

基于接触的销钉孔塑性变形分析

张 军, 张 恒, 张洛明, 刘本学

(郑州大学 机械工程学院, 河南 郑州 450001)

摘 要: 利用 ANSYS 的面面接触单元, 模拟了某项目事故发生时销钉与销钉孔之间的受力, 采用逐步逼近和插值方法求解了销钉所受力的的大小. 该方法是通过分步计算销钉孔的两个塑性区变形量的大小, 然后利用销钉受力平衡推算出了销钉上所受的力和弯矩大小. 结果表明, 该计算方法能够较为精确地计算出销钉所受剪切力和弯矩, 并减小了接触计算时的收敛难度, 对该类项目的事故分析具有指导意义.

关键词: 接触分析; 塑性变形; 收敛; ANSYS; 有限元

中图分类号: TB125

文献标识码: A

0 引言

某项目工程出现重大事故, 事故现场找到的碎片上发现承压销钉孔发生塑性变形. 推测由于销钉孔的变形使销钉发生倾斜, 引发了事故. 事故调查要求根据销钉孔发生的塑性变形反求事故发生时销钉所受力的的大小.

压迫支撑件上销钉孔使之产生 A、B 两个塑性变形区(图 1). 销钉材料为 40Cr, 销钉孔材料为 LD-10 锻铝. 对于各个销孔可测量出 A 塑性区特征尺寸 f 和 B 塑性区特征尺寸 c , 测量值如表 1 所示. 由于直接测量销钉所受力较为困难, 现要求根据表中 A、B 塑性区特征尺寸值估算出可动件 1 作用于销钉上的力 F .

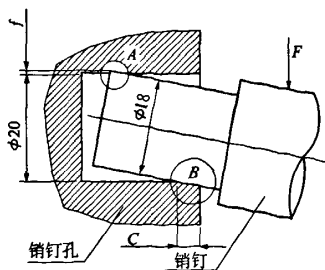


图 1 销钉与销钉孔受力示意图

Fig. 1 Force Relationship between Pin Bolt and Pin Hole

表 1 销钉孔塑性变形测量值

Tab. 1 Measured value of pin hole plastic deformation

销孔编号	A 塑性区形变量	B 塑性区形变量
	f/mm	c/mm
1	0.3	6
2	0.2	4
3	0.2	4.9
4	0.2	3.6

1 计算方法及计算模型

1.1 计算方法

作用于销钉上的力 F 经销钉传递给销钉孔使之发生塑性形变, 因此可根据销钉孔塑性形变推算销钉上所受力大小, 该分析属于接触分析. 接触分析属于高度非线性分析^[1-6], 求解接触问题存在两个难点: 第一, 在求解之前一般不确切知道发生接触的区域、接触何时发生、接触面何时分开这些都与载荷、边界条件、材料属性等因素密切相关; 第二, 大多数接触问题都存在摩擦, 而摩擦使收敛更加困难. 另外, 由于销钉孔发生了塑性形变, 该问题的求解还属于材料非线性, 更增加了求解收敛难度. 所以要正确、顺利求解该问题必须建立合理的计算模型且使用巧妙的计算方法.

大型有限元软件 ANSYS 提供了一种面-面接触分析方法, 对于 3D 问题该方法在可能接触

区域设定一个或者多个接触对,每个接触对包括一个接触面(Contact Surface)和一个目标面(target surface)^[7].在求解中,根据材料的受力和变形情况自动判断接触面和目标面是否接触或者分开.因为面-面分析方法,不需要事先精确知道接触位置,所以为销钉孔塑性变形问题的求解带来方便.由于销钉材料为40Cr,销钉孔座材料为LD-10锻铝,相对于销钉孔座销钉可以看作是刚体.建立一空心圆柱(高:21 mm;内径:Φ20 mm;外径:Φ60 mm)来模拟销钉底座,一实心圆柱(高:32 mm;底面半径:9 mm)模拟销钉(图2(a)).销钉孔座外径的选择应能够将塑性应力区包括在内,选取过大半径将耗用更多计算机资源.建立有限元实体模型时应旋转销钉使之与销钉孔恰好接触,如图2(b)所示.

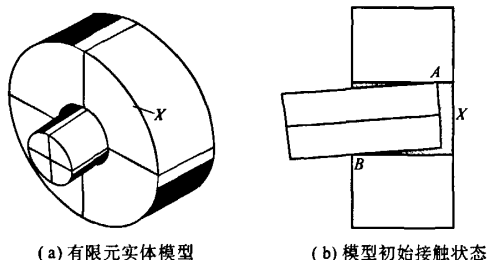


图2 销钉底座有限元模型

Fig.2 Finite element model

对上述有限元实体模型划分网格后,设定边界条件,加载求解.销钉在受力过程中一方面在剪切力的作用下向下平移,另一方面在力矩作用下绕销钉上某一点发生转动.因此在计算时可将装置上可动件作用于销钉的力平移到销钉的转动中心点,产生一个纯剪切力 F 和一个转矩 M ,而将剪切力 F 和转矩 M 作为载荷施加在销钉有限元模型上进行迭代计算(图3(a)).但是,销钉的转动中心是未知的,且在销钉实际工作中,各个销钉在受载时转动中心并不一致.这为施加载荷带来了困难,且转动中心选择不当对计算结果精度影响很大.上述方法所建立的有限元模型,同一接触对存在上下两个接触部位,接触情况复杂,笔者进行多次迭代尝试很难获得收敛解.因此,直接对所建立的整体模型进行计算,不但误差较大,而且收敛困难.

避开整体计算方法,隔离销钉进行受力分析,将销钉看作一个平衡体.销钉受力分析示意图如图3(b)所示.图中 F_A 、 F_B 分别为销钉孔对销钉的反作用力, F 和 M 为销钉上所受力平移到销钉中

心线上 O 点所产生的剪切力 F 和力矩 M .由销钉受力平衡可以得到:

$$F = F_B - F_A \quad (1)$$

$$M = F_A \times OA - F_B \times OB \quad (2)$$

由于销钉所受力可平移到任意位置,所以式(1)、(2)中 OA 、 OB 已知,只要求出 F_A 、 F_B 即可求得剪切力 F 和力矩 M ,从而求出销钉上所受力 F .

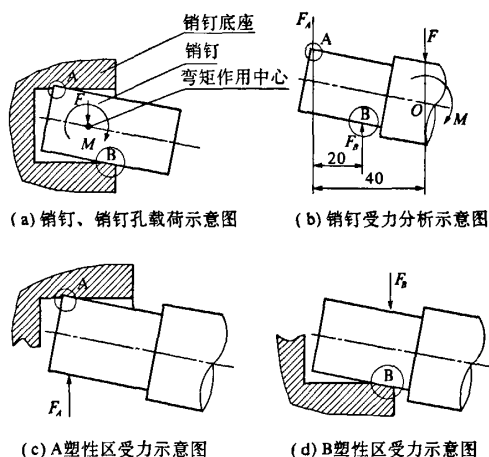


图3 销钉和销钉孔受力分析

Fig.3 Load of pin bolt and pin hole

F_A 、 F_B 的值可分别进行求解,分两步进行:

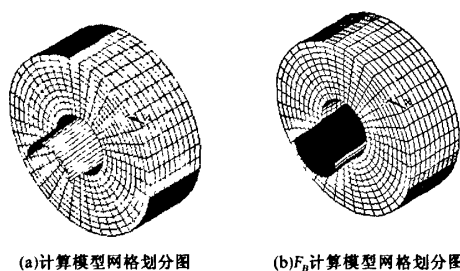
1)单独考虑A塑性区(图1),计算产生塑性变形区A时,销钉在A点所需施加的外力 F_A (图3(c)).

2)单独考虑B塑性区(图1),计算产生塑性变形区B时,销钉在B点所需施加的外力 F_B (图3(d)).

1.2 建立有限元模型

按照上述计算方法分别建立求解 F_A 、 F_B 的有限元模型,销钉孔座使用ANSYS中solid45无中节点6面体单元划分网格.销钉为刚体无需划分单元,在接触对中使用contal73划分接触面单元,target170划分目标面单元,即在刚轴上划分目标单元.并为每个接触对划分建立一个导航点^[8](polit node). F_A 、 F_B 有限元网格如图4(a)、(b)所示.

边界条件设置为全约束销钉孔座的底面和侧面. F_A 、 F_B 分别施加在各自相应的导航点上.计算中LD-10锻铝的材料属性设置如下:弹性模量:71 GPa;泊松比:0.15;屈服应力:380 MPa.材料的塑性变形规律计算采用双线性随动强化准则^[9],数据图如图5所示.



(a)计算模型网格划分图

(b) F_B 计算模型网格划分图

图4 销钉底座网格模型

Fig.4 Mesh model

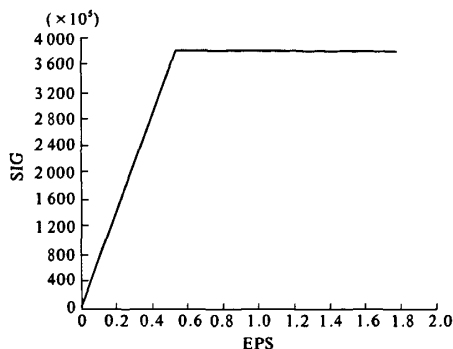


图5 双线性随动强化准则图表

Fig.5 Dual linear strengthening principle

1.3 求解 A, B 塑性区特征尺寸

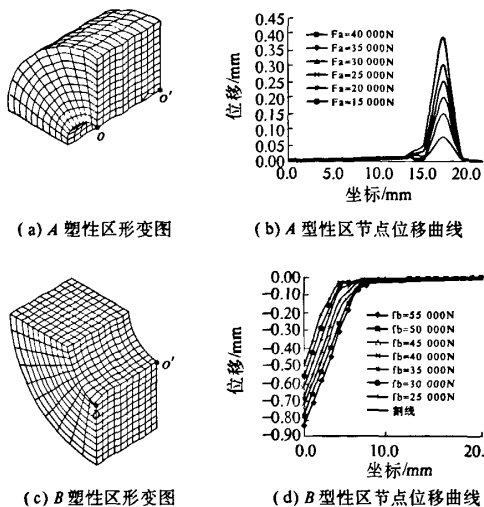
在 ANSYS 中,一般只能给定力计算模型变形量,而不能给定模型变形量计算所需施加的载荷(ANSYS 中优化设计功能可进行相应计算,过程较为繁琐且收敛困难,故不予采用).为了根据销钉孔 A, B 塑性区特征尺寸推算出销钉所受力大小,可采用逐步逼近的方法,即从某一初始值开始逐渐增加所施加 F_A , F_B 的大小,直到模型形变量与测量值相符,此时 F_A , F_B 值即为所求结果.为了减少计算量,在实际求解中按照 $F_A = 15\ 000\ \text{N}$, $20\ 000\ \text{N}$, $25\ 000\ \text{N}$, $30\ 000\ \text{N}$, $35\ 000\ \text{N}$, $40\ 000\ \text{N}$, $F_B = 25\ 000\ \text{N}$, $30\ 000\ \text{N}$, $35\ 000\ \text{N}$, $40\ 000\ \text{N}$, $45\ 000\ \text{N}$, $50\ 000\ \text{N}$, $55\ 000\ \text{N}$ 分别计算 A, B 塑性区特征尺寸 f 和 c ,使用线性插值的方法计算 F_A , F_B 取值范围内其余各点 A, B 塑性区特征尺寸.

2 计算结果

2.1 F_A 计算结果

A 塑性区变形情况如图 6(c)所示.根据计算结果,取图中直线 OO' 上各结点位置为 x 轴, O 为坐标原点, OO' 上各节点 y 方向位移为纵坐标,做

出节点位移曲线(图 6(d)).



(c) B 塑性区形变图

(d) B 型区节点位移曲线

图6 销钉和销钉孔受力分析

Fig.6 Load of pin bolt and pin hole

2.2 F_B 计算结果

B 塑性区变形情况如图 7(a)所示.取图中直线 ab 上各结点位置为 x 轴, a 为坐标原点, ab 上各节点 y 方向位移为纵坐标,做出节点位移曲线(图 7(b)).

2.3 处理计算结果

A 塑性区的特征尺寸 f 即为图 6 中各曲线最高点 y 坐标值. A 塑性区各载荷值 F_A 所对应特征尺寸 f 值如表 2 所示.考虑 B 塑性区特征尺寸 c 的测量误差,以直线 ab (图 7) 上在 y 方向上产生 $-0.1\ \text{mm}$ 位移的节点为起点计算 B 塑性区特征尺寸.因此 B 塑性区特征尺寸可通过在图 7 上作一条 $y = -0.1$ 的割线求得,割线与个载荷值节点位移曲线的交点横坐标即为 B 塑性区特征尺寸 c 值,所求得 c 值如表 3 所示.

表2 A 塑性区载荷值及相应特征尺寸

Tab.2 Load value and characteristic dimension of A plastic area

F_A/N	15 000	20 000	25 000	30 000	35 000	40 000
f/mm	0.078	0.153	0.203	0.253	0.300	0.388

表3 B 塑性区载荷值及相应特征尺寸

Tab.3 Load value and characteristic dimension of B plastic area

F_B/N	25 000	30 000	35 000	40 000	45 000	50 000
c/mm	3.49	3.78	4.07	5.02	5.62	5.89

2.4 插值计算销钉所承受载荷 F, M

按照公式(1), (2) 分别计算销钉所受剪切力

F 和力矩 M , 公式中 F_A, F_B 的值可根据各销钉孔形变特征尺寸 f, c 实测值由表 2, 表 3 中数据线性插值求得. 各销钉计算结果如下:

销钉 1: $F_A = 35\ 000\ \text{N}, F_B = 52\ 292\ \text{N}, F_1 = 17\ 292\ \text{N}, M_1 = 354\ \text{N} \cdot \text{m}$

销钉 2: $F_A = 25\ 000\ \text{N}, F_B = 35\ 000\ \text{N}, F_2 = 10\ 000\ \text{N}, M_2 = 300\ \text{N} \cdot \text{m}$

销钉 3: $F_A = 25\ 000\ \text{N}, F_B = 40\ 000\ \text{N}, F_3 = 15\ 000\ \text{N}, M_3 = 200\ \text{N} \cdot \text{m}$

销钉 4: $F_A = 25\ 000\ \text{N}, F_B = 26\ 897\ \text{N}, F_4 = 1\ 897\ \text{N}, M_4 = 462\ \text{N} \cdot \text{m}$

3 结论

笔者所述计算方法不仅计算出了销钉所受力 F 及力矩 M , 还计算出了销钉传递给销钉孔力的大小, 对销钉及销钉座材料的选取提供了理论数据, 并对整个机构的设计具有指导意义. 该计算方法有效避免了整体计算时耗费大量计算机资源及收敛困难等问题, 也为类似计算提供参考.

参考文献:

[1] 董玉文, 任青文, 苏琴. 接触摩擦问题的扩展有限

元数值模拟方法[J]. 长江科学院院报, 2009, 26(5): 45-49.

[2] 蒋田勇, 方志. CFRP 筋夹片式锚具的弹塑性接触有限元分析[J]. 工业建筑, 2009, 增刊: 81-87.

[3] 严国平, 刘正林, 费国标, 等. 隔离体法在有限元接触分析中的应用[J]. 机械设计与制造, 2006, (4): 1-4.

[4] 范瑞娟. 非线性有限元方法在结构接触分析中的应用[J]. 飞机工程, 2005, (3): 71-74.

[5] 陈殿华, 田中道彦, 商桂芝, 等. 基于有限元方法的 WN 齿轮啮合仿真与接触分析[J]. 机械科学与技术, 2006, 25(1): 119-122.

[6] 宁桂峰, 满翠华. 有限元接触分析应用研究[J]. 现代制造工程, 2005, (4): 66-68.

[7] BATHE K J, CHAUDHARY A A. solution method for planar and axisymmetric contact problems[J]. J Num-meth Eng, 1985, 21: 65-88.

[8] 王国强. 实用工程数值模拟技术及其在 ANSYS 上的实践[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2001. 114-115.

[9] 杨勇, 郭子雄, 聂建国, 等. 型钢混凝土结构 ANSYS 数值模拟技术研究[J]. 工程力学, 2006, 23(4): 79-85.

The Plastic Analysis of Pin Hole Based on Finite Element Contact Analysis

ZHANG Jun, ZHANG Heng, ZHANG Luo-ming, LIU Ben-xue

(School of Mechanical Engineering Zhengzhou University, Zhengzhou 450001 China)

Abstract: Force relationship between pin bolt and pin hole was simulated in this paper. A new method of solving plastic contact problem was introduced. There were two steps in this method. Firstly, two force value was obtained by solving the corresponding two plastic deformation area. Secondly, the force and moment of the pin bolt were solved by calculating the equilibrium of this pin bolt. The result showed that this method could obtain a perfect convergence result of this problem and provided a new idea to solve similar problem. Also, the result was useful for improvement of the mechanism discussed in this paper.

Key words: contact analysis; plastic deformation; convergence; ANSYS; finite element