

压裂泵连杆疲劳强度分析

□ 李向龙 □ 芮执元 □ 雷春丽 □ 李特

兰州理工大学 机电工程学院 兰州 730050

摘要:对某型号五缸单作用压裂泵连杆进行受力分析,得到连杆载荷在一个工作周期内的变化规律,运用有限元软件对连杆进行静力分析,并用古德曼法计算了高应力区域的疲劳安全系数。结果表明:连杆最大应力发生在连杆小头与杆身圆弧处,是危险的部位;高应力区域的疲劳强度满足设计要求。

关键词:压裂泵 连杆 疲劳强度

中图分类号:TH112.1;TH123*3

文献标识码:A

文章编号:1000-4998(2014)12-0060-03

随着我国石油、天然气需求的高速增长,对开发难度较大的深井油气田、超深井油气田、低渗透油田及煤层气田的开发已经成为国家能源开发的战略之一。目前,我国油田的平均采收率在30%左右,而世界先进国家已达到50%~70%。压裂作业技术是油气田稳产增产的重要措施,经过压裂作业的油气井的产量可增加几倍至几十倍^[1]。压裂泵是非常规能源油气开发中压裂作业技术的核心设备,连杆是压裂泵动力端中重要的部件之一,它将曲柄的旋转运动转化为柱塞的往复运动。连杆在工作中既受交变的拉压应力,又受弯曲应力,因此,连杆在一个复杂的应力状态下工作,容易在高应力区域发生疲劳断裂。压裂泵工作时要求连杆具有较高的强度和抗疲劳性能,确保泵在大排量、大功率、高泵压条件下能多段连续作业和可靠工作。

1 连杆载荷计算

五缸压裂泵动力端主要由壳体、齿轮、小齿轮、曲

收稿日期:2014年6月

轴、连杆和十字头等部件组成。曲柄旋转一周,柱塞在液压缸中往复运动一次,完成一次吸入和排出过程。工作中,每个缸的曲柄、连杆、十字头的运动可简化为曲柄滑块机构。对一个液压缸进行受力分析,如图1所示, O 为曲轴的中心, B 为十字头销的中心, OA 为曲柄, AB 为连杆。规定指向坐标轴(X 轴、 Y 轴)的方向为力的正方向,十字头、曲轴对连杆的作用力为^[2]:

$$F_{1x} = -\frac{m_1\alpha + fm_1gJ_2(\theta) - F}{\sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\theta + f\lambda\sin[\theta J_2(\theta)]}} \sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\theta} \quad (1)$$

$$F_{1y} = \frac{m_1\alpha + fm_1gJ_2(\theta) - F}{\sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\theta + f\lambda\sin[\theta J_2(\theta)]}} \lambda\sin\theta \quad (2)$$

$$F_1 = \sqrt{F_{1x}^2 + F_{1y}^2} \quad (3)$$

$$F_{3x} = -F_{1x} - m_3\alpha_{cx} \quad (4)$$

$$F_{3y} = -F_{1y} + m_3(g - \alpha_{cy}) \quad (5)$$

$$F_3 = \sqrt{F_{3x}^2 + F_{3y}^2} \quad (6)$$

$$F = -PA + (0.06PA)J_1(\theta) \quad (7)$$

$$P = \begin{cases} 0, & \theta_0 < \theta \leq \pi + \theta_0 \\ P_d, & \pi + \theta_0 < \theta \leq 2\pi + \theta_0 \end{cases} \quad (8)$$

5 总结

发动机再制造给废旧发动机带来了第二次生命,对走可持续发展道路、节约能源、减少污染以及循环利用资源具有重要意义。但我国再制造业与欧美强国之间还存在一定的差距,在再制造道路上还有待提高。需要加强再制造关键技术的研究,完善再制造管理机制,使再制造业健康稳步地发展,为社会创造价值。

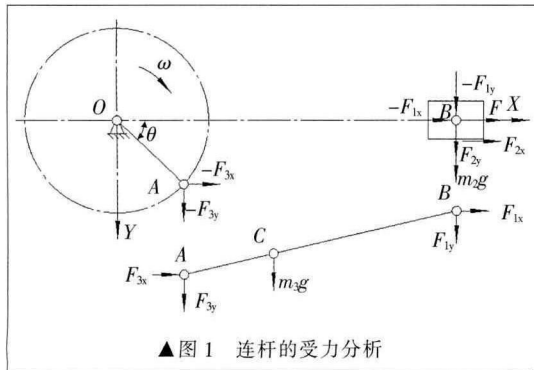
参考文献

- [1] 胡振峰,汪笑鹤,吕鏖,等. 自动化电刷镀技术在发动机缸体再制造中的应用[J]. 中国表面工程,2012(4):27-30.
- [2] 徐滨士,董世运,史佩京. 中国特色的再制造零件质量保证

- 技术体系现状及展望[J]. 机械工程学报,2013(20):84-90.
- [3] 高玉民. 汽车环保呼唤发动机再制造业 [J]. 世界汽车, 2002(10):13-15.
- [4] 刘石,刘谦. 汽车发动机零件再制造技术[J]. 装备维修技术,2005(2):49-50,48.
- [5] 刘谦,戴庆荣. 汽车发动机再制造发展现状及其关键技术[J]. 设备管理与维修,2003(2):9-10.
- [6] 邢忠,姜爱良,谢建军,等. 汽车发动机再制造效益分析及表面工程技术的应用[J]. 中国表面工程,2004(4):1-5,9.
- [7] 李德才,曲洪亮,江振伟. 汽车零部件再制造工艺研究[J]. 森林工程,2007(5):29-32.

(编辑 禾 禾)





▲图1 连杆的受力分析

$$J_1(\theta) = \begin{cases} 1, & 0 < \theta \leq \pi \\ -1, & \pi < \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (9)$$

$$J_2(\theta) = \begin{cases} 1, & 0 < \theta \leq \theta_0, \pi < \theta \leq 2\pi \\ -1, & \theta_0 < \theta \leq \pi \end{cases} \quad (10)$$

式中： F_1 为十字头对连杆的作用力； F_{1x} 、 F_{1y} 分别为十字头对连杆在X轴、Y轴方向上的分力； F_3 为曲轴对连杆的作用力； F_{3x} 、 F_{3y} 分别为曲轴对连杆在X轴、Y轴方向上的分力； θ 为曲柄转角， $\theta = \omega t$ ； λ 为曲柄连杆比； m_1 为十字头、柱塞、拉杆及其附件总质量； m_3 为连杆的总质量； α 为 m_1 的加速度； α_{cx} 、 α_{cy} 分别为连杆质心C沿X轴、Y轴方向上的加速度； f 为十字头与导向套间的动摩擦因数； F 为柱塞力PA和柱塞与缸套之间的摩擦力 F_f 的合力； P 为液缸内压力； A 为柱塞的截面积； θ_0 为泵阀关闭的滞后角； P_0 为液压缸介质压力； $J_1(\theta)$ 、 $J_2(\theta)$ 分别为自定义的 θ 角函数。

图2、图3为十字头、曲轴对连杆作用力随曲柄转角在一个周期内的变化曲线。按曲柄转角每隔1°计算一次，可得连杆所承载荷的最大值及位置，见表1。

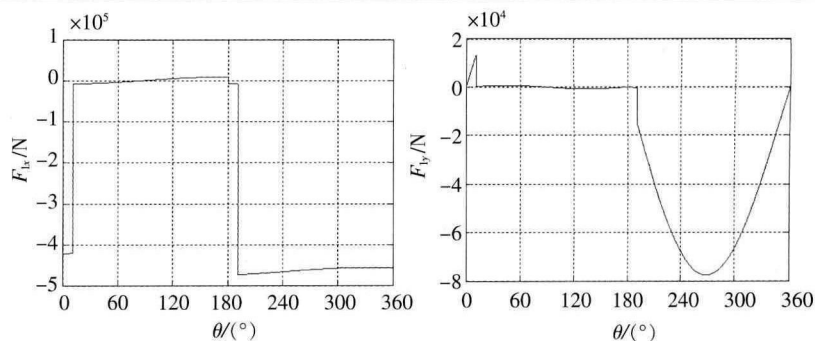
表1 连杆所受载荷及位置

工况	十字头对连杆作用力 F_1		曲轴对连杆作用力 F_3	
	曲柄转角 $\theta/(^\circ)$	F_1/N	曲柄转角 $\theta/(^\circ)$	F_3/N
受拉工况	12	8 054	12	7 137
受压工况	269	468 130	275.6	467 760

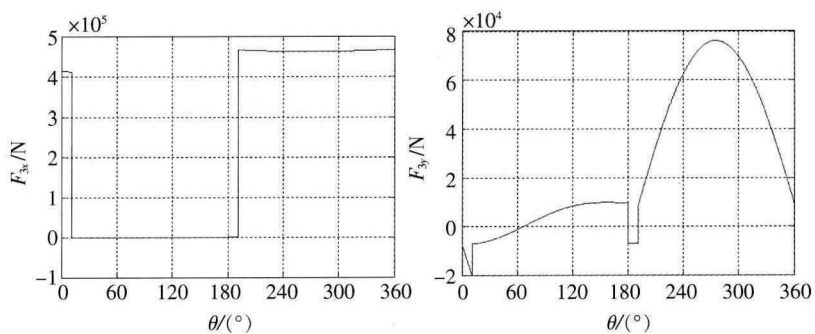
2 连杆有限元分析

2.1 模型及网格划分

连杆由连杆体、轴承座、轴承盖、大头轴瓦、小头衬套、螺栓等组成。因往复泵多采用曲拐轴，为便于保护、拆装和对大头轴瓦间隙进行调整，连杆体和轴承座、轴承座和轴承盖之间用螺栓连接，螺栓处设置了防松装置。为使模拟更加接近真实情况，分别在连杆大小头添加曲柄销和十字头销模拟连杆与曲轴、十字头销的接触。在建立连杆组件模型时，对连杆的油孔、螺栓、过渡圆角等作了适当简化，如图4所示。根据连杆的结构特



▲图2 十字头对连杆作用力的变化曲线

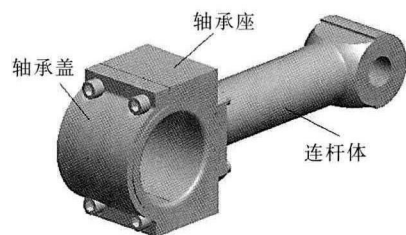


▲图3 曲轴对连杆作用力的变化曲线

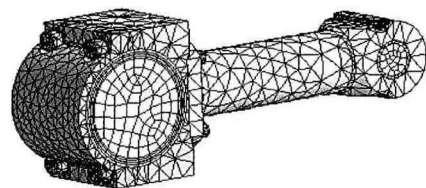
点，采用自由网格划分的形式，将模型划分为28 577个单元，61 264个节点，如图5所示。

2.2 边界条件和载荷

为防止模型产生刚性位移，对曲柄销两个



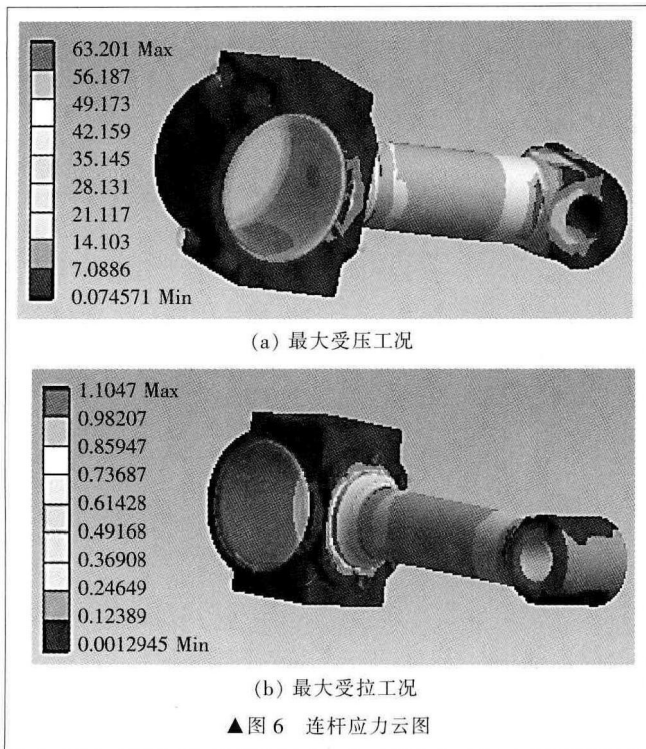
▲图4 连杆三维实体模型



▲图5 连杆有限元模型

端面施加全约束，十字头销两端只留下沿杆身方向的自由度。对十字头销和小头衬套、小头衬套和连杆小头、连杆和连杆盖、连杆杆身和轴瓦、连杆盖和轴瓦、轴瓦和轴瓦、曲柄和轴瓦、连杆螺栓和杆身、连杆螺栓和连杆盖等均采用面-面接触单元模拟相互间的接触作用^[4]。将两种工况下的最大载荷以集中力的形式施加到十字头销上，通过十字头销和连杆的接触，将力传递给连杆。

2.3 应力计算结果



连杆在两种工况下的应力云图如图6所示,从图中可以看出,连杆在最大受压工况下整体应力较高,最大应力发生在连杆小头与杆身过渡圆弧处,应力值为63.201 MPa,这是因为在该工况时压裂泵处于排出过程,液压缸内的介质压力作用在柱塞上,连杆受力较大;连杆在最大受拉工况下整体应力较低,最大应力发生在连杆小头与杆身过渡圆弧处,应力值为1.105 MPa,这是因为在该工况下压裂泵处于吸入过程,柱塞上无介质压力的作用,连杆的受力较小。连杆的材料为45号钢,屈服强度为355 MPa,满足静强度设计要求。

3 连杆的疲劳强度分析

连杆在工作过程中受交变载荷的作用,容易在高应力区域发生疲劳断裂,因此在实际工作中要求连杆具有较高的强度和抗疲劳性能。根据有限元软件分析的结果,选取了两个容易发生疲劳断裂的高应力区域,每个区域的等效应力见表2。

表2 连杆高应力区域的等效应力/MPa

区域	最大应力 $ \sigma_{\max} $	最小应力 $ \sigma_{\min} $	平均应力 $ \sigma_m $	应力幅 $ \sigma_a $
小头和杆身的过渡处	63.201	1.105	32.153	31.048
大头和杆身的过渡处	60.406	1.041	30.724	29.683

根据古德曼安全系数法,疲劳强度校核公式^[6]为:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_b \sigma_{-1}}{K_{\sigma D} K_s \sigma_b \sigma_a + K_{s1} \sigma_{-1} \sigma_m} \geq [n] \quad (11)$$

表3 连杆高应力区域的疲劳安全系数

区域	安全系数
小头和杆身的过渡处	2.62
大头和杆身的过渡处	2.74

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon} + \frac{1}{\beta_1} - 1 \quad (12)$$

式中: n_σ 为工作安全系数; σ_b 为抗拉强度; σ_{-1} 为对称循环下的材料疲劳极限; $K_{\sigma D}$ 为对称循环下零件疲劳降低系数; K_s 、 K_{s1} 为分散系数; σ_a 为应力幅; σ_m 为平均应力; $[n]$ 为许用安全系数; ε 为尺寸系数; β_1 为表面加工系数; K_σ 为疲劳缺口系数。

对连杆两个高应力区域疲劳安全系数进行计算,结果见表3。在材料性能比较均匀、载荷及应力比较准确的情况下,许用安全系数可取 $[n]=1.6\sim 1.8$,由表3可见,连杆高应力区域的疲劳安全系数均大于许用安全系数,连杆满足疲劳强度要求。

4 结论

(1) 通过对连杆的受力分析,得到压裂泵一个工作周期内连杆载荷随曲柄转角的变化规律,为连杆载荷最大值的计算和有限元中载荷的施加提供了依据。

(2) 连杆在受拉工况和受压工况下的最大应力均发生在连杆小头和杆身的过渡处。因此,设计时要注意连杆小头和杆身的圆弧过渡处,在合理的范围内尽量增大圆弧半径,以减少过渡处的应力集中。

(3) 在有限元应力分析的基础上,计算了交变环境下高应力区域的疲劳安全系数,结果表明,压裂泵的连杆满足疲劳强度要求。

参考文献

- [1] 郑军卫,张志强.提高原油采收率:从源头节约石油资源的有效途径[EB/OL].<http://news.sciencenet.cn/html/shownews.aspx?id=2300>,2007-01-24.
- [2] 沈海学.钻井往复泵原理与设计[M].北京:机械工业出版社,1990.
- [3] 苏铁熊,吕彩琴,张翼,等.接触问题对连杆有限元分析的影响[J].内燃机学报,2002,20(1):79-83.
- [4] 胡志远,楼狄明,谭丕强,等.非道路用增压柴油机连杆组件3维有限元分析[J].同济大学学报(自然科学版),2009,37(1):101-105.
- [5] 李一民,郝志勇,曾小春.考虑油膜润滑的连杆有限元分析[J].浙江大学学报(工学版),2012,46(7):1233-1237.
- [6] 李舜酩.机械疲劳与可靠性设计[M].北京:科学出版社,2006.
- [7] 《往复泵设计》编写组.往复泵设计[M].北京:机械工业出版社,1987.

(编辑 丁 罡)

