

交错轴摩擦轮传动原理及其在移动小车运动分析中的应用

姜松¹ 陈琦莹¹ 冯侃² 陈章耀² 刘维¹ 姜奕奕¹

(1. 江苏大学食品与生物工程学院, 镇江 212013; 2. 江苏大学土木工程与力学学院, 镇江 212013)

摘要: 分析了交错轴摩擦轮机构传动的基本原理, 解析了交错轴摩擦轮机构特例——轮地交错轴摩擦轮传动动力学参数的理论关系和设计计算方法, 建立了摩擦轮轴向移动方向的判定方法, 并利用 ADAMS 对不同加载条件下轮地交错轴摩擦轮传动关系模型进行了仿真; 在此基础上, 应用轮地交错轴摩擦轮传动原理分析了基于 Mecanum 轮的全方位移动小车的运动关系。研究表明, 轮地交错轴摩擦轮传动动力学参数的理论设计计算方法准确, 传动有效时, 摩擦轮与地接触点的静摩擦力与轮轴线的夹角取决于所加载的载荷, 接触点静摩擦力与所加载荷能自适应平衡, 摩擦轮轮心的移动速度和沿轮轴向移动速度及支撑轴驱动速度之间的关系不受外载的影响, 摩擦轮轮心速度及其沿支撑轴的移动速度与其支撑轴的移动速度之间构成直角三角形关系, 摩擦轮的两个速度分别是支撑轴移动速度的余弦和正弦; Mecanum 轮的腰鼓形辇子与地面形成的传动关系属于交错轴摩擦轮传动, 运用轮地交错轴摩擦轮传动的运动关系理论分析 Mecanum 轮全方位移动小车的运动可行。

关键词: 交错轴摩擦轮传动; 全方位移动小车; 轮地系统; Mecanum 轮; 轴向运动

中图分类号: TH132; TP242 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2020)04-0394-09

OSID:



Mechanism of Wheel – Ground Crossed Friction Wheel Drive and Application in Motion Analysis of Omni-directional Mobile Car

JIANG Song¹ CHEN Qiyi¹ FENG Kan² CHEN Zhangyao² LIU Wei¹ JIANG Yiyi¹

(1. School of Food and Biological Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. Faculty of Civil Engineering and Mechanics, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: Aiming to clarify the transmission relationship of the crossed friction wheel mechanism and apply it to the motion analysis of the Mecanum wheeled omni-directional mobile car, the transmission principle was theoretically analyzed through motion analysis and force analysis. The theoretical relationship and the design calculation method of dynamic parameters of a special case of the crossed friction drive about wheel – ground crossed friction wheel drive were analyzed. The method for judging the axial movement direction of the driven transmission member was constructed. The ADAMS was used to simulate the transmission model of crossed friction wheel under different loading conditions. On this basis, the motion principle of the omni-directional mobile car based on the Mecanum wheel was analyzed by using the mechanism of the crossed friction wheel transmission. The research result showed that the theoretical analysis of the transmission relationship was correct. When the transmission was effective, the angle between the static friction force of the contact point and the axis of the wheel was depended on the applied load value. The static friction of the contact point and the applied load could be adaptively balanced. The relationship between the moving speed of the wheel center and the axial moving speed along the shaft and the driving speed of the supporting shaft was not affected by the external load. These three speeds formed a right-angled triangle relationship, and the two speeds of the friction wheel were the cosine and sine of the driving speed. The transmission relationship between the ground and the small rollers of the Mecanum wheel belonged to the crossed friction wheel drive. It was feasible to analyze the omni-directional mobile car by using theoretical movement relationship of the crossed friction wheel. It provided an intuitive and concise theoretical method for the analysis of the omni-directional mobile car based on Mecanum wheel, and also provided a theoretical basis for the application design and analysis of the crossed friction wheel drive.

Key words: crossed friction wheel drive; omni-directional mobile car; wheel – ground system; Mecanum wheel; axial motion

收稿日期: 2019-11-07 修回日期: 2019-12-10

基金项目: 国家自然科学基金项目(51575243)和江苏省优势学科建设工程项目

作者简介: 姜松(1963—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事农产品力学特性及加工装备研究, E-mail: jszhl@ujs.edu.cn

0 引言

交错轴摩擦轮传动是与平行轴、相交轴摩擦轮传动并列的一种形式,类似于交错轴斜齿轮传动(又称螺旋齿轮传动),运动传递形式类似于螺旋传动,一般情况下主动轮作定轴旋转运动,从动轮作螺旋运动。该传动机构可实现回转运动与直线运动的可逆转换^[1-2]、轴向运动速度和位移任意调节及远距离输送^[1-6]、驱动力在一定范围内任意调节^[3,5]、传动件的结构形式多样化^[1-2,6-13]、利用闭环控制系统高精度定位^[12]等,并具有过载自保护能力,效率高、磨损小、寿命长、成本低、结构和制造工艺简单等,已广泛应用于机械加工、输送、微进给及微调领域。在理论研究方面,对交错轴摩擦轮传动的解析尚不完整,未形成系统的传动分析和设计理论,仅在机械设计手册的摩擦轮分类中给出了一种双曲面轮摩擦机构和螺旋摩擦轮传动机构的示意图^[14-15],而在机械设计相关教材中未提及。在实际应用方面,袁传大等^[2]在分析柴油机调速系统的光轴与斜置轴承之间的传动时,将其称为“光轴螺旋传动”,并认为光轴螺旋传动是螺旋传动形式之一;陈粤^[9]对引进的冰箱发泡线上夹具输送小车的驱动部分所用的斜轮与光轴摩擦传动的机构称为“斜轮-光轴摩擦传动机构”;MIZUMOTO等^[16-18]提出了基于“Twist-roller friction drive”的超精密机床和测量机的定位系统;罗兵^[19]将“Twist-roller friction drive”译成“扭轮摩擦传动”。这些应用研究都是直观地命名这类传动机构,未探讨其传动的本质共性。另外,基于 Mecanum 轮的全方位移动小车,均采用矩阵变换法和矢量分析法构建运动学模型、解析小车运动参数^[20-23],未明确 Mecanum 轮上腰鼓形辊子与地面之间的传动关系。

本文从理论上解析交错轴摩擦轮传动基本原理,阐明从动件与主动件之间的运动关系,建立从动件螺旋运动参数的理论设计计算方法;同时解析交错轴摩擦轮传动机构特例——轮地交错轴摩擦轮传动的摩擦轮动力学参数的理论关系,建立摩擦轮轴向移动方向的判定方法,利用 ADAMS 对轮地交错轴摩擦轮传动关系模型进行仿真分析,探讨摩擦轮上不同加载方式对传动关系的影响。在此基础上,运用轮地交错轴摩擦轮传动原理分析基于 Mecanum 轮的四驱动轮全方位移动小车的运动关系。

1 交错轴摩擦轮传动基本原理

1.1 结构和组成

交错轴摩擦轮传动组成及结构关系示意图如

图1所示,其由主动摩擦轮和从动摩擦轮及机架等组成,主动摩擦轮和从动摩擦轮支撑轴轴线之间的夹角为 φ ,称为偏置角。当主动摩擦轮旋转时,从动摩擦轮在两轮接触点摩擦力的作用下作旋转运动和直线运动,即螺旋运动。

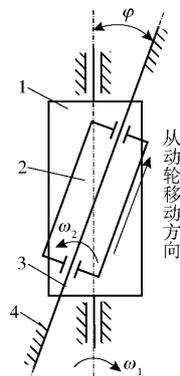


图1 交错轴摩擦轮传动机构示意图

Fig. 1 Schematic of crossed friction wheel drive mechanism

1. 主动摩擦轮 2. 从动摩擦轮 3. 支撑轴 4. 机架

1.2 基本原理

假设将图1中主动摩擦轮表面展开成平面,相当于从动摩擦轮压在一块能移动的平板上,摩擦轮支撑轴轴线与平板移动方向的垂直方向呈 φ 。当平板以图2所示方向以速度 v_0 运动一段时间,摩擦轮轮心从 O 点移到 O' 点^[9,24]。

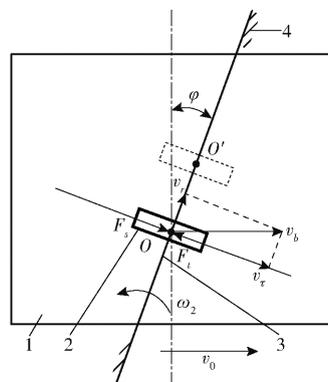


图2 交错轴摩擦传动运动与力分析示意图

Fig. 2 Diagram of motion and force analysis of crossed friction wheel drive

1. 平板 2. 摩擦轮 3. 支撑轴 4. 机架

1.2.1 摩擦轮的受力分析

假设摩擦轮与平板之间是纯滚动,且摩擦轮与其支撑轴之间无摩擦仅形成转动副关系。以摩擦轮为受力分析对象(仅分析运动平面及其平行平面内),摩擦轮仅仅受到其支撑轴作用的推力 F_t 和平板作用的静摩擦力 F_s ,是二力平衡,而支撑轴对摩擦轮的作用力(推力 F_t)垂直于轮支撑轴轴线,因而平板作用于轮的摩擦力 F_s 也垂直于轮支撑轴轴线。因此,摩擦轮与平板接触点的摩擦力 F_s 垂直于轮支

撑轴轴线。由于轮作滚动,接触点摩擦力 F_s 是非常小的静摩擦力(图2)。

1.2.2 摩擦轮速度分析

假设摩擦轮与平板之间是纯滚动,当平板以速度 v_0 运动时,摩擦轮与平板接触点的线速度 v_b 与 v_0 的大小、方向均相同。将摩擦轮接触点的线速度 v_b 沿摩擦轮轴线方向和垂直方向分解为速度 v_r 、 v_τ (图2),其中 v_r 使摩擦轮产生绕支撑轴的转动, v_τ 使轮产生沿支撑轴的移动,计算式为

$$v_r = v_b \sin\varphi = v_0 \sin\varphi \quad (1)$$

$$v_\tau = v_b \cos\varphi = v_0 \cos\varphi \quad (2)$$

当 $\varphi = 0^\circ$ 时, $v_r = 0$, $v_\tau = v_0$, 相当于平行轴摩擦轮传动,摩擦轮仅作转动;当 $\varphi = 90^\circ$ 时, $v_r = v_0$, $v_\tau = 0$, 相当于摩擦轮与摩擦条传动,摩擦轮仅作移动(平动);当 $0^\circ < \varphi < 90^\circ$ 时, $v_r \neq 0$, $v_\tau \neq 0$, 为交错轴摩擦轮传动,摩擦轮作螺旋运动。

1.2.3 摩擦轮的位移分析

根据相对运动原理,假设平板静止,摩擦轮支撑轴以 v_0 速度移动。由于摩擦轮作螺旋运动, OO' 之间的连线(螺旋线的展开)为摩擦轮在平板上的轨迹, OO' 沿水平方向移动的距离即为时间 t 内平板移动距离 $v_0 t$, 如图3所示,由式(1)可知,摩擦轮在平板移动时沿其轴线方向的移动距离为

$$S = v_0 t \sin\varphi \quad (3)$$

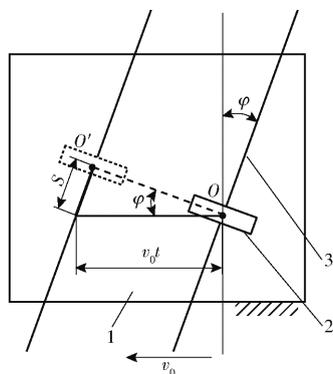


图3 从动轮轴向位移分析示意图

Fig. 3 Analysis diagram of axial displacement about driven wheel

1. 平板 2. 摩擦轮 3. 支撑轴

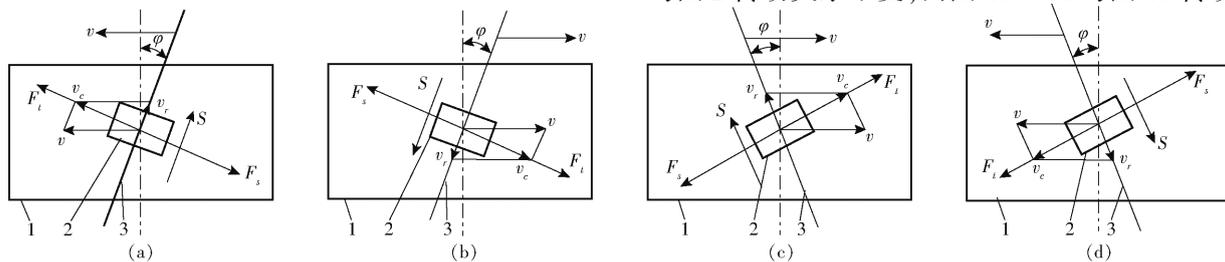


图4 摩擦轮与地面传动关系

Fig. 4 Transmission relationships between wheel and ground

1. 地面 2. 摩擦轮 3. 支撑轴

若将平板的首尾相接成为一个圆柱,即为摩擦轮传动的主动轮, v_0 是摩擦轮外圆的圆周线速度,图2中摩擦轮即为摩擦轮传动的从动轮,两者组成一般交错轴摩擦轮传动机构(图1)。该机构传动的参数关系同上,用式(3)计算从动摩擦轮沿自身支撑轴移动的位移。

交错轴摩擦轮传动机构的从动摩擦轮沿其轴线的移动距离关系也可以表达为

$$S = v_0 t \sin\varphi = \pi d n t \sin\varphi / 60$$

式中 d ——主动摩擦轮直径, mm

n ——主动摩擦轮转速, r/min

当主动摩擦轮每转一周,从动摩擦轮沿其轴线的移动距离为

$$S_z = \pi d \sin\varphi \quad (4)$$

由式(4)可知,从动摩擦轮的移动距离相当于螺旋传动中的导程(螺距),因此交错轴摩擦轮(辊)传动中从动摩擦轮的移动距离计算与螺旋传动类似。文献[15]在摩擦轮分类中将其称之为螺旋摩擦轮传动,但从传动原理和轴线相对位置关系看,参照齿轮传动的分类方法,故应称之为交错轴摩擦轮传动。

1.3 从动轮移动方向的确定

图1中从动摩擦轮移动方向为从动轮沿自身支撑轴轴线的移动方向,其与两轮接触点线速度方向之间夹角为 $90^\circ - \varphi$ 。

2 交错轴摩擦轮传动特例——轮地传动

当图2中移动的平板静止(相当于地面),而摩擦轮的支撑轴以速度 v 移动,支撑轴相对其移动速度 v 的垂直方向偏置 φ 时,摩擦轮与地面构成交错轴摩擦轮传动特殊情况——轮地传动,如图4所示。轮地交错轴摩擦轮传动形式和传动关系与图1等价。

2.1 传动形式

由于摩擦轮支撑轴移动速度垂直方向与摩擦轮轴线之间偏置方位的不同,摩擦轮与地面形成4种传动形式,如图4所示。根据相对运动原理,图4a与图2传动关系不变,而图4b~4d与图4a传动关

系一样,仅仅是支撑轴偏置方位和移动速度方向的不同。

2.2 动力学参数理论分析

2.2.1 摩擦轮的摩擦力分析

与1.2.1节同理,摩擦轮与地面接触点的摩擦力 F_s 垂直于其支撑轴轴线,且与支撑轴的推力 F_i 平衡,如图4所示。

2.2.2 摩擦轮的运动分析

如图4所示,假设摩擦轮与地面之间是纯滚动,由点的运动合成原理,摩擦轮轮心(动点)绝对速度 v_c 是由(动系)支撑轴移动速度 v (牵连速度)和摩擦轮相对于支撑轴的相对速度 v_r 合成,其中 v_c 使摩擦轮产生绕支撑轴的转动(也是摩擦轮轮心移动的绝对速度), v_r 使摩擦轮产生沿支撑轴移动的速度,它们与支撑轴移动速度 v 的关系为

$$v_c = v \cos \varphi \tag{5}$$

$$v_r = v \sin \varphi \tag{6}$$

$$\omega_c = v \cos \varphi / r \tag{7}$$

式中 ω_c ——摩擦轮转动角速度,rad/s

r ——摩擦轮半径,mm

2.2.3 摩擦轮的位移分析

由速度分析或1.2.3节可知,摩擦轮沿支撑轴的位移为

$$S = v t \sin \varphi$$

其他位移同理可得。

2.2.4 摩擦轮移动方向与支撑轴运动方向的关系

由图4可知,摩擦轮沿支撑轴移动方向与支撑轴移动速度方向的夹角为 $90^\circ + \varphi$,即摩擦轮沿支撑轴移动(速度或位移)的方向与支撑轴移动速度方向之间的夹角为钝角。

2.2.5 摩擦轮驱动能力分析

摩擦轮的驱动能力分析分摩擦轮轴向承载能力和周向承载能力及轴向和周向同时承载能力3种情况,其受力分析如图5所示(仅分析运动平面及其平行平面内)。由2.2.1节可知,摩擦轮无外载驱动时摩擦轮仅受支撑轴的推力 F_i 和接触点静摩擦力 F_s 作用,二力平衡,且静摩擦力 F_s 很小,因而支撑轴的推力 F_i 也很小。

(1) 轴向承载能力

当轴向承载为 F 时,摩擦轮受力如图5a所示,由于摩擦轮受力平衡(摩擦轮作匀速螺旋运动),摩擦轮接触点产生2个静摩擦分力分别与支撑轴的推力 F_i 和轴向承载 F 平衡,即沿支撑轴轴线方向摩擦分力 F_{sr} 和垂直于支撑轴轴线方向摩擦分力 F_{st} 。由于垂直于支撑轴轴线方向摩擦分力 F_{st} 很小(滚动时静摩擦力很小),轴向承载 F 越

大,摩擦轮接触点总摩擦力 F_s 越接近支撑轴轴线方向。

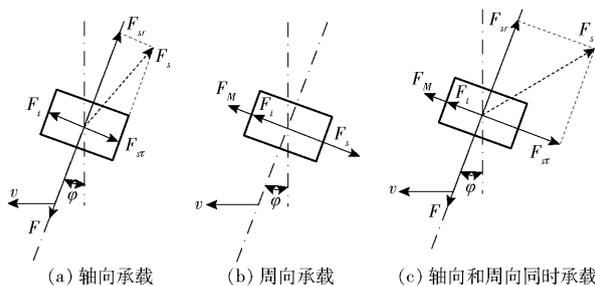


图5 摩擦轮承载时的受力分析

Fig. 5 Force analysis of friction wheel under load

(2) 周向承载能力

当周向承载为 F_M (由转矩等效转换而成,转矩 M 除以摩擦轮半径 r) 时,摩擦轮受力如图5b所示,由于摩擦轮受力平衡(摩擦轮作匀速螺旋运动),摩擦轮接触点产生静摩擦力 F_s 与支撑轴的推力 F_i 和周向承载 F_M 平衡,静摩擦力 F_s 垂直于支撑轴轴线方向。

(3) 轴向和周向同时承载能力

当轴向和周向同时承载时,摩擦轮受力如图5c所示,由于摩擦轮作匀速螺旋运动,摩擦轮接触点产生2个静摩擦分力分别与支撑轴的推力 F_i 和周向承载 F_M 及轴向承载 F 平衡,即沿支撑轴轴线方向摩擦分力 F_{sr} 与轴向承载 F 平衡,垂直于支撑轴轴线方向摩擦分力 F_{st} 与支撑轴的推力 F_i 和周向承载 F_M 平衡。摩擦轮接触点总摩擦力 F_s 与支撑轴轴线方向的夹角为 $\arctan((F_M + F_i)/F)$,支撑轴推力 F_i 一般很小,当远小于周向承载 F_M 时,夹角可以简化为 $\arctan(F_M/F)$ 。

由以上分析可知,摩擦轮的驱动能力取决于静摩擦力,而静摩擦力取决于静摩擦因数和摩擦轮与地面的压紧力。为确保有效传动,理论上总承载(驱动力)应小于最大静摩擦力,实际设计时应小于滑动摩擦力。

2.3 动力学参数仿真验证

2.3.1 仿真试验模型建立

(1) 构件模型建立

利用 ADAMS/View 模块,建立平板、支撑轴和摩擦轮3构件模型。将平板设成长度为1000 mm、宽度为500 mm、厚度为10 mm的长方体,支撑轴设置成长度为300 mm、半径 r_0 为2.49 mm、质量为0.05 kg的圆柱体,摩擦轮设置成轮宽为60 mm、半径 r 为20 mm、质量为20 kg的圆柱体,并利用三维建模中的布尔差集运算在摩擦轮中心设置半径为2.5 mm的圆柱孔,设构件材质为钢。轮偏置角 φ 为 30° ,将支撑轴和摩擦轮与平板构成图6所示的关系。

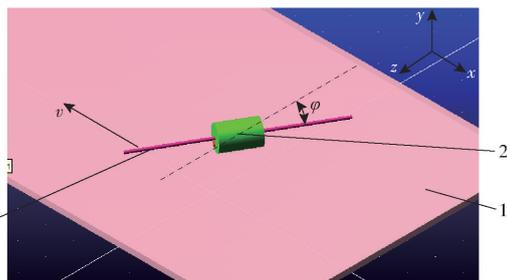


图6 轮地交错轴摩擦轮传动仿真三维模型

Fig. 6 Simulated three-dimensional model of wheel-ground crossed friction wheel drive

1. 平板 2. 摩擦轮 3. 支撑轴

(2) 约束和驱动设置

将平板与地面之间的约束设置成固定副,支撑轴与摩擦轮的组合设置成沿 x 轴方向的移动副。在支撑轴的移动副上添加驱动(即支撑轴移动速度 v),其方向沿 x 轴负方向,驱动函数设置为 $\text{step}(\text{time}, 0, 0, 1, 20)$,即支撑轴移动速度 v 在 $0 \sim 1$ s 内从 0 加速到 20 mm/s ,1 s 后以 20 mm/s 匀速沿 x 轴负方向移动。

(3) 接触参数设置

设置摩擦轮和平板、摩擦轮和支撑轴之间为基于碰撞函数的接触算法,接触参数如表 1 所示。

(4) 仿真时间设置

仿真时间为 10 s ,仿真步数为 1000 。

表 1 仿真模型参数设置

Tab. 1 Parameter setting of simulation model

参数	摩擦轮与平板	摩擦轮与支撑轴
刚度 $K/(\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$	1×10^5	150
弹性力指数 e	1.65	1.65
最大阻尼系数 $c_{\max}/$ ($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{mm}^{-1}$)	250	2
切入深度 g/mm	0.1	0.1
静摩擦因数 μ_s	0.30	
动摩擦因数 μ_d	0.25	
静滑移速度 $v_s/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	0.1	
动滑移速度 $v_d/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	10	

(5) 摩擦轮动力学参数测试

在无外加载荷和有外加载荷时,测试计算摩擦轮接触点摩擦力及其方向、摩擦轮轮心速度及其方向、摩擦轮角速度以及摩擦轮轮心沿支撑轴轴线方向移动相对速度。外加载荷方式:加轴向载荷分别为 $30, 45, 50, 55 \text{ N}$,加周向载荷分别为 $900, 1000, 1100 \text{ N} \cdot \text{mm}$,同时加轴向和周向载荷分别为 30 N 和 $600 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。分析计算时段为稳定传动的 $1 \sim 10 \text{ s}$ 。

2.3.2 仿真结果与分析

由表 2 可知,当摩擦轮不加轴向和周向载荷时,摩擦轮滚动摩擦力很小,为 0.322 N ,且垂直于支撑轴;轮心绝对速度 v_c 和轮心沿轴移动相对速度 v_r 以及轮绕支撑轴转动角速度 ω_c 仿真值与理论值一致;

表 2 不同加载仿真结果

Tab. 2 Simulation results under different loads

参数	不加载	外加载荷						理论值
		30 N	45 N	50 N	900 N·mm	1000 N·mm	30 N+600 N·mm	
静摩擦力 F_s/N	0.322 ± 0.203	29.99 ± 0.35	44.96 ± 0.77	50.47 ± 0.87	46.07 ± 0.51	51.15 ± 0.41	42.63 ± 0.29	
静摩擦力与支撑轴夹角/ $(^\circ)$	90.10 ± 1.9	-0.40 ± 0.67	0.06 ± 1.50	0.15 ± 1.24	90.00 ± 0.01	90.00 ± 0.01	45.32 ± 0.35	$90(0,45)$
轮心绝对速度 $v_c/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$	17.32 ± 0.13	17.34 ± 0.32	17.27 ± 0.21	20.45 ± 0.10	17.31 ± 0.18	17.33 ± 0.12	17.31 ± 0.12	$17.32(20)$
轮心绝对速度 v_c 与支撑轴 夹角/ $(^\circ)$	90.50 ± 0.87	89.50 ± 0.94	89.94 ± 1.50	57.50 ± 1.14	90.00 ± 0.01	90.00 ± 0.01	89.27 ± 0.65	$90(60)$
轮心沿轴移动相对速度 $v_r/$ ($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$)	10.00 ± 0.07	9.86 ± 0.33	9.97 ± 0.12	1.04 ± 0.46	9.99 ± 0.11	10.01 ± 0.07	9.77 ± 0.21	$10(0)$
轮绕支撑轴转动角速度 $\omega_c/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	0.87 ± 0.01	0.87 ± 0.02	0.87 ± 0.02	0.86 ± 0.02	0.87 ± 0.01	0.87 ± 0.01	0.87 ± 0.01	0.87

摩擦轮作匀速螺旋运动。

当所加轴向载荷 ($30, 45 \text{ N}$) 小于滑动摩擦力 49.2 N (由 2.3.1 节建模参数计算而得) 时,静摩擦力与所加载荷基本相等,静摩擦力基本沿支撑轴轴向方向且与所加载荷平衡,摩擦轮速度关系与不加载荷时一致;当所加轴向载荷 (50 N) 略大于滑动摩擦力时,静摩擦力 F_s 与所加载荷基本相等,静摩擦力 F_s 基本上沿支撑轴轴向方向且与所加载荷平衡,摩擦轮轮心绝对速度 v_c 与支撑轴移动速度 v 基本相等,摩擦轮轮心沿轴移动相对速度 v_r 为 1.04 mm/s ,已接

近理论值 0 ,即摩擦轮从螺旋运动转变成平面运动,相当于摩擦轮轴向运动受限;当所加轴向载荷 (55 N) 大于滑动摩擦力时,交错轴摩擦轮传动失效,摩擦轮作加速运动。

当所加周向载荷 ($900 \text{ N} \cdot \text{mm}$) 小于滑动摩擦力产生的力矩 ($984 \text{ N} \cdot \text{mm}$) 时,静摩擦力产生的力矩与所加载荷基本相等,摩擦轮速度关系与不加载荷时一致;当所加周向载荷 ($1000 \text{ N} \cdot \text{mm}$) 略大于滑动摩擦力产生的力矩时,静摩擦力产生的力矩与所加载荷基本相等,静摩擦力沿支撑轴轴向方向且与所加

载荷平衡,摩擦轮速度关系与不加载荷时一致,但处于临界,因当所加周向载荷(1 100 N·mm)大于滑动摩擦力产生的力矩时,交错轴摩擦轮传动失效,摩擦轮作加速运动。

当同时加载轴向和周向载荷(30 N + 600 N·mm)时,摩擦轮接触点静摩擦力与所加轴向载荷和周向载荷合力平衡,摩擦轮接触点静摩擦力与支撑轴轴线方向夹角为 45.32°;摩擦轮速度关系与不加载荷时一致。

不同加载时的仿真结果与理论分析一致。因此,轮地交错轴摩擦轮传动中,当有外加载荷小于滑动摩擦力(摩擦轮作纯滚动,实现有效传动)时,轮地接触点静摩擦力与轮轴线夹角取决于所加的载荷,仅加轴向载荷时摩擦力基本上接近沿摩擦轮轴线方向,仅加周向(转矩)载荷时摩擦力基本上接近垂直于轮轴线方向,同时加轴向和周向(转矩)载荷时摩擦力与轮轴线夹角取决于所加的载荷比。接触点静摩擦力与外加载荷能自适应平衡。摩擦轮作螺旋运动,摩擦轮轮心移动的绝对速度 v_c 和沿轮轴向移动相对速度 v_r 及支撑轴移动速度 v 之间的关系不受外载的影响。

3 全方位移动小车运动分析

3.1 全方位移动小车

Mecanum 轮如图 7 所示^[25],主要由轮毂和安装在轮毂上且与轮毂轴线呈一定角度的无动力腰鼓形辊子组成,辊子轴线和轮毂轴线夹角一般为 45°^[20-21,26-27]。



图 7 Mecanum 轮

Fig. 7 Mecanum wheel

1. 轮毂 2. 腰鼓形辊子 3. 支撑轴

基于 Mecanum 轮的全方位移动小车最常见为四轮驱动组合形式,在四轮驱动组合形式中图 8 所示结构布局形式最合理,4 个轮子上接触地面一侧偏置的鼓形辊子形成“内八字”(4 个轮子上方的偏置的鼓形辊子形成“外八字”)。驱动时 4 个轮的转速和转动方向根据小车的运动方向确定,图 8 组合系统不仅能实现全方位运动,且驱动性能较好,是最优结构布局^[21]。

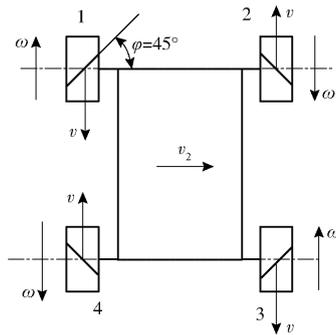


图 8 全方位移动小车

Fig. 8 All-round mobile car

3.2 Mecanum 轮与地面之间的传动关系

如图 8 所示,以轮 1、3 为例,当 Mecanum 轮与地面形成传动关系时,Mecanum 轮作为主动轮作旋转运动,轮毂上的腰鼓形辊子交替与地面接触形成摩擦传动。与地面接触时,腰鼓形辊子支撑轴中心点随轮毂转动的圆周线速度 v 的垂直方向与辊子轴线的夹角(即偏置角)为 φ (一般 45°),其关系与图 4c 或图 4d 传动关系形式一致;同理,轮 2、4 与图 4a 或图 4d 传动关系形式一致;腰鼓形辊子与地面接触时形成的传动关系符合交错轴摩擦轮传动关系,此时腰鼓形辊子与其支撑轴相当于图 4 中的摩擦轮和支撑轴。因此,腰鼓形辊子随轮毂转动与地面接触时,腰鼓形辊子不仅绕自身轴线(支撑轴)发生转动,同时产生沿辊子轴线(支撑轴)方向的移动(即腰鼓辊子作螺旋运动形式的纯滚动),其中在左右和前后运动时还伴随着腰鼓辊子运动形式变换。由于腰鼓形辊子支撑轴被轮毂约束,因而转换为整个 Mecanum 轮的移动,而 Mecanum 轮与车架联接,其移动即为小车移动。随着腰鼓形辊子交替与地面接触使整个轮子形成连续的运动(即小车运动)。当小车的 4 个轮子按一定规律驱动时可实现小车左右、前后、旋转和斜向全方位运动。

3.3 小车运动分析

对于 4 个 Mecanum 轮的全向移动小车,每个(组)Mecanum 轮上与地面接触的腰鼓形辊子的运动转换为小车的运动,即小车运动(前后、左右、斜向和旋转)是由 4 个 Mecanum 轮上的腰鼓形辊子的运动形成的。以图 8 结构形式的小车为例,运用交错轴摩擦轮传动特例——轮地交错轴摩擦传动原理中摩擦轮沿支撑轴运动的相对速度(式(6))对小车进行运动分析。

设 Mecanum 轮驱动角速度为 ω ,转动方向图 8 所示,腰鼓形辊子支撑轴轴心转动线速度(即相当于图 4 中支撑轴移动速度)和转动半径分别为 v 、 R ,即 $v = \omega R$ 。

(1) 斜向运动

由图9可知,斜向运动时,仅需要小车一条对角线上的 Mecanum 轮作旋转运动,此时对角线上2个 Mecanum 轮(1、3)上与地面接触的腰鼓形辊子沿其支撑轴轴线方向移动,共同作用使小车形成斜向运动。

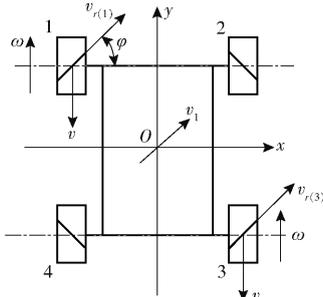


图9 小车斜向移动

Fig.9 Oblique movement of mobile car

由式(6)可知,与地面接触的腰鼓形辊子沿其支撑轴轴线方向移动的相对速度 $v_{r(1)}$ 、 $v_{r(3)}$ 均为 $v\sin\varphi$,Mecanum 轮(1、3)作同向运动,即小车斜向运动的移动速度为

$$v_1 = v\sin\varphi$$

上述分析中设定 $\omega_2 = \omega_4 = 0$,仅适用于目前偏置角 φ 为 45° 的小车沿其方向的运动分析;当偏置角 $\varphi \neq 45^\circ$ 时, $\omega_2 = \omega_3 \neq 0$,需通过计算配置两轮的协调角速度,才能使小车沿 φ 方向斜向运动。

(2) 左右运动

由图10可知,左右运动时,小车两条对角线上2组 Mecanum 轮(1、3;2、4)上与地面接触的腰鼓形辊子沿其支撑轴轴线方向移动,使小车形成左右运动。

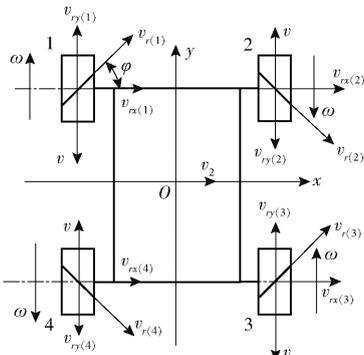


图10 小车左右移动

Fig.10 Left and right movement of mobile car

由小车斜向运动可知,Mecanum 轮(1、3)与小车斜向运动一样,与地面接触的腰鼓形辊子沿其支撑轴轴线方向移动的同向相对速度为 $v_{r(1)}$ 、 $v_{r(3)}$;同理,Mecanum 轮(2、4)与地面接触的腰鼓形辊子沿其支撑轴轴线方向移动的同向相对速度为 $v_{r(2)}$ 、

$v_{r(4)}$,但由于 $v_{r(1)}$ 、 $v_{r(2)}$ 、 $v_{r(3)}$ 、 $v_{r(4)}$ 在 y 轴方向的分量为 $v_{ry(1)}$ 、 $v_{ry(2)}$ 、 $v_{ry(3)}$ 、 $v_{ry(4)}$,即在 y 轴方向小车无运动速度,相当于在 y 轴方向小车运动受限,此时腰鼓形辊子与地面的交错轴摩擦轮传动方式发生改变,形成腰鼓形辊子仅沿 x 轴方向的运动。由文献[13]可知,腰鼓形辊子仅沿 x 轴方向运动时其速度为 $v\tan\varphi$,且此时4个 Mecanum 轮上与地面接触的腰鼓形辊子沿 x 轴方向的运动速度均为 $v\tan\varphi$,因而小车沿 x 轴方向的运动速度为

$$v_2 = v\tan\varphi$$

(3) 前后运动

由图11可知,前后运动时,小车两条对角线上2组 Mecanum 轮(1、3;2、4)上与地面接触的腰鼓形辊子沿其支撑轴轴线方向移动,使小车形成前后运动。

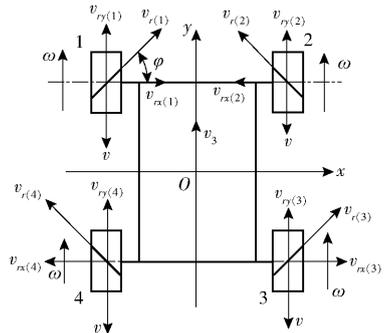


图11 小车前后移动

Fig.11 Front and rear movement of mobile car

与小车左右运动同理,Mecanum 轮(1、3)和 Mecanum 轮(2、4)上与地面接触的腰鼓形辊子沿其支撑轴轴线方向移动的同步相对速度分别为 $v_{r(1)}$ 、 $v_{r(3)}$ 和 $v_{r(2)}$ 、 $v_{r(4)}$,但由于 $v_{r(1)}$ 、 $v_{r(2)}$ 、 $v_{r(3)}$ 、 $v_{r(4)}$ 在 x 轴方向的分量为 $v_{rx(1)}$ 、 $v_{rx(2)}$ 、 $v_{rx(3)}$ 、 $v_{rx(4)}$,即在 x 轴方向小车无运动速度,相当于在 x 轴方向小车运动受限,小车仅存在 y 轴方向运动,此时腰鼓形辊子与地面之间的摩擦传动不属于交错轴摩擦轮传动,而是转化成腰鼓形辊子相对于地面作平面运动,从而使 Mecanum 轮随腰鼓形辊子支撑轴作移动,其移动运动速度为 v ,且此时4个 Mecanum 轮上腰鼓形辊子支撑轴均以 v 作移动,因而小车沿 y 轴方向的运动速度为

$$v_3 = v$$

(4) 旋转运动

由图12可知,旋转运动时,小车4个 Mecanum 轮(1、3、2、4)上与地面接触的腰鼓形辊子沿其支撑轴轴线方向的速度,共同作用使小车形成旋转运动。

同理,与地面接触的腰鼓形辊子沿其支撑轴轴线方向移动的相对速度 $v_{r(1)}$ 、 $v_{r(2)}$ 、 $v_{r(3)}$ 和 $v_{r(4)}$ 均为 $v\sin\varphi$,这4个相对速度对绕小车四轮几何中心 O 形

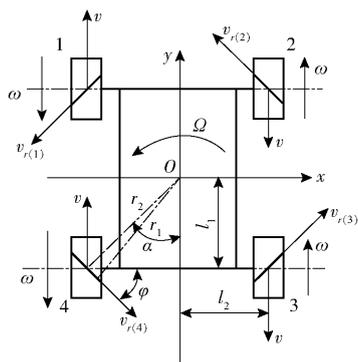


图12 小车旋转运动

Fig.12 Rotational motion of mobile car

成同向转动,则小车旋转速度 Ω 为

$$\Omega = v \sin \varphi / r_1 = v \sin \varphi / (r_2 \cos(\alpha - \varphi)) = v \sin \varphi / [r_2 (\cos \alpha \cos \varphi + \sin \alpha \sin \varphi)] = v \sin \varphi / (l_1 \cos \varphi + l_2 \sin \varphi)$$

式中 r_1 ——点 O 到腰鼓形辊子轴线的垂直距离, mm

r_2 ——点 O 到轮中心的距离, mm

α ——点 O 到轮中心连线与 y 轴夹角, ($^\circ$)

l_1 ——小车前后轮轴间距的 $\frac{1}{2}$, mm

l_2 ——小车左右轮轴间距的 $\frac{1}{2}$, mm

(5) 偏置角 45° 时小车运动速度计算方法

当腰鼓形辊子偏置角为 45° 时, 由 $v = R\omega$, 小车

4 种运动方式的速度计算方法为:

小车斜向运动速度

$$v_1 = v \sin \varphi = \sqrt{2} R \omega / 2$$

小车左右运动速度

$$v_2 = v \tan \varphi = R \omega$$

小车前后运动速度

$$v_3 = v = R \omega$$

小车旋转运动速度

$$\Omega = v \sin \varphi / (l_1 \cos \varphi + l_2 \sin \varphi) = R \omega / (l_1 + l_2)$$

小车 4 个 Mecanum 轮上与地面接触的腰鼓形辊子沿其支撑轴轴线方向的运动共同使小车产生运

动,但运动传递方式不完全相同,可归纳两类:①在小车各向移动时,小车对角线上的 Mecanum 轮属同向作用轮,两条对角线上的 Mecanum 轮(2组)属协同作用轮,其(2组)与地面接触的腰鼓形辊子沿其支撑轴轴线方向的运动共同作用于小车,2组协同作用轮与地面接触的腰鼓形辊子沿其支撑轴轴线方向的运动(速度)形成小车运动(速度)。②在小车旋转时,小车的 4 个 Mecanum 轮属同向作用轮,其与地面接触的腰鼓形辊子沿其支撑轴轴线方向的运动共同作用于小车,4 个转动同向作用轮与地面接触的腰鼓形辊子沿其支撑轴轴线方向的运动(速度)形成小车的转动(速度)。

4 结论

(1) 阐述了交错轴摩擦轮传动机构特例——轮地交错轴摩擦轮的传动原理,构建了摩擦轮螺旋运动动力学参数的理论关系和计算方法,建立了摩擦轮轴向移动方向的判定方法。

(2) 利用 ADAMS 对不同加载条件下轮地交错轴摩擦轮传动关系模型进行了仿真分析,结果表明,轮地交错轴摩擦轮传动动力学参数的理论计算方法准确,轮地交错轴摩擦轮传动有效时,摩擦轮与地接触点的静摩擦力与轮轴线的夹角取决于所加的载荷值,接触点静摩擦力与所加载荷能自适应平衡;摩擦轮轮心移动的绝对速度和沿支撑轴移动的相对速度及支撑轴驱动速度之间的关系不受载荷的影响;摩擦轮轮心的绝对速度和其沿支撑轴移动的相对速度与其支撑轴的移动速度之间构成直角三角形关系,摩擦轮的两个速度分别是支撑轴移动速度的余弦和正弦。

(3) 运用轮地交错轴摩擦轮传动原理阐述了基于 Mecanum 轮的全方位移动小车的运动关系,全方位移动小车 Mecanum 轮上腰鼓形辊子与地面接触形成的传动关系属于交错轴摩擦轮传动,构建的小车运动速度分析及计算方法与采用矩阵变换法和矢量分析法推导的结果相一致,分析过程更加直观和简洁。

参 考 文 献

[1] 易飏. 摩擦式直线传动机构: 200820036139. 1[P]. 2009-03-18.
 [2] 袁传大, 刘卫华. 光轴螺旋传动[J]. 机械设计, 1991(5): 37-41.
 [3] 郑耀阳. 光轴滚动螺旋传动装置[J]. 微细加工技术, 1993(2): 47-51.
 ZHENG Yaoyang. Rolled shaft helical driving mechanism [J]. Microfabrication Technology, 1993(2): 47-51. (in Chinese)
 [4] 易飏. 旋转光轴直线驱动装置的设计和应用[J]. 机械设计与制造, 2008(9): 94-95.
 YI Biao. Design and application on the linear drive unit with revolving smooth shaft [J]. Machinery Design & Manufacture, 2008(9): 94-95. (in Chinese)
 [5] 王树森. 滑动螺旋杆传动装置: 日本机械行业新技术简介之一[J]. 现代机械, 1990(2): 6-9.

- [6] 许云祥. 钢管生产[M]. 北京:冶金工业出版社, 1993:40-41.
- [7] 许智钦, 魏自勇, 王翌全, 等. 无牙螺杆摩擦传动机构;200520054216.2[P]. 2006-04-26.
- [8] 魏振荪. 无心磨床工作法[J]. 机械制造, 1952(10):21-27.
- [9] 陈粤. 斜轮—光轴摩擦传动的设计[J]. 机械设计, 1994(6):22-24.
CHEN Yue. Design of friction drive with slant wheel and plain shaft[J]. Journal of Machine Design, 1994(6):22-24. (in Chinese)
- [10] 那贺成. 内斜轮机构(无牙螺母)的结构与制造[J]. 工具技术, 2009,43(12):105-106.
- [11] 徐道定. 一种摩擦直线传动副装置;201010180945.8[P]. 2010-09-08.
- [12] 戴一帆, 李圣怡, 罗兵, 等. 扭轮摩擦驱动系统研究[J]. 国防科技大学学报, 1999,21(2):85-88.
DAI Yifan, LI Shengyi, LUO Bing, et al. Research on twist-roller friction drive system[J]. Journal of National University of Defense Technology, 1999,21(2):85-88. (in Chinese)
- [13] 姜松, 姜奕奕, 孙柯, 等. 禽蛋大小头自动定向排列中轴向运动机理研究[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(10):209-215.
JIANG Song, JIANG Yiyi, SUN Ke, et al. Axialmotion mechanism of automatic orientation of egg's pointed end and blunt end [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(10):209-215. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20131034&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.10.034. (in Chinese)
- [14] 王起龙. 机械设计手册:弹簧、摩擦轮及螺旋传动、轴(单行本)[M]. 北京:机械工业出版社, 2007.
- [15] 成大先. 机械设计手册:机械传动(单行本)[M]. 北京:化学工业出版社, 2004:11-51.
- [16] MIZUMOTO H, NOMURA K, MATSUBARA T, et al. An ultraprecision positioning system using a twist-roller friction drive [J]. Journal of the American Society for Precision Engineering, 1993, 15:180-184.
- [17] MIZUMOTO H, YABUYA M, SHIMIZU T, et al. An angstrom-positioning system using a twist-roller friction drive [J]. Journal of the American Society for Precision Engineering, 1995, 17:57-62.
- [18] MIZUMOTO H, ARII S, YOSHIMOTO A, et al. A twist-roller friction drive for nanometer positioning-simplified design using ball bearings[J]. CIRP Annals, 1996,45(1):501-504.
- [19] 罗兵. 超精密扭轮摩擦传动技术[D]. 长沙:国防科学技术大学, 1999.
LUO Bing. Ultra-precision twisting wheel friction transmission technology [D]. Changsha: National University of Defense Technology, 1999. (in Chinese)
- [20] 周美锋. 基于Mecanum轮的全方位移动机器人研究[D]. 南京:南京航空航天大学, 2014.
ZHOU Meifeng. Research of omnidirectional mobile robot based on Mecanum wheel [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2014. (in Chinese)
- [21] 王一治, 常德功. Mecanum四轮全方位系统的运动性能分析及结构形式优选[J]. 机械工程学报, 2009,45(5):307-310,316.
WANG Yizhi, CHANG Degong. Motion performance analysis and layout selection for motion system with four Mecanum wheels [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009,45(5):307-310,316. (in Chinese)
- [22] 张豫南, 房远, 杨怀彬, 等. 履带式全方位移动平台的运动学分析与仿真[J]. 火力与指挥控制, 2019,44(6):132-136.
ZHANG Yu'nan, FANG Yuan, YANG Huaibin, et al. Kinematics analysis & simulation of a tracked omnidirectional mobile platform[J]. Fire Control & Command Control, 2019,44(6):132-136. (in Chinese)
- [23] 方玉发. 基于麦克纳姆轮的重载AGV关键技术研究与应用[D]. 杭州:浙江大学, 2019.
FANG Yufa. Research and application of key technologies of heavy load AGV with Mecanum wheel [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2019. (in Chinese)
- [24] 王婧. 卵形体农产品大小头自动定向中水平偏转角自适应机理及应用[D]. 镇江:江苏大学, 2018.
WANG Jing. Study on the self-adaptive mechanism and application of horizontal deflection angle in agricultural products automatic orientation [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2018. (in Chinese)
- [25] 成都航发液压工程有限公司. 两侧轮毂一体成型的45度全向轮;CN201430133477.8[P]. 2014-08-27.
- [26] KEITH L S, BRUCE A S. Mecanum wheel; US,8960339B2[P]. 2015-02-24.
- [27] GFRERRER A. Geometry and kinematics of the Mecanum wheel[J]. Computer Aided Geometric Design, 2008,25(9):784-791.