DOI: 10.3901/JME.2019.24.137

履带车辆传动机构实现转向再生功率传递的构型特征研究*

高明飞^{1,2} 胡纪滨² 李学良² 孙钦鹏²

(1. 西安航空学院车辆工程学院 西安 710077;
2. 北京理工大学车辆传动国家重点实验室 北京 100081)

摘要: 对于电驱动履带车辆传动机构, 基于双独立式方案的中间功率耦合行星传动机构可以实现转向再生功率的高效传递。针对由两个行星排组成的功率耦合机构, 研究了能实现转向再生功率传递的构型特征。为了进行一般性的研究, 提出一种新的行星传动的图论模型, 这种模型使得构件的属性能用其特征参数表达。对于具有两个运动自由度的功率耦合机构, 其拓扑结构只有一种类型。根据输入和输出的构件的选择, 可以分为两个子类。针对这两类构型进行理论分析, 得出了实现转向再生功率传递的参数特征。根据参数特征, 可以得到实际构型。仿真结果与理论分析吻合。分析方法可以进一步用来分析由多个行星排组成的功率耦合机构, 为履带车辆传动机构的构型设计提供理论依据。

关键词: 履带车辆; 功率耦合机构; 传动; 转向再生功率

中图分类号: TH112

Study on the Characteristics of Configuration for the Transmission of Tracked Vehicles to Achieve the Transfer of Steering Regenerative Power

GAO Mingfei^{1,2} HU Jibin² LI Xueliang² SUN Qinpeng²

(1. School of Vehicle Engineering, Xi'an Aeronautical University, Xi'an 710077;
2. Science and Technology on Vehicular Transmission Laboratory,
Beijing Institute of Technology, Beijing 100081)

Abstract: For the transmissions of tracked vehicles, the power coupled planetary mechanism can achieve the transfer of steering regenerative power. In this paper, the configuration characteristics of the power coupling mechanism composed of two planetary gear trains that can realize the steering regenerative power transfer are studied. In order to carry out general research, this paper presents a new graph theory model to represent planetary transmission, which makes it possible to represent the properties of the component with its characteristic parameters. For the power coupling mechanism with two kinematic degrees of freedom, the topology contains only one type. According to the selection of the input and output components, the configurations can be divided into two sub-types. Based on the analysis of the two sub-types, the characteristics of the parameters to achieve the transfer of the steering regenerative power are presented. According to the analysis results, the actual configurations are obtained. The simulation results are consistent with the theoretical analysis.

Key words: tracked vehicles; power coupling mechanism; transmission; steering regenerative power

0 前言

与传统的机械传动相比, 电传动具有很多优点: 例如无级变速、灵活布置、高加速性能、无级转向性能、缓速制动等。电传动技术已经成为履带车辆

重要的发展方向之一^[1]。针对电驱动履带车辆传动方案设计, 国内外开展了许多研究工作, 目前主要的传动方案构型有四种^[2], 双侧电机独立驱动式、零差速式电驱动、横轴式电力机械传动和电动机械混合双流式。零差速式和双侧电机独立驱动是最常用的类型。

众所周知, 履带车辆的转向是通过改变两侧履带的速度产生速度差实现, 即速差转向。高速侧和低速侧履带在转向过程中, 阻力会发生变化。当相

* 国家自然科学基金(U1564210)和西安航空学院校级科研基金(2019KY0212)资助项目。20181223 收到初稿, 20190321 收到修改稿

对转向半径较小时,转向阻力大于行驶阻力,转向再生功率产生。在这种情况下,低速侧履带吸收功率。图1给出了某履带车辆在典型路面工况下高速侧和低速侧履带功率随着相对转向半径的变化趋势。其中,横坐标采用对数坐标。在功率计算中,车速按照不同相对转向半径下不发生侧滑的极限速度,同时不超过最大车速来确定。从图中可以看出,当相对转向半径较小时,高速侧履带需要提供较大的输出功率,而低速侧履带吸收转向再生功率。

图1 履带车辆输出功率

如果低速侧履带吸收的功率能够通过机械路传递给高速侧履带,那么就可以降低对高速侧电机的功率要求,就相当于减少电机的体积和重量。

对于零差速式传动机构,通过布置独立的直驶电机及转向电机以实现直驶和转向功能。同时,这种构型能高效传递转向时低速侧履带的转向再生功率,但结构较为复杂^[3]。双侧电机独立式驱动电机布置灵活,但是由于两侧电机独立驱动两侧输出,因此电机的输出功率较大。为解决转向时低速侧履带的再生回流功率的传递,在双侧电机独立驱动形式的基础上发展了双侧电机中间功率耦合机构^[4-5],通过增加一个四端口的二自由度行星功率耦合机构,分别连接两侧电机与两侧履带输出,转向时低速侧履带转向再生功率可通过机械路传递路径传递到高速侧履带。图2为独立式驱动和带功率耦合机构的传动构型结构图^[2]。

(a) 双侧电机独立式驱动方案

(b) 双侧电机中间功率耦合方案

图2 传动机构

为了便于分析,作以下约定:对于电机,如果作为电动机,即输出功率,则功率为正;反之作为发电机,吸收功率,则功率为负。对于两输出端,输出功率为正,吸收功率为负。显然,如果不考虑功率损失,输出功率和输入功率满足式(1)

$$P_{E1} + P_{E2} = P_{o1} + P_{o2} \quad (1)$$

式中, P_{E1} 和 P_{E2} 为电机的输出(入)功率, P_{o1} 和 P_{o2} 为两侧履带所需的输出(入)功率。如果转向再生功率能从低速侧履带传递到高速侧履带,则对电机的设计功率要求会降低,两台电机的输出功率之差小于两输出端的功率之差,则

$$|P_{E1} - P_{E2}| < |P_{o1} - P_{o2}| \quad (2)$$

因此,式(2)可以作为判定转向再生功率是否能被传递的条件。如果考虑功率损失,且电机到履带的传递效率为 η , 则式(2)可以被化为

$$\eta \cdot |P'_{E1} - P'_{E2}| < |P_{o1} - P_{o2}| \quad (3)$$

式中, P'_{E1} 、 P'_{E2} 是考虑功率损失情况下电机的实际输出(入)功率。

功率耦合机构通常由若干行星排组成,通过固定连接形成。因此,对于履带车辆的传动机构设计,一个关键的问题是,为了实现转向再生功率的传递,功率耦合机构的构型具有什么特征。本文针对两个行星排组成的功率耦合机构进行研究。

1 图论模型

首先,提出一种新的图论模型表示传动机构。单行星排包含三个主要的元件,太阳轮、行星架和齿圈。三个元件在运动学上和静力学有

$$\omega_s + k \cdot \omega_r - (1+k) \cdot \omega_c = 0 \quad (4)$$

$$T_s : T_r : T_c = 1 : k : -(1+k) \quad (5)$$

式中, ω 表示转速,下标 s、r、c 分别表示太阳轮、齿圈、行星架。 k 表示行星排特征参数, $k = \pm \frac{z_r}{z_s}$ 。

各类型行星排 k 值如图 3 所示。为了简化表示, 引入行星排特征参数矢量的概念

$$\alpha = (\alpha_s \ \alpha_r \ \alpha_c)^T$$

式中, $\alpha_s = 1, \alpha_r = k, \alpha_c = -1 - k$, 设行星排的三个元件的转速和转矩矢量分别为下面形式

$$T = (T_s \ T_r \ T_c)^T$$

$$\omega = (\omega_s \ \omega_r \ \omega_c)^T$$

图 3 行星排

图 4a、4b 分别表示内外啮合的单星排的结构简图及其对应的图论模型。每个行星排都可以表示为由一个白点和三个灰点组成的星图。其中白点表示抽象的行星排, 三个灰点表示行星排的三个主要的元件。

图 4 行星排及图表示

这种表示方法的优点在于, 三个元件在拓扑结构上是等价的, 每个元件由其对应的特征参数确定其属性。

如果两个元件被固定连接在一起, 那么这两个元件作为一个整体进行运动, 因此从图论的角度来看, 可以被当作一个点。因此, 相应的图表示为合并两个点为一个点。

图 5 固定连接

2 实现转向再生功率传递的构型研究

由于履带车辆通过速差转向的方式完成转

向, 根据履带车辆行驶力学可知, 为了实现速差转向, 传动系统两侧输出在运动学上必须独立。因此传动系统的自由度为 2。对于行星传动机构, 两行星排组成的机构通过两次固定连接得到机构的运动自由度为 2。因此, 其构型的图表示为图 6 所示的形式。这个构型包含四个构件(元件): C_1, C_2, C_3, C_4 。

图 6 构型拓扑结构

从对称性的角度, 输入和输出有两种选择方案。第一种方案是输入构件选择 C_1, C_2 , 输出构件选择 C_3, C_4 。第二种方案是输入构件选择 C_3, C_4 , 输出构件选择 C_1, C_2 。

从对称的角度, 假设两行星排的特征参数相同, 即 $k_1 = k_2 = k$ 。对于两个行星排, 三个元件对应的特征参数分别用 x_1, x_2, x_3 表示。为了方便进一步讨论, 也用这三个参数代表行星排的三个元件, 即 $x_1, x_2, x_3 \in \{s, r, c\}$ 。考虑到对称性, 可以取 $C_1 = C_2 = x_3$, 进而, C_3 和 C_4 有两种构型

$$\begin{cases} \text{构型一: } C_3 = \{x_1, x_1\}, C_4 = \{x_2, x_2\} \\ \text{构型二: } C_3 = \{x_1, x_2\}, C_4 = \{x_2, x_1\} \end{cases}$$

对于构型一, 根据转速和转矩关系分析, 容易得到 C_1 和 C_2 的转速相同, C_3 和 C_4 的转矩相同。在这种情况下, 如果选择 C_1 和 C_2 作为输出构件, 两侧履带的运动速度相同, 不能实现速差转向。如果选择 C_3 和 C_4 作为输出构件, 两侧履带受到的驱动力相同, 不能满足速差转向时两侧履带所受的地面阻力要求。因此, 合理的构型只能取第二种。

对第二种构型, 根据输入输出的选择, 可以分为两类。下面将分别研究这两类构型实现转向再生功率高效传递的参数条件。根据参数条件以及行星排三元件的特征参数, 得到合理的行星排之间的固定连接方案。

3.1 构型一

图 7 为第一类构型。根据行星排的转速和转矩约束方程, 可以得到输入输出转速关系为

$$\begin{pmatrix} \omega_{i1} \\ \omega_{i2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{x_1}{x_3} & -\frac{x_2}{x_3} \\ -\frac{x_2}{x_3} & -\frac{x_1}{x_3} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \omega_{o1} \\ \omega_{o2} \end{pmatrix} \quad (6)$$

图 7 构型一

输入输出转矩关系如下

$$\begin{pmatrix} T_{i1} \\ T_{i2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{x_1 \cdot x_3}{x_1^2 - x_2^2} & -\frac{x_2 \cdot x_3}{x_1^2 - x_2^2} \\ -\frac{x_2 \cdot x_3}{x_1^2 - x_2^2} & \frac{x_1 \cdot x_3}{x_1^2 - x_2^2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_{o1} \\ T_{o2} \end{pmatrix} \quad (7)$$

直驶时, 两侧输出端的转速相同, 设为 ω_0 ; 输出端的转矩为 T_0 。转向时, 低速侧输出转速降低 $\Delta\omega$, 高速侧输出转速增加 $\Delta\omega$, 则

$$\begin{cases} \omega_{o1} = \omega_0 - \Delta\omega \\ \omega_{o2} = \omega_0 + \Delta\omega \end{cases} \quad (8)$$

同时, 低速侧输出转矩降低 ΔT_1 , 高速侧输出转矩增加 ΔT_2 。根据履带车辆的行驶力学^[4], $\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T$, 则

$$\begin{cases} T_{o1} = T_0 - \Delta T \\ T_{o2} = T_0 + \Delta T \end{cases} \quad (9)$$

根据转速约束方程, 两台电机的转速变化量分别为

$$\begin{cases} \Delta\omega_{i1} = -\left|\frac{x_1 - x_2}{x_3}\right| \cdot \Delta\omega = -\alpha \cdot \Delta\omega \\ \Delta\omega_{i2} = \left|\frac{x_1 - x_2}{x_3}\right| \cdot \Delta\omega = \alpha \cdot \Delta\omega \end{cases} \quad (10)$$

根据转矩约束方程, 两台电机的转矩变化量分别为

$$\begin{cases} \Delta T_{i1} = -\left|\frac{x_3}{x_1 - x_2}\right| \cdot \Delta T = -\frac{1}{\alpha} \cdot \Delta T \\ \Delta T_{i2} = \left|\frac{x_3}{x_1 - x_2}\right| \cdot \Delta T = \frac{1}{\alpha} \cdot \Delta T \end{cases} \quad (11)$$

$$\alpha = \left|\frac{x_1 - x_2}{x_3}\right| \quad (12)$$

转向时, 两输出端功率变化

$$\begin{cases} \Delta P_{o1} = -T_0 \cdot \Delta\omega - \omega_0 \cdot \Delta T + \Delta\omega \cdot \Delta T \\ \Delta P_{o2} = T_0 \cdot \Delta\omega + \omega_0 \cdot \Delta T + \Delta\omega \cdot \Delta T \end{cases} \quad (13)$$

电机功率变化

$$\begin{cases} \Delta P_{i1} = -T_0 \cdot \Delta\omega - \omega_0 \cdot \Delta T + \omega_0 \cdot \Delta T = - \\ \alpha \cdot T_0 \cdot \Delta\omega - \frac{1}{\alpha} \cdot \omega_0 \cdot \Delta T + \Delta\omega \cdot \Delta T \\ \Delta P_{i2} = T_0 \cdot \Delta\omega + \omega_0 \cdot \Delta T + \Delta\omega \cdot \Delta T = \\ \alpha \cdot T_0 \cdot \Delta\omega + \frac{1}{\alpha} \cdot \omega_0 \cdot \Delta T + \Delta\omega \cdot \Delta T \end{cases} \quad (14)$$

内外侧履带输出功率差

$$\Delta P_o = |\Delta P_{o2} - \Delta P_{o1}| = 2 \cdot (T_0 \cdot \Delta\omega + \omega_0 \cdot \Delta T) \quad (15)$$

两台输入电机的功率差

$$\Delta P_i = 2 \cdot \left(\alpha \cdot T_0 \cdot \Delta\omega + \frac{1}{\alpha} \cdot \omega_0 \cdot \Delta T \right) \quad (16)$$

根据转向再生功率实现条件, 应当满足下面条件

$$\alpha \cdot T_0 \cdot \Delta\omega + \frac{1}{\alpha} \cdot \omega_0 \cdot \Delta T < T_0 \cdot \Delta\omega + \omega_0 \cdot \Delta T \quad (17)$$

$$\alpha \cdot \frac{\Delta\omega}{\omega_0} + \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\Delta T}{T_0} < \frac{\Delta\omega}{\omega_0} + \frac{\Delta T}{T_0} \quad (18)$$

根据履带车辆的行驶力学^[4], 转向阻力远大于直驶阻力, 即 $\Delta T \gg T_0$, 因此, 有

$$\frac{\Delta T}{T_0} \gg 1 \quad (19)$$

同时, 产生转向再生功率时的相对转向半径大于 0.5, 小于相对自由转向半径。因此, 有

$$\frac{\Delta\omega}{\omega_0} < 1 \quad (20)$$

$$\frac{\Delta T}{T_0} \gg \frac{\Delta\omega}{\omega_0} \quad (21)$$

为了进一步讨论, 构造一个辅助函数

$$f(\alpha) = \alpha \cdot \frac{\Delta\omega}{\omega_0} + \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\Delta T}{T_0} - \frac{\Delta\omega}{\omega_0} - \frac{\Delta T}{T_0} \quad (22)$$

因此, 如果要想实现转向再生功率的传递, 应当满足的条件可以转化为下面形式

$$f(\alpha) < 0 \quad (23)$$

如果 $\alpha = 1$, 则有

$$f(\alpha) = 0 \quad (24)$$

现在, 对函数 $f(\alpha)$ 求导, 可得

$$f'(\alpha) = \frac{\Delta\omega}{\omega_0} - \frac{1}{\alpha^2} \cdot \frac{\Delta T}{T_0} \quad (25)$$

显然, 当 $0 < \alpha < 1$ 时, $f'(\alpha) < 0$ 。这意味着函数 $f(\alpha)$ 在区间 $[0, 1]$ 之间单调递减。因此, 有

$$f(\alpha) > 0 \quad (26)$$

这表明, 转向再生功率不能被传递。因此, 为了实

现转向再生功率的传递，应当有

$$\alpha > 1 \quad (27)$$

对于行星排，三个参数满足

$$x_1 + x_2 + x_3 = 0 \quad (28)$$

$$|x_1 + x_2| = |x_3| \quad (29)$$

因此，当 $x_1 \cdot x_2 < 0$ 时， $\alpha > 1$ 。对于普通行星排，为了满足这个条件，只有当 x_3 为太阳轮或者齿圈时才成立。即 $x_3 = 1$ 或者 $x_3 = k$ 。

图 8a、8b 是 x_3 分别为太阳轮和齿圈的方案。需要注意的是，实际的传动机构在功率耦合机构和电机以及和输出之间通常还有变速机构，但是变速机构并不会影响对转向再生功率的传递，因此，方案图中没有表示出来。

图 8 传动方案

另外，对于采用非普通排的功率耦合机构，由于其三个元件的特征参数关系和普通行星排不同，因此在实现转向再生功率的构型特征也会有所不同，但是仍然要满足式(27)。

3.2 构型二

图 9 为第二类构型。根据行星排的转速和转矩约束方程，可以得到输入输出转速关系为

$$\begin{pmatrix} \omega_{i1} \\ \omega_{i2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{x_1 \cdot x_3}{x_1^2 - x_2^2} & \frac{x_2 \cdot x_3}{x_1^2 - x_2^2} \\ \frac{x_2 \cdot x_3}{x_1^2 - x_2^2} & -\frac{x_1 \cdot x_3}{x_1^2 - x_2^2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \omega_{o1} \\ \omega_{o2} \end{pmatrix} \quad (30)$$

图 9 构型二

输入输出转矩关系如下

$$\begin{pmatrix} T_{i1} \\ T_{i2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{x_1}{x_3} & \frac{x_2}{x_3} \\ \frac{x_2}{x_3} & \frac{x_1}{x_3} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_{o1} \\ T_{o2} \end{pmatrix} \quad (31)$$

同理，根据转速约束方程，两台电机的转速变化量分别为

$$\begin{aligned} \Delta\omega_{i1} &= -\left| \frac{x_3}{x_1 - x_2} \right| \cdot \Delta\omega = -\beta \cdot \Delta\omega \\ \Delta\omega_{i2} &= \left| \frac{x_3}{x_1 - x_2} \right| \cdot \Delta\omega = \beta \cdot \Delta\omega \end{aligned} \quad (32)$$

根据转矩约束方程，两台电机的转矩变化量分别为

$$\begin{aligned} \Delta T_{i1} &= -\left| \frac{x_1 - x_2}{x_3} \right| \cdot \Delta T = -\frac{1}{\beta} \cdot \Delta T \\ \Delta T_{i2} &= \left| \frac{x_1 - x_2}{x_3} \right| \cdot \Delta T = \frac{1}{\beta} \cdot \Delta T \end{aligned} \quad (33)$$

$$\beta = \left| \frac{x_3}{x_1 - x_2} \right| \quad (34)$$

和构型一类似的分析，根据转向再生功率实现条件，有

$$\beta \cdot T_o \cdot \Delta\omega + \frac{1}{\beta} \cdot \omega_o \cdot \Delta T < T_o \cdot \Delta\omega + \omega_o \cdot \Delta T \quad (35)$$

或者为

$$\beta \cdot \frac{\Delta\omega}{\omega_o} + \frac{1}{\beta} \cdot \frac{\Delta T}{T_o} < \frac{\Delta\omega}{\omega_o} + \frac{\Delta T}{T_o} \quad (36)$$

和构型一相类似的分析，为了实现转向再生功率的传递，应当有

$$\beta > 1 \quad (37)$$

根据式(28)、(29)，不难看出，当 $x_1 \cdot x_2 > 0$ 时， $\beta > 1$ 。为了满足这个条件，只有当 x_1 和 x_2 分别为太阳轮和齿圈时才成立。因此， x_3 必须为行星架，即 $x_3 = -1 - k$ 。图 10 是 x_3 为行星架的方案。

图 10 传动方案

3 仿真分析

为了验证本文的分析的结果,对几种构型方案进行计算机仿真分析。其中,行星排的特征参数值取为 2.5。车的质量、滚动阻力系数、转向阻力系数、履带中心距等参数如表 1 所示。

表 1 履带车辆模型参数

参数	值
车的质量/kg	45 000
履带中心距/m	2.71
履带接地长度/m	4.472
滚动阻力系数	0.05
最大转向阻力系数	0.6
最大车速/(km/h)	70

在功率计算中,车速按照不同相对转向半径下不发生侧滑的极限速度^[3],同时不超过最大车速来确定如图 11 所示。两输入电机分别用 A 和 B 表示。为了能更清楚地显示相对转向半径较小时的功率变化情况,横坐标采用对数坐标。

图 11 相对转向半径-极限速度图

首先针对第一类构型进行仿真分析。图 12a、12b、12c 分别是当 x_3 为太阳轮、齿圈和行星架的仿

真结果。图 12a、12b 的结果表明传动机构能够实现转向再生功率的传递。图 12c 的结果表明传动机构不能实现转向再生功率的传递。仿真结果与理论分析的结论吻合。

图 12 构型一的三种方案仿真结果

对于第二类构型,也可以进行相同的仿真分析。图 13a、图 13b 和图 13c 分别是当 x_3 为太阳轮、齿圈和行星架的仿真结果。图 13a 和图 13b 的结果表明传动机构不能实现转向再生功率的传递。图 13c 的结果表明传动机构能够实现转向再生功率的传递。仿真结果与理论分析的结论吻合。

图 13 构型二的三种方案仿真结果

从三种能实现转向再生功率传递的构型的仿真结果来看,图 12a 显示的转向再生功率传递的效率最高,相应的方案如图 8a 所示。因此,从转向再生功率传递的角度看,这个构型最优。

5 结论

(1) 本文基于履带车辆的行驶力学特性研究了实现转向再生功率传递的构型特征。针对的构型为两行星排,采用分析的方法给出了两种类型的构型

判定特征。方法也可以被应用于多行星排功率耦合机构的分析。

(2) 本文的研究方法是基于一个新的行星传动机构的图论表示,无需事先指定每个元件的物理属性。实际的方案是基于所得到的一般性结论,结合行星排特征参数获得。因此,本文的方法具有一般性,可以用来分析用其他类型行星排(例如双星排)组成的功率耦合机构。

(3) 对于理论分析结果,进行了仿真分析,得到的结果和理论分析结果一致。

参 考 文 献

- [1] 孙逢春. 装甲履带车辆混合动力电传动技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008.
SUN Fengchun. Hybrid electric drive technology of tracked vehicle[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2008.
- [2] 颜南明, 马晓军, 臧克茂. 履带装甲车辆电传动技术初探[J]. 兵工学报, 2004, 25(5): 619-623.
YAN Nanming, MA Xiaojun, ZANG Kemao. Electric drive system in armored tracked vehicle[J]. Acta Armamentarii, 2004, 25(5): 619-623.
- [3] 廖自力, 马晓军, 臧克茂, 等. 履带装甲车辆电传动方案比较分析[J]. 兵工学报, 2006, 27(4): 583-586.
LIAO Zili, MA Xiaojun, ZANG Kemao, et al. Analysis of electric drive system projects in tracked armored vehicle[J]. Acta Armamentarii, 2006, 27(4): 583-586.
- [4] 闫清东, 张连第. 坦克构造与设计(下)[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2007.
YAN Qingdong, ZHANG Liandi. The structure and design of tank[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2007.
- [5] 盖江涛, 黄守道, 周广明, 等. 双侧电机驱动的功率耦合机构传动方案设计方案[J]. 中国机械工程, 2014, 25(13): 1739-1743.
GAI Jiangtao, HUANG Shoudao, ZHOU Guangming, et al. Design method of power coupling mechanism scheme for double side motors coupling drive transmission[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(13): 1739-1743.
- [6] 韩政达, 毛明, 马晓枫, 等. 履带车辆机电复合传动耦合机构数学特征的研究[J]. 车辆与动力技术, 2012, 125(1): 1-2.
HAN Zhengda, MAO Ming, MA Xiaofeng, et al. Research no mathematical characteristics of coupling mechanism for electro-mechanical transmission tracked vehicle[J]. Vehicle and Power Technology, 2012, 125(1): 1-2.
- [7] 李宏才, 闫清东, 宋卫群, 等. 实现履带车辆转向功率

- 机械循环的电传动方案研究[J]. 机械设计, 2011, 28(3): 60-64.
- LI Hongcai, YAN Qingdong, SONG Weiqun, et al. Research on electric transmission program of steering power mechanical recycle of tracklayer[J]. Journal of Mechanical Design, 2011, 28(3): 60-64.
- [8] ROBERT W T. Drive configuration for skid steering vehicles: USA, US2010/0184550 A1[P]. 2010-07-22.
- [9] ROBERT W T. Electric drive transmission: USA, US7686726 B2[P]. 2010-03-30.
- [10] 彭增雄, 胡纪滨, 苑士华. 双电机耦合型履带车辆机电复合传动装置: 中国, CN103507857[P]. 2014-01-15.
- PENG Zengxiong, HU Jibin, YUAN Shihua. Drive transmission with double coupling electric-motors for tracked vehicle: China, CN103507857[P]. 2014-01-15.
- [11] BUCHSBAUM F, REUDENSTEIN F. Synthesis of kinematic structure of geared kinematic chain and other mechanisms[J]. Journal of Mechanisms, 1970, 5(3): 357-392.
-
- 作者简介: 高明飞(通信作者), 男, 1974 年出生, 博士。主要研究方向为车辆传动机构拓扑综合。
E-mail: gaomingfei@bit.edu.cn; gaomingfei@xaau.edu.cn