

后桥主减速器壳体轴承座的裂解加工数值分析

金文明¹, 姚娟², 赵勇¹, 郭贝贝²
(1. 吉林大学 锻锻工艺研究所, 吉林 长春 130022; 2. 吉林大学 材料科学与工程学院, 吉林 长春 130022)

摘 要: 利用 ABAQUS 模拟后桥主减速器壳体轴承座的启裂并进行数值分析. 壳体轴承座材料选用基体组织中珠光体体积分数 50% 的 QT450, 通过 J 积分确定了启裂点位置, 计算出裂解载荷; 分析了启裂时裂尖区域的塑性变形及其对轴承孔失圆量的影响, 并进行了实验研究. 结果表明, 壳体轴承座的启裂点位于靠近裂尖中部位置; 塑性区域位于裂尖根部呈蝶形分布, 造成的轴承孔失圆度较小; 裂解加工质量合格, 说明轴承座适合使用裂解技术. 研究结果为改进壳体轴承座的生产工艺流程奠定了坚实的理论基础, 为壳体轴承座裂解材料的选择、裂解设备的设计、工艺过程的制定提供了参考.

关 键 词: 壳体轴承座; QT450; 裂解加工; J 积分; 数值分析

中图分类号: U 463.1 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2018)09-1304-05

Numerical Analysis of Fracture Splitting Technology of Rear Axles' Main Reducer Shell Bearing Seats

JIN Wen-ming¹, YAO Juan², ZHAO Yong¹, GUO Bei-bei²
(1. Roll Forging Technology Research Institute, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. School of Materials Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China. Corresponding author: YAO Juan, E-mail: hzyaojuan@163.com)

Abstract: The initial fracture splitting process of rear axles' main reducer shell bearing seats was simulated by ABAQUS and a numerical analysis was carried out. The material of the shell bearing seats is QT450 with 50% pearlite in the matrix structure. The position of the starting cracking point was determined by J integral, and the splitting force was then calculated. The plastic deformation of the crack tip region when cracking and its effect on the loss of circle were analyzed, and an experimental study was conducted. The results show that the starting cracking point of the bearing is located near the middle of the crack tip. The plastic area located at the root of the crack tip is of butterfly-shaped distribution, resulting in the small loss of circle of bearing holes. The processing quality of fracture splitting is qualified, which is suitable for the application of fracture splitting technology. The research result lays a solid theoretical foundation for improving the production process of shell bearing seats, and provides a reference for the selection of splitting materials of shell bearing seats, the design of splitting equipment and the formulation of processing procedures.

Key words: shell bearing seat; QT450; fracture splitting process; J integral; numerical analysis

后桥主减速器壳体轴承座(以下简称壳体轴承座)包括装有螺旋小齿轮的轴承盖和安装盘形螺旋齿轮的壳体. 主要用于支撑主减速器中的齿轮系和传动轴, 以及固定左右驱动车轮的轴向相对位置, 对汽车的安全性起着至关重要的作用. 其传统加工工艺繁琐, 效率低下, 成本高.

裂解加工技术是分体类零件加工领域中一项革命性的新型加工技术. 最早被用于连杆的生产加工, 与传统加工技术相比具有加工工序少、节约能源、承载能力强、成本低等优点^[1]. 壳体轴承座的加工与连杆轴承孔的加工在工艺流程上具有相似之处, 该技术在壳体轴承座加工中的应用将会

产生显著的经济效益。

为了探讨后桥主减速器壳体轴承座的裂解加工性能,文中选用基体组织珠光体体积分数 50% 的铸态 QT450,利用 ABAQUS 软件对后桥主减速器壳体轴承座的启裂进行模拟分析,并进行了实验验证。

1 壳体轴承座裂解加工原理

壳体轴承座的裂解加工原理是在轴承孔内预制裂纹槽,通过施加垂直于预定断裂面的载荷进行引裂,使得裂纹槽尖端产生高度的应力集中,最终在较小的外加载荷的作用下材料发生低应力脆性断裂^[2],断裂面只产生较小的塑性变形。

壳体轴承座裂解加工原理如图 1 所示,在一定的背压力下,胀断推杆自右向左快速运动的推力转化为胀块对轴承盖向上的力,当胀块所施加的载荷达到零件裂解所需载荷时,裂纹槽起裂并扩展到邻近区域,最终实现壳体和轴承盖的分离。分离后的断裂面呈三维犬牙交错状,复合过程可以实现精准定位^[3],啮合面积大,避免了壳体与盖之间因承受轴向冲击震动产生的错位问题,轴承座的承载能力、抗冲击性、抗剪切能力更强。

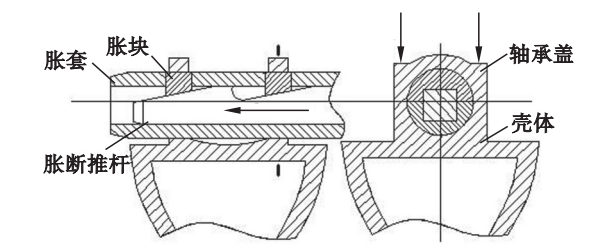


图 1 裂解加工原理图
Fig. 1 Schematic diagram of fracture splitting process

2 材料性能测定

壳体轴承座的材料是铸态 QT450,铸造过程中的石墨球化使它适用于后桥减速器这类受力较大并且又承受震动与冲击的零件^[4]。同时铸铁本身的脆性和良好的机械加工性能,也为裂解技术的应用带来可能。

通过拉伸实验测得铸态 QT450 的弹性模量 $E = 1.56 \times 10^5 \text{ MPa}$,泊松比 $\nu = 0.25$,抗拉强度 $\sigma_b = 565.813 \text{ MPa}$,屈服应力 $\sigma_{0.2} = 332.96 \text{ MPa}$ 。通过三点弯曲实验测得材料的断裂韧性 $K_{IC} = 57.8 \text{ MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$ 。

对试样进行金相分析,图 2 为试样放大 100 倍的图谱,基体组织为 50% 珠光体 + 50% 铁素

体。从图中可以看出,石墨球化级别高,球径小,铁素体分布于石墨球周围,形成典型的“牛眼”状组织,这使得材料的塑性、韧性得到提高,壳体轴承座具有较好的抗疲劳性。而金相分析和机械性能实验结果表明,球墨铸铁基体组织中珠光体体积分数 $> 30\%$ 时,对机械性能变化起决定作用的是珠光体含量^[5]。本文选用的 QT450 珠光体体积分数达到 50%,使得材料的强度增大,冲击韧度降低,缺口敏感性好,更加适用于裂解加工。

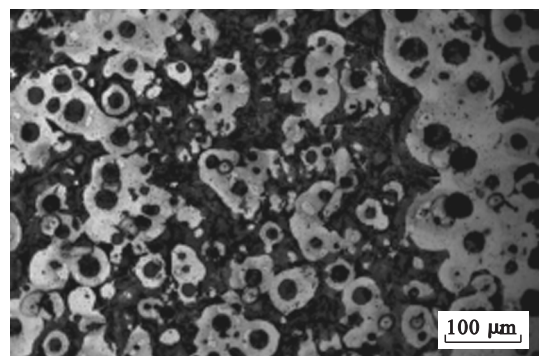


图 2 试样金相组织 (50% 珠光体 + 50% 铁素体)
Fig. 2 Metallurgical structure of the specimen

3 模型的建立

根据壳体轴承座结构及在裂解过程中的受力特点,通过 CATIA 软件建立三维简化模型,如图 3 所示。

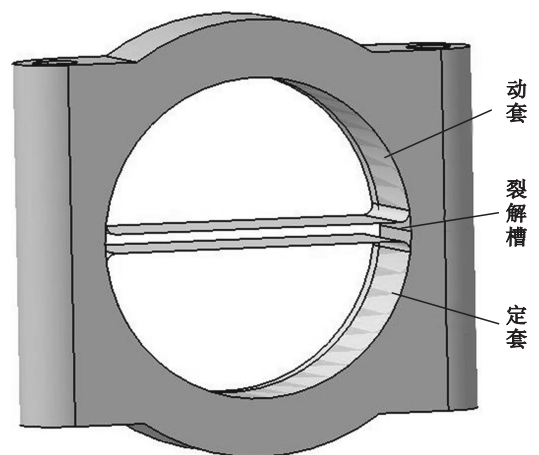


图 3 模拟简化模型
Fig. 3 Simplified model for simulation

模型公称尺寸为:中心孔 $\phi 160 \text{ mm}$,外端圆弧 $\phi 218 \text{ mm}$,螺栓孔中心距 195 mm ,螺栓孔 $\phi 22.4 \text{ mm}$,螺栓孔深度 172 mm ,轴承座厚度 50 mm 。由于激光加工裂解槽是窄缝盲槽,设置张角 $\alpha = 0^\circ$,并根据实际情况将裂解槽深度 h 定为 2 mm 。

建立定套和动套模型模拟胀套的作用. 为提高计算速度,取模型的 1/2 导入 ABAQUS 软件进行模拟. 将胀套设置为解析刚体,与轴承座内孔表面的接触为“硬接触”,接触属性为小滑动,接触容差为 0. 结合实际情况,壳体固定,轴承盖分离,对定套的参考点施加完全固定约束^[6]. 对垂直于 X 方向的两个面施加对称约束,沿 Z 方向对动套施加集中力载荷,加载 350 kN,分 20 步均匀加载.

模拟过程中采用 J 积分作为断裂力学中的能量标准^[7],模型采用六面体网格划分,网格单元为 C3D8R. 对裂纹区网格进行局部细化,选取裂纹槽根部作为裂纹尖端, q 向量平行于裂纹表面. 采用单一节点崩塌单元来模拟裂纹尖端的 $r^{1/2}$ 阶奇异性.

4 模拟结果与分析

选取 J 判据进行分析, J_I 为材料抵抗裂纹开始扩展时的能力, J_{IC} 是材料临界断裂韧度值,当 $J_I \geq J_{IC}$ 时,可以判断裂纹启裂. 在线弹性或者小范围屈服的条件下, K_{IC} 与 J_{IC} 满足如下关系^[8]:

$$E \cdot J_{IC} = K_{IC}^2 (1 - \nu^2) . \tag{1}$$

已知材料的断裂韧度 $K_{IC} = 57.8 \text{ MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$, 则 $J_{IC} = 20.08 \text{ N/mm}$.

4.1 壳体轴承座的启裂点

在历程输出变量中输出裂纹尖端节点 J 积分值作为后处理分析的对象,如图 4 所示,模型厚度方向上共有 20 个单元格,21 个裂尖节点,而对应每一个增量步,每个裂尖节点处会自动确定 8 条积分路径. 以裂尖第 12 节点为例,由于裂尖节点的奇异性,靠近裂纹槽的第一条积分路径测出的 J 积分值出现偏差,其余积分路径完全重合,如图 5 所示,符合 J 积分与路径无关的特点.

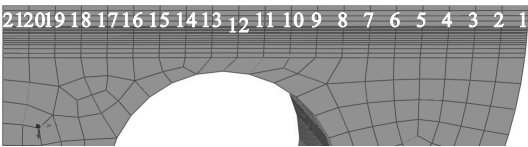


图 4 模型的裂尖节点
Fig. 4 Crack tip node of the model

对每个节点的第 2 到第 8 围线积分取平均值,利用 MATLAB 得到 J 积分、增量步和节点编号的空间关系,如图 6 所示. 可知,在载荷的施加过程中第 12 节点处的 J 积分值首先达到临界 J 积分值,发生裂纹的萌生和扩展. 所以可以判定第

12 节点为整个裂纹尖端的启裂点.

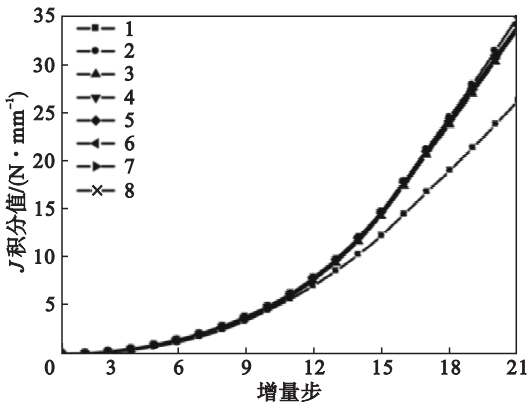


图 5 第 12 节点不同增量步的 J 积分
Fig. 5 J integral of the No. 12 node in different increments

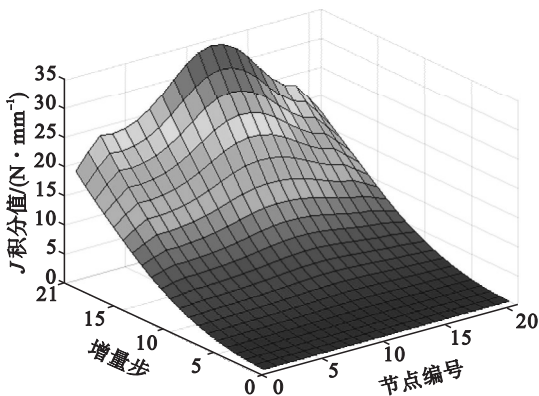


图 6 J 积分、增量步和节点编号的空间关系
Fig. 6 Relationship among J integral, nodes and increments

已知壳体轴承座在裂解过程中受到 Z 向拉应力,属于张开型裂纹扩展. 轴承座在厚度 Y 方向裂纹长度为 50 mm, X 方向上预制裂纹槽 2 mm. 因此,可以将裂纹槽附近的塑性区的应力应变场简化为具有一定厚度的平板,如图 7 所示. 对厚板而言,上下表面受到两个方向的拉应力而处于平面应力状态;中部受到第三方拉应力,对裂纹尖端的塑性流动有较大弹性约束作用,使得中部接近平面应变状态,更容易进入脆性断裂^[9]. 而由于壳体轴承座的螺栓孔两侧厚度不同,厚度大的地方呈弧形,改变了自由表面的应力分布状况,最终造成壳体轴承座平面应变区域在中部稍远离弧形的一侧,即启裂点位于靠近裂尖中部附近,如图 4 中第 12 节点位置.

4.2 计算裂解载荷

以裂纹尖端第 12 节点为研究对象,做出 J 积分值与载荷 F 之间的关系曲线,如图 8 所示. 根据 J 积分判断启裂,当 J 积分值达到 20.28 N/mm 时,通过线性插值,所求得的载荷即为壳体轴承座裂解载荷. 根据对称性,可知裂解载荷 $F = 271.6 \times$

2 = 543.2 kN. 结合图 5 可知,此时对应的增量步在 16 步~17 步.

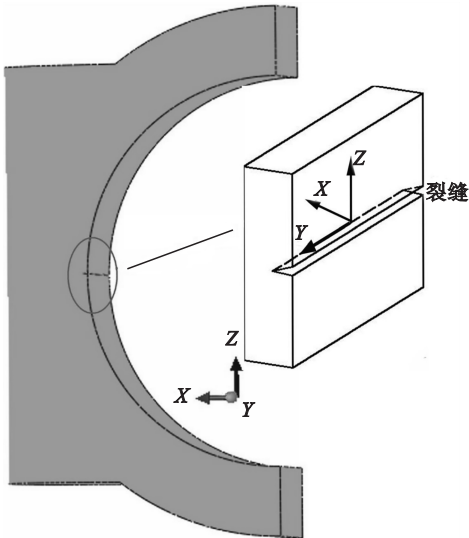


图 7 裂纹槽附近应力应变场的简化
Fig. 7 Simplified stress and strain field near the crack

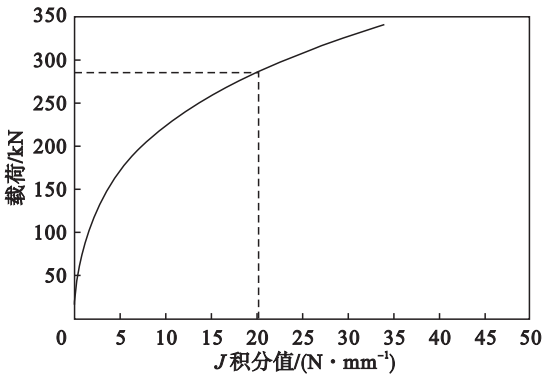


图 8 J 积分与载荷之间的关系
Fig. 8 Relationship between J integral and the load

4.3 壳体轴承座的塑性变形

沿 Z 方向过第 12 节点位置剖开,图 9 所示为壳体轴承座即将启裂时第 16 增量步的等效塑性应变云图.可以看出,大部分区域处于弹性变形区域,塑性区范围仅在根部小范围区域,以裂尖为中心呈现蝶形分布,最大等效塑性应变为 0.023 91.

塑性变形将会造成轴承孔失圆,当失圆量超过 0.2 mm 时,后续精镗加工不易去除,壳体轴承座质量不合格,计算裂解载荷无实际意义.根据模拟过程可知,动套沿 Z 轴移动的距离为 0.381 5 mm,即轴承孔的最大变形量,包括弹性变形量和塑性变形量.现采用局部屈服之前动套的位移 0.362 9 mm 近似代替轴承孔的弹性变形量,可得塑性变形造成的轴承孔失圆量仅为 0.018 6 mm,远小于 0.2 mm.说明壳体轴承座启裂时的塑性变形足够小,加工质量合格.

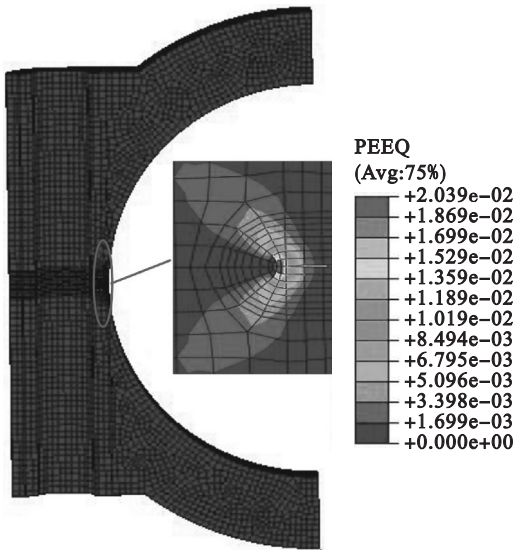


图 9 壳体轴承座的等效塑性应变
Fig. 9 Equivalent plastic strain distribution of bearings

5 实验结果与分析

为了证明上述模拟结果的有效性,进一步确定 QT450 材料壳体轴承座的裂解加工性能,随后进行了裂解加工实验.裂解设备为吉林大学自行研发,如图 10 所示,所能提供的最大载荷为 600 kN.试样按照模拟过程简化模型的尺寸制作.

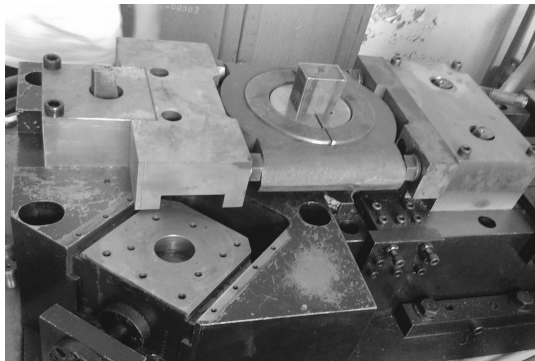


图 10 裂解实验装置
Fig. 10 Device for fracture splitting test

判断裂解加工质量合格标准为:断口无明显缺陷,裂解后失圆量小于 0.20 mm.为避免裂解槽对测量精度的影响,测量方向与轴线成 45° 角,如图 11 所示.裂解前后试样尺寸见表 1,最大直径差为 0.08 mm,符合失圆要求.断口形貌如图 12 所示,可以看出裂解后的试样断口规整,缺损面积较小,没有出现明显的爆口、夹屑等现象.测得裂解力为 567 kN,与模拟裂解载荷的误差为 4.19%,说明了模拟方法的有效性和可靠性.而实验和模拟所测量的裂解载荷的差异,一方面是由于数值模拟中计算的临界 J 积分对应的裂解载荷

实际上是裂纹启裂的裂解力阈值^[10],即裂纹槽启裂在理论上所需的最小力,实际裂纹能否扩展至断裂还与材料本身的性能有关;另一方面,激光加工的裂解槽具有复杂的几何形貌,模拟过程中进行了简化处理,必然产生一定的误差。

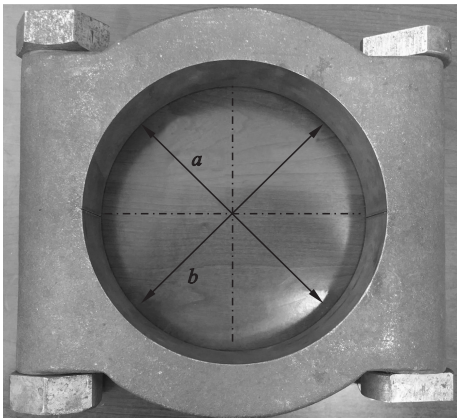


图 11 测量方式
Fig. 11 Measurement mode

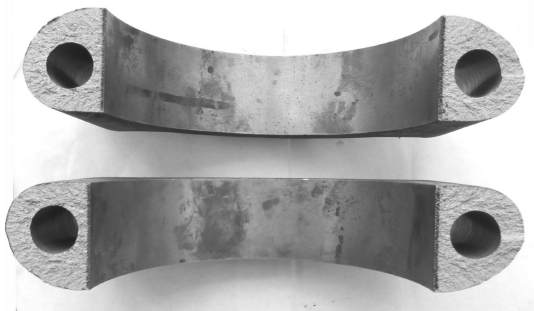


图 12 裂解后的试样
Fig. 12 The cracked sample

表 1 裂解加工前后试样尺寸

Table 1 Size before and after fracture splitting			
测量方向	裂解前	裂解后	失圆量
<i>a</i>	160.02 mm	160.10 mm	0.08 mm
<i>b</i>	160.00 mm	160.08 mm	0.08 mm

6 结 论

- 1) 选用的铸态 QT450 材料,其基体组织中珠光体体积分数达到 50%,提高了 QT450 材料的强度和刚度,能够很好地适用于裂解技术,为后续开发更加适于裂解的壳体轴承座材料提供了参考。
- 2) 通过 *J* 积分对壳体轴承座启裂时的裂尖节点进行了数值分析,确定了壳体轴承座启裂的位置靠近裂尖中部,稍远离弧形一侧。

- 3) 计算了壳体轴承座裂解力阈值,并对裂解加工过程中,壳体轴承座的等效塑性变形进行研究,发现其塑性区范围在根部以裂尖为中心呈现蝶形分布,塑性变形造成的轴承孔失圆较小。
- 4) 通过数值分析与实验相结合,说明后桥主减速器壳体轴承座适合使用裂解技术的运用。为改进壳体轴承座的生产工艺流程奠定了坚实的理论基础,为相应裂解设备的设计,工艺过程的制定提供了参考。

参考文献:

- [1] Gu Z, Yang S, Ku S, et al. Fracture splitting technology of automobile engine connecting rod [J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2005, 25 (9): 883 – 887.
- [2] Zhang X Z, Cai Q Z, Zhou G F, et al. Development on microalloyed high carbon steel used for fracture splitting connecting rods [C]//Advanced Materials Research. Stafa-Zurich: Trans Tech Publications, 2011: 301 – 308.
- [3] He B, Sun J, Chen S, et al. Crack analysis on the toothed mating surfaces of a diesel engine connecting rod [J]. *Engineer Failure Analysis*, 2013, 34 (12): 443 – 450.
- [4] 廉相如, 王国权, 陈勇. 主减速器轴承载荷对重载卡车驱动桥壳疲劳特性影响[J]. *机械工程师*, 2016, 29 (2): 48 – 51. (Lian Xiang-ru, Wang Guo-quan, Chen Yong. Influence analysis of driving axle bearing loading on differential housing fatigue performance [J]. *Mechanical Engineer*, 2016, 29 (2): 48 – 51.)
- [5] 齐凯, 王之新, 李廷举, 等. 低牌号球墨铸铁风冷强化工艺的试验研究[J]. *金属热处理*, 2008, 33 (3): 76 – 78. (Qi Kai, Wang Zhi-xin, Li Ting-ju, et al. Study on wind cooling strengthening process of nodular cast iron [J]. *Heat Treatment of Metals*, 2008, 33 (3): 76 – 78.)
- [6] 何东野, 杨慎华, 寇淑清. 发动机曲轴箱轴承座裂解加工数值分析[J]. *吉林大学学报(工学版)*, 2009, 39 (1): 78 – 82. (He Dong-ye, Yang Shen-hua, Kou Shu-qing. Numerical analysis on fracture splitting technology of main bearing block of engine [J]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*, 2009, 39 (1): 78 – 82.)
- [7] Goran V. *J*-integral as possible criterion in material fracture toughness assessment [J]. *Engineering Review*, 2011, 31 (2): 91 – 96.
- [8] Folch L C A, Burdekin F M. Application of coupled brittle ductile model to study correlation between Charpy energy and fracture toughness values [J]. *Engineering Fracture Mechanics*, 1999, 63 (1): 57 – 80.
- [9] Hoffmann G, Geiman T, Marra M, et al. Fracture splitting of powder forged connecting rods [J]. *Transactions Journal of Materials & Manufacturing*, 2002, 111 (5): 1 – 11.
- [10] Boo K S, Cho H S. Transient temperature distribution in arc welding of finite thickness plates [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 1990, 204 (3): 175 – 183.