

螺旋线螺纹模型的有限元分析

李坚成, 陈振雷*, 廖俊雄, 石 凡

(宁波大学 海运学院, 浙江 宁波 315211)

摘要: 针对精细化模型与 Abaqus 摩擦模型所存在问题, 提出一种基于螺纹几何特征的螺旋线螺纹模型, 采用脚本语言实现了螺旋线螺纹模型生成自动化, 并应用到某发动机机体主轴承盖螺栓螺孔的强度分析. 分析结果表明, 仿真计算得到的螺栓及机体螺孔处的应力很好地表征了螺栓连接结构螺纹处的实际应力分布, 与螺纹精细模型相近, 比 Abaqus 摩擦模型精度更高, 且计算方便、实用、高效, 验证了本文方法的准确、可行.

关键词: 发动机; 主轴承盖螺栓; 螺旋线螺纹; 有限元; 强度分析

中图分类号: TK422

文献标志码: A

文章编号: 1001-5132 (2018) 06-0049-06

螺栓连接是工程结构中最常用的紧固方式之一, 作为连接件, 螺栓螺孔的强度关系着包括被连接件在内整个结构的安全性及可靠性^[1-2]. 关于螺栓螺孔连接的强度评估问题, 有限元方法(FEM)被认为是最有效的数值计算方法之一, 它可以较精确地计算螺栓连接结构螺纹处的应力集中, 得到比较详细的螺纹处的应力分布^[3]. 目前利用有限元方法来对螺栓连接结构进行分析的研究很多, 但是对于不同的有限元模型, 所得到分析结果的精度以及计算成本都是不一样的. Butterworth^[4]采用梁单元模型对螺栓的连接结构进行有限元分析, 虽然在整体上表征了一定的应力分布, 但模型忽略了螺栓连接处的螺纹, 从而无法反映螺纹连接处的真实应力分布. 石秀勇等^[5]利用三维轴对称模型进行螺栓连接结构的应力分析, 得到了相对满意的结果, 但是轴对称假设在工程应用中有一定局限性, 同时该文虽然考虑了螺纹的影响, 但忽略了螺纹升角对结果的影响. 螺栓的精细化螺纹模型是准确预测螺栓连接结构螺纹处三维应力分布的有效方法, 但存在的问题是建模及网格生成较困难、计算收敛困难、成本高^[6-8]. Abaqus 摩擦模型是为了简化前处理、提高计算效率所创建的不带螺纹的圆筒螺栓模型, 其需要在 Abaqus 的接触定义

中设置跟实际螺纹形状有关联的参数, 如牙角、螺距、螺栓小径等, 以模拟真实的螺栓连接接触状况, 得到相对精确的结果, 提高分析效率. 但其无法体现螺旋线的应力分布特点, 模型的计算精度还有待提高^[9].

针对前面模型所存在的不足之处, 本文提出了一种用于有限元分析的基于螺纹几何特征的螺旋线螺纹模型. 在仿真模型中兼顾计算效率与精度, 根据螺纹和螺孔接触总是在螺纹正法线方向的特点, 建立合理有效的螺纹接触优化算法. 基于螺纹螺旋线形状的特点, 运用 Hypermesh 脚本语言, 完成螺栓及螺孔的螺纹网格自动生成, 提高效率与网格质量, 减少人工前处理时间, 在保证计算准确的同时, 有效地提高了计算效率. 并且, 笔者成功地将上述方法应用到某发动机机体主轴承盖螺栓螺孔应力分析问题, 分析结果有效地表征了螺栓连接结构螺纹处的应力分布, 说明本文螺旋线螺纹模型的准确、有效, 为紧固件有限元分析提供一种可靠有效的方法.

1 螺旋线螺纹模型

1.1 螺旋线螺纹理论

紧固件螺栓螺孔应力分析问题受几何结构、应

收稿日期: 2017-10-31.

宁波大学学报(理工版)网址: <http://journalg.nbu.edu.cn/>

基金项目: 宁波大学人才工程项目(理)(421700090); 宁波大学2017年度研究生科研创新基金资助项目(G17100).

第一作者: 李坚成(1993-), 男, 浙江绍兴人, 在读硕士研究生, 主要研究方向: 结构物强度与疲劳仿真分析. E-mail: 2313013927@qq.com

*通信作者: 陈振雷(1963-), 男, 浙江宁波人, 博士/教授, 主要研究方向: 高端制造的仿真分析与试验测试. E-mail: chenchenlei@nbu.edu.cn

力集中、接触和材料等强非线性问题困扰,按常用模拟螺纹精细几何形状的方法,难以得到满意的解决办法。为兼顾计算效率与精度,我们采用简略螺纹细小几何特征,抓住螺栓与螺孔的相互作用按两者咬合面螺纹正法线方向摩擦接触这个主要因素,建立如下螺旋线螺纹优化接触算法。

图 1 为紧固件螺栓与螺孔在螺纹咬合面主法线上接触示意图。其中螺栓与螺孔在咬合面上的相互作用属于摩擦接触问题,图 1 中 N 为其接触正法线方向,接触摩擦切线方向则在咬合面滑移或有滑移趋势的方向上。

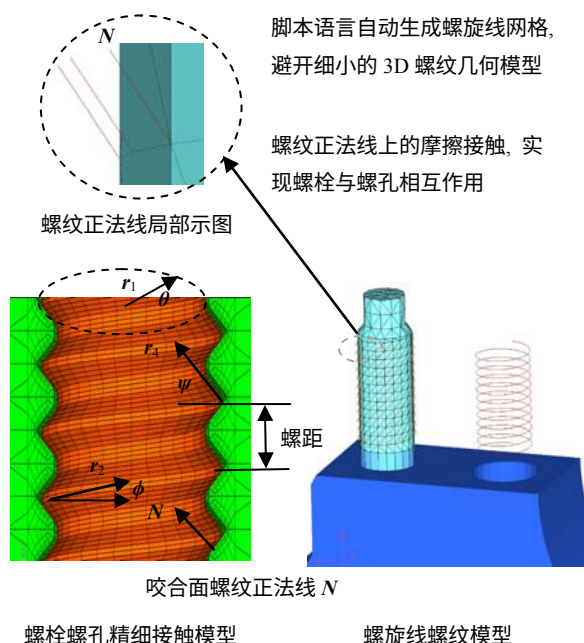


图 1 兼顾效率与精度的螺纹接触优化算法图示

经过复杂的矢量推导得到如下螺纹摩擦面主法线方向公式:

$$N = (\cos \theta \sin \psi + \sin \theta \cos \psi \sin \phi) \mathbf{i} + (\sin \theta \sin \psi - \cos \theta \cos \psi \sin \phi) \mathbf{j} + (\cos \phi \cos \psi) \mathbf{k},$$

式中, 3 个角度分别为 N 所在点位置角 θ (决定 r_1 矢量), 螺栓螺纹倾角 ϕ (决定 r_2 矢量) 及螺孔斜角 ψ (决定 r_4 矢量)。

图 2 为典型的发动机机体片状 CAE 模型及由 Hypermesh 脚本语言自动生成的螺旋线螺栓模型, 可用以求解螺栓螺孔的结构应力。

为兼顾计算效率与精度, 本文采用螺旋线圆筒螺栓与圆筒螺孔代替复杂的实际螺栓, 但考虑

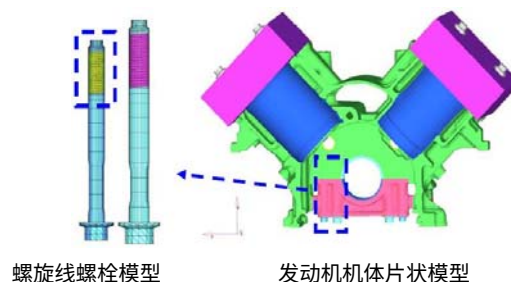


图 2 发动机机体螺纹接触优化算法 CAE 模型

实际螺栓与螺孔如上式所示在螺纹正法线 N 方向上的摩擦接触。这种近似处理抓住了相互作用的主要特征, 简化了螺纹复杂而细小的几何界面, 很好地实现了螺栓螺纹与螺孔接触面间力的传递。

1.2 螺旋线网格自动生成方法

螺栓螺纹与螺孔螺纹的咬合属于摩擦接触问题, 常规方法是利用精细化螺纹模型进行螺栓螺纹与螺孔的摩擦接触分析, 但所带来的建模、网格划分及计算成本都太高, 比如基于螺纹复杂的三维几何特征, 而且人工完成的网格效率及精度都无法令人满意。

根据上述螺栓和螺孔接触简化方法, 利用 Hypermesh 脚本语言生成圆筒式螺旋线螺纹网格, 同时计算完成各接触点接触 N 方向, 为本文有限元螺纹模型计算提供螺栓螺纹与机体螺孔间的摩擦接触所需数据。这样自动完成了螺栓和螺孔网格及各接触点接触 N 方向的计算, 保证在计算相对准确的同时, 有效地提高计算效率。

在脚本语言实施中, 先完成螺栓的面网格, 然后再完成其 3D 网格, 同时也完成了各接触点接触 N 方向的计算。基于材料及工艺的特点, 紧固件系统往往在螺孔上出现开裂, 因此螺孔的网格质量更为重要。据此, 仍然采用 Hypermesh 脚本语言, 完成螺孔等厚度 OFF-SET 3D 网格。图 3 即为确保等厚度的某螺孔 3D 网格剖面图。

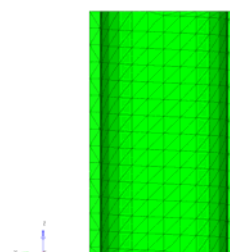


图 3 圆筒螺孔等厚度 OFF-SET 3D 网格

2 有限元分析

2.1 有限元网格模型

针对某发动机典型片状机体利用前处理软件 Hypermesh 进行网格划分, 主要划分网格部件包括该片状机体、主轴承盖、轴瓦、螺栓及缸盖。整个机体网格模型有 372 859 个单元和 657 476 个节点(图 4), 主要研究的 M15 主轴承盖螺栓及螺孔具有 10 100 个 C3D10M 的二阶四面体, 2 640 个 C3D15 的二阶五面体单元和 26 646 个节点(图 5)。

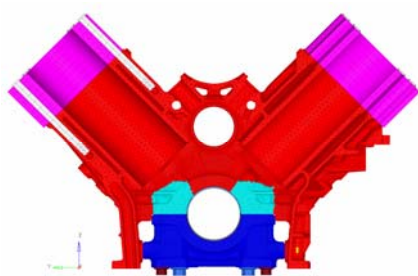


图 4 机体的有限元网格模型

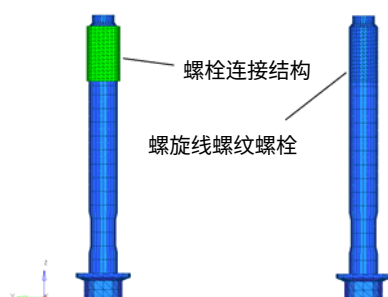


图 5 主轴承盖螺栓及螺孔的有限元网格模型

2.2 材料属性

主要分析的主轴承盖螺栓和机体螺孔的材料为 40Cr 和蠕墨铸铁, 其对应的各项机械性能参数见表 1。考虑到机体螺孔材料的塑性, 通过拉压试验分别得到材料在拉伸及压缩工况下的应力—应变曲线如图 6 所示。

表 1 材料的力学性能参数

材料	弹性模量/GPa	泊松比
40Cr	206.0	0.29
蠕墨铸铁	140.5	0.26

由于螺栓连接结构是在较高的温度环境下工作, 需承受热应力作用, 故其材料特性也受温度影响, 图 7 即为实验测试得到螺栓的热膨胀系数随温度变化曲线图。鉴于机体所用材料的热膨胀系数

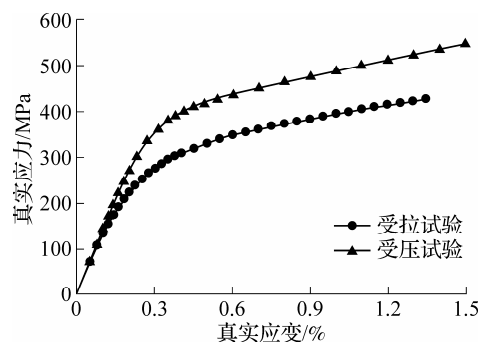


图 6 机体材料在拉压试验下的应力—应变曲线

受温度变化的影响不大, 假设为常数 $12.1 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ 。上述的材料数据可运用于机体螺栓连接结构的有限元分析。

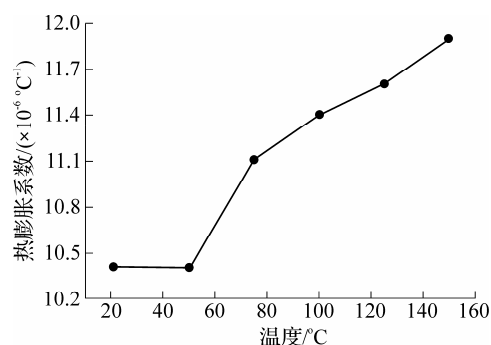


图 7 螺栓材料的热膨胀系数

2.3 载荷工况

在各个接触部件之间施加接触模拟, 其中本文所分析的 M15 螺栓与机体螺孔的接触采用干摩擦接触。根据螺栓与螺孔摩擦系数测试数据及有限元模型敏感性分析, 此处假设摩擦系数为 0.2。干摩擦接触分为 3 种情况, 除各自接触点上的平衡方程外, 还需要建立 3 个补充方程:

$\delta > 0$ 时(脱开):

$$F_N = 0, F_{ti} = 0 (i = 1, 2); \quad (1)$$

$\delta = 0, \Delta_{ti} = 0 (i = 1, 2)$ 时(接触不滑移):

$$\Delta_{ti} = 0 (i = 1, 2), \Delta_N = 0; \quad (2)$$

$\delta = 0, \Delta_{ti} \neq 0 (i = 1, 2)$ (接触滑移):

$$F_{ti} = \mu F_N (i = 1, 2), \Delta_N = 0. \quad (3)$$

式中, δ 为 2 个接触面的间隙量; F_N 为接触面间法向力; F_{ti} 为切向力, 其中 i 为 1 或 2 表示 2 个切线方向(下同); Δ_N 为法向相对位移; Δ_{ti} 为切向相对位移; μ 为摩擦系数。

采用有限元强度分析软件 Abaqus 计算分析机体在工作过程中的各个典型工况, 进而得到螺旋

线螺纹模型下螺孔周围的应力分布。所研究的工况按顺序为机体装配工况及高温工况, 装配工况主要包括机体各部件装配对应的过盈配合、螺栓预紧力等。螺栓预紧力包括主轴承盖螺栓 M15 的 142 kN 预紧力, M12 螺栓和侧螺栓承受的 88 kN 预紧力, 缸盖螺栓所承受的 94 kN 预紧力。本文利用预紧截面法来施加螺栓预紧力。考虑到机体大部分感兴趣区域被高温油膜覆盖, 故采用从 21 °C 增加到 120 °C 的变温载荷, 模拟分析机体在 120 °C 工作环境中的应力状态。

3 仿真结果与讨论

3.1 装配工况

由于机体模型各部件之间的初始过盈及螺栓预紧力的作用, 螺栓及螺孔在装配工况下产生装配应力。图 8 为 M15 螺栓螺纹及其对应的机体螺孔在装配工况下的应力分布。

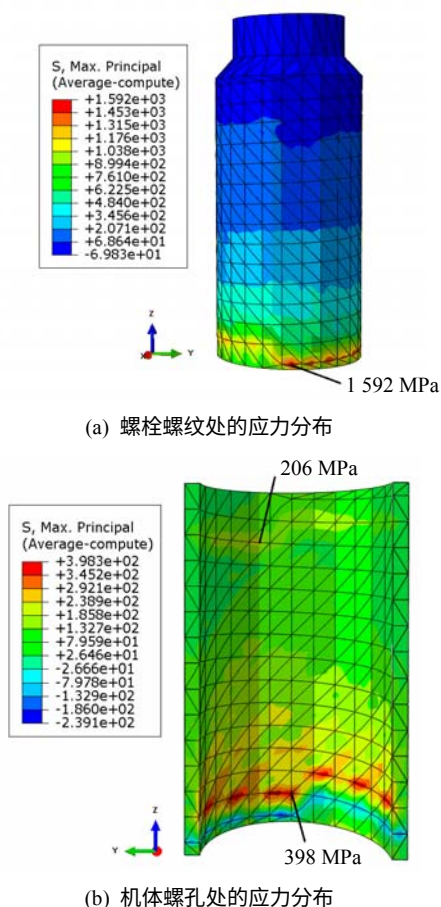


图 8 装配工况下螺栓螺纹及螺孔处的应力分布

由图 8 可见, 在装配工况下, 螺栓螺纹的高应

力区域主要集中在承载螺纹的前端^[10], 主要是由于第一环螺纹的出现而发生应力突变, 最大主应力值为 1592 MPa。在对应螺孔上, 最大主应力值沿螺孔轴向逐渐减小, 且出现 2 个高应力区域, 其中一个位于初始受载螺纹区域, 其最大主应力值为 398 MPa, 而另一个位于螺纹咬合尾部, 其最大主应力值为 206 MPa。

3.2 高温工况

发动机机体在高温环境下工作, 受到一组由 21 °C 增加到 120 °C 的变温载荷作用。图 9 为高温工况下 M15 螺栓螺纹及其对应机体螺孔的应力分布。由图可见, 在温度载荷作用下, 螺栓承载螺纹前段的最大主应力值为 1573 MPa。机体螺孔下部的最大主应力值为 389 MPa, 螺孔上部最大主应力值为 217 MPa。温度载荷下, 主轴承盖螺栓连接结构螺纹处的应力变化不大, 基本与装配工况下的分布规律保持一致。这些都说明温度对螺纹处应力的影响不大。

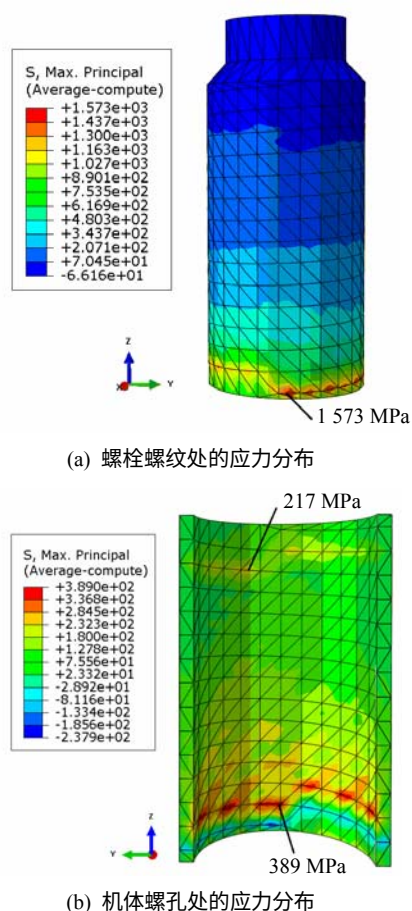


图 9 高温工况下螺栓螺纹及螺孔的应力分布

3.3 螺栓精细模型、Abaqus 摩擦模型及其比较

以下就本文螺旋线螺纹模型、螺栓精细模型及 Abaqus 摩擦模型进行效率与精度上的比较。

在图 4 整体模型上截取了包含 M15 螺栓及螺孔的精细子结构模型, 图 10 为该子结构的 M15 螺栓及其放大图, 该模型由 667 532 个 C3D10M 单元和 1 023 546 个节点的二阶四面体组成。

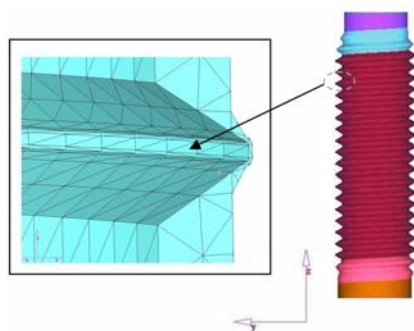


图 10 M15 螺栓子结构模型(螺栓部分)

在 Abaqus 软件上, 子结构各级荷载步的边界位移由对应图 4 的整体模型驱动。图 11 为至高温荷载步的 M15 螺栓精细模型的应力分布图。螺纹精细模型在高温工况下, 螺孔初始受载螺纹处的最大主应力为 401 MPa, 而螺孔最后啮合螺纹处的最大主应力为 225 MPa。与螺旋线螺纹模型对应位置相比差别分别为 2.9%和 3.5%。由此可见, 本文螺旋线螺纹模型仿真结果与螺栓精细模型相近, 较合理地反映了主轴承盖螺栓连接结构螺纹处的应力分布。

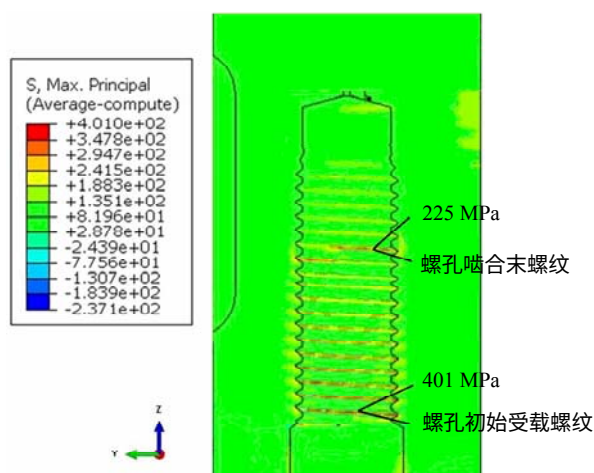


图 11 螺纹精细模型在高温工况下螺孔处的应力分布

图 12 为图 4 整体模型中采用 Abaqus 摩擦模型的 M15 螺栓网格图。该 M15 螺栓具有 1 761 个

C3D10M 的二阶四面体, 2 640 个 C3D15 的二阶五面体单元和 9 054 个节点。相比本文的螺旋线螺纹模型, Abaqus 摩擦模型在螺纹网格部分并未体现出螺纹的螺旋线特征。

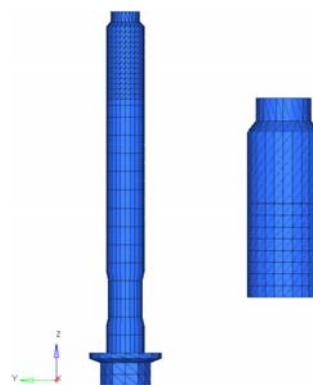


图 12 M15 螺栓 Abaqus 摩擦模型

图 13 为高温荷载步的 M15 螺栓 Abaqus 摩擦模型的应力分布图。螺纹 Abaqus 摩擦模型在高温工况下机体螺孔下部的最大主应力值为 461.5 MPa, 螺孔上部的最大主应力值为 231 MPa。与螺纹精细模型对应位置差别分别为 13.1%和 6.1%。虽然螺栓 Abaqus 摩擦模型在几何建模及网格划分等方面有一定的优势, 但由于其未能在网格上实现螺旋线形状, 因此其计算结果相对于精细模型和螺旋线模型还是有一定的差别, 而本文螺旋线螺纹模型相对于 Abaqus 摩擦模型在计算精度及应力沿螺旋线分布等方面具有较大的优势。

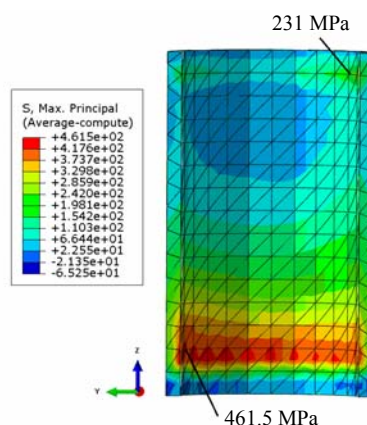


图 13 Abaqus 摩擦模型在高温工况下螺孔处的应力分布

计算所用工作站采用 48 核双处理器高性能工作站, 螺栓精细模型相对于螺旋线螺纹模型及 Abaqus 摩擦模型来说, 螺纹网格处理较困难, 前处理时间也相对更长, 且螺纹处也会产生大量的

细小网格, 网格总量大大增加, 计算收敛慢, 计算时间成倍增加. 而螺旋线螺纹模型和 Abaqus 摩擦模型都不需要处理复杂的螺纹几何, 网格生成难度大大降低, 计算成本也相对减少. 表 2 为上述 3 种方法的模型前处理人工与在 48 核工作站上的 CPU 时间比较.

表 2 3 种模型的前处理及计算的时间比值 h

模型类别	螺旋线 螺纹模型	螺栓精 细模型	Abaqus 摩擦模型
前处理人工 时间	32	160	34
48 核工作站 CPU 时间	6.5	240	6.5

4 结论

(1)导出了紧固系统的螺旋线螺纹模型, 采用脚本语言实现圆筒式螺旋线螺栓模型及各接触点的接触方向自动生成, 并应用到某发动机机体主轴承盖螺栓螺孔强度分析. 通过该发动机机体强度有限元分析, 并与螺纹精细模型及 Abaqus 摩擦模型结果相比较, 验证了本文方法的准确、可行.

(2)分析结果有效地表征了螺栓连接结构螺纹处的真实应力分布, 说明螺栓螺旋线螺纹模型的准确、高效, 为紧固件有限元分析提供一种可靠有效的方法.

参考文献:

- [1] 王宇, 李明. 发动机螺栓连接强度有限元分析[J]. 计算机辅助工程, 2013, 22(3):39-42
- [2] 赵欣, 李文波, 邓磊, 等. 某型汽车螺栓力学强度的有限元分析[J]. 计械设计与研究, 2009(1):73-75.
- [3] Toshimichi F, Masataka N, Yuuya M. Proposition of helical thread modeling with accurate geometry and finite element analysis[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2008, 130(1):135-140.
- [4] Butterworth J. Finite element analysis of structural steelwork beam to column bolted connection[EB/OL]. [2017-06-22]. <https://max.book118.com/html/2015/1108/28902399.shtml>.
- [5] 石秀勇, 李国祥, 胡玉平. 发动机飞轮螺栓的三维有限元计算分析[J]. 中国机械工程, 2006, 17(8):845-848
- [6] Reid J D, Hiser N R. Detailed modeling of bolted joints with slippage[J]. Finite Element in Analysis and Design, 2005, 17(9):547-562.
- [7] 尹益辉, 余绍蓉. 螺栓啮合螺纹段的轴力、等效应力分布及摩擦的影响分析[J]. 机械强度, 2006, 28(4):524-531.
- [8] 何平, 刘光复, 谷叶水. 基于三维精确建模法三维螺栓有限元分析[J]. 中国机械工程, 2012, 23(16):1991-1996.
- [9] ABAQUS. ABAQUS User's Manual, version 6.14[R]. 2014.
- [10] 林晓龙. 高强度螺栓的应力分析及结构疲劳强度优化[D]. 沈阳: 东北大学, 2012.

Finite element analysis of helical thread model

LI Jian-cheng, CHEN Zhen-lei*, LIAO Jun-xiong, SHI Fan

(Faculty of Maritime and Transportation, Ningbo University, Ningbo 315211, China)

Abstract: A helical thread model based on thread geometry characteristics is proposed to resolve the issues in the fine thread model and Abaqus frictional model. The mesh in the proposed model is generated automatically by a Hypermesh script. The helical thread model was applied to the main bearing cap bolt and the bolt hole of an engine bulkhead. The analytical results show that the stress at the bolt and the bolt hole of the block can well represent the actual stress distribution at the thread area, and it is similar to the results with the corresponding fine thread model. Compared to the fine thread model, the proposed approach is convenient, practical and efficient in engineering application. It is more accurate compared to that of Abaqus frictional model, which indicates that the presented method is accurate and feasible.

Key words: engine; main bearing cap bolt; helical thread; finite element; strength analysis

(责任编辑 章践立)