

高速履带车辆乘载员观瞄能力分析*

陈振邦^{1,2}, 陈哲吾¹, 汪国胜³, 向家佑², 覃凌云¹

(1. 湖南科技大学机电工程学院 湘潭, 411201)

(2. 江麓机电集团有限公司产品研究院 湘潭, 411100)

(3. 中国北方车辆研究所 北京, 100072)

摘要 高速履带车辆在复杂路面上高速行驶时, 车体剧烈振动会导致乘载员无法有效通过潜望镜观察外界情况, 严重影响车辆的安全驾驶和作战效能。针对这一问题, 从乘载员借助潜望镜对外部环境的观瞄需求出发, 建立了“半车-座椅-乘载员”动力学模型, 并通过半车试验系统对其进行验证。在此基础上, 分析了高速履带车辆以不同车速在不同等级路面上行驶时, 乘载员头部与车体的相对振动位移和观瞄能力。结果表明: 乘载员观瞄能力随着路面等级与车速的增加而降低, 而乘载员在车内不同位置的观瞄能力表现差异不明显; 高速履带车辆在C、D路面上行驶时, 车体振动对乘载员的观瞄能力影响较小; 当高速履带车辆在E级路面上行驶车速超过约55 km/h、在F级路面上行驶车速超过约18 km/h时, 车体振动导致乘载员与车体之间产生相对较大的位移, 对乘载员的观瞄能力影响较大。

关键词 高速履带车辆; 观瞄能力; “半车-座椅-乘载员”动力学模型; 半车试验

中图分类号 TJ810.2; TH113

0 引言

装甲车辆乘载员观瞄能力主要是指乘载员通过车体上的潜望镜和其他观瞄设备获取路面状况以及战场状况信息的有效性, 影响因素主要包括视界范围和视场稳定性等。高速履带车辆在复杂地面上行驶时, 地面的颠簸会引起乘载员头部与潜望镜发生较大偏移, 导致乘载员视场稳定性降低从而无法有效地观察战场, 在乘载员视界受限的条件下, 其视场的稳定性变得尤为重要, 对装甲车辆整体作战能力具有重大影响。

为了提升装甲车辆的作战能力, 学者们从观瞄的角度进行了大量研究。Trikanke等^[1]基于8×8装甲车平台, 通过半主动悬架对装甲车辆的振动进行控制, 获得了更好的乘载员舒适性及火控瞄准精度。Aparow等^[2]基于4×4装甲车辆, 通过主动前轮转向系统减小火炮后坐力对装甲车射击时动态性能的影响。Keeter等^[3]研究了一种用于装甲车火控系统的安全激光测距仪, 提高了观瞄精确度。Briggs等^[4]通过训练乘载员对敌军装甲车的识别能力, 帮助乘载员快速准确地识别敌方车辆, 提高了乘载员观瞄效能。汪国胜等^[5]研究发现, 乘员舒适性较差是制

约行进间射击精度的重要原因。郝娜等^[6]发明了一种目标标记生成方法, 将目标信息转换为在观瞄设备中的投影位置坐标, 实现动态目标的自动指示。易琰等^[7]通过对车载观瞄系统及光轴平行性检测系统进行优化设计, 提高了车载观瞄系统的测距精度。以上研究提高了车载观瞄系统的精准度及智能化水平, 提升了装甲车辆的作战能力, 但大多是从控制车辆振动、优化火控系统以及提升目标识别能力等装备本身的角度实现战斗力的提高。

笔者从乘载员能否有效使用观瞄设备的角度出发, 综合考虑观瞄设备与乘载员之间的相对运动关系, 建立“半车-座椅-乘载员”动力学模型, 并通过人车一体的半车振动试验对其进行验证。在此基础上, 通过数值仿真计算获取高速履带车辆以不同车速在不同等级路面上行驶时乘载员的振动响应, 据此进行乘载员视场稳定性分析和观瞄能力分析。该研究成果可以为装甲车辆悬挂系统和座椅减振系统的设计提供参考。

1 乘载员观瞄需求分析

潜望镜是高速履带车辆必备的观瞄设备之一,

* 国家自然科学基金资助项目(12302011); 湖南省教育厅科学研究项目优秀青年资助项目(24B0471)

收稿日期: 2024-12-02; 修回日期: 2025-01-15

乘载员在闭窗驾驶时主要通过潜望瞄准镜观察车外战场情况^[8],即使是配备大量先进电子观测设备的新型高速履带车辆,也依然保留潜望镜。图 1 为俄罗斯新型高速履带车辆车长潜望镜^[9]。



图 1 俄罗斯新型高速履带车辆车长潜望镜^[9]

Fig.1 Russian new high-speed tracked vehicle captain's periscope^[9]

车辆高速行驶时,乘载员能否保持眼睛始终处于潜望镜视野范围内,很大程度上决定了乘载员对战场环境观察的有效性^[10]。高速履带车辆中的乘载员主要为驾驶员、车长及炮手。由于炮手的位置与车长位置只有左右之分,车长与炮手之间的观瞄能力相差甚微,故选择以驾驶员与车长等乘载员为例研究高速履带车辆乘载员的观瞄能力。图 2 为乘载员车内布置示意图。

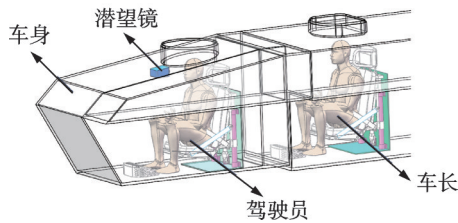


图 2 乘载员车内布置示意图

Fig.2 Schematic diagram of the interior layout of the occupant vehicle

高速履带车辆在颠簸的战场地面上行驶时,乘载员与车辆之间会产生相对位移,而潜望镜固定于车体上^[11],故乘载员与潜望镜之间的相对位移等同于乘载员头部与车体之间的相对位移。图 3 为乘载员与潜望镜位置示意图。其中:潜望镜高度 H 约为 60 mm;人体眼球直径 d 约为 20 mm。当人体眼睛 a 点与潜望镜 o 点水平重合时,乘载员的观瞄能力最好;反之,如果乘载员头部与车体间竖向相对运动位移较大时,一旦乘载员眼球离开潜望镜的范围,将无法通过潜望镜观察到路面状况和战场状态。因此,选择乘载员头部与车体之间的相对位移作为乘载员观瞄能力的衡量标准,分别取乘载员与车体之间的相对位移均方根值与最大绝对值进行研究。

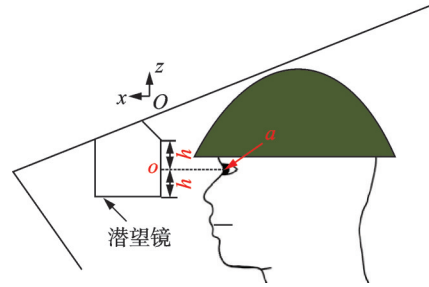


图 3 乘载员与潜望镜位置示意图

Fig.3 Schematic diagram of man and periscope positions

2 高速履带车辆动力学模型构建及验证

2.1 乘载员及座椅动力学模型

按照高速履带车辆常规布置,驾驶员座椅位于第 1 个负重轮上方靠后位置,车长座椅位于炮塔中间位置,约在半车模型的质心上方。采用 Allen^[12]建立的二自由度人体模型对乘载员进行简化。二自由度人体模型由头部与主体组成(主体中包含盆骨)。乘载员与座椅简化模型如图 4 所示。

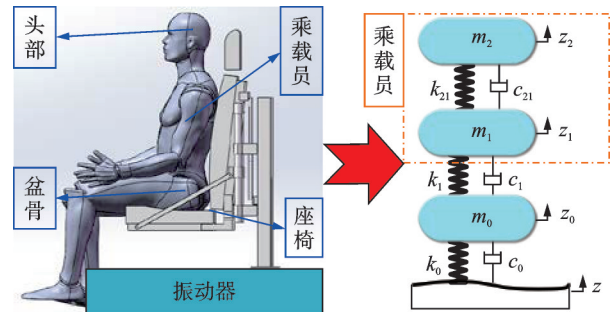


图 4 乘载员与座椅简化模型

Fig.4 Simplified model of the occupants

根据牛顿第二定律建立驾驶员与座椅和车长与座椅的动力学微分方程,即

$$\begin{cases} m_0 \ddot{z}_0 + k_0(z_0 - z) + c_0(\dot{z}_0 - \dot{z}) + k_1(z_0 - z_1) + c_1(\dot{z}_0 - \dot{z}_1) = 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 + k_1(z_1 - z_0) + c_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) + k_{21}(z_1 - z_2) + c_{21}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) = 0 \\ m_2 \ddot{z}_2 + k_{21}(z_2 - z_1) + c_{21}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

其中: m_0 、 m_1 、 m_2 分别为座椅、人体盆骨及头部的质量; z_0 、 $\dot{z}_0$ 、 $\ddot{z}_0$ 分别为驾驶员处座椅垂向位移、垂向速度和垂向加速度; z_1 、 $\dot{z}_1$ 、 $\ddot{z}_1$ 分别为驾驶员盆骨处的垂向位移、垂向速度和垂向加速度; z_2 、 $\dot{z}_2$ 、 $\ddot{z}_2$ 分别为驾驶员头部的垂向位移、垂向速度和垂向加速度; k_0 、 c_0 分别为座椅减振器的刚度和阻尼系数。

图 4 中的乘载员与座椅简化模型参数如表 1 所示。

表1 乘载员与座椅简化模型参数
Tab.1 Occupants and seat parameters

符号	单位	数值
k_0	N/m	7×10^5
c_0	N·m/s	3.4×10^4
k_1	N/m	7.43×10^4
c_1	N·m/s	2 807
m_0	kg	27.22
k_{21}	N/m	4.1×10^4
c_{21}	N·s/m	318
m_1	kg	51.3
m_2	kg	5.5

2.2 “半车-座椅-乘载员”整体动力学模型

履带车辆高速行驶时,垂直方向的振动会对乘载员的观瞄能力产生更大影响,而水平方向振动的影响则相对较小。因此,研究过程中忽略车辆侧倾的影响。图5为简化的“半车-椅-乘载员”动力学模型示意图。

该动力学模型由负重轮、悬架系统、车体、座椅以及 Allen^[12]建立的二自由度人体模型组成。在履带车辆动力学模型建立过程中,履带车辆模型的选

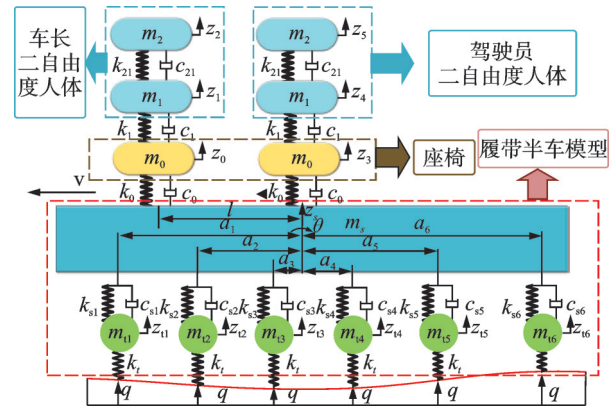


图5 “半车-椅-乘载员”动力学模型示意图

Fig.5 Schematic diagram of the semi-vehicle-chair-occupant dynamics model

择应以反映履带车辆的振动特性为原则,同时不增加工作难度。半车模型可以体现车辆行走系统之间的耦合关系,也能够比较真实地反映车辆的振动规律,且系统的自由度较整车少,计算效率高^[13]。高速履带车辆半车动力学模型由负重轮、悬架系统及车体等部分组成。通过对悬挂系统的刚度和阻尼系数进行参数辨识,得到悬架的刚度系数和阻尼系数的非线性曲线,并将其线性化^[14-15]。根据牛顿第二定律,建立“半车-座椅-乘载员”动力学微分方程^[16]为

$$\begin{cases}
 m_{ii}\ddot{z}_{ii} - k_{ii}(z_s + a_i\theta - z_{ii}) - c_{ii}(\dot{z}_s + a_i\dot{\theta} - \dot{z}_{ii}) + k_{ii}(z_{ii} - q) = 0 \\
 I\ddot{\theta} + \sum_{i=1}^6 l_i k_{si}(z_s + a_i\theta - z_{ii}) + \sum_{i=1}^6 l_i c_{si}(\dot{z}_s + a_i\dot{\theta} - \dot{z}_{ii}) + k_0(z_s - z_0 + l\theta) + c_0(\dot{z}_s - \dot{z}_0 + l\dot{\theta}) = 0 \\
 m_s\ddot{z}_s + \sum_{i=1}^6 k_{si}(z_s + a_i\theta - z_{ii}) + \sum_{i=1}^6 c_{si}(\dot{z}_s + a_i\dot{\theta} - \dot{z}_{ii}) + \\
 k_0(z_s - z_0 + l\theta) + c_0(\dot{z}_s - \dot{z}_0 + l\dot{\theta}) + k_0(z_s - z_3) + c_0(\dot{z}_s - \dot{z}_3) = 0 \\
 m_0\ddot{z}_0 + k_0(z_0 - z_s - l\theta) + c_0(\dot{z}_0 - \dot{z}_s - l\dot{\theta}) + k_1(z_0 - z_1) + c_1(\dot{z}_0 - \dot{z}_1) = 0 \\
 m_1\ddot{z}_1 + k_1(z_1 - z_0) + c_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) + k_{21}(z_1 - z_2) + c_{21}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) = 0 \\
 m_2\ddot{z}_2 + k_{21}(z_2 - z_1) + c_{21}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = 0 \\
 m_0\ddot{z}_3 + k_0(z_3 - z_s) + c_0(\dot{z}_3 - \dot{z}_s) + k_1(z_3 - z_4) + c_1(\dot{z}_3 - \dot{z}_4) = 0 \\
 m_1\ddot{z}_4 + k_1(z_4 - z_3) + c_1(\dot{z}_4 - \dot{z}_3) + k_{21}(z_4 - z_5) + c_{21}(\dot{z}_4 - \dot{z}_5) = 0 \\
 m_2\ddot{z}_5 + k_{21}(z_5 - z_4) + c_{21}(\dot{z}_5 - \dot{z}_4) = 0
 \end{cases} \quad (2)$$

其中: m_s 为车体质量; m_{ii} 为1~6号负重轮的质量($i=1,2,\dots,6$); c_{si} 为各子悬架阻尼系数; k_{ii} 为各子悬架刚度系数; q 为路面对负重轮的路面谱激励; θ 、 $\dot{\theta}$ 、 $\ddot{\theta}$ 分别为车体俯仰角度、车体俯仰角速度及车体俯仰角加速度; a_i 为各负重轮到车体质心的距离; I 为车辆俯仰角转动惯量; z_s 、 $\dot{z}_s$ 、 $\ddot{z}_s$ 分别为车体垂直方向的位移、速度及加速度; z_{ii} 、 $\dot{z}_{ii}$ 、 $\ddot{z}_{ii}$ 分别为负重轮垂直方向的位移和加速度; z_3 、 $\dot{z}_3$ 、 $\ddot{z}_3$ 分别为车长处座椅垂向位移、垂向速度及垂向加速度; z_4 、 $\dot{z}_4$ 、 $\ddot{z}_4$ 分别为车长盆骨处的垂向位移、垂向速度及垂向加速度; z_5 、 $\dot{z}_5$ 、 $\ddot{z}_5$ 分别为车长头部的垂向位移、垂向速度及垂向加速度; l 为驾驶员到半车模型质心的相对位移。

$\ddot{z}_5$ 分别为车长头部的垂向位移、垂向速度及垂向加速度; l 为驾驶员到半车模型质心的相对位移。

半车动力学模型的主要参数^[17]如表2所示。

2.3 试验验证

为验证动力学模型的准确性,搭建高速履带车辆半车振动试验装置,开展高速履带车辆振动响应模拟试验研究。该装置由半车激振试验台、装甲车座椅($k_0=7 \times 10^5$ N/m、 $c_0=3.4 \times 10^4$ N·m/s)、50%男性假人模型和数据采集系统组成。半车振动试验装置示

表 2 半车动力学模型的主要参数^[17]

Tab.2 Values of the main parameters of vehicles

符号	单位	数值
m_s	kg	1.1×10^4
I	kg/m^2	79 500
m_{ti}	kg	320
k_{ti}	N/m	6.1×10^6
k_{si}	N/m	2.1×10^5
c_{si}	N·m/s	22 000
a_1	m	2.4
a_2	m	1.4
a_3	m	0.5
a_4	m	-0.5
a_5	m	-1.4
a_6	m	-2.3
l	m	-1.9

意图如图 6 所示,试验台中的激振系统由 6 组液压
振器及其上方的过渡激振装置组成。

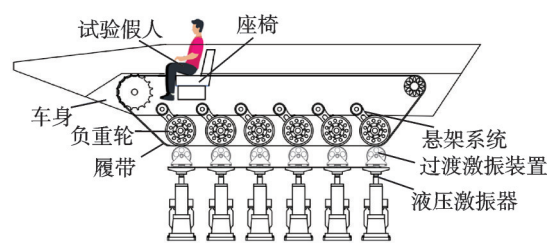


图 6 半车振动试验装置示意图

Fig.6 Schematic diagram of semi-truck vibration experimen-
tal apparatus

试验前,将 B&K 传感器(灵敏度为 100 mV/g,量
程为±70 g)安装在假人模型的头部及盆骨,并对各个
部位的传感器进行试验标定。采用中谱 LabGenius 数
据采集系统对试验过程中的加速度时域信号进行采
集,采样频率为 1 kHz。以驾驶员振动响应为例进行
试验测试和验证,将假人座椅安装在第 1 个负重轮上
方靠后位置,试验假人的胯点(大腿与躯干相连的旋
转点)与座椅的乘坐参考点(将座椅调至最后、最低位
置的轴心)重合,试验假人的后背与座椅靠背紧密贴
合,双手自然放置在大腿内侧,并且绑好安全带。“半
车-座椅-乘载员”试验系统如图 7 所示。

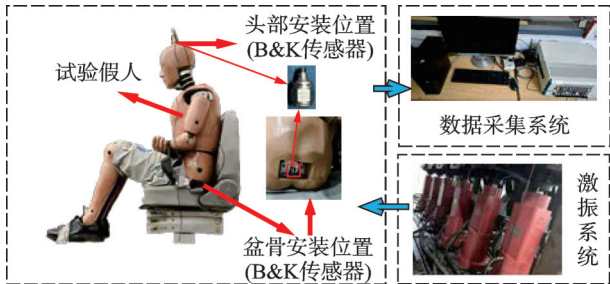


图 7 “半车-座椅-乘载员”试验系统

Fig.7 The test system of semi-car-chair-occupant experimen-
tal apparatus

2.4 仿真与试验对比分析

在幅值为 10 mm、频率为 4 Hz 的正弦激励下进行
半车试验,采集试验假人盆骨处与头部处加速度传感
器信号。在“半车-座椅-乘载员”动力学仿真模型的相
同位置输入相同的正弦激励进行仿真。将试验中采
集的试验假人盆骨处与头部处加速度传感器信号与
“半车-座椅-乘载员”动力学仿真模型盆骨处与头部处
加速度仿真结果进行对比分析,盆骨处与头部处加速
度信号的试验与仿真数据对比如图 8 所示。

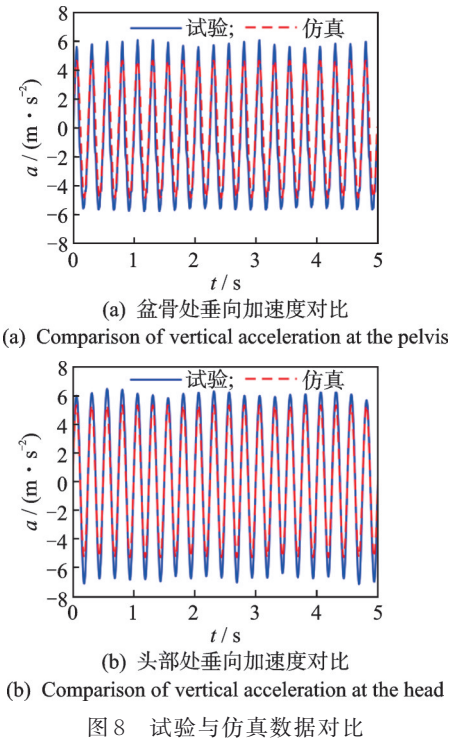


图 8 试验与仿真数据对比

Fig.8 Comparison of experimental and simulation data

由图 8(a)可知,盆骨处试验垂向加速度稳态峰
值与仿真稳态峰值误差为 8.34%;由图 8(b)可知,
头部处试验垂向加速度稳态峰值与仿真稳态峰值误
差为 7.65%。基于上述分析可知,建立的动力学模
型的仿真结果与试验结果误差均在 9% 以下,证明
了该动力学模型的准确性。

3 乘载员观瞄能力分析

借助经过验证的“半车-座椅-乘载员”动力学模型,
根据文献[18]的试验标准,对在不同路面等级与车速下
乘载员的观瞄能力进行时长为 75 s 的数值仿真计算。

3.1 路面激励建立

根据 GB/T 7031—2005 标准,采用路面功率谱

密度描述路面不平度,将路面划分成A~H共8个等级,路面等级^[19]表示为

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-\omega} \quad (n_1 \leq n \leq n_u) \quad (3)$$

其中: n 为空间频率; $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数; ω 为频率指数,决定路面的高频截止频率。

系统响应频率^[20]为

$$H_{z-w}(\omega) = \frac{\sqrt{2\pi n_0} G_q(n_0) u}{j\omega + 2\pi n_0 u} \quad (4)$$

其中: ω 为圆频率(rad/s), $\omega = 2\pi nu$; u 为汽车行驶速度(m/s); j 为虚数单位。

笔者采用滤波白噪声方法模拟路面不平度^[21],将式(4)进行微分,得到路面的时域模型为

$$\dot{z}_g(t) = -2\pi n_1 u \tilde{z}_g(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0) u} \omega(t) \quad (5)$$

其中: n_1 为路面不平度下载止空间频率, $n_1 = 0.01/\text{m}$ 。

根据式(5)在Matlab/Simulink中搭建路面不平度时域模拟仿真激励模型。在限带白噪声模块中,噪声功率谱密度设为0.5,采样时间设置为 $1/10u$ 。此方法生成的路面时域模型的空间功率谱密度与标准路面等级的空间功率谱密度相符。C、D、E和F级路面的路面不平度如图9所示。

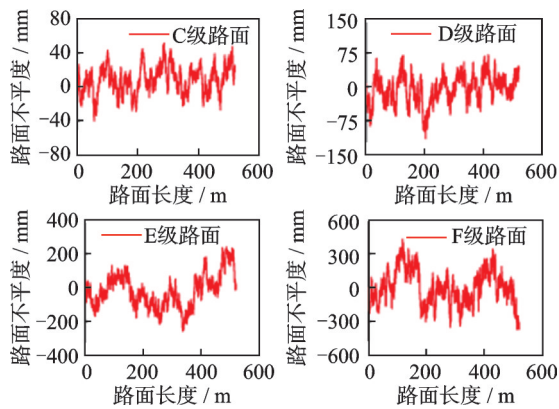


图9 路面不平度

Fig.9 Road unevenness

3.2 不同乘载员位置处观瞄能力分析

在不同路面等级和车速工况下,根据文献[18]的试验标准对车长及驾驶员头部处与车体相对位移进行仿真计算。乘载员头部与车体的相对位移最大绝对值如图10所示。可以看出,随着车速与路面等级的增加,驾驶员、车长等乘载员的头部与车体之间的最大相对位移逐渐增大,且驾驶员头部相对车体位移比车长头部相对车体位移略大。

乘载员头部与车体相对位移均方根值如图11

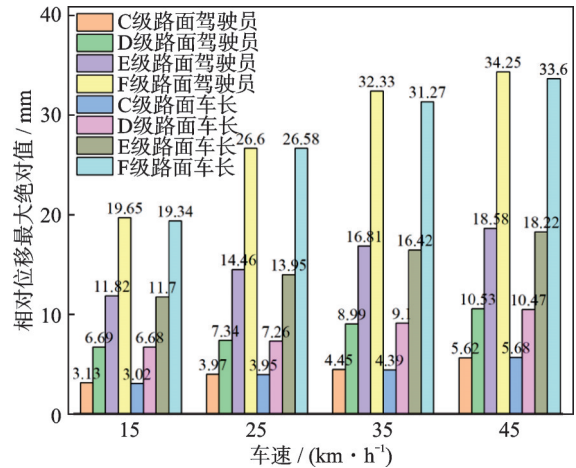


图10 乘载员头部与车体的相对位移最大绝对值

Fig.10 Maximum absolute value of relative displacement between occupant's head and vehicle body

所示。可以看到,履带车辆在不同等级路面上以不同车速行驶时,驾驶员头部与车体相对位移均方根值始终大于车长头部与车体相对位移均方根值。可见,在同样的行驶条件下,车长位置的观瞄能力优于驾驶员位置的观瞄能力。由于驾驶员是车辆行驶的主要操作手,对车辆行驶具有更高的操控主动性,故后续分析均取驾驶员数据进行分析。

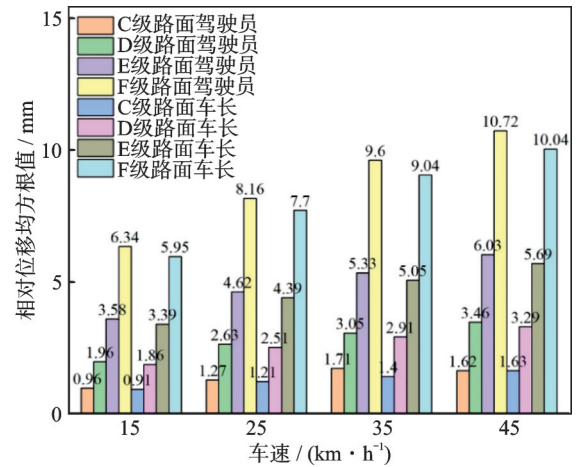


图11 乘载员头部与车体相对位移均方根值

Fig.11 Root-mean-square value of occupant's head displacement relative to the vehicle body

3.3 乘载员观瞄能力分析

根据文献[18]的试验标准,基于“半车-座椅-乘载员”模型对不同路面等级下不同行驶车速的工况进行数值仿真计算。为了对比分析数据,从75 s中截取前2 s进行观察,C~F级路面驾驶员头部与车体的相对位移时域图如图12~15所示。

从图12可以看出,高速履带车在C级路面上行

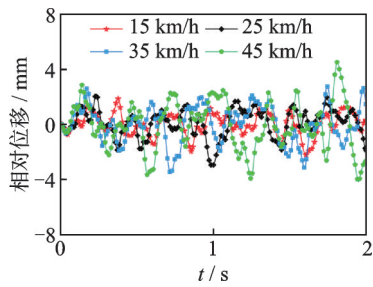


图 12 C 级路面驾驶员头部与车体的相对位移时域图
Fig.12 Time-domain plot of the relative displacement of the driver's head to the vehicle body on a class C road surface

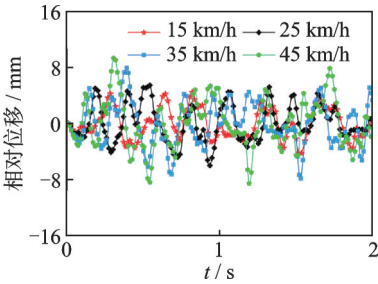


图 13 D 级路面驾驶员头部与车体的相对位移时域图
Fig.13 Time-domain plot of the relative displacement of the driver's head to the vehicle body on a class D road surface

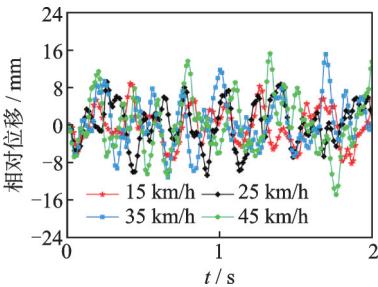


图 14 E 级路面驾驶员头部与车体的相对位移时域图
Fig.14 Time-domain plot of the relative displacement of the driver's head to the vehicle body on a class E road surface

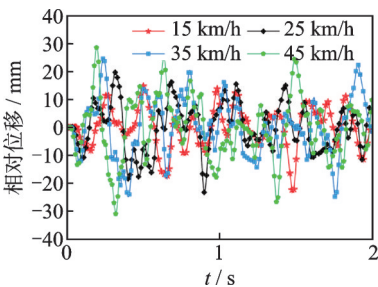


图 15 F 级路面驾驶员头部与车体的相对位移时域图
Fig.15 Time-domain plot of the relative displacement of the driver's head to the vehicle body for class F road surfaces

驶时,随着车速的增加,驾驶员头部与车体相对位移幅值明显增加,且二者相对位移的幅值波动也随着

车速上升而加剧。
将图 12 与图 13 中相同速度的曲线进行对比可以看出,行驶速度相同时,D 级路面相对于 C 级路面,驾驶员头部与车体的相对位移最大绝对值有明显增加,驾驶员头部与车体的相对位移波动趋势相差不大。

从图 12~15 整体可以看出:履带车辆在 C、D、E 级路面上以车速 45 km/h 行驶时,驾驶员头部与车体相对位移最大绝对值均在 20 mm 内;履带车辆在 F 级路面上行驶时,驾驶员头部与车体相对位移最大绝对值均超过了 20 mm。

统计高速履带车辆在不同等级路面上以不同车速行驶时驾驶员的振动响应数据,得到驾驶员头部与车体相对位移最大绝对值与驾驶员头部与车体相对位移均方根值,如表 3、4 所示。

表 3 驾驶员头部与车体相对位移最大绝对值

Tab.3 Extreme values of the relative displacement of the driver's head from the body of the vehicle mm

速度/(km·h ⁻¹)	路面等级			
	C	D	E	F
15	3.13	6.69	11.82	19.65
25	3.97	7.34	14.46	26.60
35	4.45	8.99	16.81	32.33
45	5.62	10.53	18.58	34.25

从表 3 可以看出,当履带车辆在 F 级路面以 25 km/h 行驶时,最大绝对值超过 20 mm 的有效范围,此时驾驶员观瞄能力有可能受到影响。

表 4 驾驶员头部与车体相对位移均方根值

Tab.4 Root mean square value of the relative displacement of the driver's head from the vehicle mm

速度/(km·h ⁻¹)	路面等级			
	C	D	E	F
15	0.96	1.96	3.58	6.34
25	1.27	2.63	4.62	8.16
35	1.71	3.05	5.33	9.60
45	1.62	3.46	6.03	10.72

在分析驾驶员头部与车体最大相对位移(绝对值)的基础上,进一步分析驾驶员头部与车体之间相对位移时概率分布情况。提取高速履带车辆在不同等级路面上以一定车速(以车速为 25 km/h 为例)行驶时,驾驶员头部与车体的相对位移分布概率密度曲线如图 16 所示。可以看到:高速履带车辆在行驶过程中,驾驶员头部与车体相对位移分布概率基本

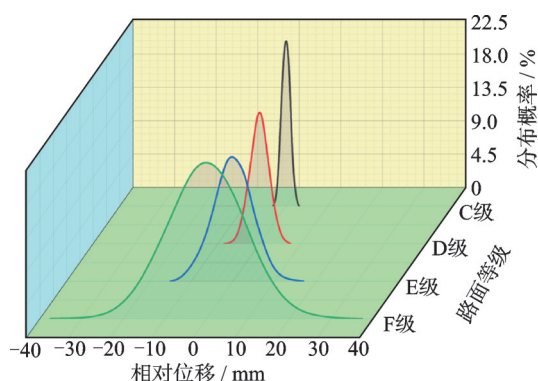


图16 驾驶员头部与车体的相对位移分布概率密度曲线

Fig.16 Probability density of the distribution of the relative displacement of the driver's head to the vehicle body

呈正态分布规律,且均值为零。根据统计学的 3σ 准则,超过标准差3倍的数据应当剔除。因此,工程上一般以3倍标准差小于20 mm作为评判依据。

由于驾驶员头部与车体之间相对位移概率分布呈正态分布,且相对位移的均方根值即为标准差,根据 3σ 准则,为了保证驾驶员头部与车体之间相对位移不超过20 mm,其均方根值不应超过6.67 mm。通过仿真计算获取高速履带车辆以不同车速在C~F等级路面上行驶时,驾驶员头部与车体之间的相对位移,并统计不同车速下驾驶员头部与车体相对位移的均方根值,如图17所示。可以看到,履带车辆在C、D级路面上行驶时,即使车速达到75 km/h,驾驶员头部与车体之间的振动位移均方根值依然不会超过6.67 mm,对应驾驶员头部相对车体的最大相对位移也不会超过20 mm,说明高速履带车辆在C、D级路面上行驶时,驾驶员具有较好的观瞄能力。当履带车辆在E、F级路面上行驶时,车速超过一定范围(E级路面约为55 km/h, F级路面约为18 km/h)以后,驾驶员头部与车体之间的振动位移均方根值会超过6.67 mm,对应驾驶员头部相对车体的最大相对位移会超过20 mm,此时驾驶员的观瞄能力受到较大影响。

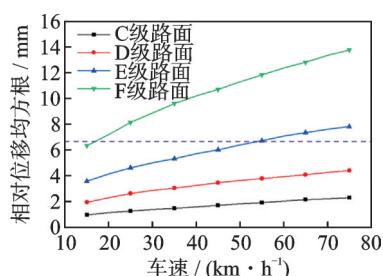


图17 不同车速下驾驶员头部与车体相对位移的均方根值

Fig.17 Root mean square values of occupant head-body relative displacement at different vehicle speeds

4 结 论

1) 建立了“半车-座椅-乘载员”动力学模型,并通过试验验证了其准确性。

2) 基于所建立的“半车-座椅-乘载员”动力学模型,对比分析了在不同路面、不同车速下,驾驶员处观瞄能力与车长处观瞄能力的差别。研究表明,在不同的路面等级与车速下,驾驶员与车长的观瞄能力差异不明显,但驾驶员的观瞄能力略差于车长。

3) 基于所建立的“半车-座椅-乘载员”动力学模型,对乘载员观瞄能力进行了分析。分析表明:履带车辆在C、D级路面上行驶时,路面不平导致的车体振动对乘载员的观瞄能力影响较小;当履带车辆在E级路面行驶、车速超过55 km/h,或在F级路面行驶、车速超过18 km/h时,路面不平导致的车体振动对乘载员的观瞄能力影响较大。

参 考 文 献

- [1] TRIKANDÉ M, KARVE N, ANAND RAJ R, et al. Semi-active vibration control of an 8x8 armored wheeled platform[J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 24(2): 283-302.
- [2] APAROW V R, HUDHA K, AHMAD M M H M, et al. Active front wheel steering system of 4x4 armored vehicle: rejection of unwanted firing disturbance [C]// 2015 IEEE International Symposium on Robotics and Intelligent Sensors (IRIS). Langkawi, Malaysia: IEEE, 2015: 69-74.
- [3] KEETER H S, GUDMUNDSON G A, WOODALL II M A. SIRE (sight-integrated ranging equipment): an eyesafe laser rangefinder for armored vehicle fire control systems[C]//Eyesafe Lasers: Components, Systems, and Applications. Los Angeles, CA, United States: SPIE, 2021: 84-93.
- [4] BRIGGS R W, GOLDBERG J H. Battlefield recognition of armored vehicles [J]. Human Factors, 1995, 37(3): 596-610.
- [5] 汪国胜, 药凌宇, 魏来生, 等. 某型坦克底盘线振动对行进间射击精度影响机理研究[J]. 兵工学报, 2016, 37(3): 541-546.
WANG Guosheng, YAO Lingyu, WEI Laisheng, et al. Research on the influence of linear vibration of a tank chassis on on-the-move shooting accuracy[J]. Acta Armamentarii, 2016, 37(3): 541-546. (in Chinese)
- [6] 郝娜, 张波, 陈军伟, 等. 坦克火控系统观瞄设备目标标记生成方法[J]. 火力与指挥控制, 2015, 40(7): 147-150.

- HAO Na, ZHANG Bo, CHEN Junwei, et al. Research on method of targets labels creating for tank observation and aiming devices of fire control system[J]. Fire Control & Command Control, 2015, 40(7): 147-150. (in Chinese)
- [7] 易琰, 王林森, 杨建昌, 等. 观瞄系统光轴平行性原位检测的光学系统设计[J]. 光学技术, 2018, 44(1): 113-116.
- YI Quan, WANG Linsen, YANG Jianchang, et al. Design of parallelism of optical axis in-situ detection's optical system of observing and aiming system[J]. Optical Technique, 2018, 44(1): 113-116. (in Chinese)
- [8] 袁佩瑜. 光照对车辆速度感知的影响及其视野差异[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2023.
- [9] hawk26 讲武堂. 俄罗斯 T-16 装甲抢修车内部照片曝光 "阿玛塔" 底盘车载设备先进 [EB/OL]. [2024.11.14]. <https://news.qq.com/rain/a/20210823A063CZ00>.
- [10] 汪国胜, 雷强顺, 曹宇, 等. 军用车辆座椅减振抗爆技术研究现状与发展趋势(军用车辆乘载员减振抗爆座椅设计技术研究系列(1))[J]. 兵工学报, 2022, 43(7): 1718-1732.
- WANG Guosheng, LEI Qiangshun, CAO Yu, et al. Current status and trends in shock-absorbing and anti-explosion technologies for military vehicle seats research on design technology of shock absorbing and anti-explosion for military vehicle seats (series I) [J]. Acta Armamentarii, 2022, 43(7): 1718-1732. (in Chinese)
- [11] 王庆达. 基于云平台的火炮训练仿真系统研究[D]. 济南: 山东建筑大学, 2023.
- [12] ALLEN G. A critical look at biodynamic modeling in relation to specifications for human tolerance of vibration and shock [C] //Proceedings of AGARD Conference. Paris: AGARD, 1978: A25-5-A25-15.
- [13] 刘永健, 刘世忠, 米静, 等. 双层公路钢桁梁桥车桥耦合振动[J]. 交通运输工程学报, 2012, 12(6): 20-28.
- LIU Yongjian, LIU Shizhong, MI Jing, et al. Vehicle-bridge coupled vibration of highway double-deck steel truss bridge [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2012, 12(6): 20-28. (in Chinese)
- [14] 高晓东, 顾亮, 管继富, 等. 履带车辆肘内式半主动油气悬挂性能研究[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(5): 968-972.
- GAO Xiaodong, GU Liang, GUAN Jifu, et al. Research on in-arm semi-active hydro-pneumatic suspension of tracked vehicle [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(5): 968-972. (in Chinese)
- [15] 李韶华, 季广港, 冯桂珍, 等. 车辆主动悬架自适应变论域 T-S 模糊控制研究[J]. 振动、测试与诊断, 2024, 44(4): 733-739.
- LI Shaohua, JI Guanggang, FENG Guizhen, et al. Adaptive variable universe t-s fuzzy control for vehicle active suspension [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2024, 44(4): 733-739. (in Chinese)
- [16] 朱兴高. 高速履带车辆负重轮系-履带-地面耦合动态特性研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.
- [17] 凌启辉, 陈昕, 戴巨川, 等. 履带车辆主动悬挂多点布置优化[J]. 振动、测试与诊断, 2024, 44(2): 397-403.
- LING Qihui, CHEN Xin, DAI Juchuan, et al. Multi-point layout optimization of tracked vehicle active suspension [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2024, 44(2): 397-403. (in Chinese)
- [18] 国防科学技术工业委员会. GJB 59.15—1988 装甲车辆试验规程 野外振动试验[S]. 北京: 国防科学技术工业委员会, 1988.
- [19] 覃凌云, 杨书仪, 陈哲吾, 等. 路面激励下的履带车辆负重轮载荷研究[J]. 振动、测试与诊断, 2021, 41(4): 652-659.
- QIN Lingyun, YANG Shuyi, CHEN Zhewu, et al. Road wheels' dynamic load of tracked vehicle under road excitation [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2021, 41(4): 652-659. (in Chinese)
- [20] 赵峰, 吕善文, 陈鹿民, 等. 准零刚度隔振座椅的理论研究与试验研究[J]. 噪声与振动控制, 2024, 44(1): 44-51.
- ZHAO Feng, LÜ Shanwen, CHEN Lumin, et al. Theoretical and experimental research on quasi-zero stiffness vibration isolation seats [J]. Noise and Vibration Control, 2024, 44(1): 44-51. (in Chinese)
- [21] 殷琨, 陈辛波, 吴利鑫, 等. 滤波白噪声路面时域模拟方法与悬架性能仿真[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2017, 45(3): 398-407.
- YIN Jun, CHEN Xinbo, WU Lixin, et al. Simulation method of road excitation in time domain using filtered white noise and dynamic analysis of suspension [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2017, 45(3): 398-407. (in Chinese)



第一作者简介:陈振邦,男,2001年1月生,硕士。主要研究方向为车辆动力学。
E-mail:3302505854@qq.com

通信作者简介:陈哲吾,男,1984年1月生,博士、副教授,博士生导师。主要研究方向为特种车辆系统动力学、机械结构优化设计、智能检测与数字化管理等。
E-mail:chenzhewu@126.com