

扭矩感应装置凸轮升角设计理论的探讨

左士伦 郑甲红

(西北农业大学农机系) (陕西省农业机械研究所)

摘 要

本文通过理论分析导出了扭矩感应带式无级变速器扭矩感应装置凸轮升角的理论设计计算公式,提出了扭矩感应度系数的概念及系数范围,分析了在系数的影响下,扭矩感应带式无级变速器的性能。认为适当减小凸轮升角有利于改善扭矩感应带式无级变速器的传动性能。

关键词: 无级变速器; 扭矩感应; 凸轮升角; 感应度系数

扭矩感应带式无级变速器保持了带式无级变速器的优点,同时还克服了传统型带式无级变速器不能随负载变化调节皮带的紧度,以延长皮带使用寿命的缺点,因此,在汽车、拖拉机和联合收割机上已得到应用。但是,目前这种无级变速器的设计理论还不够完善,本文拟在理论分析的基础上,进一步探讨凸轮升角 β 设计计算公式的理论,使扭矩感应带式无级变速器的传动性能得到更有效的提高。

1 工作原理简述

图1所示是给DLT-12A型拖拉机(样机)设计的扭矩感应装置的结构简图。

当负载扭矩增大时,皮带2驱使动盘3相对定盘1转动,由于简单凸轮4和螺旋面凸轮5相对转动,动盘被迫移向定盘,使带轮槽宽度减小,带轮直径增大,皮带伸长,但这时系统中另一副皮带轮的直径不变,所以皮带在伸长的同时增大了张紧力。在运转中,皮带靠这种张紧作用能够传递更大的负载而不发生滑转现象,从而改善了传动性能和延长皮带的使用寿命。

压紧弹簧7给皮带提供预紧力,推力轴承8起防止压紧弹簧扭曲变形和改善装置灵敏度的作用。

2 设计计算理论

在带式无级变速器扭矩感应装置中,凸轮升角 β 、压紧弹簧刚度 K 及其预紧力 F_0 为主要

本文于1987年11月27日收到。

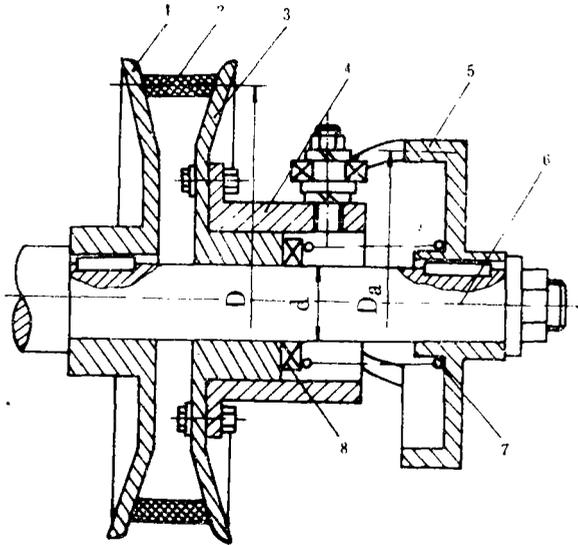


图1 扭矩感应装置的结构简图

的设计参数，其中凸轮升角的大小是能否保证皮带所需张力的关键。考虑到制造工艺简易， β 仍选取为常值，而选取需根据使用要求权衡，使获得最佳的方案。然而原沿用的 β 设计计算理论与方法是不尽完善的。

2.1 理论基础

在三角皮带无级变速传动中，带的张紧力和轴向力之间的关系是研究该传动系统的理论基础。Worley^[1]提出的基本关系式简单精确，便于实际应用。

$$F_a = \frac{T_1 - T_2}{2K} \left(\frac{1 - U_r \tan \frac{\alpha}{2}}{U_r + \tan \frac{\alpha}{2}} \right) \quad (1) \quad K = \frac{\ln T_1 / T_2}{\theta} \quad (2)$$

$$U = \sqrt{U_r^2 + U_t^2} \quad (3) \quad U_t = K \left(\sin \frac{\alpha}{2} + U_r \cos \frac{\alpha}{2} \right) \quad (4)$$

$$F_r = \frac{T_1 \theta_r}{2} \left(\frac{1 - U \tan \frac{\alpha}{2}}{U + \tan \frac{\alpha}{2}} \right) \quad (5)$$

式中：角注 r, n 分别表示主动带轮和从动带轮；角注 r, t 分别表示径向和切向； F 为轴向力； T_1, T_2 分别为紧边和松边的张力； θ, α 分别表示皮带的包角和槽角； U 为皮带与带轮接触面之间的摩擦系数。

上述方程通过变换可写为消除了变量 K, U_r 和 U_t 的形式，但出现了一附加变量 ϕ ，它表示带轮接触锥面上的摩擦角，即

$$\tan\phi = \frac{U_R}{U_T} \quad (6)$$

2.2 对原凸轮升角设计计算式的简析

Oliver^[1]等人经过公式推导,提出带式无级变速器扭矩感应装置凸轮升角 β 的理论设计计算式:

$$\beta = \tan^{-1} \left\{ \frac{1 + U_c \frac{D_c}{D} \left(\frac{2}{T_1 - T_2} \right) (F - F_0 - K\Delta D \tan \frac{\alpha}{2})}{\frac{D_c}{D} \left(\frac{2}{T_1 - T_2} \right) (F - F_0 - K\Delta D \tan \frac{\alpha}{2}) - U_c} \right\} \quad (7)$$

式中: D ——皮带直径; D_c ——螺旋凸轮面的直径; ΔD ——带轮直径的变动量;

U_c ——凸轮摩擦系数; F ——凸轮和压紧弹簧所产生的轴向力; F_0 ——压紧弹簧的预紧力。

从式(7)可知,在推导过程中,考虑动盘轴向力的平衡关系时,理论上忽略了一个重要的影响因素,即动盘与轴之间的摩擦力 f 。经对系统运转情况的观察以及理论分析和台架试验的证明,该摩擦力对扭矩感应装置的性能有较大的影响,特别是对使用环境较为恶劣的农业机械,其影响更是不可忽视的。因此,有必要对式(7)作进一步的修正完善,使之具有普遍的指导作用,以提高凸轮装置的作用效应。

2.3 凸轮升角计算式的进一步推导

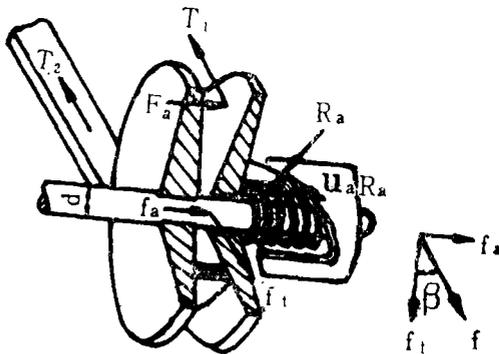


图2 动盘受力简图

图2为考虑动盘与轴之间摩擦力 f 时的动盘受力简图。

由动盘的受力平衡条件,可得出下列方程式:

$$-R \cos\beta + U_c R \sin\beta + F_a + f_a = 0 \quad (8)$$

$$R \sin\beta + U_c R \cos\beta + \frac{d}{D_c} f_t - \frac{D}{D_c} \left(\frac{T_1 - T_2}{2} \right) = 0 \quad (9)$$

式中: R 为螺旋凸轮表面上的法向反力; F_a 为皮带作用于动盘锥面上的轴向力; f_a 、 f_t 分别表示摩擦力 f 的轴向和切向

分量; d 为轴的直径。

根据动盘对轴的相对运动趋势推得, f_a 和 f_t 的合力 f 的方向即是凸轮升角的方向,于是:

$$f_a = f \cdot \sin\beta \quad (10) \quad f_t = f \cdot \cos\beta \quad (11)$$

解式(8), (9)可得:

$$F_a + f_a = \left[\frac{D}{D_c} \left(\frac{T_1 - T_2}{2} \right) - \frac{d}{D_c} \cdot f_t \right] \left(\frac{\cos\beta - U_c \sin\beta}{\sin\beta + U_c \cos\beta} \right) \quad (12)$$

由于张紧的皮带企图迫使锥盘分开，因此动盘被迫分开时，式 (12) 中的 U 取负值，在这种情况下，式 (12) 可写为：

$$F_1 + f_1 = \left[\frac{D}{D_1} \left(\frac{T_1 - T_2}{2} \right) \frac{d}{D_1} \cdot f_1 \right] \left(\frac{\cos\beta + U \sin\beta}{\sin\beta - U \cos\beta} \right) \quad (13)$$

所以，当考虑摩擦力 f 时，在动盘的分开瞬间，系统的轴向力应为：

$$F + f_1 = \left[\frac{D}{D_1} \left(\frac{T_1 - T_2}{2} \right) - \frac{d}{D_1} \cdot f_1 \right] \left(\frac{\cos\beta + U \sin\beta}{\sin\beta - U \cos\beta} \right) + F_0 + K\Delta D \tan \frac{\alpha}{2} \quad (14)$$

将式 (10)、(11) 代入式 (14) 后可得：

$$F - F_0 - K\Delta D \tan \frac{\alpha}{2} = \left[\frac{D}{D_1} \left(\frac{T_1 - T_2}{2} \right) \cdot \frac{\cos\beta + U \sin\beta}{\sin\beta - U \cos\beta} - \frac{\frac{d}{D_1} \cdot f}{\sin\beta - U \cos\beta} \right] - f \cdot \left(1 - \frac{d}{D_1} \right) \sin\beta \quad (15)$$

式 (15) 中， $f \cdot \left(1 - \frac{d}{D_1} \right) \sin\beta$ 较其它项小得多，可忽略不计，则经整理后可得：

$$\left[\left(F - F_0 - K\Delta D \tan \frac{\alpha}{2} \right) - \frac{D}{D_1} \left(\frac{T_1 - T_2}{2} \right) U \right] \sin\beta - \left[U \cdot \left(F - F_0 - K\Delta D \tan \frac{\alpha}{2} \right) + \frac{D}{D_1} \left(\frac{T_1 - T_2}{2} \right) \right] \cos\beta + f \cdot \frac{d}{D_1} = 0 \quad (16)$$

式 (16) 是一个关于变量 β 的三角关系式，经变量代换，最后解得：

$$\beta = \cos^{-1} \left\{ \frac{\frac{d}{D_1} \cdot f}{\sqrt{(1 + U^2) \left[\left(F - F_0 - K\Delta D \tan \frac{\alpha}{2} \right)^2 + \left(\frac{D}{D_1} \frac{T_1 - T_2}{2} \right)^2 \right]}} \right. \\ \left. - \cos^{-1} \left\{ \frac{U \cdot \left(F - F_0 - K\Delta D \tan \frac{\alpha}{2} \right) + \frac{D}{D_1} \frac{T_1 - T_2}{2}}{\sqrt{(1 + U^2) \left[\left(F - F_0 - K\Delta D \tan \frac{\alpha}{2} \right)^2 + \left(\frac{D}{D_1} \frac{T_1 - T_2}{2} \right)^2 \right]}} \right\} \right\} \quad (17)$$

联立式 (1) ~ (6) 可得：

$$F_1 = (T_1 - T_2) \left(\frac{\cos \frac{\alpha}{2} - U \sin \frac{\alpha}{2} \sin\phi}{2U \cos\phi} \right) \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \sin\phi = & -2U\cos\frac{\alpha}{2}\sin\frac{\alpha}{2}\left(\ln T_1/T_2\right)^2/2\left[\left(U\cos\frac{\alpha}{2}\ln T_1/T_2\right)^2+\left(U\theta_0\right)^2\right] \\ & +\left\{\left[2U\cos\frac{\alpha}{2}\sin\frac{\alpha}{2}\left(\ln T_1/T_2\right)^2\right]^2-4\left[\left(U\cos\frac{\alpha}{2}\ln T_1/T_2\right)^2+\left(U\theta_0\right)^2\right]\right. \\ & \left.\cdot\left[\left(\ln T_1/T_2\cdot\sin\frac{\alpha}{2}\right)^2-\left(u\theta_0\right)^2\right]\right\}^{1/2}/2\left[\left(U\cos\frac{\alpha}{2}T_1/T_2\right)^2+\left(U\theta_0\right)^2\right] \end{aligned} \quad (19)$$

根据已知条件,求解式(18)、(19),并将结果代入式(17),即可求得设计时的凸轮升角 β 值。

3 摩擦力对凸轮升角的影响

式(17)中的摩擦力 f 可用 $U'N$ 表示, U' 为动盘与轴之间的摩擦系数, N 为动盘与轴之间的正压力,其值可按图3所示的动盘(不含简单凸轮)受力平衡关系求得。

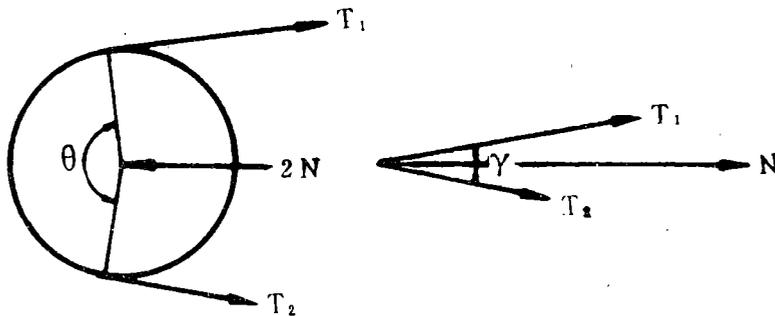


图3 动盘径向受力示意图

当 $\gamma=180^\circ-\theta$ 时,

$$N = \frac{1}{2}\sqrt{T_1^2 + T_2^2 - 2T_1 \cdot T_2 \cos\theta} \quad (20)$$

特别当皮带包角 θ 为 180° 、传动系统的传动比为1时,则

$$N = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (21)$$

式(20)、(21)的右端出现的 $\frac{1}{2}$,系由力的对称性得出的动盘受力情况决定的。考虑到动盘与轴为铸铁—钢摩擦付,静摩擦系数 $U'=0.2\sim 0.3$,但若传动系统为非封闭型,且使用保养不善时, U' 值会有不同程度的增大。

3.1 若不考虑摩擦力的作用

在这种情况下, $f=0$,由动盘的受力平衡关系,式(17)则变为如下形式:

$$\beta = 90^\circ - \cos^{-1} \left\{ \frac{U_1 \left(F - F_0 - K\Delta D \tan \frac{\alpha}{2} \right) + \frac{D}{D_1} \left(\frac{T_1 - T_2}{2} \right)}{\sqrt{(1 + U_1^2) \left[\left(F - F_0 - K\Delta D \tan \frac{\alpha}{2} \right)^2 + \left(\frac{D}{D_1} \frac{T_1 - T_2}{2} \right)^2 \right]}} \right\} \quad (22)$$

上式实质上是式(7)的另一种表达形式。可见,当不考虑 f 时,设计计算出的 β 值偏大,系统在运转中要实现自动张紧作用,则由于 $T_1 - T_2$ 的增大而产生的作用力首先必须克服实际存在的摩擦力,因此,按这种方法设计的扭矩感应凸轮装置对负载的变化反应不够灵敏。所以,本文推得的 β 理论设计计算公式(17)较原设计计算式(7)实用,这在DLT-12A型拖拉机带式无级变速器的性能试验中已得到验证。

3.2 感应度系数的概念

为了进一步分析摩擦力 f 对系统工作的影响规律,这里引入感应度系数 ε 的概念。它是表征凸轮装置对负载变化反应灵敏程度的一个系数,可用在静平衡条件下,系统克服静摩擦力的百分数表示。为此,可将式(17)修正为:

$$\beta = \cos^{-1} \left\{ \frac{\frac{d}{D_1} \cdot f \cdot t}{\sqrt{(1 + U_1^2) \left[\left(F - F_0 - K\Delta D \tan \frac{\alpha}{2} \right)^2 + \left(\frac{D}{D_1} \frac{T_1 - T_2}{2} \right)^2 \right]}} \right\} - \cos^{-1} \left\{ \frac{U_1 \left(F - F_0 - K\Delta D \tan \frac{\alpha}{2} \right) + \frac{D}{D_1} \frac{T_1 - T_2}{2}}{\sqrt{(1 + U_1^2) \left[\left(F - F_0 - K\Delta D \tan \frac{\alpha}{2} \right)^2 + \left(\frac{D}{D_1} \frac{T_1 - T_2}{2} \right)^2 \right]}} \right\} \quad (23)$$

感应度系数理论上应在 $0 \sim 1$ 之间取值, ε 值增大,系统对负载的感应程度增强。

当 $\varepsilon = 0$ 时,即为上面所分析过的情况,这时系统实现自动张紧作用不灵敏。

当 $\varepsilon = 1$ 时,说明系统已克服静摩擦力而处于临界平衡状态,这时即使 $T_1 - T_2$ 的微小变化也会引起系统的自动张紧作用,这种情况使凸轮装置的工作过于频繁,容易引起元件的磨损。

基于上述的理论分析以及通过运算和试验结果的验证,在设计计算时,推荐 ε 值取 $0.2 \sim 0.6$ 范围为宜。一般说,当负载波动较大时 ε 宜取较大值,反之,负载波动较小时宜取较小值。

由于整个运算过程比较复杂,为此编制了计算机程序,对DLT-12A型拖拉机的带式无级变速器进行了运算。由运算结果得知, ε 值增大时, β 值减小,而不同的设计参数, ε 对 β 的影响程度不同。同时还可得知, ε 值每增大 0.1 时, β 值将减小 $1^\circ \sim 2.5^\circ$,可见 ε 对 β 的设计计算结果的影响较显著而不可忽视。此外,应特别注意, ε 的大小应参照扭矩感应带式无级变速器的使用环境进行合理的选择,若在实际使用或试验中,系统性能未能达到设计要求时,还可重新选取 ε 值以寻求最佳效果。

4 结 论

4.1 用于拖拉机和农业机器的扭矩感应带式无级变速器, 不考虑动盘和轴之间的摩擦力作用是一个理论缺陷。

4.2 本文推导出的 β 理论设计计算公式较原沿用的设计计算式更为完善, 对扭矩感应带式无级变速器的设计计算具有实际使用价值。

4.3 文中进一步提出了感应度系数 ε 的概念, 分析了它对系统性能的影响规律, 由运算、试验和使用情况表明, ε 值对 β 的影响较显著。 ε 值应参照使用环境合理选取, 推荐值的范围为0.2~0.6。

4.4 通过台架性能试验得到证实: 凸轮升角适当减小, 可以改善凸轮装置自动张紧作用的实现能力。

参 考 文 献

- 1 Oliver L R, Henderson D D. In: Paper 720708 presented at SAE Combined National FCIM and powerplant meeting, Milwaukee, September, 1972: 2—4
- 2 Kimmich E G, Roesler W Q. Agri Eng 1950 (31): 334—340
- 3 AN ME Staff Report. 1984, 106 (12): 34—39
- 4 阮忠唐主编. 机械无级变速器. 机械工业出版社, 1983: 93—94, 362—367, 383—393

DISCUSSION ON THE DESIGNING THEORY FOR TORQUE SENSING CAM ANGLE

Zuo Shilun Zheng Jiahong

(*Department of Farm Machinery*)

Abstract

The theoretical designing calculation formula concerning the cam angle of the torque sensing variable V-belt drive was developed through theoretical analysis, and also, the concept of coefficient of the torque sensing degrees and its range was proposed, and the performances of the torque sensing variable V-belt drive was analysed under the coefficient influence in this paper. It is, therefore, considered that the proper reduction of cam angle is useful to improve the driving performances of the torque sensing variable V-belt drive.

Key words: variable speed drive, torque sensing, cam angle, sensing degree coefficient