偏心链轮传动装置的运动特性分析

薛少平¹, 阎勤劳¹, 朱 琳¹, 张 帆²

(1 西北农林科技大学 机械与电子工程学院,陕西 杨陵 712100;2 陕西省农业机械化学校,陕西 咸阳 712000)

[摘 要] 分析了偏心链轮传动机构的运动学与动力学特性,确定了偏心链轮的振动方程、速度与加速度计 算方程和从动轮的运动规律。在动力学分析中,讨论了链条与链轮的啮入冲击、附加载荷、共振频率及铰链的爬高 与跳齿的计算。结果认为,偏心链轮传动的齿面磨损量大,易跳齿、只宜用于轻负荷的操纵机构;瞬时传动比 *i*。的变 化范围较大;链条对轴的作用力为周期性的脉动载荷,其振动和跳齿问题限制了该机构的传动比,其在削皮机中能 否应用,取决于刀具的转速。

[关键词] 偏心链轮; 传动装置; 运动特性 [中图分类号] TH113 1 22 [文献标识码] A

[文章编号]1000-2782(2001)06-127-04

由于链轮传动的结构特点,人们很少考虑将链 轮设计为偏心结构,因而在这方面的研究较少。在苹 果削皮机的设计中,要求削皮刀具沿着苹果的母线 周期性的变速进刀,这样才能保证在任一位置上均 匀地切削苹果。应用偏心链轮传动装置能准确地操 纵刀具,达到上述要求。然而,偏心链轮传动装置的 运动学与动力学特性与普通链轮传动装置有较大的 差异,为了提出合理的设计依据^[1],必须对其进行分 析研究,以确定其合理的运动与结构参数。

1 偏心链轮传动的运动特性

偏心链轮传动原理如图 1 所示,由于多边形效 应和链轮偏心距的存在,使链条及从动轮速度变化 在较大幅度的范围内进行。



图 1 偏心链轮传动装置原理示意图

Fig 1 The sketch map of cam chain wheel gearing

1.1 链条的速度变化

偏心链轮为主动轮,齿数为 Z₁,以等角速 α 转 动。主动链轮各齿运动情况较复杂,既有多边形效应 引起的速度变化,又有偏心量引起的速度变化,不易 直接求得。但可用模拟法求出,如图 2 所示,可知各 齿的平均速度是呈余弦规律变化的,其振动振幅为:

$$A = (v_{x \max} + |v_{x \min}|)/2 = \{(r_1 + e) \omega \cos \alpha + [(r_1 - e) \omega \cos \alpha]\}/2 (1)$$

振动周期为 2π,则振动方程为:

$$v_x = A \cos \beta = [(r_1 + e) \omega \cos \alpha + (r_1 - e) \omega \cos \alpha] \times \cos \frac{\beta}{2} = r_1 \omega \cos \alpha \cos \beta$$

(2)

式中, β 为主动链轮的旋转角速度, 以 y 轴, 即轮回转中心连线的垂线为起始角; α 为相位角, 即啮入过程中链节铰链在主动链轮上的相位角, $\alpha = 0$ ~

^{* [}收稿日期] 2001-06-28

[[]作者简介] 薛少平(1953-),男,陕西吴堡县人,副研究员,主要从事农业机械的设计与应用研究。

^{© 1994-2010} China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

180 %*Z*₁, *Z*₁ 为主动链轮齿数; *e* 为偏心量; *r*₁ 为主动 链轮的分度园半径; α 为主动链轮的旋转角速度。



图 2 啮入过程中链节铰链在主动链轮上 的相位角与速度关系图

Fig. 2 The relation between speed and phasic

从图 2 还可看出, 余弦曲线沿 y 轴方向平移了 h, 其值为:

$$h = (r_1 + e) \omega - A_{\max} =$$
$$(r_1 + e) \omega - r \omega = e \omega$$

式中, А тах 为最大振幅。

则速度方程用模拟法求得:

$$v_x = r_1 \omega \cos \alpha \cos \beta + e\omega$$
(3)

从图2 还可以看出, α与β角相互对应, 其关系为:

$$\alpha = \frac{1 + (-1)^{n}}{2} \cdot \frac{180}{Z_{1}}^{\circ}, \beta = (n - 1) \cdot \frac{180}{Z_{1}}^{\circ}$$

$$[n = 1, 2, 3, \dots, (2Z_{1} + 1)] \quad (4)$$

± Drive

图 3 主从动链的同相位状态

Fig 3 The in-phase state of principal and subordinate cam chain wheel

$$\mathfrak{M} \qquad i_{s\,\mathrm{max}} = \frac{\omega}{\omega_{\mathrm{m\,in}}} = \frac{r_{2}\cos\frac{180}{Z_{2}}}{r_{1}\cos\frac{180}{Z_{1}}} = \frac{(\frac{p}{2}\sin\frac{180}{Z_{2}} \cdot \cos\frac{180}{Z_{2}})}{r_{2}\cos\frac{180}{Z_{2}}} = \frac{p}{2r_{1}\cos\frac{180}{Z_{1}} \cdot \cos\frac{180}{Z_{1}}} \tag{13}$$

以上仅求得各齿在(2Z1+1)个点上的速度, 实际上速度是连续的, 故:

$$\alpha = \frac{1 + (-1)^n}{2} \cdot \mathcal{Y} \qquad (0, \frac{180}{Z_1})^\circ \tag{5}$$

$$\beta = (n - 1) \cdot \frac{180}{Z_1} \quad [n = 1, 2, \dots, (2Z_1 + 1)]$$
(6)

同理有:

$$v_{y} = Y_{1}\omega_{1}\sin\frac{1+(-1)^{n}}{2}Y_{\bullet}\sin(n-1)\frac{180}{Z_{1}}^{\bullet} + e\omega_{1} \qquad (7)$$

加速度方程为:

$$a_x = r_1 \omega_1^2 \sin (\alpha + t) \sin \beta + e \omega_1^2 \qquad (8)$$

$$a_{y} = r_{1}\omega_{1}^{2}\cos\alpha \cdot \cos\beta + e\omega_{1}^{2} \qquad (9)$$

1.2 从动链轮角速度变化

链传动的多边效应使从动轮的瞬时角速度不断 变化,除此之外,主动轮的偏心量也使瞬时速度发生 更大的变化,其瞬时传动比为:

$$V = n_1 z_1 p = n_2 z_2 p \tag{10}$$

式中, *n*1 为主动链轮的转速; *n*2 为从动链轮的转速; *p* 为传动功率。

由上式知, 平均传动比 *i*= *n*₁/*n*₂= *z*₁/*z*₂ 是不变 的。而瞬时传动比 *i*_s= ω/ω 却是变化的, 由前面可 知, 其为周期性变化, 因而仅讨论最大与最小传动 比。

1. 2. 1 同相位状态(图 3) 当从动轮处于图 3-(a), (c)位置时:

$$u_{x} = r_{2}\omega_{2}\cos s \frac{180^{\circ}}{Z_{2}}$$
(11)

$$\omega_{2} = \frac{u_{c}}{r_{2}\cos s} \frac{180}{Z_{2}} \circ = \frac{r_{2}\omega\cos s}{r_{2}\cos s} \frac{180}{Z_{1}} \circ = \omega_{2min} \quad (12)$$

式中, r1, r2 为主、从链轮上各齿进入啮入状态时的 回转半径。

2

例如,设 Z_1 = 48, Z_2 = 19,e= 60, r_1 = 97. 1- 60, $i_s = 1.03$

当从动链轮处于图 3-(b) 位置时, 有

$$v_x = r_2 \omega_2 \tag{14}$$

$$abla = \frac{v_x}{r_2} = ω \frac{r_1}{r_2} = ω \frac{r_1}{\frac{p}{2} \sin \frac{180}{Z_2}} =$$

$$2\omega_{1} \frac{r_{1} \sin \frac{180}{Z_{2}}}{P} = \omega_{2 \max}$$
(15)

$$i_{s\min} = \frac{\omega}{\omega_{\max}} = \frac{p}{2r_1 \sin \frac{180}{Z_2}}$$
(16)

取 $r_1 = 97$. 1-60时, $i_{smin} = 0.246$, 1.2.2 最大不同相位状态 如图 4 所示。 在图 4-(a), (c) 状态时:

$$v_x = r_2 \omega, \omega = \frac{r_1 \omega \cos \frac{180}{Z_1}}{r_2} \omega_{\min} \qquad (17)$$

100.0

故
$$i_{s \max} = \frac{\omega}{\omega_{2 \min}} = \frac{p}{2r_1 \sin \frac{180}{Z_2} \cos \frac{180}{Z_1}}$$
 (18)

取
$$r_1 = 97$$
. 1-60时, $i_{smax} = 1$. 04。



图 4 主从链轮的最大不同位置

Fig. 4 The most different position of principal and subordinate cam chain wheel

当处于图 4-(b) 位置时:

$$v_x = r_2 \omega \cos \frac{180}{Z_2}, \quad \omega = \frac{r_1 \omega}{r_2 \cos \frac{180}{Z_2}} = \omega_{\max} \quad (19)$$

$$i_{s\min} = \frac{\omega}{\omega_{\max}} = \frac{p\cos\frac{180}{Z_1}}{2r_1\sin\frac{180}{Z_2}}$$
 (20)

可见,由于转变径的不断变化和多边效应,使瞬 时传动比处于周期性变化之中。

偏心链轮传动的动力学特性 2

2.1 中心距变化产生的附加载荷 T

偏心链轮传动中心距变化情况如图 5 所示。传 动中心距L 的变化规律为: $x = 445 - 60\cos \alpha (x)$ 水平轴 x 轴夹角), $x = 60\omega\cos \alpha x = 60\omega^2\cos \alpha$

由于中心距的变化而引起的加速度为:

$$a = 60\omega^{2}\cos \alpha$$

$$a_{\max} = \frac{60}{1000} \times (\frac{300}{60} \times 2\pi)^{2} = 59.2 \text{ (m/s^{2})}$$

$$\overline{m}$$

$$\overline{m}$$

$$\frac{2\pi \times 97.1}{2 \times 12.7} \times \frac{0.475}{114} = 0.1 \text{ (kg)}$$

故产生的附加动载荷为:



图 5 偏心链轮机构传动中心距变化

Fig. 5 The center distance change of cam chain wheel gearing

2 2 附加载荷引起振动的共振频率

由文献[1]知,当加速度a=1时,有

$$f_{s} = \frac{a}{2l} \sqrt{\frac{Tg}{q}} = \frac{1}{2 \times 114 \times 12.7} \sqrt{\frac{5.92 \times 9.81}{0.328 \times 9.81}} = 1.467 \text{ (s}^{-1}\text{)} \tag{21}$$

$$\# lim$$

则共振频率换算成共振临介转速为:

 $n = 60 \times 1.467 = 88 (r/m in)$

© 1994-2010 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

西北农林科技大学学报(自然科学版)

2 3 铰链的爬高与跳齿的计算 跳齿根据下式^[2]计算:

$$Q_{\max} = \arctan \frac{\sin \frac{2\pi}{2}}{\left(\frac{F_1}{F_2}\right)^{\frac{1}{\cos\alpha}} - \cos \frac{2\pi}{z}}$$

式中,对于偏心链轮 Z= 48; F₁, F₂ 为紧松边张力; α 为包角。

则
$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{270.3}{-262.5 + 270.3} = 34.6$$

$$\Theta_{\text{nax}} = \arctan \frac{\sin \frac{2\pi}{48}}{34 \ 6^{\frac{1}{24}} - \cos \frac{2\pi}{48}} = 38^{-6}$$

上式表明,作用角 θ 若大于 38 °则发生跳齿。由 于偏心链齿形并未随偏心量而改变,作用角有大于 38 的可能性,因而跳齿的可能性很大。

3 结 论

1) 由于齿形波可能随链轮偏心量的改变而产生 倾斜, 致使链条滚筒产生向齿尖的移动力^[3], 当齿形 有了倾斜量时, 就出现了传动的单向性。偏心链传动 更易爬高而导致跳齿或掉链。齿形没有随偏心量而 有倾斜适应量, 使作用角增大, 更易发生跳齿, 当转 至回摆半径最小时, 出现跳齿的倾向最大。但是, 削 皮刀的操纵过程中, 由于较低转速和较轻的负荷, 仍 可稳定运转。

2) 偏心链传动对轴的作用力是一个摆动的周期 性变化载荷, 也是限制该装置的转速与载荷的主要 因素之一。

3)为了减缓偏心链传动的振动,及时调节链条的张紧度,采用了链动力张紧装置。

[参考文献]

[1] 唐 林 机械运动方案型自动化设计理论及实现[D]. 上海: 上海交通大学, 2000

[2] 郑志峰, 王义行. 链传动(第1版) [M]. 北京: 机械工艺出版社, 1984 236; 242

[3] 吴洪飞,扶名福 带摩擦约束的线弹性广义变分不等原理[J] 南昌大学学报(自然科学版),1997,(4):9-13.

The characteristic analysis on transmission of cam chain wheel gearing

XUE Shao-ping¹, YAN Qin-lao¹, ZHU L in¹, ZHANG Fan²

(1 N orthwest Sci⁻Tech University of A griculture and Forestry, Yangling, Shaanx i 712100, China; 2 Shaanx i A griculture M echanisation School, X iany ang, Shaanx i 712000, China)

Abstract: This article analyzed the kinematic and dynamic characteristics of cam chain wheel gearing, and put forward the vibrancy equation, speed equation and acceleration equation of cam chain wheel By discussing the gnawing impact, affixation load, synchronic vibration and tooth-leap calculation between chain and wheel, the study showed that the tooth surface wear hard, tear hard and the tooth leap hard. So it is suitable for light load gearing. The force to shaft is seasonal load, then, it conduces libration and tooth-leap, so the driving ratio is limited

Key words: cam chain wheel; transmission; transmission analysis