

# 步行轮设计原则和方法\*

杨文志<sup>①</sup> 陈德兴 张书军 罗 哲

(吉林工业大学)

**提 要** 在步行轮研究过程中,曾多次设计试制步行轮样机。根据机构原理分析结果和设计试制实践,对步行轮的设计积累了一定经验。文中主要介绍关键结构参数的优选原则和方法,提出了满足步行轮双功率流传动的具体传动方案。

**关键词** 车辆 拖拉机 步行轮 设计

## 1 引 言

通过对步行轮机构原理及其轮脚与土壤相互作用关系的理论分析,证明这种用于软地面车辆的新型行走机构在原理上是可行的,为了从试验上考察其实际效果,我们曾为小四轮拖拉机和 BJ-212 吉普车设计试制了与之相配的步行轮,为室内外试验提供条件。通过样机的多次设计试制,体会到在具体设计中必须解决以下几个基本问题,才能使理论变为现实,原理用于实际。

## 2 基本参数的合理选择

### 2.1 腿 数

步行轮是一种两自由度的多腿机构。根据原理分析和试验验证,腿数的合理选择需要考虑多个影响因素,对于一定大小的轮子,若腿数较少,则行驶过程中轮脚刺孔间的距离较大,有利于减小阻力、增大驱动力,有利于减小各构件运动副间的相对速度而降低磨损提高内部传动效率,此外,还可简化结构降低加工成本。但腿数又不宜过少,过少则相邻两轮腿间夹角增大,轮心的水平速度(即车辆的行驶速度)波动量随之增加,不利于保证车辆行驶速度的稳定性要求;相同驱动半径的步行轮,腿数过少还会使起步阻力增大而影响使用性能。

从保证轮脚间必要的跨距考虑,其腿数应随步行轮所需的驱动半径(即轮心离地面高度)的大小而有所不同,驱动半径小者应选取较少腿数,驱动半径大者,其腿数可适当增多。根据我们多轮设计的经验,腿数变化范围约在 6~12 之间。

采用单个偏心轮同时驱动 6~12 个轮腿,不仅结构设计上有困难,而且由工作原理本身

收稿日期:1993-12-01

\* 国家自然科学基金资助项目

① 杨文志,工程师,长春市斯大林大街 吉林工业大学农机工程学院,130025

所决定的两自由度构件间的速比必等于驱动腿数的规定,必然导致构件间的磨损加快、传动效率明显降低、综合偏心质量惯性力增大而引起车辆附加振动等。因此,采用具有一定相位角的双偏心轮机构是解决上述矛盾的最佳途径。例如,采用双偏心轮的八腿步行轮,两偏心轮相位角为  $\pi$ ,每一偏心轮驱动四个腿,则该两自由度构件间的速比不是 8 而是 4,而两相邻腿间的夹角不是  $90^\circ$  而是  $45^\circ$ ,使车辆行驶速度的波动大大减小;此外,两偏心轮的综合偏心质量所产生的惯性力正好大小相等方向相反,消除了车辆的附加振动源。

## 2.2 主要结构参数的优选

在步行轮机构原理分析中,我们只是给出了轮腿外端中心点的轨迹方程,实际上,轮腿是具有一定尺寸的实体,不可能在它着地和离地的转角范围内  $(-\frac{\pi}{N}, \frac{\pi}{N})$  始终实现其中心点与地面接触。因此,只有在实际设计中,在轮腿基础上加设弧形脚,才能实现步行轮行驶过程的运动规律。

由轨迹方程知,步行轮轮脚从着地到离地范围的轮心轨迹是多个参数的函数,其离地高度  $y$  值并不是一个完全不变的恒定值,只当合理选择  $R$ 、 $l$ 、 $L$  等结构参数时,可以使其波动量减少到最小(1~3mm)。小的垂直波动量也要引起垂直加速度和垂直振动,因此,从获得最佳行驶性能出发,应以垂直加速度的均方根值最小为目标进行结构参数的优选。

设步行轮的总腿数为  $N$ ,偏心轮个数为  $G$ ,则偏心轮的绝对角速度为轮毂绝对角速度的  $n$  倍( $n=N/G$ ),当该步行轮在水平不变形的硬路面上以某一角速度  $\omega$  无滑转行驶时(图 1),轮心的  $y$  坐标值为:

$$y = R_f + [L + \sqrt{l^2 - R^2 \sin^2(n-1)\alpha} - R \cos(n-1)\alpha] \cos\alpha \quad (1)$$

式中  $R_f$ —轮脚底面半径;  $R$ —偏心轮偏心距;  $l$ —连杆长;  $L$ —腿长。

若令  $\alpha=0$  时的  $y$  值定义为步行轮动力半径  $R_s$ ,则  $R_s=R_f+L+l-R$ 。当  $\alpha \neq 0$  时, $y$  值不恒等于  $R_s$ ,因此对  $y$  值求导,其轮心垂直加速度为:

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \omega^2 \frac{d^2y}{d\alpha^2}$$

式中  $\omega$  为轮毂角速度。由式(1)可求出。

$$\begin{aligned} \frac{d^2y}{d\alpha^2} = & L \cos\alpha - \cos\alpha \sqrt{l^2 - R^2 \sin^2(n-1)\alpha} \\ & + \frac{1}{2}(n-1)R^2 \sin\alpha \cdot \sin 2(n-1)\alpha / \sqrt{l^2 - R^2 \sin^2(n-1)\alpha} \\ & - \frac{1}{2}(n-1)R^2 \sqrt{l^2 - R^2 \sin^2(n-1)\alpha} [2(n-1)\cos\alpha \cdot \cos 2(n-1)\alpha \\ & - \sin\alpha \cdot \sin 2(n-1)\alpha] / [l^2 - R^2 \sin^2(n-1)\alpha] \\ & - \frac{[\frac{1}{2}(n-1)R^2 \sin 2(n-1)\alpha]^2 \cos\alpha / \sqrt{l^2 - R^2 \sin^2(n-1)\alpha}}{[l^2 - R^2 \sin^2(n-1)\alpha]} \end{aligned}$$

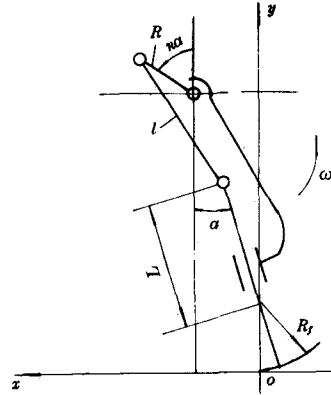


图 1 设有轮脚的步行轮原理简图  
Fig. 1 Schematic view of walking wheel with foot

$$\begin{aligned}
 &+ R[\cos\alpha \cos(n-1)\alpha - (n-1)\sin\alpha \sin(n-1)\alpha] \\
 &+ (n-1)R[(n-1)\cos\alpha \cos(n-1)\alpha - \sin\alpha \sin(n-1)\alpha] \quad (2)
 \end{aligned}$$

由式(2)可见,  $d^2y/d\alpha^2$  是关于  $\alpha$  的偶函数, 因此只需考虑  $\alpha$  在  $0 \sim \frac{\pi}{N}$  区间内的轮心垂直加速度特性, 即在区间内的均方值为:

$$A_\omega = \frac{N}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{N}} \omega^4 \left( \frac{d^2y}{d\alpha^2} \right)^2 d\alpha$$

为研究方便起见, 假定  $\omega$  为常值, 即有

$$A_\omega = \frac{N\omega^4}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{N}} \left( \frac{d^2y}{d\alpha^2} \right)^2 d\alpha \quad (3)$$

加速度的均方根值为:

$$a_\omega = \omega^2 \sqrt{\frac{N}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{N}} \left( \frac{d^2y}{d\alpha^2} \right)^2 d\alpha} \quad (4)$$

显然, 这样复杂的数学解析式, 只有借助计算机才能进行以均方根最小为目标的参数优选计算。

应该指出的是: 结构参数优选计算时必须考虑结构设计的可能性和合理性作为约束条件。例如, 偏心距  $R$  的大小直接影响步行轮结构的紧凑性, 其最大值应予以限制;  $R$  与  $l$  之比值  $\lambda$  宜在  $0.2 \sim 0.35$  范围内选取, 取值过大, 则连杆摆角加大, 使轮腿伸缩时的侧向力增加、传动效率降低; 取值过小, 则连杆较长, 给结构设计带来困难。此外,  $R_f$  值也应予以限制, 过大的  $R_f$  使轮脚弧形底面过长, 不利于减小行驶阻力。由此可知, 在一定的约束条件下, 对应不同的  $N, G, R$  值, 必可求得满足  $a_\omega$  最小的  $R, l, L$  和  $R_f$  值。

### 2.3 连杆大头滑动面包角对偏心轮驱动腿数的影响

偏心轮是通过大端为滑动面、小端为销孔的连杆来带动轮腿伸缩的, 连杆滑动面与偏心轮外圆表面间存在分布压力和相对运动, 必须有足够的接触面积才能保证运动副间的耐磨性和可靠性; 而且两相邻连杆之间的夹角是随偏心轮的不同转角而变化的, 只有其间留有足够的余量才能避免运动干涉。图2为偏心轮处于转角  $\alpha$  位置时各连杆的几何关系, 可知相邻两连杆的夹角  $\beta$  为:

$$\beta = \frac{2\pi}{n} + \theta_2 - \theta_1 \quad (5)$$

其中  $\theta_1, \theta_2$  与  $\alpha$  的关系为:

$$\sin\theta_1 = \lambda \sin\alpha \quad (6)$$

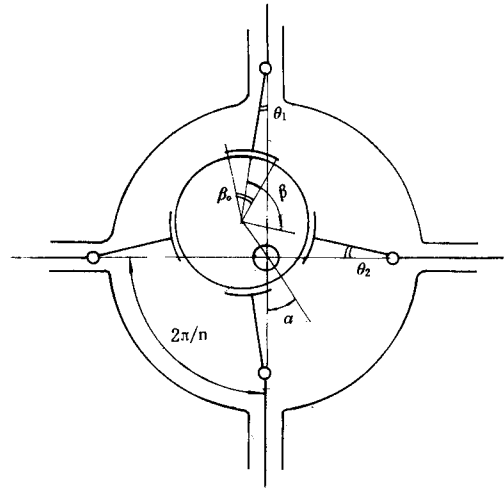


图2 相邻连杆夹角几何关系

Fig. 2 Angle relationship  
between two near rods

$$\sin\theta_2 = \lambda \sin\left(\frac{2\pi}{n} + \alpha\right) \quad (7)$$

对(5)(6)(7)求导,可得

$$\frac{d\beta}{d\alpha} = \operatorname{tg}^2\alpha - \frac{\sin 4\pi/n}{\sin^2 2\pi/n} \cdot \operatorname{tg}\alpha - 1$$

令  $d\beta/d\alpha=0$ , 可求得对应于  $\beta_{\min}$  和  $\beta_{\max}$  和  $\alpha_1$  和  $\alpha_2$ , 将其代入(6)、(7)式便可求得不同  $\lambda$  值的  $\beta_{\min}$  和  $\beta_{\max}$ 。显然, 为了避免运动干涉, 连杆大头滑动面的包角  $\beta_0$  不得大于  $\beta_{\min}$ 。

连杆大头滑动面的具体面积除了与  $\beta_0$  有关外, 还与偏心轮的半径和厚度有关, 前者受限于与轮腿数有关的  $\beta_{\min}$ , 后者受限于结构设计的可行性和合理性。因此, 单个偏心轮所能驱动的最多腿数还要受到连杆大头所需足够滑动面积的限制。从我们对参数优选计算和设计实践得知, 当采用双偏心轮的步行轮总腿数  $N$  为 8、10、12 (即  $n$  为 4、5、6) 时, 不仅可在减小轮心垂直波动量方面取得最佳效果, 而且在结构设计上满足必需的  $\beta_0$  值也不存在明显的矛盾。

### 3 传动方案

实现步行轮轮毂与偏心轮轴之间具有一定传动比的动力传动, 可采用定轴齿轮传动和行星齿轮传动两类方案。但定轴齿轮传动通常结构尺寸较大, 使其在轮边布置这一传动装置带来困难, 因此采用结构紧凑的行星齿轮传动才是实际可行的方案。图 3(a)、(b) 均为外齿圈固定的行星传动, 其中太阳轮轴与偏心轮轴相联, 行星轮架与轮毂相联, 当太阳轮与行星架的速比等于  $n$  时, 步行轮的运动规律得到保证。需要指出的是: 方案(a)宜于在不改变已有车辆车速的情况下, 为其设计相配的步行轮; 方案(b)则宜于在新车设计时采用, 这时该行星传动机构既可作为拖拉机的最终传动装置, 又可实现对步行轮的双功率流驱动, 有利于从整体上简化结构, 减轻重量, 降低成本。

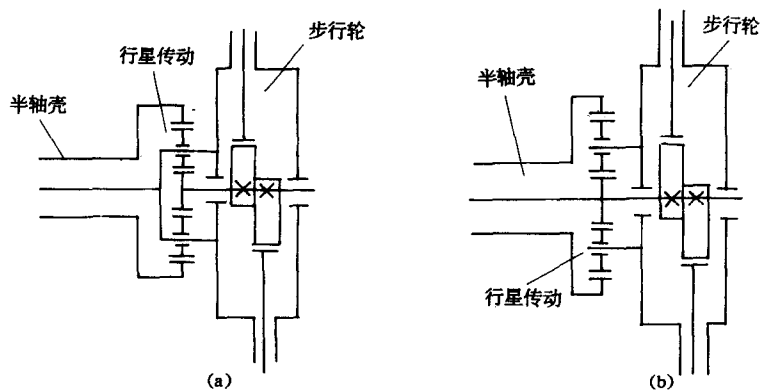


图 3 步行轮传动方案

Fig. 3 Diagram of transmission for walking wheel

## Principle and Method for Walking Wheel Design

Yang Wenzhi   Chen Dexing   Zhang Shujun   Luo Zhe

*(Jilin University of Technology)*

### Abstract

Knowing from the principles of the walking wheel mechanism, there are many practical problems to solve in designing a satisfactory walking wheel. This paper mainly introduced the principle and method of how to optimize the structure parameters and presented a better transmission scheme for matching the double power-flow transmission requirement of the walking wheel.

**Key words**   Vehicle   Tractor   Walking wheel   Design method