

95 连杆疲劳强度研究*

许德刚

(郑州工学院数力系)

摘 要: 常规实物疲劳试验精度太低且无法确定构件在给定寿命下的强度分布规律,为此本文将升降法应用于实物疲劳试验。选取载荷作为控制因素,研究了 95 连杆在给定寿命下疲劳强度的分布规律,较精确地求出了连杆均值强度安全系数及高存活率下的疲劳强度。

关键词: 连杆, 疲劳强度。

中国图书分类号: TG115.57

95 连杆应用于 95 系列四冲程高速柴油机,在国内应用广泛。国家在山东省博山市建立了 95 连杆自动生产线。该生产线的生产工艺是否可行,关键要看其产品的疲劳强度是否达到了规定指标。另外 95 连杆在实用中偶有断裂现象,因此需要确定这些事故是由于连杆本身疲劳强度不足引起的,还是由于其它原因造成的。再者,95 系列柴油机打算进一步提高转速,改进性能,所以应该了解其连杆是否具有足够的强度储备。要解决这些问题就必须对 95 连杆的疲劳强度做出一个客观的评价。

要想比较精确地确定构件的疲劳强度是一个困难的问题。因为构件的疲劳强度与很多因素有关,疲劳计算公式不能全面客观地把这些因素反映出来,所以利用公式计算构件疲劳强度的方法精度太差。实物疲劳试验是确定构件疲劳强度的基本方法,但是一般构件生产工序多、加工误差大,其疲劳强度具有很大的分散性。按照常规疲劳试验的方法,用几个试件难以可靠地确定构件的疲劳强度,更无法确定给定寿命下构件疲劳强度的分布规律。升降法是基于统计理论的一种方法,在材料疲劳试验中可用来确定材料给定寿命下的疲劳极限及其分布规律。由于实验技术复杂及费用较贵,很少有人将这种方法应用于构件,但这种方法又是较精确地确定给定寿命下构件疲劳强度及其分布规律的最有希望的方法。为了解决上述生产中的问题,本文将升降法推广应用于实物,讨论了推广过程中所遇到的一些问题,并以载荷做为控制因素,在寿命 $N = 5 \times 10^6$ 处进行了升降法试验,在数据处理时,讨论了连杆疲劳强度的分布规律,确定了 95 连杆均值安全系数及高存活率疲劳极限。

1 试验工况选择

试验所用 95 型连杆系由山东博山锻压厂辗锻自动生产线生产,材料为 45[#]钢,经调质处理,其机械性能如表 1,连杆大小孔径分别为 70mm 和 39mm,孔心距为 210mm。

* [收稿日期: 1991-05-11]

连杆所载荷为内燃机气体爆炸压力和活塞惯性拉力, 其额定压力为 4.605T, 拉力为 0.64T, 模拟主要工况我们做了循环比为-7.2 的拉压疲劳试验。

表 1

$\sigma_s(\text{kg/mm}^2)$	$\sigma_b(\text{kg/mm}^2)$	$\delta(\%)$	$\psi(\%)$	a_k	HR _c
75	88	22	60.7	13.6	26

2 控制因素讨论:

控制因素的选取问题是将升降法由材料推广到构件后所出现的一个新问题。因在材料试验中所用的是光滑小试件, 其加工精度相当高, 不同试件对应点处的应力和试件所受的载荷是成比例的。所以控制载荷和控制应力所得试验结果是一致的。但在实物的升降法试验中情况就不同了, 一般来说构件加工工序多, 制造误差大, 以致影响了应力分布。不同试件对应点处的应力和试件所受的载荷不一定成比例, 受载大的试件某点处的应力, 不一定比受载小的试件相应点处的应力高, 这样控制应力和控制载荷所得到的实验结果差别较大。

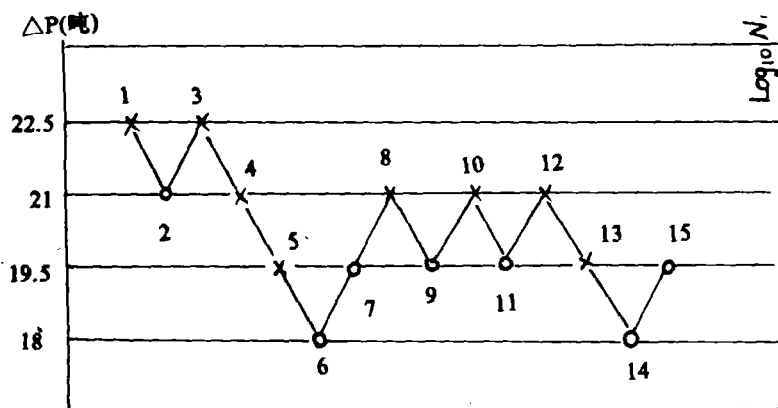


图 1 连杆升降图

我们对博山厂出产的 95 连杆进行了检查和测量, 发现上下孔中心连线和杆身中心线不相重合, 严重者其左右偏差达 1mm, 前后偏差达 2mm, 由于这些偏差而使连杆受力后左右和前后两个方向上都产生了附加弯矩, 计算表明, 由此而引起的杆身应力误差占总应力的 20% 左右, 所以在

连杆升降法试验中控制应力和控制载荷所得实验结果显然会有较大差别, 这样便出现了一个控制因素的选取问题。我们认为此问题应根据试验目的来解决, 如果试验目的是以试验结果为一客观标准去验证疲劳公式是否精确, 疲劳数据是否可靠, 或评价构件设计是否合理, 则在试验过程中应该尽量消除构件制造误差对试验结果的影响, 而以应力作为控制因素时正好可以达到此目的, 所在这种情况下应该选取应力作为控制因素。如果试验的目的是为了评定生产工艺的好坏或产品质量的高低, 则应选取载荷做为控制因素, 因产品的质量是由其结构设计的好坏, 所用材质的优劣和制造误差的大小等因素共同决定的, 而以应力作为控制因素时消除了制造误差对疲劳强度的影响, 这是不合适的。本次试验的目的是后者, 所以应该选取载荷作为控制因素。

3 连杆疲劳试验:

疲劳试验是在连杆疲劳试验机上进行的, 试验工作频率为 500 周/分。由于工作频率

低, 所以确定适当的循环基数对试验就显得非常重要。在一般情况下无限寿命循环基数应定为 10^7 , 但根据 95 连杆以前的疲劳试验结果, 凡是断裂的连杆其寿命都低于 5×10^6 , 所以我们把循环基数定为 5×10^6 , 这样在不影响精度的情况下可减少时间, 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 , 说明把无限寿命循环基数定为 5×10^6 是可行的。

本试验以二倍载荷幅做为控制因素, 级差定为 1.5 吨, 共做了 16 根试件, 升降图如图 1 所示。(ΔP 为最大拉载荷与最大压载荷绝对值之和)

4 95 连杆应力分析

以载荷作为控制因素时升降法疲劳试验只能确定指定寿命时产品所能承受的极限载荷及其分布规律, 构件的疲劳强度应该以危险点处的应力来表示, 为此需对连杆进行应力分析。

由于 95 连杆制造误差较大, 引起误差的因素太多, 单用有限元计算难以反映制造误差对疲劳强度的影响。电测能够如实反映产品受载后的真实应力, 但受帖片的限制, 对应力变化剧烈的地方, 难以测出应力变化的细节, 同时对连杆孔内表面的应力也无法用电测测量, 所以我们采用了有限元计算和电测相结合的办法对连杆进行了应力分析。

4.1 有限元计算

根据受力情况, 连杆可近似做为平面应力问题来处理, 但由于连杆各处厚度不等, 所以每个单元的厚度应单独输入。计算程序由八节点等参元通用平面程序修改而成。主要修改了两点, 一是对刚度阵形成部分进行了修改, 增加了单元变厚度功能。二是对载荷化简部分进行了修改, 增加了载荷平衡功能, 消除了载荷化简后的不平衡现象, 针对连杆

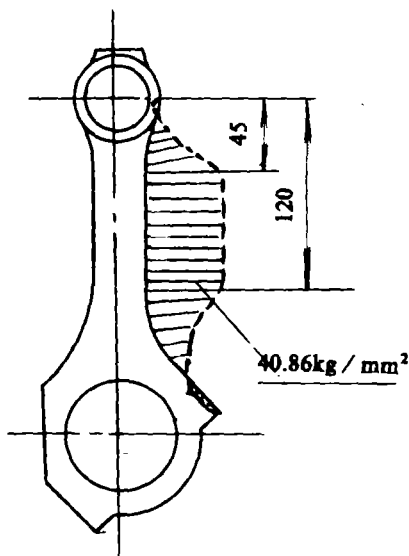


图 2 压应力分布(12.9T)

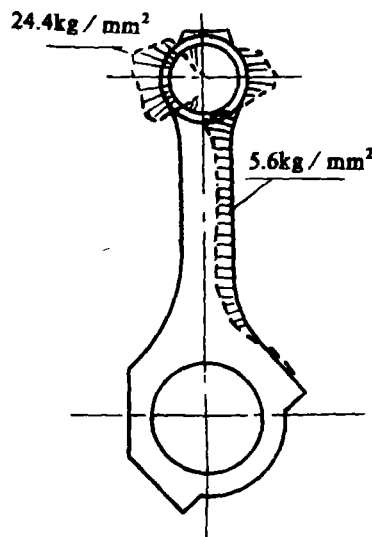


图 3 拉应力分布(1.79T)

轴和孔配合松紧程度的不同, 应力边界采用了 120° 余弦和 180° 余弦两种载荷分布形式, 对每种载荷分布形式分别计算了三种拉载荷, 三种压载荷。图 2 和图 3 分别为 12.9 吨。压载荷和 1.79 吨拉载荷时的应力分布情况。

4.2 电测

电测是在拉压疲劳机上进行的, 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, 同一横截面上的应力并非均匀分布, 应力极值点往往发生在截面四个顶角之上, 不同横截面上的应力分布也不相同, 为了使电测值具有代表性, 应该对多根连杆进行电测, 并取各连杆对应测点处

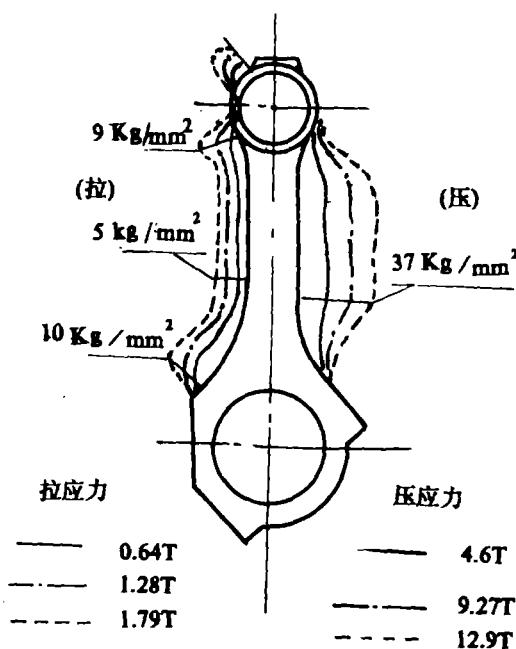


图4 拉压应力分布(电测)

根据电测值就可将载荷升降图转换成用危险截面应力表示的应力升降图。图2右侧标上了对应载荷幅下危险点处的应力幅值。 $(\Delta\sigma)$ 等于危险点二位应力幅值。

实际升降法实验也证实了上述应力分析的正确性, 实验中断裂的试件, 断面全部位于杆身处。

5 连杆给定寿命下的疲劳强度及其分布规律

95 连杆在给定寿命下的疲劳强度是一随机变量, 现在需要确定这一随机变量的分布规律, 为此需对升降法的结果进行作图分析。

图2中共有十五个数据点, 把表示相反结果的数据点配成七对, 将每对应力取平均值, 得七个应力观察值, 将它们按从小到大的顺序排列起来并取对数, 利用下述公式求出对应存活率

$$P_i = 1 - \frac{i}{n+1}$$

其中 n 为子样包含的观察值数, i 为序数。将各计算值列于表2。为以下计算需要将 u_{pi} , x_i^2 , u_{pi}^2 及 $u_{pi}x_i$ 一并列入表内。

的应力平均值做为该点上的应力电测值。我们测量了拉压载荷分别为: (0.64T, 4.6T); (1.28T, 9.27T); (1.79T, 12.9T) 时的应力, 应力分布情况如图4所示。

由图4-6可看出, 电测和有限元计算所得应力分布趋势基本相同, 但具体各点应力值并不一样, 这反映了制造误差对应力的影响, 因为电测结果反映了实际连杆的应力, 所以测点处的应力应以电测值为准。对于应力变化剧烈处的应力变化趋势, 或没有进行电测处(如孔内侧)的应力值, 应以有限元计算结果为准。

根据计算及电测结果, 经分析比较可知, 危险截面应位于杆身处。在12.9吨压载荷作用下, 危险点压应力为 36.9 kg/mm^2 , 在1.79吨拉载荷作用下, 危险点拉应力为 5.3 kg/mm^2 , 而且危险截面处的应力与连杆所受的载荷成正比, 所以

表 2

序数 i	疲劳强度 $\sigma_i(\text{kg/mm}^2)$	对数疲 劳强度 $X_i = \lg \sigma_i$	存活率 $\gamma_i(\%)$	标准正 态偏量 u_{pi}	X_i^2	u_{pi}^2	$u_{pi}X_i$
1	53.87	1.7314	87.5	-1.1519	2.9977	1.3269	-1.9944
2	56.03	1.7484	75	-0.6752	3.0569	0.4559	-1.1806
3	58.18	1.7648	62.5	-0.3189	3.1145	0.1017	-0.5629
4	58.18	1.7648	50	0	3.1145	0	0
5	58.18	1.7648	37.5	0.3187	3.1145	0.1016	0.5625
6	60.34	1.7806	25	0.6752	3.1705	0.4559	1.2023
7	62.49	1.7958	12.5	1.1594	3.2249	1.3337	2.0739

首先假设随机变量 X_i 遵循正态分布, 以存活率 P_i 为纵坐标, X_i 为横坐标, 将表 2 中的数据画在正态概率坐标纸上 (图 5)。标准正态偏量 u_{pi} 和 X_i 之间的直线方程为:

$$X = a + bU_p$$

$$\text{其中: } b = \frac{\sum_{i=1}^n u_{pi} X_i - \frac{1}{n} (\sum_{i=1}^n u_{pi}) (\sum_{i=1}^n X_i)}{\sum_{i=1}^n u_{pi}^2 - \frac{1}{n} (\sum_{i=1}^n u_{pi})^2}$$

$$a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i - \frac{b}{n} \sum_{i=1}^n u_{pi}$$

将表 2 中的数据代入上式可算得:

$$a = 1.764, \quad b = 0.025, \text{ 所以:}$$

$$x = 1.764 + 0.025u_p$$

据此方程作

$P-X$ 直线 (图 5)

由下式计算相关系数:

$$\gamma = \frac{L_{ux}}{\sqrt{L_{uu} \cdot L_{xx}}}, \text{ 其中:}$$

$$L_{uu} = \sum u_{pi}^2 - \frac{1}{n} (\sum u_{pi})^2$$

$$L_{xx} = \sum X_i^2 - \frac{1}{n} (\sum X_i)^2$$

$$L^{ux} = \sum u_{pi} X_i - \frac{1}{n} (\sum u_{pi}) (\sum X_i)$$

将表 2 中数据代入上式可算得: $\gamma = 0.997$, 当 $n = 7$ 时, 相关系数的起码值为: $\gamma' = 0.754$, 可见 X 和 U_p 线性相关。所以在给定寿命下连杆对数疲劳极限可认为是正态分布。

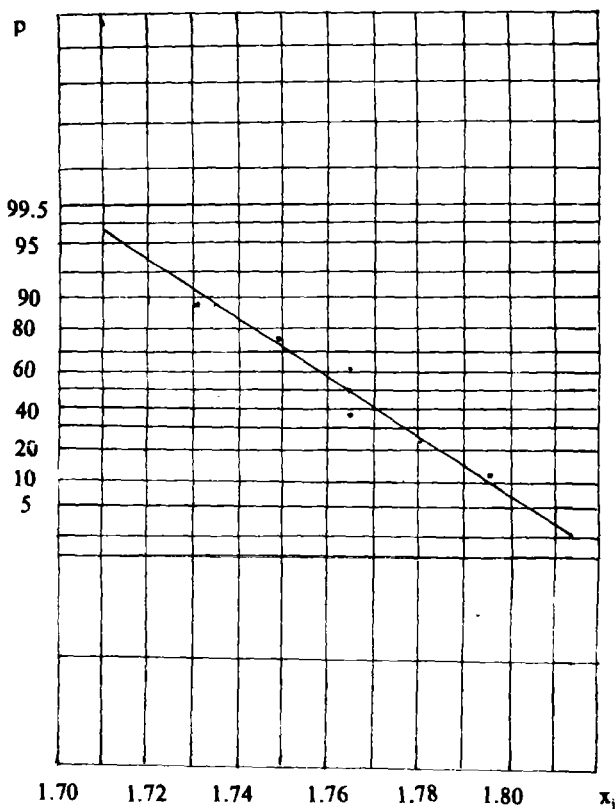


图 5

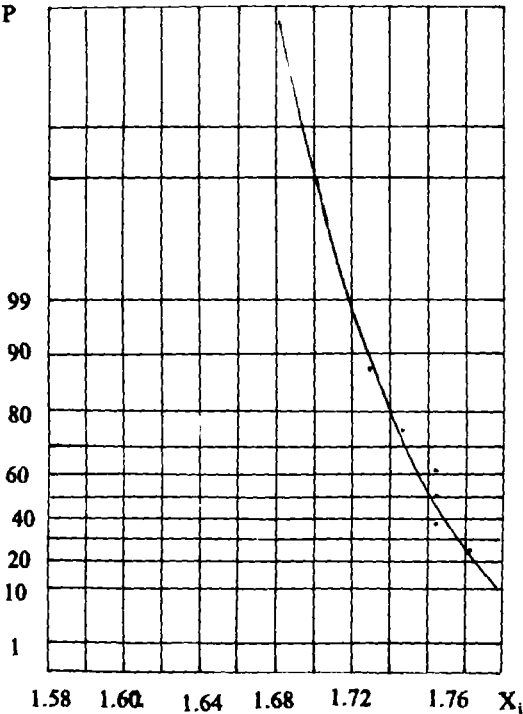


图 6

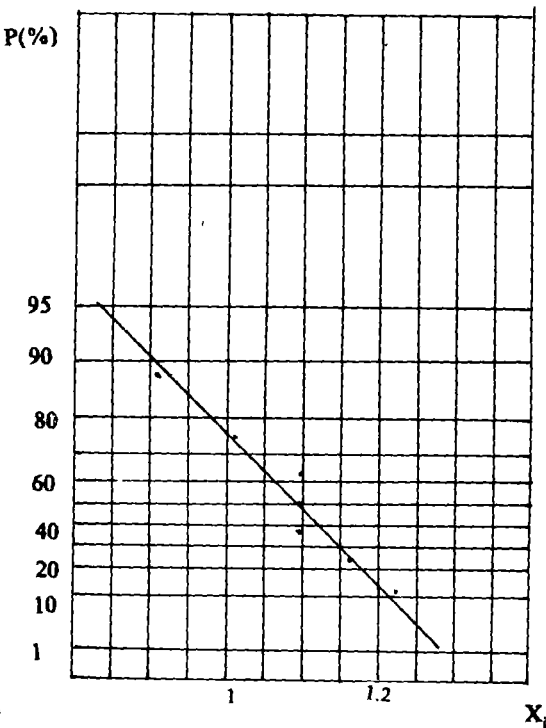


图 7

如果假设随机变量 X_i 遵循威布尔分布, 则需首先估计最小疲劳极限幅 σ_0 , 为此以 P_i 为纵坐标, 以 X_i 为横坐标, 在威布尔概率坐标纸上绘出 $P-X$ 曲线 (图 6)。曲线的渐近线为: $X=1.66$, 所以 $\sigma_0=45.7\text{kg}/\text{mm}^2$, 将各疲劳极限观察值 σ_i 减去 σ_0 , 再取对数 (表 3)。

表 3

i	$X_i = \lg(\sigma_i - \sigma_0)$	$P_i(\%)$	$y_i = -\ln \ln 1 / p_i$	y_i^2	$y_i X_i$
1	0.9122	87.5	2.0134	4.0539	1.8363
2	1.0141	75	1.2459	1.5523	1.2635
3	1.0962	62.5	0.7550	0.5700	0.8276
4	1.0962	50	0.3665	0.1343	0.4018
5	1.0962	37.5	0.0194	0.0004	0.0212
6	1.1655	25	-0.3266	0.1067	-0.3807
7	1.2251	12.5	-0.7321	-0.5360	-0.8969
Σ	7.6055		3.3415	6.9536	3.0728

以 P_i 为纵坐标, 以 X_i 为横坐标, 将各数据点画在威布尔概率坐标纸上 (图 5)。为拟合直线, 将 P_i 按下述公式折算成 y_i :

$$y_i = -\ln \ln \frac{1}{P_i}$$

则 X-y 直线方程为 $X = a' + b' y$

$$\text{其中: } b' = \frac{\sum_{i=1}^n y_i X_i - \frac{1}{n} (\sum_{i=1}^n y_i) (\sum_{i=1}^n X_i)}{\sum_{i=1}^n y_i^2 - \frac{1}{n} (\sum_{i=1}^n y_i)^2}$$

$$a' = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i - \frac{b'}{n} \sum_{i=1}^n y_i$$

将表 3 中的数据代入上式得: $b' = -0.1041$, $a' = 1.1362$, 所以 X-Y 直线方程为:

$$X = 1.1362 - 0.1041y$$

按此方程即可画出 X-P 直线(图 7)

按下式求出相关系数:

$$\gamma = \frac{L_{yx}}{\sqrt{L_{yy} \cdot L_{xx}}}$$

$$\text{其中: } L_{yy} = \sum_{i=1}^n y_i^2 - \frac{1}{n} (\sum_{i=1}^n y_i)^2$$

$$L_{xx} = \sum_{i=1}^n x_i^2 - \frac{1}{n} (\sum_{i=1}^n x_i)^2$$

$$L_{yx} = \sum_{i=1}^n y_i X_i - \frac{1}{n} (\sum_{i=1}^n y_i) (\sum_{i=1}^n X_i)$$

将表 3 数据代入得: $\gamma = -0.9726$

当最小疲劳极限幅 σ_0 的估计值变动时, 相关系数也随之变动, 但变动幅度很小。当 $\sigma_0 = 38.9 \text{ kg/mm}^2$ 时, 可算得: $\gamma = -0.9713$ 。

因 $n = 7$ 时相关系数起码值为 $\gamma' = 0.754$

$|\gamma| > \gamma'$, 所以随机变量 σ_i 可认为符合威布尔分布。

由上述讨论可知, 在所讨论的存活率范围 ($12.5\% < P < 87.5\%$) 内, 连杆给定寿命下的对数疲劳极限比较符合正态概率分布, 尽管在接近 100% 的高存活率下正态概率分布的精度不足, 但一般是偏于保守的, 而且这种分布的数据处理简单, 所以应用正态概率分布来处理构件给定寿命下的对数疲劳极限是比较合适的。当求解接近于或等于 100% 存活率的安全疲劳极限时应用威布尔分布较好。

按正态概率分布, 由图 7 可求出以二倍应力幅表示的 95 连杆疲劳强度均值为:

$$\overline{\sigma_{2a}} = 58.18 \text{ kg/mm}^2$$

方差为: 3.946 kg/mm^2 。

均值安全系数: $K = \overline{\sigma_{2a}} / \sigma_{2a}$, σ_{2a} 为二倍额定工作应力幅。代入数据: $K = 3.855$ 。

按威布尔分布, 以二倍应力幅表示的 95 连杆 100% 存活率时的疲劳强度为:

$$\sigma_{2a0} = 45.7 \text{ kg/mm}^2, \text{ 其中: 拉应力: } 5.57 \text{ kg/mm}^2$$

压应力: 40.13 kg/mm^2

由图 9 或 X-Y 直线方程可求出成活率为 99.99% 时的疲劳强度 (二倍应力幅) 为:

$$\sigma_{2a99.99} = 47.2 \text{ kg/mm}^2$$

其中: 拉应力: 5.756kg/mm^2

压应力: 41.444kg/mm^2

6 讨论

6.1 以疲劳强度去评定构件的产品质量或生产工艺时, 升降法疲劳实验应以载荷作为控制因素, 并在实验和数据处理时尽量把产品的制造误差对疲劳强度的影响反映出来。

6.2 连杆在给定寿命下的对数疲劳强度比较符合正态概率分布。

6.3 循环特性 $\gamma = -7.2$ 时, 以二倍应力幅表示的 95 连杆 (博山厂生产) 均值疲劳强度为: 58.18kg/mm^2 , 方差为: 3.946kg/mm^2 , 均值安全系数为: 3.855; 存活率为 99.99% 及 100% 时的疲劳强度分别为: 47.2kg/mm^2 和 45.7kg/mm^2 。

参考文献

- (1) H.O.Fuchs, Metal Fatigue in Engineering. 1980
- (2) N.E.FROST. Metal Fatigue. CLARENDON PRESS. OXFORD. 1974
- (3) 凌树森, 可靠性在机械强度设计和寿命估计中的应用, 宇航出版社, 1988

Study on the 95 Connecting Rod Fatigue Strength

Xu Degang

(Zhengzhou Institute of Technology)

Abstract: Traditional method of member fatigue testing, the accuracy of which is very low, can't determine the strength distribution of member for a certain member life, therefore the staircase method is applied to the member fatigue testing. With load selected as governing factor, the strength distribution of the 95 connecting rod is researched, and the fatigue strength for various percent survival, safety factor of 95 connecting rod are determined.

Keywords: connecting rod, fatigue strength