

矿用重型自卸车推杆断裂分析与诊断*

冯国胜¹, 贾素梅¹, 林昊²

(1. 石家庄铁道大学机械工程学院 石家庄, 050043)

(2. 福州职业技术学院交通工程系 福州, 350108)

摘要 为解决某矿用三轴重型自卸车推杆频繁发生断裂的问题, 基于 4 节点的 SHELL63 板壳单元和 10 节点的 SOLID92 三维实体单元, 分别建立车架主体结构和推杆的有限元分析模型。在有限元分析软件 ANSYS 中分析自卸车在弯曲工况、弯扭组合工况和制动工况下推杆的静态强度和刚度及整车模态振型和模态频率, 在 MATLAB/SIMULINK 环境下以白噪声为基础仿真实际路面谱, 完成车架结构的响应谱分析。分析结果表明, 有限元分析得出的最大应力位置和推杆在实际使用中出现的异常断裂位置相吻合, 找出了该车推杆裂纹过早出现的原因, 提出了车架结构改进设计方案, 使用效果表明改进方案是有效的。

关键词 矿用自卸车; 推杆断裂; ANSYS 软件; 故障诊断

中图分类号 U463.232; TH2

1 问题的引出

在公路用自卸车改装为非公路用自卸车时, 由于路况恶劣、超载严重和设计初期仿真分析欠缺等原因, 国内多数厂家生产的矿用重型自卸车不同程度地发生因推杆失效而导致产品可靠性低的问题^[1]。在西部某露天煤矿作业现场, 某三轴矿用重型自卸车的主要参数见表 1, 该车在投入运营不久后, 中桥与车架横梁间推杆频繁发生裂纹、弯曲甚至断裂的故障, 严重影响了整车的使用寿命和正常的矿山作业, 给企业和用户带来了很大的经济损失。

笔者采用 ANSYS 软件建立整车有限元模型, 计算了自卸车在运行过程中的弯曲工况、弯扭组合工况和制动工况的推杆静态强度、变形及整车模态分析。以白噪声为基础, 利用 MATLAB/SIMULINK 软件仿真实实际路面谱, 然后导入 ANSYS 进行响应谱分析, 依据整车和推杆的多工况静、动特性分析结果, 找出了推杆过早断裂和弯曲变形的原因^[2-7], 提出了相应的改进设计方案。

2 有限元模型

2.1 车架

大吨位自卸车车架为典型的板壳结构, 如图 1

所示。由于 SHELL63 单元是基于平面应力理论和薄板弯曲理论叠加进行计算的, 而且计算速度较快, 能够很好地反映零件接头区域的弯曲和扭转应力, 因此, 车架主体结构选用 4 节点 24 自由度的 SHELL63 板壳单元划分网格。依据企业提供的具体数据建立大吨位自卸车主、副车架几何模型, 在两

表 1 整车参数表

Tab. 1 Parameter list of vehicle

名称	数值
轴距/mm	3 500+1 400
重载常用车速/(km·h ⁻¹)	10
空载常用车速/(km·h ⁻¹)	30
最大爬坡能力/%	30
整车装备质量/t	21
最大载货质量/t	55
前簧静刚度/(N·cm ⁻¹)	6 400
后簧静刚度/(N·cm ⁻¹)	36 159
路面最大凸凹差/mm	180

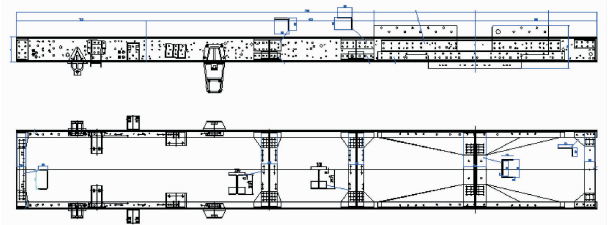


图 1 主车架结构图

Fig. 1 Main frame structure

* 国家自然科学基金资助项目(11272220);河北省 2011“协同创新”计划资助项目
收稿日期:2012-11-25;修回日期:2013-04-09

个文件中单独建立好主、副车架几何模型后将其进行组合,使其与实际装配情况相同^[8-9],车架模型如图 2 所示。

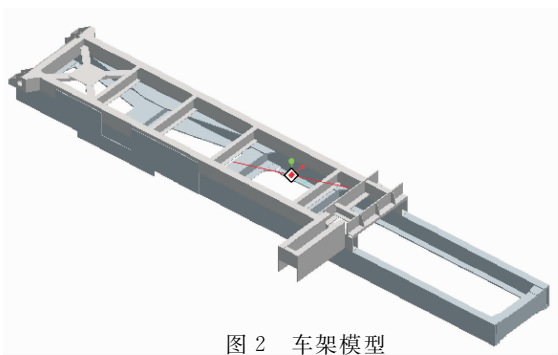


图 2 车架模型

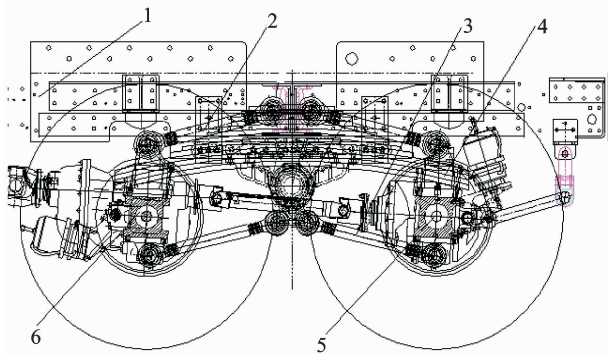
Fig. 2 Frame model

2.2 悬架和推杆

平衡悬架的钢板弹簧能够把载荷平均分配给中、后桥,保证了在各种工况下两桥之间载荷的均衡性,从而提高了重型汽车轮胎的接地性,被广泛应用于重型汽车上。但是平衡悬架只能传递垂向力和侧向力,而不能传递牵引力和制动力及相关力矩,需要在中、后桥上装上推力杆和下推力杆,用来传递纵向载荷及力矩,如图 3 所示。

ANSYS 软件中弹簧单元可以用来模拟钢板弹簧的缓冲功能,梁单元可用来模拟其导向功能;因此,采用梁单元与弹簧单元组合的形式来模拟钢板弹簧的力学特性^[10]。弹簧单元选用 2 节点 6 自由度的 3D 弹簧阻尼单元 LINK11,梁单元选用 BEAM4 单元。

对于悬架与车架的连接部分使用 LINK8 模拟杆系结构,刚度的大小可以通过定义弹簧单元的参数来实现。SOLID92 单元为 10 节点 3D 实体单元,有良好的结构适应性;因此,推力杆采用 SOLID92 单元建模,如图 4 所示。



1-车架;2-上推杆;3-下推杆;4-钢板弹簧;5-后桥;6-中桥

图 3 重型自卸车平衡悬架

Fig. 3 Balanced suspension heavy-duty dump truck

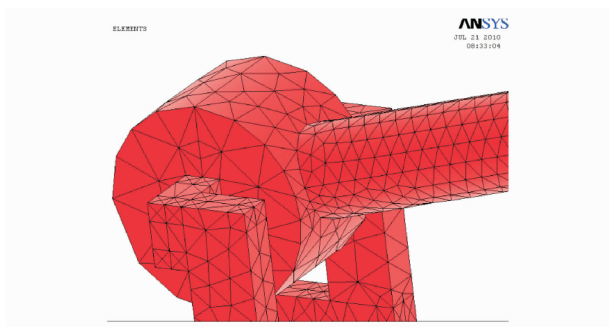


图 4 推杆及中桥连接模型

Fig. 4 Connect model of push rod and intermediate axle

2.3 网格划分

为了提高计算精度,使用了板、杆、梁和实体 4 类单元,在建模时需要考虑不同单元间的连接问题。对于有相同节点自由度的单元连接,使用公共节点;对于自由度不同的单元采用约束方程,保证二者自由度一致^[11]。

为了控制有限元网格的疏密程度和整个有限元模型的规模及有利于网格的自动剖分,可对实体各部分进行分区。由于推杆断裂处表面形状复杂,特别是过渡圆角处划分的单元外表面呈鞍形面,又是应力集中区,故应将网格加密,单元尺寸取小,以求准确地描述边界形状,使其尽可能地接近实际情况。对不同结构区域设定不同的单元长度,由程序自动进行网格剖分。通过对模拟推杆的 solid92 单元进行局部加密和不加密分网及用 Smartsize 分网的比较,确定的网格划分局部放大如图 4 所示。

经过多次试算和分析比较,确定了车架和推杆的计算规模^[12],网格划分完成后得到单元为 60 772 个,节点为 80 651 个。其中:板壳单元为 38 295 个;实体单元为 22 247 个;梁单元为 130 个;杆单元为 100 个。

2.4 载荷移植

在自卸车有限元分析时载荷要进行移植,载货质量 55t 均布于货厢对应的车架节点上,车架自重以程序提供的施加加速度命令 ACEL 实现,发动机、变速箱等设备加在其相应的节点处。

3 静力分析

3.1 弯曲工况

弯曲工况主要是模拟大吨位自卸车满载时在平直良好路面上匀速正常行驶,这是最常见的工况,车

架主要承受弯曲载荷,产生弯曲变形,并对其他结构造成影响^[13]。

弯曲工况时,约束左前车轮支撑点、右前车轮支撑点三个方向平动自由度及两个转动自由度;约束左后车轮支撑点、右后车轮支撑点三个方向平动自由度;约束 A 点 x 方向平动自由度,以及 B 点绕 x 轴和绕 z 轴转动自由度;约束 C 点 y 向平动自由度和绕 x 轴、绕 z 轴转动自由度,如图 5 所示。

通过计算发现推力杆为车体故障部位,其应力值较大,尤其是销轴部分。为比较改进前后推力杆主要点的应力值变化情况,大应力区在图 6 中分别以数字标出。1,2,3,4,5,6 为连接车桥一端的应力集中位置;7,8,9,10,11,12 为与车架连接一侧的应力集中位置。有限元分析计算之后,通过应力云图观察得到故障部位节点应力值见图 7。

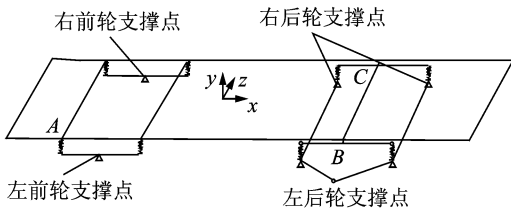


图 5 约束位置图

Fig. 5 Constraint location

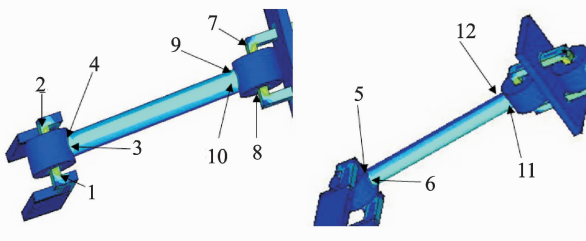


图 6 推力杆应力位置示意图

Fig. 6 Stress location of push rod

3.2 弯扭工况

弯扭组合工况是用来反应其中一个车轮受到单点的离散事件激励,即单轮受到路面突起颠簸,这时车体受到弯曲的同时还受到了扭转作用,并且通过车架传至各个零部件。模拟弯扭组合工况时,将左前轮抬高 180 mm,约束左前车轮支撑点两个方向平动自由度和两个转动自由度,使模型沿 z 方向分别抬高 180 mm,约束右前车轮支撑点三个方向平动自由度及两个转动自由度。推力杆故障部位主要节点的应力值如图 8 所示。

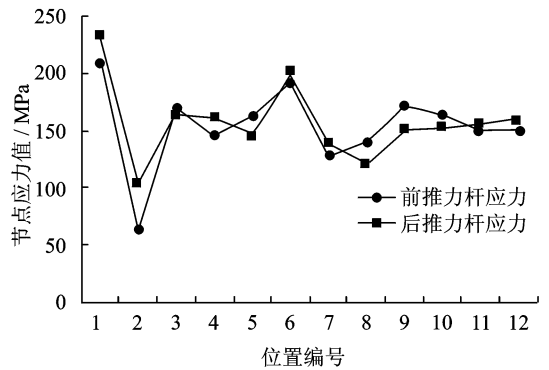


图 8 弯扭工况前后推力杆各节点应力值

Fig. 8 Stress value of the front and rear push rod in crankle

通过比较弯曲工况和扭转工况的计算结果可以看出:在弯曲工况 1,2,7,8(对应推杆销轴处)的应力较弯扭工况为大,销轴易损坏;在弯扭工况 6,9(对应推杆接头处)的应力较弯曲工况为大,因路况多为弯扭工况,故接头的损坏多于销轴,这与推杆故障部位一致。为降低推杆的失效率,必须提高车架的抗扭刚度,在要求整车改动较小的情况下,建议将部分横梁改为闭口。

3.3 制动工况

自卸车工作的道路条件和装载条件都极为恶劣,且运行时部分悬架零件产生 0.7g 的相对加速度,并要求其能够顺利通过落差 180 mm 的台阶工况等。其推力杆要承受车辆制动和最大驱动时的载荷及冲击,易出现推力杆和球铰销轴断裂等现象。当汽车受制动力 F 作用时,作用于车轮的制动力矩 M 可以通过在吊耳的垂直方向施加载荷 P,附加一个 ΔP 的力形成的一对力偶加载。主要节点的应力值见图 9。

$$M = F_y \varphi R = l \Delta P \quad (1)$$

其中: l 为前板簧长度; φ 为底面附着系数,取 0.6; R 为车轮半径; F_y 为地面支反力。

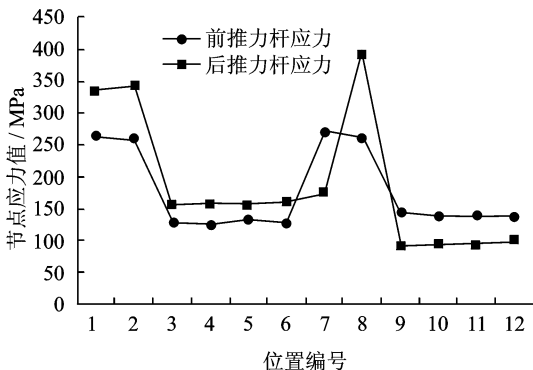


图 7 弯曲工况前后推力杆各节点应力值

Fig. 7 Stress value of the front and rear push rod in bend

3.4 推杆位移

因推杆的使用材料符合国家标准,它的损坏首先取决于应力和位移。图10为满载弯曲时的推杆变形图。由于中、后桥的刚度远大于副车架横梁,推杆有绕支座旋转的趋势,依据销轴变形前后的坐标值变化可计算出推杆的最大变形量约为25 mm,在车架中、后桥和副车架横梁的刚性约束下,推杆产生弯曲。

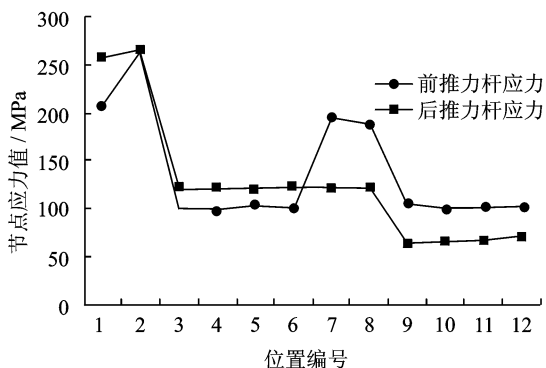


图9 制动工况前后推杆各节点应力值

Fig.9 Stress value of the front and rear push rod in brake

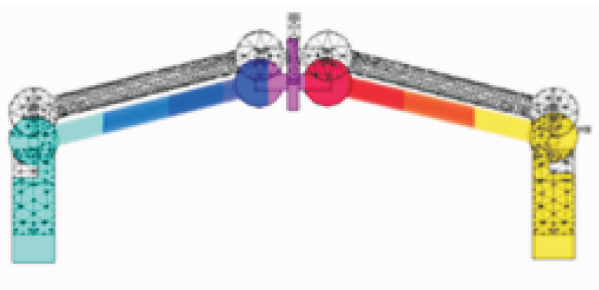


图10 满载推杆变形图

Fig.10 Deformation of push rod in full load

4 动力分析

4.1 模态分析

具有有限个自由度的弹性系统的运动方程可应用动载荷虚功原理推导出来,其矩阵形式为

$$\mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{\delta}} + \mathbf{C}\dot{\boldsymbol{\delta}} + \mathbf{K}\boldsymbol{\delta} = \mathbf{F} \quad (2)$$

其中: \mathbf{M} 为结构总质量矩阵; \mathbf{C} 为结构总阻尼矩阵,假设为瑞利阻尼,即 $\mathbf{C} = \alpha\mathbf{M} + \beta\mathbf{K}$, α, β 为线性阻尼系数; \mathbf{K} 为结构总刚度矩阵,对称正定; $\boldsymbol{\delta}$ 为节点位移列阵; \mathbf{F} 为结构的节点载荷列阵。

在模态分析时取 \mathbf{F} 为零矩阵,同时因结构阻尼很小,对固有频率和振型影响甚微,可忽略不计,因此得结构的无阻尼自由振动方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{\delta}} + \mathbf{K}\boldsymbol{\delta} = 0 \quad (3)$$

这是常系数线性齐次微分方程组,其解的形

式为

$$\boldsymbol{\delta} = \boldsymbol{\delta}_0 \sin(\omega t + \psi) \quad (4)$$

其中: ω, ψ 分别为振动固有频率和初相位。

将式(4)代入式(3),得到齐次线性代数方程组为

$$\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}\boldsymbol{\delta} = 0 \quad (5)$$

式(5)有非零解的条件是其系数行列式等于零,即

$$|\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}| = 0 \quad (6)$$

当矩阵 \mathbf{K}, \mathbf{M} 的阶数为 n 时,式(6)是 ω^2 的 n 次实系数方程,称为常系数线性齐次常微分方程组(3)的特征方程,系统自由振动动力特性(固有频率和振型)的求解问题,就是求矩阵特征值 ω 和特征向量 $\boldsymbol{\delta}$ 问题。

通过模态分析可得到自卸车的各阶固有频率和模态振型,表2中前1~15阶为固有频率,图11为22.67 Hz模态振型。

表2 整车模态频率

Tabl.2 Modal frequency of vehicle

阶数	f/Hz	阶数	f/Hz	阶数	f/Hz
1	0.25	6	22.67	11	52.48
2	0.33	7	44.61	2	59.86
3	4.80	8	44.69	13	64.67
4	7.21	9	46.68	14	65.13
5	12.90	10	50.59	15	69.14

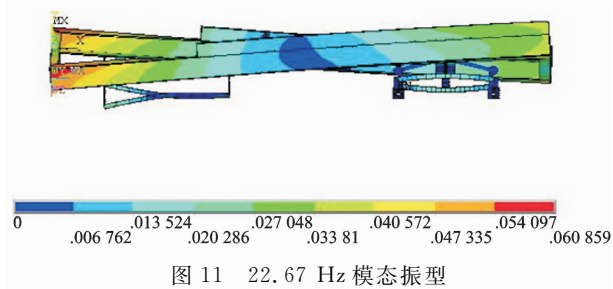


图11 22.67 Hz模态振型

Fig.11 Modal shape in 22.67 Hz

应用模态分析方法可以直接对车架(推杆)进行评价,其评价原则如下:

1) 车架低阶频率,即1阶扭转和弯曲频率的值,应高于悬挂下结构的固有频率,而又低于发动机怠速运转频率,以避免发生整体共振现象;

2) 车架弹性模态频率应尽可能避开发动机经常工作的频率范围;

3) 车架振型应尽可能光滑,避免有突变。

根据以上评价原则对该车架的模态进行分析,首先查明自卸车在使用环境中的实际激振频率,以便使其各阶模态频率尽可能远离上述频率,分析

如下。

1) 由于路面不平,自卸车运动所引起的运动学激励多属于 20 Hz 以下的垂直振动。

2) 发动机的激振频率如下:发动机怠速为 700 r/min 时,相应爆发频率为 23.3 Hz;常用车速为 10~30 km/h 时,相应发动机爆发频率为 52~158 Hz(以低档区 6 档,速比 3.48 为例)。

3) 非悬挂质量的固有频率一般为 6~15 Hz。

4) 汽车传动轴的激振频率如下:当车速为 10~30 km/h 时,传动轴不平衡的弯曲振动频率为 51~155 Hz(以低档区 6 档,速比 3.48 为例)。

结合识别出的模态频率、模态振型可以看出,在汽车正常行驶时,发动机爆发频率和汽车传动轴的激振频率在 51~158 Hz,范围比较宽。虽然与车架(推杆)的固有频率可能有耦合现象,但是由于汽车在正常行驶中这个频率是不停变化的,且频率比较高,引起的振动也是高频振动,对于推杆的异常断裂的影响有限。车架的 3 阶~5 阶模态频率(4.80~12.9 Hz),未避开路面对汽车的激振频率范围和非悬挂质量的固有频率,有可能发生整体共振现象,加剧推杆的损坏^[12,14]。

4.2 谱分析

推杆在路面不平的随机激励下工作,承受着随机外载荷的作用,其动应力水平主要取决于车架与悬架联接处的响应,因此在此处输入路面激励,可获得推杆的最大动应力。

为进行 ANSYS 谱分析,首先进行路面谱模拟,路面随机激励的时域表达式^[15]为

$$\dot{Z}(t) + AVZ(t) = W(t) \quad (7)$$

其中: V 为车速; A 为路面常数; $W(t)$ 为白噪声。

路面离散事件激励是用来表示路面因为施工而造成的拱形路面,其数学表达式为

$$Z'(t) = \begin{cases} -\frac{h}{2} \cos \left[\frac{2\pi \left(t - \frac{x_2}{V} \right) V}{x_1} \right] + \frac{h}{2} & \left(\frac{x_2}{V} \leq t \leq \frac{x_2 + x_1}{V} \right) \\ 0 & \left(t < \frac{x_2}{V}, t > \frac{x_2 + x_1}{V} \right) \end{cases} \quad (8)$$

其中: h 为拱形路面最高点与水平路面的距离; x_1 为拱形路面的长度; x_2 为车辆起始位置与坡形路面的距离。

自卸车路面激励包括路面随机激励和路面离散激励,依据式(2)和式(3)在 MATLAB/SIMULINK 中建立仿真模型,如图 12 所示,取常用车速约为 3 m/s, x_1 为 10.1 m, x_2 为 0, h 为 0.2 m。离散激励和随机激励叠加的时域仿真结果如图 13 所示。

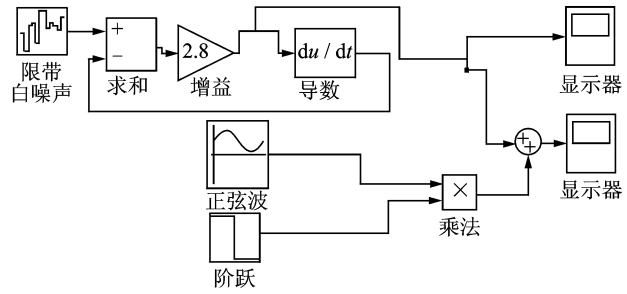


图 12 路面激励仿真模型

Fig. 12 Simulation model of road excitation

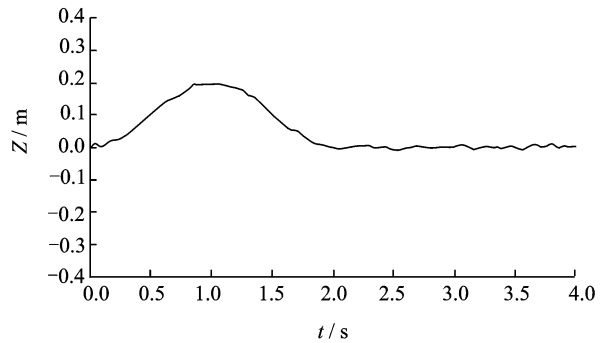


图 13 路面激励叠加时域图

Fig. 13 Overlay time domain of road excitation

将仿真结果导入 ANSYS 进行分析,由结果可知,推力杆销轴和接头处动应力最大并且有较大位移。谱分析推力杆节点应力如图 14 所示。

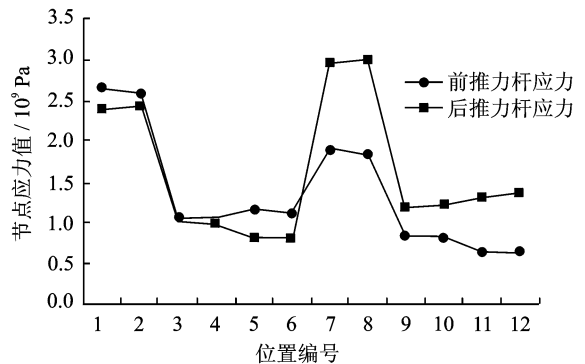


图 14 谱分析前后推杆应力值

Fig. 14 Spectral analysis stress value of front and rear push rod

5 改进方案

通过 ANSYS 对整车及其部件的静力分析与动力分析,可以看出推杆销轴(1,2,7,8)和接头(6,9)处的应力值大于推杆材质 45 号钢的许用应力 160 MPa。通过模态分析可知,自卸车有可能发生共振现象,加剧推杆的损坏。通过响应谱分析可知,

自卸车在随机荷载作用下,推杆销轴和接头为大动应力区域,这与推杆断裂的实际位置是吻合的。为此,将某企业的公路用自卸车改装为非公路用重型自卸车,根据其生产现状和改进设计时制造成本最低的要求,进行了多种改进方案的仿真分析。

1) 将所有横梁槽钢改为闭口,在推力杆通过处留有缺口。

2) 适当提高前弹簧刚度,将前弹簧刚度改为原来的1.5倍;适当降低后弹簧刚度,将后弹簧刚度改为原来的0.85倍。

3) 将推力杆由 60×8 加粗到 80×8 。

4) 将载荷后移200~300 mm。

5) 推杆采用的橡胶衬套,在橡胶配方设计时,橡胶的硬度选用HS50。

改进方案效果比较如图15所示,从图中可以看出,只加粗推杆是不可取的。

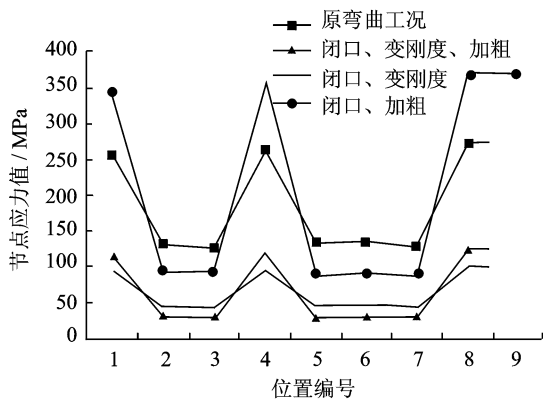


图15 改进方案比较图

Fig. 15 Comparison of improvement projects

为减少推力杆发生失效的概率,应首先提高车架的抗扭刚度,将所有横梁槽钢改为闭口,在推力杆通过处应留有缺口。将推力杆由 60×8 加粗到 80×8 ,前弹簧刚度为原来的1.5倍。综合应用这些改进措施后,重新建立自卸车模型,计算的主要节点的应力值见表3。

表3 综合改进前后推力杆应力值

Tab.3 Stress value of push rod before and after composite improvement

序号	节点号	改进前	改进后
		MPa	
1	42 764	257	210
2	42 736	263	220
3	43 072	131	57
4	43 070	126	54
5	42 832	133	58

6 结论

1) 根据综合改进措施之后的计算结果,车架的抗扭刚度得到提高,在静力学弯曲工况下应力值明显下降。

2) 综合改进后满载模态的第3阶至第10阶模态频率分别提高到5.5, 7.6, 13.2, 25.94, 46.97, 49.02, 49.24和51.51 Hz,模态频率普遍提高,这与整车的刚度提高相一致,对降低推杆故障率是有益的。

3) 企业结合自身的生产工艺现状和改进设计时制造成本最低的原则,选取了某改进方案,使用结果证明取得了较好的效果。

参 考 文 献

- [1] 张俊荣,李建林. 40t 重型汽车平衡悬架用推力杆的强度设计[J]. 汽车技术, 2008(3): 19-22.
Zhang Junrong, Li Jianlin. Strength design of thrust bar for 40 t heavy-duty vehicle equalizing suspension [J]. Automotive Technology, 2008 (3): 19-22. (in Chinese)
- [2] Feng Guosheng, Jia Sumei, Li Ning, et al. Push rod failure analysis of a mining heavy dump truck[J]. Engineering Failure Analysis, 2012, 19(25): 193-199.
- [3] Cosme C, Ghasemi A, Gandevia J. Application of computer aided engineering in the design of heavy-duty truck frames[C]//International truck and bus meeting and exposition. Detroit, Michigan: [s. n.], 1999.
- [4] Ye N, Moan T. Static and fatigue analysis of three types of aluminium box-stiffener/web frame connections[J]. International Journal of Fatigue, 2007, 29: 1426-1433.
- [5] Shao Yimin, Liu Jing, Chris K M. Drive axle housing failure analysis of a mining dump truck based on the load spectrum [J]. Engineering Failure Analysis, 2011, 18(3): 1049-1057.
- [6] Topac M M, Günel H, Kuralay N S. Fatigue failure prediction of a rear axle housing prototype by using finite element analysis[J]. Engineering Failure Analysis, 2009, 16: 1474-1482.
- [7] Lia Haigang, Si Jingping. Finite element analysis of heavy-duty dump truck subframe based on ANSYS [J]. Advanced Materials Research, 2011, 201-203: 518-523.
- [8] 尹辉俊. 重型自卸车车架的有限元分析及其早期断裂原因分析[D]. 武汉: 华中科技大学, 2006.

- [9] 王兴宇. 大吨位自卸车轻量化研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2009.
- [10] 王新敏. ANSYS 工程结构数值分析[M]. 北京: 人民交通出版社, 2007: 7-12.
- [11] 林昊. 重型自卸车有限元分析及改进设计[D]. 石家庄: 石家庄铁道大学, 2011.
- [12] 冯国胜, 杨绍普. 车辆现代设计方法[M]. 北京: 科学出版社, 2006: 26-34.
- [13] 董志明, 丁浩然. 自卸车工况分析及典型工况下车架应力计算[J]. 机械工程师, 2009(9): 112-114.
Dong Zhiming, Ding Haoran. Performance analysis and stress calculation of dump truck[J]. Mechanical Engineer, 2009(9): 112-114. (in Chinese)
- [14] 冯国胜. 汽车车架动态特性分析与应用[J]. 汽车技术, 1994(8): 9-12.
Feng Guosheng. Automotive frame dynamic characteristic analysis and its application[J]. Automotive Technology, 1994(8): 9-12. (in Chinese)
- [15] 檀润华, 陈鹰, 路甬祥. 路面对汽车激励的时域模型建立及计算机仿真[J]. 中国公路学报, 1998, 11(3): 97-101.
Tan Runhua, Chen Ying, Lu Yongxiang. The mathematical models in time domain for the road disturbances and the simulation[J]. China Journal of Highway and Transport, 1998, 11(3): 97-101. (in Chinese)



第一作者简介: 冯国胜, 男, 1962年10月生, 教授。主要研究方向为车辆现代设计方法及车辆电子控制技术。曾发表《车辆现代设计方法》(北京: 科学出版社, 2006年)等论著。

E-mail: fgs2005@126.com

欢迎订阅《振动、测试与诊断》

《振动、测试与诊断》由工业和信息化部主管, 南京航空航天大学 and 全国高校机械工程测试技术研究会联合主办, 是反映振动、动态测试及故障诊断学科领域的科研成果及其应用情况的技术性刊物。主要刊登国内外以振动测试与故障诊断为中心的动态测试理论、方法和手段的研究及应用方面的技术文献, 包括实验测试技术、测试仪器的研制、方法和系统组成、信号分析、数据处理、参数识别与故障诊断以及有关装置的设计、使用、控制、标定和校准等, 不拘泥于行业和测试项目。

本刊为 EI Compendex 数据库收录期刊和中文核心期刊, 双月刊, 每逢双月末出版, 每本定价 20 元, 全年 240 元。欢迎订阅和投稿, 欢迎在本刊刊登各类广告和科技信息。

编辑部地址: 南京市御道街 29 号 邮政编码: 210016 电话: (025)84893332
 传真: (025)84893332 E-mail: qchen@nuaa.edu.cn 网址: http://zdcn.nuaa.edu.cn

