

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.06.012

齿轮箱螺栓结合面的有限元建模研究

李志忠, 赵振宇

(杭州前进齿轮箱集团股份有限公司, 浙江 杭州 311203)

摘要: 在实际工程应用中,针对如何有效地利用ANSYS软件对齿轮箱螺栓结合面进行有限元建模分析的问题,通过对螺栓结合面建模的难点和关键点—螺栓预紧力的模拟、螺栓接触面的模拟以及螺栓实体有限元模拟的建模方法的研究,系统地阐述了基于ANSYS的7种类型的齿轮箱结合面螺栓有限元建模方法,利用ANSYS软件对其中4种典型的螺栓有限元建模方式进行了静力分析和模态分析,分析比较了不同建模方法在静力学和动力学方面的结果差异。研究结果表明,在仿真效率和仿真精度方面,耦合螺栓模型是一种更为合适的建模方法,但在实际应用中采用实体螺栓有限元模型模拟实际结构中的螺栓时,能够更好的反应实际工作中螺栓连接结构的应力变化,是各种建模方法中的优选方案。

关键词: 结合面; 螺栓; 有限元; SNSYS

中图分类号: TH122;TH131.3 **文献标志码:** A

文章编号: 1001-4551(2014)06-0734-06

Research on finite element modeling of gearbox bolted joint surface

LI Zhi-zhong, ZHAO Zhen-yu

(Hangzhou Advance Gearbox Group Limited by Share Ltd., Hangzhou 311203, China)

Abstract: Aiming at how to effectively use ANSYS software to carry out FEM analysis of gearbox bolt connections in practical engineering applications, the difficulty and key points in fields of simulation of bolt pre-tightening force, bolt contacting faces and finite elements of physical bolts were studied, seven typical methods of building FE model for gearbox bolt connections based on ANSYS were illustrated systematically, of which 4 kinds of typical FE model, static analysis and modal analysis were researched by using ANSYS, the differential results between static and dynamic aspects of different modeling methods were summarized. The results indicate that, the coupling bolt model is a more appropriate modeling method in a view of simulation efficiency and accuracy, but in practical structure, applying FE model of physical bolts to simulate bolts is an effective modeling way for gearbox bolt connections, which can better reflecting stress change in bolted mechanism during practical works, can be considered the preferred scheme in various modeling methods.

Key words: combined surface; bolt; finite element; SNSYS

0 引 言

齿轮箱乃至各类机械,都是由各种零件按照一定的要求装配起来的。通常称零部件之间相互接触的部分为“机械结合面”。从两结合零部件的相对运动形式来看,结合面可分为3类:固定结合面、半固定结合面和可动结合面。在齿轮箱上,固定结合面是最常见的结合面,而螺栓连接结合面最为典型。

在实际分析问题中,螺栓结合面的模拟主要有3个方面的难点,一个是螺栓预紧力的模拟,螺栓杆与连接件之间、螺母与连接件之间等相关接触面的模拟以及螺栓实体的模拟。本研究从以上几个方面展开对螺栓固定结合面的有限元建模方法进行研究,并对其中几种较为典型的螺栓建模方式进行有限元仿真和结果的对比,在此基础上确定齿轮箱箱体在有限元模态分析中螺栓固定结合面的处理方式。

收稿日期: 2014-01-13

作者简介: 李志忠(1969-),男,安徽六安人,高级工程师,主要从事船舶传动装置方面的研究。E-mail: lezizi_cn@aliyun.com

1 螺栓预紧力的模拟

绝大多数的螺纹连接在装配时都必须拧紧,使联接在承受工作载荷之前,预先受到力的作用^[1]。这个预加作用力称为预紧力。预紧的目的在于增强联接的可靠性和紧密性,防止受载后被连接件间出现缝隙或相对滑移,但是如何对其进行准确地模拟,目前虽然提出了不少的方法,但和实际相比还有一定的差距^[2-3]。

1.1 螺栓预紧力的计算

预紧力 Q_p 的数值应根据载荷性质、连接刚度等条件确定^[4]。在使用中所施加的预紧力是由旋紧螺帽所施加的扭矩 T 给出, T 可以使用测力扳手在旋紧螺帽时测出。拧紧力矩 T 等于螺旋副间的摩擦阻力矩 T_1 和螺母环形端面与被连接件(或垫圈)支承面间的摩擦阻力矩 T_2 之和,即:

$$T = T_1 + T_2 \quad (1)$$

螺旋副间的摩擦力矩为:

$$T_1 = Q_p \frac{d_2}{2} \tan(\psi + \varphi_v) \quad (2)$$

螺母与支承面间的摩擦力矩为:

$$T_2 = \frac{1}{3} f_c Q_p \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \quad (3)$$

将公式(2,3)代入式(1)得:

$$T = \frac{1}{2} Q_p \left[d_2 \tan(\psi + \varphi_v) + \frac{2}{3} f_c \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \right] \quad (4)$$

式中: Q_p —预紧力, d_2 —螺纹中径, ψ —螺纹中径升角, φ_v —当量摩擦角, f_c —螺母与被连接件支承面之间的摩擦系数, D_0 —螺母环形支承面的外径, d_0 —螺栓孔直径。

对于 M10~M64 粗牙普通螺纹的钢制螺栓,螺纹升角 $\psi = 1^\circ 42' \sim 3^\circ 2'$; 螺纹中径 $d_2 \approx 0.9d$; 螺旋副的当量摩擦角 $\varphi_v = \arctan 1.155f$ (f 为摩擦系数,无润滑时 $f = 0.1 \sim 0.2$); 螺栓孔直径 $d_0 \approx 1.1d$; 螺母环形支承面的外径 $D_0 \approx 1.5d$; 螺母与支承面间的摩擦系数 $f_c = 0.15$ 。将上述参数代入式(4)整理后可得:

$$T \approx 0.2 Q_p d \quad (5)$$

因此螺栓预紧力为:

$$Q_p \approx \frac{T}{0.2d} \quad (6)$$

1.2 螺栓预紧力的模拟

在预紧力作用下,螺栓处于受拉状态,而被连接件则处于受压状态。对于含有螺栓连接的实际结构中,如何将其施加在模型上,才能够较好地模拟螺栓受力情况并得到正确的分析结果,通常采用以下几种方法来模拟螺栓预紧力的加载:

(1) 利用预紧力单元法模拟螺栓预紧力。ANSYS 提供了预紧力单元 PRETS179 和 PTSMESS 预拉伸分网操作来模拟螺栓的预紧力。该方法利用 3-D 实体结构描述连接件,预紧力单元 PRETS179 在螺杆模型连接处模拟一个预拉伸截面。在连接件上施加预紧力单元的最简便的方法是利用 PTSMESS 命令定义预紧力截面,并产生预紧力单元。预应力单元只能在静力分析中使用,而且不能传递剪应力,螺栓杆也不能够承受弯矩,也不能模拟显示螺杆和孔壁的摩擦接触行为。

(2) 利用降温法模拟螺栓预紧力。温度降低将引起物体收缩变形,结构的变形受到约束,就会产生内部拉力。可以采用降温法来模拟螺栓预紧力状况。其基本思想是:把初载荷换算成对应的温度载荷加载在螺栓杆上。

假定螺栓最初安装的连接件上不产生预紧力,当螺栓上作用有负的温度载荷(假定初始温度为 0),其他构件温度不变,这时螺栓必然收缩,螺栓必然受到一个拉力阻止其自由收缩,而被连接件则受到压力作用。通过换算使温度载荷等效于螺栓上施加的初载荷,便可以模拟预紧力。假定螺栓材料的膨胀系数为 α ,螺栓杆的初载荷 Q_p ,并计算初载荷下螺栓的初变形为:

$$\Delta l_1 = \frac{Q_p}{c_b} = \frac{Q_p l}{EA} \quad (7)$$

被连接件的变形为:

$$\Delta l_2 = \frac{Q_p}{c_m} \quad (8)$$

式中: c_b —螺栓刚度, c_m —被连接件刚度。

对处于不受力状态的螺栓连接施加预紧力矩,通过螺帽与螺栓杆之间的相对运动(旋紧),螺杆不断伸长,螺孔周围的连接板不断被压缩。螺杆中受到的拉力与连接板中受到的压缩合力通过螺帽处于平衡状态,并且随预紧力矩的增大而增大。

螺栓杆和被连接件变形总和为:

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 \quad (9)$$

令:

$$\alpha \cdot \Delta T \cdot l = \Delta l \quad (10)$$

式中: ΔT —相对于初始温度时的螺栓上作用的温度载荷。

即:

$$\Delta T = T_0 - T_1 \quad (11)$$

式中: T_1 —螺栓的载荷。

则:

$$T_1 = T_0 - \frac{\Delta l}{\alpha \cdot l} \quad (12)$$

初始温度选取不影响计算结果,令 $T_0=0$,则:

$$T_1 = -\frac{\Delta l}{\alpha \cdot l} \quad (13)$$

把初始载荷换算成温度载荷,加载到螺栓杆上。

(3) 采用渗透接触法模拟螺栓预紧力。通过 ANSYS 提供的接触副可以模拟螺栓的预紧力。首先,在建螺栓杆时减去施加预紧力矩之后螺杆和被连接件的变形总和;然后,建立接触对,螺杆受到了拉力,被连接件受到压力作用,即可模拟出螺栓的预紧力作用。

该方法首先要根据公式(7~9)计算出螺杆在预紧力的作用下的变形量以及被连接件的变形量之和 Δl ,在建模时直接在螺杆上减去这部分变形量,因此螺杆长度 l_g 为:

$$l_g = l - \Delta l \quad (14)$$

(4) 等效应变法。通过对结构约束和定义实常数的方法,使结构产生与预应力相当的应变,从而达到间接施加预应力的目的。这种方法需要建立单元来模拟螺栓杆,在实常数中对参数进行定义,得到施加预应力的目的。

(5) 直接施加载荷法。这种方法在螺栓和螺杆上分别施加大小相等、方向相反的面载荷或者多个集中力,使整个螺栓作用在连接板上的合力和弯矩为零。在建立的有限元模型中,螺杆和螺帽不能绑定在一起,需要通过耦合方程等方法使螺栓杆和螺帽上的节点在沿螺栓杆轴线方向上的位移自由度相互独立,保证连接件获得来自螺栓的压力。螺杆可以承受弯矩和剪力的作用,同时可以很好地模拟孔壁和螺栓杆的摩擦接触行为。

2 螺栓接触面的模拟

接触问题是一种高度非线性行为,需要很大的计算资源,为了获得较为精确的计算结果,理解问题的特性和建立合理的模型非常重要。接触问题的两大难点是:求解前不知道接触区域的状态变化,在接触问题计算过程中需要考虑摩擦模型,使计算变得较难收敛。

2.1 接触单元的选择

接触问题基本上可以分为两类:刚体—柔体的接触;柔体—柔体的接触。ANSYS 支持3种接触方式:点一点、点一面和面一面接触方式,每种接触方式都有特定的接触单元^[5]。

(1) 点一点接触单元。点一点接触单元主要用于模拟点一点的接触行为,采用这种单元模拟时需要预先知道确切的接触位置,这类接触问题只能适用于接

触面间有较小滑动的情况。

(2) 点一面接触单元。通过一组节点来定义接触面,生成多个单元,那么就可以通过点一面接触单元来模拟面一面接触问题,使用这种单元时,不需要预先知道确切的接触位置,接触面之间也不需要保持一致的网格,并且允许有大的变形和大的相对滑动。

(3) 面一面接触单元。这是最普遍使用的单元,也和现实最贴近,这种单元支持低阶和高阶单元,支持有大滑动和摩擦的大变形,能够为工程分析提供更好的接触分析结果,而且没有刚体表面形状的限制,刚体表面的光滑性不是必须的,允许自然的活网格离散引起的表面不连续。

2.2 接触面的接触类型选择

在 ANSYS Workbench 中,两个结合面之间的接触类型通常分为以下5种:

(1) Bonded(绑定)。这是 AWE 中关于接触的默认设置。如果接触区域被设置为绑定,不允许面或线间有相对滑动或分离。

(2) No Separation(不分离)。这种接触方式和绑定类似,它只适用于面,不允许接触区域的面分离,但是沿着接触面可以有小的无摩擦滑动。

(3) Frictionless(无摩擦)。这种接触类型代表单边接触,即:如果出现分离,则法向压力为零,只适用于面接触。因此,根据不同的载荷,模型间可以出现间隙,它采用非线性求解,因为在载荷施加过程中接触面积可能会发生改变。

(4) Rough(粗糙的)。这种接触方式和无摩擦类似,但表现为完全的摩擦接触,即没有相对滑动,只适用于面接触。默认情况下,不自动消除间隙,这种情况相当于接触体间的摩擦系数为无穷大。

(5) Frictional(有摩擦)。这种情况下,在发生相对滑动前,两接触面可以通过接触区域传递一定数量的剪应力,有点像胶水。模型在滑动发生前定义一个等效的剪应力,作为接触压力的一部分,一旦剪应力超过该值,两面将发生相对滑动。

3 螺栓实体的有限元建模

参考现有的研究文献[6-7],在有限元分析中常采用以下7种方式模拟螺栓结构,螺栓的有限元模型如图1所示。

(1) 无螺栓模拟如图1(a)所示。在分析过程中,忽略螺栓实体对结构的影响,所以在有限元分析过程中将不会产生螺栓的有限元模型,而将预紧力作为压力载荷施加到垫圈表面。这种方法只能够应用于不需

要考虑螺栓刚度以及连接件间不会出现分离的场合。

(2) 用耦合螺栓模拟如图1(b)所示。用耦合方法对螺栓进行模拟时,采用线单元来模拟螺杆,而模拟螺栓头和螺母的线单元/梁单元通过节点耦合方式与螺杆的线单元/梁单元相连接。

(3) 用刚体单元螺栓模拟如图1(c)所示。用刚体单元螺栓进行模拟时,采用线单元来模拟螺杆,同时用刚体单元来模拟螺栓头和螺母。

(4) 采用蜘蛛网螺栓模拟如图1(d)所示。蜘蛛网螺栓采用线单元或三维梁单元对螺栓头、螺杆和螺母进行模拟。螺栓头和螺母采用一系列的线单元/梁单元模拟,这些线单元/梁单元就像蜘蛛网一样和单元

实体节点进行耦合。

(5) 用混合螺栓模拟如图1(e)所示。采用混合型螺栓模拟时,螺栓头和螺母采用实体单元模拟,螺杆采用线单元模拟;线单元与实体在轴线方向上通过节点耦合的方式相连接。在混合型螺栓模拟中,螺栓头和螺母采用实体单元模拟的主要目的是为了考虑螺栓热载荷和弯曲载荷的影响。

(6) 用实体模型模拟如图1(f)所示。采用实体模型模拟螺栓是最贴近现实的仿真方法。螺栓实体采用ANSYS中的三维实体单元Solid45来划分网格,实体单元Solid45包含8个节点,每个节点包含3个自由度。

(7) 采用弹簧单元模拟螺栓结合部等效动力学模型如图1(g)所示。每一个螺栓联接处简化为3个方向线性弹簧—阻尼单元, I_1, I_2, I_3, I_4 就是对应的4个联接点。

本研究通过计算外力对结合部压力的大小以求得结合部接触面上的比压,然后根据结合部接触面上的比压大小及其他结合条件,从通用数据中查出结合部在垂直和剪切方向上单位接触面积的等效弹簧刚度和等效阻尼系数,最后在每个结合点所代替的面积上进行积分,求得该结合点在各个方向上的等效弹簧刚度和等效阻尼系数。

4 典型螺栓建模的仿真与对比

为了确定螺栓有限元模型对实际情况模拟的精确度,本节对其中几种较为典型的螺栓有限元模型进行有限元的静力分析和模态分析。

4.1 螺栓有限元的静力分析

为了更好地比较螺栓不同的有限元建模方式在外载荷作用下静力分析结果的差别,首先建立分析所用的几何模型,其中螺栓分别采用3种不同的有限元模型模拟,即实体螺栓模型、耦合螺栓模型、蜘蛛网型螺栓模型,含螺栓结构的几何模型由上、下两块连接板以及螺栓构成,连接板的宽度为25 mm,高度为8.5 mm,长度为100 mm,螺栓的型号为M6号螺栓,材料为铸铁,假设受到的外力 $F=20$ N,为了使结果更有代表性,本研究考虑3种不同载荷条件下对螺栓有限元模型进行静力分析如图2所示。

为了获得螺栓连接结构的等效应力变化规律,本研究在螺栓连接结构的上连接板和连接板之间的接触面上分别设置测点,测点的分布如图3所示。

通过有限元分析^[8-9],可获得上连接板在3种不同载荷条件下沿上连接板长轴方向不同测点处的等效应力值,等效应力变化情况如图4所示。从图4中可

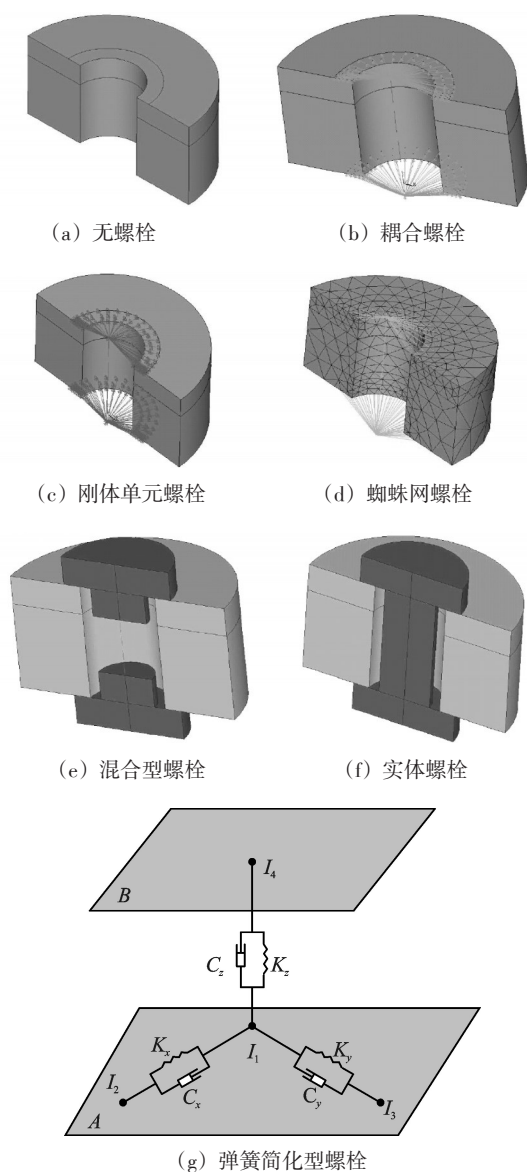


图1 螺栓的有限元模型

I_1, I_2, I_3 —结构A结合部接触面上对应位置的节点; I_4 —结构B结合部接触面上相应位置的节点; K_x, K_y, K_z —3个方向线性弹簧—阻尼单元的空间联接刚度; C_x, C_y, C_z —3个方向线性弹簧—阻尼单元的空间联接阻尼

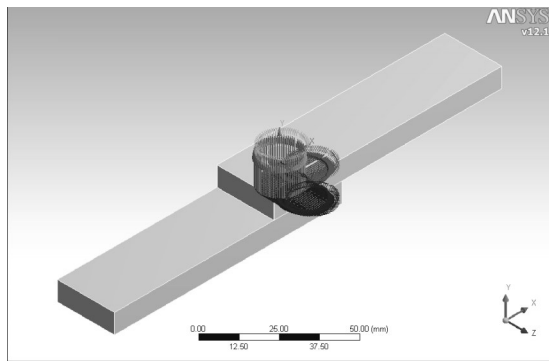
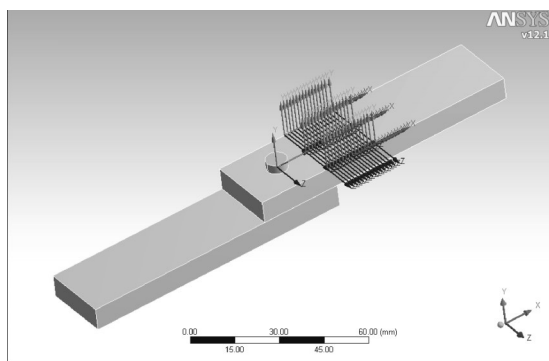
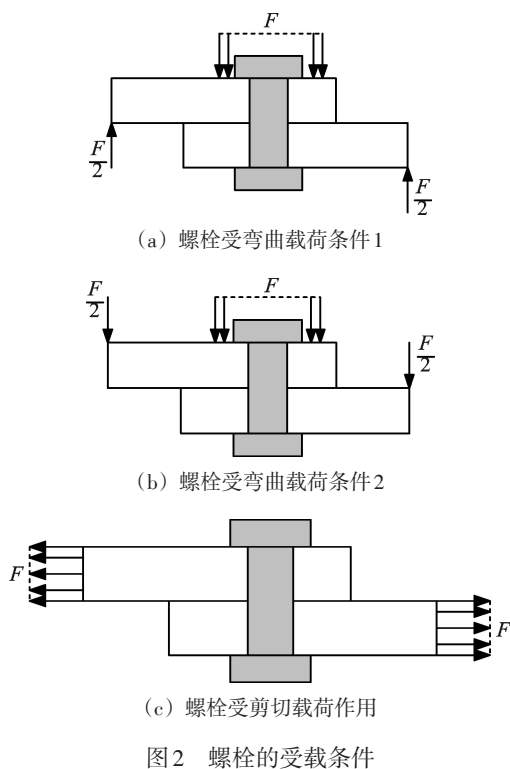


图3 测点的分布

可以看出,距离螺栓孔的距离越近,螺栓实体建模方式之间的等效应力结果差距就越大。

从图4中的结果可知,有必要对各种螺栓有限元模型在距离螺栓孔近距离的地方作进一步的研究分析,以确定各种螺栓有限元模型对结果的影响,所

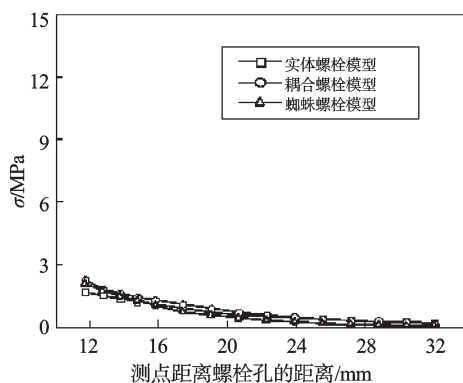
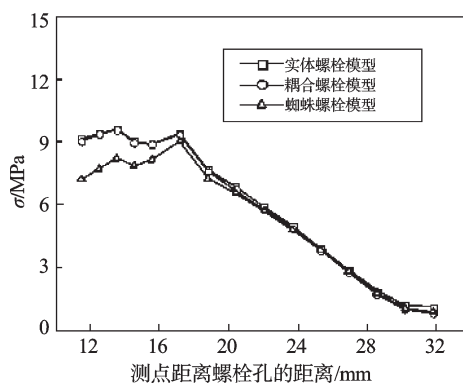
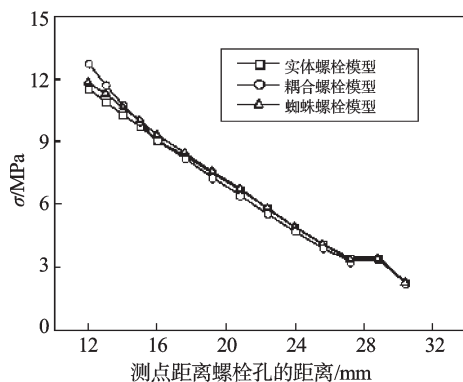


图4 不同载荷下等效应力的变化

以本研究在上、下两连接板中的接触面上距离螺栓孔相同的距离建立72个测点,将得到的等效应力值用Matlab画出结果,等效应力变化情况如图5所示。

从图5中可以明显的看出,由于螺栓简化方式的不同,靠近螺栓孔附近的仿真结果相差较大。在受到弯曲载荷条件作用下,由于螺栓头和螺杆的变形,产生的不同局部等效应力如图5(a)、5(b)所示。而在剪切载荷作用下,不同螺栓简化模型产生的仿真结果差距更大,这是由于在这种载荷作用下,摩擦力起主导作用^[10-11]。

4.2 螺栓有限元的模态分析

为了确定螺栓有限元模型在动力学分析中的差

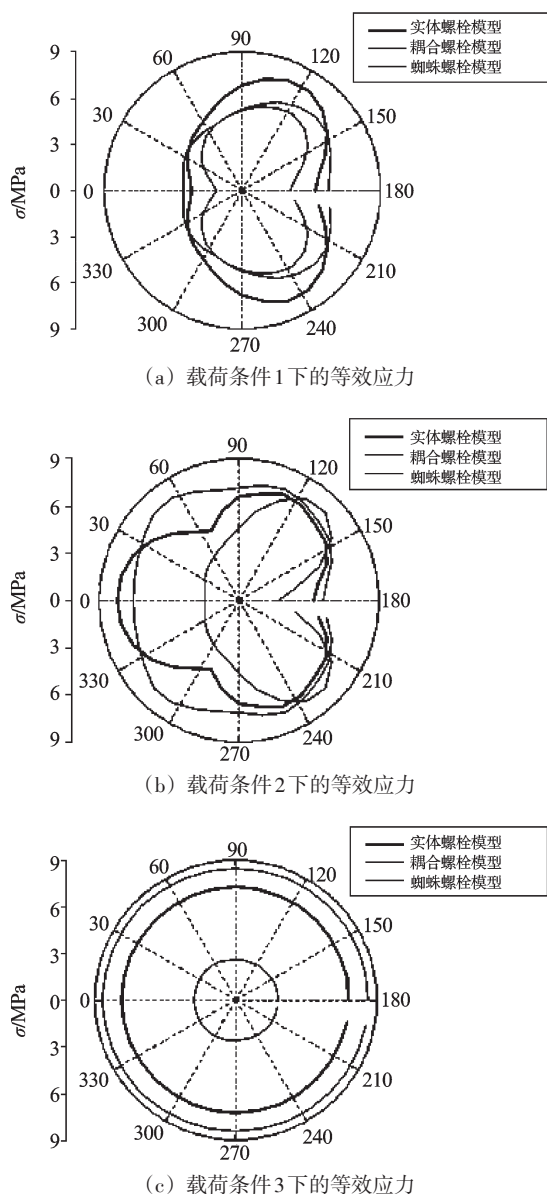


图5 在不同载荷条件作用下螺栓头的等效应力变化

别,本研究建立了4种典型螺栓模型的有限元模型,接触面采用第2章中表述的方式处理,并考虑螺栓预紧力的作用,根据THK的产品技术资料^[12],螺栓的预紧力为9.21 N·cm,对螺栓结构进行预应力模态分析,且4种典型螺栓模型的模态分析结果如表1所示。

从表1中可以看出,4种典型螺栓有限元模型的固有频率结果相差不大,在综合考虑仿真效率和仿真精度的基础上,耦合螺栓模型是一种更为合适的建模方法。但在对螺栓进行精确建模时,从以往的研究成果可知,采用实体螺栓有限元模型模拟实际结构中的螺栓时,能够更好地模拟实际工作中螺栓

表1 4种典型螺栓有限元模型的前五阶固有频率(单位:Hz)

模型分类	1	2	3	4	5
实体螺栓模型	116.4	304	416	632	975
耦合螺栓模型	118	304	421	641	977
蜘蛛网螺栓模型	116	304	415	630	978
无实体螺栓模型	113.8	303	409	608	978

连接结构的应力变化。

5 结束语

本研究从螺栓预紧力的模拟、螺栓接触面的模拟以及螺栓实体的有限元模拟方法等方面,分析和归纳了齿轮箱结合面螺栓有限元建模的几种方法,对典型螺栓有限元建模方式进行了静力分析和模态分析。研究表明,当采用实体螺栓有限元模型模拟实际结构中的螺栓时,能够更好的模拟实际工作中螺栓连接结构的应力变化,为齿轮箱螺栓结合面有限元建模的有效方法。

参考文献(References):

- [1] 冷 骏. 螺栓预紧力的加载方法研究[J]. 机电设备, 2013(2):32-35.
- [2] 李会勋,胡迎春,张建中. 利用ANSYS模拟螺栓预紧力的研究[J]. 山东科技大学学报,2006(1):57-59.
- [3] 王春寒. 在ANSYS软件中高强螺栓预紧力的施加方法[J],四川建筑,2006(1):140-141.
- [4] 成大先. 机械设计手册[M]. 4版. 北京:化学工业出版社, 2002.
- [5] ANSYS, Inc.. ANSYS help Release 12.1. [EB]. ANSYS, Inc., 2010.
- [6] MONTGOMERY J. Methods for Modeling Bolts in the Bolted Joint[C]. 2002 ANSYS World Users Conference, 2002: 2-15.
- [7] MONTGOMERY J. Modeling Multi-Bolted Systems [C]. 2004 ANSYS World Users Conference, 2004:3-10.
- [8] 郁大照,陈跃良,张 勇,等. 螺栓搭接件的载荷传递特性试验及三维有限元分析[J]. 中国机械工程, 2010, 21(19):2273-2277.
- [9] 王红志,周保君,刘 铁. 基于ANSYS的三维螺栓联接静强度分析[J]. 机电工程技术, 2012, 41(10):136-140.
- [10] 夏卫明,郑 翔,杨晓俊. 基于ANSYS的盲孔螺栓联接的有限元仿真[J]. 机械设计与制造, 2009(7):42-44.
- [11] 何 冰. 一种电子设备螺纹连接的方法研究[J]. 机械, 2013, 40(7):71-74.
- [12] THK. THK产品技术参数说明书[Z]. THK, 2010.

[编辑:张 翔]

本文引用格式:

李志忠,赵振宇. 齿轮箱螺栓结合面的有限元建模研究[J]. 机电工程, 2014, 31(6):734-739.

LI Zhi-zhong, ZHAO Zhen-yu. Research on finite element modeling of gearbox bolted joint surface[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2014, 31(6):734-739.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>