

同步带传动的设计计算和使用

庄 工

同步带传动是一种新型的机械传动(见图1),由于它是一种啮合传动,因而带和带轮之间没有相对滑动,从而使主、从轮间的传动达到同步。同步带传动和V带、平带相比具有:(1)传动准确,无滑动,能达到同步传动的目的;(2)传动效率高,一般可达98%;(3)速比范围大,允许线速度也高;(4)传递功率范围大,从几十瓦到几百千瓦;(5)结构紧凑,还适用于多轴传动等优点。因此,同步带传动已日益引起各方面的注意和重视,并把这种传动应用到各种机械设备上。相应地设计者要求有一种设计方法来合理地选择同步带传动的各项参数。笔者根据参加制订同步带传动国家标准讨论和学术活动的体会,提出了同步带传动的设计方法及应注意的问题,以供同步带传动设计者参考应用。

一、同步带传动的设计准则

同步带传动是以带齿与轮齿依次啮合来传递动力,达到同步传动的目的。因此,在同步带传递扭矩时,带将受拉力作用,带齿承受剪切,而带齿的工作表面在进入和退出与轮齿啮合的过程中将被磨损。因此同步带的主要失效形式有如下三种:

- (1) 同步带承载绳(又称骨架绳)的疲劳断裂;
- (2) 带齿的剪切破裂;
- (3) 带齿工作表面磨损,失去原来的形状。

根据试验分析,当同步带绕于带轮时,在所包圆弧

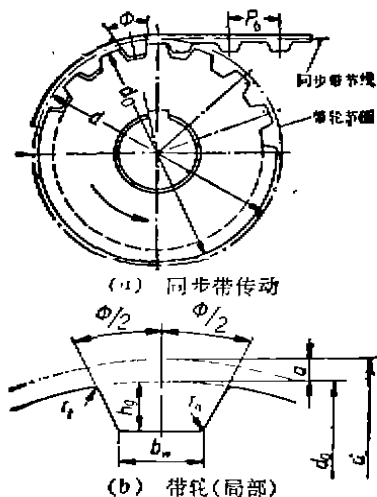


图 1

《机械制造》1989年第12期

内,带齿与带轮齿的啮合齿数 z_m 大于6时,带齿的剪切强度将大于带的抗拉强度。同时,随着粘附于带齿工作表面上的尼龙包布层的设置,使带齿的耐磨性有了很大的提高。因此在同步带正常工作条件下,同步带的主要失效形式是带在变拉力作用下的疲劳断裂。所以同步带传动是根据带的抗拉强度作为设计准则来进行设计的。

在ISO5295《同步带额定功率与传动中心距的计算》标准中,就是以此为依据提出了带宽为基准宽度的基准额定功率计算公式:

$$P_0 = (T_a - mv^2)v/1000 \quad (\text{kW})$$

式中: P_0 ——某一型号同步带在基准宽度下所能传递的基准额定功率 (kW)

T_a ——某一型号同步带在基准宽度下的许用工作拉力(见表1) (N)

m ——某一型号同步带在基准宽度下的单位长度质量 (kg/m)

v ——同步带线速度 (m/s)

由公式可知: T_a 为带的许用工作拉力, mv^2 为带在运转过程中由离心力产生的拉力,因此,带所能传递的功率是以带所能承受的 $(T_a - mv^2)$ 拉力为依据来确定的。

为保证抗拉强度计算的有效性,当所设计的同步带传动中啮合齿数 z_m 小于6时,以及带宽不等于某一型号同步带的基准宽度时,引入了两个计算系数,这时的同步带额定功率的精确计算公式如下:

$$P = (K_z K_w T_a - \frac{b_s m v^2}{b_{s0}})v/1000 \quad (\text{kW})$$

式中: P ——带宽为 b_s , 小轮啮合齿数为 z_m 时的带所能传递的额定功率 (kW)

K_z ——啮合系数,当 $z_m > 6$ 时, $K_z = 1$, 当 $z_m < 6$ 时, $K_z = 1 - 0.2(6 - z_m)$

K_w ——带宽系数, $K_w = (b_s/b_{s0})^{1.14}$, 式中 b_s 为带的实际宽度, b_{s0} 为该种型号同步带的基准宽度,见表1。

ISO还规定了带的额定功率近似公式计算:

$$P \approx K_z K_w P_0$$

二、同步带传动的设计计算步骤

同步带传动设计目的是确定带的型号、节距、带

长(节线长度)、中心距、带宽及主、从动带轮齿数、直径等参数。

在设计时,一般已知同步带传动所需传递的名义功率 P_m , 主动带轮转速 n_1 , 传动比以及对传动中心距的要求, 传动的工作条件等, 其设计计算步骤如下:

1. 确定同步带传动的设计功率 P_d

$$P_d = KP_m$$

式中: K ——载荷修正系数, 它可根据原动机, 工作机类型和每日运转时间等因素来确定。

此系数可采用日本 JISK6372-82 中的数值, 见表 3。

P_m ——工作机上电动机功率

2. 确定带的型号和节距

可根据同步带传动的设计功率 P_d 和小带轮转速 n_1 由同步带选型图中来确定所需采用的带的型号和节距, 同步带选型图可参考日本 JIS K6372-82 见图 2。

3. 选择小带轮齿数

同步带传动中带轮的最少许用齿数可按表 2 选用。

由表 2 可知各种型号同步带轮的最少许用齿数与带轮转速和带轮齿节距有关。这可根据同步带的弯曲疲劳寿命来分析, 带轮转速越高, 则带在单位时间内绕过带轮的次数增多, 如带轮齿数少, 相应带轮直径小, 则使带受弯曲应力增大, 容易导致同步带的弯曲疲劳破坏, 因此, 在高转速时应采用较多齿数的带轮, 以减少带所受弯曲应力。而在同一转速下, 随着节距增大, 使带槽截面增大, 其适应弯曲应力的能力下降。因此, 其带轮采用的最少许用齿数应有所增加。选定小带轮齿数后, 可根据传动比 i 确定另一带轮的齿数 $z_2 = z_1 i$ 。

表 1 七种同步带型号的主要参数^{[1][3][4]}

带型号	节距 P_d (mm)	基准宽度 b_o (mm)	拉力 T_o (N)	质量 (kg/m)	带宽 b_s (mm)		
MXL	2.032	6.4			3.0	4.8	6.4
XXL	3.175	6.4	31	0.010	3.0	4.8	6.4
XL	5.080	9.5	50.17	0.022	6.4	7.9	9.5
L	9.525	25.4	244.46	0.095	12.7	19.1	25.4
H	12.700	76.20	2100.85	0.448	19.1	25.4	38.1
XH	22.225	101.6	4048.90	1.484	50.8	76.2	101.6
XXH	31.750	127.0	6398.03	2.473	50.8	76.2	101.6

注: 1. MXL—最轻型; XXL—超轻型; XL—特轻型
L—轻型; H—重型; XH—特重型; XXH—超重型。

2. 因为带的节距是一个规定值, 故所有数值均取三位小数。

4. 确定带轮的节圆直径

在同步带传动的节距和带轮齿数确定后, 就可根据公式 $d = P_d z / \pi$ 求得带轮的节圆直径, 式中 P_d 为同步带节距。带轮的外圆直径 $d_o = d + 2t$, 见图 1。

5. 确定同步带的节线长度

带的节线长度可根据带围绕两带轮的周长来计算(见图 3)可由下式求得:

$$L_p = 2a \cos \varphi + \pi(d_2 + d_1)/2 + \pi \varphi(d_2 - d_1)/180$$

式中: L_p ——带的节线长(mm); a ——两轮中心距

φ ——计算 L_p 的辅助角, $\varphi = \sin^{-1} \frac{d_2 - d_1}{2a}$ (度)

设计时如对中心距无要求, 则可初选中心距 a 为:

$$0.7(d_1 + d_2) < a < 2(d_1 + d_2)$$

如已知中心距, 则把中心距值代入公式计算节线长度。在计算出节线长度 L_p 后, 需根据 ISO5296-78 圆整为标准节线长度。

6. 计算同步带齿数 $z_b = L_p / P_d$

7. 传动中心距确定

在带节线长度 L_p 和齿数 z_b 确定后, 就可根据图 3 所示几何关系求得精确中心距:

$$a = P_d(z_2 - z_1) / 2\pi \cos \theta$$

式中: θ ——可按 $\sin \theta = \pi(z_2 - z_1) / (2L_p)$ 求出。

但当传动中的大小带轮齿数比值 z_2/z_1 趋近于 1 时, 上述公式不能使用, 此时可接近似公式计算:

$$a = M + \sqrt{M^2 - \frac{1}{8} \left[\frac{P_d(z_2 - z_1)}{\pi} \right]^2}$$

式中: $M = P_d(2z_b - z_1 - z_2) / 8$

8. 确定同步带设计功率为 P_d 下所需的带宽

(1) 计算所选型号同步带的基准额定功率

$$P_0 = (T_o - mv^2)v / 1000 \quad (\text{kW})$$

式中: $v = \frac{\omega P_d z_1 \times 10^{-5}}{2\pi} \quad (\text{m/sec})$

T_o 、 m ——可根据带的型号由表 1 查出。

(2) 计算小带轮啮合齿数 z_m

$$z_m = \frac{z_1}{2} - \frac{P_d z_1}{2\pi^2 a} (z_2 - z_1) \quad (\text{取整数})$$

(3) 确定实际所需的带宽 b_s 。

表 2 带轮最少许用齿数^[4]

小带轮转速 (r/min)	带 型 号					
	MXL	XL	L	H	XH	XXH
900 以下	10	10	12	14	22	22
900~1200 以下	12	10	12	16	24	24
1200~1800 以下	14	12	14	18	26	26
1800~3600 以下	16	12	16	20	30	—
3600~4800 以下	18	15	18	22	—	—

《机械制造》1999 年第 12 期

根据设计要求, 带的设计功率 P_d 应小于或等于带所能传递的额定功率 P , 即 $P_d \leq P$ 。前面已提及过在宽度为 b_s 、啮合齿数为 z_m 时带传递的额定功率可近似按下式计算: $P \approx P_0 K_z K_w$

式中啮合系数 K_z 根据 z_m 值确定 (当 $z_m \geq 6$ 时, $K_z = 1$), 带宽系数 $K_w = (b_s/b_{s0})^{1.14}$, 代入上式, 则得:

$$P \approx P_0 K_z (b_s/b_{s0})^{1.14}$$

如将 P 计算公式代入 $P_d < P$, 则得:

$$P_d < K_z P_0 (b_s/b_{s0})^{1.14} \quad \text{改写后得:}$$

$$b_s \geq b_{s0} (P_d/K_z P_0)^{1/1.14}$$

在求出 b_s 后, 根据 ISO5296-78 圆整为标准带宽。

9. 带的工作能力验算

以上所得的 b_s , K_z , K_w 等代入带额定功率精确计算式 $P = (K_z K_w T_0 - [b_s/b_{s0}] m v^2) v / 10^{-3}$, 要求计算所得的 P 值应大于或等于 P_d 值, 则所选参数合格。

三、设计计算举例

一台额定功率为 2kW, 转速为 1500r/min 异步电动机, 驱动造纸机的转速为 350r/min, 三班工作, 2kW 满载运行, 中心距要求约为 500mm, 设计此造纸机的同步带传动。

设计步骤如下:

已知条件

(1) 传动名义功率 $P_m = 2kW$

(2) 主动轮转速 $n_1 = 1500r/min$, 从动轮 $n_2 = 350r/min$

(3) 中心距 $a = 500mm$ 左右

(4) 工作情况, 造纸机 24 小时运转。

1. 求设计功率 P_d

$$P_d = k_0 P_m = 1.8 \times 2 = 3.6kW$$

式中 k_0 为载荷修正系数 (由工作机性能和运转时数查表 3 得)

2. 确定带的型号和节距

由设计功率 $P_d 3.6kW$ 和 $n_1 = 1500r/min$, 由图 2 查得带的型号为 H 型, 对应节距 $P_b = 12.700mm$ (见表 1)。

$n_1 (r/min)$

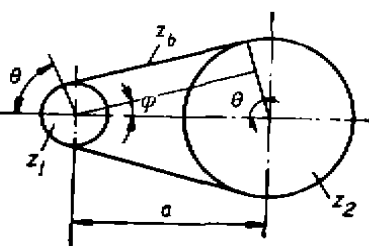
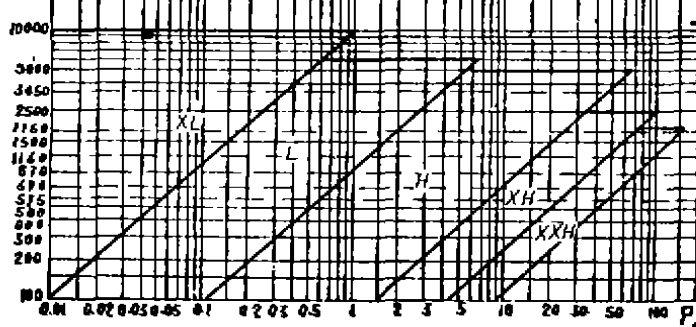


图 3

3. 选择小带轮齿数

由小带轮转速 $n_1 = 1500r/min$ 和 H 型带, 查表 2 得小带轮最小许用齿数 $z_1 = 18$, 则大带轮齿数 $z_2 = iz_1$, 其中 $i = n_1/n_2 = 1500/356 = 4.286$

$$z_2 = 4.286 \times 18 = 77.148 \quad \text{取标准带轮齿数 } z = 72^{[2]}$$

4. 确定带轮节圆直径

$$d_1 = P_b z_1 / \pi = 72.765mm$$

$$d_2 = P_b z_2 / \pi = 291.06mm$$

5. 确定同步带的节线长度 L_p

$$L_p = 2a \cos \varphi + \pi (d_2 + d_1) / 2 + \pi \varphi (d_2 - d_1) / 180$$

$$\text{式中: } \varphi = \sin^{-1} \frac{d_2 - d_1}{2a} = 0.218 = 12.6^\circ (\text{以 } a = 500mm$$

代入) 则 $L_p = 1595.4mm$ 选择最接近计算值的标准节线长 (见表 4) $L_p = 1600.20mm$

6. 计算同步带齿数 z_b

$$z_b = L_p / P_b = 1600.2 / 12.700 = 126$$

7. 传动中心距 a 的计算

$$a = P_b (z_2 - z_1) / 2\pi \cos \theta$$

$$\text{式中: } \ln V \theta = \pi \frac{z_b - z_1}{z_2 - z_1} = 3.1416 \quad \ln V \theta = \lg \theta - \theta \quad \text{用逐} \\ \text{步逼近法计算, } \theta = 1.3518 (\text{弧度}) \text{代入上式}$$

表 3 载荷修正系数 K (部分)

工作机	第一组原动机			第二组原动机		
	运转时间 (小时/日)			运转时间 (小时/日)		
	3~5	8~10	16~24	3~5	8~10	16~24
计算机、医疗机	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
缝纫机、办公机械	1.2	1.4	1.6	1.4	1.6	1.8
轻传运机、包装机	1.3	1.5	1.7	1.5	1.7	1.9
搅拌机、造纸机	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2.0
印刷机、圆形带锯	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2.0

注: 第一组原动机为: 普通转矩交流电机; 并激直流电机; 多缸内燃机。

第二组原动机为: 大转矩交流电机; 复激、串激直流电机; 单缸内燃机。

$$a = P_d(z_2 - z_1) / 2\pi \cos \theta = 502.408 \text{ mm}$$

若按近似公式计算:

$$a = M + \sqrt{M^2 - \frac{1}{8} \left[\frac{P_d(z_2 - z_1)}{\pi} \right]^2}$$

式中: $M = P_d(2z_d - z_1 - z_2) / 8$

则 $a = 502.475 \text{ mm}$ 与精确计算结果较为一致。

8. 确定同步带设计功率为 P_d 时所需带宽

(1) 计算所选型号同步带的基准额定功率 P_0

$$P_0 = (T_a - mv^2)v / 1000 \quad (\text{kW})$$

式中: T_a ——许用工作拉力, 查表 1 得 $T_a = 2100.85 \text{ N}$

m ——单位长度质量, 查表 1 可得 $m = 0.448$

kg/m

v ——线速度 (m/s)

$$v = \frac{\omega P_d z_1 \times 10^{-3}}{2\pi} = 5.715 (\text{m/s})$$

代入上式得 $P_0 = 11.923 \quad \text{kW}$

(2) 计算小带轮啮合齿数 z_m

$$z_m = \frac{z_1}{2} - \frac{P_d z_1}{2\pi^2 a} (z_2 - z_1) = 7.755 > 6$$

(3) 确定实际所需带宽 b

$$P \approx P_0 K_z K_v$$

式中: P ——带所能传递功率 kW

K_z ——啮合系数, 因 $z_m > 6$ 故 $K_z = 1$

$$K_v = \left(\frac{b_r}{b_{r0}} \right)^{1.14} \text{ 查表 1 H 型带 } b_{r0} = 76.20 \text{ mm}$$

将 P 式代入 $P \geq P_d$

$$\text{则 } b_r \geq b_{r0} \left(\frac{P_d}{K_z P_0} \right)^{1/1.14} = 26.65 \text{ mm 取标准宽度 } b_r = 38.1 \text{ mm 见表 1.}$$

9. 验算

$$P = (K_z K_v T_a - \frac{b_r}{b_{r0}} mv^2)v \times 10^{-3} = 5.41 > 3.6 \text{ kW}$$

额定功率大于设计功率, 则带的传动能力已足够, 所选参数合格。

10. 结果整理

(1) 带: 选用 H 型同步带 $P_d = 12.700 \text{ mm}$

$z_d = 126 \quad L_d = 1600.20 \text{ mm} \quad b_r = 38.1 \text{ mm}$

(2) 带轮: $z_1 = 18, d_1 = 72.765 \text{ mm}; z_2 = 72,$

$d_2 = 291.06 \text{ mm}$

(3) 传动中心距 a : 精确计算 $a = 502.408 \text{ mm}$

表 4 标准同步带的节线长度(部分)

节线长度 L_p 基本尺寸 (m)	极限偏差 (mm)	节线长度上的齿数						
		MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
1422.40	± 0.81					—	64	
1447.80	± 0.81				—	114		
1524.00	± 0.81				160	120		
1600.20	± 0.86					126	72	
1676.40	± 0.86					132		

四、同步带的工作拉力和单位长度质量

在同步带传动计算中采用的两个基本参数是带的许用工作拉力 T_a 和带的单位长度质量 m 。在 ISO5295-81 标准中指出 T_a 和 m 值决定带的材质、结构和型号。其数值由同步带制造厂提供。但我国目前的同步带生产厂还没有这类数据, 所以在制定国标时采用了日本 JISK6372-82 标准中的 T_a 和 m 的数值。目前我国生产的各种型号同步带的抗拉强度均已达到和超过了日本标准中所列数值, 而根据日本资料认为带的许用工作拉力 T_a 值约为带抗拉强度的 $\frac{1}{10} \sim \frac{1}{15}$, 因

此采用日本 JISK6372-82 中的 T_a 值用于我国同步带传动设计计算是可行的, 并且是偏于安全的。

我国生产的同步带和日本同步带的 m 值很接近, 并且我国的 m 值均低于日本, 而从同步带功率计算公式中可看出, m 值减小, 将使离心力降低, 相应可使带传递功率增大, 是有利的, 因此目前采用日本 JISK6371-82 所列 m 值亦是可行的, 是偏于安全的。

参 考 资 料

- [1] ISO5296-1978《同步传动—带》
- [2] ISO5294-1979《同步带传动—带轮》
- [3] ISO5295-1981《同步带额定功率和传动中心距的计算》
- [4] 日本 JISK6372-82 一般用齿形带
- [5] 同步带传动专辑(一) 上海机械学院

读者同志们:

您已经到邮局办理本刊明年度续订手续了吗? 如果邮局收订时间已过, 您可直接汇款到本刊编辑部要求补订。本刊明年定价仍为每期 1.30 元, 汇款单上请写明您的详细地址和邮政编码。