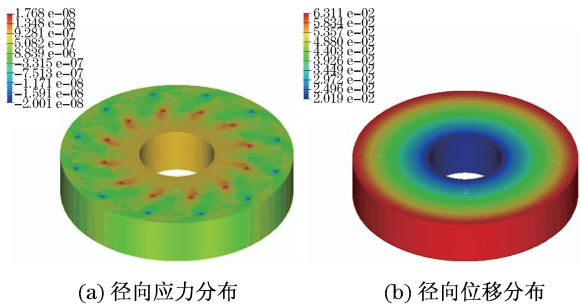


图 5 设计转速下飞轮径向应力分布与位移分布

Fig.5 Radial stress and displacement distribution of flywheel in design speed

表 2 飞轮应力计算值

Tab.2 Calculated stresses of the flywheel MPa

工况	最大一次应力 σ_s	应力限值 σ_{lim}
额定转速	78.7	172.3
设计转速	89.8	344.7

从表 2 可知, 飞轮在额定转速和设计转速下的应力强度满足应力限值.

3.2.2 断裂力学分析

按照断裂力学原理,首先假定在飞轮最危险部位存在一最大裂纹,并计算该部位 I 型应力强度因子 K_I ,然后将 K_I 值与临界应力强度因子 K_{IC} 相比较,判断是否能防止延性断裂.

根据 ASME 附录 G-2120,最大假想裂纹方向垂直于最大应力方向.设初始裂纹尺寸如下:裂纹深度 W_d 为飞轮截面宽度的 1/4,即 $W_d = (D - a)/4 = (950 - 307)/8 = 80.375\text{ mm}$;裂纹长度应为飞轮厚度的 1.5 倍,即 482.25 mm,而飞轮厚度只有 408 mm,则裂纹长度取 408 mm(贯穿飞轮厚度).

进行断裂力学评价时,将一次应力和二次应力分为薄膜应力和弯曲应力.薄膜应力和弯曲应力的计算公式^[7-8]为

$$P_m = \frac{1}{D - a} \int_a^D \sigma_{\theta}(r) dr$$

(12)

$$P_b = \frac{6}{(D - a)^2} \int_a^D (r_m - r) \sigma_{\theta}(r) dr$$

(13)

式中, a, D 为飞轮内外半径; r 为半径;平均半径 $r_m = (a + D)/2$; $\sigma_{\theta}(r)$ 为环向应力.

按照 ASME 附录图 G-2241-1 来选取额定转速及设计转速下的弯曲应力系数 M_b 和薄膜应力系数 M_m .额定转速与设计转速下的分析结果列于表 3.其中临界应力强度因子 $K_{IC} = 148\text{ MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$; $M_b = 2/3M_m$, $K_{Ip} = 2K_{Im} + 2K_{Ib}$, $K_I = K_{Ip} + K_{Is}$; K_{Im} 为薄膜拉伸应力强度因子, K_{Ib} 为弯曲应力强度因子, K_{Ip} 为一次应力引起的应力强度因子, K_{Is} 为二次应力引起的应力强度因子.

从表 3 可知,额定转速与设计转速下的总应力强度因子 $K_I < K_{IC}$,因此飞轮应力强度因子满足要求,即在额定转速和设计转速下不会出现延性断裂,能够满足结构的完整性要求.

表 3 应力强度因子计算
Tab.3 Calculated values of stress intensity factor

工况	应力类别	P_m/MPa	P_b/MPa	$M_m/\text{m}^{1/2}$	$M_b/\text{m}^{1/2}$	K_{Im}	K_{Ib}	K_{Ip}	K_{Is}	K_{IC}	K_I
额定转速	一次应力	38.96	29.39	0.58	0.39	22.6	11.5	68.2			
	二次应力	24.15	24.83	0.58	0.39	14	9.7		23.7		
	总应力									148	91.9
设计转速	一次应力	49.62	34.67	0.58	0.39	28.8	13.5	84.6			
	二次应力	21.75	21.97	0.58	0.39	12.6	8.6		21.2		
	总应力									148	105.8

4 解析解与有限元结果对比

解析法计算出的 A 位置和 B 位置径向应力和

位移结果以及有限元分析得出的 A 位置和 B 位置应力和位移结果见表 4,由表 4 可见,解析法与有限元方法的结果相近,解析分析所进行的假设合理,分析结果可信.

表 4 解析解与有限元结果对比
Tsb.4 Comparison between analytical solution and finite element results

方法	额定转速				设计转速			
	径向应力 P_1/MPa		径向位移 u_1/mm		径向应力 P_2/MPa		径向位移 u_2/mm	
	A 位置	B 位置	A 位置	B 位置 钨合金外表面	A 位置	B 位置	A 位置	B 位置 钨合金外表面
解析法	43.59	67.70	0.023	0.031	21.20	51.10	0.036	0.059
有限元法	43.47	65.10	0.021	0.030	22.70	52.45	0.039	0.057
误差/%	0.270	3.800	8.690	3.220	7.070	2.640	8.330	3.390

5 结 论

a. 飞轮在额定转速以及设计转速下最大一次应力分别为 78.7 MPa 和 89.8 MPa,均小于应力限值,满足强度要求.

b. 额定转速应力强度因子为 $91.9\text{ MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$,

设计转速下应力强度因子为 $105.8\text{ MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$,均小于临界应力强度因子 $148\text{ MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$,飞轮不会出现延性断裂.

c. 从解析解与有限元结果的对比可以看出,在两个接触 A, B 位置的径向应力和位移值结果相近,可以证明解析分析所进行的简化和假设合理,并且证明有限元分析的结果可信.

参考文献:

- [1] 李梦启. 三代核电反应堆冷却剂泵屏蔽电机的技术特点[J]. 大电机技术, 2009, 8(10): 1-4.
- [2] 杨鼎宁, 邹经湘. 储能飞轮过盈/脱落过程研究[J]. 机械工程学报, 2003, 39(4): 1-7.
- [3] 黄载生, 周士森. 弹性力学与应用[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 1995.
- [4] Park J S, Song H C, Yoon K S, et al. A structural integrity evaluation for the interference-fit flywheel of reactor coolant pump [C] // ASME/JSME 2004

Pressure Vessels and Piping Conference, San Diego, 2004.

- [5] 付月, 张建宇. 基于 ANSYS 的复合材料飞轮三维有限元分析[J]. 高性能复合材料结构制造技术, 2007, 33(1): 63-69.
- [6] 张贵滨. 冷却剂泵电机飞轮完整性分析[J]. 民营科技, 2010(6): 16.
- [7] 张强, 李昊. 柴油机飞轮的应力分析[J]. 农业机械学报, 2002, 33(4): 1-5.
- [8] 李笑天, 鞠红惠. 主循环泵惯性飞轮完整性分析[J]. 原子能科学技术, 2007, 41(4): 1-6.

(上接第 583 页)

参考文献:

- [1] 董石麟. 中国空间结构的发展与展望[J]. 建筑结构学报, 2010, 31(6): 39-50.
- [2] 潘旦光, 楼梦麟, 范立础. 多点输入下大跨度结构地震反应分析研究现状[J]. 同济大学学报, 2001, 29(10): 1213-1219.
- [3] 白凤龙, 李宏男. 地震动多点激励下大跨度空间网架结构的反应分析[J]. 工程力学, 2010, 27(7): 67-73.
- [4] 甘明, 张胜. 空间结构抗震、抗风设计审查要点介[J]. 建筑结构, 2009, 39(12): 106-110.
- [5] 林家浩, 张亚辉, 赵岩. 大跨度结构抗震分析方法及近期进展[J]. 力学进展, 2001, 31(3): 350-358.
- [6] 李忠献, 林伟, 丁阳. 大跨度空间网格结构多维多点随机地震反应分析[J]. 地震工程与工程振动, 2006, 26(1): 57-62.
- [7] 林家浩, 张亚辉. 随机振动的虚拟激励法 [M]. 北京: 科学出版社, 2004. 140-141.
- [8] Zhang Y H, Li Q S, Lin J H, et al. Random vibration analysis of long-span structures subjected to spatially

varying ground motions [J]. SoI Dynamics and Earthquake Engineering, 2009, 29(4): 620-629.

- [9] Wei Gao. Random seismic response analysis of truss structures with uncertain parameters[J]. Engineering Structures, 2007, 29: 1487-1498.
- [10] 薛素铎, 王雪生, 曹资. 基于新抗震规范的地震动随机模型参数研究[J]. 土木工程学报, 2003, 36(5): 5-10.
- [11] 中华人民共和国建设部, 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. GB50009-2001 建筑结构荷载规范 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2006.
- [12] 约翰·-奇尔顿. 空间网格结构 [M]. 高立人, 译. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004.
- [13] Nafday A M. System safety performance metrics for skeletal structures [J]. Journal of Structural Engineering, 2008, 134(3): 499-504.
- [14] 沈顺高, 张微敬, 朱丹, 等. 大跨度机库结构多点输入地震反应分析[J]. 土木工程学报, 2008, 41(2): 17-21.