

基于 ADAMS 的路面激励下 矿用汽车驱动桥动载荷分析

韩愈琪，杨锁望，王晶

(北京科技大学土木与环境工程学院 车辆研究所, 北京 100083)

[摘要] 矿用汽车的油气悬架具有明显的非线性刚度和非线性阻尼特性, 因此计算驱动桥壳在不平路面上运行时的动载荷是一个非线性振动问题, 采用解析方法求解非常困难。在考虑阻尼和刚度的前提下, 建立了首钢 SGA3550 矿用汽车驱动桥振动系统后轴物理和数学模型, 利用机械动力学仿真软件 ADAMS 建立了驱动桥非线性振动系统的虚拟样机模型, 得到了驱动桥在不平路面激励下所受到的动载荷。

[关键词] 驱动桥; 动载荷; 油气悬架; 动力学仿真

[中图分类号] U463.33

[文献标识码] B

[文章编号] 1001-554X(2005)12-0066-05

Moving force analysis for rear axle of dump truck under rough road based on ADAMS

HAN Yu-qi, YANG Suo-wang, WANG Jing

目前国内对驱动桥动载荷的研究多局限在频域范围内, 这种方法是建立在汽车为线性振动系统的基础上的, 即假设汽车悬架的刚度、阻尼和轮胎的径向刚度都是线性的, 在这个前提下建立汽车振动系统的物理模型和数学模型, 并采用频域法对模型进行求解。但现在矿用汽车已广泛应用非线性的油气悬架, 其刚度和阻尼都是强非线性的, 为获得更准确的结果, 在计算驱动桥动载荷时不能将这些非线性量假定为线性量进行考虑, 必需采用非线性振动模型, 这种情况下建立的汽车振动系统是非线性的, 不能直接采用频域方法求解^[1]。

目前, 非线性振动系统的求解方法主要有 3 种^[2-3]: 一种是线性化方法, 即将非线性振动系统简化为线性随机振动系统, 应用线性随机振动理论来研究非线性振动问题, 这种方法适用于系统在所关心的工作点附近振动时的情况; 第二种方法是福克尔-普朗克方程法 (Fokker-Planck-Kolmogorov, 简称 FPK 方法), 利用 FPK 法可以求得非线性系统的精确解, 然而这种方法求解非常困难, 目前只有几类简单的振动问题得到了精确解; 第三种方法是借助计算机仿真软件或编制计算机程序来进行求解, 这是目前应用得较多的一种方法, 其中编程方法的特点是针对性强, 程序写好后计算速度很快, 计算精度也比较高, 但是工作量大, 并且要求工程技术人员对编程语言和数值计算方法有较深入的理解, 这对一

般的工程技术人员来说要求是比较高的。本文采用 ADAMS 动力学仿真软件来分析汽车运行时驱动桥壳所受的动载荷。

1 驱动桥振动系统物理模型的建立

汽车是一个复杂的振动系统, 应根据所分析的问题进行简化。考虑到一般汽车左右车辙路面条件基本相同, 汽车本身相对于纵向平面基本对称, 可以将整车简化为半车物理模型 (或者称 1/2 汽车模型)。据统计, 大部分现代车辆的悬挂质量分配系数 $\epsilon = \rho^2 / ab = 0.8 \sim 1.2$ (ρ 为汽车悬挂质量 m 绕汽车横轴的回转半径; a 、 b 为汽车悬挂质量 m 的质心至前、后轴的距离), 即接近 1。在 $\epsilon = 1$ 的情况下, 前、后轴上方悬挂质量的垂直方向运动是相互独立的, 也就是说, 前、后轴上方车架 (或车身) 两点的振动不存在联系。在这种特殊情况下, 可以分别讨论前悬挂质量和前轮轴以及后悬挂质量和后轮轴所构成的 2 个双质量系统的振动, 所以还可以把半车物理模型简化为 1/4 物理模型^[4]。图 1 和图 2 分别是首钢 SGA3550 矿用汽车的 1/4 物理模型及其等效的二自由度振动模型。

[收稿日期] 2005-08-30

[通讯地址] 韩愈琪, 北京科技大学 521 信箱

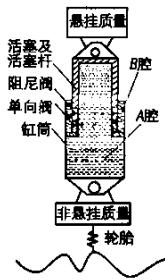


图 1 驱动桥振动系统物理模型

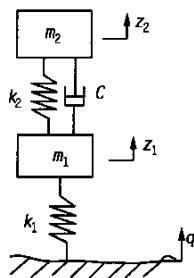


图 2 等效的驱动桥振动系统模型

图 1 是 SGA3550 矿用汽车采用的单气室油气悬架的结构示意图，整个悬架缸内形成 2 个腔，即 A 腔和 B 腔。当车辆受到不平路面激励时，活塞会相对于缸筒作往复运动，若活塞相对缸筒收缩，则 A 腔的油液受到压缩而向两个方向移动：一是进一步压缩蓄能器内部的气体进入蓄能器；二是通过阻尼孔和单向阀进入 B 腔。若活塞相对缸筒伸张，则 B 腔的油液受到压缩，迫使 B 腔的油液通过阻尼孔向 A 腔流动（此时单向阀处于关闭状态），同时因 A 腔增大的体积大于 B 腔缩小的体积，结果会导致蓄能器的部分油液在气体压力作用下进入 A 腔。在前一种情形下，因单向阀开启，活塞相对缸筒运动时受到的阻尼力较小，相当于传统悬架中的弹簧作用；在后一种情形下，因单向阀关闭，活塞相对缸筒运动时受到的阻尼力较大，相当于传统悬架中的减振器作用。

图 2 中 m_2 为悬挂（簧载）质量，即车身部分质量，包括所有车身弹簧悬架的汽车部件，将其作为完全刚体来处理，如车架、车身和货箱等（忽略人员的影响）； m_1 为非悬挂质量，包括轮胎、轮圈、轮轴等； K_2 为悬架刚度； C 为悬架阻尼； z_2 为悬挂质量的垂直位移； z_1 为非悬挂质量的垂直位移； q 为路面不平度激励。

2 驱动桥振动系统的非线性数学模型

在图 2 所示的振动系统模型中，假定汽车沿直线且在不平路面上行驶时轮胎不脱离路面，忽略左、右车轮通过的路面差异，取 z_1 、 z_2 的坐标原点选在各自的平衡位置。应用牛顿第二定律，驱动桥振动系统的运动方程可用下列微分方程组表示^[5]：

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{z}_2 + C(z_2 - z_1) + K_2(z_2 - z_1) &= 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 + C(z_1 - z_2) + K_2(z_1 - z_2) + K_1(z_1 - q) &= 0 \\ F_d(t) = m_1 \ddot{z}_1(t) &= C[z_2(t) - z_1(t)] \\ &\quad + K_2[z_2(t) - z_1(t)] - K_1[z_1(t) - q(t)] \end{aligned} \quad (1)$$

在式 (1) 中，油气悬架的弹性力 $K_2(z_2 - z_1)$ 和阻尼力 $C(z_2 - z_1)$ 并不是简单的线性函数，而是分别与距离和速度成非线性关系的力函数。所以式 (1) 决定的是一个非线性的数学模型。

文献 [6] 中给出了 SGA3550 矿用汽车后悬架的刚度和阻尼的表达式，据此可得出 SGA3550 矿用汽车后悬架的弹性力和阻尼力的表达式如下：

弹性力 F_t ：

$$F_t = F = \frac{P_{10}V_{10}}{[V_{10} - (A_1 - A_2)x]}(A_1 - A_2) \quad (2)$$

阻尼力 F_z ：

$$F_z = \frac{\rho A_2^3 x^2 \operatorname{sign}(x)}{2[C_s A_z + C_d A_d(0.5 + 0.5 \operatorname{sign}(x))]^2} \quad (3)$$

其中 x 为悬架缸的相对行程， x 为悬架缸的相对运动速度。取油气悬架的压缩行程为正方向，在式 (3) 中，当油气悬架处于压缩行程时，速度 $x \geq 0$ ， $\operatorname{sign}(x) = 1$ ；当油气悬架处于伸张行程时，速度 $x \leq 0$ ， $\operatorname{sign}(x) = -1$ 。式中其它参数见表 1。

表 1 虚拟机模型中的相关参数

参数名称	符号	数值
簧载质量 /kg	m_2	13012
非簧载质量 /kg	m_1	1945
缸筒质量 /kg	m_g	55
活塞杆质量 /kg	m_h	55
缸筒内径 /m	R_2	0.216
活塞杆外径 /m	R_1	0.165
A 腔面积 /m ²	A_1	0.036644
B 腔面积 /m ²	A_2	0.015261

续表

参数名称	符 号	数 值
气体初始压力 / (N/m ²)	P ₁₀	5988682
气体初始体积 / m ³	V ₁₀	0.002199
气体多边指数	r	1.4
油液密度 / (kg/m ³)	ρ	900
阻尼孔面积 / m ²	A _c	1.46 × 10 ⁻⁴
单向阀有效过流面积 / m ²	A _d	5.60 × 10 ⁻⁵
阻尼孔流量系数	C _c	0.62
单向阀流量系数	C _d	0.67
轮胎径向刚度 / (N/m)	k _t	3.32 × 10 ⁶

3 驱动桥振动系统动态仿真分析

3.1 驱动桥振动系统的虚拟样机模型

利用多体动力学仿真软件 ADAMS 对驱动桥振动系统进行动态仿真，建立的虚拟样机如图 3 所示。在虚拟模型中，簧载质量与活塞杆之间以及非悬挂质量与缸筒之间采用球副连接，只考虑簧载质量和非悬挂质量的垂直运动，考虑缸筒和活塞杆的质量，不考虑密封圈摩擦力。

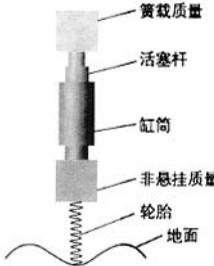


图 3 驱动桥振动系统的虚拟样机

虚拟样机中的几何和物理参数完全按照 SGA3550 矿用汽车后悬架的实际参数确定。SGA3550 矿用汽车的满载总质量是 55000kg，簧载总质量为 49000kg，非悬挂总质量为 6000kg。前桥承受总重的 1/3，后桥承受总重的 2/3。表 1 是满载时后悬架虚拟样机模型中的相关参数。

3.2 油气悬架的模拟

油气悬架具有非线性刚度特性和非线性阻尼特性，在进行动力学仿真时可以用非线性弹簧来模拟油气悬架的这种力学特性。在 ADAMS 中，非线性弹簧是用力函数 (SFORCE) 来表示的，因此油气悬架的刚度特性可

用式 (2) 所确定的非线性弹性力函数表示，油气悬架的阻尼特性可用式 (3) 所确定的非线性阻尼力函数表示。将弹性力函数和阻尼力函数结合在一起，并考虑到悬架的预载荷，就可以得到模拟油气悬架的非线性弹簧。下面以非线性弹性力为例来说明其创建过程。

首先对式 (2) 中的自变量 x 取若干数值，计算相应的函数值，将这两组数值导入 ADAMS 中进行插值生成样条曲线。ADAMS 提供 3 种插值方法：Cubic - fitting method (CUBSPL)，Akima - fitting method (AKISPL) 和 B - spline method (CURVE)，本文采用第二种方法——AKISPL 插值法。

然后创建基于用上述方法生成的样条曲线的非线性弹性力函数，AKISPL 函数的一般形式如下：

$$y = \text{AKISPL}(x, z, y, \text{spline}, \text{iord}) \quad (4)$$

式中 x ——沿 x 轴定义的独立自变量；

z ——沿 z 轴定义的第二个独立自变量，是可选择的（可以有这个变量，也可以没有这个变量）；

y ——由 AKISPL 函数确定的函数值；

spline——用以确定 y 与 x (或 z) 一一对应关系的样条曲线；

iord——指定插值点顺序的整数变量（通常情况下为 0，也可以是 1 或 2）。

按照以上方法创建的油气悬架的非线性弹性力样条曲线如图 4 所示。运用同样的方法可以创建如图 5 所示的油气悬架的非线性阻尼力样条曲线。

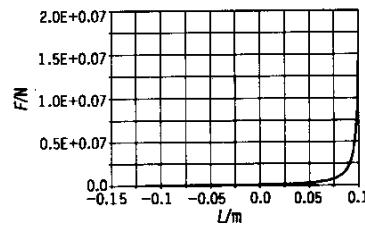


图 4 弹性力曲线

3.3 路面不平度和运动激励

所有的振动系统在进行仿真模拟时都应当有一个激励源，在该系统中激励源通过输入运动来实现。运动施加在虚拟样机模型的地面上，以地面的上下运动来模拟不平路面对车辆的激励。驱动桥壳在实际工作过程中所受的激励为随机信号，其实际的响应也比较复杂。为了仿真分析的方便，在进行驱动桥壳动载荷仿真分析时采

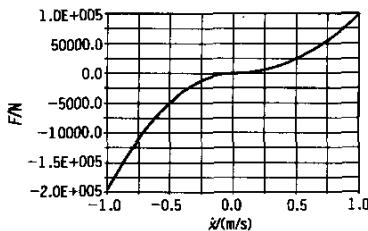


图 5 阻尼力曲线

用的输入激励信号为正弦信号，其表达式为 $q = h \sin(2\pi ft)$ ，式中 q 为路面不平度高度， h 为激振振幅， f 为激振频率。

本文研究的是矿用汽车驱动桥壳的动载荷，其行驶速度较低，一般在 50km 以下，工作环境比较恶劣，路面状况很差。为了实际频率更接近，故选择系统仿真分析的输入信号的激振频率分别为 5.0Hz 和 10.0Hz 两种情形进行同一频率不同振幅和同一振幅不同频率的计算机仿真研究。各路况的频率和振幅如表 2 所示。

表 2 各路况的激振频率和激振振幅大小

路况	激振频率 /Hz	激振振幅 /m
1	5.0	0.008
2		0.020
3	10.0	0.006
4		0.015

3.4 动态仿真和结果分析

根据图 2 及式 (1) 得作用于驱动桥上的动载荷为

$$F_d(t) = m_1 z_1(t) = C[z_2(t) - z_1(t)] + K_2[z_2(t) - z_1(t)] - K_1[z_1(t) - q(t)]$$

故计算出驱动桥壳的 $z_1(t)$ 即可得到驱动桥壳的动载荷。下面分 2 种情况进行仿真分析。

(1) 满载时，非线性刚度、非线性阻尼和线性刚度（平衡位置刚度）、线性阻尼（等效阻尼系数）的情况下桥壳 $z_1(t)$ 的仿真结果如图 6~图 9 所示。

从图 6~图 9 中看出，在 5Hz 且振幅较大时，线性和非线性仿真差别不大；在 10Hz 且振幅较小时，非线性仿真比线性仿真大一些，在 10Hz 且振幅较大时，非线性仿真与线性仿真的结果相差不大。

(2) 满载时，非线性刚度、非线性阻尼和线性刚度（平衡位置刚度）、非线性阻尼情况下的桥壳 $z_1(t)$ 的仿真结果如图 10~图 13 所示。

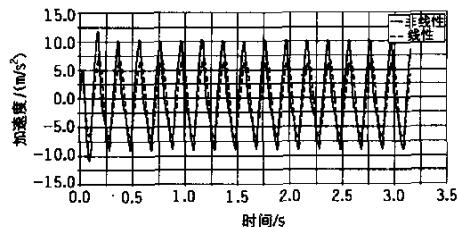


图 6 路况 1

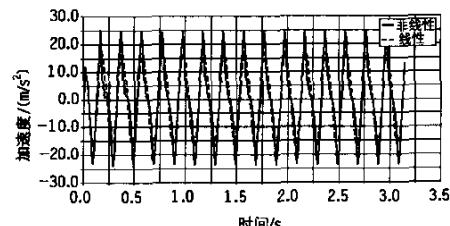


图 7 路况 2

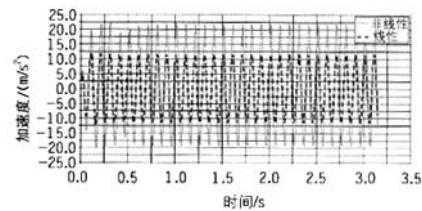


图 8 路况 3

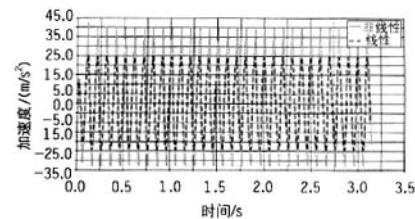


图 9 路况 4

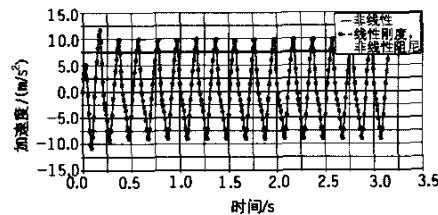


图 10 路况 1

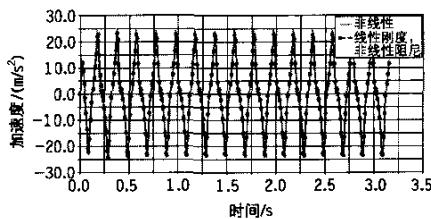


图 11 路况 2

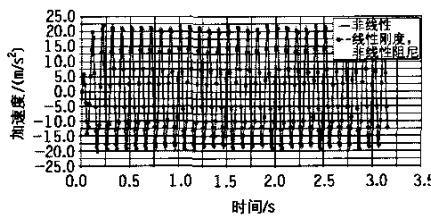


图 12 路况 3

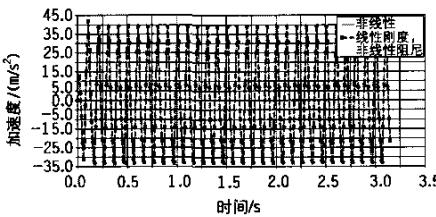


图 13 路况 4

从图 10~图 13 可以看出, 不管是在低频或是高频, 还是在小振幅或大振幅, 线性刚度、非线性阻尼与非线性刚度、非线性阻尼的仿真结果相比, 差别很小。这说明, 选用油气悬架平衡位置的刚度作为油气悬架的等效线性刚度, 对油气悬架在平衡位置的动力学性能分析影响不大。

综合两种情况下的桥壳加速度的分析不难看出, 非线性阻尼等效为线性阻尼, 对油气悬架的动力学性能分析影响很大, 会带来很大的误差; 而将非线性刚度等效为平衡位置的刚度, 对油气悬架的动力学性能分析影响很小。由此可以看出, 阻尼对振幅的大小很敏感, 振幅

稍大时, 就表现出明显的非线性, 所以随着激励强度的增加, 往往阻尼的非线性会比刚度的非线性更早表现出来, 并且阻尼对响应数值的影响大。因此, 在非线性结构的动力学分析中, 考虑阻尼非线性有时比考虑刚度非线性更为重要。

4 结论

油气悬架具有明显的非线性刚度和非线性阻尼特性, 在进行驱动桥动载荷分析时将其简化为线性刚度和线性阻尼会产生很大的误差, 因此必须采用非线性系统进行计算分析。对于非线性振动问题, 采用解析方法求解是非常困难的。从运用 ADAMS 软件对首钢 SGA3550 矿用汽车驱动桥动载荷进行仿真计算的实例中可以看出, 采用动力学仿真的方法计算驱动桥在不平路面激励下所受到的动载荷非常方便、准确, 仿真结果为驱动桥进一步的有限元动态分析与设计提供了载荷方面的准备。

【参考文献】

- [1] 金睿臣, 宋健. 路面不平度的模拟与汽车非线性随机振动的研究 [J]. 清华大学学报(自然科学版), 1999, (8): 76~79.
- [2] 杨平. 非线性抗振动冲击防护动力学与动态设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.
- [3] 曹树平, 易孟林, 罗晓玉. 油气悬架非线性刚度模型的统计线性化分析 [J]. 华中科技大学学报, 2002, 30 (6): 10~12.
- [4] 余志生. 汽车理论 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1990 (上): 187~189.
- [5] 王铁, 张国忠, 周淑文. 路面不平度影响下的汽车驱动桥动载荷 [J]. 东北大学学报(自然科学版), 2003, (1): 50~53.
- [6] 甄龙信, 张文明, 程立军等. SGA3550 矿用汽车油气悬架刚度和阻尼的优化计算 [J]. 起重运输机械, 2004, (11): 20~22.

〔责任编辑: 孔庆璐〕