

DOI: 10.7652/xjtuxb201307012

# 螺钉连接固定结合面匹配设计研究

王磊, 杜瑞, 金涛, 刘海涛, 牛敬, 赵万华

(西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710054, 西安)

**摘要:** 为改善机床固定结合面的实际接触状态,对螺钉结合面压强分布的影响参数及影响规律进行了研究。通过建立的单螺钉连接结合面接触分析模型,获得了结合面的接触压强分布。通过改变结合面的设计参数,来实现螺钉有效影响半径、有效连接区域的最大化,得到了被连接件厚度与螺钉直径的匹配关系,以及相邻螺钉的最大间距。采用压强沿连接孔径向的高斯型分布曲线,对结合面压强分布规律进行了参数化表征和分析,分析结果表明:预紧力的增大可使压强值呈线性增大,但不改变压强分布趋势及分布范围;被连接件厚度的增加使压强分布由集中向均化分布过渡,但效果则逐步减弱;当螺钉直径增大时,结合面压强分布半径增大,当径向距离为螺钉直径的 0.8 倍时,压强最大。

**关键词:** 螺钉结合面;接触分析;有效影响半径;匹配设计

**中图分类号:** TH122 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-887X(2013)07-062-06

## Matching Design for Bolted Joints Based by Effective Contact Radius Maximization

WANG Lei, DU Rui, JIN Tao, LIU Haitao, NIU Jing, ZHAO Wanhua

(State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** To improve the contact state of fixed joints in machine tools, the factors affecting the contact pressure distribution in bolted joints are discussed. The contact pressure distributions on bolted joint interfaces are obtained with finite element contact analysis of single bolted joint models, which can be characterized by Gauss distribution model along the radial direction of the bolt hole. It is shown that the contact pressure increases linearly with the increasing preload while the distribution tendency and area remain unchanged. The contact pressure distribution varies from concentrated to uniform with the increasing clamped part thickness, but the effect gradually weakens. With the increasing bolt diameter, the absolute effective radius increases and the peak pressure appears at the position of 0.8 bolt diameter. Maximizing the effective contact radius and jointed area, the matching relationship between the clamped part thickness and bolt diameter, as well as the maximum distance of adjacent bolts, are gained.

**Keywords:** bolted joints; contact analysis; effective contact radius; matching design

由于机床中存在大量的结合面,破坏了整机的连续性,而整机的动态性能又受到结合面与构件性

能的共同影响,因此如何提高结合面的性能,使之与构件匹配,降低对整机性能的削弱是结合面设计中

收稿日期: 2012-10-19。 作者简介: 王磊(1982—),男,博士生;赵万华(通信作者),男,教授,博士生导师,长江学者特聘教授。 基金项目: 国家重点基础研究发展规划资助项目(2009CB724407)。

网络出版时间: 2013-04-22

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130422.0925.004.html>

值得考虑的重要问题。大量实验研究表明,结合面的单位面积动特性参数与接触压强呈幂函数关系<sup>[1]</sup>,模型的计算基于小面积结合面,由于实际结合面接触压强的非均匀分布,因此不能将单位面积的动特性参数直接应用到大面积结合面的建模上<sup>[2]</sup>。

针对螺纹连接结合面压强分布的研究,采用了以弹性理论及数值分析技术为主的理论方法<sup>[3-4]</sup>,以及超声波测量、传感器识别等实验技术<sup>[5-6]</sup>。研究表明<sup>[7]</sup>,螺纹连接的压强分布集中在螺钉预紧处,压强值随着径向距离的增大而减小,径向距离增加到一定程度时,压强减小到 0。目前的研究大多关注于提高压强分布规律描述的准确性<sup>[8]</sup>,并指出压强分布规律受到工件厚度、螺栓头直径、预紧力等因素的影响<sup>[7,9]</sup>,但对如何利用结合面各影响因素的规律,来有效改善接触状态却缺乏明确的指导。

本文以螺钉固定结合面为研究对象,通过改变结合面的设计参数,分析压强分布曲线的影响因素及规律,深入研究了各因素与螺钉有效影响半径之间的作用规律。通过改变结构参数来扩大螺钉有效影响半径,得到了被连接件厚度与螺钉直径的匹配关系,并提出了对应条件下的螺钉间距设计建议,对以提高结合部动特性为目标的结合面主动设计提供了参考数据。

1 螺钉结合面压强分布规律的表征

1.1 模型分析与有限元计算

如图 1 所示,在预紧力的作用下,螺钉头部向被连接件的上表面施加分布力  $p_1$ ,并作用于内径  $d_1$ 、外径  $d_w$  的圆环内,螺纹副在螺孔内壁长度  $L_1$  的范围内向基座施加分布力  $p_4$ ,在结合面上被连接件与基座受到接触反力  $p_2$ 、 $p_3$  的作用。

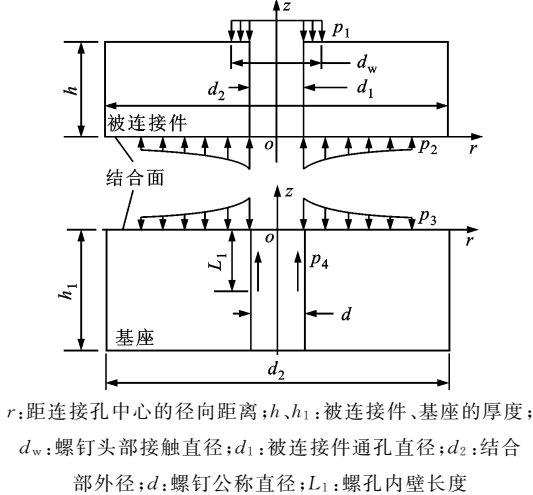


图 1 螺钉结合部的受力分析

被连接件与基座在接触面上应满足的变形、应力协调条件为

$$\left(\frac{\partial w_1}{\partial r}\right)_{z=0} = \left(\frac{\partial w_2}{\partial r}\right)_{z=0} \quad (1)$$

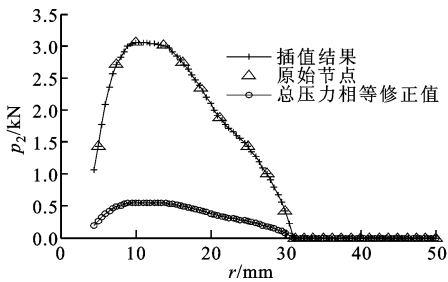
$$(\sigma_{z1})_{z=0} = (\sigma_{z2})_{z=0} \quad (2)$$

式中： $w_1$ 、 $w_2$  为被连接件、基座的  $z$  向位移分量； $\sigma_{z1}$ 、 $\sigma_{z2}$  为被连接件、基座的  $z$  向正应力。

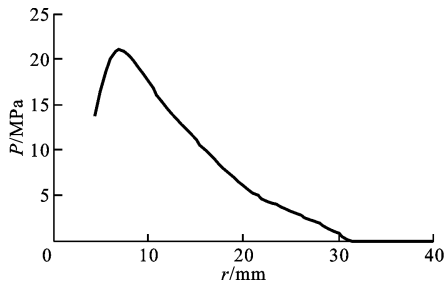
根据式(1)、(2)建立了含有螺钉实体的有限元模型,并对接触面压强的分布进行求解。采用 SOLID45 单元建模并划分六面体网格,材料为 45 号钢,在被连接件与基座、螺钉头部与被连接件接触处,采用接触单元 CONTA174、TARGET170 模拟结合面及螺钉头部的接触行为。采用预紧单元 PRETS179 模拟预紧力,将螺钉下部与基座内壁的节点耦合模拟螺纹副约束,并约束基座底面节点 6 个方向的自由度。为减小边界条件的影响, $d_2$  应远大于螺钉作用的区域,螺钉实体几何尺寸采用六角头螺栓标准(GB/T5782—2000)。

1.2 压强分布的表征方法

提取接触面节点反力,得到了连接孔中心点轴对称分布的接触面压力,因此选取结合面上以连接孔为中心的径向压强分布值,来表示结合面压强的分布规律。统计径向各区间内的接触反力,对原始节点反力分布进行径向插值以提高表征精度,并根据总压力相等的原则修正插值后的曲线。在插值后的径向区间内求取压强平均值,得到接触压强  $P$  的分布,如图 2 所示。



(a) 接触反力分布



(b) 接触压强分布

图 2 接触反力分布及接触压强分布的仿真曲线

由于插值区间的取值较小,因此采用平均压强的分布曲线代表压强沿连接孔中心径向的分布曲线。

### 1.3 仿真结果的实验验证

为验证有限元仿真结果的有效性,设计结合面为  $120\text{ mm} \times 120\text{ mm}$  的方形区域,工件材料为 45 号钢,接触表面采用研磨方式加工,实测的粗糙度小于  $0.2\text{ }\mu\text{m}$ 。带有螺纹孔的基座厚度为  $40\text{ mm}$ ,带有通孔的被连接件的厚度为  $10\sim 30\text{ mm}$ ,通孔间隙采用中等精度装配值。实验采用粗牙普通螺纹六角头螺栓,强度等级为 12.9,使用数显扳手控制预紧力矩  $T$ 。

采用 FUJIFILM 的感压胶片、Prescale 影像和分析系统,对结合面接触压强进行测试,胶片的测量误差小于  $10\%$ ,LLW 型胶片的量程为  $0.5\sim 2.5\text{ MPa}$ ,LW 型胶片的量程为  $2.5\sim 10\text{ MPa}$ 。由于中心区域与边缘区域的压强分布差值较大,因此对同一实验条件采用不同量程胶片进行测量,最后提取处于有效量程范围内的数据进行拼接处理。

当  $T=30\text{ N}\cdot\text{m}$ 、 $h=20\text{ mm}$  时,实验处理结果如图 3 所示。压强分布近似轴对称环形分布,采用周向压强的平均值代表该径向坐标处的压强值。

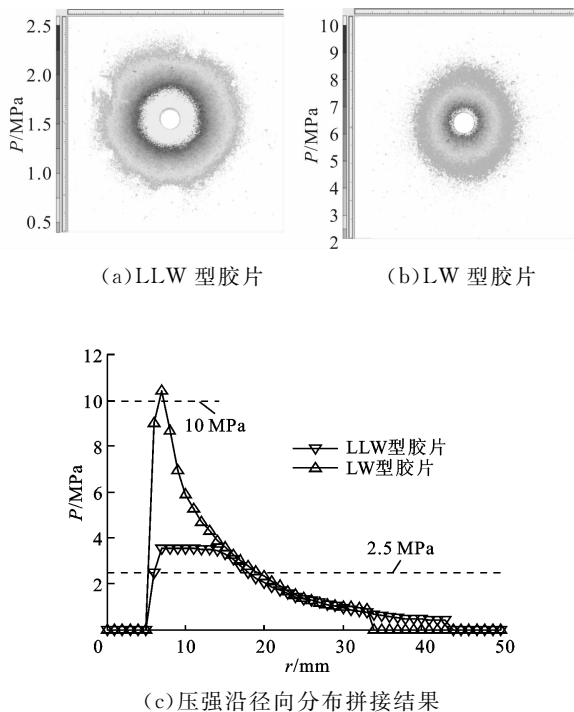


图 3 2 种胶片的压强分布测试结果

实验结果与仿真数据的对比如图 4 所示。由图可见,压强分布曲线在压强较高的区域实验与仿真数据吻合较好,峰值点出现的径向位置相一致,从而验证了仿真方法的有效性。靠近螺孔的中心区域由

于胶片尺寸的限制,未能有效获取,压强较低的区域由于胶片厚度的存在,实验测量结果偏大。

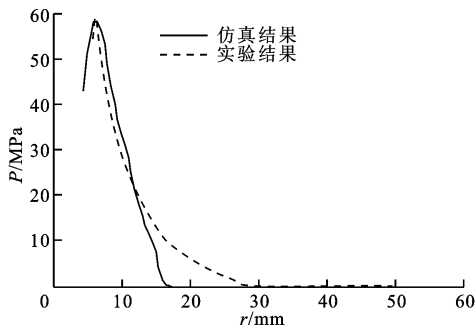


图 4 压强分布的仿真与实验结果对比

## 2 结合面压强分布的影响因素

### 2.1 预紧力对压强分布的影响

对于相同的结构参数,通过改变预紧力  $F$  的大小,得到相应的压强分布结果。对不同  $F$  下的压强分布进行了比较,M8 螺钉预紧、 $h=25\text{ mm}$  时,得到的压强分布如图 5 所示。

当  $F=20\text{ kN}$  时,所得压强的 1.5 倍与  $F=30\text{ kN}$  时得到的压强基本相等,即预紧力不改变压强的分布趋势和分布半径,压强随着预紧力的改变发生线性变化。

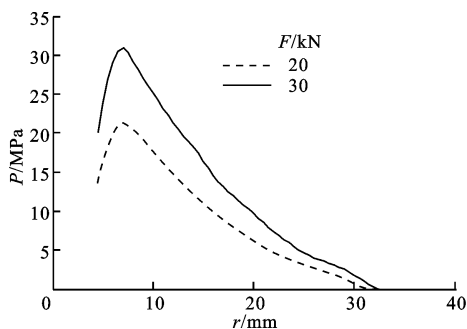


图 5 不同预紧力对压强分布的影响

### 2.2 被连接件厚度对压强分布的影响

对于相同直径的螺钉,应保持预紧力不变,通过改变被连接件的厚度来分析其对压强分布的影响。图 6 为 M8 螺钉预紧、 $F=20\text{ kN}$  时的仿真结果。

实验发现,被连接件厚度的增大使压强趋于均匀分布,同时压强分布半径增大。被连接件厚度的增大对螺孔附近压强集中现象的改善作用明显,当被连接件厚度增大到一定程度时,对于压强均匀分布的改善作用则减弱。

### 2.3 螺钉直径对压强分布的影响

被连接件厚度保持不变时,可通过改变螺钉直

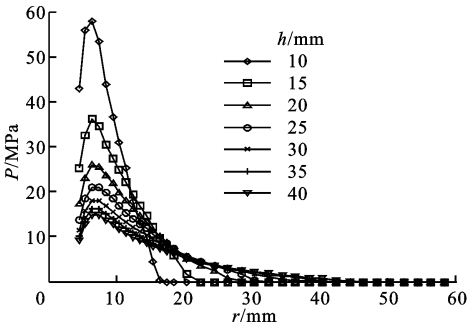


图 6 被连接件厚度对压强分布的影响

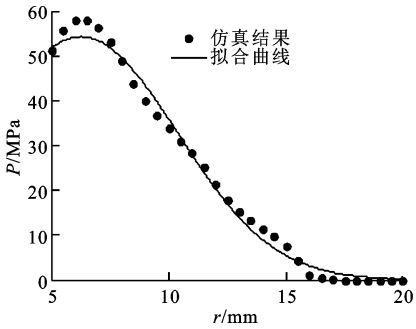
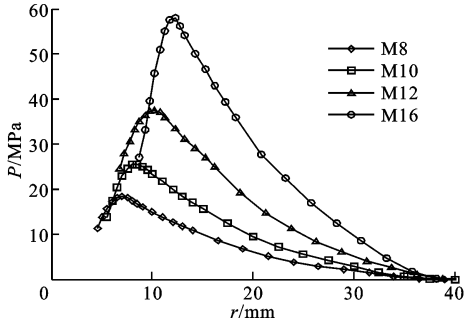
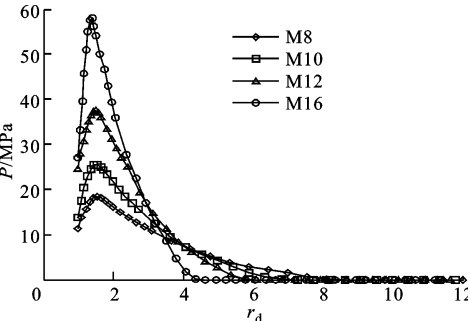


图 8 高斯型曲线的拟合效果

径来分析被连接件厚度对压强分布的影响。为比较不同螺钉直径下的压强分布,引入了径向距离与螺钉半径之比  $r_d$ ,图 7 为被连接件厚度为 30 mm 时,螺钉规格从 M8 到 M16 时的仿真结果,预紧力采用工程推荐值。



(a) 径向距离下的压强分布



(b) 半径比距离下的压强分布

图 7 螺钉直径对压强分布的影响

当被连接件厚度相同时,工程预紧力下的螺钉公称直径增大,结合面压强分布的绝对半径增大,相对半径减小,压强分布趋势向螺孔中心集中,最大压强分布约在 0.8 倍的螺钉直径处。

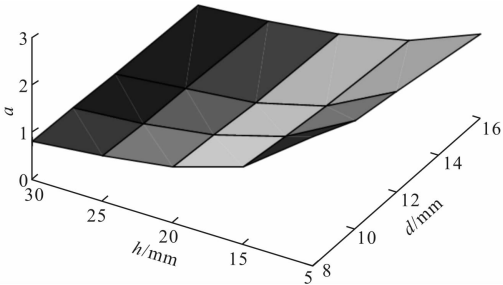
2.4 压强分布曲线的参数化拟合与分析

采用高斯型曲线对压强分布曲线进行拟合,以便于数据量化分析及预测。如图 8 所示,拟合式为

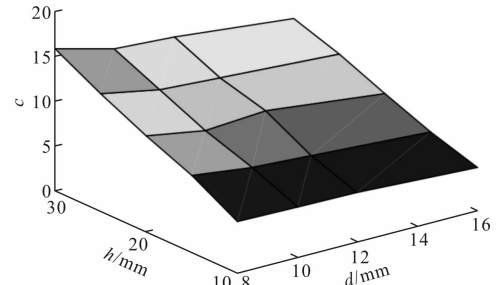
$$P(r) = aF\exp(-(r - b)^2/c^2) \quad (3)$$

式中: $a$ 、 $b$ 、 $c$  为拟合参数。 $a$ 、 $b$  不改变曲线形状, $a$  与曲线幅值相关, $b$  为曲线最高点的位置。 $c$  改变曲

线形状, $c$  值越大,曲线越平坦,表示结合面接触效果越好。 $b$  约为螺钉直径的 0.8 倍,与被连接件厚度无关。 $a$ 、 $c$  随  $h$ 、 $d$  二者的变化规律如图 9 所示。 $a$  随被连接件厚度的增大而减小,但不随螺钉直径的变化而变化; $c$  随被连接件厚度的增大而明显增大,但随螺钉直径的增大则微幅减小。



(a)  $a$  随  $h$  及  $d$  的变化



(b)  $c$  随  $h$  及  $d$  的变化

图 9 高斯型压强分布拟合参数的变化规律

3 螺钉结合面匹配设计

3.1 螺钉有效影响半径的判定

在螺钉压强分布半径的边缘区域,由于接触压强较小,不能对结合面起到有效的连接作用,因此在设计分析中需要定义螺钉的有效影响半径  $R$ ,即预紧后结合面有效连接区域的半径。

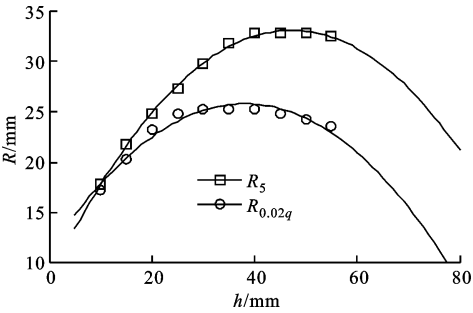
从压强的绝对及相对数值对  $R$  进行判定:①当压强绝对数值降低时,接触刚度降低,连接效果减弱;②当压强相对数值降低时,压强分布占螺钉总预

紧力的比例减小,因此增加预紧力对这一区域连接效果的改善作用有限。引入螺钉头部的平均接触压强

$$P_q = 4\,000F/(\pi(d_w^2 - d_1^2)) \tag{4}$$

3.2 被连接件厚度与螺钉直径的匹配设计

当  $h$  较大时,  $R$  随  $d$  的增大微幅增大;当  $h$  较小时,  $R$  随  $d$  的增大大幅增大,即被连接件厚度是制约螺钉有效影响半径的重要因素(见图 10)。



$R_5$ :  $P=5\text{ MPa}$  时对应的  $R$ ;  $R_{0.02q}$ :  $P=0.02q$  时对应的  $R$   
图 10 M12 螺钉有效影响半径随被连接件厚度的变化

由于  $R$  随  $h$  的增加先增大后减小,因此存在峰值区域。在曲线的上升区域,被连接件厚度的增大减小了局部变形,使有效影响半径增大。随着被连接件厚度的继续增大,接触面积的大幅增大使结合面边缘区域的压强减小,不能起到有效连接,从而导致有效影响半径减小。

由  $R_5-h$ 、 $R_{0.02q}-h$  曲线的峰值点,可得到螺钉直径与被连接件厚度的最佳匹配区间。以  $R_5$  峰值点对应的  $h$  作为区间上限,  $R_{0.02q}$  峰值点对应的  $h$  作为区间下限,将被连接件厚度与螺钉直径的分布区间划分为 3 个子区间,如图 11 所示。

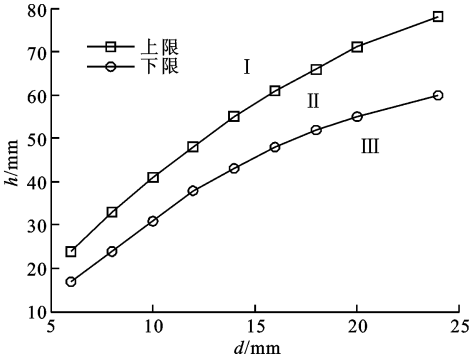


图 11 被连接件厚度与螺钉直径的匹配关系

由图 11 可见,被连接件厚度与螺钉公称直径存在最佳匹配区间 II,并在区间 II 内可实现有效影响半径的最大化。当被连接件厚度与螺钉直径落入区间 III 时,被连接件在螺钉预紧区域存在变形集中,需增加被连接件厚度或减小螺钉直径;当被连接件厚度与螺钉直径落入区间 I 时,可通过减小螺钉间距,

增大有效接触区域,来加大结合面的预紧力。常用与螺钉相匹配的被连接件厚度见表 1。

表 1 螺钉公称直径与被连接件厚度的匹配区间

| $d/\text{mm}$ | $h/\text{mm}$ |    |    |
|---------------|---------------|----|----|
|               | 上限            | 下限 | 均值 |
| 6             | 24            | 17 | 21 |
| 8             | 33            | 24 | 29 |
| 10            | 41            | 31 | 36 |
| 12            | 48            | 38 | 43 |
| 16            | 61            | 48 | 55 |
| 20            | 71            | 55 | 63 |

3.3 多螺钉连接的间距设计

为实现结合面设计区域有效连接面积的最大化,应使多螺钉预紧时各螺钉影响区域相互重叠,根据单螺钉有效影响半径的计算得到的相邻螺钉间距  $L$ (上限)如表 2 所示。为避免被连接件在螺钉预紧时产生过大的局部变形,被连接件厚度应大于其最小值  $h_{\min}$ 。

表 2 螺钉间距的设计上限

| 螺钉规格 | $R_5/\text{mm}$ | $L/\text{mm}$ | $h_{\min}/\text{mm}$ |
|------|-----------------|---------------|----------------------|
| M8   | 20.5            | 36.1          | 20                   |
| M10  | 25.0            | 41.7          | 25                   |
| M12  | 31.8            | 55.5          | 35                   |
| M16  | 38.3            | 64.7          | 45                   |

当  $h>h_{\min}$  时,对螺钉间距进行校核,若螺钉间距大于  $L$ ,结合面设计区域的有效连接面积减小。实际设计中由于结构的限制不一定能实现设计区域的全接触,当螺钉间距大于  $L$  时,需要特别评估螺钉间的非有效连接区域是否对整体结构的动特性产生重要影响。

3.4 结合面压强分布对结合部动特性的影响

结合面的实际压强分布决定了结合面的接触刚度分布,从而影响了结合部的动特性。将设计厚度为 35 mm 的 45# 钢悬臂件与基座形成 100 mm×100 mm 的结合面区域,对表面进行磨削加工。选取  $Ra=0.4$ ,采用 4 个 12.9 级的 M8 螺钉预紧,预紧力矩为 20 N·m。以锤击法测量试件的模态固有频率,试件采用皮带悬挂的方式来模拟自由边界。

有限元仿真采用 MATRIX27 单元模拟结合面的连接作用,结合面的上、下对应节点采用具有一定刚度值的弹簧连接,其值大小由所处位置的压强计算。设置 2 种仿真方法来模拟不同结合面的压强分布,仿真 1 中假设结合面压强均匀分布,仿真 2 中的结合面压强按照单螺钉压强的分布规律线性叠加。

节点刚度计算方法如下

$$F = T/0.2d \tag{5}$$

$$P_1 = F/10^3 S_j \tag{6}$$

$$P_2(x,y) = \sum_{i=1}^4 0.76F \exp(-(r_i - 2.3)^2/18.7^2) \tag{7}$$

$$r_i = ((x - x_{bi})^2 + (y - y_{bi})^2)^{1/2} \tag{8}$$

$$K_n = 9.512P_i^{0.85}S_E \exp 5 \tag{9}$$

式中: $P_1$  为仿真 1 中的平均压强; $P_2$  为仿真 2 中的分布压强; $r_i$  为结合面上的一点到螺钉  $i$  的距离; $x_{bi}$ 、 $y_{bi}$  为螺钉  $i$  的坐标; $S_j$  为结合面的设计面积; $S_E$  为单元面积; $K_n$  为节点法向刚度。仿真与实验所得固有频率及误差的对比见表 3。

表 3 不同压强分布假设下固有频率的仿真结果

| 阶数 | 仿真 1    |      | 仿真 2    |      | 实验    |
|----|---------|------|---------|------|-------|
|    | 频率/Hz   | 误差/% | 频率/Hz   | 误差/% | 频率/Hz |
| 1  | 1 333.7 | 4.1  | 1 357.2 | 2.3  | 1 389 |
| 2  | 2 723.7 | 5.0  | 2 793.0 | 2.5  | 2 865 |

仿真 2 根据压强分布规律假设计算节点的刚度值,比仿真 1 的误差减小了约 1 倍。实验中  $h > h_{min}$ ,压强分布较为均匀。在此条件下,2 种仿真误差的对比说明,结合面压强分布的确影响结合部的固有频率。若被连接件厚度与螺钉直径不匹配,有效影响半径减小,则结合面的实际压强分布对于结构动特性的影响将更为显著。

4 结 论

(1)螺钉结合面压强分布主要受被连接件厚度及螺钉直径的影响。被连接件厚度的增大使压强分布由集中式向均匀分布过渡,但效果则逐步减弱。螺钉直径增大,结合面压强分布的绝对半径增大,相对半径减小,最大压强约在 0.8 倍的螺钉直径处。预紧力的增大使压强呈比例线性增大,但不改变压强的分布趋势及分布范围。

(2)本文提出了螺钉有效影响半径的 2 种判定方法,分析发现,被连接件厚度是有效影响半径的主要制约因素。通过使有效影响半径最大化,提出被连接件厚度与螺钉直径的匹配设计方法,二者的相互关系存在最佳匹配区间Ⅱ、变形集中区间Ⅲ和预紧力不足区间Ⅰ。在区间Ⅱ内可实现有效影响半径的最大化,区间Ⅲ内需增加被连接件厚度或减小螺钉直径,区间Ⅰ内需增加螺钉数量,减小螺钉间距。

(3)应用螺钉有效影响半径,实现了结合面设计区域有效连接面积的最大化,得到了相邻螺钉的间距设计上限,对结合面结构设计具有一定应用价值。

(4)螺钉有效影响半径及压强分布对结合部动特性存在影响,但结合面各区域对于结合部动特性的影响程度还有待进一步研究。实际设计中,由于结构的限制不一定能实现全部设计区域的有效连接,因此应保证主要影响区域的连接效果。

参考文献:

[1] FU Weiping, HUANG Yumei, ZHANG Xueliang, et al. Experimental investigation of dynamic normal characteristics of machined joint surfaces [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2000, 122(10): 393-398.

[2] 赵宏林,丁庆新,曾鸣,等. 机床结合部特性的理论解析及应用 [J]. 中国机械工程, 2008, 44(12): 208-214.

ZHAO Honglin, DING Qingxin, ZENG Ming, et al. Theoretic analysis on and application of behaviors of machine tool joints [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(12): 208-214.

[3] GOULD H H, MIKIC B B. Areas of contact pressure distribution in bolted joints [J]. Journal of Engineering for Industry, 1972, 94(3): 864-870.

[4] KIM J, YOON J, KANG B. Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints [J]. Applied Mathematical Modelling, 2007, 31(5): 895-911.

[5] SAWA T, KUMANO H, MOROHOSHI T. The contact stress in a bolted joint with a threaded bolt [J]. Experimental Mechanics, 1996, 36(1): 17-23.

[6] MARSHALL M B, ZAINAL I, LEWIS R. Influence of the interfacial pressure distribution on loosening of bolted joints [J]. Strain, 2011, 47(Suppl): 68-78.

[7] MARCIA M, FERNANDO H M, ELIETE P, et al. Statistical model for pressure distribution of bolted joints [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2010, 24(2): 432-437.

[8] MARSHALL M B, LEWIS R, DWYER-JOYCE R S. Characterisation of contact pressure distribution in bolted joint [J]. Strain, 2006, 42(1): 31-43.

[9] 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.

(编辑 管咏梅)