

压裂泵连杆动态特性分析

□ 李向龙 □ 芮执元 □ 雷春丽 □ 曹卉

兰州理工大学 机电工程学院 兰州 730050

摘要:以某型号压裂泵连杆为研究对象,应用有限元方法对连杆进行了模态分析,得到了连杆的固有频率和各阶模态下的振型。分析结果表明:连杆的第二、三阶模态密集,容易发生共振,引起疲劳破坏。最后对连杆进行了谐响应分析,得到了连杆在激振力作用下的幅频响应曲线,找出连杆发生共振的频率范围,为连杆的进一步优化提供了理论基础。

关键词:连杆 模态分析 共振 谐响应分析

中图分类号:TH123+.3;TP391.9

文献标识码:A

文章编号:1000-4998(2015)01-0023-03

压裂泵是油田进行压裂、酸化作业、提高油气产量的重要设备,处于重载、变载等复杂的力学环境,其运动及所承载荷的合理性直接影响压裂泵的工作性能^[1]。连杆是压裂泵动力端传递动力的运动件,在工作中受到拉伸、压缩和弯曲等交变载荷以及泵中流体的脉动作用,往往会产生较大的振动,造成连杆结构的疲劳破坏。因此,对连杆进行动态特性分析,了解结构的振动情况和发生共振的频率范围,对于避免连杆在工作范围内发生共振、提高其工作的可靠性和使用寿命有着重要的意义。

本文建立了某型号压裂泵连杆组件的三维实体模型,应用有限元软件对连杆进行了模态分析,得到了连杆的固有频率、振型及连杆在激振力作用下位移随频率变化的曲线,找出结构在动态性能的薄弱之处,为连杆的改进和优化提供了依据。

1 预应力模态分析

1.1 振动学方程

根据振动学理论,连杆的振动微分方程为:

$$[M]\{\ddot{X}\}+[C]\{\dot{X}\}+[K]\{X\}=\{F(t)\} \quad (1)$$

式中:[M]、[C]、[K]分别为结构的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵; $\{X\}$ 、 $\{\dot{X}\}$ 、 $\{\ddot{X}\}$ 分别为结构的位移向量、速度向量和加速度向量, $\{X\}=\{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T$; $\{F(t)\}$ 为结构的激励力向量, $\{F(t)\}=\{f_1(t), f_2(t), \dots, f_n(t)\}^T$ 。

固有频率和振型是连杆结构的固有特性,在连杆模态分析时可忽略阻尼和外载荷,则式(1)可简化为:

$$[M]\{\ddot{X}\}+[K]\{X\}=\{0\} \quad (2)$$

连杆自由振动可以看作是简谐振动,假设:

$$\{X\}=\{\phi\} \cos(\omega t+\psi) \quad (3)$$

将式(3)代入式(2)可得:

$$([K]-\omega^2[M])\{\phi\}=\{0\} \quad (4)$$

式中: ω 为连杆振动时的固有频率; $\{\phi\}$ 为各频率对应

的振型。

系统作简谐振动时,结构中各点的位移不全为零,因此 $\{\phi\}$ 有非零解的充要条件,矩阵 $([K]-\omega^2[M])$ 的行列式为零,即:

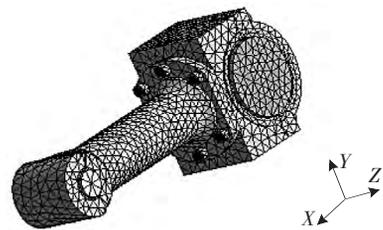
$$\det([K]-\omega^2[M])=\{0\} \quad (5)$$

由式(5)可求得固有频率 ω ,将此解代入式(4)可得振型 $\{\phi\}$ 。

1.2 模态分析

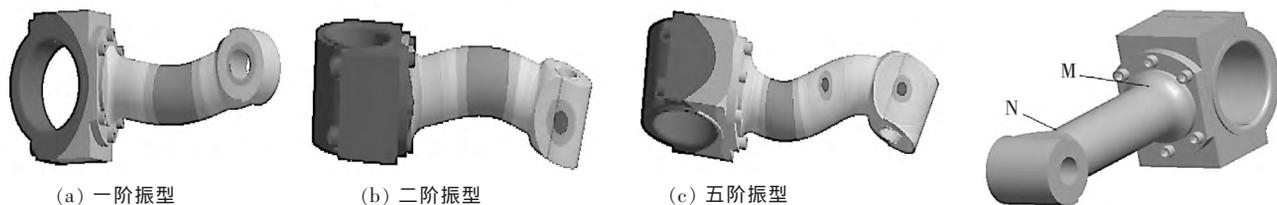
(1)有限元模型。连杆由连杆体、轴承座、轴承盖、轴瓦、衬套、连杆螺栓等零件组成。连杆小头与十字头通过十字头销连接,连杆大头与曲轴轴颈相连,大头孔和小头孔分别安装了轴瓦和衬套。为便于连杆组件拆装和轴瓦间隙的调整,连杆体与轴承座、轴承座与轴承盖做成分开式结构,它们两两之间用连杆螺栓连接成一个整体。同时,在满足强度和刚度的条件下,为了减轻连杆的质量,杆身通常做成空心的圆形断面。在建立连杆组件模型时,对连杆的油孔、过渡圆角等作了适当简化,模型如图1所示。为了使仿真分析更加接近连杆工作时的实际情况,在连杆大、小头孔处分别添加曲柄销和十字头销来模拟连杆大头与曲轴轴颈、连杆小头与十字头销的接触。连杆材料为45号钢,其材料的性能参数为:弹性模量为200 GPa;密度为7.8 g/cm³;泊松比为0.3; $\sigma_b=600$ MPa; $\sigma_s=355$ MPa。坐标系选沿连杆杆身长度方向为X轴,连杆小头圆孔的中心线方向为Z轴,最后再根据右手定则确定Y轴。

(2)网格划分。采用四面体单元对连杆进行有限元网格划分,在连杆的过渡处细化网格,得到29 936个单元,52 898个

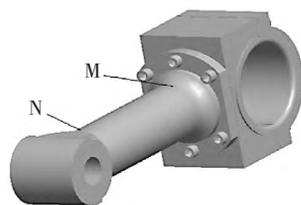


▲图1 连杆组件有限元模型

收稿日期:2014年8月



▲图2 连杆典型的振型图



▲图3 M、N两节点位置图

节点。

(3) 边界条件。根据压裂泵连杆的实际工作情况,约束曲柄销两个端面 X 、 Y 、 Z 方向的自由度和十字头销两个端面 Y 、 Z 方向的自由度,用面-面接触单元模拟十字头销和衬套、衬套和连杆小头孔、连杆体和轴承座、轴承座和轴瓦、轴瓦和轴瓦、轴瓦和轴瓦、曲柄销和轴瓦、螺栓与轴承座和轴承盖、螺栓与轴承座和连杆体等之间的接触作用^[4]。

根据上述有限元模型和边界条件,对连杆进行了预应力的模态分析,得到连杆前十阶预应力模态的固有频率(见表1)和典型的振型图(如图2所示)。

表1 前十阶预应力模态的固有频率

阶次	固有频率/Hz		振型描述
	最大压力	最大拉力	
一	1 587.7	1 589.3	XOY 面内的弯曲振动
二	1 737.6	1 739.3	XOZ 面内的弯曲振动
三	1 773.3	1 773.1	X 方向的伸缩振动
四	2 973.6	2 974.8	XOY 面内的弯曲振动
五	3 645.5	3 647.3	XOZ 面内的弯曲、扭转振动
六	3 700.7	3 701.2	X 方向的伸缩、扭转振动
七	4 302.2	4 303.8	XOY 面内的弯曲振动
八	4 543.0	4 542.9	X 方向的伸缩振动
九	4 587.4	4 587.8	XOY 面内的弯曲振动
十	5 099.6	5 099.9	XOZ 面内的弯曲、扭转振动

由表1、图2可知:连杆的振动形式以弯曲振动为主,并伴有扭转、伸缩振动;其中,连杆的第一、四、七、九阶振型为 XOY 面内的弯曲振动;第二阶振型为 XOZ 面内的弯曲振动;第三、八阶振型为 X 方向的伸缩振动;第五、十阶振型为 XOZ 面内的弯扭复合振动;第

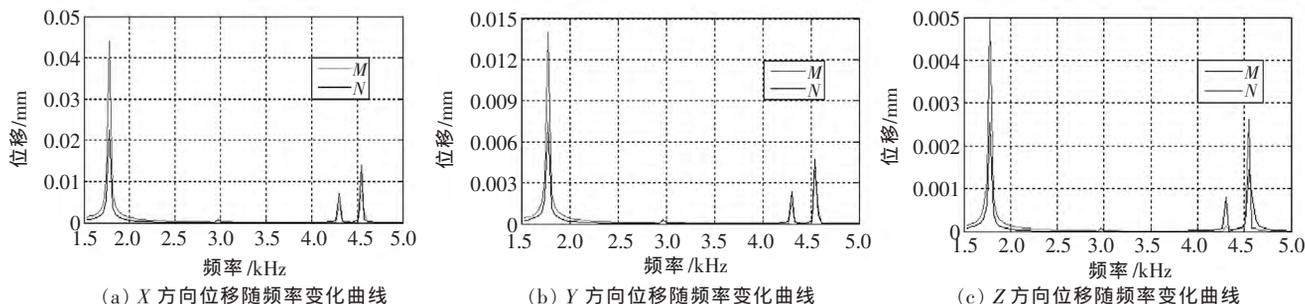
六阶振型为 X 方向的伸缩振动,并稍带扭转。在这些振型中,存在着连杆大、小头圆孔失圆的现象,使连杆大头圆孔与曲轴轴颈、连杆小头圆孔与十字头销失去正常的配合,导致常见的抱瓦、烧瓦等故障。此外,连杆的弯曲振动会引起十字头相对于套筒、曲轴轴颈相对于轴瓦发生歪斜,产生附加的外力,使十字头刮擦套筒内壁、偏磨等,造成损伤。从表1还可以看出,随着振型阶次的升高,由于激发高阶频率所需振动载荷的能量会逐渐减弱,所以较低阶的振型阶次对结构振动的影响较大,极易引起较大的动态响应。连杆第二、三阶模态间隔较小,在工作过程中容易引起共振,导致连杆的动应力过大,产生疲劳破坏。从振型图中还可以看出,当某阶振型为弯曲振动、伴有扭转振动时,连杆的结构形状变化较大,承受的应力也较为集中。

2 谐响应分析

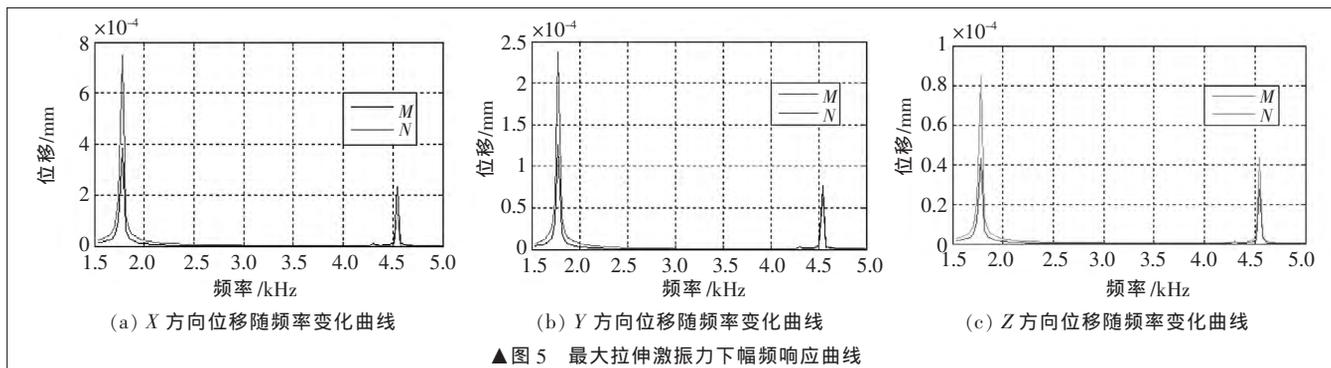
根据模态分析的结果,取频率范围为1 500~5 000 Hz,子步为100,在连杆与十字头销的接触处,分别施加最大压缩激振力和最大拉伸激振力,大小分别为 $F=467\ 760\sin(\theta t)$ 、 $F=7\ 137\sin(\theta t)$ (单位:N)。在连杆大、小头与杆身的过渡处选取 M 、 N 两点(如图3所示)进行谐响应分析,得到连杆位移随频率的变化曲线,计算结果如图4、图5所示,从图4、5可以看出以下情况。

(1) 频率在1 700~1 850 Hz时, M 点的位移高于 N 点的位移,说明连杆振动时从连杆大头到小头位移依次变小,其余频率段,由于连杆在平面内作整体平动,各点在 X 、 Y 、 Z 3个方向位移相同,故 M 、 N 两点的位移变化曲线基本重合。

(2) 在最大压缩激振力和最大拉伸激振力下, M 、



▲图4 最大压缩激振力下幅频响应曲线



M 两点都有: X 方向的位移 $>$ Y 方向的位移 $>$ Z 方向的位移。这是因为最大压缩激振力和最大拉伸激振力在 X 方向的分力大于 Y 方向的分力, 由于连杆在 XOY 面内作平面运动, 故 Z 方向的分力为 0, 因此, X 方向为连杆振动时的主振方向。此外, 由于最大压缩激振力大于最大拉伸激振力, 所以, 最大压缩激振力下 M 、 N 两点在 X 、 Y 、 Z 方向的位移分别大于最大拉伸激振力下 M 、 N 两点在 X 、 Y 、 Z 方向的位移。

(3) 在最大压缩激振力下, 频率在 1 700~1 850 Hz、4 250~4 326 Hz、4 550~4 650 Hz 时, M 、 N 两点在 X 、 Y 、 Z 方向上的位移会突然变大。在 1 700~1 850 Hz 频率段时, M 、 N 两点的振动位移达到了最大值, 这是因为此频段与连杆的第二、三阶模态比较接近, 容易发生共振。在最大拉伸激振力下, 频率在 1 650~1 850 Hz、4 500~4 600 Hz 时, M 、 N 两点在 X 、 Y 、 Z 方向上位移突然变大, 在 1 650~1 850 Hz 频率范围时, M 、 N 两点的振动位移达到了最大值, 这也是因为此频率范围与连杆的第二、三阶模态比较接近的缘故。因此, 为防止共振的发生, 压裂泵在正常工作时应尽量避免此频率范围。

3 结论

(1) 连杆的振动形式多样, 集中表现为弯曲振动, 为防止连杆在工作中产生弯曲振动, 对连杆大、小端与杆身的过渡处采取渗氮、滚压处理。

(2) 连杆的二、三阶模态密集, 容易产生共振, 引

起较大的动应力。因此, 在压裂泵工作时, 应调整泵的转速, 使连杆激振力的频率远离第二、三阶的固有频率, 避免共振的发生。

(3) 对连杆的谐频响应曲线分析可知, 在 1 650~1 850 Hz 频率范围内, 连杆的振动幅值最大, 容易发生共振。因此, 压裂泵工作时应避免此频率范围, 防止共振的发生。

参考文献

- [1] 刘有平. 提高国产压裂车技术装备水平的建议[J]. 石油机械, 1997, 25(7): 44-46.
- [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] 刘昌领, 罗晓兰. 基于 ANSYS 的六缸压缩机连杆模态分析及谐响应分析[J]. 机械设计与制造, 2013(3): 26-29.
- [6] 王晓云, 罗丹, 任耿鑫. 基于 ANSYS 的 485Q 型连杆动态特性分析[J]. 机械传动, 2011(8): 81-84.
- [7] 邓卫东. ZY3NB2200 往复式钻井泵优化设计与虚拟仿真研究[D]. 北京: 中国石油大学, 2010.
- [8] 林蕾, 佟维, 吴昌华. 柴油机连杆动力响应分析初步[J]. 大连交通大学学报, 2007(3): 8-12.

(编辑 丁 罡)

**全面深化改革, 全面推进依法治国,
全面从严治党**

上海《机械制造》杂志社有限公司