

文章编号:1006-2467(2019)03-0315-06

DOI: 10.16183/j.cnki.jsjtu.2019.03.008

屏蔽式核主泵飞轮裂纹寿命评估

刘昺轶, 张继革, 王德忠, 李 斌

(上海交通大学 核科学与工程学院, 上海 200240)

摘 要: 针对结构、受力复杂的双金属屏蔽式核主泵飞轮,提出了新的裂纹寿命评估方法.建立了存在裂纹的三维飞轮模型,应用有限元法计算飞轮裂纹的应力强度因子,揭示了应力强度因子随转速、裂纹深度和长度的变化规律,利用所得规律修正应力强度因子的计算公式,并结合 Paris 公式对飞轮裂纹进行寿命评估,解决了以往研究方法中存在的适用性问题.

关键词: 屏蔽式主泵; 双金属飞轮; Paris 公式; 裂纹寿命评估; 应力强度因子

中图分类号: TL 353

文献标志码: A

Crack Life Evaluation of Flywheel for Canned Main Pump

LIU Bingyi, ZHANG Jige, WANG Dezhong, LI Bin

(School of Nuclear Science and Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: A new crack life assessment method is proposed for the bimetal shielded nuclear main pump flywheel with complex structure and force. This paper establishes a three-dimensional model of canned main pump flywheel with crack and uses the finite element software ANSYS Workbench to analyze the fracture mechanics. Then we find the relationship between the stress intensity factor of flywheel crack with the rotational speed, crack depth and crack length, which is used to fix the formula of stress intensity factor. Moreover, we use the Paris formula to evaluate the life of flywheel crack. The stress distribution of the flywheel and the stress intensity factor of the crack are obtained, and the relationship between crack size and the stress intensity factor is found to calculate the crack life, which is within safety limits. The revised calculation method is adopted to bimetallic flywheel for canned main pump under complex situations and with complex structures.

Key words: canned main pump; bimetallic flywheel; Paris formula; crack life evaluation; stress intensity factor

屏蔽式核主泵飞轮的主要功能是保证主泵在发生断电事故后仍然可以提供一定的惰转流量,将堆芯残余热量带走,是保障反应堆安全运行的重要部件.其结构为双金属飞轮,几何模型较为复杂,在运行时承受装配应力、离心力以及高温载荷引起的热应力的综合影响.在高转速下,飞轮破碎可能对一回

路压力边界形成冲击.

美国 EMD 公司曾制造双金属飞轮模拟件,通过超速旋转实验测试其性能后发现保持环上有一处裂纹^[1],经研究认为该裂纹是在装配和加工过程中产生的.飞轮在启停过程中承受交变应力的作用,其表面的初始裂纹深度随着循环周期的增加而不断增

收稿日期:2017-07-04

基金项目:国家重点基础研究发展规划(973)项目(2015CB057306),国家自然科学基金资助项目(51576125)

作者简介:刘昺轶(1993-),男,浙江省宁波市人,硕士生,现主要从事核电主泵相关研究.

通信作者:张继革,男,副研究员,电话(Tel.):021-34205499;E-mail:zjg05@sjtu.edu.cn.

长直至临界值,最终导致飞轮发生断裂失效,从而影响核主泵寿期内的安全运行,所以有必要对飞轮裂纹进行寿命评估.

近年来国内外学者对飞轮裂纹应力强度因子的计算方法以及其寿命的评估开展了一系列相关工作. Park 等^[2]建立了存在裂纹的三维飞轮模型,利用裂纹上下部的位移差计算其应力强度因子,并使用 Paris 公式评估其寿命,但忽略了应力强度因子随裂纹深度增加而产生的变化,导致其结果并不保守. 在 EMD 公司出具的双金属飞轮完整性计算报告中只对飞轮材料的断裂韧性及假想裂纹尺寸提出了要求^[3],并无相关分析. 文献[4-5]中参考 ASME 附录 G^[6]对飞轮裂纹的应力强度因子进行计算,但 ASME 附录 G 只适用于诸如压力容器、管道、泵体等承压部件,并且双金属飞轮保持环所使用的材料也超出了其经验系数的适用范围. 文献[7-8]中将飞轮简化为半无限大体,使用半经验公式对飞轮裂纹进行应力强度因子的计算及寿命评估,虽然取得了一定的成果,但仍有待深入研究. 综上所述,现有的研究方法并不适用于结构、受力复杂的双金属飞轮.

本文以屏蔽式核主泵飞轮为研究对象,建立了存在裂纹的飞轮实际模型,开展了关于飞轮裂纹应力强度因子变化规律的研究,对核主泵寿期内的安全运行而言具有重要意义.

1 计算模型及边界条件

屏蔽式核主泵的结构示意图如图 1 所示,飞轮的结构及计算模型如图 2 所示. 内轮毂、钨合金块和保持环的材料分别为重钨合金(钨质量分数为 97%)、403 不锈钢和马氏体时效钢,飞轮材料的力学性能如表 1 所示.

表 1 飞轮材料力学性能

Tab. 1 Mechanical property of flywheel

参数	重钨合金	403 不锈钢	马氏体时效钢
屈服强度/MPa	517	275	1 621
弹性模量/kPa	365	201	190
密度/(kg · m ⁻³)	18 500	7 850	7 850
泊松比	0. 285	0. 31	0. 31

飞轮为循环对称结构,故采用 1/12 模型进行计算. 因为重钨合金的密度大于马氏体时效钢,钨合金块对称放置,所以即使在高转速工况下,保持环与钨合金块以及钨合金块与钨合金块之间也不会发生相对滑动,又因为钨合金与钨合金及钨合金与钢之间

的摩擦系数为 0. 2~0. 6,所以本文采取了相对保守的设置,即采取摩擦接触设置,摩擦系数取 0. 2.

网格划分方案共 10 种,网格数为 150~45 000,经无关性检验后,最终确定模型网格数为 13 798,如图 3 所示. 计算时综合考虑热应力、装配应力以及离心力的影响,在模型两侧设置无摩擦约束(Frictionless Support),通过 Workbench 中的多物理场

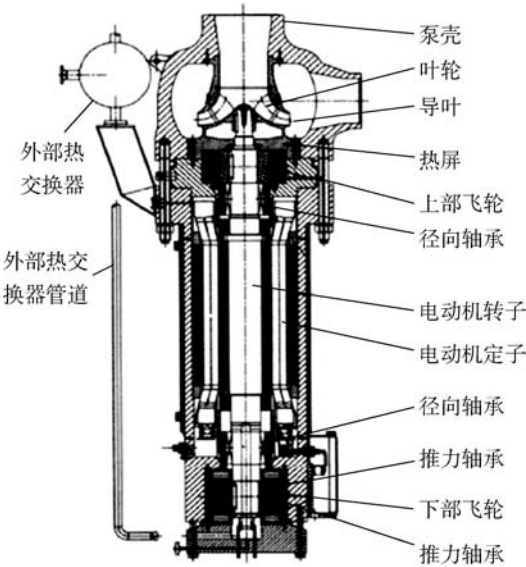


图 1 屏蔽式核主泵结构示意图
Fig. 1 Structure diagram of canned main pump

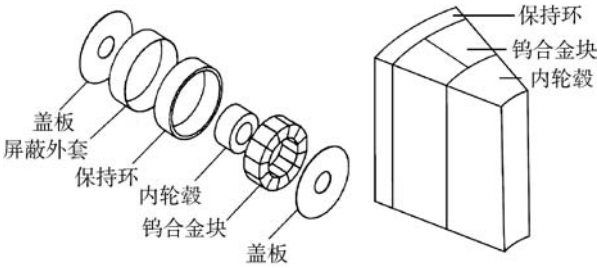


图 2 飞轮结构及计算模型
Fig. 2 Structure and calculation model of flywheel

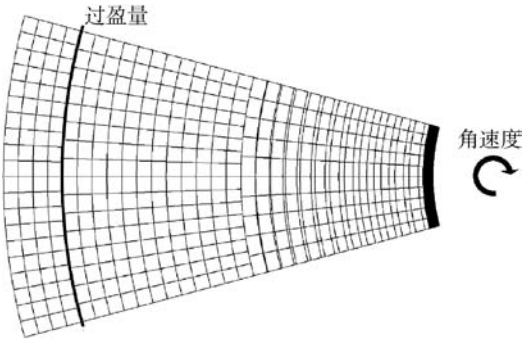


图 3 飞轮网格及边界条件
Fig. 3 Mesh of flywheel and boundary conditions

耦合功能(Import Load)将 CFX 中计算得到的温度场加载至飞轮整体,在钨合金块与保持环之间通过 Connection 中的 Offset 选项设置过盈量,最后利用 Rotational Velocity 功能对飞轮整体施加各工况下的角速度。

2 应力强度因子计算

结合 EMD 公司出具的双金属飞轮完整性计算报告^[3]及初步的结构强度计算可知,其保持环内表面与钨合金块的接触位置应力较大,为了考虑最危险工况,在该处引入假想裂纹。在力学分析中,表面的裂纹的形状常常用半椭圆来描述^[9],其尺寸及形状参照 NUREG-0800^[10]以及 EMD 计算报告,裂纹深度为 6.35 mm (0.25 in),裂纹长度为 20.2 mm (0.795 in),该裂纹尺寸综合考虑了飞轮在役期间由于力学性能退化引起的扩展,以及超声波所能检测到的最小裂纹尺寸。裂纹的具体位置及网格划分如图 4 所示。

马氏体时效钢为高强度钢,故采用线弹性断裂力学模型结合 *K* 准则计算其应力强度因子。在设计转速工况下,飞轮裂纹处的应力分布(轴向截面视图)如图 5 所示。

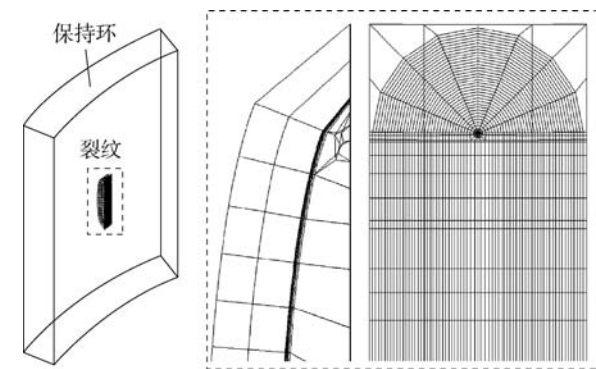


图 4 裂纹位置及网格
Fig. 4 Location and mesh of crack

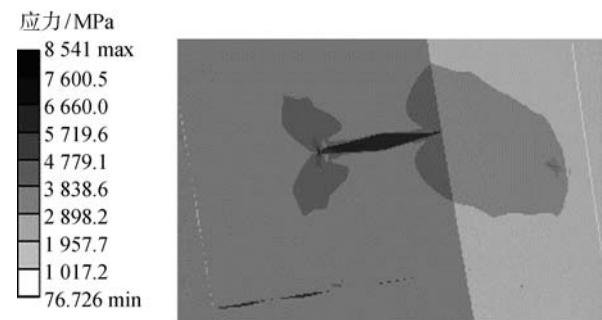


图 5 裂纹处应力分布
Fig. 5 Stress distribution of crack

由于引入了假想裂纹,飞轮在结构上出现了几何不连续,裂纹前缘以及保持环内表面开裂处存在明显的应力集中。此时基于连续介质理论的弹塑性分析已然失效,所以裂纹周围依照弹塑性模型计算的得到应力大小仅有参考意义,并非后续计算裂纹应力强度因子的输入。

在后处理中插入 Fracture Tool 模块对裂纹进行绕线积分以提取其应力强度因子,飞轮裂纹的应力强度因子如图 6 所示。

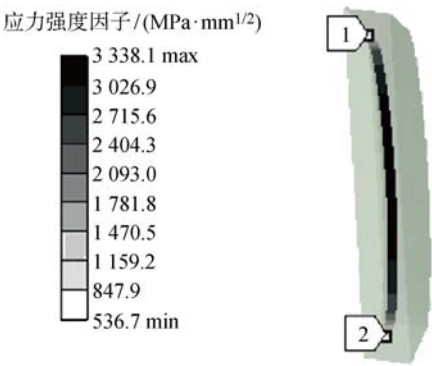


图 6 裂纹处应力强度因子
Fig. 6 Stress intensity factor of crack

NUREG-0800^[10]明确规定,飞轮所用材料的断裂韧性应不小于 165 MPa·m^{1/2},故裂纹处的最大应力强度因子应小于该值。此时裂纹的应力强度因子最大值出现在裂纹前缘的中间位置,其值为 106 MPa·m^{1/2}(即 3 338 MPa·mm^{1/2}),小于 165 MPa·m^{1/2},所以保持环不会发生断裂。

2.1 应力强度因子与飞轮转速的关系

为了揭示飞轮裂纹的应力强度因子随转速、裂纹深度及长度的变化规律,本文采用控制变量法进行研究,其中应力强度因子随转速的变化规律如图 7 所示。

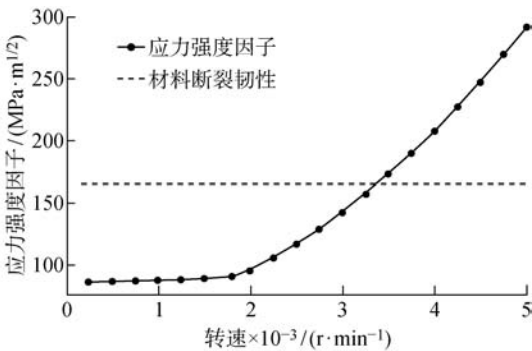


图 7 应力强度因子与飞轮转速的关系
Fig. 7 Relationship between stress intensity factor and speed of crack

从图 7 中可以发现,当转速低于 1 800 r/min 时,应力强度因子的增大较为缓慢,此时装配应力的 大小对其起决定性作用.当转速高于 1 800 r/min 时,应力强度因子的增大逐渐变快,此时离心力的大 小开始占主导作用.与此同时,如果飞轮在达到设计 转速(2 250 r/min)后仍可继续加速旋转,那么当转 速达到约 3 200 r/min 时,应力强度因子将会大于材 料断裂韧性 $165 \text{ MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$,此时保持环可能发生 断裂.

2.2 应力强度因子与裂纹长度的关系

应力强度因子与裂纹长度之间的变化关系如图 8 所示.从图中可以发现,随着裂纹长度的增加,最 大应力强度因子变化很小,因为该最大值出现在裂 纹最深处,而非裂纹两端,所以最大应力强度因子的 大小与裂纹长度并无明显关系.

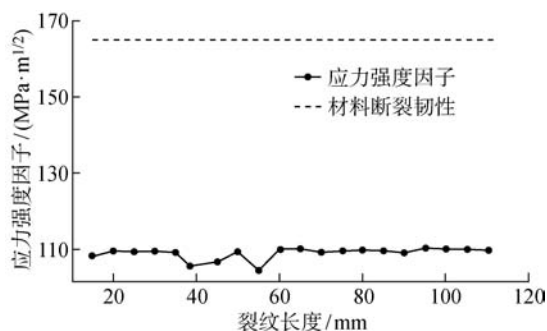


图 8 应力强度因子与裂纹长度的关系

Fig. 8 Relationship between stress intensity factor and length of crack

2.3 应力强度因子与裂纹深度的关系

应力强度因子与裂纹深度之间的变化关系如图 9 所示.从图中可以发现,随着裂纹深度的增加,最 大应力强度因子也随之增大,但逐渐趋于平缓,当裂 纹深度达到约 16 mm 时,应力强度因子将会大于 $165 \text{ MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$,此时保持环可能发生断裂.

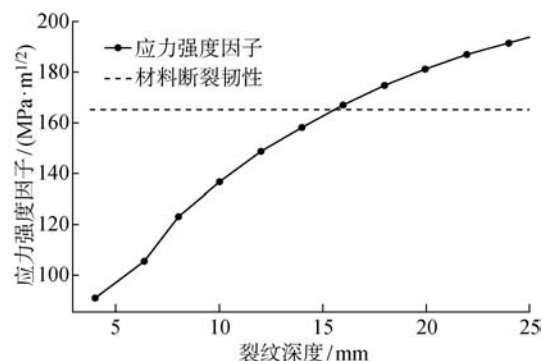


图 9 应力强度因子与裂纹深度的关系

Fig. 9 Relationship between stress intensity factor and depth of crack

3 裂纹寿命评估

工程中广泛应用 Paris 公式^[11]对裂纹进行寿命 评估,这一公式能准确地描述中速率裂纹扩展阶段. 在实际的工程应用中,这一阶段也是疲劳裂纹扩展 寿命的重要研究阶段.其计算公式为

$$da/dN = C(\Delta K)^m \quad (1)$$

式中: a 为裂纹深度; N 为应力循环次数; da/dN 为 裂纹扩展速度; C 和 m 均为材料常数; ΔK 为应力强 度因子幅,

$$\Delta K = K_{\max} - K_{\min} = f \Delta \sigma \sqrt{\pi a} \quad (2)$$

式中: f 为构件几何与裂纹尺寸函数; K_{\max} 和 K_{\min} 分 别为最大和最小应力强度因子; $\Delta \sigma$ 为裂纹处应力 幅值.

为了计算裂纹在寿命内的循环次数,还需要知 道临界裂纹深度 a_c ,

$$a_c = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_c}{f \sigma_{\max}} \right)^2 \quad (3)$$

式中: K_c 为构件许用应力强度因子; σ_{\max} 为最大循环 应力.

式(2)和式(3)中均含有参数 f 和 σ . f 为构件 几何以及裂纹尺寸的函数,其取值需要查阅应力强 度因子手册^[12],但是该手册仅适用于结构以及受力 简单的部件,对于屏蔽式核主泵飞轮并不适用.其 次,对于结构不连续处的裂纹, σ 的提取也存在困 难,所以有必要对式(2)和(3)进行修正,重新计算应 力强度因子,并结合 Paris 公式对飞轮的裂纹进行 寿命评估.

为了计算 ΔK ,首先要确定应力循环.由于在稳 态运行时,飞轮与一回路主冷却系统被主泵热屏隔 开,并不会受到一回路温度扰动的影响,所以只需考 虑应力强度因子在启停循环中的变化.结合图 7 可 知,在启停的循环中,最大和最小应力强度因子分别 出现在设计转速工况下(2 250 r/min)以及停机工况 下(0 r/min).

为了得到 K_{\max} 和 K_{\min} 与裂纹尺寸 a 的关系,结 合图 9 以及式(2),本文对 $K \sim a^{1/2}$ 进行线性回归.首 先考虑飞轮的设计转速工况(2 250 r/min),此时 K_{\max} 关于 $a^{1/2}$ 的线性回归结果如图 10 所示,呈良好 的线性关系,其回归方程为

$$K_{\max} = 23.779 + 34.891a^{1/2} \quad (4)$$

将保持环材料的断裂韧性代入式(4)中,即可计算得 出飞轮临界裂纹尺寸 $a_c = 16.382 \text{ mm}$.

考虑飞轮的停机工况(0 r/min),此时 K_{\min} 关于 $a^{1/2}$ 的线性回归结果如图 11 所示,其回归方程为

$$K_{\min} = 16.127 + 27.994a^{1/2} \tag{5}$$

结合式(4)和(5)可得 ΔK 的计算公式为

$$\Delta K = 7.652 + 6.897a^{1/2} \tag{6}$$

将其代入式(1)并两边积分可得

$$N_c = \int_{a_0}^{a_c} \frac{da}{C(7.652 + 6.897a^{1/2})^m} \tag{7}$$

查询文献[13]可得 $C = 1.39 \times 10^{-7}$, $m = 2.25$, 与初始裂纹尺寸 $a_0 = 6.35 \text{ mm}$ 一并代入式(7)中, 可得裂纹尺寸与启停循环次数的关系, 如图 12 所示. 图中, 临界裂纹尺寸 $a_c = 16.382 \text{ mm}$, 此时飞轮裂纹的

循环寿命 $N_c = 33\,126 \text{ cycle}$ (注: 从初始裂纹尺寸 6.35 mm 开始计数), 大于设计规格书中所规定的 $3\,000 \text{ cycle}$ [3], 说明飞轮在核主泵寿期内不会发生断裂事故.

最后对比式(2)和(6)可以发现, 两者形式并不是完全相同, 后者存在一常数项, 而非完全的正比函数. 这进一步说明将飞轮简化为半无限大体进行应力强度因子计算及寿命评估的可行性存在一定问题, 计算结果存在一定的误差, 本文则针对以上问题对原有计算公式进行修正, 使得计算结果更为贴近实际工况.

4 结语

本文计算了飞轮裂纹的应力强度因子, 并结合 Paris 公式对其进行寿命评估, 有别于以往将飞轮简化为半无限大体的研究方法. 本文在飞轮保持环内表面引入假想裂纹, 建立了与实际飞轮结构相同的三维模型. 根据传统的应力强度因子计算公式, 应力强度因子 K 与裂纹深度的平方根 $a^{1/2}$ 之间呈正比关系. 但是就结构和受力复杂的双金属飞轮而言, 本文发现其应力强度因子 K 与裂纹深度的平方根 $a^{1/2}$ 之间呈良好的线性关系, 对这一关系进行线性回归, 得到应力强度因子 K 关于裂纹深度平方根 $a^{1/2}$ 的表达式, 替代了只适用于理想构件的应力强度因子计算公式. 最终通过 Paris 公式对飞轮裂纹进行寿命评估, 得到了裂纹深度与循环周期之间的关系, 同时结合 K 准则可知飞轮在核主泵寿期内不会发生断裂事故.

参考文献:

[1] 项京锋, 郭鹏, 周新华. AP1000 屏蔽式主泵的制造难点及国产化[C]//中国核能行业协会 2010 年中国核能可持续发展论文集. 北京: 中国核能行业协会, 2010: 138-144.

XIANG Jingfeng, GUO Peng, ZHOU Xinhua. Difficulties in manufacturing and localization of AP1000 shielded main pump[C]//China Nuclear Energy Industry Association 2010 China Nuclear Energy Sustainable Development Proceedings. Beijing: China Nuclear Energy Industry Association, 2010: 138-144.

[2] PARK J S, SONG H C, YOON K S, et al. Structural integrity evaluation for interference-fit flywheels in reactor coolant pumps of nuclear power plants[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2005, 19(11): 1988-1997.

[3] ORM W U. Structural analysis summary for the

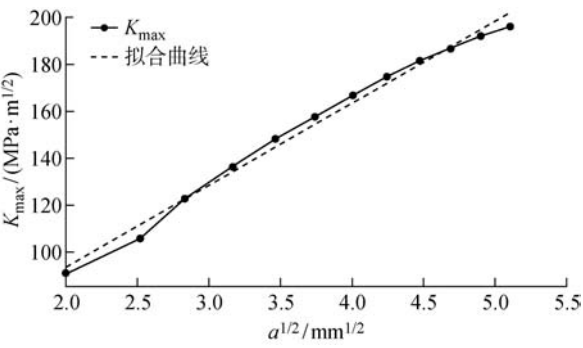


图 10 K_{\max} 关于 $a^{1/2}$ 线性回归

Fig. 10 Linear regression of K_{\max} on $a^{1/2}$

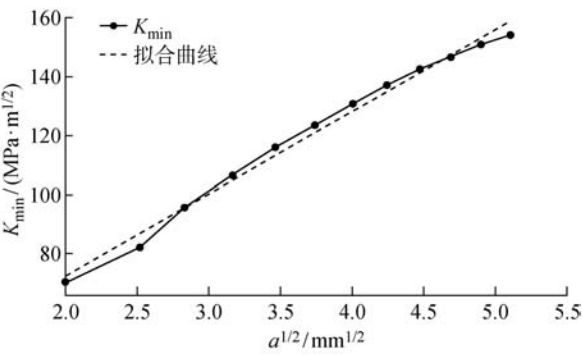


图 11 K_{\min} 关于 $a^{1/2}$ 线性回归

Fig. 11 Linear regression of K_{\min} on $a^{1/2}$

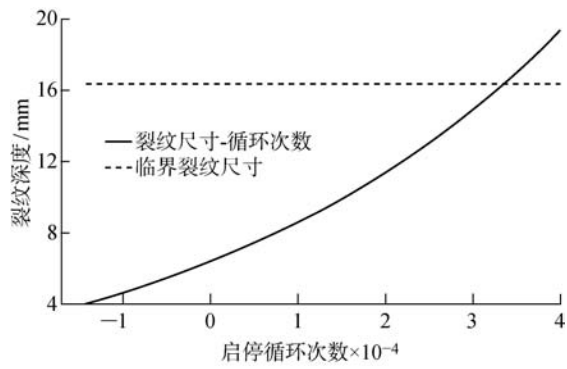


图 12 裂纹深度与循环周期的关系

Fig. 12 Relationship between size and cycle of crack

- reactor coolant pump high inertia flywheel [M]. Charlotte, NC: Curtiss-Wright Electro-Mechanical Corporation, 2006.
- [4] 李笑天, 鞠红惠, 何树延, 等. 主循环泵惯性飞轮完整性分析[J]. *原子能科学技术*, 2007, 41(4): 463-467.
- LI Xiaotian, JU Honghui, HE Shuyan, *et al.* Integrity analysis of inertia flywheel of main circulating pump[J]. *Atomic Energy Science and Technology*, 2007, 41(4): 463-467.
- [5] 葛磊, 王德忠, 张继革. 屏蔽电机主泵惯性飞轮完整性分析[J]. *上海理工大学学报*, 2012, 34(6): 584-588.
- GE Lei, WANG Dezhong, ZHANG Jige. Integrity analysis of inertia flywheel of shield motor main pump [J]. *Journal of University of Shanghai for Science and Technology*, 2012, 34(6): 584-588.
- [6] ASME. ASME boiler and pressure vessel code section XI[S]. New York: ASME, 2010: 395-405.
- [7] 张贵滨. 冷却剂泵电机飞轮完整性分析[J]. *民营科技*, 2010(6): 16.
- ZHANG Guibin. Integrity analysis of flywheel of coolant pump motor[J]. *Private Technology*, 2010(6): 16.
- [8] 贾鑫, 杨彬. 飞轮断裂力学分析[J]. *电子世界*, 2013(6): 82.
- JIA Xin, YANG Bin. Fracture mechanics analysis of flywheel[J]. *Electronics World*, 2013(6): 82.
- [9] 陈传尧, 高大兴. 表面裂纹的应力强度因子[J]. *机械强度*, 1984(1): 41-57.
- CHEN Chuanyao, GAO Daxing. Stress intensity factor of surface crack [J]. *Journal of Mechanical Strength*, 1984(1): 41-57.
- [10] US Nuclear Regulatory Commission. NUREG-0800 [J]. *Standard Review Plan*, 2007, 3(3): 5.4.1.1-6.
- [11] PARIS P C, ERDOGAN F. A critical analysis of crack propagation laws[J]. *Journal of Basic Engineering*, 1963, 85(4): 528-533.
- [12] 中国航空研究院. 应力强度因子手册[M]. 增订版. 北京: 科学出版社, 1993: 344-348.
- China Aviation Research Institute. Stress intensity factor handbook[M]. Updated edition. Beijing: Science Press, 1993: 344-348.
- [13] 机械设计手册编委会. 机械设计手册: 疲劳强度设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007: 134.
- Mechanical Design Manual Editorial Board. Mechanical design manual: Fatigue strength design[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2007: 134.

(本文编辑:钱宝珍)