

带传动弹性滑动率研究

张有忱¹⁾ 马 萍²⁾ 张美麟¹⁾ 张莉彦¹⁾

(1)北京化工大学机械工程学院,北京 100029; 2)北京煤炭设计研究院,北京 100011)

摘 要: 根据柔韧体摩擦的欧拉公式及变形公式推导出用于计算带传动弹性滑动率的计算公式,并分析了弹性滑动率与初拉力和有效拉力之间的关系。进行了带传动滑动率实验,实验结果与理论计算结果吻合较好。

关键词: 带传动; 滑动率; 变形

中图分类号: TH 132.32

弹性滑动是带传动的固有特性,无法避免。弹性滑动大小与哪些因素有关? 满足什么样的关系? 很少有人研究。本文通过理论分析,找出带传动滑动率的计算公式,并分析各因素对其的影响。

1 滑动率的计算公式

带传动在工作时,带受到拉力后要产生弹性变形。由于紧边和松边的拉力不同,因而弹性变形也不相同。当紧边在 G_1 点绕上主动轮时(见图1),其所受的紧边拉力为 F_1 ,此时带的线速度 v 和主动轮的圆周速度 v_1 相等。在带由 G 点转到 B_1 点的过程中,带所受的拉力由紧边拉力 F_1 逐渐降低到松边拉力 F_2 ,带的弹性变形也随之逐渐减小,因而带沿带轮的运动是一面绕进、一面向后收缩,所以带的速度便逐渐过渡到低于 v_1 ,在这一过程中,带与主动带轮间发生了相对滑动。相对滑动现象也发生在从动轮上,带绕过从动轮时,拉力由 F_2 增大到 F_1 ,弹性变形随之逐渐增加,因而带沿带轮的运动是一面绕进、一面向前伸长,所以带的线速度 v 便逐渐过渡到高于从动轮的圆周速度 v_2 。

由于弹性滑动的影响,将使从动轮的圆周速度 v_2 低于主动轮的圆周速度 v_1 ,其降低的程度可用弹性滑动率 来计算^[1]:

$$= \frac{v_1 - v_2}{v_1} \quad (1)$$

由(1)式可知,欲计算弹性滑动率,必须先求解 v_1 和 v_2 。在图1中可见,在 G_1 点带的线速度 v 与主动轮上的圆周速度 v_1 相同,在 G_2 点带的线速度

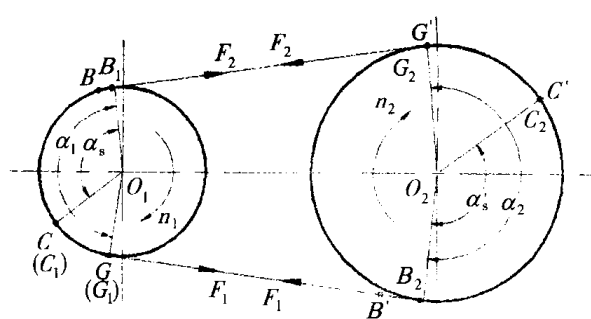


图1 带传动示意图

Fig. 1 The schematic diagram of the belt driving

v 与从动轮的圆周速度 v_2 相同。由于在直线 BG 段带上的力是相同的,伸长量没有改变,故 B_1 点与 G 点的速度相同。因此,只求得带在 B_1 点的线速度即可得知从动轮的圆周速度 v_2 。

在正常传动情况下,带的弹性滑动并不是发生在全部包角的接触弧上,而只发生在带离开主动轮和从动轮前的那部分接触弧上,如图1中的滑动弧 C_1B_1 和 C_2B_2 ,所对的中心角为滑动角 α_s 。带的伸缩主要发生在滑动弧上,而在 G_1B_2 段和 G_1C_1 弧段及 B_1G_2 和 G_2C_2 弧段中,带的伸缩量并没有发生变化。只需计算滑动弧对应的带的伸长量,即可求得带在转过滑动弧过程中的长度变化量。

1.1 滑动角

经分析,图2中滑动弧上力的变化应满足柔韧体摩擦的欧拉公式,则滑动角可由欧拉公式求出:

$$s = \frac{1}{f} \ln \frac{F_1}{F_2} \quad (2)$$

式中, s 为滑动角, rad; f 为带与带轮间的摩擦因

数; F_1 、 F_2 分别为紧边、松边的拉力, N。

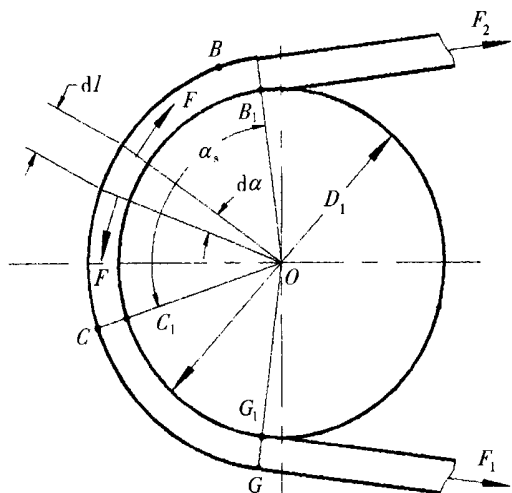


图2 带受力变形示意图

Fig. 2 The force and deformation diagram of the belt

1.2 带的伸长量

在 d 对应的带的微段内, 带所受的拉力 F 可认为是常量, 则在此微段内带的伸长量 dl 为

$$dl = \frac{FD_1}{2AE}d$$

式中, F 为在 包角处带所受拉力, $F = F_2 e^f$, N; D_1 为主动带轮的基准直径, mm; A 为带的截面积, mm^2 ; E 为带的弹性模量, MPa。

在滑动角 s 对应的整个滑动弧上, 带的伸长量为

$$l = \int_0^s \frac{D_1}{2AE} F_2 e^f d = \frac{F_2 D_1}{2AE} \frac{1}{f} (e^{fs} - 1) \quad (3)$$

而在滑动弧同样长度的带上, 在 F_1 作用下带的伸长量为

$$l = \frac{F_1 D_1 s}{2AE} = \frac{D_1 s F_2}{2AE} e^{fs}$$

则带在绕过主动带轮滑动弧时带的缩短量 l 为

$$l = l - l = \frac{F_2 D_1}{2AE} \left(e^{fs} - \frac{1}{f} e^{fs} + \frac{1}{f} \right) \quad (4)$$

1.3 弹性滑动率

假定主动带轮上某点 (G_1) 圆周速度为 v_1 , 在时间 t 内走过滑动弧 $\frac{D_1 s}{2}$ 段距离, 圆周速度 $v_1 = \frac{D_1 s}{2t}$, 而带上的某点 (B) 在同样时间内只能走过 $\frac{D_1 s}{2} - l$ 这段距离, 由此可推得带绕出带轮时的线速度 $v = \frac{1}{t} \left(\frac{D_1 s}{2} - l \right)$, 这一速度实际上就等于从动带轮的圆周速度 v_2 。

根据(1)式可得到弹性滑动率的计算公式为

$$= \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \frac{F_2}{AE} \left(e^{fs} - \frac{1}{f} e^{fs} + \frac{1}{f} \right) = \frac{F_2}{AE} \left(\frac{F_1}{F_2} - \frac{F_1/F_2}{\ln(F_1/F_2)} + \frac{1}{\ln(F_1/F_2)} \right) \quad (5)$$

2 计算结果与分析

为了应用式(5), 则需计算 F_1 和 F_2 :

$$F_1 = F_0 + F_e/2$$

$$F_2 = F_0 - F_e/2$$

(6)

式中, F_0 为初拉力; F_e 为有效拉力。

由式(5)可知, 欲计算弹性滑动率, 还需要知道带的截面积 A 和带的弹性模量 E 。对于每一种带, AE 值是不同的, 其中截面积 A 与带所能承受的拉力大小有直接的关系。计算中取 $AE = 5000$ N, 取带与带轮间的摩擦因数 $f = 0.28$ (皮革-铸铁), $f = 0.8$ (橡胶-铸铁)^[2], 对于橡胶 V 带传动, 应采用等效摩擦因数 $f_v = f/\sin(\alpha/2) = 2.34$ 。根据式(2), 可确定 F_1/F_2 的值。假定传动比为 1, 则主动带轮上最大滑动角为 α , 由此可得到 F_1/F_2 的最大值分别为 2.41 ($f = 0.28$)、12.35 ($f = 0.8$) 和 1558.3 ($f_v = 2.34$)。若取 $F_0 = 50$ N, 则根据式(6)可求得在 3 种摩擦因数下所能传递的有效拉力最大值分别为 41.34 N ($f = 0.28$)、85 N ($f = 0.8$) 和 99 N ($f_v = 2.34$)。显然, 在上述 3 种传送带中橡胶 V 带所能传递的有效拉力最大值为最大。从式(5)和式(6)可以看出, 除了 AE 外, 弹性滑动率实际上主要与 F_0 和 F_e 有关。在不同有效拉力下的弹性滑动率列于表 1 中。

从表 1 中可以看出, 有效拉力增加, 弹性滑动率增加。当 $f = 0.28$ 时, 有效拉力最大值为 41.34 N, 所对应的最大弹性滑动率 \max 为 0.6% 左右, 也就是说, 当有效拉力最大值超过 41.34 N, \max 大于 0.6% 时, 皮带将发生打滑现象, 即滑动率显著增加。同理可知, 当 $f = 0.8$ 和 $f_v = 2.34$ 时的最大弹性滑动率分别为 1.2% 和 1.6% 左右。从表 1 中还可以看出, 对于同样的有效拉力 F_e , 当初拉力 F_0 增加时, 弹性滑动率有所减小。

对于正确设计正常使用的带传动, 其单根带的有效拉力可根据单根带的基本额定功率和带轮基准直径及转速求出, 而初拉力也可根据有关公式^[1]求得。根据 F_e 和 F_0 及有关带传动的参数即可求出弹性滑动率。现将传动比等于 1 时的 Z 型 V 带与基本额定功率 ($P_n = 180$ W) 和带轮基准直径及转速对

应下的弹性滑动率值列于表 2。从表 2 中的计算结果可以看出,正常使用时的 Z 型 V 带的弹性滑动率

小于 1,且随着转速的提高,弹性滑动率基本上呈现逐渐减小的趋势。

表 1 不同初拉力 F_0 、不同有效拉力 F_e 下的弹性滑动率

Table 1 The elastic sliding rate under various values of F_0 and F_e

F_0	/ %										
/N	0.00 *	9.90 *	19.8 *	29.7 *	39.6 *	49.5 *	59.4 *	69.3 *	79.2 *	89.1 *	99.0 *
50	0.000	0.103	0.211	0.327	0.451	0.583	0.725	0.881	1.056	1.267	1.616
100	0.000	0.101	0.205	0.312	0.422	0.537	0.654	0.776	0.901	1.031	1.166
200	0.000	0.100	0.201	0.304	0.409	0.516	0.624	0.733	0.845	0.958	1.073

* 表示有效拉力 (F_e), 单位 N。

表 2 正常工作时 V 带的弹性滑动率

Table 2 The elastic sliding rate of the V belt under normal operation

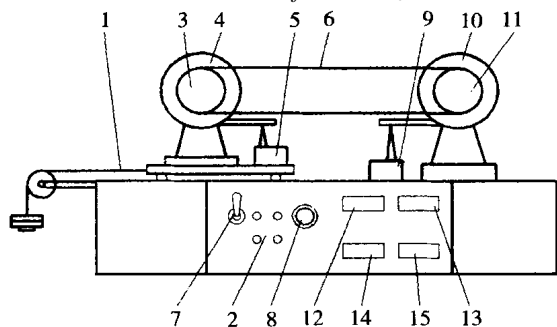
带轮直径 D	/ %							
/mm	400 *	730 *	800 *	980 *	1 200 *	1 460 *	2 000 *	2 800 *
50	0.675	0.539	0.547	0.535	0.509	0.478	0.439	0.399
63	0.695	0.618	0.650	0.637	0.635	0.591	0.550	0.497
71	0.693	0.717	0.768	0.722	0.691	0.650	0.593	0.536
80	0.957	0.748	0.751	0.723	0.680	0.669	0.592	0.530

* 表示带轮转速 (n), 单位 r/min。

3 滑动率实验

滑动率实验是在哈尔滨工业大学实验机械厂生产的带传动实验台上进行的。实验台的结构如图 3 所示。实验采用皮革平皮带,宽度为 30 mm,皮带的厚度为 3 mm。经测定,皮带的 $AE = 2\,000\text{ N}$,皮带与铸铁带轮间的摩擦因数 $f = 0.28$ 。实验在两种初

拉力下进行,即 $F_0 = 15\text{ N}$ 和 $F_0 = 25\text{ N}$ 。根据理论计算,在这两种初拉力下的有效拉力分别达到临界有效拉力 12 N 和 20 N 左右时带将由弹性滑动过渡到打滑(即滑动率显著增加)。在两种初拉力下按式(5)计算的滑动率与实验得到的滑动率见表 3 和表 4。从表 3 和表 4 中可见,滑动率理论计算结果与实验结果在总的变化趋势上比较吻合。当有效拉力小于临界有效拉力时,实验结果与计算结果比较接近。当有效拉力接近或超过临界有效拉力(12 N 和 20 N)时,带传动正处于从弹性滑动到全面打滑的过程中,滑动率也处于一个非常不稳定的阶段,此时滑动



1. 皮带预紧装置与砝码;2. 负载接线柱;3. 主动带轮;4. 直流电动机;5. 电动机测矩装置;6. 皮带;7. 电源开关;8. 调速旋钮;9. 发电机测速装置;10. 直流发电机;11. 从动带轮;12. 电动机转矩显示;13. 发电机转矩显示;14. 电动机转速显示;15. 发电机转速显示

图 3 实验台结构简图

Fig. 3 The schematic diagram of the experimental bench

表 3 $F_0 = 15\text{ N}$ 时滑动率的实验值与计算值

Table 3 Experimental value and calculated value of the sliding rate under $F_0 = 15\text{ N}$

F_e/N	(计算)/ %	(实验)/ %	/ %
5.44	0.144 3	0.149 7	3.742
8.16	0.222 9	0.250 2	12.25
11.36	0.321 3	0.552 1	71.83
14.08	打滑	5.918	-
15.64	打滑	21.81	-

注: $\Delta = ((\text{实验}) - (\text{计算})) / (\text{计算})$

表 4 $F_0 = 25\text{ N}$ 时滑动率的实验值与计算值

Table 4 Experimental value and calculated value of the sliding rate under $F_0 = 25\text{ N}$

F_e/N	(计算)/ %	(实验)/ %	/ %
6.88	0.179 9	0.141 8	- 21.18
9.44	0.251 0	0.239 0	- 4.781
12.16	0.329 0	0.288 7	- 12.25
14.96	0.412 2	0.387 0	- 6.114
17.60	0.493 5	0.533 3	8.065
20.80	0.595 8	1.121	88.15
22.96	打滑	3.080	-
25.33	打滑	16.25	-

注: $\Delta = (\text{实验}) - (\text{计算}) / (\text{计算})$ 。

率实验结果的相对误差()显著增加也正好说明

了这个问题。

4 结 论

- (1) 当有效拉力增加时,弹性滑动率增加。
- (2) 对于同样的有效拉力 F_e ,当初拉力 F_0 增加时,弹性滑动率有所减小。
- (3) 进行了带传动滑动率实验,当有效拉力小于临界有效拉力时,实验结果与计算结果比较吻合。

参 考 文 献

[1] 濮良贵,纪名刚. 机械设计. 第六版. 北京:高等教育出版社,1996. 144 ~ 167
[2] 吴宗泽. 机械设计实用手册. 北京:化学工业出版社, 1999. 899 ~ 958

Research on elastic sliding rate in belt driving

ZHANG Your-cheng¹⁾ MA Ping²⁾ ZHANG Mei-lin¹⁾ ZHANG Li-yan¹⁾

(1) College of Mechanical Engineering , Beijing University of Chemical Technology , Beijing 100029 ;
2) Beijing Institute of Coal Design and Research ,Beijing 100011 , China)

Abstract : On the basis of Euler's formula of flexible bodies friction and the deformation formula , formulas for calculating elastic sliding rate of the belt driving have been derived. The relationship of elastic sliding rate versus initial tension and effective tension has been found out. The sliding rate test was carried out. The experimental results tally with calculated results.
Key words : belt driving ; sliding rate ; deformation

(上接第 41 页)

Application research of modified POM three layers composite

HUANG Li ZHANG Wen-zhi XU Ding-yu XU Cong-peng

(College of Materials Science and Engineering , Beijing University of Chemical Technology ,Beijing 100029 , China)

Abstract : Manufacturing methods ,properties and simulating experiment results of the three layers composite are reported in this paper. This composite which is made by modified POM as the plastic layer is used as the slideway materials of gates of hydraulic dam. The result indicates that the modified POM with three layers composite has quite low friction coefficient ,high load-ability and good aging-resistant property. It can meet the demand of the leaving slideway material for hydraulic dam.
Key words : modified POM ; the three layers composite ; friction and aging-resistant property ; supporting material of building in anchor gate