

路面激励下的履带车辆负重轮动载荷研究*

覃凌云, 杨书仪, 陈哲吾, 凌启辉

(湖南科技大学机电工程学院 湘潭, 411201)

摘要 履带车辆负重轮动载荷的大小直接影响车辆附着性能及牵引性能。在计及履带车辆前后轮输入变时差相关性和左右轮输入相干性的基础上,建立履带车辆整车负重轮动载荷理论估算模型。基于多体动力学软件 RecurDyn,建立履带车辆多体动力学模型并进行模型验证。基于履带车辆负重轮动载荷理论估算模型及履带车辆多体动力学模型,分别开展行驶速度、路面不平度及履带板参数对负重轮动载荷的影响分析。研究表明:随着行驶速度的提高和路面不平度的增大,负重轮动载荷及动载系数近似线性增大;随着履带板宽度的增大,负重轮动载荷先减小后增大;随着履带板厚度的增大,负重轮动载荷呈线性增大。该研究结论为履带车辆附着性能分析以及结构优化设计提供了理论基础。

关键词 履带车辆;路面不平度;动载荷;变时差相关;多体动力学仿真

中图分类号 TH113.1; TJ811

引言

履带车辆因其机动性与通过性强,在现代军事、建筑和农业等领域发挥着重要作用^[1-2]。履带车辆在服役过程中会面临各种恶劣的行驶工况,由于路面的起伏变化会使负重轮受到随机动载荷。当作用在负重轮上的垂向动载荷超过车辆在负重轮作用的重力载荷时,负重轮会与地面发生脱离,使车辆的附着性能下降,发生打滑和侧滑。这不仅会导致车辆的牵引性能下降,影响其通过性,也将导致车辆操纵稳定性下降,影响车辆的行驶安全性^[3-4]。与轮式车辆相比,履带车辆由于履带的存在,使得对负重轮动载荷的研究相对困难。近年来,国内外学者对轮式车辆轮胎动载荷与履带车辆负重轮动态特性均做了大量的研究。在轮式车辆方面,文献[5-7]通过建立车辆的弹簧-质量-阻尼振动模型,对路面不平度激励下的车辆动载特性进行研究。文献[8-10]采用多体动力学仿真的方法,分析了不同路面激励下车辆与路面间的动载变化情况。在履带车辆方面,朱兴高等^[11]通过建立履带车辆8自由度平面半车参数化模型和多体动力学模型,研究车辆行驶速度对负重轮动位移的影响。文献[12-14]采用多体动力学仿真的方法对负重轮的动态特性进行研究。

由于在实际情况中,左右轮辙路面是不一致的,而上述研究均没有考虑左右轮辙路面的不同性及车

辆侧倾运动,故与实际情况不符,这将对分析结果造成一定影响。基于此,笔者以负重轮动载荷为研究对象,分别建立履带车辆整车负重轮动载荷理论估算模型与多体动力学模型,分析行驶速度、路面等级和履带板参数对负重轮动载荷的影响。

1 履带车辆 12 轮相关路面输入

履带车辆是一种多轮式车辆,本研究中的履带车辆每侧有 6 个负重轮,履带车辆 12 轮路面输入如图 1 所示。

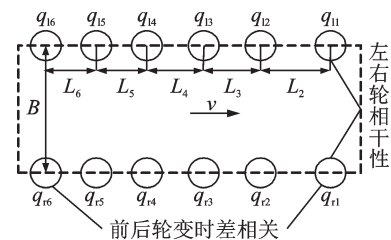


图 1 履带车辆 12 轮路面输入

Fig.1 Tracked vehicle 12-wheel road input

在车辆行驶过程中,除了左右轮辙路面输入之间存在一定的相干性外,每侧相邻的 2 个负重轮由于存在一定的间距 L_i ,使其路面输入也存在一定相关性。因此,在建立路面输入时,为了保证与实际情况相符,需要考虑前后轮路面输入变时差相关和左

* 湖南省研究生科研创新资助项目(CX2018B668)

收稿日期:2019-07-08;修回日期:2019-10-28

右轮路面输入的相干性问题。

1.1 前后轮路面输入变时差相关

滤波白噪声法生成路面不平度的时域模型^[15]为

$$\dot{q}(t) = -2\pi n_q v q(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0) v} W(t) \quad (1)$$

其中: $q(t)$ 为路面不平度输入; n_q 为下截止频率, $n_q = 0.011/\text{m}$; v 为车辆行驶速度; n_0 为参考空间频率, $n_0 = 0.1/\text{m}$; $G_q(n_0)$ 为路面不平度系数; $W(t)$ 表示均值为0、功率谱密度为1的理想单位白噪声。

设左轮辙第1,2负重轮的路面不平度分别为 $q_{11}(t)$ 和 $q_{12}(t)$,履带车辆非匀速行驶时,前后负重轮路面输入的关系为

$$q_{12}(s(t)) = q_{11}(s(t) - L_2) \quad (2)$$

其中: $s(t)$ 为位移; L_2 为第2负重轮相对于第1负重轮的轮距。

将式(2)用泰勒级数在 $s(t)$ 处展开,有

$$q_{12}(s(t)) = q_{11}(s(t) - L_2) = q_{11}(s(t)) - L_2 \frac{dq_{11}}{ds} + \frac{1}{2} L_2^2 \frac{d^2 q_{11}}{ds^2} + \dots \quad (3)$$

$$q_{12}(s(t)) = q_{11}(s(t)) - L_2 \frac{dq_{11}}{ds} \quad (4)$$

因 $\frac{d}{ds} = \frac{1}{\dot{s}} \frac{d}{dt}$, $\frac{d^2}{ds^2} = \frac{1}{\dot{s}^2} \left(\frac{d^2}{dt^2} - \frac{\ddot{s}}{\dot{s}} \frac{d}{dt} \right)$, 代入式(3),(4),得到

$$q_{12}(t) = q_{11}(t) - \frac{L_2}{\dot{s}} \frac{dq_{11}}{dt} + \frac{1}{2} \left| \frac{L_2}{\dot{s}} \right|^2 \left| \frac{d^2 q_{11}}{dt^2} - \frac{\ddot{s}}{\dot{s}} \frac{dq_{11}}{dt} \right| + \dots \quad (5)$$

$$q_{12}(t) = q_{11}(t) - \left| \frac{L_2}{\dot{s}} \right| \frac{dq_{11}}{dt} \quad (6)$$

将式(5)略去二阶微量,得到

$$\ddot{q}_{11}(t) = 2 \left| \frac{\dot{s}}{L_2} \right|^2 [q_{12}(t) - q_{11}(t) + \left| \frac{L_2}{\dot{s}} \right| \dot{q}_{11}(t)] \quad (7)$$

对式(6)进行微分并略去二阶微量,得到

$$\dot{q}_{12}(t) = \dot{q}_{11}(t) - \left| \frac{L_2}{\dot{s}} \right| \ddot{q}_{11}(t) \quad (8)$$

将式(7)代入式(8),得到

$$\dot{q}_{12}(t) = -\dot{q}_{11}(t) + \frac{2v}{L_2} [q_{11}(t) - q_{12}(t)] \quad (9)$$

根据上述可知,在已知左1负重轮路面不平度输入为 $q_{11}(t)$ 的情况下,后面第2~6负重轮的路面不平度可表示为

$$\dot{q}_i(t) = -\dot{q}_{11}(t) + \frac{2v}{L_i} [q_{11}(t) - q_i(t)] \quad (10)$$

其中: L_i 为后面各负重轮相对于第1负重轮的轮距; $q_i(t)$ 为各负重轮的路面不平度; $i = 2, 3, 4, 5, 6$ 。

1.2 左右轮路面输入的相干性

假设左轮辙为 L ,右轮辙为 R ,左右轮辙的相干函数 $\text{coh}(\omega)$ ^[16]可表示为

$$\text{coh}^2(\omega) = \frac{|\mathbf{S}_{LR}(\omega)|^2}{\mathbf{S}_{LL}(\omega)\mathbf{S}_{RR}(\omega)} \quad (11)$$

其中: $\mathbf{S}_{LR}(\omega)$ 为左右轮辙负重轮路面不平度输入之间的互谱密度; $\mathbf{S}_{LL}(\omega)$ 为左轮辙负重轮路面不平度输入的自谱密度; $\mathbf{S}_{RR}(\omega)$ 为右轮辙负重轮路面不平度输入的自谱密度。

假设左右负重轮路面具有相同的统计特性,即 $\mathbf{S}_{LL}(\omega) = \mathbf{S}_{RR}(\omega)$, $\Phi_{LR} = 0$,则左右负重轮路面输入的互谱密度可表示为

$$\mathbf{S}_{LR}(\omega) = \text{coh}(\omega)\mathbf{S}_{LL}(\omega) \quad (12)$$

由相干函数的定义可知,相干函数等于频响函数的模,即

$$|H(\omega)| = \text{coh}(\omega) \quad (13)$$

其中: $H(\omega)$ 为系统的频响函数。

右1负重轮与左1负重轮路面输入间具有如下关系

$$q_{r1}(s) = q_{l1}(s - B) \quad (14)$$

其中: s 为位移坐标; B 为左右两履带的中心距。

$q_{r1}(s)$ 和 $q_{l1}(s)$ 之间的传递函数 H_r 为

$$H_r(\Omega) = \frac{Q_{l1}(\Omega)}{Q_{r1}(\Omega)} = e^{-j\Omega B} \quad (15)$$

其中: $\Omega = 2\pi n$,为空间角频率。

将空间角频率转化为时间角频率,采用二阶Pade(帕德)近似计算,得到 $q_{r1}(t)$ 和 $q_{l1}(t)$ 之间的传递函数为

$$H_r(\omega) = \frac{Q_{l1}(\omega)}{Q_{r1}(\omega)} = e^{-j\omega B/v} = \frac{1 - \frac{1}{2} B/v(j\omega) + \frac{1}{12} B^2/v^2(j\omega)^2}{1 + \frac{1}{2} B/v(j\omega) + \frac{1}{12} B^2/v^2(j\omega)^2} \quad (16)$$

式(16)用状态方程和输出方程表示为

$$\dot{\mathbf{X}}_1(t) = \mathbf{A}\mathbf{X}_1(t) + \beta q_{l1}(t) \quad (17)$$

$$q_{r1}(t) = \delta \mathbf{X}_1(t) + q_{l1}(t) \quad (18)$$

其中: $\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -12v^2/B^2 & -6v/B \end{bmatrix}$; $\beta = \begin{bmatrix} -12v/B \\ 72v^2/B^2 \end{bmatrix}$;

$$\delta = [1 \ 0]; X_1 = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}$$

对式(18)进行微分

$$\dot{q}_{r1}(t) = \delta \dot{X}_1(t) + \dot{q}_{l1}(t) \quad (19)$$

将式(17)代入式(19),得到

$$\dot{q}_{r1}(t) = \delta A X_1(t) + \delta \beta q_{l1}(t) + \dot{q}_{l1}(t) \quad (20)$$

右轮辙第 2~6 负重轮路面输入可表示为

$$\dot{q}_{ri}(t) = -\dot{q}_{r1}(t) + \frac{2v}{L_i} [q_{r1}(t) - q_{ri}(t)] \quad (i = 2, 3, 4, 5, 6) \quad (21)$$

1.3 12 轮路面输入的状态方程

由上述推导可得履带车辆 12 负重轮相关路面输入的状态方程为

$$\begin{cases} \dot{q}_{l1}(t) = a_1 q_{l1}(t) + b_1 W(t) \\ \dot{q}_{li}(t) = -\dot{q}_{li}(t) + \frac{2v}{L_i} [q_{li}(t) - q_{li}(t)] \\ \dot{q}_{r1}(t) = \delta A X_1(t) + \delta \beta q_{l1}(t) + \dot{q}_{l1}(t) \\ \dot{q}_{ri}(t) = -\dot{q}_{ri}(t) + \frac{2v}{L_i} [q_{r1}(t) - q_{ri}(t)] \\ \dot{X}_1(t) = A X_1(t) + \beta q_{l1}(t) \end{cases} \quad (22)$$

其中: $a_1 = -2\pi n_q v$; $b_1 = 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} v$; $i = 2, 3, 4, 5, 6$ 。

将式(22)转化为矩阵形式

$$\dot{Y}_1(t) = \eta Y_1(t) + \sigma W(t) \quad (23)$$

其中: η 和 σ 为状态方程的系数矩阵。

为了便于与后续仿真结果进行对比分析,本研究保持车辆匀速行驶。当速度为 20 m/s, C 级路面^[3] $G_q(n_0) = 256 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ 时,履带车辆左右轮辙第 1, 6 负重轮的路面不平度输入如图 2 所示。

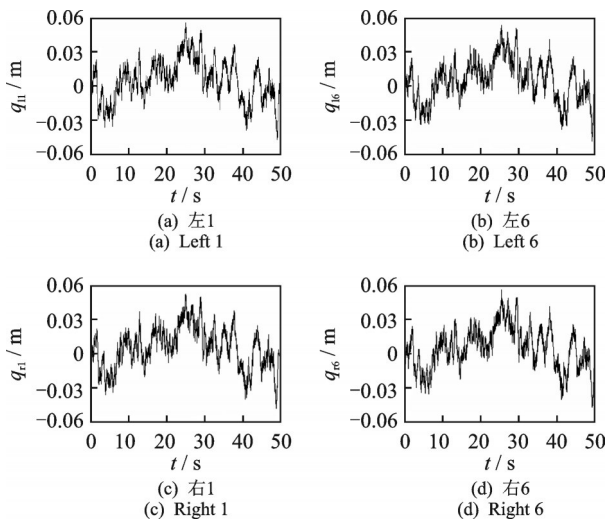


图 2 路面不平度输入

Fig.2 Road roughness input

2 负重轮动载荷理论估算模型

2.1 基本假设

为了研究负重轮动载荷随着行驶速度、路面等级和履带板参数的变化情况,需要建立合理的车辆悬挂系统参数化动力学模型^[3,11,17-19],其基本假设如下:①履带车辆行驶路面为刚性路面,即路面不平度不会因车辆的碾压而变化,各负重轮路面不平度输入具有相关性;②不考虑履带对车体振动的影响,视履带结构近似于铺设路面激励的“无限轨道”;③悬挂系统采用独立线性悬挂,将其简化为弹簧刚度和阻尼;④负重轮所受重力、阻尼力等作用在其质心处;⑤考虑车辆的垂直、俯仰及侧倾振动,在车辆每侧有 6 个负重轮的情况下,用 15 自由度整车模型建立其悬挂系统参数化动力学模型。

基于上述假设,建立履带车辆悬挂系统参数化动力学模型如图 3 所示。

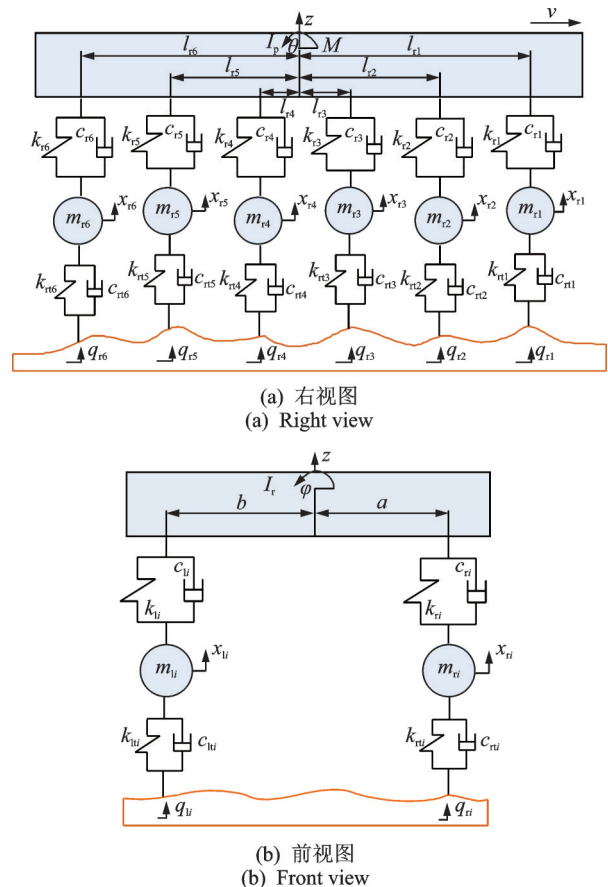


图 3 履带车辆悬挂系统参数化动力学模型

Fig.3 Parametric dynamic model of tracked vehicle suspension system

2.2 整车参数化模型动力学方程的建立

根据牛顿第二定律,将图 3 所示的多自由度振

动系统转化为动力学方程。

车体垂向振动方程为

$$M\ddot{Z} + \sum_{i=1}^6 [k_{li}(Z + l_i\theta + b\varphi - x_{li})] + \sum_{i=1}^6 [k_{ri}(Z + l_{ri}\theta + a\varphi - x_{ri})] + \sum_{i=1}^6 [c_{li}(\dot{Z} + l_i\dot{\theta} + b\dot{\varphi} - \dot{x}_{li})] + \sum_{i=1}^6 [c_{ri}(\dot{Z} + l_{ri}\dot{\theta} + a\dot{\varphi} - \dot{x}_{ri})] = 0$$

其中: M 为车体质量; Z 为车体质心垂向位移; k_{li}, k_{ri} 分别为左右侧第*i*个负重轮悬挂刚度; l_{li}, l_{ri} 分别为左右侧第*i*个负重轮质心距车体质心的水平距离; θ 为车体俯仰角; φ 为车体侧倾角; c_{li}, c_{ri} 分别为左右侧第*i*个负重轮悬挂阻尼; a, b 分别为左右侧负重轮距车体质心的垂直距离; x_{li}, x_{ri} 分别为左右侧第*i*个负重轮的垂向位移。

车体俯仰振动方程为

$$I_p\ddot{\theta} + \sum_{i=1}^6 [k_{li}l_i(Z + l_i\theta + b\varphi - x_{li})] + \sum_{i=1}^6 [k_{ri}l_{ri}(Z + l_{ri}\theta + a\varphi - x_{ri})] + \sum_{i=1}^6 [c_{li}l_i(\dot{Z} + l_i\dot{\theta} + b\dot{\varphi} - \dot{x}_{li})] + \sum_{i=1}^6 [c_{ri}l_{ri}(\dot{Z} + l_{ri}\dot{\theta} + a\dot{\varphi} - \dot{x}_{ri})] = 0$$

其中: I_p 为车体俯仰转动惯量。

车体侧倾振动方程为

$$I_r\ddot{\varphi} + \sum_{i=1}^6 [k_{li}b(Z + l_i\theta + b\varphi - x_{li})] + \sum_{i=1}^6 [k_{ri}a(Z + l_{ri}\theta + a\varphi - x_{ri})] + \sum_{i=1}^6 [c_{li}b(\dot{Z} + l_i\dot{\theta} + b\dot{\varphi} - \dot{x}_{li})] + \sum_{i=1}^6 [c_{ri}a(\dot{Z} + l_{ri}\dot{\theta} + a\dot{\varphi} - \dot{x}_{ri})] = 0$$

其中: I_r 为车体侧倾转动惯量。

左侧 6 个负重轮垂向振动方程

$$m_{li}\ddot{x}_{li} + k_{li}[x_{li} - (Z + l_i\theta + b\varphi)] + c_{li}[\dot{x}_{li} - (\dot{Z} + l_i\dot{\theta} + b\dot{\varphi})] + k_{li}(x_{li} - q_{li}) + c_{li}(\dot{x}_{li} - \dot{q}_{li}) = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, 6)$$

其中: m_{li}, m_{ri} 分别为左右侧第*i*个负重轮的质量。

右侧 6 个负重轮垂向振动方程为

$$m_{ri}\ddot{x}_{ri} + k_{ri}[x_{ri} - (Z + l_{ri}\theta + a\varphi)] + c_{ri}[\dot{x}_{ri} - (\dot{Z} + l_{ri}\dot{\theta} + a\dot{\varphi})] + k_{ri}(x_{ri} - q_{ri}) + c_{ri}(\dot{x}_{ri} - \dot{q}_{ri}) = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, 6)$$

左右侧负重轮瞬时动载荷分别为

$$F_{li}(t) = k_{li}(x_{li} - q_{li}) + c_{li}(\dot{x}_{li} - \dot{q}_{li}) \quad (i = 1, 2, \dots, 6) \quad (24)$$

$$F_{ri}(t) = k_{ri}(x_{ri} - q_{ri}) + c_{ri}(\dot{x}_{ri} - \dot{q}_{ri}) \quad (i = 1, 2, \dots, 6) \quad (25)$$

其中: k_{li}, k_{ri} 分别为左右侧第*i*个负重轮轮胎刚度; c_{li}, c_{ri} 分别为左右侧第*i*个负重轮轮胎阻尼; q_{li}, q_{ri} 分别为左右侧第*i*个负重轮下的路面不平度输入。

左右侧负重轮动载系数均方根值分别为

$$D_{li} = \frac{\sigma_{F_{li}} + F_j}{F_j} \quad (i = 1, 2, \dots, 6) \quad (26)$$

$$D_{ri} = \frac{\sigma_{F_{ri}} + F_j}{F_j} \quad (i = 1, 2, \dots, 6) \quad (27)$$

其中: $\sigma_{F_{li}}$ 和 $\sigma_{F_{ri}}$ 分别为左右侧负重轮动载荷的均方根值; F_j 为负重轮静载荷。

履带车辆动力学参数如表 1 所示。

表 1 履带车辆主要参数

Tab.1 Main parameters of tracked vehicle

参数	数值	参数	数值
M/kg	24 500	$l_{16}, l_{r6}/\text{m}$	-2.09
$I_p/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	216 531	a/m	1.30
$I_r/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	75 564	b/m	-1.30
$m_{li}, m_{ri}/\text{kg}$	305	$k_{li}, k_{ri}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	205 324
$l_{11}, l_{r1}/\text{m}$	2.20	$k_{l1}, k_{r1}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	6 532 435
$l_{12}, l_{r2}/\text{m}$	1.22	$c_{li}, c_{ri}(i=1, 2, 6)/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	21 000
$l_{13}, l_{r3}/\text{m}$	0.29	$c_{li}, c_{ri}(i=3, 4, 5)/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	210
$l_{14}, l_{r4}/\text{m}$	-0.59	$c_{l1}, c_{r1}/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	0.01
$l_{15}, l_{r5}/\text{m}$	-1.34		

$l_{14}/l_{r4}, l_{15}/l_{r5}$ 和 l_{16}/l_{r6} 为负值,表示该负重轮在质心后; b 为负值,表示负重轮在质心左侧。

选取状态变量为

$$\mathbf{X} = [Z \ \dot{Z} \ \theta \ \dot{\theta} \ \varphi \ \dot{\varphi} \ x_{11} \ x_{12} \ x_{13} \ x_{14} \ x_{15} \ x_{16} \ \dot{x}_{11} \ \dot{x}_{12} \ \dot{x}_{13} \ \dot{x}_{14} \ \dot{x}_{15} \ \dot{x}_{16} \ x_{r1} \ x_{r2} \ x_{r3} \ x_{r4} \ x_{r5} \ x_{r6} \ \dot{x}_{r1} \ \dot{x}_{r2} \ \dot{x}_{r3} \ \dot{x}_{r4} \ \dot{x}_{r5} \ \dot{x}_{r6}]^T$$

$$\mathbf{Y} = [y_1 \ y_2 \ y_3 \ y_4 \ y_5 \ y_6 \ y_7 \ y_8 \ y_9 \ y_{10} \ y_{11} \ y_{12} \ y_{13} \ y_{14} \ y_{15}]^T$$

$$\mathbf{U} = [q_{12} \ \dot{q}_{11} \ q_{12} \ \dot{q}_{12} \ q_{13} \ \dot{q}_{13} \ q_{14} \ \dot{q}_{14} \ q_{15} \ \dot{q}_{15} \ q_{16} \ \dot{q}_{16} \ q_{r1} \ \dot{q}_{r1} \ q_{r2} \ \dot{q}_{r2} \ q_{r3} \ \dot{q}_{r3} \ q_{r4} \ \dot{q}_{r4} \ q_{r5} \ \dot{q}_{r5} \ q_{r6} \ \dot{q}_{r6}]^T$$

其中: y_1 为车体质心垂直加速度; y_2 为车体俯仰角加速度; y_3 依次为车体侧倾角加速度; $y_4 \sim y_9$ 依次为左侧第 1~6 负重轮动载荷; $y_{10} \sim y_{15}$ 依次为右侧第 1~6 负重轮动载荷。

建立履带车辆整车动力学状态方程为

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = PX(t) + JU(t) \\ Y(t) = VX(t) + \lambda U(t) \end{cases} \quad (28)$$

其中:矩阵 P, J, V, λ 为整车参数化动力学状态方程的系数矩阵,由于篇幅所限,故不列出。

根据履带车辆整车动力学状态方程及表 1,利用 Matlab/Simulink 的状态方程建立动力学方程,对负重轮动载荷进行求解。

3 履带车辆多体动力学模型

3.1 履带车辆行动系统建模

履带车辆结构复杂,笔者建立的主要为履带车辆行动系统模型,图 4 为履带车辆多体动力学模型建模流程图,图中 SolidWorks 为软件名。

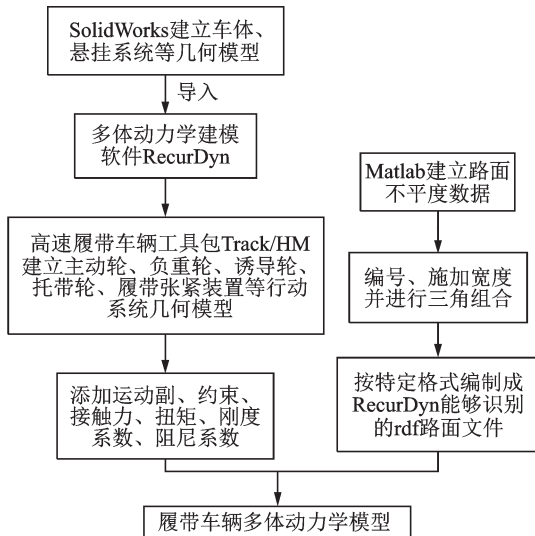


图 4 建模流程图

Fig.4 Modeling flow chart

建模时将悬挂系统的悬挂刚度简化为平衡肘与车体铰接处扭转弹簧的扭转刚度系数;悬挂阻尼简化为动力缸活塞杆与动力缸缸筒间平移弹簧的阻尼系数;履带张紧装置简化为分别与车体和诱导轮铰接的曲柄,通过给曲柄与车体铰接处扭转弹簧添加刚度和预扭矩,使履带预张紧力保持在车重的 8%~10% 之间^[20],通过在平衡肘与车体铰接处扭转弹簧上施加预扭矩来平衡车重,保证平衡肘的静倾角落地后基本保持不变。建立的履带车辆多体动力学模型如图 5 所示。

3.2 履带车辆多体动力学模型验证

分别对所建履带车辆多体动力学模型进行自由落车和过弧形凸起障碍仿真试验,待车辆进入稳定

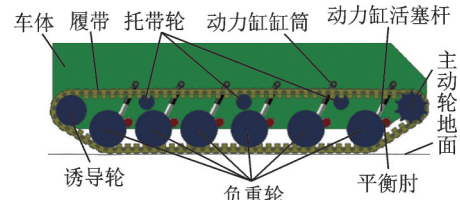


图 5 履带车辆多体动力学模型

Fig.5 Multi-body dynamics model of tracked vehicle

状态后,得到车体加速度频域曲线如图 6 所示。

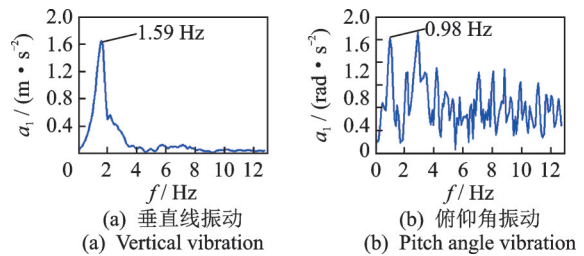


图 6 车体加速度频域曲线

Fig.6 Frequency domain curve of vehicle body acceleration

由图 6(a)和 6(b)可知,车体垂直线振动和俯仰角振动固有频率分别为 1.59 Hz 和 0.98 Hz。这与经验值 1.5 Hz 和 1.1 Hz^[3]相近,说明所建模型正确性较高,利用该模型得到的仿真分析结果具有可信度。

4 仿真分析

车轮动载荷是车辆在不平路面上行驶时,因路面不平度而引起车辆振动产生^[21]。

4.1 行驶速度对负重轮动载荷的影响

分别采用理论计算法和多体动力学仿真法分析负重轮动载荷随行驶速度的变化情况,在保持路面等级、地面特性不变的条件下,设置如表 2 所示的行驶速度。

表 2 行驶速度设置

Tab.2 Setting of driving speed

路面等级	行驶速度/(km·h ⁻¹)	地面特性
E	30, 40, 50, 60, 70	硬地面

采用理论计算法时,由于左右轮辙激励不同,需对左右轮辙负重轮动载荷变化规律进行分析。采用多体动力学仿真法时,由于左右轮辙激励相同,故分析左轮辙负重轮动载荷的变化情况即可。行驶速度对动载荷及动载系数的影响如图 7, 8 所示。

由图 7 可知,左右轮辙第 1 负重轮动载荷均方根值随着行驶速度的增大逐渐增大。这是因为行驶速

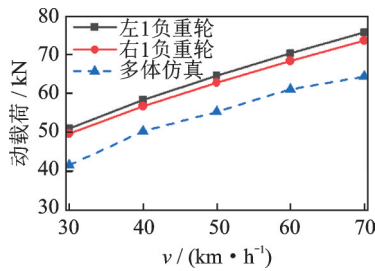


图7 行驶速度对动载荷的影响

Fig.7 Effect of driving speed on dynamic load

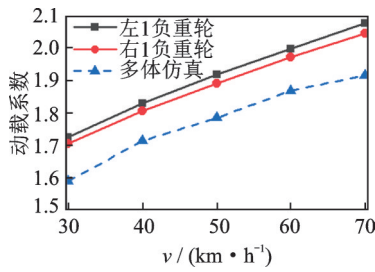


图8 行驶速度对动载系数的影响

Fig.8 Effect of driving speed on dynamic load coefficient

度越快,路面激励对负重轮冲击就越频繁而引起的。右轮辙负重轮动载荷均方根值略小于左轮辙,这是由于左右轮辙路面激励的相干性关系使右轮辙路面不平度均方根差略小于左轮辙造成的。由图8可知,随着履带车辆行驶速度的提高,左右轮辙负重轮动载系数均增大。由图7,8均可看出,理论计算结果大于多体动力学仿真结果,这是由于理论计算时未考虑履带的影响。一方面,履带的绷直、紧缩对动载起到了一定的衰减作用;另一方面,履带对路面不平度具有滤波作用,路面在铺上履带后,波长小于履带板的成分被滤掉了,使履带节的空间频率成为履带车辆路面不平度的上限频率。因此,多体动力学仿真结果与理论计算结果相比会偏小。

4.2 路面等级对负重轮动载荷的影响

为了研究路面等级变化时,负重轮动载荷均方根值及动载系数的变化规律,在保持行驶速度、地面特性不变的条件下,设置如表3所示的路面等级。得到路面等级对动载荷及动载系数的影响如图9,10所示。

由图9可知,第1负重轮动载荷均方根值随着路面等级变高(路面变坏)而增大,这是因为在相同的

表3 路面等级设置

Tab.3 Setting of road grade

行驶速度/(km·h ⁻¹)	路面等级	地面特性
50	C,D,E	硬地面

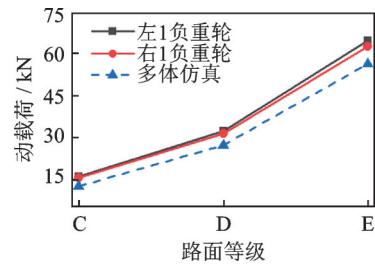


图9 路面等级对动载荷的影响

Fig.9 Effect of road grade on dynamic load

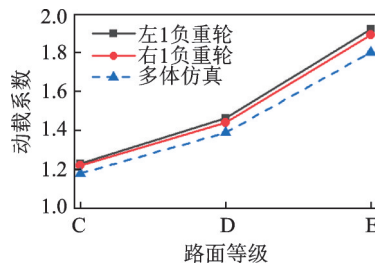


图10 路面等级对动载系数的影响

Fig.10 Effect of road grade on dynamic load coefficient

行驶速度下,路面等级越高,路面不平度对负重轮的作用力越强。由图10可知,路面等级增大时,第1负重轮动载系数不断增大。图9,10中的理论计算结果均比多体动力学仿真结果略大,这是因为采用多体动力学仿真法时,履带对动载产生了影响。

4.3 履带板参数对负重轮动载荷的影响

履带板简化结构如图11所示。笔者通过改变履带板宽度 W_b 和厚度 H 来研究履带板参数对负重轮动载荷的影响。在行驶速度、路面等级一定的条件下,设置如表4所示的履带板宽度 W_b 和厚度 H 。

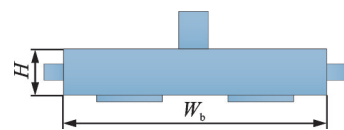


图11 履带板简化结构

Fig.11 Simplified structure of track shoe

表4 履带板宽度 W_b 和厚度 H 的设置

Tab.4 Setting of track shoe width W_b and thickness H

行驶速度/(km·h ⁻¹)	路面等级	W_b /mm ($H=80$ mm)	H /mm ($W_b=465$ mm)
50	E	445,455,465, 475,485	70,75,80,85, 90

当履带板宽度 W_b 和履带板厚度 H 分别变化时,履带板宽度和履带板厚度对动载荷的影响如

图12,13所示。履带张紧力变化情况如表5所示。

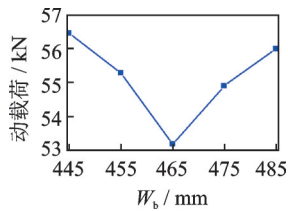


图12 履带板宽度对动载荷的影响

Fig.12 Effect of track shoe width on dynamic load

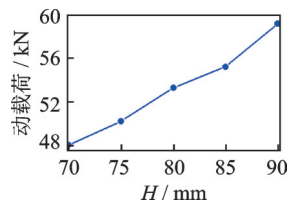


图13 履带板厚度对动载荷的影响

Fig.13 Effect of track shoe thickness on dynamic load

表5 履带张紧力

Tab.5 Track tension

履带板宽度/ mm	履带张紧 力/kN	履带板厚度/ mm	履带张紧 力/kN
445	59.04	70	51.11
455	58.41	75	55.02
465	58.01	80	58.01
475	59.62	85	62.01
485	60.45	90	66.72

由图12可知,随着履带板宽度的增加,负重轮动载荷先减小后增大,这是由于随着履带板宽度的增加,履带车辆整车接地面积增大,使履带板每单位所承受作用力减小,从而使负重轮所受动载荷减小。由表5可知,当履带板宽度继续增大,使履带车辆正常行驶时的履带张紧力增大,此时路面激励通过作用在绷紧的履带板上传递到负重轮上,使其受到的动载荷变大。由图13可知,负重轮动载荷随着履带板厚度的增加而逐渐增大。从表5可知,随着履带板厚度增加,履带张紧力逐渐增大,此时路面激励作用在履带板上近似于刚性冲击,从而使负重轮受到的动载荷增加。

5 结论

1) 在考虑履带车辆前后轮输入变时差相关性和左右轮输入的相干性的前提下,推导了履带车辆12轮路面输入的状态方程。在此基础上,建立了履带车辆整车负重轮动载荷理论估算模型。

2) 利用多体动力学软件RecurDyn建立履带车辆多体动力学模型,通过自由落车和过弧形凸起障碍的方式,得到车体垂直线振动与俯仰角振动固有频率分别为1.59 Hz和0.98 Hz,其与经验值相近,验证了模型的正确性。

3) 基于所建履带车辆负重轮动载荷理论估算模型及多体动力学模型,进行了行驶速度、路面不

平度及履带板参数对负重轮动载荷的影响分析。研究表明:随着行驶速度的提高、路面不平度的增大,负重轮动载荷及动载系数近似线性增大;随着履带板宽度的增大,负重轮动载荷先减小后增大;随履带板厚度的增大,负重轮动载荷呈线性增大。

参 考 文 献

- [1] TANG S X, YUAN S H, HU J B, et al. Modeling of steady-state performance of skid-steering for high-speed tracked vehicles [J]. Journal of Terramechanics, 2017, 73: 25-35.
- [2] BEREZIN I I, ABYZOV A A. Probabilistic modeling of tracked vehicle mover and ground interaction [J]. Procedia Engineering, 2017, 206: 432-436.
- [3] 丁法乾.履带式装甲车辆悬挂系统动力学[M].北京:国防工业出版社,2004:49-57.
- [4] 闫清东,张连第,赵毓芹.坦克构造与设计[M].北京:北京理工大学出版社,2006:514-519.
- [5] 吕彭民,尤晋闽,和丽梅.路面随机不平度下车辆对路面的动载特性[J].交通运输工程学报,2007,7(6):55-58.
LÜ Pengmin, YOU Jinmin, HE Limei. Vehicle dynamic load property resulted from road random roughness [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2007, 7(6): 55-58. (in Chinese)
- [6] LIN J H. Variations in dynamic vehicle load on road pavement [J]. International Journal of Pavement Engineering, 2014, 15(6): 558-563.
- [7] SHI X M, CAI C S. Simulation of dynamic effects of vehicles on pavement using a 3D interaction model [J]. Journal of Transportation Engineering, 2009, 135(10): 736-744.
- [8] 刘大维,刘伟,陈焕明,等.基于多体模型的重型车辆对路面动载特性[J].农业机械学报,2009,40(11):7-12.
LIU Dawei, LIU Wei, CHEN Huanming, et al. Dynamic load characteristics of heavy vehicle based on multi-body dynamic model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(11): 7-12. (in Chinese)
- [9] 蒋荣超,刘大维,王松,等.时域和空间域路面激励下重型车辆动载荷仿真分析[J].公路交通科技,2012,29(5):152-158.
JIANG Rongchao, LIU Dawei, WANG Song, et al. Simulation analysis of heavy-duty vehicle dynamic load

- under road excitation in time domain and spatial domain [J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2012, 29(5): 152-158. (in Chinese)
- [10] 刘祥银, 陈洋, 高攀, 等. 双轮辙激励下多轴重型车辆动载特性仿真分析[J]. 振动与冲击, 2015, 34(13): 48-52.
- LIU Xiangyin, CHEN Yang, GAO Pan, et al. Simulation analysis for multi-axial heavy vehicles' dynamic load characteristics under bilateral tracks' road excitation [J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(13): 48-52. (in Chinese)
- [11] 朱兴高, 顾亮. 履带车辆行驶速度对负重轮动位移的影响[J]. 东北大学学报, 2016, 37(4): 548-553.
- ZHU Xinggao, GU Liang. Effect of tracked vehicle speed on bogie wheels' dynamic displacement [J]. Journal of Northeastern University, 2016, 37(4): 548-553. (in Chinese)
- [12] ZHOU C K, HUANG Y Y, NI L. The dynamics simulation of tracked vehicles on the hard and soft ground based on the RecurDyn [J]. Advanced Materials Research, 2013, 842: 351-354.
- [13] WILHELM T, DORSCH V. Driver model for vehicle dynamics simulation of single-track vehicles using a co-simulation interface[C]//2016 11th France-Japan & 9th Europe-Asia Congress on Mechatronics (MECATRONICS)/17th International Conference on Research and Education in Mechatronics (REM). [S. l.]: IEEE, 2016:26-32.
- [14] WONG J Y. Development of high-mobility tracked vehicles for over snow operations [J]. Journal of Terramechanics, 2009, 46(4): 141-155.
- [15] 张立军, 张天侠. 车辆四轮相关路面非平稳随机输入通用时频模型[J]. 振动与冲击, 2008, 27(7): 75-78.
- ZHANG Lijun, ZHANG Tianxia. General non-stationary random input model of road surface with four wheels correlated [J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(7): 75-78. (in Chinese)
- [16] 桂水荣, 陈水生, 万水. 路面激励空间效应对车桥耦合随机振动的影响[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(3): 611-618.
- GUI Shuirong, CHEN Shuisheng, WAN Shui. Effect spatial of road roughness excitation on vehicle-bridge coupling random vibration [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(3): 611-618. (in Chinese)
- [17] VENKATASUBRAMANIAN N, BANERJEE S, BALAMURUGAN V. Seventeen degrees of freedom ride dynamics model of a tracked vehicle in simmechanics [J]. International Journal of Applied Engineering and Research, 2016, 19:135-146.
- [18] DHIR A, SANKAR S. Ride dynamics of high-speed tracked vehicles: simulation with field validation [J]. Vehicle System Dynamics, 1994, 23(1): 379-409.
- [19] BANERJEE S, BALAMURUGAN V, KRISHNAKUMAR R. Ride dynamics mathematical model for a single station representation of tracked vehicle [J]. Journal of Terramechanics, 2014, 53: 47-58.
- [20] 孟磊, 李晓雷, 邱实, 等. 履带对履带车辆车体振动影响的分析[J]. 车辆与动力技术, 2015(4):1-5.
- MENG Lei, LI Xiaolei, QIU Shi, et al. Influence analysis of tracks on body vibration for a tracked vehicle [J]. Vehicle & Power Technology, 2015(4):1-5. (in Chinese)
- [21] 陈洋, 戴宗宏, 陈焕明, 等. 车辆多轮随机动载作用下柔性沥青路面的应变分析[J]. 振动与冲击, 2016, 35(19): 15-19, 44.
- CHEN Yang, DAI Zonghong, CHEN Huanming, et al. Strain analysis of a flexible asphalt pavement under multi-wheel random dynamic loads of vehicles [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 32(19): 15-19, 44. (in Chinese)



第一作者简介:覃凌云,男,1993年3月生,硕士生。主要研究方向为多体动力学仿真和结构优化设计。
E-mail: qly15773283711@163.com

通信作者简介:杨书仪,女,1972年12月生,教授、博士生导师。主要研究方向为机械动力学和机电控制。
E-mail: ysy822@126.com