HW06

第06章 挠性传动设计

参考答案

所有作业要求手写

Autumn 2024

HW 06.1

- 某牙嵌式离合器用的圆柱螺旋压缩弹簧的参数如下：弹簧外径D=36mm，弹簧丝直径d=3mm，有效的圈数n=5，弹簧材料为碳素弹簧钢丝（C级）,其σ_B=1570MPa，[τ]=0.5σ_B=785MPa，G=82140MPa，最大工作载荷F_{max}=100N，载荷性质为II类,试校核此弹簧的强度,并计算其最大变形量λ_{max}。
- The parameters of a cylindrical helical compression spring for a tooth-inserted clutch are as follows: spring outer diameter D=36mm, spring wire diameter d=3mm, effective number of coils n=5, the spring material is carbon spring steel wire (Class C), its σ_B=1570MPa, [τ]=0.5σ_B=785MPa, G=82140MPa, the maximum working load F_{max}=100N, the nature of load is Class II, try to check the strength of this spring and calculate its maximum deformation λ_{max}. The maximum working load F_{max}=100N and the nature of the load is II, try to check the strength of this spring and calculate its maximum deformation λ_{max}.

HW 06.1

解： （1）先校核弹簧的强度

由已知可得：中径 $D_2 = D - d = 36 - 3 = 33mm$

旋绕比： $C = \frac{D_2}{d} = \frac{33}{3} = 11$

曲率系数： $K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4\times11-1}{4\times11-4} + \frac{0.615}{11} = 1.13$

最大应力： $\tau_{max} = K\frac{8CF_{max}}{\pi d^2}MPa = 113\times\frac{8\times11\times100}{\pi\times3^2}MPa = 351.70MPa$

已知$\sigma_B = 1570MPa$，$[\tau] = 0.56B = 785MPa$，$G = 82140MPa$

显然$\tau_{max} < [\tau]$，故该弹簧强度足够。

（2）计算最大变形量

最大变形量： $\lambda_{max} = \frac{8F_{max}C^3}{Gd} = \frac{8\times100\times11^3\times5}{82140\times3} = 21.61mm$

HW 06.1

Solution：（1）Check the strength of the spring first

From the known can be obtained: the middle diameter $D_2 = D - d = 36 - 3 = 33mm$

Spinning ratio: $C = \frac{D_2}{d} = \frac{33}{3} = 11$

Curvature coefficient: $K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4\times11-1}{4\times11-4} + \frac{0.615}{11} = 1.13$

Maximum stress: $\tau_{max} = K\frac{8CF_{max}}{\pi d^2}MPa = 113\times\frac{8\times11\times100}{\pi\times3^2}MPa = 351.70MPa$

It is known that $\sigma_B = 1570MPa$, $[\tau] = 0.56B = 785MPa$, $G = 82140MPa$

Clearly $\tau_{max} < [\tau]$, so this spring is strong enough.

（2）Calculation of maximum deformation

maximum deformation: $\lambda_{max} = \frac{8F_{max}C^3}{Gd} = \frac{8\times100\times11^3\times5}{82140\times3} = 21.61mm$

HW 06.2

- 如图所示为一V带传动，已知主动轮直径 $d_1 = 360\,mm$，从动轮直径 $d_2 = 180\,mm$，包角 $\alpha_1 = 210°$，$\alpha_2 = 160°$，带与轮间的当量摩擦系数 $f_v = 0.4$，带的张紧力 $F_0 = 180\,N$。试问：

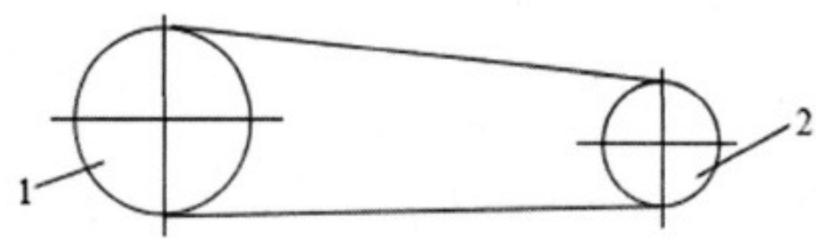
（1）当从动轮需克服阻力矩 $T_2 = 20\,N \cdot m$ 时，主动轮在足够大的电机驱动下会出现什么现象？

（2）此时紧边、松边的拉力各为多少？

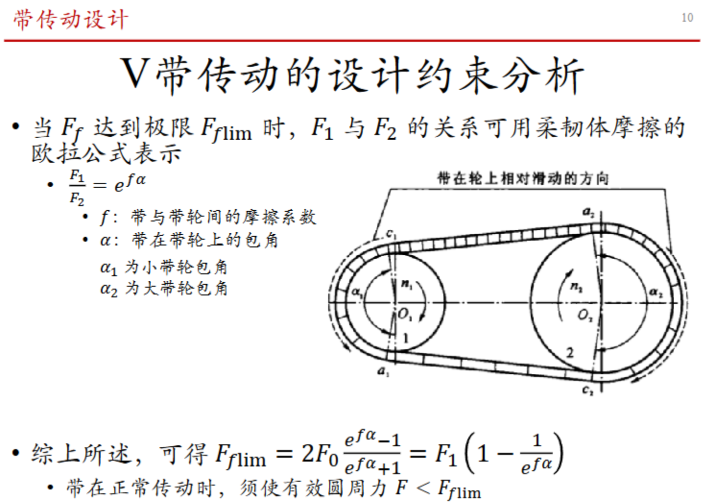
As shown in the figure, this is a V-belt drive. The diameter of the driving wheel $d_1 = 360\,mm$, the diameter of the driven wheel $d_2 = 180\,mm$, the wrap angle $\alpha_1 = 210°$, $\alpha_2 = 160°$, the equivalent friction coefficient between the belt and the wheel $f_v = 0.4$, and the belt tension $F_0 = 180\,N$. Question:

(1) When the driven wheel needs to overcome the resistance torque $T_2 = 20\,N \cdot m$, what phenomenon will occur when the driving wheel is driven by a sufficiently large motor?

(2) What are the tensions on the tight side and the loose side at this time?



HW 06.2



（1）从动轮包角用弧度表示：

The follower angle is expressed in radians:

$$\alpha_2 = 160° \times \frac{\pi}{180°} = 2.793$$

负载圆周力：Load Circumferential Force:

$$F_e = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2\times 20}{0.18} = 222.22\,\mathrm{N}$$

极限圆周力：Limit circular force:

$$F_{\mathrm{flim}} = 2F_0 \frac{e^{f_v\alpha_2}-1}{e^{f_v\alpha_2}+1} = 2\times 180\times \frac{e^{0.4\times 2.793}-1}{e^{0.4\times 2.793}+1} = 182.5\,\mathrm{N}$$

因为 $F_e > F_{\mathrm{flim}}$，主动轮发生打滑。

Because $F_e > F_{\mathrm{flim}}$, the driving wheel slips.

（2）松边、紧边拉力分别为：

The tension of loose side and tight side are:

$$F_1 = F_{\mathrm{flim}} \frac{e^{f_v\alpha_2}}{e^{f_v\alpha_2}-1} = 182.5\times \frac{e^{0.4\times 2.793}}{e^{0.4\times 2.793}-1} = 271.25\,\mathrm{N}$$

$$F_2 = F_{\mathrm{flim}} \frac{1}{e^{f_v\alpha_2}-1} = 182.5\times \frac{1}{e^{0.4\times 2.793}-1} = 88.75\,\mathrm{N}$$

HW 06.3

- 设计某带式输送机传动系统中第一级用的普通V带传动。已知电动机功率P=4kW，转速n_1=1440r/min，传动比i=3.4，每天工作8h。

Design of a belt conveyor drive system used in the first stage of the ordinary V-belt drive. It is known that the motor power P = 4kW, speed n_1 = 1440r/min, transmission ratio i = 3.4, 8h per day work;

- （1）选择V带的带型并给出理由；

Select the belt type of the V-belt and give reasons；

- （2）确定V带的中心距a和基准长度L和小带轮上的包角α_1；

Determine the center distance a and the reference length L of the V-belt and the wrap angle α on the small pulley.

HW 06.3

- （1）选择V带的带型并给出理由；

Select the belt type of the V-belt and give reasons；

查表得工作情况系数K_A=1.1，确定计算功率P_{ca}=$K_A P = 1.1 \times 4KW = 4.4KW$

根据P_{ca}、n_1由图5-7选用A型。

Based on P_{ca}, n_1 is chosen as type A from Figure 5-7.

普通V带传动设计和带传动有关参数的选择与计算

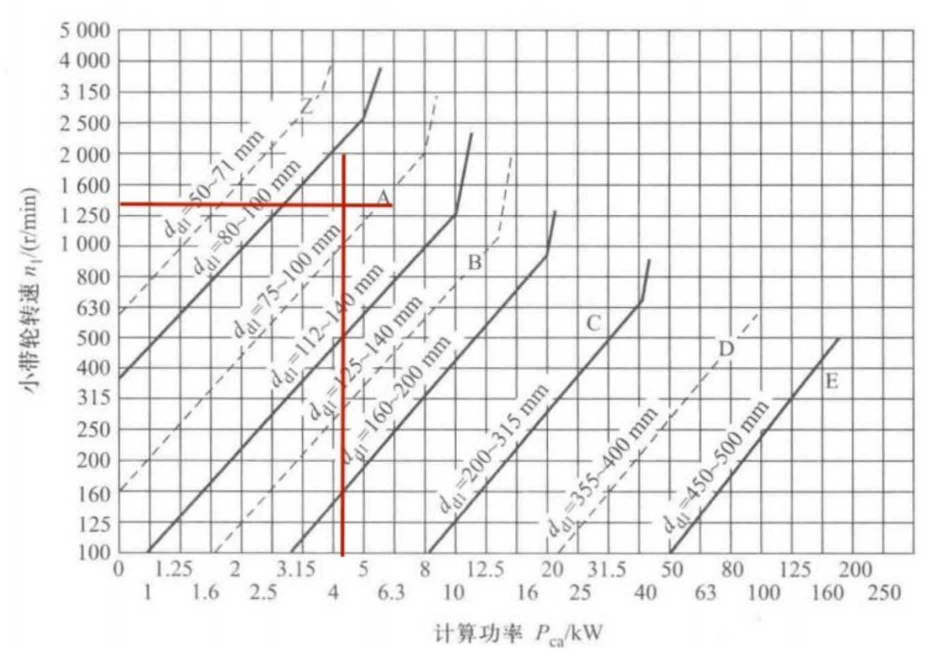
- 1）确定设计功率 $P_c = K_A P$ (kW)
  - K_A：工况系数 | P：所需传递的功率

在选取工况系数时，在反复 动、正反转频繁、工作条件 发等场合下，K_A 应乘以1.2

表 5-6 工况系数 K_A

工况		K_A					
		空、轻载启动			重载启动		
		每天工作时间/h					
		<10	10～16	>16	<10	10～16	>16
载荷变动最小	液体搅拌机、通风机和鼓风机（≤7.5 kW）、离心式水泵和压缩机、轻载荷输送机	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
载荷变动小	带式输送机（不均匀载荷）、通风机（>7.5 kW）、旋转式水泵和压缩机（非离心式）、发动机、金属切削机床、印刷机、旋转筛、锯木机和木工机械	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
载荷变动较大	制砖机、斗式提升机、往复式水泵和压缩机、起重机、磨粉机、冲剪机床、橡胶机械、振动筛、纺织机械、重载输送机	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
载荷变动很大	破碎机（旋转式、颚式等）、磨碎机（球磨、棒磨、管磨等）	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

注：① 空、轻载启动—电动机（交流启动、三角启动、直流并励）、四缸以上的内燃机、装有离心式离合器、液力联轴器的动力机；
② 重载启动—电动机（联机交流启动、直流复励或串励）、四缸以下的内燃机。



HW 06.3

- （2）确定V带的中心距a和基准长度L和小带轮上的包角α_1；

Determine the center distance a and the reference length L of the V-belt and the wrap angle α on the small pulley.

初选小带轮的基准直径d_{d1}。查表后，取小带轮的基准直径d_{d1} =90mm。

表 5-7　普通 V 带轮的最小基准直径　(mm)

型　号	Y	Z	A	B	C	D	E
d_{dmin}	20	50	75	125	200	355	500

注：带轮直径系列为 20，22.4，25，28，31.5，35.5，40，45，50，56，63，71，75，80，85，90，95，100，106，112，118，125，132，140，150，160，170，180，200，212，224，236，250，265，280，300，315，335，355，375，400，425，450，475，500，530，560，600，630，670，710，750，800，900，1 000，1 060，1 120，1 250，1 400，1 500，1 600，1 800，2 000，2 240，2 500。

验算带的速度 $v=\frac{\pi d_{d1} n_1}{60\times1000}=\frac{\pi\times90\times1440}{60\times1000}$ =6.79m/s

因为5m/s<v<30m/s，故带速合适

大带轮的基准直径d_{d2} =i d_{d1} = 3.4×90 =306mm

HW 06.3

- 确定V带的中心距a和基准长度L

根据$0.7（d_{d1}+d_{d2}）\le a_0 \le 2(d_{d1}+d_{d2})$,初定中心距$a_0$=500mm

由此计算所需的基准长度

$$L_{d0}=2a_0+\frac{\pi}{2}（d_{d1}+d_{d2})+\frac{(d_{d2}-d_{d1})^2}{4a_0}\approx 1661mm$$

查表后取带的基准长度L_d=1640mm

传动的实际中心距$a=A+\sqrt{A^2-B}$

$$A=\frac{L_d}{4}-\frac{\pi（d_{d1}+d_{d2}）}{8}=\frac{1640}{4}-\frac{\pi（90+306）}{8}=254.49,$$

$$B=\frac{(d_{d2}-d_{d1})^2}{8}=\frac{（306-90）^2}{8}=5832$$

$$a=254.49+\sqrt{254.49^2-5832}=497.25mm$$

$$\alpha_1=180^\circ-\frac{d_{d2}-d_{d1}}{a}\times 57.3^\circ=155.1^\circ>120^\circ$$

表 5-8 普通 V 带的长度(摘自 GB/T 11544—1997)

带 型	Y	Z	A	B	C	D	E
L_d/mm	200	405	630	930	1 565	2 740	4 660
	224	475	700	1 000	1 760	3 100	5 040
	250	530	790	1 100	1 950	3 330	5 420
	280	625	890	1 210	2 195	3 730	6 100
	315	700	990	1 370	2 420	4 080	6 850
	355	780	1 100	1 560	2 715	4 620	7 650
	400	820	1 250	1 760	2 880	5 400	9 150
	450	1 080	1 430	1 950	3 520	6 100	12 230
	500	1 330	1 550	2 180	3 080	6 840	13 750
		1 420	1 640	2 300	3 520	7 620	15 280
		1 540	1 750	2 500	4 060	9 140	16 800
			1 940	2 700	4 600	10 700	
			2 050	2 870	5 380	12 200	
			2 200	3 200	6 100	13 700	
			2 300	3 600	6 815	15 200	
			2 480	4 060	7 600		
			2 700	4 430	9 100		
				4 820	10 700		
				5 370			
				6 070			

注:基准长度 L_d 为 V 带在规定的张紧力下,位于测量带轮基准直径(与所配用 V 带的节宽 b_p 相对应的带轮直径)上的周线长度。

Thank you~

所有作业要求手写

Autumn 2024