

# 基于模糊 PID 的动态履带张紧力控制系统研究\*

陈 兵<sup>1</sup>, 马凯璇<sup>1</sup>, 刘 洋<sup>1</sup>, 冯占宗<sup>2</sup>, 赵韬硕<sup>2</sup>, 孙志辉<sup>1</sup>

(1. 北京科技大学机械工程学院 北京, 100083) (2. 中国北方车辆研究所 北京, 100072)

**摘要** 履带张紧力是影响履带可靠性的主要因素,保持履带张紧力的稳定性有利于提高履带服役寿命,使整车在越野工况中发挥出优越的性能。在对托带轮、负重轮、诱导轮以及履带张紧器的几何关系及受力分析的基础上,建立了履带张紧力的理论估算模型,通过与多体动力学仿真结果进行比较,验证了履带张紧力理论估算模型的正确性。在此基础上,基于模糊比例-积分-微分(proportional-integral-derivative,简称PID)控制理论设计了一种履带张紧力控制系统,可通过转动诱导轮曲臂来调整履带的松紧度。仿真结果表明:该控制系统能够快速、准确地达到期望履带张紧力,可有效地抑制车体振动的情况及托带轮所受履带的冲击载荷,增加了履带车辆行驶的可靠性。与传统的诱导轮固定方式相比,该控制系统可有效降低接地段履带的动态张力,且没有加剧履带脱轮的风险。

**关键词** 履带张紧力;诱导轮;数学模型;模糊PID;RecurDyn+Matlab/Simulink联合仿真

**中图分类号** TP273.4

## 引 言

履带是履带车辆最典型的特征之一,其主要功能是包裹所有车轮并提供连续滚动的轨道,使车辆能够获得较低的接地压力<sup>[1]</sup>和较高的附着力。大多数现代履带由履带板、履带销和橡胶衬套交替连接<sup>[2]</sup>,可以确保车辆在崎岖不平的地形上高速平稳通过<sup>[3-5]</sup>。履带张紧力对履带装置的动态性能有显著影响<sup>[6-7]</sup>。

车辆在行驶过程中,由于履带、负重轮和地面之间的接触和碰撞,其履带张紧力变化很大<sup>[8]</sup>。履带张紧力过小可能会加剧上部履带的振动,甚至在行驶速度较高时容易出现履带脱轮现象<sup>[9]</sup>。如果履带张力增加,履带的刚度将增加,履带销和滚柱轴承等部件的磨损将加剧<sup>[10]</sup>,导致使用寿命大大缩短。因此,许多学者对张紧器的调整策略进行了研究。马星国等<sup>[11]</sup>建立了履带各部分张紧力数学模型,并与RecurDyn整车仿真模型得到的结果进行对比分析,验证了所建立模型的正确性。黄雪涛等<sup>[12-13]</sup>在建立履带张紧力估算模型的基础上分析了张紧力影响因素,并通过动力学仿真验证其正确性。Michael<sup>[14]</sup>设计了诱导轮和底盘之间的弹性连接装置,其可通过设置合理的弹簧刚度来稳定履带张力。如果诱导轮周围的履带松动,该装置将驱动诱导轮前进;如果履带过紧,诱导轮将被向后驱动。但是,该装置不能实

现履带张紧力的实时控制。Matej<sup>[15]</sup>提出履带张紧力是地形的函数,张紧器的运动根据所有负重轮的位移进行调整,以履带张紧力变化为优化目标,得出了液压活塞杆位移与车轮位移的关系,但是没有给出具体的实施方案。Arkadiusz等<sup>[16]</sup>通过建立履带车辆的机电液一体化模型,模拟了不同活塞杆伸长情况下的越障过程,诱导轮的运动通过PID液压控制器进行调整,仿真结果表明,延长活塞杆会增加履带车辆的悬架刚度,从而加剧底盘的垂向和俯仰振动。履带车辆在行驶过程中两侧履带张紧力具有强非线性和时变性,而模糊PID有很强的参数自适应能力。张铁民等<sup>[17]</sup>采用模糊PID控制算法,建立轮毂电机驱动控制系统,试验表明,该控制系统在不同负载情况下都有良好的稳定性。李文华等<sup>[18]</sup>设计了模糊PID控制器用于伺服电机控制内啮合齿轮泵,发现模糊PID比传统PID稳定性更好。模糊PID在车辆、飞行器方面也得到了广泛应用<sup>[19-20]</sup>。

笔者提出了一种基于模糊PID履带张紧力控制系统。首先,根据履带车辆结构特点,分析了履带车辆诱导轮、诱导轮曲臂、负重轮、托带轮及液压张紧器的几何关系和受力情况;其次,构建了诱导轮周围履带张紧力数学理论计算模型,并与多体动力学仿真结果进行对比;最后,考虑到履带车辆行动系统的时变和非线性,采用RecurDyn+Matlab/Simulink联合仿真模式搭建了模糊PID控制器,以实时调节履

\* 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(FRF-GF-19-009B)

收稿日期:2022-02-20;修回日期:2022-08-11

带张紧力,并与诱导轮固定方式进行了比较。

### 1 履带张紧力评估算法

由于无法直接从虚拟样机仿真模型中实时提取反馈的履带张紧力用于控制系统,需要建立诱导轮和诱导轮曲臂动力学模型推导履带张紧力与其相互作用关系,通过实时反馈诱导轮和诱导轮曲臂状态变量,间接得到履带实时反馈张紧力。

#### 1.1 诱导轮动力学模型

诱导轮动力学模型如图 1 所示。当张紧装置液压增加时,曲臂逆时针旋转,带动诱导轮向右上方移动,此时履带被拉伸,张紧力增加;当张紧装置液压减小时,曲臂反向旋转,诱导轮左下方移动,张紧力减小。图中: $P_0$ 为曲臂与车体铰接点; $P_1$ 为曲臂与诱导轮铰接点; $P_3$ 为张紧装置与车体铰接点; $T_{i1}$ 和  $T_{i2}$ 为诱导轮周围履带张紧力; $F_i$ 为受到诱导轮臂的反作用力; $F_{\text{mxt}}$ 为环绕诱导轮履带段的离心力; $R_{fi}$ 和  $R_{p2}$ 为摩擦阻力矩,由于其值较小可忽略不计。根据动力学原理,可得到诱导轮的运动学方程为

$$m_i \ddot{x}_i = F_i \sin(\theta_{ia} + \theta_3) - T_{i1} \cos(\theta_{ia} - \theta_1) - T_{i2} \sin(\theta_{ia} + \theta_2) + F_{\text{mxt}} - m_i g \sin(\theta_{ia}) \quad (1)$$

$$I_i \dot{\omega}_i = r_i (T_{i1} - T_{i2}) \quad (2)$$

$$F_{\text{mxt}} = \rho r_i^2 \omega_i^2 [\cos(\theta_{ia} - \theta_1) + \sin(\theta_{ia} + \theta_2)] \quad (3)$$

其中: $\omega_i$ 为诱导轮角速度; $\rho$ 为履带的单位长度质量; $r_i$ 为诱导轮半径; $m_i$ 为诱导轮质量; $I_i$ 为诱导轮转动惯量。

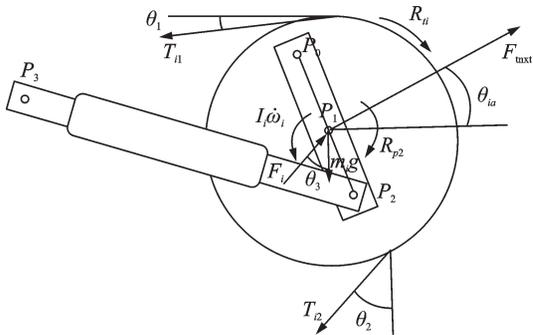


图 1 诱导轮动力学模型  
Fig.1 Dynamics model of the idler wheel

诱导轮、托带轮及负重轮的几何关系如图 2 所示,可以得到履带与诱导轮的接触角  $\theta_1$  和  $\theta_2$  的计算关系式为

$$\theta_1 = \sin^{-1}\left(\frac{l_{\Delta tir}}{\sqrt{l_{\Delta tir}^2 + l_{\Delta tiy}^2}}\right) - \sin^{-1}\left(\frac{l_{\Delta tiy}}{l_{\Delta tir}}\right) \quad (4)$$

其中: $l_{\Delta tir}$ 为托带轮中心与诱导轮中心沿  $x$  方向的距离; $l_{\Delta tiy}$ 为托带轮中心与诱导轮中心沿  $y$  方向的距

离; $l_{\Delta tir}$ 为托带轮与诱导轮半径之差的绝对值。

$$\theta_2 = \tan^{-1}\left(\frac{l_{\Delta wir}}{l_{\Delta wiy}}\right) - \sin^{-1}\left(\frac{l_{\Delta wir}}{\sqrt{l_{\Delta wir}^2 + l_{\Delta wiy}^2}}\right) \quad (5)$$

其中: $l_{\Delta wir}$ 为负重轮中心与诱导轮中心沿  $x$  方向的距离; $l_{\Delta wiy}$ 为负重轮中心与诱导轮中心沿  $y$  方向的距离; $l_{\Delta wir}$ 为负重轮与诱导轮半径之差的绝对值。

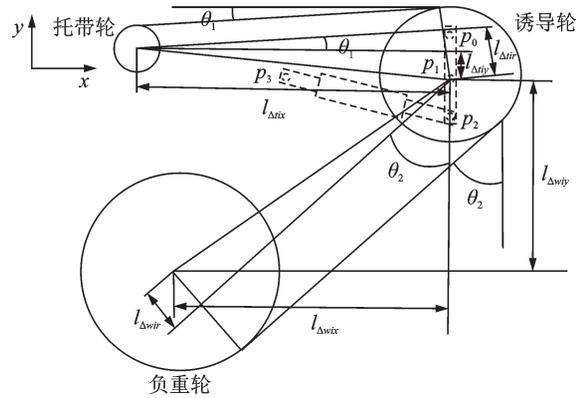


图 2 诱导轮、托带轮及负重轮的几何关系  
Fig.2 Geometric relationship among the idler wheel, track roller and the road wheels

#### 1.2 诱导轮曲臂动力学模型

诱导轮曲臂的动力学模型如图 3 所示,曲臂主要受诱导轮、车体的作用反力及张紧装置的作用力  $F_r$ ,则曲臂绕  $P_0$  点的运动方程为

$$I_{ia} \dot{\omega}_{ia} = F_i l_1 \sin(\theta_{ia} + \theta_3) - F_r l_2 \cos(\theta_r + \theta_{ia}) + m_{ia} g l_G \sin(\theta_{ia}) \quad (6)$$

其中: $I_{ia}$ 为曲臂转动惯量; $l_2$ 为  $P_0$  到  $P_2$  的距离; $l_1$ 为  $P_0$  到  $P_1$  的距离; $l_G$ 为  $P_0$  到曲臂重心的距离。

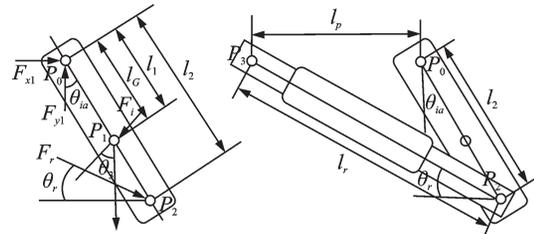


图 3 诱导轮曲臂的动力学模型  
Fig.3 Dynamic model of the idler wheel crank arm

从图 3 可以看出,诱导轮曲臂的位置由履带张紧器的长度  $l_r$  确定。根据三角函数可以得到张紧杆长度与曲臂所转角度的关系为

$$\theta_{ia} = \sin^{-1}\left(\frac{l_r^2 - l_p^2 - l_2^2}{2l_p l_2}\right) \quad (7)$$

其中: $l_p$ 为  $P_3$  到  $P_0$  的距离; $l_r$ 为履带张紧器的长度。

将式(1)~(7)联立,并忽略惯性项,可以得到诱导轮周围张紧力  $T_{i1}$  和  $T_{i2}$  的近似计算公式为

$$\hat{T}_{i1} \approx \hat{T}_{i2} \approx \frac{[F_r l_2 \cos(\theta_r + \theta_{ia}) - m_{ia} g l_G \sin \theta_{ia}] / l_1 + F_{\max} - m_i g \sin \theta_{ia}}{\cos(\theta_{ia} - \theta_1) + \sin(\theta_{ia} + \theta_2)} \quad (8)$$

## 2 多体动力学建模及理论模型验证

### 2.1 整车仿真模型的建立

履带车及液压张紧系统模型如图4所示。在多体动力学软件RecurDyn中使用Track(HM)建立履带车辆的多体动力学模型,主要包括车身系统、履带张紧系统及2个履带子系统,其样车的主要参数如表1所示。车身系统包括车体、主动轮、诱导轮、托带轮、负重轮、平衡肘、弹性和阻尼原件等,履带张紧系统用3个杆件来分别代替诱导轮曲臂、液压缸和液压张紧杆。两侧履带环系统是由多块履带板通过履带连接器组成的环状结构,根据履带车辆的实际行驶状况,建立相应的约束关系。

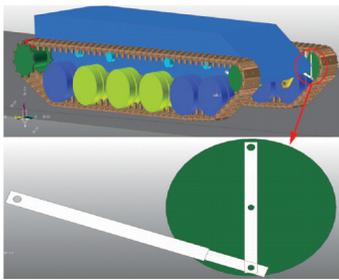


图4 履带车及液压张紧系统模型

Fig.4 Model of tracked vehicle and hydraulic tensioning

表1 样车的主要参数

Tab.1 Primary parameters of prototype

| 参数         | 数值     | 参数                          | 数值   |
|------------|--------|-----------------------------|------|
| 整车质量/kg    | 48 000 | 履带中心距/m                     | 2.99 |
| 每侧负重轮数     | 6      | 履带接地长度/m                    | 4.8  |
| 负重轮直径/mm   | 750    | 履带板总块数                      | 172  |
| 平衡肘转动半径/mm | 250    | 悬挂刚度/(kN·m <sup>-1</sup> )  | 302  |
| 主动轮直径/mm   | 636    | 悬挂阻尼/(kNs·m <sup>-1</sup> ) | 12   |
| 诱导轮直径/mm   | 524    |                             |      |

### 2.2 理论计算模型验证

通过对诱导轮及履带张紧力装置的受力分析,得到了式(8)所示的诱导轮周围履带张紧力的理论计算模型。相比于该理论计算模型,由2.1节建立的履带车辆多体动力学虚拟样机模型考虑了履带板的结构、履带与主动轮的啮合以及履带板与履带板之间的碰撞冲击等因素,更加接近实际情况<sup>[21]</sup>。使用多体动力学仿真结果与理论计算模型结果对比分析,验证其正确性。在计算理论模型结果时,可由

RecurDyn输出 $\theta_r, \theta_{ia}, \theta_1, \theta_2$ 和 $\omega_r$ 等参数的数值,代入到式(8)中,则可实时得到反馈张紧力的理论计算值。在计算多体动力学仿真结果时,可利用RecurDyn中的结果分析模块进行数据提取和分析,在仿真结束后提取诱导轮周围任意相邻履带板之间的衬套力,得到张紧力的仿真值。

#### 2.2.1 车辆静止工况

车辆启动前,应设置一定的履带预紧力张紧履带。根据理论模型可知,不同的液压驱动力将导致不同的履带预张力。为了验证在履带车辆静止工况下理论计算模型的正确性,笔者分别选择20,30,40,50和60 kN的液压驱动力,使车辆在平坦路面上一直保持静止状态,直至履带环的张紧力达到稳定状态。静止工况下理论与仿真对比如表2所示。

表2 静止工况下理论与仿真对比

Tab.2 Comparison of theory and simulation under static conditions

| 液压驱动力/<br>kN | 理论计算结果/<br>kN | 仿真结果/<br>kN | 误差/<br>% |
|--------------|---------------|-------------|----------|
| 20           | 17.12         | 17.70       | 3.20     |
| 30           | 24.35         | 25.11       | 3.02     |
| 40           | 31.46         | 32.54       | 3.31     |
| 50           | 38.56         | 39.70       | 2.87     |
| 60           | 45.14         | 46.25       | 2.40     |

由表2可知,静态工况下,履带张紧力的理论计算值与RecurDyn仿真结果基本一致,所有偏差均在4%以内,且理论计算结果略小于仿真结果,这主要是因为前者在计算过程中并没有考虑履带重力及各个部件之间的摩擦等因素对张紧力的影响。在静止工况下,由于履带车辆没有速度,可直接忽略履带与各部分之间的碰撞冲击以及履带板在履带环旋转段所受离心力的影响,所以理论计算结果与仿真结果的值较为接近。

#### 2.2.2 车辆越野工况

为了证明该理论计算模型的正确性,笔者选择了较为平坦的C级路面以及以碎石路面为参考的E级路面,采用Matlab软件构造路面不平度曲线,并导入到RecurDyn中。履带车辆从0加速至57 km/h,然后以恒定速度行驶,8~20 s为匀速行驶阶段。

图5,6分别为C级和E级路面理论与仿真对比情况。在整个过程中,由RecurDyn模型输出计算理论模型张紧力所需要的变量,能够实时计算出诱导轮周围的履带张紧力。可以看出,理论和仿真张紧力变化趋势相似,在某一时间段内存在一定的误差或者时间的滞后,但对模拟车辆真实的履带张紧力状态影响较小。

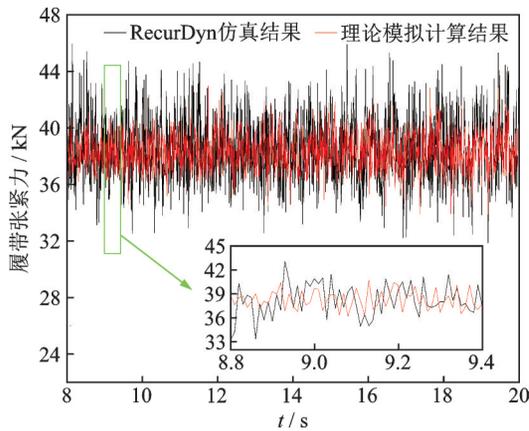


图 5 C级路面理论与仿真对比情况

Fig.5 Comparison of theory and simulation under C-level pavement conditions

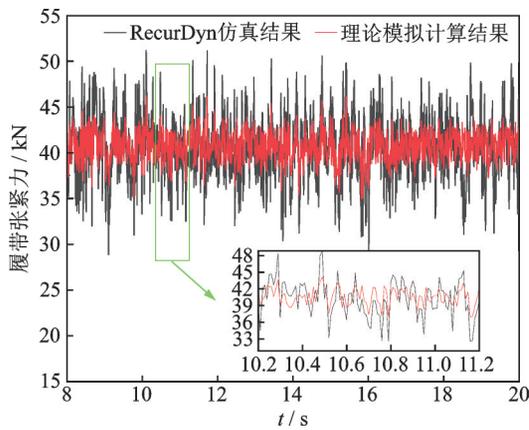


图 6 E级路面理论与仿真对比情况

Fig.6 Comparison of theory and simulation under E-level pavement conditions

越野工况下履带张紧力理论与仿真对比如表 3 所示。可以发现,仿真结果与理论模拟结果存在一定偏差,这主要是因为多体动力学模型考虑了履带板结构、履带与主动轮之间的啮合多边形效应、履带与托带轮、负重轮之间的接触以及履带板与履带板之间的非线性等因素,所以张紧力仿真结果波动范围会略大于理论模型计算结果。不过从张紧力均方

表 3 越野工况下履带张紧力理论与仿真对比

Tab.3 Comparison of theory and simulation under off-road conditions

| 名称               | 参数  | 路面等级   |        |
|------------------|-----|--------|--------|
|                  |     | C级     | E级     |
| 张紧力理论<br>计算结果/kN | 最大值 | 42.972 | 46.171 |
|                  | 最小值 | 33.906 | 34.931 |
|                  | 均方根 | 38.581 | 40.718 |
| 张紧力仿真<br>结果/kN   | 最大值 | 45.936 | 51.162 |
|                  | 最小值 | 31.872 | 28.867 |
|                  | 均方根 | 38.317 | 40.685 |
| 均方根误差/%          |     | 0.689  | 0.081  |

根结果来看,两者变化趋势相似,误差在 1% 以内。  
通过对上述 2 种工况仿真结果的比较,说明所提出的理论模型计算方法能够反映诱导轮周围履带张力的变化,验证了理论模型计算公式的有效性。

### 3 履带张紧力控制策略及仿真

履带车辆,尤其是军用履带车辆经常需要在极端恶劣的工况下行驶<sup>[22]</sup>。由于履带、车轮和地面之间的接触和碰撞,其履带张紧力变化很大。履带预紧力通常在车辆启动前通过移动引导轮的位置进行调整,然后锁定张紧器,诱导轮相对于底盘固定,这限制了履带张紧器调节履带张紧力的能力。理想的履带动态张紧控制系统应能在所有行驶条件下保持履带相对稳定的动态张紧力,并尽可能使其在相对较小的范围内变化。适当调整履带张紧力并保持其稳定性有助于提高履带寿命周期、可靠性和可维护性,并能降低整个履带环的功率损耗。本研究基于模糊 PID 控制策略,实现履带张紧力调节控制。

#### 3.1 基于模糊PID的履带张紧力控制策略设计

传统 PID 结构简单,控制方便,但控制参数固定,缺少自适应能力。车辆行驶过程中两侧履带张紧力是时变的,所以传统 PID 控制器无法满足张紧系统实时保持履带张紧力相对稳定的要求,而模糊控制对非线性系统具有良好的控制作用,自适应能力强,将两者结合构成模糊 PID 复合控制,可有效改善系统静、动态性能。

履带张紧力自适应控制系统如图 7 所示。其中: $e_T$ 为实时履带张紧力和参考张紧力之差; $\Delta K_p$ 和 $\Delta K_I$ 分别为履带张紧力调节 PID 控制器的比例系数和积分系数修正量; $F$ 为车辆机械系统所需要的履带张紧器调节量; $\theta_r, \theta_{in}, \theta_1, \theta_2$ 和 $\omega_i$ 为履带张紧力理论计算模型所需要的参数变量。模糊 PID 控制器利用模糊逻辑算法,根据一定的模糊规则对 PID 参数进行实时优化,达到较为理想的控制效果。将实时履带张紧力和参考履带张紧力进行比较,根据偏差及其变化率进行模糊推理,得到参数  $P$  和  $I$  的修正量,然后得到履带张紧力补偿量,进而达到实时调节履带张紧力的功能。根据履带张紧力的偏差和偏差变化率,对模糊 PID 参数  $K_p$  和  $K_I$  的自整定规则如下:

1) 在履带张紧力与参考张紧力偏差较大时,为了缩短系统响应时间,避免出现超调,应使  $K_p$  取大值,  $K_I$  取值为 0; 当偏差较小时,为了进一步减小偏

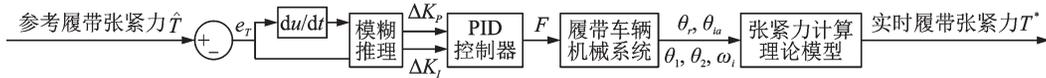


图 7 履带张紧力自适应控制系统框图

Fig.7 Block diagram of adaptive control system for track tension

差,并防止出现超调和稳定性变差,要减小  $K_p$  值,  $K_i$  取较小值;当偏差很小时,为进一步消除静差,防止超调,并保证张紧力尽快稳定,  $K_p$  取值要继续减小,  $K_i$  取值保持不变或稍微取大。

2) 当履带张紧力与参考张紧力的偏差及偏差的变化率为同号时,说明当前履带张紧力与参考履带张紧力的差值越来越大,为了尽快消除张紧力偏差,  $K_p$  值应取最大;当张紧力偏差与偏差的变化率为异号时,  $K_p$  值应随着偏差的减小而逐渐减小。

根据上述 PID 参数的作用,分别给出比例系数和积分系数修正量模糊控制表,如表 4,5 所示。其中: NB, NM, NS, Z, PS, PM 及 PB 分别表示变量的模糊状态为负大、负中、负小、零、正小、正中及正大。

表 4 比例系数修正量模糊控制表

Tab.4 Proportional coefficient correction table for fuzzy control

| $e_T$ | $de_T/dt$ |    |    |    |    |    |    |
|-------|-----------|----|----|----|----|----|----|
|       | NB        | NM | NS | Z  | PS | PM | PB |
| NB    | NB        | NB | NM | NM | NS | Z  | Z  |
| NM    | NB        | NB | NM | NS | NS | Z  | Z  |
| NS    | NB        | NM | NS | NS | Z  | PS | PS |
| Z     | NM        | NM | NS | Z  | PS | PM | PM |
| PS    | NM        | NS | Z  | PS | PS | PM | PB |
| PM    | Z         | Z  | PS | PS | PM | PB | PB |
| PB    | Z         | Z  | PS | PM | PM | PB | PB |

表 5 积分系数修正量模糊控制表

Tab.5 Integral coefficient correction table for fuzzy control

| $e_T$ | $de_T/dt$ |    |    |    |    |    |    |
|-------|-----------|----|----|----|----|----|----|
|       | NB        | NM | NS | Z  | PS | PM | PB |
| NB    | PB        | PB | PB | PB | PB | PB | PB |
| NM    | PB        | PB | PB | PS | PS | PS | PS |
| NS    | PB        | PS | PS | Z  | NS | NS | NB |
| Z     | PB        | PS | Z  | Z  | Z  | PS | PB |
| PS    | NB        | NS | NS | Z  | PB | PB | PB |
| PM    | Z         | PS | PS | PS | PB | PB | PB |
| PB    | PB        | PB | PB | PB | PB | PB | PB |

履带车辆在高速行驶过程中,履带张紧力发生急剧变化。为了使履带车辆在行驶条件下保持相对稳定的履带动态张紧力,并尽可能使其保持相对较小的变化范围,应使参考履带张紧力和实时履带张紧力之差趋于 0,即尽快消除履带张紧力的偏差。

### 3.2 履带张紧力控制系统仿真模型

利用 Matlab /Simulink 软件建立基于模糊 PID 的履带张紧力控制模型,并与多体动力学软件 RecurDyn 软件通过 Co-simulation 建立联合仿真模型,对车辆直线行驶过程进行仿真,并与履带张紧器锁定方式进行对比分析。Matlab 与 RecurDyn 联合仿真模型如图 8 所示。

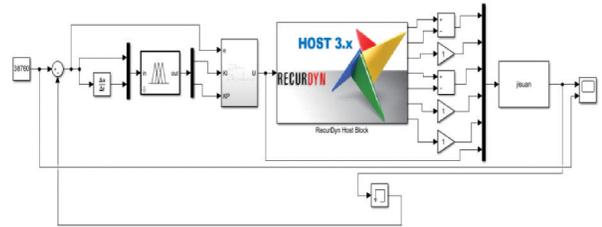


图 8 Matlab 与 RecurDyn 联合仿真模型

Fig.8 Matlab and RecurDyn joint simulation model

### 3.3 仿真结果分析

本研究利用履带张紧力控制系统使履带环的张紧力始终保持在车重的 8% 范围内。车辆从静止状态开始,在 5~8 s 内从 0 加速至 38 km/h,然后在 E 级道路上以恒定速度行驶。图 9 为模糊 PID 控制下实时履带张紧力和参考履带张紧力对比结果。由图可知:履带车辆在越野过程中,履带张紧力在普通 PI 控制下存在较大的波动;基于模糊 PID 算法相比于普通 PI 算法,不仅可以较快达到履带张紧力预设值,而且履带实时张紧力值更加接近于预设值。所以笔者设计的履带张紧力控制系统可以使履带张紧

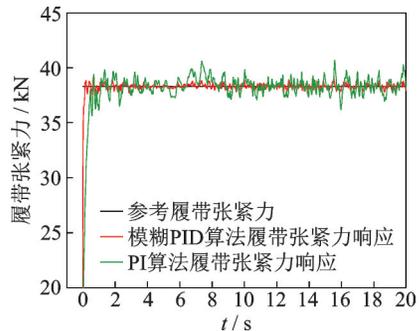


图 9 模糊 PID 控制下实时履带张紧力和参考履带张紧力对比结果

Fig.9 Comparison of real-time track tension and reference track tension under fuzzy PID controller

力在所行驶条件下保持相对稳定的动态张紧力,并使其尽可能在相对较小的范围内波动,证明了该控制系统的有效性。

接地段履带的张紧力幅值及波动将会直接影响各个负重轮轴承摩擦功耗的波动及整个履带环周长的变化。在越野条件下,接地段履带张紧力变化越剧烈,则履带周长发生变化越频繁。履带被反复拉伸,影响其橡胶衬套元件的使用寿命。接地段履带动态张紧力如图 10 所示,可以看出在模糊 PID 的控制下,能够有效降低接地段履带动态张紧力的幅值及波动范围。接地段动态张紧力在不同模式下的均方根值分别如下:模糊 PID 时为 46.213 kN;诱导轮固定时为 67.577 kN。可以看出,模糊 PID 控制使动态张紧力均方根值降低了 31.8%,履带动态张紧力的减少可有效提高履带的使用寿命<sup>[23]</sup>。

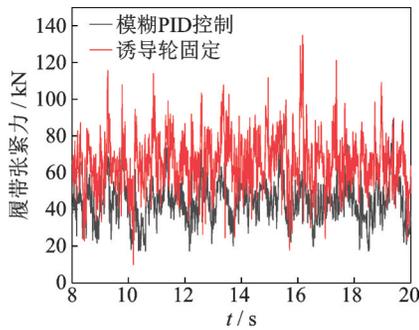


图 10 接地段履带动态张紧力

Fig.10 Dynamic tension of the track on the grounding section

履带车辆在 E 级路面以 38 km/h 行驶时,沿车辆行驶方向第 1~6 负重轮的动态垂向位移如图 11 所示。可以看出,模糊 PID 控制与诱导轮固定相比对负重轮垂向动态位移几乎没有影响,即该控制系统在降低履带张紧力的同时不会增加履带脱离负重轮的风险。

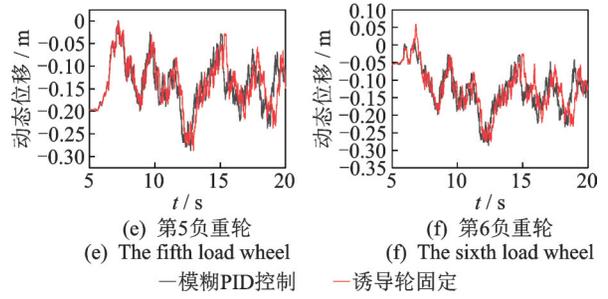
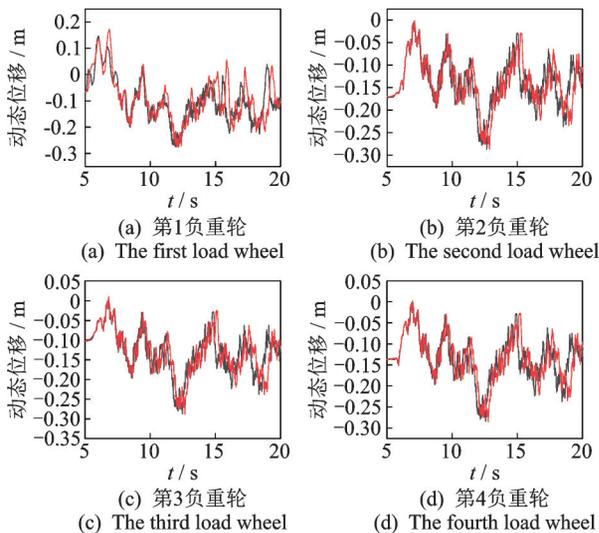


图 11 负重轮动态垂向位移

Fig.11 Dynamic vertical displacements of road wheels

履带车辆的平顺性是履带车辆行驶过程中的重要性能。车体垂直加速度和角加速度曲线如图 12 所示,车体垂直加速度频域和角加速度频域如图 13 所示。表 6 为车体位移加速度和角加速度的均方根

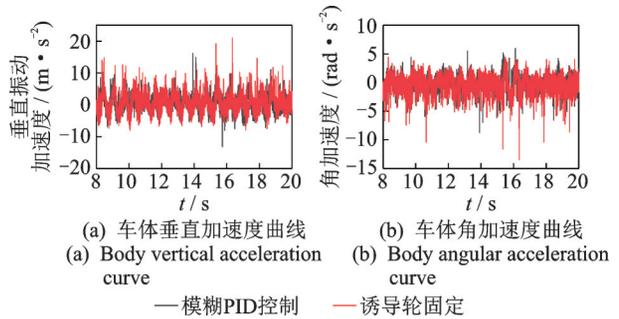
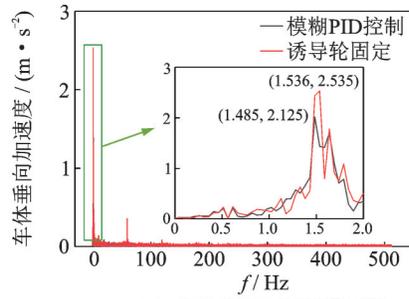


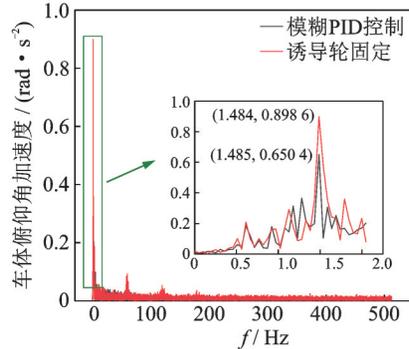
图 12 车体垂直加速度和角加速度曲线

Fig.12 Vertical acceleration and angular acceleration curve of vehicle body



(a) 车体垂直加速度频域图

(a) Frequency domain diagram of vehicle body vertical acceleration



(b) 车体角加速度频域图

(b) Frequency domain diagram of vehicle body angular acceleration

图 13 车体垂直加速度频域和角加速度频域图

Fig.13 Frequency domain diagram of vertical acceleration and angular acceleration of vehicle body

表6 车体位移加速度和角加速度的均方根和标准偏差值

Tab.6 RMS and SD values of displacement acceleration and angular acceleration of vehicle body

| 模式     | RMS                                      |  | SD                                       |  |
|--------|--|--|--|--|
|        | 垂向位移                                     | 角位移  | 垂向位移                                     | 角位移  |
|        | 加速度/<br>( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ) | 加速度/<br>( $\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$ ) | 加速度/<br>( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ) | 加速度/<br>( $\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$ ) |
| 模糊PID  | 3.108 2                                  | 1.084 7                                    | 5.263 0                                  | 1.396 9                                    |
| 诱导轮固定  | 3.619 9                                  | 1.240 1                                    | 6.691 3                                  | 1.855 4                                    |
| 降低幅度/% | 14.13                                    | 12.53                                      | 21.34                                    | 24.71                                      |

(RMS)和标准偏差(SD)值。

RMS反映车体振动加速度平均水平,SD反映其变化范围。在相同的行驶条件下,基于模糊PID履带张紧力控制系统与诱导轮固定相比,有效降低了车体振动的加速度均方根值,车体垂向位移加速度和角位移加速度分别降低14.13%和12.53%。同时,也降低了车体振动加速度的变化范围,垂向位移加速度和角位移加速度分别降低21.34%和24.71%。因此,基于履带张紧力控制系统可以改善履带车辆的平顺性。

托带轮的存在对上支段履带摆动具有一定的限制作用,但同时产生了履带与托带轮之间的垂向冲击。图14为依次沿履带车辆行驶方向第1~4托带轮所受的履带冲击载荷的变化情况。由图可以看出,与传统的诱导轮固定方式相比,在模糊PID控制系统下4个托带轮所受的履带冲击载荷均有所降低。各托带轮所受冲击载荷如表7所示,可知第1~4托带轮所受冲击载荷最大值依次降低了21.17%,33.18%,9.72%和19.58%,冲击载荷均方根值依次

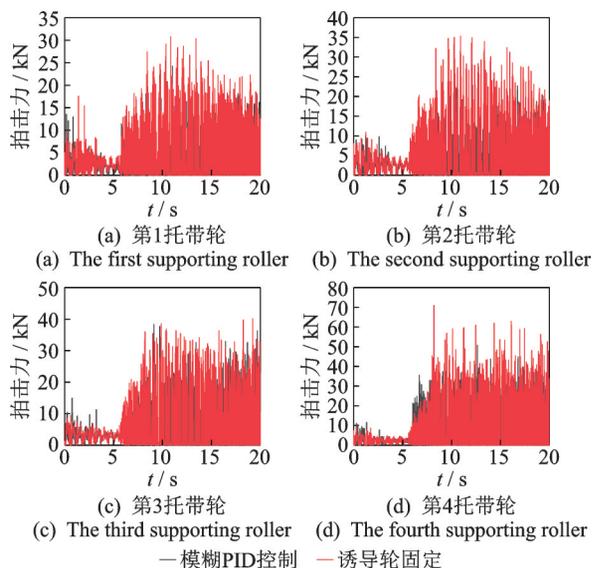


图14 托带轮所受的冲击载荷时域曲线

Fig.14 Impact loading curves on supporting rollers in time domain

表7 各托带轮所受冲击载荷数值表

Tab.7 Impact loadings values on every supporting roller

| 名称    | 参数  | 模式    |       |
|-------|-----|-------|-------|
|       |     | 模糊PID | 诱导轮固定 |
|       |     | kN    |       |
| 第1托带轮 | 最大值 | 24.20 | 30.70 |
|       | 均方根 | 3.17  | 4.88  |
| 第2托带轮 | 最大值 | 23.60 | 35.32 |
|       | 均方根 | 4.07  | 5.77  |
| 第3托带轮 | 最大值 | 36.23 | 40.13 |
|       | 均方根 | 5.72  | 6.80  |
| 第4托带轮 | 最大值 | 50.68 | 63.02 |
|       | 均方根 | 7.01  | 8.83  |

降低了35.04%,29.46%,15.88%和20.61%,改善效果明显。

## 4 结论

1) 本研究设计的履带张紧力控制系统可使履带张紧力快速稳定至履带张紧力设定值,且波动误差较小,充分证明了该控制系统的有效性。

2) 通过对比仿真结果,采用所提出的履带张紧力控制策略后,与传统的诱导轮固定方式相比,该控制系统可有效降低接地段履带动态张紧力,并且没有加剧履带脱轮风险。

3) 在该控制策略下,车体振动的加速度均方根值也有所降低,降低幅度超过14%,显著改善了车辆的平顺性。

4) 该履带张紧力控制系统在稳定履带张紧力的同时,还可降低履带对托带轮的冲击载荷,不仅减少了托带轮处焊接开裂风险,还能增加履带车辆行动系统的可靠性。

## 参 考 文 献

- [1] WONG J Y, WEI H. An investigation into the effects of initial track tension on soft ground mobility of tracked vehicles using an advanced computer simulation model [J]. Journal of Automobile Engineering, 2006, 220(6): 695-711.
- [2] MICHAEL W, AHMED K A, PARAMSOTHY J, et al. A comparative study of joint formulations: application to multibody system tracked vehicles [J]. Nonlinear Dynamics, 2013, 74(3):783-800.
- [3] ZHAO Z Y, LIU H O, CHEN H Y, et al. Kinematics-aware model predictive control for autonomous high-speed tracked vehicles under the off-road conditions[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 123: 333-350.

- [4] LIU T, HU X S. A bi-level control for energy efficiency improvement of a hybrid tracked vehicle [J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2018, 14(4):1616-1625.
- [5] PENG H, ZOU Y, HU X S, et al. Combined optimal sizing and control for a hybrid tracked vehicle[J]. Energies, 2012, 5(11):4697-4710.
- [6] WONG J Y, WEI H. Approaches to improving the mobility of military tracked vehicles on soft terrain[J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2008, 15(2/3/4):127-151.
- [7] WONG J Y, WEI H. Evaluation of the effects of design features on tracked vehicle mobility using an advanced computer simulation model [J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems 2005, 12:344-365.
- [8] TAKASHI F, EIJI I, MUNESHI M, et al. A simple rubber crawler model for studying fluctuation in crawler tension [J]. Engineering in Agriculture, Environment and Food, 2018, 11(3):122-126.
- [9] WONG J Y, WEI H. Study of detracking risks of track systems[J]. Journal of Automobile Engineering, 2006, 220(9):1235-1253.
- [10] HUH K, KIM J, HONG D. Estimation of dynamic track tension utilizing a simplified tracked vehicle model [C]//Proceedings of the 2001 American Control Conference. [S.l.]:IEEE, 2001:3335-3340.
- [11] 马星国,潘仕卫,尤小梅,等. 履带行驶系统数学模型及张紧力计算[J]. 振动与冲击, 2014, 33(3):186-190.  
MA Xingguo, PAN Shiwei, YOU Xiaomei, et al. Mathematical models for a caterpillar driving system and its tension calculation [J]. Vibration and Shock, 2014, 33(3):186-190. (in Chinese)
- [12] 黄雪涛,顾亮,朱兴高,等. 履带张紧力及其在履带环上的分布[J]. 北京理工大学学报, 2016, 36(3):226-230.  
HUANG Xuetao, GU Liang, ZHU Xinggao, et al. Track tension and its distribution on track link [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2016, 36(3):226-230. (in Chinese)
- [13] 黄雪涛,顾亮,吕唯唯,等. 履带张紧力及其影响因素分析[J]. 兵工学报, 2014, 35(7):1110-1118.  
HUANG Xuetao, GU Liang, LÜ Weiwei, et al. Track tension and its influencing factors [J]. Acta Armamentarii, 2014, 35(7):1110-1118. (in Chinese)
- [14] MICHAEL K. Structural design of tension units for tracked vehicles, especially construction machines under the aspect of safety requirements [J]. Journal of Terramechanics, 1997, 34(3):155-163.
- [15] MATEJ J. Terrain-adaptive auxiliary track tensioning system for tracked vehicles [J]. Journal of Computation and Nonlinear Dynamcis, 2013, 8(3):031013.
- [16] ARKADIUSZ M, TOMASZ C, WOJCIECH K, et al. Numerical simulation of active track tensioning system for autonomous hybrid vehicle [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 89:108-118.
- [17] 张铁民,张衡超,陈辉,等. 电动轮式畜禽巡检车负载驱动试验及分析[J]. 振动、测试与诊断, 2019, 39(5):967-972.  
ZHANG Tiemin, ZHANG Hengchao, CHEN Hui, et al. Quantitative evaluation index extraction of transmission gear rattle performance [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(5):967-972. (in Chinese)
- [18] 李文华,刘娇,柴博. 节能液压泵模糊PID控制系统研究与仿真[J]. 控制工程, 2017, 24(7):1347-1351.  
LI Wenhua, LIU Jiao, CHAI Bo. Research and simulation of energy efficient fuzzy PID control system for hydraulic pump stations [J]. Control Engineering of China, 2017, 24(7):1347-1351. (in Chinese)
- [19] ZHOU Y K. Research on self-tracking car based on fuzzy-PID control algorithm [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2022, 2170(1):012012.
- [20] RAMI A, AL J. Hybrid fuzzy-PID closed loop to regulate quadcopter system [J]. International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, 2021, 10(9):469-477.
- [21] QIN Y C, WEI C F, TANG X L. A novel nonlinear road profile classification approach for controllable suspension system: simulation and experimental validation [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 125:79-98.
- [22] ZHAO Z Y, LIU H O, CHEN H Y, et al. Kinematics-aware model predictive control for autonomous high-speed tracked vehicles under the off-road conditions [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 123:333-350.
- [23] WANG P X, RUI X T, YU H L. Study on dynamic track tension control for high-speed tracked vehicles [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 132:277-292.



**第一作者简介:**陈兵,男,1976年4月生,博士、副教授。主要研究方向为履带车辆系统结构设计及仿真研究。曾发表《Comparative experimental and numerical study on energy consumption of track-pin rubber bushing for high-speed tracked vehicles》(《Journal of Automobile Engineering》2019, Vol. 233, No.13)等论文。  
E-mail:bingchen9803@ustb.edu.cn