

文章编号: 0258-0926(2018)03-0062-05; doi:10.13832/j.jnpe.2018.03.0062

# 疲劳强度减弱系数与应力集中系数 在螺纹疲劳分析中的应用研究

陈涛<sup>1,2</sup>, 刘攀<sup>2</sup>, 徐晓<sup>2</sup>

1. 核电安全监控技术与装备国家重点实验室, 广东深圳, 518172; 2. 深圳中广核工程设计有限公司, 广东深圳, 518172

**摘要:**以反应堆压力容器(RPV)为例,给出主螺栓螺纹的疲劳强度减弱系数( $K_f$ )与应力集中系数( $K_t$ )之间的理论关系、 $K_f$ 与 $K_t$ 的合理取值范围、工程上的等效判定方法以及在疲劳分析中的使用方法,并采用特定 $K_f$ 值给出疲劳分析算例。明确了两者的概念及区别,在高强度钢材料螺纹结构的应用方面给出意见及范例,可为工程上螺栓选取及结构设计提供借鉴。

**关键词:**疲劳分析;疲劳强度减弱系数( $K_f$ );应力集中系数( $K_t$ );反应堆压力容器(RPV)

**中图分类号:** TL351<sup>+</sup>.6 **文献标志码:** A

## Study on Application of Fatigue Strength Reduction Factor and Stress Concentration Factor in Fatigue Analysis of Screw Threads

Chen Tao<sup>1,2</sup>, Liu Pan<sup>2</sup>, Xu Xiao<sup>2</sup>

1. State Key Laboratory of Nuclear Power Safety Monitoring Technology and Equipment, Shenzhen, Guangdong, 518172, China;  
2. China Nuclear Power Design Co. Ltd., Shenzhen, Guangdong, 518172, China

**Abstract:** Taking the reactor pressure vessel as an example, the theoretical relationship of fatigue strength reduction factor ( $K_f$ ) and stress concentration factor ( $K_t$ ), the reasonable values of  $K_f$  and  $K_t$ , the principles of equivalency of  $K_f$  and  $K_t$  in engineering project and the methods and techniques of how to use  $K_f$  and  $K_t$  in fatigue analysis are presented. An example of fatigue analysis for screw threads of reactor pressure vessel (RPV) stud with certain  $K_f$  is given. Consequently, definitions and differences of  $K_f$  and  $K_t$  are classified. Opinions on the application of  $K_f$  to high strength alloy stud are given, which can be used as a reference to the stud selection and the structure design in the engineering application.

**Key words:** Fatigue analysis, Fatigue strength reduction factor ( $K_f$ ), Stress concentration factor ( $K_t$ ), Reactor pressure vessel (RPV)

### 0 引言

螺栓法兰连接是核岛设备常用的连接结构之一。ASME 规范<sup>[1]</sup> NB 3232.3 和 RCC-M 规范<sup>[2]</sup> B 3252.3 c 均要求对螺栓螺纹开展疲劳分析。采用有限元或理论方法进行螺栓螺纹疲劳分析时,很难模拟螺纹的实际结构及螺纹的真实连接状态,通常采用不包括螺纹的光杆模型,通过疲劳强度减弱系数( $K_f$ )或应力集中系数( $K_t$ )来考虑螺

纹的局部不连续效应,从而对计算结果进行修正。本文以反应堆压力容器(RPV)主螺栓为例,从 $K_f$ 与 $K_t$ 两者的关系、取值、等效判定和应用等方面开展研究,并给出螺纹疲劳分析的算例。

### 1 $K_f$ 与 $K_t$ 之间的理论关系

$K_t$ 指缺口或其他应力集中处的局部最大应力与名义应力的比值; $K_f$ 指不同 $K_t$ 缺口试样在相同

收稿日期: 2017-06-09; 修回日期: 2018-03-15

作者简介: 陈涛(1981—),女,高级工程师,主要从事反应堆结构力学分析工作

寿命下所对应的疲劳强度与光滑试样的疲劳强度的比值。 $K_t$ 与试样的几何形状有关,不受材料和其他因素影响; $K_f$ 与试样材料、加工方式、缺口几何形状(螺纹根部圆角)等都有关系<sup>[3]</sup>。 $K_f$ 与试验载荷和循环次数有关,即随着载荷幅值的增大(循环次数的减小)而减小。普通意义上的 $K_f$ 指对应 $10^7$ 循环次数、实际平均应力下的值。

$K_t$ 基于弹性理论,又叫理论应力集中系数。当结构出现塑性, $K_t$ 显然是过保守的。考虑弹塑性时, $K_t$ 转换为有效应力集中系数( $K_e$ )。为确定 $K_e$ 与 $K_t$ 之间的关系,Peterson引入缺口敏感系数的概念<sup>[4]</sup>。 $K_e$ 和缺口敏感系数主要用于疲劳设计。在疲劳分析时,将 $K_e$ 转换为 $K_f$ <sup>[4]</sup>。

缺口敏感系数( $q$ )为:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (0 \leq q \leq 1) \quad (1)$$

当 $q=0$ 时, $K_f=1$ ,说明应力集中对疲劳强度没有影响。 $q$ 越大,缺口敏感性越高, $K_f$ 越接近 $K_t$ ;当 $q=1$ 时, $K_f=K_t$ 。

## 2 $K_f$ 与 $K_t$ 的取值范围

### 2.1 规范给定值

ASMENB 3232.3<sup>[1]</sup>和RCC-MB 3252.3<sup>[2]</sup>规范均规定“除非通过分析或试验证明可以取一个合适的、较低的值,否则螺纹疲劳强度减弱系数 $K_f$ 不应小于4”。

对于高强螺栓材料(抗拉强度 $S_u=690$  MPa),规范给出了明确的限制条件:V型螺纹,螺纹根部圆角半径( $r$ )不得小于 $0.08$  mm<sup>[1]</sup>( $0.076$  mm<sup>[2]</sup>);螺栓的螺纹向光杆过渡处的圆角半径与螺栓光杆直径的比值不应小于 $0.06$ <sup>[1-2]</sup>。

### 2.2 理论计算值

计算 $K_f$ 的常见方法有:Peterson公式、Neuber公式等。

拉力下的应力集中系数 $K_\beta$ 为<sup>[5]</sup>:

$$K_\beta = 1 + (K_0 - 1) \left[ 1 - (\beta/180)^{1+2.4\sqrt{r/h}} \right] \quad (2)$$

式中, $K_0$ 为与结构尺寸( $r$ 、 $h$ )相关的系数; $\beta$ 为牙型角; $r$ 为螺纹根部圆角半径; $h$ 为螺纹深度。

弯矩下的应力集中系数 $K_{t_m}$ 为<sup>[5]</sup>:

$$K_{t_m} = \left[ 1 + 0.26 \left( \frac{e}{R} \right)^{0.7} \right] \times$$

$$\left[ \frac{1.5a}{e^2} + \sqrt{\frac{0.36}{b \times e} \left( 1 + \frac{1}{4} \sin \gamma \right)} \right] \frac{d^2}{nD_m} \quad (3)$$

式中, $a$ 、 $b$ 、 $e$ 为与螺纹副配合尺寸相关的参数; $R$ 为螺纹顶角半径; $\gamma$ 为螺纹副齿面间压载荷与齿面法线方向的夹角; $d$ 为螺纹小径; $D_m$ 为螺纹中径; $n$ 为螺纹牙个数。

拉力和弯矩共同作用下的应力集中系数为:

$$K_{total} = K_\beta + \frac{K_{t_m}}{1 + C(K_\beta/K_{t_m})} \quad (4)$$

式中, $C$ 为比例系数。

RPV主螺栓 $K_{total}$ 理论计算结果介于8~9之间。

### 2.3 $K_t$ 的取值范围数值分析结果

如果采用有限元方法计算 $K_t$ ,通常采用轴对称模型以减小计算量。但是有限元网格疏密程度和螺纹齿面上接触状态设置对应力结果的影响很大,导致计算的 $K_t$ 值存在很大不确定性。有限元网格大小首先要保证螺纹本身的形状,不会造成尖角等可引起结果奇异的情况;另外,螺纹副两齿面上的网格尽量节点对节点,便于齿面间建立良好的接触;计算时,通过逐步调节网格粗细使最大应力的变化达到平稳状态,也就是 $K_t$ 值基本恒定才可接受。采用粗网格计算, $K_t$ 可小于4;采用几倍于粗网格的细网格计算, $K_t$ 在7~8之间。

### 2.4 $K_f$ 的取值范围试验结果

$K_f$ 的影响因素较多,难以用理论或数值方法准确计算,最好通过缺口试样疲劳试验的方法获得。文献[6]给出了单根全尺寸螺栓材料疲劳试验的结果,部分结果参见表1。等幅轴向试验载荷为153~276 MPa,对应循环次数为4001~5000(数据来自表1), $K_f$ 值介于2.54~4.37之间。

另有资料表明,考虑螺纹装配关系,采用包

表1 螺栓疲劳试验结果  
Table 1 Results of Fatigue Test of Bolts

序号	载荷幅值 /MPa	载荷平均值 /MPa	循环次数 $N_f$	疲劳强度减弱系数 $K_f$
1	276	414	6043	2.93
2	276	414	5384	3.05
3	214	322	4001	4.37
4	214	322	10947	3.07
5	214	322	13062	2.85
6	153	230	34964	2.81
7	153	230	50000	2.54

注:试验材料名称 4340A;屈服强度  $S_y=689$  MPa;抗拉强度  $S_u=1000$  MPa;样件直径  $D=82.55$  mm; $r=0.43$  mm;螺纹加工方式为辗轧

括螺栓和法兰连接件的缩比模型开展疲劳试验,  $K_f$  值在 1~2 之间。但是, 此特定的  $K_f$  值要结合对应的连接件疲劳曲线来应用。

## 2.5 小结

数值分析和理论计算结果都极为保守; ASME 规范<sup>[1]</sup>和 RCC-M 规范<sup>[2]</sup>是基于大量数值分析和试验验证的结果,  $K_f=4$  已经具有一定的保守性。在不具备试验条件且满足规范给出的限制条件下, 建议取规范推荐值, 即  $K_f=4$ 。

## 3 $K_f$ 与 $K_t$ 的等效判定

应力集中是造成疲劳强度减弱的重要因素。但是, 疲劳分析中如需将  $K_t$  等效成  $K_f$  来使用, 需进一步判断。

Peterson 考虑尺寸效应, 给出 3 种材料不同  $r$  下对应的  $q$ <sup>[4]</sup> (图 1)。对于调质钢而言, 一般强度高、塑性差,  $K_f$  与  $K_t$  比较接近。图 1 显示当  $r=0.6$  mm 时, 调质钢的  $q \approx 0.92$ 。

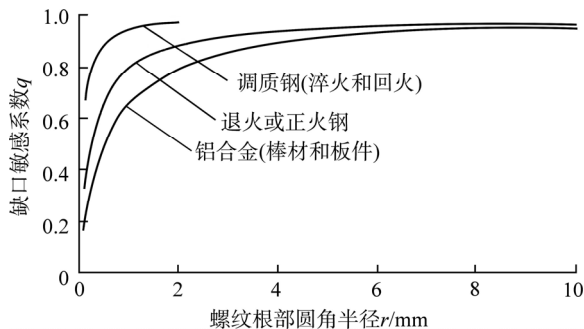


图 1 平均疲劳缺口敏感系数

Fig. 1 Average Fatigue Notch Sensitivity

注: 对于  $t/r > 4$  的深螺紋不适用,  $t$  为螺紋槽深

通常情况下,  $q$  无限接近于 1, 则  $K_f > K_t$ 。因此, 疲劳分析中若采用  $K_t$  代替  $K_f$ , 可以认为是保守的。实际应用中, 由于  $K_t$  可以通过数值计算的方式获得, 相比  $K_f$  采用试验的方式获得更容易实施, 因此  $K_t$  经常被用来代替  $K_f$  使用。但是, 对于反应堆压力容器主螺紋而言, 本身裕量很小, 考虑准确性和保守性, 不建议简单地采用  $K_t$  进行疲劳分析。

## 4 $K_f$ 与 $K_t$ 的应用

### 4.1 应用公式

ASEM SECT VIII D2 PART 5.5.3.2(压力容器建造规则-分析法设计)给出了局部结构不连续位置

疲劳分析应力幅值的修正公式为:

$$S_{alt,k} = 0.5(K_f \times K_{e\_mech} \times \Delta S_p) \quad (5)$$

式中,  $S_{alt,k}$  为修正后的交变应力幅值;  $K_{e\_mech}$  为弹-塑性应变修正系数;  $\Delta S_p$  为总应力幅值。

仅采用  $K_{e\_mech}$  (不考虑泊松比对热应力的修正)时,  $K_f$  可直接用来修正  $\Delta S_p$ 。但是对于螺紋来说, 笼统地修正  $\Delta S_p$  会产生较大保守性, 从载荷来源和螺紋受力角度确定  $K_f$  应修正的应力分量是挖掘螺紋疲劳分析裕量的一条有效途径。具体为: 对于仅承受轴向拉伸载荷的螺紋,  $K_f$  修正其产生的拉应力即薄膜应力; 对于承受“拉伸+弯矩”载荷组合的螺紋,  $K_f$  修正两者产生的拉应力的合力(即薄膜+弯曲应力)的最大值; 对于承受“拉伸+弯矩+剪切力”载荷组合的螺紋, 由纯剪切力在螺紋横截面的外表面产生的剪应力为零, 无需修正, 因此  $K_f$  修正“拉伸+弯矩”两者产生的拉应力的合力(即薄膜+弯曲应力)的最大值; 对于同时承受“拉伸+弯矩+剪切力+扭矩”载荷的螺紋, 由扭矩产生的扭转剪应力最大值位于螺紋横截面的外表面, 因此  $K_f$  修正“拉伸+弯矩”两者产生的拉应力的合力(即薄膜+弯曲应力)的最大值, 同时将扭转剪应力转换成应力强度再进行修正。

另外,  $K_f$  的试验一般在常温下进行, 严格意义上来说试验结果仅适用于结构场。当存在温度载荷时, 需额外考虑温度波动在螺紋局部区域造成的(热)峰值应力的影响。

### 4.2 应用实例

4.2.1 分析模型 以 RPV 主螺紋为例, 分析模型包括上封头、法兰及部分筒体、主螺紋、主螺母和球面垫圈。

采用包含半个螺紋的三维实体模型进行分析, 上封头、法兰、筒体、螺紋、螺母和垫圈采用实体单元, 密封面上下法兰、螺母与顶盖法兰接触面采用面-面接触单元, 螺紋预紧力采用预紧单元施加。有限元模型见图 2。

4.2.2 载荷和约束 考虑的载荷包括设计寿命内的瞬态温度和内压、螺紋预紧力、堆内构件传递的载荷等。疲劳分析考虑的设计瞬态包括升温、冷却、停堆等正常和异常工况以及水压试验工况。另外, RPV 在试验、维修、换料过程中都会涉及到开、关顶盖过程, 主螺紋需要反复多次卸载和

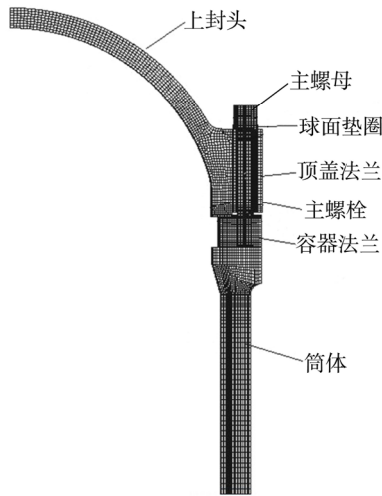


图 2 有限元模型图

Fig. 2 Finite Element Model

预紧，因此螺纹疲劳分析还应考虑对应上述几种情况下的螺栓预紧过程。

在模型内表面施加瞬态温度和压力载荷，在上封头中心线处施加径向和周向位移，约束模型两对称面周向位移，在筒体下端施加轴向约束。

4.2.3 疲劳分析和  $K_f$  的应用 采用 ANSYS 软件在螺栓截面上建立路径进行评价。根据经验，疲劳分析裕量最小位置位于内壁面侧对应 RPV 法兰的螺纹起点处，此处螺栓受到较大的拉伸和弯矩载荷，产生交变的薄膜+弯曲应力及峰值应力。

利用雨流计数法得到瞬态载荷对应的多个应力幅值  $S_{alt}$ ，取  $K_f=4$  对应应力幅值进行修正得到  $S_{alt,k}$ ，对于受拉、弯组合以及温度载荷的螺栓，修正后的应力幅值  $S_{alt,k}$  计算公式为：

$$S_{alt,k} = 0.5K_{e\_mech} [K_f(M+B)+F] \quad (6)$$

式中， $M$  为薄膜应力； $B$  为弯曲应力； $F$  为峰值应力；对于螺栓来说  $K_{e\_mech}$  通常等于 1。

由  $S_{alt,k}$  在螺栓材料疲劳设计曲线上插值，计算得到对应的许用循环次数 ( $N_a$ )，根据 RCC-M 规范<sup>[2]</sup>，许用循环次数  $N_a$  为：

$$N_a = N_i \left( N_j / N_i \right)^{\left[ \frac{\log(S_i/S_a)}{\log(S_i/S_j)} \right]} \quad (S_i > S_a > S_j) \quad (7)$$

式中， $S_i$ 、 $S_j$  为疲劳曲线数据； $N_i$ 、 $N_j$  为  $S_i$  和  $S_j$  数据对应许用循环次数。

疲劳寿命估算采用 Miner 线性累积法：

$$U = \sum_{a=1}^n U_a = \sum_{a=1}^n (n_a / N_a) \quad (8)$$

式中， $U$  为疲劳累积使用系数； $U_a$  为某一瞬态组

合产生的疲劳使用系数； $n_a$  为  $U_a$  对应的瞬态发生次数； $N_a$  为  $U_a$  对应的许用循环次数。

计算得到  $U=0.853$ ，满足规范要求，因此 RPV 主螺栓螺纹不会发生疲劳破坏。

#### 4.3 $K_f$ 应用方法对比

ASME NB 3232.3<sup>[1]</sup>和 RCC-M B3252.3<sup>[2]</sup>虽然给出  $K_f$  的推荐值，但并未明确其具体修正方式。本节分别从  $K_f$  修正计算的应力幅值和修正疲劳 ( $S-N$ ) 曲线的应力幅值两方面进行对比分析。

4.3.1  $K_f$  修正计算的应力幅值 修正计算的应力幅值即遵循本文第 4.2.3 节中的方法，应力分类后，将需要修正的应力分量直接与  $K_f$  相乘，得到  $S_{alt,k}$ 。根据式 (7) 进行插值计算，得到对应的疲劳使用系数  $U_a$ ，再根据式 (8) 累积得到  $U$ 。修正过程见表 2。

表 2  $K_f$  修正计算的应力幅值结果Table 2 Correction Methods 1 of  $K_f$ 

序号	步骤名称	$K_f$ 修正计算的应力幅值	
1	取疲劳强度减弱系数	$K_f$	4
2	计算应力幅值	$S_a$	375
3	修正应力幅值，并在规范疲劳曲线上查找 $S_i$ 和 $S_j$ 及对应 $N_i$ 、 $N_j$	$S_{alt,k}$	1350
		$S_i$	1550
		$S_j$	985
		$N_i$	200
		$N_j$	500
4	插值计算 $N_a$	$S_i/S_{alt,k}$	1.1481
		$S_j/S_i$	1.5736
		$\log(S_i/S_{alt,k})$	0.05999
		$\log(S_i/S_j)$	0.19685
		$N_a$	264
5	重复步骤 2~4，计算其他瞬态叠加情况，直至全部叠加完毕	...	...
6	计算累积疲劳使用系数 $U$	采用式 (8)	
7	计算结果 $U$	0.853	

注： $S_i$ 、 $S_j$  为疲劳曲线数据， $S_i > S_a > S_j$ ； $K_f$  修正采用式 (6)

4.3.2  $K_f$  修正疲劳曲线 修正疲劳曲线是指直接将疲劳曲线中的各阶段应力幅值除以  $K_f$ ，再采用修正后的疲劳曲线进行插值计算。修正过程见表 3。

采用上述 2 种方法最终得到的螺纹疲劳累积使用系数  $U$  分别为 0.853 和 0.865。究其原因是由于考虑了峰值应力的影响，导致插值计算疲劳使用系数  $U_a$  时结果有差别。虽然差别非常小，但是采用  $K_f$  修正疲劳曲线更保守。

表3  $K_f$ 修正疲劳曲线结果  
Table 3 Correction Methods 2 of  $K_f$

序号	步骤名称	$K_f$ 修正疲劳曲线	
1	取疲劳强度减弱系数	$K_f$	4
2	计算应力幅值	$S_a$	375
3	在修正后的疲劳曲线上查找 $S'_i$ 和 $S'_j$ 及对应 $N'_i$ 、 $N'_j$	$S_i$	1550
		$S_j$	985
		$S'_i = S_i / K_f$	387.5
		$S'_j = S_j / K_f$	246.25
		$N'_i$	200
		$N'_j$	500
4	插值计算 $N_a$	$S'_i / S_a$	1.0333
		$S'_j / S_j$	1.5736
		$\log(S'_i / S_a)$	0.01424
		$\log(S'_j / S_j)$	0.19685
		$N_a$	214
5	重复步骤 2~4, 计算其他瞬态叠加情况, 直至全部叠加完毕	...	...
6	计算累积疲劳使用系数 $U$	采用式(8)	
7	计算结果 $U$	0.865	

注:  $S_i, S_j$  为未修正的疲劳曲线数据,  $S_i > S_a > S_j$ ,  $S'_i$  和  $S'_j$  为  $K_f$  修正后的疲劳曲线数据;  $S_a$  为总应力幅值

## 5 结论

螺纹疲劳强度减弱系数  $K_f$  的合理选用和合理应用是螺栓疲劳设计中极为重要的内容, 直接影响疲劳设计寿命的大小和设计的经济性。本文对  $K_t$  与  $K_f$  的逻辑关系给出清晰的说明, 解决了在疲劳分析中两者易于混淆使用的问题, 特别针对 RPV 所用高强螺栓  $K_f$  值的选取提出建议, 根据螺栓不同受载情况给出  $K_f$  对应力的修正方法, 该方法更符合工程实际。

本文算例是基于规范提供的  $K_f$  值和  $S-N$  曲线完成的, 后续还将对上述两参数开展研究, 从设计输入方面进一步优化螺纹疲劳分析。

## 参考文献:

- [1] ASME. Boiler & pressure vessel code[S]. 2007.
- [2] RCC-M. Design and construction rules for mechanical components of PWR nuclear islands[S]. Edition 2007.
- [3] 胡本润, 刘建中, 陈剑峰. 疲劳缺口系数  $K_f$  与理论应力集中系数  $K_t$  之间的关系[J]. 材料工程, 2007, 7: 70-73.
- [4] Walter D Pilkey, Deborah F Pilkey. Peterson's Stress concentration factors[M]. Third Edition. The United States of America: John Wiley & Sons, Inc., 2007.
- [5] Heywood R B. Design by photoelasticity[M]. London: Chapman & Hall Ltd, 1952.
- [6] Snow A L, Langer B F. Low-Cycle fatigue of large diameter bolts[J]. Journal of Engineering for Industry, 1967, 89(B-1): 53.

(责任编辑: 刘 君)