

发动机曲轴静态性能和模态分析

在发动机高速运转中,曲轴固有频率容易与外在的激振力发生共振,使得曲轴振幅变大,引起曲轴与发动机其他部位的碰撞,导致发动机工作极不稳定。要设计一款曲轴,必须考虑其固有频率与发动机激振频率的匹配,使曲轴能避免共振现象的产生,因此对曲轴的模态分析必不可少。

本文以EQ6102柴油机为研究对象,采用有限元分析方法对曲轴整体模型进行了应力和变形分析,从而确定了曲轴的最大受力部位和最大变形部位。然后又对单拐模型进行了应力应变分析。最后,对曲轴进行

了模态分析。

曲轴有限元分析模型的建立

1.曲轴整体模型建立

根据经验,曲轴受力最大处在连杆轴颈和主轴颈过渡圆角处。考虑到这些因素,在对曲轴实体建模时忽略曲轴结构中的小圆角、油孔和螺栓孔,以及加工时的退刀槽。如果在曲轴模型建造时考虑这些因素,则会使有限元的网格非常密,大大增加了节点方程的个数,继而增加了数据准备的工作量和计算机求解时

车间、工艺、维修等部分相关人员迅速赶到现场,对连杆拧紧设备进行在线跟踪、观察。发现拧紧机确实出现了我们之前分析的情况:正常完成第一个位置(第3缸)的拧紧后,扳手依次沿Y轴方向运行到第2、第1和第4缸,并下降到对应拧紧位置,但未进行拧紧就沿Z轴直接上升到原位,Z轴原位传感器灯亮。同时观察扳手控制器屏幕,其力矩和角度一直显示为第3缸拧紧后结果,同时右上角一直显示“0/0”。

(2)原因确认 通过以上故障再现的模式,初步分析为电器硬件故障造成。通过更换控制器I/O模板、整体更换控制器、更换通讯电缆等,最终确认为电柜端扳手通讯卡接线松动。该通讯卡松动后,造成PLC与扳手控制器通讯出现故障,在完成第一个位置(3缸)拧紧后,扳手控制器一直显示拧紧完成状态,所以PLC不再通知扳手进行拧紧就直接采集已有的拧紧结果,并将拧紧结果写入托盘信息卡,正常放行发动机,最终导致故障的发生。

采取的措施

针对已发现的PLC拧紧结果读取错误及扳手通讯卡

接线松动的问题,分别采取如下措施:

1)完善连杆拧紧机PLC程序,使AMS系统保存的拧紧结果与扳手控制器一致。通过再次对30台发动机扳手控制器拧紧结果与AMS系统记录结果进行对比跟踪,确认两者结果一致。

2)重新紧固、安装电柜端扳手通信卡接线,恢复设备正常拧紧功能。

为防止再次出现此类漏拧紧的发动机被放行,在PLC程序中增加如果4个缸同一拧紧轴最终拧紧力矩相同,设备报警且不放行的功能。

结语

通过本次质量问题的处理,使我们深刻地意识到:质量是企业的生命,只有严格控制生产过程质量,才能防患于未然。

在很多时候,我们所能看到的可能只是问题的表象,隐藏在背后的真相需要我们从表象中层层剖析,才能发掘出产生问题的根本原因。

关键词:

连杆盖 未拧紧 脱落

(收稿日期20140611)

间，并造成单元形状的不理想，求解累计误差增大，反而降低了求解精度。

由于模型经过如上的简化，使得三维实体模型的建立变得简单，本文用ANSYS Workbench中的Design Modeler模块，根据草图中的几何结构尺寸，直接建立三维实体模型如图1所示。



图1 曲轴有限元模型

2.定义材料属性

本文所述曲轴的材料机械特性见表1。

表1 曲轴的材料机械特性

弹性模量 /MPa	泊松比	密度 /kg·m ⁻³	强度极限 /MPa	屈服极限 /MPa
2.06e5	0.3	7.8e3	1080	930

3.网格划分

(1) 单元类型的选择 单元类型的选择至关重要，它要考虑下列因素：

- 1) 单元能够很好地反映所要计算的物体。
- 2) 单元必须要有较高的计算精度。
- 3) 单元必须尽可能地节约计算时间。

基于以上原则，本文采用四面体单元对曲轴进行自由网格划分，每个节点有3个自由度：X、Y和Z方向位移。并且该单元刚度矩阵简单，能够适应像曲轴这样的复杂几何体。

(2) 网格疏密 在理想的情况下，用户需要的网格密度是结果不再随网格的加密而改变的网格密度。因此，经过反复调试，得出理想的单元尺寸和Relevance值。Relevance = -92，Element size=4mm。

划分后的曲轴有限元网格中曲轴模型共有113 251个节点，60 804个单元。

4.连杆轴颈载荷的确定

根据实际经验，曲轴在受到最高爆发压力时的应力和变形最大。本文取第3缸和第4缸点火时进行计算。根据柴油机的结构参数、示功图以及曲柄连杆机构分析计算得到最高爆发压力时连杆径向载荷的数值，位置在上止点后7.5°，同时可算出随后曲轴转过120°、240°、360°、480°和600°时连杆轴颈载荷受力值，见表2。

表2 发动机的连杆轴颈载荷表（单位：N/mm）

曲轴 转角	7.5	127.5	247.5	367.5	487.5	607.5
代号	Pa	Pb	Pc	Pd	Pe	Pf
轴颈 载荷	99 129	49 452	13 883.2	17 066	13 874	38 812.5

由于曲轴主要是因弯曲而破坏的，因此对曲轴受到飞轮处的扭转力可暂不考虑，为简便起见，可假设对发火的气缸，当活塞处于上止点位置时连杆轴颈载荷达到最大值 P_a ，对六缸发动机只需考虑各个气缸分别处于压缩终了活塞在上止点位置时的受力状况即可，发动机各缸的发火顺序为1-5-3-6-2-4，可将曲轴的受力状况用图形表示出来。

5.边界条件的处理

连杆轴颈上的均布压强见表3。

表3 均布压强（单位：N/mm）

曲轴 转角	7.5	127.5	247.5	367.5	487.5	607.5
代号	Pa	Pb	Pc	Pd	Pe	Pf
均布 载荷	49.6	24.7	6.9	8.5	6.9	19.4

考虑曲轴惯性力的影响，输入以额定转速2500r/min时的角速度261.7rad/s，有限元程序会自动将惯性力加在每一个节点上。

6.边界条件的处理

主轴颈受到轴承支承力的作用，可对主轴颈的处理上采用约束方案，即在主轴颈表面上施加径向约束。本文中将主轴承对曲轴的支承视为弹性支承。在ANSYS Workbench中也可以方便地施加弹性支承。取弹簧刚度 K 值为 6×10^7 N/mm 进行计算，这一刚度值接近于主轴承的实际刚度值。施加弹性支承时，注意应将弹簧刚度值（N/mm）转化为相应的Foundation Stiffness 值（N/mm³）。曲轴可简化为一端固定、一端滑动的简支梁结构，将功率输出端面上的3个方向的自由度约束，对于自由端面约束其径向位移为零。

曲轴静态性能分析

1.整体曲轴分析

传统的方法多是采用单拐或是1/2曲拐模型，这种模型不能很好地确定两端面的边界条件，忽略了相邻

曲拐的影响,误差较大。也有学者把曲轴简化为连续梁模型,这种简化也有一定的局限性,虽然考虑了相邻曲拐的影响,但不能反映出轴颈与曲臂之间过渡圆角处的受力情况。

(1) 变形分析 第3缸点火时变形如图2所示,最大变形处位于第二平衡重最下端处,变形量为0.09mm。

第4缸点火时变形如图3所示,最大变形处位于第三平衡重最下端处,变形量为0.08mm。

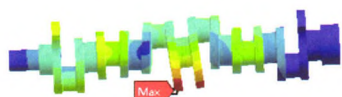


图2 第3缸点火示意

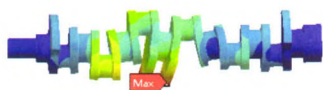


图3 第4缸点火变形

通过对第3缸和第4缸点火时的变形分析可得出,在第3缸点火时,变形量最大,变形量为0.090351mm。最大变形量很小,能够满足刚度要求。

(2) 应力分析 第3缸点火时应力如图4所示,最大应力位于第三曲拐与第三轴颈过渡圆角处,最大应力值为133.31MPa。

第4缸点火时应力如图5所示,最大应力位于第四曲拐与第四轴颈过渡圆角处,最大应力值为127.71MPa。

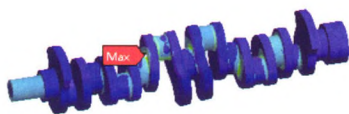


图4 三缸点火应力示意

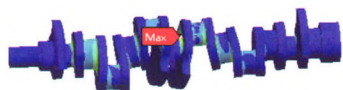


图5 四缸点火应力示意

通过应力图可以看出,应力集中的部位在曲柄臂

与主轴颈、曲柄臂与连杆轴颈的过渡圆角处,这与实际情况相符。应力最大值出现在第3缸爆发时刻,最大应力位于第3曲拐与第3轴颈过渡圆角处,最大应力值为133.31MPa。

2. 单拐分析

(1) 单拐网格划分 取element size为4mm,划分后如图6所示,节点数为37 843,单元数为21 757。



图6 单拐模型

(2) 边界条件的确定 载荷的施加与整体曲轴模型分析相似,载荷沿轴颈圆周120°方向按均匀分布的方式施加。

约束连杆轴颈中心横截面节点Z向位移,主轴颈弹性约束,并固定主轴颈一侧端面。

(3) 单拐计算结果分析 由图7可知,受压工况下最大变形位于平衡重最下处,变形为0.051 573 mm。由示意图8可知,压工况最大应力位于过渡圆角处,其值为122.67 MPa。

由示意图9可知,拉工况最大变形位于平衡重最下处,变形为0.008 670 2mm。由图10可知,拉工况最大应力位于过渡圆角处,其值为19.499 MPa。



图7 压工况变形示意

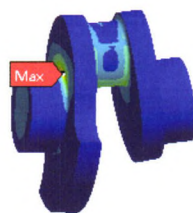


图8 压工况应力示意



图9 拉工况应变示意

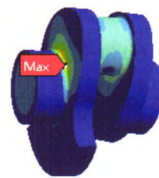


图10 拉工况应力示意

比较拉、压工况的计算结果,在压工况时,最大变形和应力都大于拉工况。最大变形为0.051 573 mm,最大应力为122.67MPa。这两个值均小于整体曲轴分析中所得到的最大变形和应力值。因此,肯定能够满足

强度要求。

曲轴模态分析

计算模态分析是否要加约束，或以什么方式施加约束取决于所需考察的频率。因为所施加的约束不同，会影响到系统的刚度，从而会影响计算出来的频率。由于本文主要考虑的是曲轴在发动机运转时是否会发生共振的问题，计算的是曲轴的固有频率，为模拟该自由状态，不附加任何约束与力来计算曲轴的自由模态。

1. 固有频率分析

曲轴处于自由状态下来进行模态分析，即自由模态分析。三维结构在无约束边界条件下的模态分析计算出来的前6阶接近于零，即所谓的刚体模态，因此真正的第一阶模态应该是第7阶。本文在利用workbench软件进行模态分析时，扩展并提取曲轴的前10阶谐次。

由振动理论可知，在结构的振动过程中，起主要作用的是较低固有频率所对应的振型，较高频率所对应的振型在振动过程中对结构的振动影响较小，并且由于结构中阻尼的存在，高频率所对应的振型将迅速衰减。因此，在求解模态中，选取曲轴前10阶振型进行分析。

2. 振型图分析

由图11计算结果和曲轴模态振型可知，在曲轴的前10阶次中，其最低频率是144.49Hz，随着阶次的上升，其频率也相应增加。另外从发动机各部件之间动态干扰的可能性这个角度来说，考虑到该发动机的转速范围是1 000~3 000r/min，其基频为16.67~50Hz，而该曲轴的最低谐次频率远高于基频，避开了共振频率，因此，该曲轴的动力性能已满足，曲轴的结构设计是合理的。

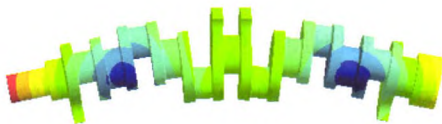


图11 曲轴模态振型图

第1、第2阶频率分别为144.49Hz和167.04Hz，主要表现为曲轴沿主轴颈的Y向弯曲，曲轴两端的弯曲方向相同。

第3阶频率分别为378.68Hz，主要表现为曲轴绕主轴颈的X向弯曲，曲轴两端的弯曲方向相反。

第4阶频率为412.59Hz，振主要表现为曲轴绕主轴颈的Y向弯曲，曲轴两端的弯曲方向相反。

第5阶频率为456.34 Hz，主要表现为曲轴两端做大幅度水平摆动。

第6阶频率为594.97Hz，表现为曲轴绕主轴颈的扭转和弯曲。

第7阶频率为679.59Hz，主要表现为曲轴沿主轴颈的2阶纵向弯曲。

第8阶频率为736.63Hz，表现为曲轴各曲拐做大幅度水平摆动和弯曲。

第9阶频率为957.82Hz，表现为各曲拐作水平方向的2阶弯曲，作扭转，作小幅度水平摆动。

第10阶频率为1 068.6Hz，表现为曲轴的弯曲和扭转。

结语

本文应用ANSYS Workbench软件建立了曲轴的三维有限元模型，对模型做了一些细节的简化，可以模拟真实的曲轴，并进行了曲轴的静态特性分析和模态分析，得到了曲轴的静力与动力学特性，为曲轴设计奠定了基础。

1) 应用ANSYS Workbench软件建立曲轴的三维实体模型，并对曲轴进行网格划分和边界条件的施加，进行了基于有限元方法的曲轴静态特性分析，得到了曲轴的变形和应力状态。结果表明，不论整体模型分析还是单拐模型分析，应力集中现象都发生在曲柄与轴颈的过渡圆角上，且曲轴的强度均满足设计和运行工况的要求。

2) 基于上述有限元模型对曲轴进行了模态分析，计算了曲轴前10阶自由振动模态，分析了模态的振型及固有频率。曲轴的模态频率能够用来预测柴油机各部件之间的动态干扰的可能性，通过合理的结构设计可以避免共振频率。这为曲轴设计提供了有价值的理论依据。

关键词：

曲轴 有限元法 静态性能分析

(收稿日期20140611)