

doi: 10.3969/j.issn.1006-1576.2012.05.007

协调器小平衡机失稳校核及设计

王浩亦¹, 冯广斌², 孙华刚², 朱汗青¹

(1. 军械工程学院火炮工程系, 石家庄 050003; 2. 军械工程学院军械技术研究所, 石家庄 050003)

摘要:为进一步研究协调器小平平衡机机械特性,分析小平平衡机活塞杆的稳定性及其设计位置对整机性能的影响。以多体动力学及虚拟样机技术为基础,在 ADAMS 环境里建立小平平衡机的虚拟样机模型。利用该模型对小平平衡机活塞杆进行受力分析和压杆稳定校核,并分析了小平平衡机的位置改变对协调器驱动力矩的影响。仿真结果证明:该方法能确定位置变化量与最大力矩之间的关系,为小平平衡机的压杆稳定研究提供数据依据。

关键词:协调器;小平平衡机;虚拟样机;压杆稳定;仿真;ADAMS

中图分类号:TJ302 **文献标志码:**A

Instability Check and Design on Equilibrator of Coordinator

Wang Haoyi¹, Feng Guangbin², Sun Huagang², Zhu Hanqing¹

(1. Dept. of Artillery Engineering, Ordnance Engineering College, Shijiazhuang 050003, China;
2. Ordnance Technological Research Institute, Ordnance Engineering College, Shijiazhuang 050003, China)

Abstract: In order to study the mechanical features of the equilibrator of coordinator in the further, the influences on performance of the machine caused by the stability of piston rod and the position of equilibrator are studied. Based on multi-body system dynamics and virtual prototype technology, virtual prototype model is established by means of ADAMS software. Taking advantage of the model, force analysis and check of instability are performed on piston rod of equilibrator and the influence on torque of coordinator caused by change of equilibrator's position is studied. The simulation results indicate that the method determines the relation between the change of position and the max torque and results supply data basis for the stability study on equilibrator.

Key words: coordinator; equilibrator; virtual prototype; bar stability; simulation; ADAMS

0 引言

协调器是自行火炮供输弹系统中的一个重要子系统,主要负责接受来自供弹机的弹丸,并将其轴线协调到与炮膛轴线平行的位置^[1]。目前,国内对协调器的研究主要有:南京理工大学的侯保林教授^[2]建立了协调臂的受控动力学方程,并运用有限元法获得了协调臂合理的截面尺寸;军械工程学院的李伟^[3]建立了协调器的虚拟样机模型,分析了小平平衡机初始压力和液体容积 2 种故障因素的影响规律。针对目前国内对协调器小平平衡机机械特性研究较少的情况,笔者利用虚拟样机技术,对小平平衡机活塞杆的稳定性进行了研究,并分析其设计位置的改变对整机性能的影响。

1 协调器虚拟样机建模^[4]

1.1 模型的建立及约束的添加

笔者将在三维 CAD 软件中建好的协调器模型导入到 ADAMS 环境中。此时协调器各个构件之间只是空间上的简单组合,彼此之间没有约束关系,还需要在 ADAMS 环境下为该三维模型添加约束。

根据协调器的拓补关系^[3],为协调器添加如下约束:平衡机缸筒和地面之间、协调臂和地面之间、平衡机活塞杆与协调臂之间添加旋转铰约束,弹丸与托弹盘之间、支臂与协调臂本体之间添加固定铰约束,平衡机活塞杆和缸筒之间添加平移铰约束。

1.2 协调臂驱动的添加

对协调器进行动力学分析,通过求解协调器的动力学微分方程组可得到协调臂转速的数值解^[5]。对这些数值作曲线拟合,可用一多项式逼近协调臂转速随时间的变化曲线。在 ADAMS 中,利用该多项式为协调臂添加驱动 MOTION1。因为笔者主要对小平平衡机进行研究,所以用该多项式代替电机转矩为协调臂添加驱动,模拟协调臂的运动规律,对后续分析结果并无影响。

1.3 小平平衡机力学模型

在协调臂转动的过程中,小平平衡机起到平衡力矩的作用。其工作原理是:当协调臂向下转动时,活塞杆压缩小平平衡机内气体,小平平衡机给协调臂一个向上的反推力,从而产生平衡力矩,并且平衡力

收稿日期:2011-12-07;修回日期:2011-12-28

作者简介:王浩亦(1988—),男,山东人,在读硕士,从事武器系统动力学理论及应用研究。

矩随转角的增大而增大；反之，协调臂向上运动时，小平衡机内体积增大，气压减小，平衡力矩也相应减小。

根据平衡机的工作原理可得油缸压力为^[5]：

$$p = p_0 S \left(\frac{V_0}{V_0 - \Delta V} \right)^n \quad (1)$$

其中： p_0 为蓄能器初始气压； S 为油缸活塞面积； V_0 为气体初始体积； n 为蓄能器的多变指数； ΔV 为小平衡机内气体体积变化量。有

$$\Delta V = S \Delta X \quad (2)$$

ΔX 是活塞杆与缸筒之间的相对位移变化量。

根据上述公式在 ADAMS 里为平衡机活塞杆添加单向驱动力，其力学模型可以简化如下：

$$F = p_0 \times S \times \left(\frac{V_0}{V_0 - S \times \Delta X} \right)^2 \times n$$

式中 ΔX 为在 ADAMS 里建立的位移测量函数的返回值。

最终建好的协调器系统虚拟样机模型如图 1。

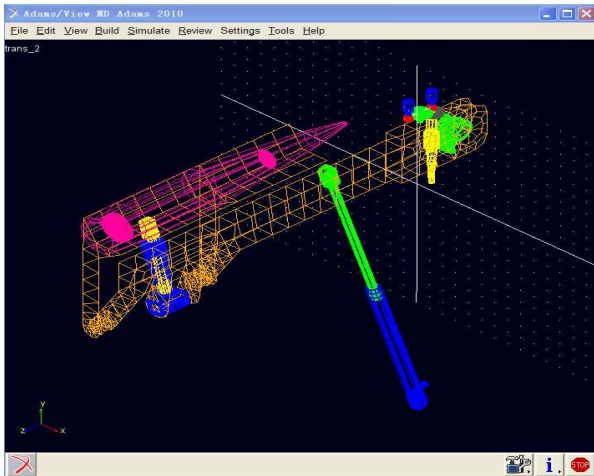


图 1 协调器虚拟样机模型

2 仿真分析

对整个协调器而言，小平衡机的主要作用是平衡协调器的重力矩，减小协调器的振动，增加其工作稳定性，所以对小平衡机进行仿真研究。

2.1 活塞杆压杆稳定分析

在协调器转动过程中，可以忽略小平衡机自身的转动动能，因此可以将活塞杆视为二力杆件，即活塞杆在工作平面内所受的合力均沿小平衡机方向，其受力主要为协调臂的挤压作用。又因为活塞杆是一根细长杆件，在工作过程中有可能会发生压杆失稳现象，故有必要对活塞杆进行压杆稳定校核。

活塞杆保持压杆稳定的临界载荷可由如下欧拉公式给出^[6]：

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(ul)^2} \quad (3)$$

其中： F_{cr} 为活塞杆稳定的临界载荷； E 为活塞杆弹性模量； I 为惯性矩； l 为活塞杆的受压长度； u 为长度因数。因为活塞杆一端与协调臂铰接，一端伸入缸筒，可以将其简化为一端铰支，一端固定模型， u 取值 0.7。

要进行压杆稳定校核，首先要对活塞杆进行受压分析。平衡机的工作平面为 YZ 平面，其受力可分解为 Y 方向分量和 Z 方向分量。在 ADAMS 中建立活塞杆压力测量函数：

$$F_{XY} = \text{SQRT}(F_Y^2 + F_Z^2)$$

式中： F_{XY} 为平衡机与协调臂铰接处的受力的合力值； F_Y 和 F_Z 分别为该力的 Y 方向分量和 Z 方向分量； $\text{SQRT}(\cdot)$ 是 ADAMS 提供的平方根函数。

通过以上测量函数可得活塞杆的受力如图 2 所示。由图 2 可以看出，活塞杆的受力 F_{XY} 随着转角的增大呈增大趋势。

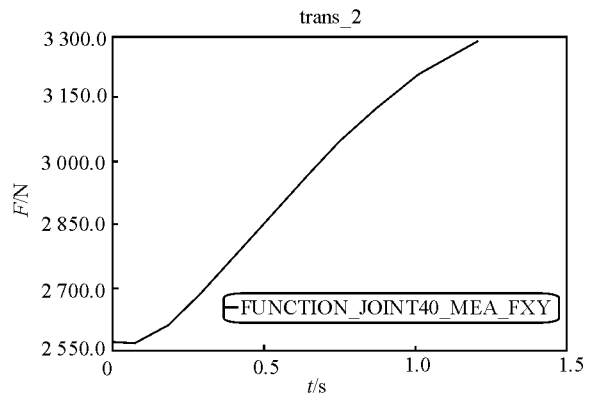


图 2 活塞杆所受压力随时间变化曲线

由于活塞杆的一端深入缸筒做活塞运动，其实际受压长度 l 是随时间不断减小的，能承受的临界载荷逐渐增大。所以不能简单地将活塞杆的最大受压力与初始位置时的临界载荷做比较，而应该将这两者做一个动态的对比。

定义参数

$$\mu = \frac{F_{XY}}{F_{cr}} \quad (4)$$

参数 μ 为活塞杆任一时刻的实际受压和临界压力的比值。现需绘得参数 μ 的变化曲线图，若 $\mu < 1$ ，则活塞杆不存在失稳现象；反之，则活塞杆存在失稳现象。

结合式 (3)，可进一步计算 μ 得：

$$\mu = \frac{64(ul)^2 F_{XY}}{\pi^3 E d^4} \quad (5)$$

其中 d 为活塞杆直径, 受压长度 l 是随时间变化的。综上所述, 在 ADAMS 里编写式 (5) 的测量函数如下:

$$\mu = 0.49 \times 64 \times (l - \Delta X / 1000)^2 \times 2 \times F_{XY} / (\pi^2 \times 3 \times d^2 \times 4 \times E)$$

其中: l 为活塞杆的初始长度; $l - \Delta X / 1000$ 为活塞杆实时受压长度 l 。

在 ADAMS 环境下再一次进行仿真试验, 可得 μ 的取值随时间的变化如图 3 所示。

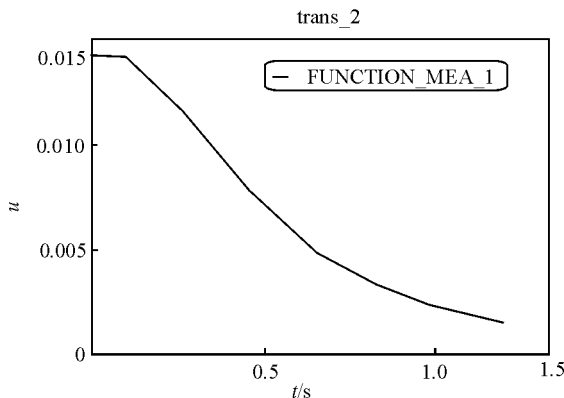


图 3 参数 μ 数随时间的变化曲线

从图 3 可得如下结论:

1) 虽然随着转角的增大, 活塞杆受到的压力越来越大, 但 μ 的取值却呈减小趋势, 这主要是因为活塞杆的实时受压长度 l 不断减小所致。

2) μ 在仿真初始时取最大值, 最大值仅为 0.014。这说明协调器运行过程中, 活塞杆的实际受压比活塞杆能承受的临界压力小得多, 所以该活塞杆在实际工作过程中不存在失稳现象。

2.2 平衡机位置设计研究

在 ADAMS 中, 设计研究是根据需要, 确定相关的关键参数, 并将这些参数设置成设计变量。在研究时只需要改变这些设计变量值的大小, 虚拟样机模型就会自动得到更新, 以便于观察不同参数下样机性能的变化, 也可以得到设计变量的敏感度^[7]。

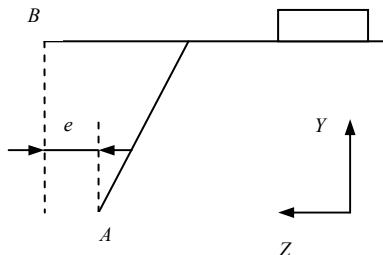


图 4 协调器结构简图

协调器结构简图如图 4 所示。设小平衡机与地

面铰接处 A 点与协调器右耳轴 B 点在 Z 向的位移大小为 e 。现欲研究 e 值的改变对协调器驱动力矩产生的影响。

在 ADAMS 环境下, 将 A 点的 Z 坐标值设定为设计变量 DV_1 。改变该设计变量的值, 便可得到 e 取不同值时驱动力矩随时间的变化曲线图。对设计变量 DV_1 进行设计研究, 使得 e 值的变化范围为 ($e \pm 80$) mm。试验次数为 5 次, 可得到各次试验中驱动力矩随时间的变化曲线和驱动力矩最大值随设计变量的变化曲线, 如图 5 和图 6 所示。

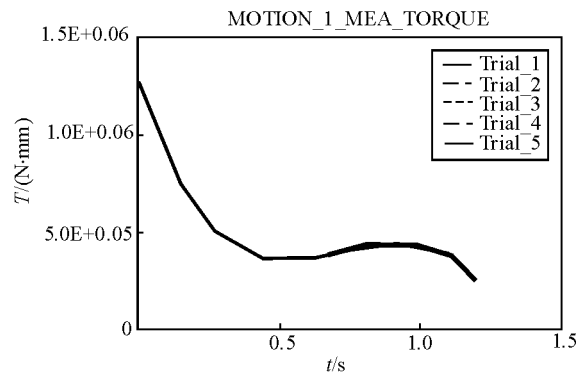


图 5 驱动力矩随时间的变化曲线

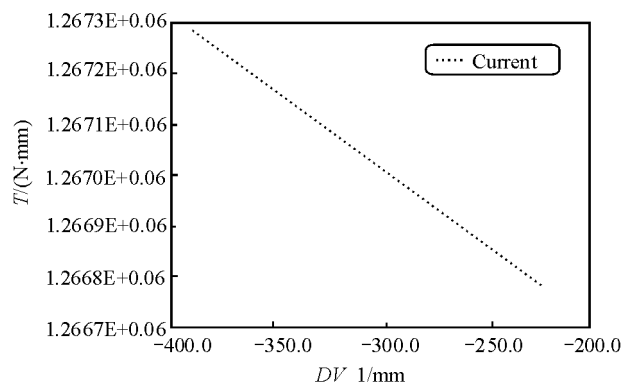


图 6 驱动力矩最大值随设计变量 DV_1 的变化曲线

由图 5、图 6 可得如下结论:

1) 协调器驱动力矩的变化趋势是先减小, 后增大, 再减小, 在初始时刻取最大值。

2) 在仿真时间 1 s 以前, 5 条力矩曲线基本是重合的, 说明各次试验的驱动力矩相差不大; 1 s 以后, 各次试验的驱动力矩有所不同, 并且在 e 取较大值时对应的驱动力矩较小。

3) 驱动力矩的最大值同 e 值的大小近似成线性关系, 并且随着 e 的增大而减小。在 e 分别取最小值和最大值时, 最大驱动力矩相差约 500 N·mm。所以, 为避免出现驱动力矩过大的情况, 在协调器的设计过程中, e 的取值可以适当取大。