DOI: 10.3901/JME.2014.23.089

考虑界面端应力奇异性的螺栓连接支承面接触压力计算模型*

朱林波¹ 刘志刚¹ 蒋翔俊¹ 杨国庆² 洪军¹

(1. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室 西安 710054;

2. 湖南科技大学机械工程学院 湘潭 411201)

摘要: 将螺栓连接支承面接触问题简化为集中载荷和力矩耦合作用的有限刚度平头压模接触问题, 利用 BOGY 特征值方程, 分析双材料界面端应力奇异性发生的几何条件; 依据 GLADWELL 接触力学理论, 构建集中载荷和力矩耦合作用下平头压模接触压力计算模型, 利用此模型分析螺栓预紧力、装配间隙和被连接件材料对螺栓连接支承面接触压力分布的影响规律。结果表明: 在规定预紧力范围、装配等级和常用被连接件材料下, 螺栓连接支承面不会发生退让接触, 而界面端部出现明显的应力奇异性, 其中预紧力变化对界面端应力奇异性强度影响不明显, 但装配间隙和被连接件材料的变化对界面端应力奇异性强度影响显著; 当被连接件材料弹性模量大于螺栓材料时, 支承面内侧应力奇异性强度大于外侧, 反之内侧应力奇异性强度明显小于外侧。此外, 以平头压模为算例, 采用有限元法验证了构建模型的准确性。

关键词: 应力奇异性; 退让接触; 螺栓连接支承面; 接触压力

中图分类号: TH161

Contact Pressure Model of Fastener Interface with Stress Singularities

ZHU Linbo¹ LIU Zhigang¹ JIANG Xiangjun¹ YANG Guoqing² HONG Jun¹

(1. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710054;

2. College of Electromechanical Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201)

Abstract: The contact problem of fastener interface is simplified an elastic punch frictionless contact subjected to normal force and bending moment. Based on BOGY's characteristic equation, the geometrical conditions of eliminating stress singularities near bi-materials interface end are investigated. An elastic punch frictionless contact model is proposed using GLADWELL's contact mechanics. The influence of bolt tension, assembly clearance and member materials on the contact pressure of fastener interface has been studied. The results show that under regulations bolt tension, assembly grade and member materials, the contact width doesn't fall into the class of receding contact, but the stress singularities has been obviously happen. The effects of bolt tension on stress singularities are negligible, while influence of the assembly grade and member materials is very markedly. The stress singularities of fastener interface inside are greater than one of outside as the elastic modulus of bolt material greater than the member. Otherwise, the inside stress singularities is less than outside one. Moreover, the comparison between the finite element analysis and the theoretical calculation results shows that the proposed model can accurately predict the contact pressure distribution of fastener interface.

Key words: stress singularities; receding contact; fastener bearing interface; contact pressure

0 前言

螺栓连接由于方便装拆且价格低廉, 在机械结构中广泛应用, 其性能的好坏直接影响机械产品整

体特性的优劣。螺栓连接支承面接触压力是螺栓连接刚度计算、疲劳寿命评估、振动自松弛特性分析的基础^[1]。然而, 由于界面端应力奇异性的存在, 致使螺栓连接界面强度和接触压力分布难以准确测量, 从而影响螺栓连接性能失效的有效评价。

目前, 螺栓连接支承面接触压力分布的确定主要依靠经验假设, 在有限元法和试验测量方面也有初步探索。NASSAR 等^[2-3]在计算螺栓摩擦扭矩时,

* 国家高科技研究发展计划(863 计划, 2012AA040701)、国家科技重大专项(2012ZX04005-011)和陕西省科学技术研究发展计划(2010K01-115)资助项目。20131205 收到初稿, 20140805 收到修改稿

假设四种螺栓连接支承面接触压力分布形式:均布、线性、正弦和指数,但与实际接触状态有所出入,且尚未考虑支承面应力奇异性,影响了模型预测精度。MARSHALL 等^[4]利用超声波对不同扭矩下螺栓连接支承面接触压力分布进行测量。陈海平等^[5]利用光弹试验和有限元法分析了螺纹副载荷分布特点,但未对螺栓支承面接触压力进行分析。杨国庆等^[6-7]通过构建螺栓连接有限元模型,获取了支承面压力分布规律,并利用压力薄膜传感器进行试验验证。然而,有限元法建模复杂,试验测量成本高昂且受制于现场条件,均不适合在工程实际中推广应用。因此,迫切需要为工程技术人员提供一种简捷且高精度的螺栓连接支承面接触压力计算方法。

螺栓连接支承面接触问题可简化为考虑界面端应力奇异性的有限刚度平头压模冲压问题,螺栓预紧力可等效为耦合作用的集中载荷和力矩。在界面端应力奇异性方面,很多学者基于二维弹性理论进行了广泛研究。DUNDURS^[8]利用 MELLIN 变换分析了直角接合材料平面变形问题,得到了用两种不同材料的四个弹性常数表示的奇异性特征方程。DUNDURS 等^[9]发现,这四个不同的弹性材料常数可以用两个组合参数 α 和 β (简称 DUNDURS 组合参数)来描述。利用 DUNDURS 组合参数,BOGY 等^[10]对任意接合角的双材料界面端模型进行了研究,得到了用两个组合参数表示的奇异性特征方程,绘出了 (α, β) 平面上的奇异性等值线,但其解析模型仅仅考虑了集中载荷,尚未考虑集中载荷和力矩耦合作用的影响。吴志学等^[11]利用 BOGY 特征值方程,分析了消除界面端奇异应力场的几何条件,给出了平面应力和平面应变条件下的接合角组合曲线。SACKFIELD 等^[12]提出了一种考虑偏载荷作用的刚性平头压模接触界面压力分布解析模型,得到了接触载荷偏移量对界面接触状态(完全接触和退让接触)的影响,该方法为本文螺栓支承面接触压力的求解提供了新思路。然而,由于假设平头压模为绝对刚性(奇异性指数恒等于 1/2),这与螺栓连接工程实际不相符合。

本文利用 BOGY 特征值方程,分析了双材料界面端应力奇异性发生的几何条件;依据 GLADWELL 接触力学理论,构建了集中载荷和力矩耦合作用下平头压模接触压力解析模型,应用有限元法对该解析模型进行验证;通过几何形状简化和载荷等效处理,将平头压模力学模型转化为螺栓连接支承面接触压力计算模型,利用此模型分析了

螺栓预紧力、装配间隙和被连接件材料对支承面接触压力分布的影响,并应用螺栓连接有限元方法验证了上述分析结果的有效性。

1 界面端应力奇异性分析

螺栓连接支承面应力奇异性现象可归为有限刚度压模压入弹性半平面的界面端应力奇异性问题。对于此类由两种各向同性、忽略切向力、均质弹性体按理想条件连接而成的双材料结构,依据文献[9],采用 MELLIN 变换给出了任意材料和接合角组合条件下描述界面端附近应力奇异性指数的特征方程

$$D(\lambda, \alpha, \varphi) = 2(1 + \alpha) \cos[(1 - \lambda)\pi] \times \left\{ (1 - \lambda)^2 \sin^2 \varphi - \sin^2[(1 - \lambda)\varphi] \right\} - (1 - \alpha) \sin[(1 - \lambda)\pi] \times \left\{ (1 - \lambda) \sin(2\varphi) + \sin[2(1 - \lambda)\varphi] \right\} = 0 \quad (1)$$

式中, φ 为材料接合角, λ 为表征界面端应力场强度的应力奇异性指数, α 为 DUNDURS 材料参数, 即

$$\alpha = \frac{(E_1/E_2)(\kappa_2 + 1) - (\kappa_1 + 1)}{(E_1/E_2)(\kappa_2 + 1) + (\kappa_1 + 1)} \quad (2)$$

式中, $\kappa_i = 3 - 4\nu_i$ ($i = 1, 2$), E_i 和 ν_i 为材料的弹性模量和泊松比, 由式(2)可知, $-1 \leq \alpha \leq 1$ 。当压模为刚性材料时 $\alpha = 1$, 半平面为刚性材料时 $\alpha = -1$ 。

数值分析和试验结果表明, 界面端附近应力场的奇异性指数一般可由式(1)给出根的最小实部 $\text{Re}(\lambda)$ 表示, 且 $0 < \text{Re}(\lambda) \leq 1/2$ 。

由式(1)可知, 当应力奇异性指数 $\lambda = 0$ 时, 结合 $\partial D(\lambda, \alpha, \varphi)/\partial \lambda = 0$, 有

$$\alpha = \frac{(\pi + \varphi) \cos \varphi - \sin \varphi}{(\pi - \varphi) \cos \varphi + \sin \varphi} \quad (3)$$

为了方便表达 $D(\lambda, \alpha, \varphi) = 0$ 的实根情况, 绘制给定压模应力奇异性指数 λ 时, 材料参数 α 随接合角 φ 的变化曲线, 如图 1 所示。

由图 1 可以看出, 当 $\lambda = 1/2$ 时, α 值基本不随 φ 值的变化而变化, 且恒为 1, 而当 $\varphi = 180^\circ$ 时, α 突变为 -1。因此可认为当压模为刚性压模时, 应力奇异性指数 $\lambda = 1/2$ 。同时, 从图 1 可以看出, 压模应力奇异性主要出现在 $\lambda = 0$ 和 $\lambda = 1/2$ 的曲线之间, 特别是 $\lambda = 0$ 曲线下方出现无应力奇异性的区域。因此可推断, 在材料组合确定情况下, 当材料接合角 φ 小于某个临界值时, 压模接触界面有可能不存在接触应力奇异性。

图 1 应力奇异性等值线

2 有限刚度平头压模接触压力计算

螺栓连接支承面的受载形式可等效为一个承受集中力 F 和力矩 M 的平头压模压在弹性半平面上。此时材料接合角 $\varphi=90^\circ$ 。

当平头压模垂直压在弹性半平面上时, 压模上作用有集中力 F , 利用经典弹性力学理论, 引入界面端应力奇异性指数 λ , 可得接触区内的接触压力

$$p(x) = \frac{F}{\pi} (a^2 - x^2)^{-\lambda} \quad (4)$$

式中, a 表示接触区域的一半宽度, F 表示集中载荷, x 表示沿压模中心测量的位置。

当平头压模同时承受集中力 F 和力矩 M 载荷时, 假设弹性半平面变形后在压模接触区仍为一直线, 如图 2 所示。依据 GLADWELL 接触力学理论, 采用 CHEBYSHEV 多项式求解, 可得接触区内的接触压力^[13]

$$p(x) = \frac{E'_1 a}{2} (a^2 - x^2)^{-\lambda} [a_1 (x/a) + a_0] \quad (5)$$

式中, $E'_1 = E_1 / (1 - \nu_1)^2$, a_0 和 a_1 为待定系数。

图 2 载荷作用下平头压模接触状态图

平头压模在 y 轴上满足力平衡关系

$$F = \int_{-a}^a p(t) dt \quad (6)$$

同时, 应该满足力矩平衡关系

$$M = \int_{-a}^a t p(t) dt \quad (7)$$

根据平头压模接触状态的变化, 将接触压力分布的求解分为两种情况: ① $M < M_c$ (M_c 为力矩载荷临界值), 平头压模界面处于完全接触状态, 见图 2a; ② $M \geq M_c$, 平头压模界面一端抬起, 发生退让接触, 见图 2b。

2.1 完全接触下的接触压力计算

当负致力矩 M 较小时, 平头压模界面处于完全接触状态, 此时界面两端均存在应力奇异性。将公式(5)代入式(6)、(7), 可得

$$\begin{aligned} F &= \int_{-a}^a p(x) dx = \\ &= \int_{-a}^a \frac{E'_1 a}{2} (a^2 - x^2)^{-\lambda} [a_1 (x/a) + a_0] dx = \\ &= \frac{E'_1 a_1}{2} \int_{-a}^a (a^2 - x^2)^{-\lambda} x dx + \\ &= \frac{E'_1 a a_0}{2} \int_{-a}^a (a^2 - x^2)^{-\lambda} dx \quad (8) \\ M &= - \int_{-a}^a x p(x) dx = \\ &= - \int_{-a}^a \frac{E'_1 a}{2} (a^2 - x^2)^{-\lambda} [a_1 (x/a) + a_0] x dx = \\ &= - \frac{E'_1 a_1}{2} \int_{-a}^a (a^2 - x^2)^{-\lambda} x^2 dx - \\ &= \frac{E'_1 a a_0}{2} \int_{-a}^a (a^2 - x^2)^{-\lambda} x dx \quad (9) \end{aligned}$$

其中, 核心积分表达式

$$\int_{-a}^a (a^2 - x^2)^{-\lambda} dx = a^{1-2\lambda} a_{\lambda 0} \quad (10)$$

$$\int_{-a}^a (a^2 - x^2)^{-\lambda} x dx = 0 \quad (11)$$

$$\int_{-a}^a (a^2 - x^2)^{-\lambda} x^2 dx = a^{3-2\lambda} a_{\lambda 1} \quad (12)$$

上述积分中, $a_{\lambda 0}$ 和 $a_{\lambda 1}$ 可通过 Taylor 公式求得, 此处不做赘述。

$$\begin{aligned} a_{\lambda 0} &= \pi + \frac{(-1/2 + \lambda) \pi^3}{12} + \frac{(1/24 - \lambda/3 + \lambda^2/2) \pi^5}{80} + \\ &= \frac{(-1/720 + \lambda/360 - \lambda^2/12 + \lambda^3/6) \pi^7}{448} + \\ &= \frac{(1/40\,320 - \lambda/315 - \lambda^2/240 + \lambda^4/24) \pi^9}{2\,304} \quad (13) \end{aligned}$$

$$a_{\lambda 1} = \frac{\pi^3}{12} + \frac{(-5/6 + \lambda) \pi^5}{80} +$$

$$\frac{(91/360 - 2\lambda/3 + \lambda^2/2)\pi^7}{448} + \frac{(-41/1008 + 19\lambda/120 - \lambda^2/4 + \lambda^3/6)\pi^9}{2304} \quad (14)$$

由式(8)、(10)、(11)可得

$$a_0 = \frac{2F}{E'_1 a^{(2-2\lambda)}_{\lambda 0}} \quad (15)$$

由式(9)、(11)、(12)可得

$$a_1 = -\frac{2M}{E'_1 a^{(3-2\lambda)}_{\lambda 1}} \quad (16)$$

将待定系数 a_0 和 a_1 代入式(5), 可得有限刚度压模冲压完全接触下的接触压力

$$p(x) = \frac{1}{a^{3-2\lambda}} (a^2 - x^2)^{-\lambda} \left[-\frac{M}{a_{\lambda 1}} x + \frac{a^2}{a_{\lambda 0}} F \right] \quad (17)$$

2.2 退让接触下的接触压力计算

当负载力矩 M 增大到一定程度时, 平头压模一端抬起, 接触界面发生退让接触, 此时界面一端具有应力奇异性, 而另一端接触应力为零, 且一直延续到发生退让的临界接触点。

假设当压模冲压发生退让接触时, 在 $x=a$ 位置压模发生翘曲需要施加的临界力矩载荷为 M_c , 可得极值条件

$$\lim_{x \rightarrow a} p(x) = 0 \quad (18)$$

将式(5)代入式(18), 可得

$$a_0 = -a_1 \quad (19)$$

由式(15)、(16)、(19)可得发生退让接触时

$$M_c = -\frac{F a a_{\lambda 1}}{a_{\lambda 0}} \quad (20)$$

假设压模脱开宽度为 Δa_λ , 由弯矩平衡关系, 可得压模此时需要力矩载荷

$$M_\lambda = M_c - \frac{F \Delta a_\lambda}{2} \quad (21)$$

则有

$$\Delta a_\lambda = \frac{2(M_\lambda - M_c)}{F} \quad (22)$$

此时, 压模接触宽度一半

$$a_f = a - \frac{\Delta a_\lambda}{2} = a - \frac{M_\lambda - M_c}{F} \quad (23)$$

由积分公式(10)~(12), 可得到如下表达式

$$\int_{-a_f}^{a_f} (a_f^2 - x^2)^{-\lambda} dx = a_f^{1-2\lambda} a_{\lambda 0} \quad (24)$$

$$\int_{-a_f}^{a_f} (a_f^2 - x^2)^{-\lambda} x dx = 0 \quad (25)$$

$$\int_{-a_f}^{a_f} (a_f^2 - x^2)^{-\lambda} x^2 dx = a_f^{3-2\lambda} a_{\lambda 1} \quad (26)$$

由式(5)、(6)、(24)~(26), 此时压模力平衡关系式可表达为

$$F = \int_{-a_f}^{a_f} p(x) dx =$$

$$\frac{E'_1 a_f a_0}{2} \int_{-a_f}^{a_f} (a_f^2 - x^2)^{-\lambda} dx = \frac{E'_1 a_f^{2-2\lambda} a_{\lambda 0} a_0}{2} \quad (27)$$

则

$$a_1 = -a_0 = -\frac{2F}{E'_1 a_f^{(2-2\lambda)} a_{\lambda 0}} \quad (28)$$

将式(28)代入式(5), 可得有限刚度压模冲压退让接触下的接触压力

$$p(x) = \frac{F}{a_f^{2-2\lambda} a_{\lambda 0}} (a_f^2 - x^2)^{-\lambda} (a_f - x) \quad (29)$$

3 接触压力算法流程及验证

3.1 算法数值实现流程

压模接触压力算法主要由四个模块组成, 分别为初始输入参数确定、应力奇异性指数计算、接触状态判断和接触压力计算, 如图3所示。

图3 接触压力算法的数值实现流程

压模接触压力算法的数值实现流程具体表述

如下。

(1) 初始输入参数确定: 将三维对称结构的接触问题简化为二维接触问题, 确定几何尺寸、材料属性和二维等效载荷(集中力载荷 F 和力矩载荷 M)。

(2) 应力奇异性指数计算: 依据材料的接合角 φ 和 DUNDURS 材料属性 α , 通过特征方程式(1)确定界面端应力奇异性指数 λ 。

(3) 接触状态判断: 通过对比 M 和 M_c , 当 $M < M_c$ 时, 接触界面处于完全接触状态, 应通过式(15)、(16)计算接触压力公式的待定系数 a_0 和 a_1 ; 当 $M > M_c$ 时, 接触界面发生退让接触, 此时需要根据式(23)重新确定界面的接触宽度 a_f , 通过式(28)计算待定系数 a_0 和 a_1 。

(4) 接触压力计算: 依据步骤(3)判断的界面接触状态结果, 选用式(17)、(29)得出界面接触压力分布模型。

3.2 算例验证

选择二维平头压模冲压结构作为算例, 如表 1 所示, 分析外载荷对界面接触压力分布及界面端应力奇异性的影响, 利用有限元法验证本文算法的正确性与合理性。

表 1 算例几何尺寸及材料属性

	一半宽度/m	厚度/m	弹性模量 E/GPa	泊松比 ν
平头压模	0.005	0.005	195	0.3
半无限平面	0.040	0.020	195	0.3

算例有限元模型网格单元采用 PLANE182, 接触单元采用 CONTA172 和 TARGE169, 弹性半平面下侧施加 y 向位移约束, 两侧施加 x 向位移约束, 平头压模上侧宽度方向上施加集中载荷 F 和力矩载荷 M , 如图 4 所示。此算例中, $F=1\ 000\ \text{N}$, 通过力矩与集中载荷系数 η 控制施加力矩载荷大小 ($\eta=M/F$)。平头压模结构材料接合角 $\varphi=90^\circ$, 结合材料属性, 由式(1)可得平头压模接触应力奇异性指数 $\lambda=0.226$ 。

图 4 平头压模冲压有限元模型

图 5 为 $\eta=0.1$ 时平头压模 y 向应力云图, 可以看出由于力矩作用, 压模接触应力整体发生一定的

偏移。为了验证网格密度对接触压力求解误差的影响, 分别取平头压模接触宽度上的网格数量为 15(稀疏)、30(中等)和 60(密集), 如图 6 所示, 横坐标为接触位置 x 与压模半宽度 a 的比值, 纵坐标为接触压力 $p(x)$ 与平均接触压力 p_0 的比值。由图 6 可知, 网格密度主要对压模两端应力奇异性强度产生影响, 中等网格和密集网格相比误差约为 5%, 稀疏网格与密集网格相比误差最大可达 13%, 因此网格密度对界面端部应力奇异性求解精度影响较大。

图 5 平头压模冲压压力云图

图 6 网格密度对应力奇异性求解误差的影响

分别取 η 为 0, 0.1 和 0.3, 利用解析算法与有限元法分析力矩载荷对界面接触压力的影响, 如图 7 所示。由图 7 可知, 压模冲压接触压力解析算法与有限元模型分析结果基本吻合, 两者最大误差为 12%, 误差主要来源于界面端应力奇异性大小差异, 产生此误差是由于应力奇异性对有限元网格密度较为敏感。当 η 增大时, 压模界面端应力奇异性显著增加, 当 η 增大到 0.3 时, 压模接触状态由完全接

图 7 力矩载荷对界面接触压力的影响

触转变为退让接触, 界面右端出现接触应力为零区域, 说明此界面端发生翘曲, 同时界面左端的接触应力奇异性明显增大。

4 螺栓连接支承面接触压力分布计算

以 M12 的螺栓连接作为算例, 利用本文算法分析螺栓预紧力、装配间隙和被连接件材料对螺栓连接支承面接触压力分布的影响, 并结合有限元法验证分析结果的正确性。

螺栓和被连接件几何尺寸及材料属性如表 2 所示, 螺栓连接结构为三维轴对称结构, 因此针对螺栓连接支承面接触压力问题, 可选取二维轴对称结构的一半进行研究, 有限元模型如图 8 所示。图 8 中 F' 代表螺栓预紧力, d 代表螺栓公称直径, C 代表装配间隙, s 代表螺栓头对边宽度, a_b 代表初始接触宽度 $a_b=[s/2-(d/2+C)]/2$ 。

图 8 螺栓连接二维有限元模型

通过载荷等效处理, 将螺栓预紧力等效为螺栓连接支承面承受的集中载荷 F 和力矩 M 。

集中载荷

$$F = \frac{2F'}{\pi[(s/2)^2 - (d/2 + C)^2]} a_b \quad (30)$$

力矩载荷

$$M = \sum_{i=1}^n P_{br} \cdot \Delta x (S_M - i \Delta x) \quad (31)$$

式中, P_{br} 为螺栓半径线宽度上预紧力的等效力, $P_{br}=F'/(\pi d/2)$; Δx 为螺栓公称直径微分区域宽度, $\Delta x=d/(2n)$, n 为微分区域数目; S_M 为螺栓轴线中心线与支承面接触宽度中心的距离, $S_M=s/2-a_b$ 。

螺栓连接结构材料接合角 $\varphi=90^\circ$, 结合表 2 中螺栓和被连接件的材料属性, 由式(1)可得各种材料

组合下螺栓连接支承面应力奇异性指数, 分别如下: $\lambda_1=0.348\ 6$ (碳钢-铝), $\lambda_2=0.303\ 2$ (碳钢-钛合金), $\lambda_3=0.276\ 8$ (碳钢-铸铁)和 $\lambda_4=0.226\ 0$ (碳钢-45 钢)。

表 2 螺栓连接几何尺寸及材料属性

	几何尺寸/ mm	材料属性		
		材料	弹性模量/GPa	泊松比
螺栓	$d=12$	碳钢	205	0.26
		铝	71	0.33
被连接件	$L=72$	钛合金	110	0.31
	$H=18$	铸铁	145	0.27
		45 钢	210	0.30

4.1 预紧力对螺栓支承面接触压力分布的影响

设定螺栓连接为中等装配精度(间隙 0.75 mm), 被连接件选用 45 钢, 利用本文算法和有限元法分析螺栓预紧力分别为 10 kN, 20 kN, 30 kN 时螺栓支承面接触压力分布的变化规律, 如图 9 所示。

图 9 预紧力对螺栓连接支承面压力分布的影响

由图 9 可知, 在规定的螺栓预紧力下, 螺栓连接支承面两端出现明显的应力奇异性, 随着预紧力的增加, 螺栓支承面接触压力整体逐渐增大, 且在预紧力变化范围内支承面均未发生退让接触。然而, 对接触压力分布进行归一化处理后发现, 界面端应力奇异性强度变化并不明显。

4.2 装配间隙对螺栓支承面接触压力分布的影响

被连接件选用 45 钢, 螺栓预紧力为 30 kN, 由 GB5277-1985 可知, 对于 M12 螺栓而言, 精装配间隙 0.5 mm(通孔 $\phi 13.0$ mm), 中等装配间隙 0.75 mm(通孔 $\phi 13.5$ mm), 粗装配间隙 1.25 mm(通孔 $\phi 14.5$ mm), 利用本文算法和有限元法分析螺栓装配等级对螺栓支承面接触压力分布的影响, 如图 10 所示。

由图 10 可知, 随着螺栓装配等级的变化, 螺栓连接支承面压力分布有明显变化。随着装配间隙的增加, 支承面平均接触压力增大, 此现象可由装配间隙越大支承面接触面积越小, 导致接触压力增大给予解释。同时发现, 装配间隙增大, 尽管造成

图 10 装配间隙对螺栓支承面压力分布的影响

等效力矩的增大,但由于接触面平均接触压力也随之增大,这使得界面端应力奇异性强度反而减小。因此,螺栓连接精装配可增强螺栓支承面整体承载能力,但粗装配却可在一定程度上改善端面的应力集中效应。从图 10 可以看出,在国标规定的装配(精装、中等装配和粗装)条件下螺栓连接支承面不会发生退让接触。

4.3 被连接件材料对螺栓支承面压力分布的影响

设定螺栓连接为中等装配精度(间隙 0.75 mm),螺栓预紧力为 30 kN,利用本文算法和有限元法分析被连接件材料分别为铝、钛合金、45 钢、灰铸铁(HT350)时,螺栓连接支承面接触压力分布的变化规律,如图 11 所示。

图 11 被连接件材料对螺栓支承面压力分布的影响

由图 11 可知,随着被连接件材料特性的变化,螺栓连接支承面两端应力奇异性变化显著,材料弹性模量越小,支承面两端应力奇异性强度越大,但螺栓支承面均不会发生退让接触。同时发现,当被连接件材料弹性模量大于螺栓材料时,螺栓支承面内侧应力奇异性强度大于外侧,此现象可由螺栓预紧力产生的等效力矩解释;但当被连接件材料弹性模量小于螺栓材料时,螺栓支承面内侧应力奇异性强度明显小于外侧,这需要在螺栓连接强度校核时给予重视。

从图 9~11 亦可看出,本文所提出的算法与有限元计算结果基本吻合,这为后续螺栓连接性能的保障提供了基础。同时,接触压力分布的分析,也为螺栓连接支承结构强度的评估与改善提供了参考。

5 结论

(1) 利用 BOGY 特征值方程,分析了界面端应力奇异性发生的几何条件,依据 GLADWELL 接触力学理论,构建了集中载荷和力矩耦合作用下平头压模接触压力计算模型。

(2) 以平头压模为算例,采用有限元法验证了接触力学模型的准确性,两者最大误差为 12%,误差主要来源于界面端应力奇异性大小差异,产生此误差是由于应力奇异性对有限元网格密度较为敏感。

(3) 以 M12 螺栓连接为例,在规定预紧力范围、装配等级和常用被连接件材料下,发现螺栓连接支承面不会发生退让接触,而支承面接触两端出现明显的应力奇异性,其中预紧力变化对界面端应力奇异性强度影响不明显,但装配间隙和被连接件材料的变化对界面端应力奇异性强度影响显著。

(4) 当螺栓被连接件材料弹性模量大于螺栓材料时,螺栓支承面内侧应力奇异性强度大于外侧,此现象可由螺栓预紧力产生的等效力矩解释;但当被连接件材料弹性模量小于螺栓材料时,螺栓支承面内侧应力奇异性强度明显小于外侧,此现象初步判断是由于被连接件材料局部压陷较大,致使接触面内侧端部分材料流动,接触应力下降。

参 考 文 献

- [1] BICKFORD J H. Introduction to the design and behavior of bolted joints[M]. Boca Raton : The Chemical Rubber Company Press, 2007.
- [2] NASSAR S A, BARBER G C, ZUO Dajun. Bearing friction torque in bolted joints[J]. Tribology Transactions, 2005, 48(1): 69-75.
- [3] ZOU Qian, SUN T S, NASSAR S, et al. Contact mechanics approach to determine effective radius in bolted joints[J]. Journal of Tribology-Transactions of the ASME, 2005, 127(1): 30-36.
- [4] MARSHALL M B, LEWIS R, DWYER-JOYCE R S. Characterisation of contact pressure distribution in bolted joints[J]. Strain, 2006, 42(1): 31-43.
- [5] 陈海平,曾攀,方刚,等. 螺纹副承载的分布规律[J]. 机

- 械工程学报, 2010, 46(9): 171-178.
- CHEN Haiping, ZENG Pan, FANG Gang, et al. Load distribution of bolted joint[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(9): 171-178.
- [6] YANG Guoqing, HONG Jun, ZHU Linbo, et al. Three-dimensional finite element analysis of the mechanical properties of helical thread connection[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 26(3): 564-572.
- [7] 王宁, 李宝童, 洪军, 等. 螺栓支承面有效半径的影响因素[J]. 西安交通大学学报, 2012, 46(4): 132-136.
- WANG Ning, LI Baotong, HONG Jun, et al. Factors affecting bolt bearing surface effective radius[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2012, 46(4): 132-136.
- [8] DUNDURS J. Discussion: "Edge-bonded dissimilar orthogonal elastic wedges under normal and shear loading" [J]. Journal of Applied Mechanics, 1969, 3(6): 460-466.
- [9] DUNDURS J, LEE M S. Stress concentration at a sharp edge in contact problems[J]. Journal of Elasticity, 1972, 2(2): 109-112.
- [10] BOGY D B. Two edge-bonded elastic wedges of different materials and wedge angles under surface tractions[J]. Journal of Applied Mechanics, 1971, 38(2): 377-386.
- [11] 吴志学. 无应力奇异性条件下的界面应力集中问题研究[J]. 工程力学, 2010, 27(2): 54-58.
- WU Zhixue. On the stress concentration along interfaces without stress singularities[J]. Engineering Mechanics, 2010, 27(2): 54-58.
- [12] SACKFIELD A, TRUMAN C E, HILLS D A. The tilted punch under normal and shear load (with application to fretting tests)[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2001, 43(8): 1881-1892.
- [13] GLADWELL G M. Contact problems in the classical theory of elasticity[M]. New York: Springer, 1980.

作者简介: 朱林波, 男, 1985 年出生, 博士研究生。主要研究方向为产品数字化设计, 装配连接性能衰退与保障。

E-mail: chdyuhan@stu.xjtu.edu.cn

刘志刚(通信作者), 男, 1970 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为复杂机械系统装配精度设计与检测方法。

E-mail: mezglu@mail.xjtu.edu.cn