

文章编号:1671-6833(2005)04-0077-04

95 连杆的可靠性研究

许德刚, 秦力一, 刘继军

(郑州大学工程力学系, 河南 郑州 450002)

摘 要: 95 连杆为 95 系列柴油机的重要部件, 为了评价其连杆的可靠性, 首先利用有限元和电测技术对连杆进行了应力和加工误差分析, 确定了工作应力的均值及标准差. 然后以载荷为控制因素做了该连杆的升降法疲劳实验. 实验表明, 连杆的疲劳强度符合威布尔分布, 并求出了 3 个分布参数. 最后利用可靠性理论讨论了连杆的破坏概率. 经分析计算, 95 连杆的额定载荷远低于最小疲劳强度, 正常情况下破坏概率为零, 具有足够的疲劳强度储备, 能满足柴油机提高转速和改进性能的要求, 这说明利用升降法求构件的疲劳强度及其分布规律是可行的, 而且是一种可靠有效的方法.

关键词: 连杆; 疲劳强度; 可靠性; 升降法

中图分类号: TH 114

文献标识码: A

0 引言

连杆是柴油机等动力机械的高速运动部件, 在使用过程中一旦破坏往往造成灾难性事故. 因而国内外许多学者利用数值计算和随机模拟等技术对连杆疲劳强度的可靠性进行了大量研究, 并取得了一系列研究成果^[1~3]. 但是利用升降法实物疲劳实验技术来研究连杆可靠性还少有发现. 另外, 95 系列四冲程高速柴油机打算进一步提高转速, 改进性能, 需要对连杆疲劳强度的可靠性作出一个客观评价. 因此, 一方面需要知道工作应力的均值和标准差, 另一方面还要求出 95 连杆疲劳强度的分布规律. 升降法是基于统计理论的一种方法, 在材料疲劳试验中常被用来确定材料在给定寿命下的持久极限及其分布规律. 由于实验技术复杂等原因, 该方法还很少应用于构件, 但这种方法又是较精确地确定构件疲劳强度分布规律的最有希望的方法, 所以本文用载荷作为控制因素将升降法推广应用于连杆, 求出了 95 连杆疲劳强度的分布规律.

本文首先利用有限元法和电测技术对连杆进行了应力分析, 从而确定了连杆的危险截面并求出了工作应力的均值和标准差, 然后做了连杆的升降法疲劳实验. 实验表明, 连杆的疲劳强度符合

威布尔分布, 并求出了威布尔分布的 3 个参数. 最后讨论了连杆疲劳强度的可靠性. 研究表明, 95 连杆的额定载荷远低于最小疲劳强度, 正常情况下破坏概率为零, 即使将额定载荷增加一倍其破坏概率还不到万分之一. 所以, 95 连杆具有足够的疲劳强度储备, 能满足柴油机提高转速和改进性能的要求; 另外利用升降法求构件的疲劳强度及其分布规律是可行的, 而且是一种精确而可靠的方法.

1 连杆应力分析

要确定连杆工作应力的均值和标准差需要对连杆进行应力分析, 为此首先对连杆进行了有限元计算, 为可靠起见又对连杆进行了电测, 下面分别给以讨论.

1.1 有限元计算

95 连杆的大小头孔直径分别为 70 mm 和 39 mm, 孔心距为 210 mm. 连杆由 45 号碳钢制成, 经调质处理. 材料的屈服极限 $\sigma_s = 750 \text{ MPa}$, 强度极限 $\sigma_b = 880 \text{ MPa}$, 持久极限 $\sigma_{-1} = 468 \text{ MPa}$. 在实际工况下, 连杆做平面运动, 受力较复杂, 但主要承受的是气体爆炸压力和活塞的惯性拉力. 95 连杆的额定工作压力为 45.129 kN, 拉力为 6.272 kN, 载荷循环比为 $-1 \sim 7.2$. 为简化计算, 模拟

收稿日期: 2005-06-18; 修订日期: 2005-09-10

基金项目: 河南省科技攻关项目(001140417)

作者简介: 许德刚(1948-), 男, 山东单县人, 郑州大学教授, 硕士, 主要从事疲劳损伤方面的研究.

(C)1994-2023 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. <http://www.cnki.net>

主要工况, 计算了载荷循环比为 -7.2 的拉压工况.

我们用自编专用程序对连杆进行了应力分析, 采用四面体单元, 单元划分见图 1. 由于该连杆有较多的小过渡圆弧, 因而单元划分较密, 以至图 1 中的单元网格看不很清.



图 1 连杆网格图
Fig. 1 Connecting rod net diagram

有限元计算结果示于图 2(a) 和(b) 中. 其中图 2(a) 表示拉力为 6.272kN 时的连杆应力分布情况. 对于连杆外表面上各点的应力除大头部分外其余各点都是左右对称的, 所以左侧外表面上只画出非对称部分的应力. 图 2(b) 表示压力为 45.129kN 时连杆应力分布况. 由图可知最大压应力出现在杆身处, 从离小头孔心 45 mm 的杆身截面开始, 至 120 mm 杆身截面为止 (下文简称 45 截面和 120 截面), 应力基本为定值, 且为应力最大值, 而在其它地方的应力都很小.

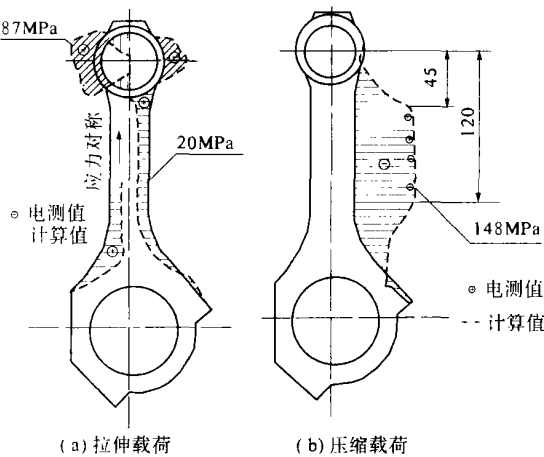


图 2 拉伸载荷及压缩载荷时的应力分布
Fig. 2 Stress distribution map on tensile load or compression load

1.2 电测

为了验证有限元计算的有效性, 对连杆进行了电测. 电测是在拉压疲劳试验机上进行的, 既进行了静测也进行了动测. 由有限元计算可知, 连杆

杆身处横截面上的应力为均匀分布, 但实际连杆并非如此. 由于制造误差的影响, 杆身横截面上各点的应力并不相同, 应力极值点往往发生在截面 4 个顶角之上, 不同杆身横截面上的应力分布也不相同. 为了使电测值具有代表性, 对多根连杆进行了电测, 并取各连杆对应测点处的应力平均值作为该点上的电测值. 对 6.262kN 的拉伸载荷和 45.129kN 压缩载荷分别进行了测量, 杆身处的电测结果标注于图 2 内. 由图可知电测和有限元计算所得应力基本相同. 所以有限元的计算结果是可信的.

根据有限元计算和电测结果可知, 拉伸情况下危险点虽然发生在小头孔内表面的左右两侧, 但在压缩情况下小头部分各点的应力极小, 所以综合起来看杆身部分的应力幅远大于大小头部分的各点, 杆身处由 45 截面开始至 120 截面为止的各横截面上的应力情况基本相同皆为危险截面.

1.3 工作应力的均值和标准差

研究表明连杆载荷遵循正态概率分布, 由有限元计算得到的在额定载荷作用下危险点处的应力应该是工作应力的均值, 工作应力的标准差是由载荷的分散性和构件的制造误差决定的. 测量表明, 大部分连杆大小头孔中心连线相对杆身中心线都有左右偏差现象, 严重者偏差值 Δ_1 可达 1.5 mm , 如图 3(a) 所示.

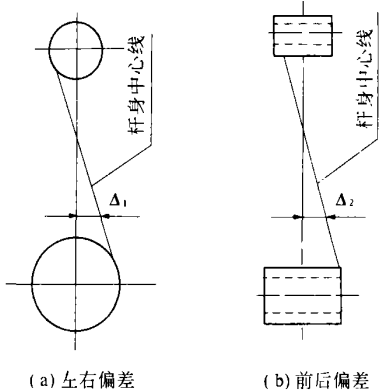


图 3 连杆加工误差示意图
Fig. 3 Machining error schematic diagram

连杆前后亦不对称, 孔两端面到杆身中心线的距离不同, 严重者其差值 Δ_2 可达 2 mm , 如图 3(b) 所示. 如果额定载荷的变异系数取为 0.1 的话, 经计算可知在考虑载荷分散性和连杆加工误差的情况下危险截面即杆身处的最大压缩工作应力可达 380 MPa , 最大拉伸工作应力可达 53 MPa , 由此可计算出拉压工作应力的变异系数近似为 ζ

=0.3, 可见分散性还是很大的. 拉压工作应力的均值分别为 $\overline{\sigma_1}=20\text{ MPa}$ 和 $\overline{\sigma_1}=-148\text{ MPa}$, 标准差分别为 $S_{\sigma_1}=6\text{ MPa}$ 和 $S_{\sigma_1}=45\text{ MPa}$. 由此可以算出工作应力的应力幅、平均应力及应力半径向量的均值分别为

$$\overline{\sigma_a}=84\text{ MPa}, \overline{\sigma_m}=-64\text{ MPa},$$
$$\overline{\sigma_1}=[(\overline{\sigma_a})^2+(\overline{\sigma_m})^2]^{1/2}=105.6\text{ MPa} \quad (1)$$

也可算出应力幅、平均应力及应力半径向量的标准差分别为

$$S_{\sigma_a}=S_{\sigma_m}=S_{\sigma_1}=22.4\text{ MPa} \quad (2)$$

2 连杆疲劳强度的分布规律

连杆的疲劳实验是在专用疲劳试验机上进行的. 为了减少试件的发热量, 避免试件过热, 试验机工作频率选为 8.3 Hz. 由于工作频率较低, 确定适当的循环基数就显得非常重要. 在一般情况下无限寿命循环基数应定为 10^7 , 但根据 95 连杆以前的试验结果, 凡是断裂的连杆其寿命都低于 5×10^6 , 因此本实验的循环基数就定为 5×10^6 , 这样在不影响精度的情况下可减少大量时间, 节约费用. 事实上, 本次实验共做了十几根试件, 断裂连杆的最大寿命仅为 2.3×10^6 , 说明把循环基数定为 5×10^6 是可行的.

用升降法做连杆的疲劳实验, 升降的控制因素为载荷. 试验时第一根试件在较高载荷下进行, 若试件在达到循环基数前破坏, 则第二根试件的试验载荷降低一个级差, 反之试验载荷应升高一个级差. 以后的试验按与此相同的规则进行. 对于破坏的试件, 算出危险截面上的最大压应力强度值, 并利用平均秩算出相应的存活率列于表 1 中.

表 1 疲劳实验数据
Tab. 1 Fatigue testing data

序号 <i>i</i>	强度 σ/MPa	对数强度 $X=\lg \sigma$	存活率 $P/\%$
1	459.1	2.66	87.5
2	492.9	2.69	75.0
3	509.8	2.71	62.5
4	526.3	2.72	50.0
5	539.0	2.73	37.5
6	572.1	2.76	25.0
7	595.4	2.77	12.5

实验表明 95 连杆的疲劳强度遵循威布尔分布. 为计算最小疲劳强度值, 以存活率 P 为纵坐标, 疲劳强度的对数值 X 为横坐标, 在威布尔概率坐标纸上绘出 $P-X$ 曲线如图 4 所示. 由曲线的渐近线可算出最小疲劳强度压应力值为: $\sigma_{20} =$

313.6 MPa .

用应力半径向量表示: $\sigma_{20}=223.877\text{ MPa}$ 将表 1 中的各强度值 σ 减去 σ_{20} , 再取对数: $X_i=\lg(\sigma-\sigma_{20})$, 并以存活率 P 为纵坐标, X_i 为横坐标, 将各数据点画在威布概率坐标纸上, 用最小二乘法将各数据点拟合合成直线, 如图 5 所示.

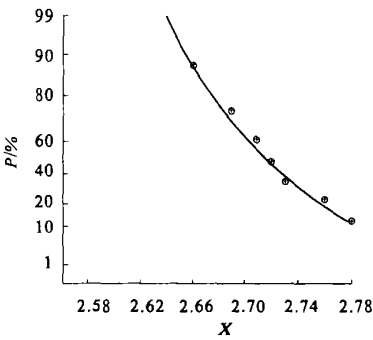


图 4 P 和 X 的关系曲线
Fig. 4 P and X relations curve

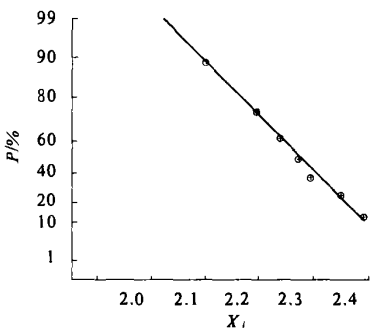


图 5 P 和 X_i 的关系曲线
Fig. 5 P and X_i relations curve

直线方程为

$$X_i=2.369\ 2-0.103\ 07Y \quad (3)$$

式中: $Y=-\ln\ln(1/P)$.

由此, 确定威布尔分布函数的形状参数 m 和特征强度 σ_{2a} 为: $m=4.212\ 8$, $\sigma_{2a}=547.592\text{ MPa}$.

强度的均值 $\overline{\sigma_2}$ 由下式表示:

$$\overline{\sigma_2}=\sigma_{20}+(\sigma_{2a}-\sigma_{20})\Gamma(1+\frac{1}{m}) \quad (4)$$

其中, $\Gamma(x)=\int_0^\infty \sigma^{-1}e^{-\sigma}d\sigma$ (5)

把已知数据代入上式可得: $\overline{\sigma_2}=526.227\text{ MPa}$. 把 σ_{2a} 和 $\overline{\sigma_2}$ 用应力半径向量表示: $\sigma_{2a}=390.92\text{ MPa}$, $\overline{\sigma_2}=375.67\text{ MPa}$.

3 连杆疲劳强度可靠性分析

由上文可知连杆的工作应力遵循正态概率分

布而疲劳强度遵循威布尔分布,其破坏概率由下式表示:

$$F = \int_{\sigma_{r20}}^{\infty} f(\sigma) \cdot F(\sigma) d\sigma \tag{6}$$

式中:

$$f(\sigma) = \frac{1}{\sigma_{r1} \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{\sigma - \bar{\sigma}_{r1}}{\sigma_{r1}}\right)^2\right] \tag{7}$$

$$F(\sigma) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\sigma - \sigma_{r20}}{\sigma_{2a} - \sigma_{r20}}\right)^3\right] \tag{8}$$

显然,当工作应力半径向量小于最小疲劳强度半径向量,即 $\bar{\sigma}_{r1} < \sigma_{r20}$ 时,连杆的破坏概率为零.由上述计算可知: $\bar{\sigma}_{r1} = 105.6 \text{ MPa}$, $\sigma_{r20} = 223.877 \text{ MPa}$,所以在正常工作情况下,该连杆的破坏概率为零.

如果破坏概率 $F=0.0002$,带入式(6)~(8),可求得: $\bar{\sigma}_{r1} = 228.357 \text{ MPa}$.即工作应力的应力半径向量均值为 228.357 MPa 时破坏概率才为 0.0002 .可见强度储备是足够的,能满足柴油机提高转速和改进性能的要求.

4 结论

(1) 95 连杆的工作应力远小于最小疲劳强度,正常情况下破坏概率为零.95 连杆具有足够

的疲劳强度储备,能满足柴油机提高转速和改进性能的要求.

(2) 理论分析和实验证明 95 连杆的危险截面在杆身处,要进一步提高连杆的承载能力需加强杆身处的强度,特别在加工时应尽量减小两孔中心连线相对杆身中心线的偏差.

(3) 升降法实物疲劳实验是求构件疲劳强度及其分布规律的一种精确可靠的方法.

参考文献:

[1] YI C, WANG M W, TONG L. Fatigue strength reliability analysis of a diesel connecting rod based on stochastic finite element method [J]. ASME Intern Combust Engine Div Publ ICE, 1998, 30(2): 1~6.
[2] SHLYUSHENKOV A P. Modeling the fatigue failure processes in evaluating the reliability of machines and their components[J]. Strength of Materials, 1990, 22(3): 344~352.
[3] 王银燕,张鹏奇,王 善. 柴油机连杆疲劳强度可靠性分析[J]. 哈尔滨工程大学学报,2001,22(1): 74~78.
[4] 孔志礼. 实用机械可靠性设计理论与方法[M]. 北京:科学出版社,2003.

Study on Reliability of 95 Connecting Rod

XU De-gang, QIN Li-yi, LIU Ji-jun

(Department of Engineering Mechanics, Zhengzhou University, Zhengzhou 450002, China)

Abstract : The 95connecting rod is one critical part of 95series diesel . First of all , the stresses and the errors in machine work of the connecting rod are analyzed by finite element method and strain -gauging technique , and the mean value and standard deviation of working stress are determined . Then the staircase method fatigue testing in which load is controlling element has been made .The experiment shows that the fatigue strength of the connecting rod satisfies Weibull distribution .The three parameters of Weibull distribution are found . And finally , the failure probability of the connecting rod is studied by reliability theory . The study shows that the rated load of the connecting rod is far small in contrast with the minimumfatigue strength of the connecting rod . Under normal condition the failure probability of the connecting rod equals zero . The strength reserve of the connecting rod is sufficient for the demands of increasing the rotational speed of diesel and improving performance of diesel . Otherwise the staircase method is an exact and efficient method to determine fatigue strength distribution of the member .

Key words : connecting rod ;fatigue strength ;reliability ;the staircase method