

螺栓预紧力对内燃机连杆疲劳特性的影响

孙剑波¹, 郝彩哲¹, 马岩², 宋晓明¹, 贾志宁^{1,3}

(1. 承德石油高等专科学校机械工程系, 河北承德 067000;

2. 承德苏垦银河连杆股份有限公司, 河北承德 067000;

3. 河北省仪器仪表工程技术研究中心, 河北承德 067000)

摘要: 连杆螺栓连接连杆盖与连杆体, 使二者在任何工况下均能可靠结合, 其对连杆的可靠性和寿命影响很大。基于某型号内燃机连杆组件, 分析连杆螺栓在 20~35 kN 预紧力情况下连杆的疲劳特性。运用 Pro/E 建立包括活塞销、衬套、轴瓦、连杆、大端盖、连杆螺栓在内的连杆模型, 通过专用有限元分析软件 MSC. Marc 和 MSC. Patran 分析连杆组件的应力分布和疲劳安全系数。结合连杆的工作条件和应力场, 确定了发动机/连杆正常工作时, 连杆体和连杆盖之间螺栓预紧力的合理值。该研究为提高连杆的可靠性和寿命提供了重要参考。

关键词: 机械设计; 螺栓预紧力; 疲劳特性; 内燃机

中图分类号: TK413

文献标识码: A

文章编号: 1674-2850(2017)14-1551-06

Influence of bolt pretightening force on fatigue characteristics of connecting-rod of internal combustion engine

SUN Jianbo¹, HAO Caizhe¹, MA Yan², SONG Xiaoming¹, JIA Zhining^{1,3}

(1. Department of Mechanical Engineering, Chengde Petroleum College, Chengde, Hebei 067000, China;

2. Chengde Suken Yinhe Connecting Rod Co., Ltd., Chengde, Hebei 067000, China;

3. Hebei Instrument & Meter Engineering Technology Research Center, Chengde, Hebei 067000, China)

Abstract: Connecting-rod bolt connects the cap and body of the connecting-rod, and guarantees that they can be combined reliably under any operating conditions, so it has a great impact on the reliability and fatigue safety factor of the connecting-rod. The main work of this paper was to analyze the fatigue characteristics of connecting-rod under the condition of 20-35 kN bolt pretightening force based on a certain type of internal combustion engine connecting-rod assembly. The connecting-rod model including piston pin, bushing, bearing, connecting-rod, cap and connecting-rod bolt was set up by using Pro/E software. The stress distribution and fatigue safety factor of the connecting-rod components were obtained by using special finite element analysis software MSC. Marc and MSC. Patran. The reasonable value of bolt pretightening force between body and cap with normal operation of engine/rod was determined by combining the working conditions and stress field of the connecting-rod. The research work provides an important reference for improving the reliability and service life of connecting-rod.

Key words: mechanical design; bolt pretightening force; fatigue characteristics; internal combustion engine

0 引言

连杆作为内燃机主要部件之一, 一旦发生断裂, 轻则停机, 重则损坏缸套内壁, 甚至可能将发动机机壳打坏, 从而导致发动机报废^[1-3]。因此, 作为转换运动部件, 承受来自于气体燃烧压力和惯性力的连杆在设计之初必须引起足够的重视。一方面要求连杆在工作过程中必须具有足够的强度和刚度, 另一方

基金项目: 河北省高等学校科学技术研究青年基金 (QN2014187)

作者简介: 孙剑波 (1976—), 男, 工程师, 主要研究方向: 机械设计. E-mail: sunjinbo76@126.com

面还要求连杆在整个运行寿命周期内具有良好的疲劳特性^[4-6]。影响连杆疲劳特性的因素主要有连杆的材料、结构、工作载荷、加工精度及螺栓预紧力等。

连杆螺栓连接连杆盖（连杆大头）与连杆体，需承受连杆组系统的受力，除受到拉伸、弯曲等交变载荷外，还需承受横向振动载荷。由于工作环境恶劣，连杆螺栓容易出现过早的疲劳破坏。因此，连杆螺栓预紧力对连杆的可靠性和寿命影响很大。早期的分析通常将螺栓与连杆简化为一体，忽略螺栓预紧力的作用，或在端盖上与螺栓配合的部位施加均布压力来等效，这样得到的结论显然不准确，也不可靠。尽管这些处理方法及所得结论对连杆的总体情况和优化方向具有一定的指导作用，但正是因为这些简化，使得计算结果很难与试验吻合^[7-9]。

本文基于某型号内燃机连杆的真实几何形状，运用 Pro/E 建立包括活塞销、衬套、轴瓦、连杆、连杆盖、连杆螺栓在内的连杆组件模型，利用 ANSYS ICEM 专用划分网格软件对其各部分进行全六面体网格划分，并通过专用有限元分析软件 MSC. Marc 和 MSC. Patran 分析连杆螺栓在预紧力分别为 20, 25, 30, 32, 35 kN 情况下连杆的疲劳特性。

1 连杆螺栓预紧力

在内燃机工作过程中，连杆主要受到沿杆身方向的拉压载荷，同时由于连杆摆动而使杆身产生惯性力矩使连杆弯曲。因此，在连杆的任意截面上均存在剪力、弯矩和法向力，但相比于法向力，弯矩和剪力都比较小，考虑到分析连杆的疲劳特性时，应更关心连杆的极限载荷，因此连杆主要承受交变拉压载荷。根据文献^[10]和实际工作情况，连杆在上止点（活塞处于最大位移处）位置时，受到最大拉力（进气冲程开始）和最大压力（气体膨胀做工冲程开始），此时分别有

$$P_{cmax} = \frac{\pi}{4} D^2 p_z - \frac{G_j}{g} R \omega^2 (1 + \lambda), \quad (1)$$

$$P_{tmax} = \frac{G_j}{g} R \omega^2 (1 + \lambda), \quad (2)$$

其中， D 为气缸直径，77 mm； p_z 为气体最大爆发压力，9.5 N/mm²； G_j 为活塞组件往复运动部分的总重量，3.23 N； R 为曲柄半径，42.9 mm； ω 为曲轴回转角速度，680 rad/s； λ 为连杆比， $\lambda = R/L = 0.31$ ； L 为连杆长度，138.5 mm； g 为重力加速度，9 800 mm/s²。

连杆螺栓连接连杆盖与连杆体，使其在任何工况下均能保证有效接触。在发动机工作过程中，作用在连杆大头上的交变拉压载荷 P 使连杆螺栓承受工作载荷 P_1 。发动机在最高转速时，连杆螺栓承受的负荷最大，此时 P 、 P_1 分别为^[11]

$$P = (m_h + m_1) R \omega^2 (1 + \lambda) + m_2 R \omega^2, \quad (3)$$

$$P_1 = \frac{\cos \frac{\pi}{4}}{2} P, \quad (4)$$

其中， m_h 为活塞质量，0.33 kg； m_1 为连杆小头回转部分质量，0.165 kg； m_2 为连杆大头回转部分质量，0.33 kg。

为防止连杆体和连杆盖在工作载荷 P_1 作用下发生分离，在装配时必须对连杆螺栓施加足够的预紧力；同时，为使轴瓦与瓦座紧密贴合，还需对连杆螺栓施加一附加预紧力 P' ；螺栓预紧力 P_0 为上述两力的合力。为保证连杆盖与杆身的有效接触，预紧力 P_0 与工作载荷 P_1 需满足：

$$P_0 > P' + 0.75 P_1, \quad (5)$$

经计算, 连杆螺栓预紧力的取值范围为 $P_0 > 19.8 \text{ kN}$.

由此可见, 连杆螺栓预紧力不能太小, 否则无法保证连杆在运行过程中连杆盖和杆身结合处的有效接触; 预紧力也不能太大, 否则会造成连杆螺栓的拉伸变形、甚至断裂, 致使连杆螺栓的强度或安全可靠性降低。本文预紧力选取 20, 25, 30, 32, 35 kN, 分析其对连杆疲劳特性的影响。

2 连杆在不同螺栓预紧力时的疲劳分析

2.1 连杆计算模型的建立

基于某型号内燃机连杆的真实几何形状, 运用 Pro/E 建立包括活塞销、衬套、轴瓦、连杆、大端盖、连杆螺栓在内的连杆组件模型作为计算模型, 如图 1 所示。模型中连杆的材料为 C70S6, 弹性模量为 210 GPa, 泊松比为 0.25, 屈服强度为 550 MPa, 抗拉强度为 900 MPa, 疲劳强度为 350 MPa; 螺栓的材料为 37Cr4, 弹性模量为 211 GPa, 泊松比为 0.277, 屈服强度为 1 260 MPa, 抗拉强度为 1 400 MPa, 疲劳强度为 401 MPa。

2.2 连杆疲劳特性分析

利用 ANSYS ICEM 专用划分网格软件对建立的连杆计算模型进行全六面体网格划分, 如图 2 所示。将划分的网格导入 MSC. Marc 中计算连杆各部分应力, 对连杆小头柱销 (活塞销)、连杆大头柱销 (曲柄销) 和连杆分别施加接触, 并允许连杆小头有沿对称轴线方向移动的趋势, 同时只允许连杆大头柱销有绕其轴线转动的约束, 物理模型相当于简支梁。曲柄销两端施加固定约束; 活塞销两端施加沿杆身轴线方向的最大拉伸载荷; 活塞销沿杆身轴线方向自由, 其他方向施加固定约束。最后将计算结果导入 MSC. Patran 中的疲劳 (Fatigue) 模块, 通过 GOODMAN 准则对连杆各部分进行疲劳分析。

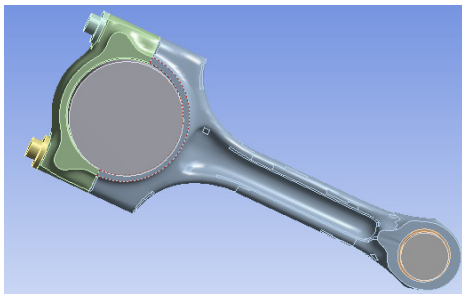


图 1 连杆组件计算模型

Fig. 1 Calculation model of the connecting-rod component

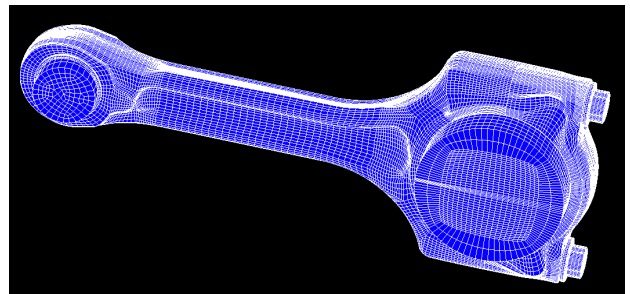


图 2 连杆组件网格划分

Fig. 2 Meshing of the connecting-rod component

图 3 为螺栓预紧力为 25 kN 时连杆组件各部分应力和疲劳安全系数分布情况。可以看出, 最大应力分布在连杆体、连杆盖与连杆螺栓的连接区域, 连杆体最大应力点位于连杆大头螺纹孔的内侧表面, 其值为 615 MPa; 连杆盖最大应力点位于与螺栓配合面处, 其值为 541 MPa; 螺栓最大应力点位于与连杆配合处的螺纹部分, 其值为 1 020 MPa。在交变应力作用下, 连杆体的疲劳安全系数为 1.32、连杆盖的安全系数为 1.55、连杆螺栓的安全系数为 1.37。

在其他预紧力作用下, 连杆组件的应力和疲劳安全系数分布具有类似规律, 最大应力依然分布在连杆体、连杆盖与连杆螺栓的连接区域。为便于分析, 这里给出连杆组件各部分产生的最大应力和疲劳安全系数随螺栓预紧力的变化情况, 如图 4 和图 5 所示。

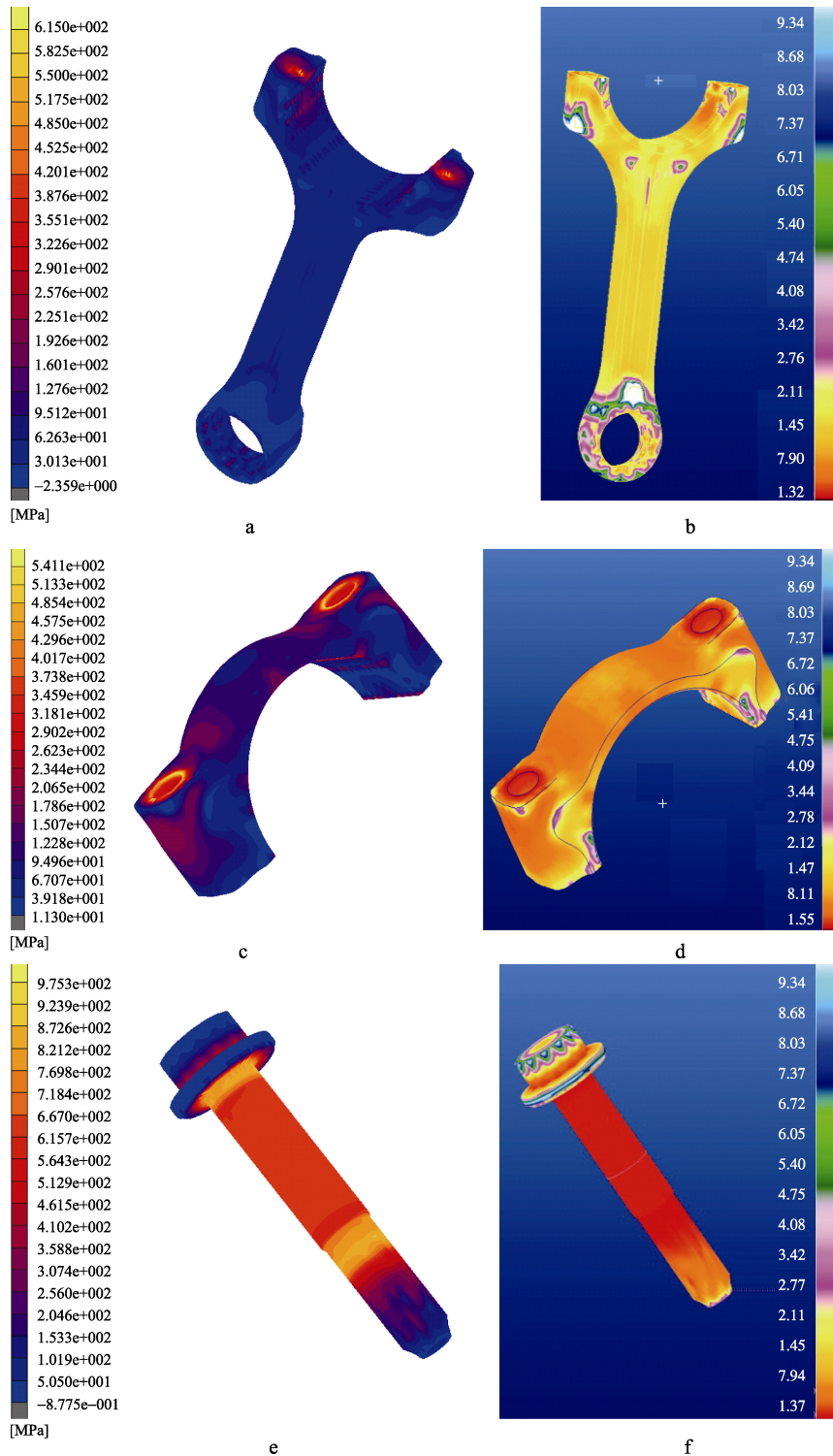


图3 25 kN 预紧力下的连杆组件各部分应力和疲劳安全系数分布

Fig. 3 Stress and fatigue life distribution of the connecting-rod components under 25 kN pretightening force

a—连杆体应力分布； b—连杆体疲劳安全系数分布； c—连杆盖应力分布；

d—连杆盖疲劳安全系数分布； e—连杆螺栓应力分布； f—连杆螺栓疲劳安全系数分布

a-Stress distribution of the connecting-rod body; b-Fatigue safety factor distribution of the connecting-rod body; c-Stress distribution of the connecting-rod cap; d-Fatigue safety factor distribution of the connecting-rod cap; e-Stress distribution of the connecting-rod bolt; f-Fatigue safety factor distribution of the connecting-rod bolt

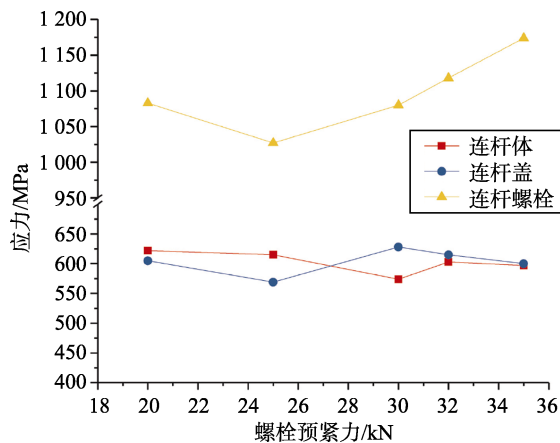


图4 最大应力随螺栓预紧力的变化规律

Fig. 4 Variations of maximum stress with bolt pretightening force

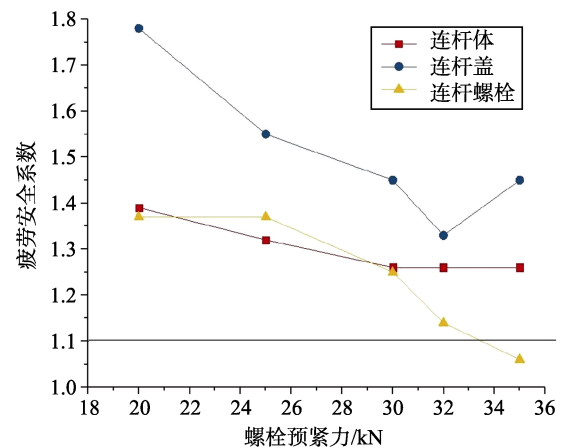


图5 疲劳安全系数随螺栓预紧力的变化规律

Fig. 5 Variations of fatigue safety factor with bolt pretightening force

图4为计算的连杆组件各部分产生的最大应力随螺栓预紧力的变化情况。可以看出,螺栓预紧力在20~35 kN范围内,连杆体与连杆盖的最大应力值受螺栓预紧力的影响较小,均在600 MPa左右,连杆螺栓的最大应力值受预紧力的影响较大,出现先减小后增大的趋势,但都在其屈服强度以下。

图5为计算的连杆组件各部分疲劳安全系数随螺栓预紧力的变化情况。可以看出,在螺栓预紧力为20~35 kN范围内,连杆组件整体上的疲劳安全系数呈现逐渐减小的趋势,但其值均大于1。

综上分析可知,连杆组件较为薄弱的部位在连杆体、连杆盖与螺栓接触的区域;在所计算的预紧力范围(20~35 kN)内,连杆的最大应力值大致在620 MPa,已大于连杆材料的屈服极限,但由于连杆装配工艺及整车安装过程中连杆螺栓经过多次拧紧,使其与螺纹相接触的表层及亚表层出现冷作硬化现象,此时连杆的屈服强度在700 MPa以上。因此,连杆组件各部分均满足静强度要求;在交变应力作用下,连杆组件的疲劳安全系数在螺栓预紧力为20~35 kN的范围内有逐渐减小的趋势,连杆螺栓的疲劳安全系数变化最为显著,当预紧力为35 kN时已降至1.06,低于预期设定的目标疲劳安全因子(1.1)。

实际生产中,考虑到连杆体和连杆盖能够始终有效结合,螺栓预紧力设定为32 kN。在此预紧力下,连杆疲劳特性试验满足使用要求,目前已经应用于整车装配。

3 结论

1) 在所计算的预紧力范围(20~35 kN)内,连杆体、连杆盖及连杆螺栓等连杆组件均满足静强度要求。并且在交变应力作用下,连杆组件的疲劳安全系数均大于1。

2) 对连杆组件而言,在预紧力为20~35 kN的范围内,其疲劳安全系数有逐渐减小的趋势。连杆体由1.39降至1.26,连杆盖由1.78降至1.45,连杆螺栓变化最显著,由1.37降至1.06。

3) 连杆整体的安全系数受预紧力的影响非常显著,在连杆组装过程中要对预紧力加以控制。对本文所计算的连杆而言,其合理的螺栓预紧力值应在30 kN左右,当螺栓预紧力超过35 kN时,连杆螺栓存在由于静拉力过大而出现早期失效的风险。

[参考文献] (References)

[1] 吕文涛, 钱英豪, 赵福兴, 等. 42CrMoE 制连杆螺栓断裂失效分析[J]. 热加工工艺, 2015, 44 (14): 238-240.

LÜ W T, QIAN Y H, ZHAO F X, et al. Failure analysis on ruptured connecting rod bolt made by 42CrMoE[J]. Thermal

- Processing Technology, 2015, 44(14): 238-240. (in Chinese)
- [2] 王晓峰, 黄磊, 杨静, 等. 汽车发动机连杆断裂失效分析[J]. 金属热处理, 2013, 38 (7): 122-124.
WANG X F, HUANG L, YANG J, et al. Fracture analysis of connecting rod for automotive engine[J]. Metal Heat Treatment, 2013, 38(7): 122-124. (in Chinese)
- [3] YU Z W, XU X L. Fatigue fracture of truck diesel engine connecting-rods[J]. Journal of Failure Analysis & Prevention, 2015, 15(2): 311-319.
- [4] TSUBOUCHI C, HORIKAWA T. Analysis of connecting rod fatigue fracture surface by X-ray fractography[J]. Journal of the Society of Materials Science, 2000, 49(10): 1143-1147.
- [5] 吴波, 魏志明, 刘长振, 等. 基于有限元的柴油机连杆双轴疲劳失效分析[J]. 内燃机工程, 2016, 37 (1): 135-138.
WU B, WEI Z M, LIU C Z, et al. Biaxial fatigue failure analysis of diesel connecting rod based on finite element method[J]. Internal Combustion Engine Engineering, 2016, 37(1): 135-138. (in Chinese)
- [6] 刘智雄, 惠卫军, 陈思联, 等. 胀断连杆用中碳非调质钢的高周疲劳性能[J]. 钢铁研究学报, 2011, 23 (6): 49-53.
LIU Z X, HUI W J, CHEN S L, et al. High-cycle fatigue property of medium-carbon microalloyed steel for connecting rod of fracture splitting[J]. Journal of Iron and Steel Research, 2011, 23(6): 49-53. (in Chinese)
- [7] PATHADE V C, INGOLE D S. Stress analysis of I. C. engine connecting rod by FEM and photoelasticity[J]. Journal of Mechanical and Civil Engineering, 2013, 6(1): 117-125.
- [8] ALI H M M. Analysis of fatigue stresses on connecting rod subjected to concentrated loads at the big end[J]. Materials Today Proceedings, 2015, 2(4-5): 2094-2103.
- [9] 王远, 朱会田, 曹永晟, 等. 基于有限元法的发动机连杆疲劳强度分析研究[J]. 机械传动, 2010, 34 (3): 68-71.
WANG Y, ZHU H T, CAO Y S, et al. Study on fatigue strength analysis of engine linkage rod based on FEA[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2010, 34(3): 68-71. (in Chinese)
- [10] 张宝成, 苏铁熊, 张林仙. 内燃机学[M]. 北京: 国防工业出版社, 2009.
ZHANG B C, SU T X, ZHANG L X. Internal combustion engine science[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2009. (in Chinese)
- [11] 罗洁. 6105 柴油机连杆及连杆螺栓迁都分析[D]. 长春: 吉林大学, 2003.
LUO J. The analysis of connecting rods and connecting rod bolt strength on 6105 diesel engine[D]. Changchun: Jilin University, 2003. (in Chinese)