

基于 ADAMS 柔性体的花岗石砂锯连杆动态分析

杨哲¹, 张进生², 王志²

¹青岛市职业教育公共实训基地(山东轻工工程学校); ²山东大学

摘要: 以花岗石砂锯主要部件连杆作为研究对象, 对其四种调节方式进行了分析; 基于虚拟样机技术、柔性体理论及模态分析技术, 联合运用 SolidWorks、有限元软件 ANSYS 与动力学仿真软件 MSC. Adams, 对花岗石砂锯连杆机构刚柔体模型进行动力学分析, 得到连杆在工作循环中的动态应力, 并对连杆受力最大区域进行疲劳分析, 为复杂机械系统动力学特性的研究提供借鉴。

关键词: 砂锯; 连杆; 模态分析; 刚柔耦合; 动力学

中图分类号: TH164

文献标志码: A

Dynamic Analysis on Connecting-rod of Granite Gangsaw Based on ADAMS Flexible Body

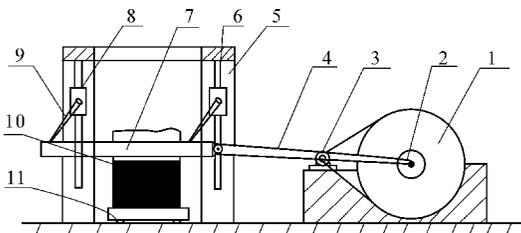
Yang Zhe, Zhang Jinsheng, Wang Zhi

Abstract: The gangsaw of granite's main component—connecting rod as the research object, analysis its four regulating mode. Based on the virtual prototype technology, flexible body theory and the modal analysis technology, and combined with SolidWorks and the finite element analysis software ANSYS and the multi-rigid dynamic software MSC Adams, a dynamic analysis of rigid-flexible connecting-rod system is conducted. The dynamic stress of the connecting-rod in the working cycle is obtained, and fatigue analysis is done for the largest stress area of the connecting-rod, which provides reference for complex mechanical system dynamic analysis.

Keywords: gangsaw; connecting-rod; modal analysis; rigid-flexible coupling; dynamic

1 引言

利用装有多根锯条的砂锯锯切花岗石荒料是获得花岗石板料最有效和最经济的方式^[1]。砂锯结构由飞轮、曲柄、连杆、锯框(装有钢锯条)、摆臂、立柱框架、进给系统、荒料车、驱动主电机及供砂系统等组成, 如图 1 所示。锯机工作时, 荒料安装在荒料车上, 紧固在锯框上的锯条随锯框往复摆动, 当锯框向上摆动时, 磨粒落入锯条的下方; 在锯框向下摆动时, 处于锯条和石材之间的磨粒在锯条压力和冲击力作用下冲压石材, 并在石材上滚动和滑移, 以破碎石材达到锯切目的。



1. 飞轮 2. 曲柄 3. 驱动主电机 4. 连杆 5. 立柱框架 6. 进给丝杠
7. 锯框 8. 进给系统 9. 摆臂 10. 荒料 11. 荒料车

图 1 砂锯结构简图

连杆是花岗石砂锯主要运动受力部件之一, 连杆在砂锯运动中起到调节、传递动力的作用。连杆使锯框能够垂直下落, 保证加工精度, 提高切削效率。连杆在运动过程中受到交变载荷的作用, 若刚度不足会使两端轴孔变形, 破坏轴承润滑条件, 致使轴承因发热而烧损; 如果连杆强度不够会出现断裂导致设备损坏。

目前连杆的设计大都没有考虑工况系统动态特性对连杆工作性能的影响。单独的有限元软件或动力学分析软件也都不易解决连杆动力响应问题。本文对花岗石砂锯工作装置的连杆建立了柔性体模型, 在此基础上建立了基于 ADAMS 环境中工作装置的刚柔耦合虚拟样机并对其进行了仿真分析。

2 砂锯连杆结构分析和设计

砂锯连杆调节机构主要有传统的停机手动调节机构、偏心轮电动调节机构、液压凸轮调节机构、弧形立柱调节机构四种方式。先进的砂锯均配备有自动调节机构, 不需中途停机即可调节连杆。

(1) 停机手动调节方式

中途停机后, 通过转动丝杠机构利用扳手使锯框缩短一定长度, 起到调节作用。由于其自动化程度不高、调节精度低, 目前这种方式已被淘汰。

(2) 偏心轮调节方式

传统连杆工作时, 锯框从最高点下落, 连杆水平长度增加, 使锯框产生一定偏移量。当偏移量达到一定值时, 锯框运行不平稳会影响加工精度, 如图 2 所示。现代砂锯连杆一般采用偏心轮调节的方式, 如图 3 所示。

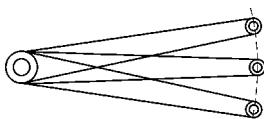


图 2 传统连杆工作方式

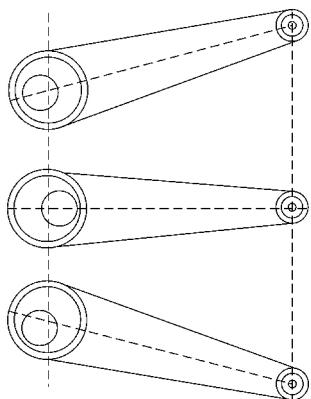


图 3 偏心轮可调连杆工作方式

偏心轮调节方式是采用具有一定偏心距的偏心轮安装在连杆的一端, 偏心轮的转动靠与其连接的棘轮棘爪或蜗轮蜗杆系统驱动, 编码器和传感器控制偏心轮的启动和停止。锯框下落一定高度时停机, 高强度板簧撑开连杆一端使偏心轮能够转动, 转动偏心轮使偏心轮的偏心距中和锯框下落高度中连杆增加的水平长度。

偏心轮机构简图如图 4 所示。假设偏心轮半径为 R , 偏心距为 e , 转速为 ω , 连杆的速度为 v , 加速度为 a , 连杆的中心线与支座 O 点在同一条直线上, OA 与水平线夹角为 θ , 初始位置 $\theta=0^\circ$ 。则有

$$H = e \sin \theta + \sqrt{r^2 - e^2 \cos^2 \theta}$$

$$v = \omega \left[e \cos \theta + \frac{e^2 \sin 2\theta}{2 \sqrt{r^2 - e^2 \cos^2 \theta}} \right]$$

$$a = \omega^2 \left(-e \sin \theta + \frac{e^2 \cos 2\theta}{\sqrt{r^2 - e^2 \cos^2 \theta}} - \frac{e^4 \sin^2 2\theta}{4 \sqrt{(r^2 - e^2 \cos^2 \theta)^3}} \right)$$

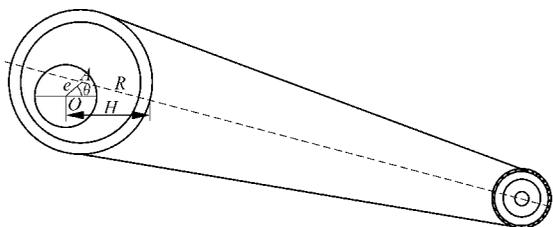


图 4 偏心轮机构简图^[2]

(3) 液压凸轮调节方式

液压凸轮调节方式原理与偏心轮调节方式基本相同, 其不同点为凸轮与棘轮相连, 停机后通过液压缸伸缩使连接在液压缸上面的棘爪带动棘轮转动, 使凸轮转动一定角度从而起到调节作用。此种调节机构结构复杂, 在高频率转动和振动下较其他调节方式稳定性差。

(4) 弧形立柱调节方式

弧形立柱工作方式如图 5 所示。立柱上设置以连杆长度为半径的弧形靠模, 当锯框缓慢下落时, 吊臂沿弧形靠模下滑, 其铰点位置的变化修正了连杆下落时其于锯框铰点的位移, 锯框始终处于水平运行, 无需中途停机, 加工精度高, 切削效率高, 是目前最理想的连杆调节方式^[3], 弧形立柱调节机构简图如图 6 所示。

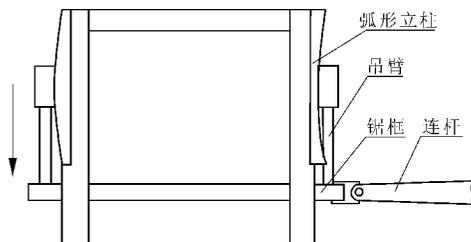


图 5 弧形立柱工作方式

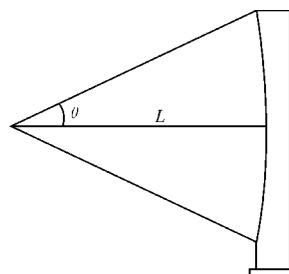


图 6 弧形立柱调节机构简图

设连杆转速为 w 、长度为 L , 弧形立柱半弧长为 R , 则有

$$\omega = \frac{d\theta}{dt}$$

$$dR = L d\theta = L \omega dt$$

液压凸轮连杆调节方式和偏心轮连杆调节方式是现在应用最为广泛的连杆调节方式, 两者相比偏心轮连杆调节方式结构简单、运行平稳。图 7 是偏心轮自动调节连杆整体结构图。



图 7 偏心轮自动调节连杆整体结构图

3 连杆柔性体建模及验证

花岗石砂锯工作过程中,其工作装置中的主要部件——连杆受力状况非常复杂。砂锯在锯切过程中所受的锯切阻力、带动锯框来回摆动的拉力等均由连杆承担,加上其质量大,焊接易变形。连杆在这些交变载荷作用下做加速、减速运动时,往往会产生较大的弹性变形,因此为了更准确地模拟连杆在锯切过程中的动态性能,必须将连杆作为弹性体进行分析研究。

ADAMS 柔性体建模有三种方法:ADAMS 柔性梁连接;用 ADAMS/AutoFlex 模块建立柔性体,代替原来的刚体;利用有限元分析软件进行模态计算,生成模态中性文件——MNF 文件,导入 ADAMS 中建立柔性体。这里采用第三种柔性体建模方法,即利用 ADAMS/FLEX 模块在模型中引入模态中性文件建立柔性体,从而提高系统仿真精度。

通过 SolidWorks 建立连杆的三维实体模型,将其导入到 ANSYS 中。保留重要部位的圆角,略去对分析没有影响的倒角和小孔,并选用八节点三维实体单元 Solid45 划分单元。

利用 ANSYS 提供的 MSC Adams 宏命令,完成连杆柔性体的建立,其过程如下^[4,5]:

(1)设置单位。/UNITS, <name>。其中 <name> 为 SI、CGS、BFT 和 BIN 4 种单位制中的 1 种。如果所用单位不是上述任何一种单位制,则可以输入下列命令:/units, user, <L>, <M>, <T>, , , , <F>。其中 L, M, F, T 均为用户单位与国际单位制(SI)之间的转换系数。例如,如果所用的单位是 mm, Mg, N, s, 可输入:/units, user, 1000, 0.001, 1, , , , 1

(2)选择连接点。NSEL, ... ! 选择 2 个以上的接口接点(interface points)。选择连接点应注意与刚性体连接的柔性体转动中心必须有节点存在,此节点在 MSC.Adams 中将作为外部节点使用。如果在连接处柔性体为一孔洞,则需在此处自建一节点,并使用刚性区域处理此节点。

(3)运行 ADAMS 宏命令

ADAMS 宏命令的格式是:ADAMS, nModes, kStress。其中, nModes 为要计算的固定界面的主模态数;kStress 为单元应力计算选项。本项目中设置 kStress=1。建立的连杆柔性体文件如图 8 所示。

由于砂锯在工作过程中,连杆所受激振力的频率不会太高,因而只有频率比较低的固有频率才可能与激振频率相同或接近,产生共振现象,故在进行

连杆模态分析时只取了前 12 阶模态,前 6 阶是刚体模态,表 1 中只列出了 7—12 阶数据。从表中可以得到:连杆在 ADAMS 环境和 ANSYS 环境下的固有频率有误差,误差为 0.173%—0.874%。这说明 ANSYS 和 ADAMS 之间的双向数据交换基本实现了无缝连接,建立的连杆柔性体满足设计要求。



图 8 连杆柔性体

表 1 ANSYS 与 ADAMS 环境中连杆的固有频率

模态数	ANSYS 中频率(Hz)	ADAMS 中频率(Hz)	误差(%)
7	9.237	9.221	0.173
8	27.680	27.649	0.112
9	54.339	54.257	0.151
10	55.307	55.437	0.235
11	58.686	58.996	0.528
12	93.212	94.027	0.874

4 刚柔耦合动力学模型的建立

砂锯多体动力学分析模型主要包括连杆的柔性体模型,飞轮组件、锯框组件的刚体模型,各构件间的联接副,以及作用于锯框上的外载荷,将模态分析后得到的中性文件(*.mnf)通过 MSC.Adams/Flex 导入 MSC.Adams 中,替换原来的刚性连杆,得到柔性连杆的动力学仿真分析模型(见图 9)。

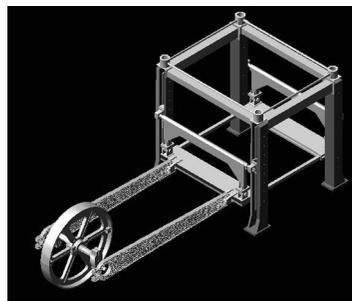


图 9 含有柔性连杆的刚柔耦合工作装置虚拟样机

约束边界条件。根据零件间的实际运动关系,将运动副简化成 MSC.Adams 中的理想约束。设定连杆和曲柄之间为旋转副,曲柄和曲柄连接轴之间为固定副,主轴和曲柄之间为固定副,飞轮和主轴为

固定副, 飞轮和基础(Ground)之间为旋转副。

载荷边界条件。锯框加工宽度 4.5m, 可以安装 120 根锯条。如果对每根锯条平均施加 7t 的张紧力^[6], 那么锯框所承受的弯曲载荷将达到 840t, 每个端面要承受 420t 的载荷。

5 仿真结果分析

对刚柔耦合的工作装置虚拟样机进行仿真, 得到锯框在往复行程内的位移、速度和加速度变化如图 10 所示。

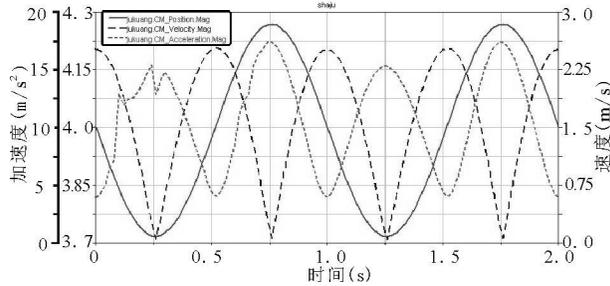


图 10 锯框位移、速度和加速度变化曲线

从图中不难看出, 锯框的运动形式具有简谐运动特征, 在锯机运动初期, 锯框加速度急剧变化, 整个运动周期内其速度和加速度均随位移的变化而变化, 且幅值波动很大。加速度会使运动构件产生一定的惯性力, 并且锯框上装有上百根锯条, 重量往往很大, 易产生较大的惯性力。因此, 加速度的波动会大大增加锯机运动系统的动载荷, 加剧锯机功率的消耗, 这在很大程度上限制了锯切速度的提高, 从而使砂锯的锯切效率难以大幅度增长。

利用所建的虚拟样机对连杆柔性体的受力情况进行测量, 得到工作装置中柔性体连杆与锯框连接点在整个工作循环中的受力情况如表 2 所示。同时可以得到柔性和刚性连杆的受力曲线分别如图 11、12 所示。在样机运动的初期, 连杆受力情况发生突变, 图 11 柔性连杆受力曲线体现出了这一特性, 而刚性连杆受力曲线并未体现; 在正常运动过程中, 柔性连杆受力没有波动, 这也说明采用可调连杆避免

加工过程中产生冲击的现象。表 2 中数据表明, 连杆在 0.75、1.25、1.75、2.25、2.75、3.25、3.75s 时, 即锯框在由两侧向下锯切时受力最大。

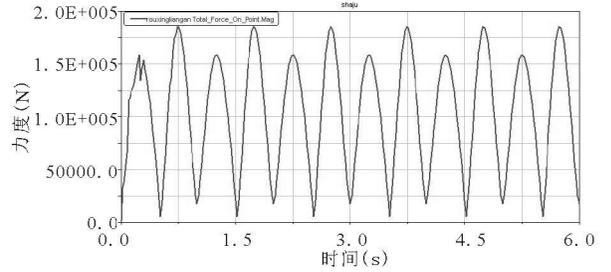


图 11 柔性连杆受力曲线图

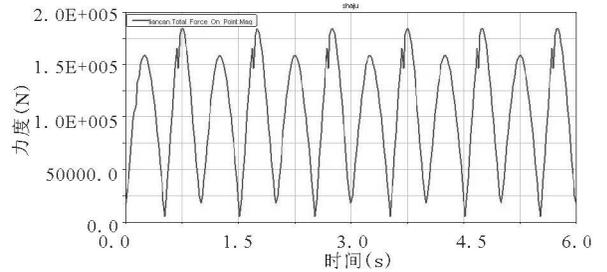


图 12 刚性连杆受力曲线

为精确计算连杆在砂锯运动过程中的应力情况, 通过 MSC. Adams 输出 ANSYS 所需的载荷文件 (.lod 文件)。载荷文件记录砂锯仿真过程中连杆在 10 个载荷步下所受的载荷。图 13 是第 2 个载荷步下连杆的应力云图。

最大应力值为 208MPa, 发生在连杆小端附近区域, 连杆的材料为 Q235, 其抗弯强度 $\sigma_b = 235\text{MPa}$, 所受最大应力值小于 σ_b , 连杆满足强度要求。

连杆所受最大应力值虽然始终没有超过材料的强度极限, 但由于连杆在工作过程中承受交变载荷的作用, 可能发生疲劳破坏。因此有必要考虑连杆的疲劳寿命问题。连杆材料为 Q235, 材料的循环应力-寿命曲线可查设计手册获得, 这里列出要输入计算机的疲劳特性参数表, 表 3 所示为疲劳循环次数和交变应力强度对应关系表^[7]。

表 2 柔性体连杆受力情况

力(N)	时间(s)							
	0	0.75	1.25	1.75	2.25	2.75	3.25	3.75
X	0.7964	3.2559	-0.9757	2.7481	-1.3397	2.278	-1.2123	2.1259
Y	1417.89	-18261.51	2823.9181	-18266.80	2823.96	-18266.80	2823.96	-18266.80
Z	15.72	-184660	158060	-184230	158060	-184230	158060	-184230
合力	1417.97	185560	158090	185130	158090	185130	158090	185130

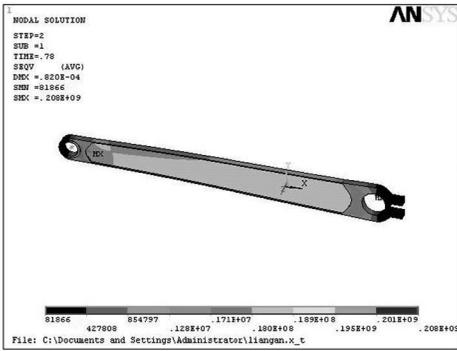


图 13 连杆等效应力分布云图

由疲劳计算结果可知, 承受最大应力节点疲劳累积损伤小于 1, 即连杆在以 60 次/min 的运动过程中, 可以承受这种交变载荷循环 10^7 次而不发生疲劳破坏。

6 结语

本文以花岗石砂锯中的主要受力件——连杆为研究对象, 在 ANSYS 中生成其有限元模态中性文件, 并将其导入 ADAMS 环境中, 通过建立工作装置刚柔耦合虚拟样机并进行仿真分析, 给出了工作装置刚柔耦合系统的动力学变化特性曲线, 使研究结论更贴近工作装置的实际情况。

(1)分析模型包括连杆的柔性体模型, 飞轮组件、锯框组件的刚体模型, 各构件间的联接副, 通过各连接传递部件之间的载荷, 真实模拟连杆在工作中的状态。通过 ANSYS 和 ADAMS 双向数据接口, 生成载荷文件(. lod), 连杆满足强度要求。

(2)连杆与锯框连接端承受应力较大, 是整个连杆的薄弱区域, 通过对连杆受力最大区域进行疲劳分析计算, 连杆可以承受交变载荷循环 10^7 次而不发生疲劳破坏。

参考文献

- [1] Rogeiro R P, Antenor B P. Relationship between technological properties and slab surface roughness of siliceous dimension stones[J]. Rock Mechanics and Mining Sciences, 2008, 45(8): 1526—1531.
- [2] 王华杰. 基于 MATLAB 的偏心轮机构运动仿真系统[J]. 机械研究与应用, 2003, 16(4): 80.
- [3] 廖原时. 加工花岗石大板的砂锯最新发展[J]. 石材, 2004 (8): 6—7.
- [4] 李增刚. MSC Adams 入门详解与实例[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
- [5] 李军, 邢俊文, 等. MSC Adams 实例教程[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2002.
- [6] 廖原时. 国外花岗石大砂锯的新近发展[J]. 石材, 2000 (6): 21.
- [7] 李舜酩. 机械疲劳与可靠性设计[M]. 北京: 科学出版社, 2006.

第一作者: 杨哲, 青岛市职业教育公共实训基地(山东轻工工程学校), 266112 青岛市

First Author: Yang Zhe, Shangdong Light Industry Engineering School, Qingdao 266112, China

表 3 疲劳循环次数和交变应力强度对应关系表

N	1×10^2	2×10^2	5×10^2	1×10^3	1.5×10^3	2×10^3
S/ Pa	2.0×10^8	1.7×10^8	1.6×10^8	1.5×10^8	1.45×10^8	1.4×10^8
N	1×10^4	1×10^5	1×10^6	2×10^6	3×10^6	5×10^6
S/ Pa	1.35×10^8	1.3×10^8	1.25×10^8	1.2×10^8	1.15×10^8	1.1×10^8
N	6×10^6	7×10^6	8×10^6	9×10^6	1×10^7	1.2×10^7
S/ Pa	1.05×10^8	1.0×10^8	0.95×10^8	0.9×10^8	0.85×10^8	0.8×10^8

从图 13 应力云图中, 可以得到连杆受力最大区域, 选择在这个位置附近一系列的节点, 存储这些节点处的疲劳应力, 图 14 为已存储 161 节点处的疲劳应力。

由于在小端位置附近不存在集中应力现象, 节点各应力分量的应力集中系数均设置为 1。设置这一应力循环次数为 1×10^7 次, 经过疲劳计算, 可以得出这一系列可能出现疲劳破坏的节点疲劳累积损伤, 图 15 所示为 161 节点处的疲劳损伤。

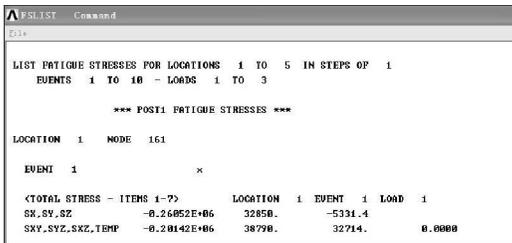


图 14 已存储的 161 节点疲劳应力

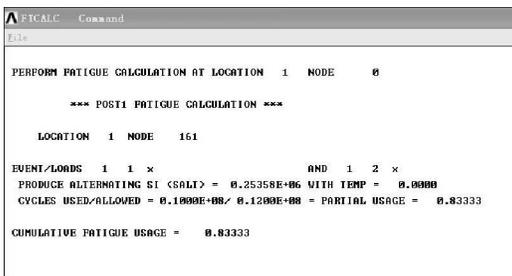


图 15 161 节点处疲劳损伤