文章编号：1000-5773(2010)05-0321-05

高压下国产六面顶压机铰链梁和工作缸的应力分析*

张 聪，马红安，韩奇钢，李战厂，贾晓鹏

（吉林大学超硬材料国家重点实验室，吉林长春 130012）

摘要：运用有限元理论，基于 ANSYS 对国产六面顶压机的铰链梁、工作缸和销轴进行了接触分析。模型中首次引入销轴，约束销轴的运动，使凸耳处的载荷情况更接近实际工况，避免了对铰链梁和工作缸单独分析所进行的大量近似和简化。模拟结果表明：铰链梁上的 von Mises 应力峰值主要分布在凸耳内通孔处，最大应力值为 348.32 MPa；工作缸上的 von Mises 应力峰值主要分布在工作缸底部圆弧处，最大应力值为 242.87 MPa；应力峰值均低于许用应力(486.67 MPa)。模拟结果得到了大量高压实验的验证。

关键词：应力；六面顶压机；高压

中图分类号：O521.3；O521.11 **文献标识码**：A

1 引 言

人造金刚石等超硬材料通常需要在高温高压条件下合成，因此对静高压合成设备提出了很高的要求。目前，国内生产人造金刚石主要采用铰链式六面顶压机，其特点是操作方便、压力均衡、效率高。经过科研工作者多年的努力，六面顶压机在设计和生产方面已经取得了很大的发展。但扩大合成腔体、提高合成压力、减轻设备重量仍然是业内人士努力的方向[1-3]。

铰链梁和工作缸是六面顶压机主机的关键零件，其设计方法和生产成本直接影响压机的使用寿命和整体造价。目前，六面顶压机主要采用传统的设计方法，其计算精度低，耗费材料多，生产成本较高。而有限元方法计算精度高、设计周期短，能够提高材料的利用率，降低六面顶压机的设计成本。

秦东晨等人[4]通过把铰链梁和工作缸近似看作一个整体，将约束加在凸耳通孔的半个孔面上，对铰链梁进行了近似模拟分析。但在高压实验中，由于铰链梁和工作缸的形状不规则，导致工作缸传递到铰链梁上的载荷不均匀，因此各部分应力分布不均匀。此外，凸耳在变载荷的作用下持续发生变形，也将导致凸耳通孔处的应力分布不均匀。本研究将在模型中引入销轴，约束销轴的运动，使凸耳处的载荷情况更接近实际工况。对铰链梁和工作缸进行接触分析，避免了将铰链梁和工作缸作为一个整体分析时对边界条件和载荷进行的大量假设，使模拟过程更接近实际工况，为铰链梁和工作缸的优化设计提供有价值的理论依据，对改进六面顶压机具有重要的应用价值。

* **收稿日期**：2009-07-20；**修回日期**：2009-09-24

基金项目：国家自然科学基金(50572032，50731006，50801030)

作者简介：张 聪(1985－)，女，硕士研究生，主要从事高压技术的有限元理论计算研究.
E-mail：zhangcong777@yahoo.com.cn

通讯作者：贾晓鹏(1962－)，教授，博士生导师，主要从事材料高压合成研究. E-mail：jiaxp@jlu.edu.cn

2 理论模型

2.1 铰链梁、工作缸和销轴模型

基于 Pro/ENGINEER 软件[5]，对铰链梁、工作缸和销轴进行建模。为了确保模型被成功地导入 ANSYS，并顺利划分网格且不影响计算精度，对模型进行了如下简化：

(1) 忽略对整体计算结果影响甚微或产生不理想结果的细节特征，如螺栓孔、螺纹等；

(2) 考虑到铰链梁和工作缸具有几何对称性和载荷对称性，取其 1/4 模型进行分析，以减少计算时间[4]。

根据以上原则建立的铰链梁、工作缸及销轴的整体模型的装配图及其 1/4 有限元模型如图 1 所示。为了便于分析，在有限元模型中分别取铰链梁和工作缸上的一些节点作为分析路径，如图 2 所示。

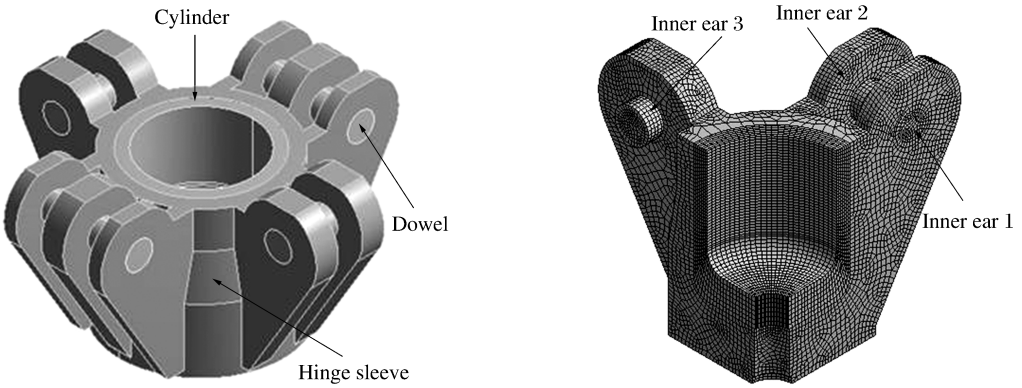


图 1 铰链梁、工作缸和销轴的理论模型

Fig. 1 Model of hinge sleeve, cylinder and dowel

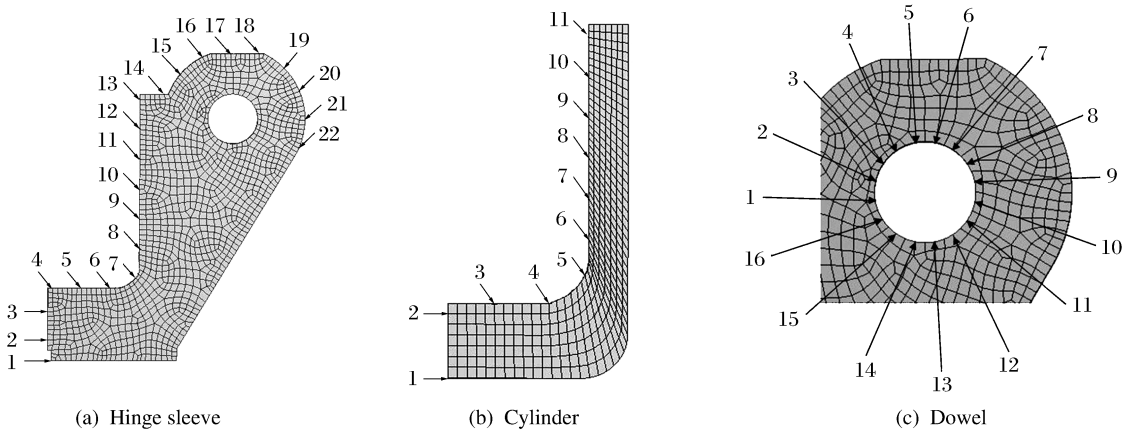


图 2 铰链梁、工作缸和凸耳处节点的分布图

Fig. 2 Distribution diagrams of the nodes in hinge sleeve, cylinder and dowel

2.2 材料参数

铰链梁和工作缸的材质具有以下特性：弹性模量 E 为 200 GPa，泊松比 μ 为 0.3，屈服强度 σ_s 为 730 MPa。取许用安全系数 $[n]=1.5$，则许用应力为 $[\sigma_{-1}]=\sigma_s/[n]=486.67$ MPa[6]。

2.3 边界约束与载荷

六面顶压机工作时，由进油孔充入油，产生的压力推动活塞在工作缸内前行。工作缸内的油压为 100 MPa，压力在密封以下的内壁上均匀分布，且油压通过工作缸对铰链梁底部作用[7]。由于铰链梁之

间采用圆柱销轴进行连接,圆柱销轴制约着铰链梁的运动,从而导致铰链梁的凸耳处产生变形。由于取用 1/4 模型,因此需要在模型对称面上施加对称约束。

3　计算结果与分析

3.1　位移分布

图 3(a)和图 3(b)分别为图 2 中铰链梁所选节点处的径向位移分布和轴向位移分布。从图 3(a)可以看出,由于铰链梁的内壁只有密封以下的部分受到油压的作用,并且铰链梁凸耳受到销轴的制约,因此其径向位移分布不均匀。由图 3(b)可知,铰链梁轴向最大相对位移出现在节点 4 附近,即出现在铰链梁的底部,且沿 z 轴反方向轴向位移被拉长。因此,经长期工作后,铰链梁底部会沿 z 轴反方向发生微凸。图 4(a)和图 4(b)分别为图 2 中工作缸所选节点处的径向位移分布和轴向位移分布。从图 4 可以看出:工作缸的位移分布趋势与铰链梁的位移分布趋势近似,即径向位移分布不均匀,工作缸底部会沿 z 轴反方向发生微凸。

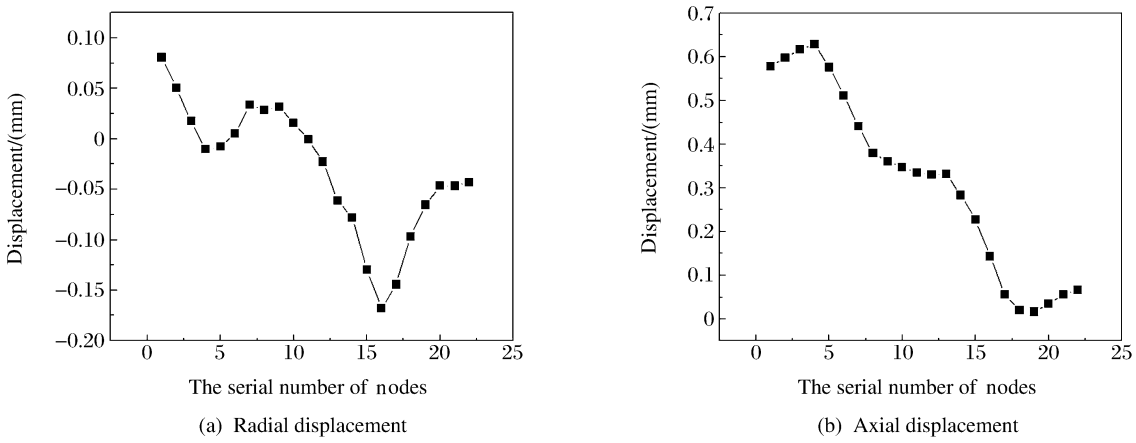


图 3　铰链梁的位移分布

Fig. 3　The contours of displacement for hinge sleeve

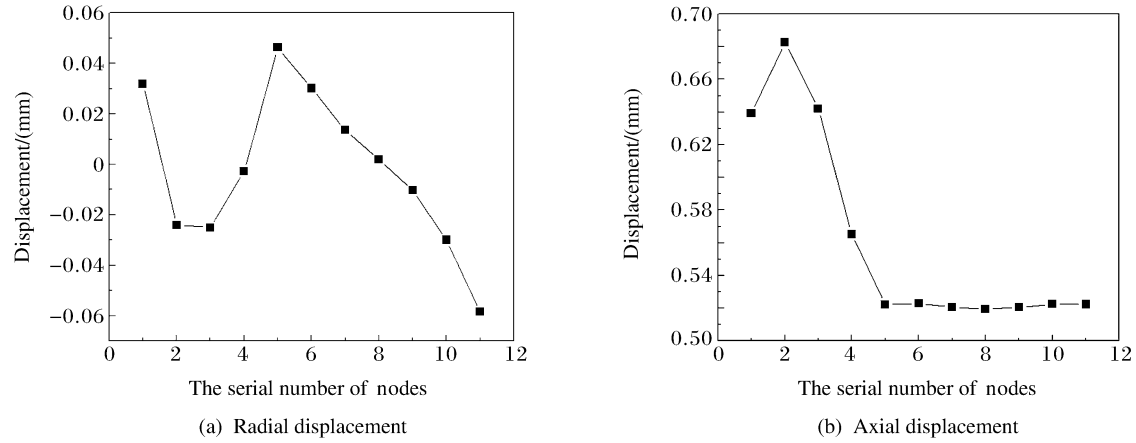


图 4　工作缸的位移分布

Fig. 4　The contours of displacement for cylinder

3.2　von Mises 应力分布

强度校核是以 von Mises 应力作为参考值,即将第四强度理论校核作为当量应力。图 5(a)和图 5(b)分别为图 2 中铰链梁和凸耳所选节点处的 von Mises 等效应力分布云图。从图 5 可以看出,铰

链梁的最大应力出现在凸耳通孔处，最大应力值为 348.32 MPa，小于许用应力 486.67 MPa，满足材料的强度要求。在实际工况中，最先失效处也是发生在凸耳通孔处，可见计算结果与实际情况相符。图 6 为不同位置的凸耳通孔处的 von Mises 等效应力分布图。如图 6 所示，不同位置的凸耳通孔处应力分布均有差别，这是由于凸耳的尺寸和位置各不相同造成的。图 7 为工作缸所选节点处的 von Mises 应力分布。从图 7 可以看出，工作缸的最大应力出现在工作缸底部圆弧处，最大应力值为 242.87 MPa，小于许用应力，满足材料的强度要求。

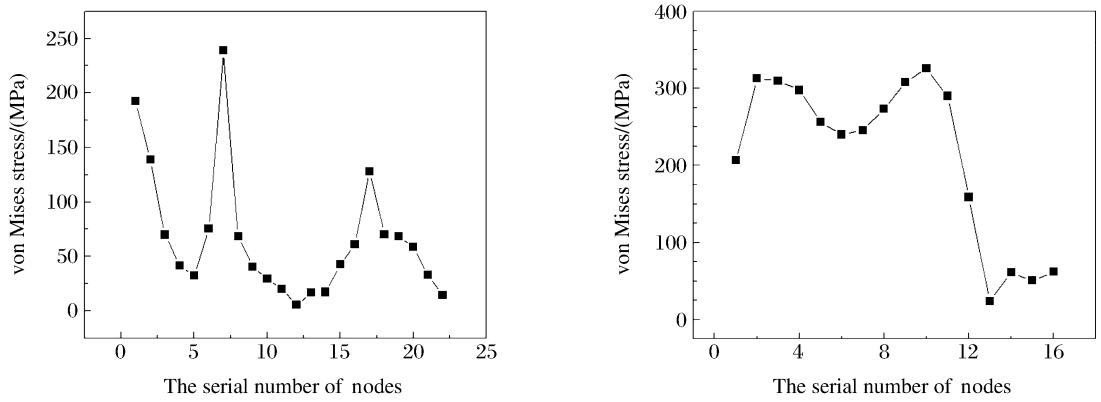


图 5 von Mises 应力分布曲线图

Fig. 5 The contours of von Mises stress

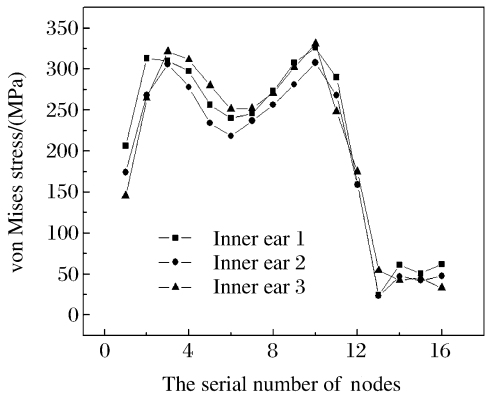


图 6 不同凸耳处的 von Mises 应力分布

Fig. 6 The contours of von Mises stress for different inner ears

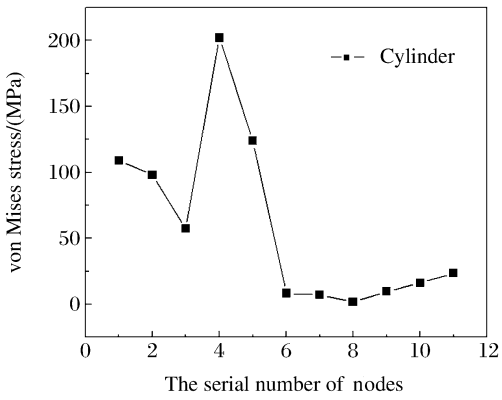


图 7 工作缸的 von Mises 应力分布

Fig. 7 The contour of von Mises stress for cylinder

4 结 论

基于 Pro/ENGINEER 和 ANSYS，对六面顶压机铰链梁和工作缸的结构进行了有限元分析。分析结果表明：应力峰值主要分布在凸耳通孔处和工作缸底部圆弧处，分别为 348.32 MPa 和 242.87 MPa，最大应力值小于许用应力，满足材料的强度要求；由于不同凸耳的尺寸和位置存在差别，因此不同位置的凸耳通孔处的应力大小和应力分布均有差别；除铰链梁凸耳通孔处和工作缸底部圆弧处的应力值较大外，其它部分的应力值较小，有进一步优化的空间。研究结果与实际情况相符，为六面顶压机的进一步优化设计提供了重要的理论依据。

References:

[1] Zhou D C, Zhao G Q. Diamond Synthesis Technology [M]. Beijing: China Machine Press, 1998: 23-43. (in Chinese)
周东晨,赵国权. 金刚石合成工艺 [M]. 北京:机械工业出版社,1998:23-43.

[2] Guo D S, Xu Z Q, Lu Z Q, et al. Application Status at Home and Abroad and Advantages of Cubic Hinge Press for Superhard Abrasives [J]. Superhard Material Engineering, 2008, 20(6): 33-37. (in Chinese)
郭滇生,徐祖全,陆振勤,等. 我国超硬材料六面顶液压机在国内外的应用现状及优势 [J]. 超硬材料工程,2008,20(6):33-37.

[3] Li Z H, Zhao Q G, Zhao B, et al. In the Development of Chinese Cubic Press and Synthetic Diamond [J]. Abrasives News, 2007, (1): 1-5. (in Chinese)
李志宏,赵清国,赵　博,等. 发展中的中国六面顶压机和人造金刚石 [J]. 磨料磨具通讯,2007,(1):1-5.

[4] Qin D C, Liang Y, La K Y. Research on Hinge Sleeve's Design System Integration Based on Pro/Engineer and Ansys [J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2005, 26(2): 67-71. (in Chinese)
秦东晨,梁　颖,喇凯英. 基于 Pro/E 和 Ansys 的铰链梁设计系统集成研究 [J]. 郑州大学学报(工学版),2005,26(2):67-71.

[5] Li H C. Pro/ENGINEER Wildfire 3.0 from Entry to the Master [M]. Beijing: Posts & Telecom Press, 2008: 1-431. (in Chinese)
李昊丞. Pro/ENGINEER 野火版 3.0 零件设计从入门到精通 [M]. 北京:人民邮电出版社,2008:1-431.

[6] Xu H. Safty Factor and Permissible Stress [M]. Beijing: China Machine Press, 1981: 1-304. (in Chinese)
徐　灏. 安全系数和许用应力 [M]. 北京:机械工业出版社,1981:1-304.

[7] Li J, Tan X. Study on Structure of Main Body of Large-Scale Cubic Press [J]. Mining and Metallurgical Engineering, 2006, 26(3): 61-64. (in Chinese)
李　杰,谭　鑫. 大吨位六面顶压机主机结构的研究 [J]. 矿冶工程,2006,26(3):61-64.

Stress Analysis on Hinge Sleeve and Cylinder of China-Type Cubic-Anvil High Pressure Apparatus under High Pressure

ZHANG Cong, MA Hong-An, HAN Qi-Gang, LI Zhan-Chang, JIA Xiao-Peng

(*State Key Laboratory of Superhard Materials, Jilin University, Changchun* 130012, *China*)

Abstract: The contact analysis of hinge sleeve, cylinder and dowel in China-type cubic-anvil high pressure apparatus were conducted by finite element method and ANSYS. To avoid excessive similarity and supposition for ear and obtain exact simulation results, the fixing dowel, whose movement is constrained, was introduced in the model. The results indicated that the peak values of von Mises stress in hinge sleeve and cylinder are located within the inner ear and the bottom of cylinder, respectively, and the corresponding calculated maximum von Mises stresses are 348.32 MPa and 242.87 MPa, respectively, which are lower than allowable stress of 486.67 MPa. These results have been verified by numerous experiments.

Key words: stress; cubic hinge press; high pressure