

Rigid-flexible Coupling Dynamics Analysis of Mud Pump Power End

Qiguo Hu, Hailin Xu, Yilu Liu

School of Electro-mechanical & Automobile Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing, 400074, China

Abstract: In this paper, force curve of crankshaft and connecting rod has been obtained during imbibition and flowing back cycle, through force analysis of mud pump power end using rigid body plane kinematics theory, and three-dimensional geometric model of crankshaft and connecting rod has been established by using software PROE, and the statics, modal and dynamics of flexible multi-body analysis has been carried out, dangerous areas of crankshaft and connecting rod have been found out, the stress-time curve through dynamics simulation has been achieved.

Keywords: Rigid and flexible coupling; Dynamics analysis

泥浆泵动力端刚柔耦合动力学分析

胡启国, 徐海林, 刘依路

重庆交通大学汽车与机电工程学院, 重庆, 中国, 400074

摘要: 综合运用有限元软件和多体动力学软件, 建立了泥浆泵动力端曲轴连杆的刚柔耦合模型, 进行了曲轴连杆的多柔体动力学分析, 得到了曲轴连杆在泥浆泵吸液、排液冲程中动应力分布规律。通过曲轴连杆的多柔体动力学分析, 不仅解决了曲轴连杆的动力响应问题, 而且可以得到用于疲劳分析的载荷谱。

关键词: 刚柔耦合; 动力学分析

1 引言

曲轴连杆是泥浆泵核心的传动部件, 它们的作用是将动力端的输入扭矩转化为十字头和活塞的往复运动, 在工作过程中承受着周期变化的介质压力、往复惯性力等共同作用, 受力状态比较复杂, 在其内部将产生交变的拉压弯扭应力, 其次, 曲轴连杆的结构比较复杂, 存在比较严重的应力集中现象。同时, 曲轴连杆的高速旋转运动也会造成主轴颈、连杆轴颈的磨损和烧蚀。所以, 曲轴连杆的主要的失效模式为疲劳破坏。第三章针对曲轴连杆的几个典型的工况, 进行了有限元分析, 得到了它们在典型工况下的应力应变分布情况。为了更好的了解曲轴连杆在吸液、排液冲程中应力的变化规律, 还需对它们进行动应力分析, 然而单纯的有限元软件很难解决它们的动力响应问题^[1]。为此, 本章综合运用有限元软件和多体动力学软件(Adams), 建立曲轴连杆的刚柔混合模型, 对其进行柔体动力学分析, 得到曲轴连杆的动态应力。

2 多柔体动力学理论

在工程领域中复杂机械系统的部分零部件已开始采用轻质柔性的材料(如机器人的机械臂), 随着系统的速度化发展, 对工作精度提出更高的要求(如高速精密机械), 随着机械系统的动力学性能越来越复杂, 零部件采用刚体的动力学模型已经不能描述机械系统复杂的动力学性能。因此, 在分析时必须同时考虑零部件大范围的运动及其变形, 这种动力学模型称为刚柔耦合多体系统。如果把刚体视为一个特殊的柔性体, 则刚柔耦合多体系统又可称为柔性多体系统^[2]。根据柔性多体系统的结构特点, 通常以多刚体系统动力学理论为基础, 对柔性体采用不同的处理方法, 常见的有离散法、形函数法、模态分析法和有限元法等。将柔性体的研究与多刚体系统理论相结合, 最终得到多柔体系统的动力学方程。

对于多柔体系统, 相邻柔性部件间除了弹性变形外, 还允许有较大的相对刚体位移发生。也就是说多柔体系统的自由度数为各柔性体弹性位移自由度数目与柔性体间的关节的刚体位移自由度之和, 而且它的刚性位移(包括系统整体运动的刚体位移和柔性

体间的相对刚性位移)和弹性位移是同时发生、相互耦合的。

进行多柔体系统动力学分析时,描述柔性体位形坐标一般采用混合坐标(hybrid coordinate),这是 Meirovitch 和 Nelson 最先提出的。采用该方法时,需建立两种坐标系。一种为惯性坐标系,它不随时间而变化;另一种坐标系为连体坐标系,它建立在柔性体上,用来描述柔性体的刚性位移和弹性位移^[3-4]。图 1 为混合坐标的示意图。

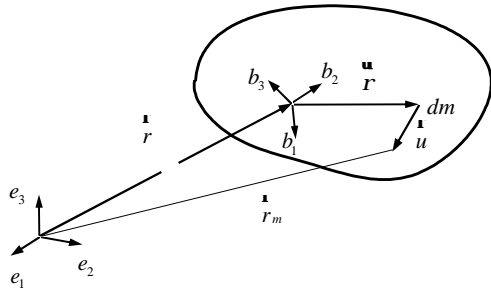


图 1. 混合坐标的示意图

坐标系 $e^T = (e_1, e_2, e_3)$ 为惯性坐标系,坐标系 $b^T = (b_1, b_2, b_3)$ 为连体坐标系。连体坐标系的原点相对于惯性坐标系的位移即为柔性体的刚性移动,连体坐标系相对于惯性坐标系的转角即为柔性体的刚性转动,而柔性体的有限弹性位移则通过连体坐标系内的相对位移 \dot{u} 表示。对于柔性体上的任一质量微元 dm ,在惯性坐标系中的位置向量可表示为

$$\dot{r}_m = \dot{r} + \dot{r} + \dot{u} \quad (1)$$

式中, \dot{r} —连体坐标系原点的位置向量;

\dot{r} —质量微元 dm 在连体坐标系内的变形前位置;

\dot{u} —质量微元 dm 的弹性变形。

用混合坐标法表达的动力学基本方程可用 Lagrange 法推出。定义 Lagrange 函数

$$L = T - U \quad (2)$$

式中, T —柔性体 B 的动能;

U —柔性体 B 的应变能。

3 曲轴连杆刚柔混合模型的建立

柔性体 B 的动能 T 可表示为

$$T = \frac{1}{2} \int_B \dot{v}_m^T \dot{v}_m dm \quad (3)$$

式中, dm —柔性体任一微元的质量;

\dot{v}_m —质量微元的速度,它是位置向量 \dot{r}_m 在惯性

坐标系中对时间的导数,即

$$\dot{v}_m = \frac{\dot{r}_m}{dt} = \dot{r}_m \quad (4)$$

将式(1)带入式(4),可得

$$\dot{v}_m = \dot{r} - \dot{r} \times \omega + \dot{u} \quad (5)$$

柔性体任一微元的弹性变形可用模态坐标来描述,即

$$\dot{u} = \sum F_k a_k = F A^T \quad (6)$$

式中, F_k —柔性体的第 k 阶固有模态向量;

a_k —对应的模态坐标;

F —模态矩阵, $F = [F_1, F_2, \dots, F_N]$;

A —模态坐标矩阵, $A = [a_1, a_2, \dots, a_N]$ 。

则有

$$\dot{u} = F A^T \dot{q} \quad (7)$$

柔性体的应变能在模态坐标系下可表示为

$$U = \frac{1}{2} A A^T \dot{q} \quad (8)$$

式中, A —以柔性体的固有频率的平方为主元的对角阵。

将式(7)、(8)代入到 Lagrange 方程

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial L}{\partial q} = Q_q$$

式中, Q_q —广义力;

$q = (r^T, j^T, A^T)$ —广义坐标;

\dot{q} —广义坐标对时间的导数。

这样,柔性体的动力学方程可表示为

$$\begin{cases} m \ddot{r} - D S \ddot{w} + D P \ddot{A} = Q_R \\ -S^T D^T \ddot{r} + J \ddot{w} + H \ddot{A} = Q_j \\ P^T D^T \ddot{r} + H^T \ddot{w} + \ddot{A} + L A = Q_A \end{cases} \quad (9)$$

Adams 中的柔性体的载体是包含零件模态信息的模态中性文件,即 Mnf 文件。零件的模态是零件自身的一个物理属性,一个零件一旦制造出来,它的模态就是自身的一种属性。本章利用 Patran/Nastran 分别对曲轴连杆进行模态分析,生成 Mnf 文件,导入 Adams/View 中,最终得到曲轴连杆的刚柔混合动力学模型,如图 2 所示。

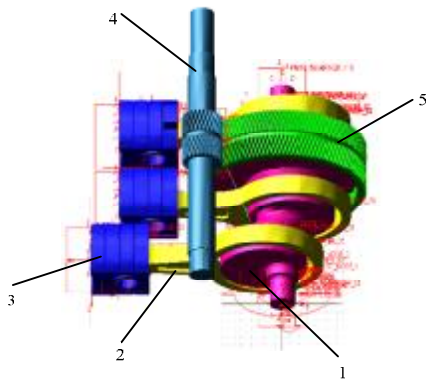


图 2. 泥浆泵曲轴连杆刚柔耦合动力学模型

3.1 曲轴连杆柔性体的建立

本人利用有限元软件（如 Ansys、Patran/Nastran 等）将零件离散成有限元网格，通过模态分析，生成具有模态信息的 Mnf 文件，在 Adams 中导入该文件，将刚性体替换成柔性体即可^[2]。连杆和曲轴的前六阶模态的固有频率均就近于零，即为它们的自由模态^[5-7]。

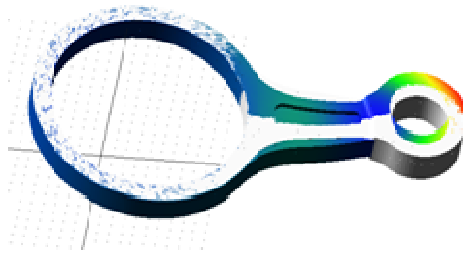


图 3. 连杆第十阶模态振型

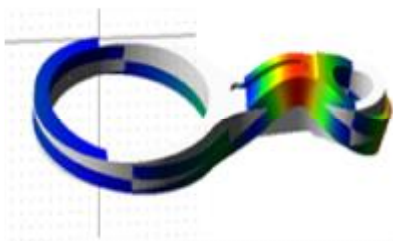


图 4. 连杆第十阶模态振型

图 3 所示的连杆第 9 阶模态振型，为连杆杆身中部的一阶横向弯曲，该模态固有频率为 436.93Hz。图 4 所示的连杆第 10 阶模态振型，为连杆杆身靠近小头部分的一阶纵向弯曲振动，杆身靠近小头部分应力比较大，该模态固有频率为 822.75Hz。

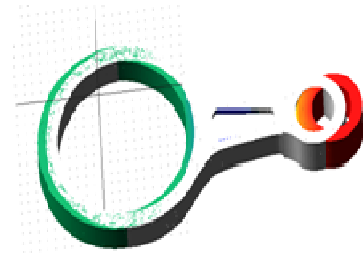


图 5. 连杆第 11 阶模态振型

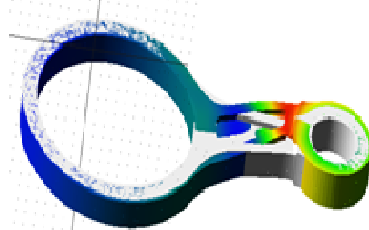


图 6. 连杆第 12 阶模态振型

图 5 所示的连杆第 11 阶模态振型，为连杆杆身靠近小头部分的一阶横向弯曲，该模态固有频率为 1425.63Hz。图 6 所示的连杆第 12 阶模态振型，为连杆沿轴向方向的拉伸，该模态固有频率为 1818.56Hz。

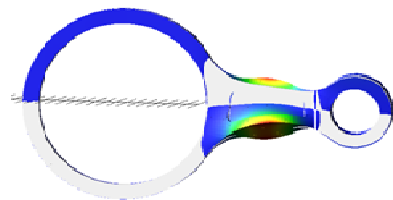


图 7. 连杆第 13 阶模态振型

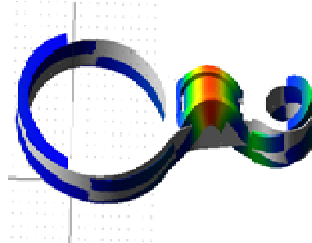


图 8. 连杆第 14 阶模态振型

图 7 所示的连杆第 13 阶模态振型，为连杆典型的弯扭变形，杆身变形比较严重，严重影响连杆工作的可靠性和疲劳寿命，该模态固有频率为 2170.42Hz。图 8 所示的连杆第 14 阶模态振型，为连杆杆身中部的二阶纵向弯曲，该模态固有频率为 2205.87Hz。

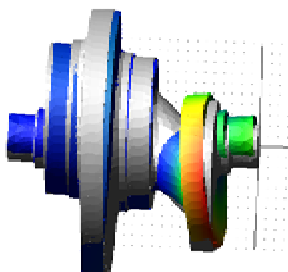


图 9. 曲轴第 7 阶模态振型

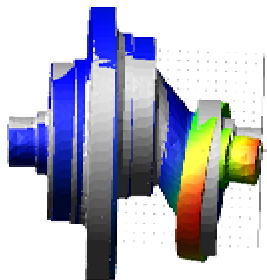


图 10. 曲轴第 8 阶模态振型

图 9 所示的曲轴第 7 阶模态振型，为 1#连杆轴颈为中心，在与 xoy 面成一定角度的平面内弯曲变形，该模态固有频率为 631.38Hz。图 10 所示的曲轴第 8 阶模态振型，为 1#连杆轴颈为中心，在 xoz 面内弯曲变形，该模态固有频率为 739.43Hz。

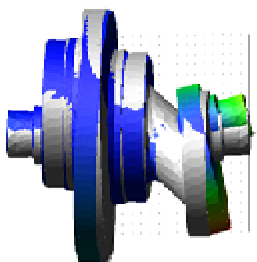


图 11. 曲轴第 9 阶模态振型

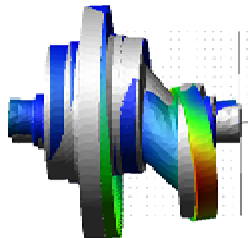


图 12. 曲轴第 10 阶模态振型

图 11 所示的曲轴第 9 阶模态振型，以 1#连杆轴颈为中心，在与 xoy 面内弯曲变形，该模态固有频率为 785.57Hz。图 12 所示的曲轴第 10 阶模态振型，分别以 1#连杆轴颈、大齿圈啮合处为中心，在与 xoz

面内二阶弯曲变形，该模态固有频率为 1638.07Hz。

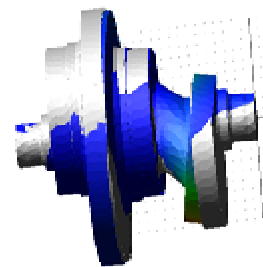


图 13. 曲轴第 11 阶模态振型

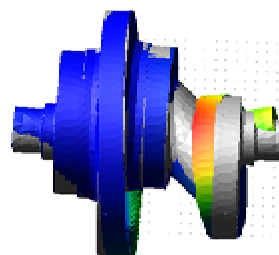


图 14. 曲轴第 12 阶模态振型

图 13 所示的曲轴第 11 阶模态振型，以 1#连杆轴颈为中心，在与 xoy 面内弯曲变形，与第 9 阶模态振型恰好相反，该模态固有频率为 1658.92。图 14 所示的曲轴第 12 阶模态振型，连杆轴颈、大齿圈啮合处、左主轴颈的弯曲变形，该模态固有频率为 1730.15Hz。

3.2 约束边界条件的处理

Adams 中构件与构件之间的约束，通常指的是运动副和铰链，它是用来限制构件的空间自由度和构件之间的相对运动关系，模型中各个独立构件只有通过某种特定的约束才能形成一个统一的整体。在进行运动学和动力学分析时，要准确模拟模型的运动情况，必须根据构件间相互关系抽象出相应的运动副。可见，施加约束是运用 Adams 软件进行分析至关重要的一步，约束施加合理与否，直接关系到动力学和运动学分析结果的正确性。Adams 的运动副主要有低副、高副和基本副 3 类，低副主要有旋转副、滑移副、齿轮副、圆柱副、固定副等；高副主要有点-线副、线-线副两种；基本副是一种抽象的运动副，它可以通过不同形式的组合得到较复杂的约束，也可以组合成常用的低副，基本副主要由平行副、垂直副、方向副、点面副、点线副、点点副^[2]。

根据泥浆泵动力端各部件的运动关系，曲轴与机座 (Ground)、输入轴与机座、连杆与曲轴、连杆与

十字头之间为旋转副，大小人字齿轮之间为齿轮副，大人字齿轮与曲轴之间为固定副，十字头与机座（Ground）之间为滑移副，但为了避免模型的过约束，将滑移副用基本副中的方向副和点面副代替，各运动副如图 2 所示^{[1][8-12]}。

3.3 载荷边界条件处理

泥浆泵在工作时，作用在动力端的主要载荷为介质压力和摩擦力，由于泥浆泵进行周期性的吸液和排液，所以作用在动力端的力也呈现周期性的变化。并根据这些力的特点，在 Adams 采用 IF 函数进行加载。IF 函数的一般表达式为^[1]：

IF（表达式 1：表达式 2，表达式 3，表达式 4）
函数式中，表达式 1 为 ADAMS 的评估表达式。如果的表达式 1 值小于 0，IF 函数返回的表达式 2 值；如果表达式 1 的值等于 0，IF 函数返回表达式 3 的值；如果表达式 1 的值大于 0，IF 函数返回表达式 4 的值。

4 仿真结果与分析

4.1 作用在动力端的力

仿真时设定曲轴的转速为 120r/min，仿真时间为 3 个周期（T=1.5s）。

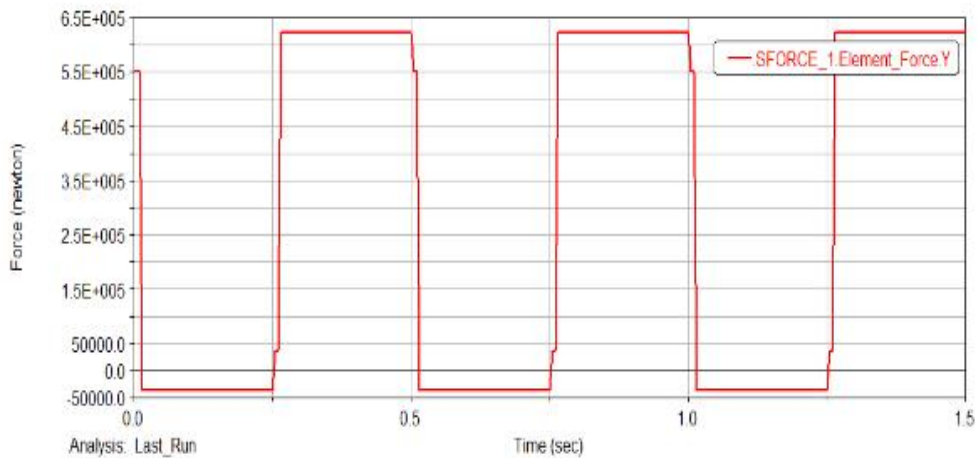


图 15. 作用在 1 缸上的外力

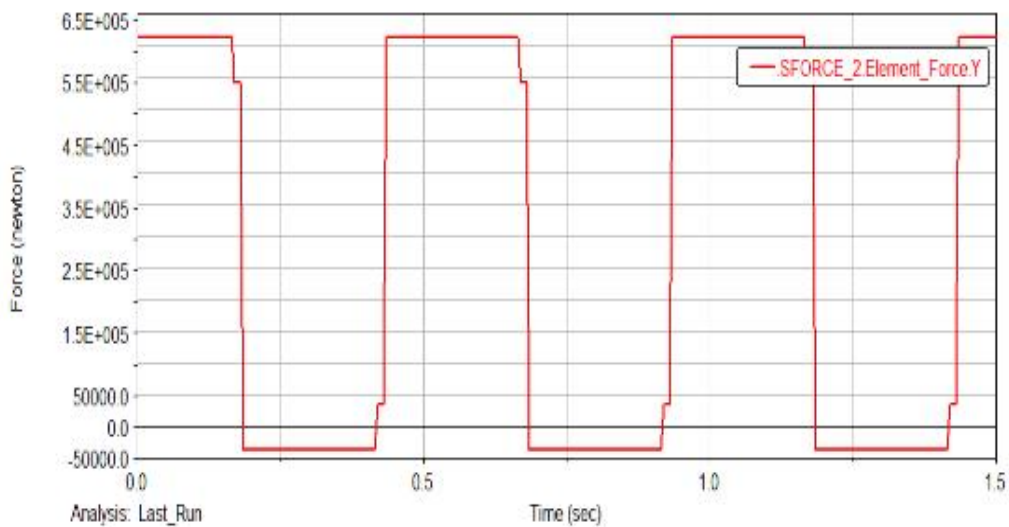


图 16. 作用在 2 缸上的外力

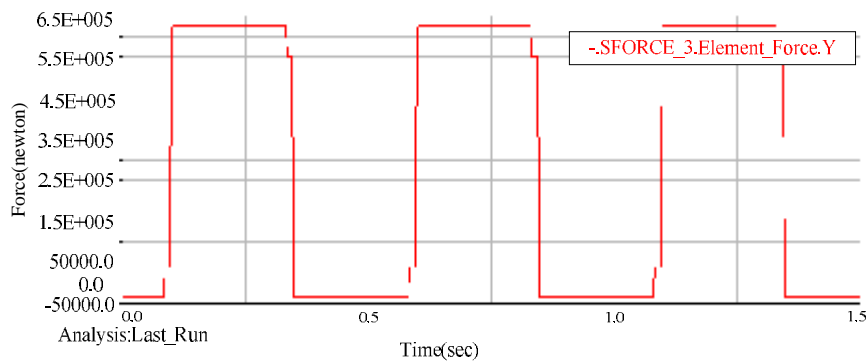


图 17. 作用在 3 缸上的外力

图 15、图 16、图 17 为作用在 3 个缸的外载荷历程，即为通过 IF 函数施加在模型上的力。

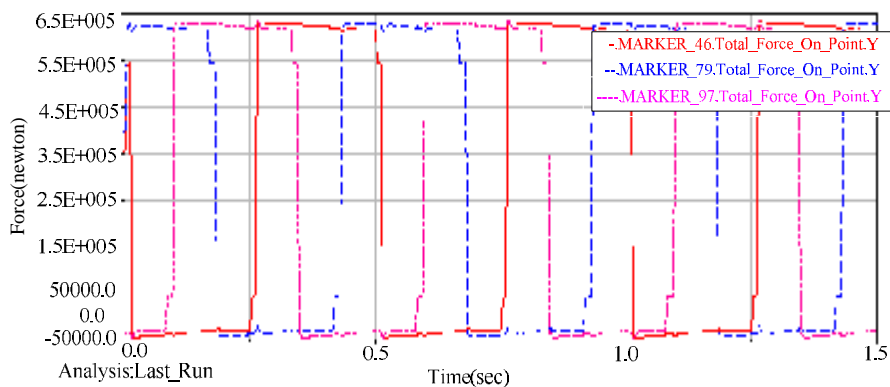


图 18. 连杆小头 r 方向的力

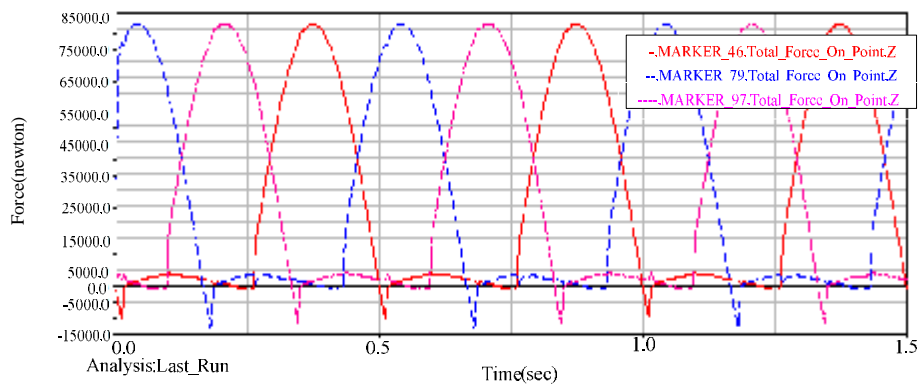


图 19. 连杆小头 z 方向的力

图 18、图 19 为作用在连杆小头的力的变化曲线，此处 Y、Z 方向是相对 Adams 总体坐标系而言的，X 向为曲轴的轴线方向，Y 向为液缸中心线的方向，Z 向右手定则确定，即垂直于曲轴轴线（液缸的排列方向）和液缸中心线的方向。MARKER_46 为 1 缸连杆和十字头间的旋转副相关联的 MARKER 点，通过该 MARKER 点可以测量出 1 缸连杆作用力；相

应地，MARKER_79、MARKER_97 所绘曲线分别为 2、3 缸连杆作用力的变化曲线。

利用刚体动力学进行受力分析时所用的坐标系 XOY，X 向为液缸中心线的方向，即为 Adams 中的 Y 向；相应地，Y 向即为 Adams 中的 Z 向。在 Adams 软件中，连杆小头最大 Y 向力为 625680.72N，连杆小头最大 Z 向力为 83061.85N，这

与运用理论力学求得的最大值分别 623785.42N 和 84923.51N 基本吻合。通过上述对比，进一步验证了 Adams 模型的正确性。

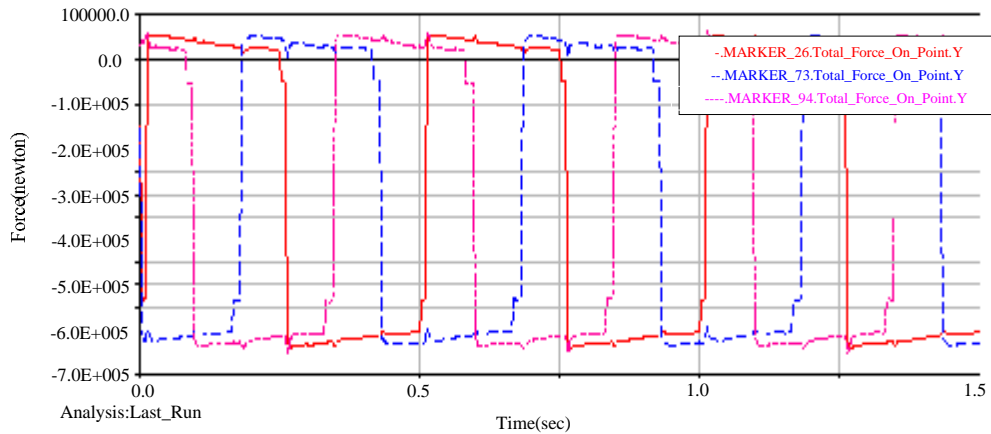


图 20. 连杆大头对曲轴 r 方向的力

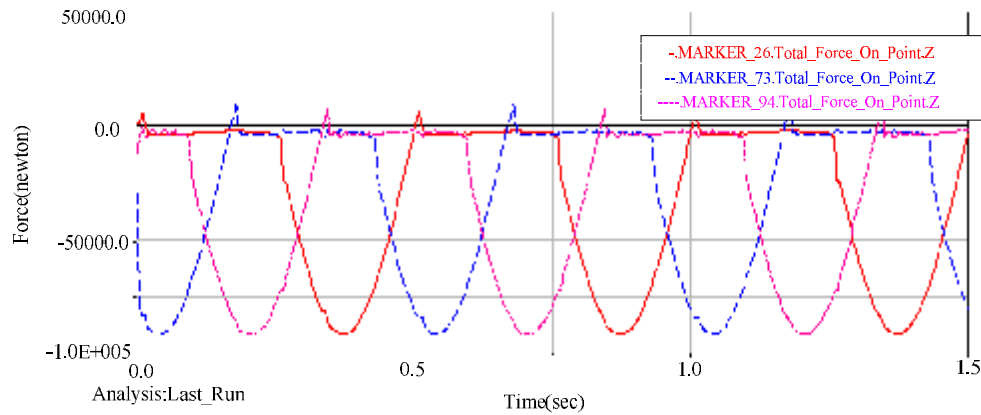


图 21. 连杆大头对曲轴 z 方向的力

图 20、图 21 为连杆大头对曲轴作用力的变化曲线。由于各缸连杆大头和曲轴通过旋转副相连接，那么连杆对曲轴的力和曲轴连杆大头的力则互为作用力与反作用力。图中 MARKER_26、MARKER_73、MARKER_94 所绘曲线分别为 1、2、3 缸连杆对曲轴的力变化曲线。

4.2 连杆的动应力分析

在 Adams 中建立曲轴连杆机构的刚柔耦合模型，通过 Durability 模块，在后处理中可以获得柔性体（曲轴、连杆）的任一时刻的应力分布云图，以及柔性体各个节点在工作过程中的动应力—时间历程^{[1][13]}。图 22、图 23 给出了连杆在最大拉伸工况和最大压缩工况下的应力云图。

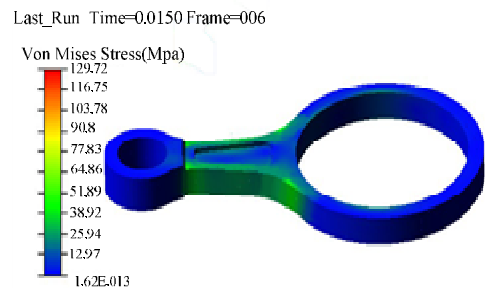


图 22. 0.0135s 时连杆应力云图

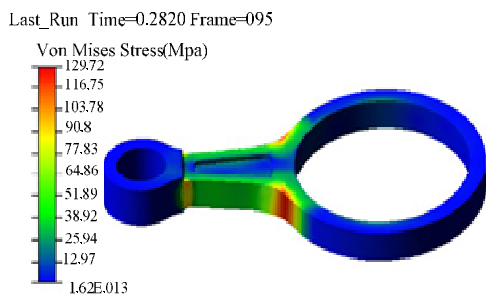


图 23. 0.028s 时连杆应力云图

图 22 中, 仿真时间为 0.015s, 此时曲轴转角为 10.8° , 这与 ansys 中的最大拉伸工况 (曲轴转角 10°) 相接近。连杆的应力主要分布在杆身靠近大头处, 最大应力在 $38.92\sim 51.89\text{MPa}$ 之间。第 3 章利用 ansys 有限元分析结果, 该连杆的最大应力 45.722MPa , 恰好位于 $38.92\sim 51.89\text{MPa}$ 区间之内, 总体上看, 连杆的拉应力比较小, 这与泥浆泵的实际工作情况相符。

图 23 中, 仿真时间为 0.282s, 此时曲轴转角约为 200° , 这与 ansys 中的最大压缩工况 (曲轴转角 190°) 稍显偏差, 但在一个可以接受的范围内。连杆的应力主要分布在杆身上, 尤其是在杆身和连杆大头的过渡处, 最大压应力为 129.72MPa , 而利用 ansys 有限元分析, 该连杆的最大压应力 136.86MPa 。可见, 利用 Adams 和 ansys 得到连杆的最大压缩工况在空间位置上和连杆应力值上均呈现稍许偏差, 这是由于两种软件在仿真时均作了不同的简化, 包括位移、载荷的边界条件的近似处理等。相对而言, 利用 Adams 建立刚柔耦合模型更接近于连杆的真实受力状况。

4.3 曲轴的动应力分析

仿真时间为 0.1s (曲轴转角 72°) 时, 曲轴上作用最大应力, 其大小为 132.03MPa , 发生在右主轴颈过渡圆角处。此时曲轴的应力状态和 ansys 软件工况二的应力状态相接近, 利用 ansys 软件得到曲轴的最大应力为 135.879MPa , 两者的相对误差为 2.83%。

图 24 中仿真时间为 0.01s, 此时曲轴的转角为 7.2° , 第一缸和第三缸处于吸液冲程, 第二缸处于排液冲程。在主轴颈、第一个曲柄和第二个曲柄的过渡处存在轻微的应力集中, 最大应力约为 66.0MPa 。

图 25 中仿真时间为 0.1s, 此时曲轴的转角为 72° , 泥浆泵第一缸处于吸液冲程, 另外两缸处于排

液冲程。该工况下曲轴的受力偏大, 并在右主轴颈处存在较大的应力集中, 其最大应力为 132.03MPa 。Ansys 后处理结果显示, 曲轴的最大应力为 135.879MPa , 发生在右主轴颈过渡圆角处。在两种软件下, 曲轴应力计算结果的最大误差为 2.83%

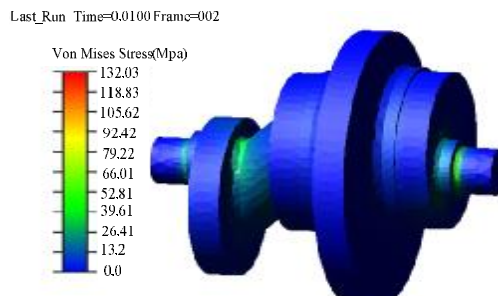


图 24. 0.01s 时曲轴应力云图

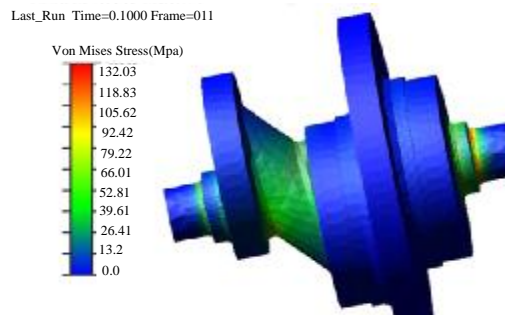


图 25. 0.10s 时曲轴应力云图

在曲轴的关键部位取 3 个节点, 各节点的应力呈明显的周期性变化, 吸液冲程时曲轴各节点的应力较排液冲程时要小的多。该曲轴材料为 30CrMo, 屈服极限为 820MPa , 强度极限为 924MPa , 通过 ansys 和 Adams 分析可知, 在主轴颈过渡圆角处存在应力集中, 最大应力为 132.35MPa , 可见曲轴的等效应力远远小于材料的屈服强度极限, 符合静强度设计要求, 但是由于应力集中和交变的应力作用, 曲轴容易发生疲劳断裂, 因此应对曲轴进行疲劳强度校核。

参考文献

- [1] 王新刚. 摩托车发动机曲轴连杆机构的 CAE 分析[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2009.
- [2] 李增刚. ADAMS 入门详解与实例[D]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
- [3] 洪嘉振. 计算多体系统动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1999.
- [4] 黄文虎, 邵成勋. 多体系统动力学[M]. 北京: 科学出版社, 1996.
- [5] 李腾腾, 钟邵华. ANSYS 的发动机连杆的模态分析[J]. 汽车

-
- 工程师, 2010,(4):25-27.
- [6] 白稳乐, 姚宁平, 杜小山等. 钻探用泥浆泵曲轴的模态分析[J]. 煤田地质与勘探, 2010,38(3):73-75.
- [7] 祝效华, 邓福成, 滕照峰等. 五柱塞注水泵曲轴模态分析[J]. 西南石油大学学报(自然科学版), 2009,31(5):175-177.
- [8] 桑曙东, 钟功祥, 曹炳军. 基于 ADAMS 的 3NB-1300 泥浆泵运动学分析[J]. 装备制造技术, 2010,(5):27-29.
- [9] 钟功祥, 端会竹, 梁政等. 一种新型泥浆泵动力端的设计及运动仿真[J]. 石油矿场机械, 2008,37(1):9-12.
- [10] 张洪, 徐刚. 柴油机-泥浆泵运行参数优化分析[J]. 钻井工艺, 2010,(33):163-176.
- [11] 李春明. 三缸单作用往复泵主机构的动力学仿真[J]. 机床与液压, 2010,38(15):73-76.
- [12] 朱凤霞, 童志伟, 黄忠礼. 基于 ADAMS 的泥浆泵曲柄连杆机构动态仿真分析[J]. 煤矿机械, 2009,30(7):84-86.
- [13] 何柏岩, 陈寺专, 裴毅强等. 基于多体动力学的 479Q 发动机连杆载荷与强度分析[J]. 内燃机工程, 2011,32(4):39-45.