

# 关于 HTD 同步带压轴力计算公式

曹助家 丁永安

(机械工程系)

## 摘要

本章对以静张力为基础的 HTD 同步带压轴力计算公式提出了异议。作者引用国外最新技术资料,建立了计入紧边张力和松边张力的 HTD 带压轴力计算公式,文中列出了两种计算公式的不同计算结果。

关键词:机械传动 计算载荷 载荷分析 动压力 齿形传动胶带

## 1 前言

带传动压轴力是设计轴和选择滚动轴承的重要依据。压轴力计算得是否恰当,将直接影响轴的设计和轴承的选择。

V 带传动是摩擦传动,为保证传递动力所需的摩擦力,必须对 V 带施加足够的静张力(即初张力)。以静张力(不以紧边张力和松边张力)为基础的 V 带压轴力计算公式,在各种机械设计手册和高校教材中皆已采用,足见这种计算公式已为工程设计所认可。

V 带压轴力计算公式见公式(1):

$$F = 2ZT_1 \sin \frac{\theta}{2} \quad (1)$$

式中:  $F$ ——压轴力, N;

$Z$ ——V 带根数;

$T_1$ ——带的静张力, N;

$\theta$ ——带在小轮上的包角。

同步带传动是啮合传动,安装时也必须施加静张力,以防止传动中出现爬齿现象。传递相同转速和功率的 V 带和同步带,后者所需的静张力比前者要小得多,原因是传动机理不同。若以 V 带压轴力计算公式求解同步带的压轴力,作者认为是欠妥当的。

最近公布的纺织行业标准<sup>[1]</sup>,却将 V 带压轴力计算公式,用于 HTD 同步带(又称圆弧齿同步带或高扭矩同步带),有鉴于此,特撰文加以讨论。

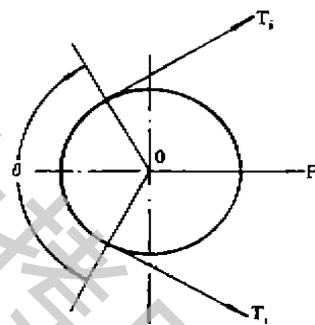


图1 V带的静张力和压轴力

收稿日期: 1993-7-1

## 2 讨 论

文献<sup>〔1〕</sup>规定的HTD同步带压轴力计算公式、公式(2)所示:

$$F = 2T_1 \sin \frac{\theta}{2} \quad (2)$$

式中代号意义与公式(1)相同,其中静张力 $T_1$ 值见表1<sup>〔1〕</sup>。

显然公式(2)并未考虑HTD带传动在工作时紧边张力和松边张力对压轴力的影响。

据盖茨橡胶公司(Gates Rubber Company)的技术资料《Power Grip HTD Systems for Industrial Drives》(1992年9月版本)介绍,HTD带传动的紧边张力和松边张力分别由公式(3)、(4)计算:

$$T_1 = \frac{41250HP}{V} \quad (3)$$

$$T_2 = \frac{8250HP}{V} \quad (4)$$

式中: $T_1$ ——紧边张力,磅;

$T_2$ ——松边张力,磅;

HP——设计功率(名义功率乘以工况系数),马力(HP);

V——带速,英尺/分。

按1马力=0.7457千瓦(kw),1英尺/分= $5.08 \times 10^{-3}$ 米/秒(m/s),1磅=4.4483牛(N)的关系,将公式(3)、(4)转换为国际单位制(SI制)后,紧边、松边张力的公式为:

$$T_1 = \frac{1250P_d}{V} \quad (5)$$

$$T_2 = \frac{250P_d}{V} \quad (6)$$

式中: $T_1$ ——紧边张力,N;

$T_2$ ——松边张力,N;

$P_d$ ——设计功率,kw( $P_d = K_A P$ );

$K_A$ 为工况系数,P为名义功率,kw);

V——带速,m/s。

作者认为HTD同步带的压轴力,应为传动时紧边张力和松边张力的矢量和。HTD带压轴力的计算公式推演如下:

由图2知,oced为一平行四边形, $\overline{OC}$ 表示紧边张力 $T_1$ 、 $\overline{od}$ 表示松边张力 $T_2$ ,则 $\overline{oe}$ 表示

表1 HTD带的静张力 $T_1$ 值

型 号	带宽(mm)	静张力 $T_1$ (N)
3M	6	29.4
	9	44.1
	15	73.5
5M	9	54.9
	15	96.0
	20	137.2
	25	178.4
	30	219.5
8M	20	235.2
	25	294.0
	30	343.0
	40	499.8
	50	637.0
	60	764.4
	70	891.8
	85	1097.6
14M	30	441.0
	40	617.4
	55	901.6
	70	1166.2
	85	1470.0
	100	1783.6
	115	2087.4
	130	2450.0
	150	2822.4
	170	3185.0

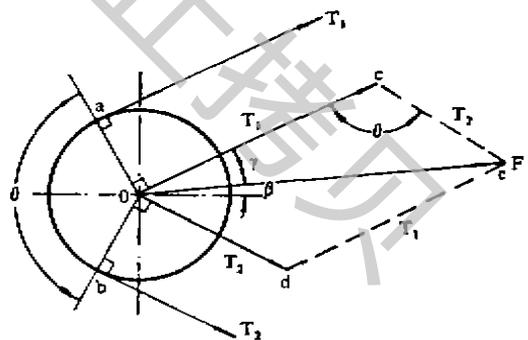


图2 带的紧边张力、松边张力和压轴力关系

压轴力  $F$ , 据余弦定理:

$$F = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 - 2T_1T_2\cos\theta} \quad (7)$$

因由公式(3)、(4) (或公式(5)、(6)) 得  $T_1/T_2=5$ , 故公式(7)可简化为公式(8):

$$F = \frac{250P_d}{V} \sqrt{26 - 10\cos\theta} \quad (8)$$

令  $K_F = \sqrt{26 - 10\cos\theta}$ , 称  $K_F$  为矢量迭加系数, 并以  $\theta = 60^\circ \sim 180^\circ$  代入计算, 则  $K_F$  值可由表2查得.

借助系数  $K_F$ , HTD 同步带压轴力的计算公式最简形式为:

$$F = 250P_d K_F / V \quad (9)$$

考虑到实际工况的影响, 当工况系数  $K_A$  大于或等于 1.3 时, 公式(9)计算的压轴力数值应乘以 0.77 (注: 0.77 为盖斯公司资料所给定的经验数据) 加以修正.

压轴力  $F$  的大小以上法计算, 其方向以压轴力  $F$  与两轮连心线间的夹角  $\beta$  表示. 据正弦定理并借图2不难推得  $\beta$  角的数值为:

$$\begin{aligned} \gamma &= \arcsin\left(\frac{T_2 \sin\theta}{F}\right) \\ \beta &= \left(\frac{180^\circ - \theta}{2}\right) - \gamma \end{aligned} \quad (10)$$

式中:  $\beta$ 、 $\theta$ 、 $r$  单位均以 ( $^\circ$ ) 表示.

### 3 算 例

按 HTD 同步带传动设计方法选用的 HTD 带, 型号为 8m, 带宽 20mm, 带长为 1040mm, 带轮齿数  $Z_1=36$ ,  $Z_2=48$  (节圆直径分别为  $d_1=91.67\text{mm}$ ,  $d_2=122.23\text{mm}$ ), 传动中心距为 351.7mm, 带在小轮上的啮合包角为  $\theta=175^\circ$ , 该传动传递的名义功率  $P=7.7\text{KW}$ , 工况系数  $K_A=1.3$ , 小轮转速  $n_1=2920\text{r/min}$ , 试求此传动的压轴力.

解一: 按文献[1]公式计算, 查表1得  $T_1=235.2\text{N}$ , 已知  $\theta=180^\circ$ , 则由公式(2)算得压轴力  $F$  为:

$$F = 2T_1 \sin\frac{\theta}{2} = 2 \times 235.2 \times \sin 90^\circ = 470.4\text{N}$$

答: 此传动压轴力为 470.4N, 方向沿两轮连心线指向轮轴.

解二: 按本文公式计算, 内插法查表2得,  $K_F=5.995$ , 又据  $n_1$ 、 $d_1$  算得带速  $V$  为:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 91.67 \times 2920}{60 \times 1000} = 14.02\text{m/s}$$

再以公式(9)计算压轴力  $F$ :

表2 矢量迭加系数  $K_F$  值

$\theta(^\circ)$	$K_F$	$\theta(^\circ)$	$K_F$
60	4.58	130	5.69
70	4.75	140	5.80
80	4.93	150	5.89
90	5.10	160	5.95
100	5.27	170	5.99
110	5.42	180	6.00
120	5.57		

$$F = 250P_d K_F / V = 250 \times 1.3 \times 7.7 \times 6 / 14.02 = 1071 \text{ N}$$

考虑工况系数  $K_A = 1.3$ ，上述压轴力数值应乘以 0.77 进行修正。实际的压轴力  $F = 0.77 \times 1071 = 824.7 \text{ N}$ 。

又按公式(10)得， $r = 1.08^\circ$ ， $\beta = 1.42^\circ$ 。

答：此传动的压轴力为 824.7N，方向为  $\beta = 1.42^\circ$ ，指向轮轴。

由以上算例观得，两种压轴力计算公式解得的数值差异甚大。前者计算的是静态时的压轴力，而后者为工作时的压轴力。计算压轴力的目的是为设计轴和选择滚动轴承提供依据；如按静张力计算，则轴的强度和轴承的寿命皆难以保证，此外对轴的刚度和稳定性可能会带来不利影响。

综上所述，本文的结论概述如后。

## 4 结 语

4.1 以静张力  $T_1$  为基础的 HTD 同步带压轴力  $F$  的计算公式，混淆了啮合传动与摩擦传动的机理，故文献[1]的公式值得商榷。

4.2 计入紧边张力  $T_1$  和松边张力  $T_2$  的 HTD 带压轴力  $F$  的计算公式，更接近真实的压轴力，对轴的设计和轴承选择更具应用价值。

4.3 本文推导的公式(9)、(10)及编制的表 2 是计算 HTD 带压轴力  $F$  较为简练的公式和表格，且使用国际单位制，既方便又规范。

## 参 考 文 献

- (1) 杜任星等, FZ/T 90042.3-92 中华人民共和国纺织行业标准. 纺织机械用同步带传动 高扭矩同步带轮尺寸 附录 B 北京: 纺织工业出版社, 1992:37~38

## AN EXPLORATION OF THE FORMULA FOR CALCULATING RESULTANT BELT PULL IN HTD BELTS

Cao Zhujia Ding Yongan

### Abstract

This paper presents an argument against the formula in which calculation of resultant belt pull in HTD belts is based on the static tension. The authors reviewed the latest foreign reference and developed a new formula that involves tight side tension and slack side tension in calculating resultant belt pull in HTD belts. The difference between the calculating results derived from two formulas is shown in the paper.

**Key words:** Mechanical drives Calculated loads Loading analysis  
Dynamic pressure Synchro transmission belts