

JB

中华人民共和国机械行业标准

JB/T 7511—94

机械式联轴器选用计算

资料分类号	
登记号	
新疆标准情报资料研究所	

1994-10-25 发布

1995-10-01 实施

中华人民共和国机械工业部 发布

机械式联轴器选用计算

1 主题内容与适用范围

本标准规定了选用机械式联轴器(简称联轴器)的计算方法,以及选用计算时有关系数。

本标准适用于刚性联轴器、挠性联轴器和弹性联轴器的选用计算。

2 引用标准

GB 3931 机械式联轴器 名词术语

3 术语

3.1 挠性联轴器

传递转矩过程中主、从动端无相对滑动且对两端中心的偏移具有补偿性能的联轴器。

3.2 交变疲劳转矩 T_k

长期周期性循环变动的转矩。

3.3 主动端冲击转矩 T_{AS}

主动端在起动或变速时而产生的瞬时最大转矩。

3.4 从动端冲击转矩 T_{LS}

从动端在载荷变化或制动时而产生的瞬时最大转矩。

3.5 主动端激振转矩 T_{Ai}

主动端产生周期性振幅时的转矩。

3.6 从动端激振转矩 T_{Li}

从动端产生周期性振幅时的转矩。

3.7 动力机系数 K_w

由于动力机类别不同而引起的附加载荷系数。

3.8 起动系数 K_z

由于起动频率而引起的附加载荷系数。

3.9 温度系数 K_t

考虑在温度影响下非金属弹性元件材料的强度降低系数。

3.10 频率系数 K_f

由于交变疲劳转矩频率的影响系数。

3.11 放大系数 K_v

在振动系统中采用弹性联轴器时,考虑激振转矩增大的系数。

3.12 主动端冲击系数 K_{AS}

主动端冲击转矩所产生的增大系数。

3.13 从动端冲击系数 K_{LS}

从动端冲击转矩所产生的增大系数。

3.14 主动端的转动惯量 J_A

主动端与联轴器转速有关的所具有的转动惯量总和。

3.15 从动端的转动惯量 J_L

从动端与联轴器转速有关的所具有的转动惯量总和。

3.16 主动端质量系数 K_{AJ}

主动端在冲击和激振时转动惯量分布影响系数。

3.17 从动端质量系数 K_{LJ}

从动端在冲击和激振时转动惯量分布影响系数。

4 联轴器选用计算**4.1 联轴器的转矩**

联轴器的主要参数是公称转矩 T_n ，联轴器其他转矩按 GB 3931 的规定。选用时各转矩间应符合以下关系：

$$T < T_c \leq T_n \leq [T] < [T_{\max}] < T_{\max} \quad \dots\dots\dots(1)$$

式中： T ——理论转矩， $N \cdot m$ ；

T_c ——计算转矩， $N \cdot m$ ；

T_n ——公称转矩， $N \cdot m$ ；

$[T]$ ——许用转矩， $N \cdot m$ ；

$[T_{\max}]$ ——许用最大转矩， $N \cdot m$ ；

T_{\max} ——最大转矩， $N \cdot m$ 。

4.2 联轴器的理论转矩计算

联轴器的理论转矩是由功率和工作转速计算而得，即：

$$T = 9550 \frac{P_w}{n} \quad \dots\dots\dots(2)$$

式中： P_w ——驱动功率，kW；

n ——工作转速，r/min。

4.3 联轴器的计算转矩计算

联轴器的计算转矩是由理论转矩和动力机系数、工况系数及其他有系数计算而得，即：

$$T_c = TK_wKK_zK_t \quad \dots\dots\dots(3)$$

式中： K_w ——动力机系数(见表 1)；

K ——工况系数(见表 3)；

K_z ——起动系数(见表 4)；

K_t ——温度系数(见表 5)。

4.4 挠性或弹性联轴器计算

当需要减振、缓冲、改善传动系统对中性能时，应选用挠性或弹性联轴器，且机组系统中联轴器为唯一弹性部件，主、从动机可简化为两个质量系统，此时可采用以下计算，其他情况则需引入振动计算。

4.4.1 均匀载荷时

由式(2)计算得理论转矩 T ，在各种不同工作温度情况下，动力机计算转矩 T_{AC} (主动端)不得小于工作机计算转矩 T_{LC} (从动端)，即：

$$T_{AC} \geq T_{LC}K_t \quad \dots\dots\dots(4)$$

式中： T_{AC} ——动力机计算转矩， $N \cdot m$ ；

T_{LC} ——工作机计算转矩， $N \cdot m$ ；

K_t ——温度系数(见表 5)。

4.4.2 冲击载荷时

在各种不同工作温度和频繁的冲击载荷情况下,弹性联轴器的最大转矩 T_{\max} 不得小于工作中的冲击转矩 T_s ,即

a. 主动端的冲击

$$T_{A\max} \geq T_{AS} K_{AJ} K_{AS} K_t K_z \quad \dots\dots\dots (5)$$

b. 从动端的冲击

$$T_{L\max} \geq T_{LS} K_{LJ} K_{LS} K_t K_z \quad \dots\dots\dots (6)$$

c. 两端的冲击

$$T_{\max} \geq (T_{AS} K_{AJ} K_{AS} + T_{LS} K_{LJ} K_{LS}) K_t K_z \quad \dots\dots\dots (7)$$

式中: T_{AS} ——主动端冲击转矩, $N \cdot m$;

T_{LS} ——从动端冲击转矩, $N \cdot m$;

K_{AJ} ——主动端质量系数, $K_{AJ} = \frac{J_L}{J_A + J_L}$;

K_{LJ} ——从动端质量系数, $K_{LJ} = \frac{J_A}{J_A + J_L}$;

K_{AS} ——主动端冲击系数(一般取 1.8);

K_{LS} ——从动端冲击系数(一般取 1.8);

K_t ——温度系数(见表 5);

K_z ——起动系数(见表 4)。

以上计算适用于各种无扭转间隙联轴器。对于存在扭转间隙的联轴器,还需考虑由于振动、冲击而产生的过载因素。

4.4.3 周期性交变载荷时

4.4.3.1 迅速通过共振区

在工作转速内很快通过共振区时,仅出现较小的共振峰值。因此,在共振时的交变转矩可与联轴器的最大转矩相比较。

a. 主动端激振

$$T_{A\max} \geq T_{Ai} K_A K_{VR} K_z K_t \quad \dots\dots\dots (8)$$

b. 从动端激振

$$T_{L\max} \geq T_{Li} K_L K_{VR} K_z K_t \quad \dots\dots\dots (9)$$

式中: T_{Ai} ——主动端激振转矩, $N \cdot m$;

T_{Li} ——从动端激振转矩, $N \cdot m$;

K_{VR} ——共振系数, $K_{VR} \approx \frac{2\pi}{\psi}$;

ψ ——相对阻尼, $\psi = \frac{A_D}{A_e}$;

A_D ——一个振动周期内的阻尼功;

A_e ——一个振动周期内的弹性变形功。

4.4.3.2 有持续交变转矩

在工作频率以内,该交变转矩必须与联轴器的交变疲劳转矩 T_K 相比较。

a. 主动端的激振

$$T_{AK} \geq T_{Ai} K_{AJ} K_V K_t K_f \quad \dots\dots\dots (10)$$

b. 从动端的激振

$$T_{LK} \geq T_{Li} K_{LJ} K_V K_t K_f \quad \dots\dots\dots (11)$$

式中: T_{AK} ——主动端交变疲劳转矩, $N \cdot m$;

T_{LK} ——从动端交变疲劳转矩, $N \cdot m$;

T_{Ai} ——主动端激振转矩, $N \cdot m$;

T_{Li} ——从动端激振转矩, $N \cdot m$;

K_f ——频率系数: $f(\text{Hz}) \leq 10, K_f = 1; f(\text{Hz}) > 10, K_f = \sqrt{\frac{f}{10}}$;

K_v ——放大系数,

$$K_v = \sqrt{\frac{1 + (\frac{\psi}{2\pi})^2}{(1 - \frac{n^2}{n_R^2})^2 + (\frac{\psi}{2\pi})^2}}$$

在共振点附近 $f \approx f_e$ 时:

$$K_v \approx \frac{2\pi}{\psi}$$

在共振点外时:

$$K_v \approx \frac{1}{|1 - (\frac{f}{f_e})^2|} = \frac{1}{|1 - (\frac{n}{n_R})^2|}$$

式中: n ——转速;

n_R ——当系统固有频率 f_e 与振动频率 f 一致时的共振转速,

$$n_R = f_e \frac{60}{i}$$

式中: i ——每一转的振动次数;

f_e ——固有频率,若联轴器为唯一弹性时,对于质量系统,可为:

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{C \frac{J_A + J_L}{J_A J_L}}$$

式中: C ——联轴器动态扭转刚度。

4.4.4 轴偏移引起的载荷

当轴向偏移在联轴器上仅产生静载荷时,径向和角向位移产生交变载荷,此交变载荷与频率系数有关,为此交变转矩应按下列条件:

$$\Delta X \geq \Delta X_{\max} K_t \dots\dots\dots (12)$$

$$\Delta Y \geq \Delta Y_{\max} K_t K_f \dots\dots\dots (13)$$

$$\Delta \alpha \geq \Delta \alpha_{\max} K_t K_f \dots\dots\dots (14)$$

式中: ΔX ——联轴器许用轴向补偿量;

ΔY ——联轴器许用径向补偿量;

$\Delta \alpha$ ——联轴器许用角向补偿量;

ΔX_{\max} ——轴系最大轴向补偿量;

ΔY_{\max} ——轴系最大径向补偿量;

$\Delta \alpha_{\max}$ ——轴系最大角向补偿量。

轴偏移而产生的恢复力和转矩,是联轴器轴向刚度 C_X 、径向刚度 C_Y 和扭转刚度 C 的函数。这些力和转矩增加了邻近部件(轴、轴承)的载荷。

$$\text{轴向恢复力} \quad F_X = \Delta X_{\max} C_X \dots\dots\dots (15)$$

$$\text{径向恢复力} \quad F_Y = \Delta Y_{\max} C_Y \dots\dots\dots (16)$$

$$\text{角度方向恢复力矩} \quad T_a = \Delta \alpha_{\max} C \dots\dots\dots (17)$$

式中: C_Y ——径向动态刚度;

C_X ——轴向刚度;

C ——角向动态刚度。

4.4.5 选用示例

例 1: 动力机为电动机, 均匀载荷情况下弹性联轴器选用示例。

1. 已知动力机参数

- a. 160M 型三相交流电动机功率 $P_w = 11\text{kW}$, 转速 $n = 1450\text{r/min}$;
- b. 理论转矩(主动端):

$$T_A = 9550 \frac{P_w}{n} = 9550 \frac{11}{1450} = 72.5\text{N} \cdot \text{m};$$

- c. 转子转动惯量 $J_A = 0.0736\text{kg} \cdot \text{m}^2$;
- d. 起动次数 $Z = 150$ 次/h;
- e. 环境温度 $t = 40^\circ\text{C}$;
- f. 主动端冲击转矩即起动转矩 $T_{AS} = 2T_A = 145\text{N} \cdot \text{m}$ 。

2. 已知工作机参数

- a. 负载平均转矩 $T_L = 68\text{N} \cdot \text{m}$;
- b. 负载转动惯量 $J_L = 0.0883\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 。

3. 选用带天然橡胶弹性元件联轴器时, 载荷均匀时, 理论转矩 T 由式(4)应满足:

$$T_A \geq T_L K_t = 68 \times 1.1 = 75\text{N} \cdot \text{m}$$

4. 初选 GB 4323 中 TL5 型 $T_n = 125\text{N} \cdot \text{m}$ 弹性套柱销联轴器, 弹性套为天然橡胶。

最大转矩 $T_{\max} = 2T_n = 250\text{N} \cdot \text{m}$;

半联轴器转动惯量 $J_1 = J_2 = 0.015\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

起动系数 K_z (由表 4 查得) $= 1.3$;

温度系数 K_t (由表 5 查得) $= 1.1$;

冲击系数 $K_{AS} = 1.8$;

$$\text{质量系数 } K_{AJ} = \frac{J_L}{J_A + J_L} = \frac{0.1033}{0.0886 + 0.1033} = 0.54$$

冲击载荷时由式(5)主动端的冲击转矩: $T_{A\max} \geq T_{AS} K_{AJ} K_{AS} K_t K_z$

$$= 14.5 \times 0.54 \times 1.8 \times 1.3 \times 1.1$$

$$= 202\text{N} \cdot \text{m} < 250\text{N} \cdot \text{m}$$

主动端冲击转矩小于弹性联轴器的最大转矩, 故安全, 可以选用。

选定联轴器时, 还应校核在给定工况条件下许用偏移量。

例 2: 动力机为柴油机, 周期性交变载荷情况下弹性联轴器选用示例。

1. 已知动力机参数

- a. 4 缸四冲程直列式柴油机, 功率 $P_w = 28\text{kW}$, 转速 $n = 1500\text{r/min}$;
- b. 主动端理论转矩 $T_A = 9550 \frac{28}{1500} = 168\text{N} \cdot \text{m}$;
- c. 第二谐周期性交变转矩 $T_{A2} = \pm 536\text{N} \cdot \text{m}$;
- d. 起动次数 $Z \leq 60$ 次/h;
- e. 环境温度 $t = 40^\circ\text{C}$;
- f. 发动机转动惯量 $J_A = 2.36\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 。

2. 已知工作机参数

- a. 负载平均转矩 $T_L = 148\text{N} \cdot \text{m}$;
- b. 负载转动惯量 $J = 1.01\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 。

3. 选用带天然橡胶弹性元件联轴器时, 载荷均匀时, 理论转矩 T 由式(4)应满足:

$$T_A \geq T_L K_t = 148 \times 1.1 = 162\text{N} \cdot \text{m}。$$

4. 初选 GB 4323 中 TL6 型 $T_n = 250\text{N} \cdot \text{m}$ 弹性套柱销联轴器, 弹性套为天然橡胶。

最大转矩 $T_{\max} = 2T_n = 500\text{N} \cdot \text{m}$;

交变疲劳转矩 $T_K = \pm 100 \text{ N} \cdot \text{m}$;

动态扭转刚度 $C = 2900 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{弧度}$;

放大系数 $K_v = 6$;

转动惯量 $J_1 = 0.0294 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$;

$$J_2 = 0.00785 \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

起动系数(由表 4 查得) $K_z = 1$;

温度系数(由表 5 查得) $K_t = 1.1$;

$$\text{质量系数 } K_{AJ} = \frac{J_L}{J_A + J_L} = \frac{1.0178}{2.3894 + 1.0178} = 0.298$$

$$\begin{aligned} \text{考虑共振转速时由式(8)应满足: } T_{A\max} &\geq T_{A2} K_{AJ} K_v K_z K_t \\ &= 536 \times 0.298 \times 6 \times 1 \times 1.1 \\ &= 1055 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

由以上计算可见,初选 TL6 型联轴器偏小,应选取大二规格 TL8 型, $T_n = 710 \text{ N} \cdot \text{m}$,其主要参数:

最大转矩 $T_{\max} = 2T_n = 1420 \text{ N} \cdot \text{m}$;

交变疲劳转矩 $T_K = \pm 150 \text{ N} \cdot \text{m}$;

动态扭转刚度 $C = 5500 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{弧度}$;

放大系数 $K_v = 6$;

转动惯量 $J_1 = 0.053 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$;

$$J_2 = 0.0236 \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$\text{质量系数 } K_{AJ} = \frac{J_L}{J_A + J_L} = \frac{1.0336}{2.413 + 1.0336} = 0.3$$

用新的参数给出:

$$\text{通过共振 } T_{A\max} = 536 \times 0.3 \times 6 \times 1 \times 1.1 \approx 1061 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\begin{aligned} \text{固有频率 } f_e &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{C \frac{J_A + J_L}{J_A J_L}} \\ &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{5500 \times \frac{2.413 + 1.0336}{2.413 \times 1.0336}} = 13.9 \text{ Hz} \end{aligned}$$

$$\text{共振转速 } n_R = f_e \cdot \frac{60}{i} = 13.9 \times \frac{60}{2} = 417 \text{ r/min}$$

$$\begin{aligned} \text{交变疲劳转矩 } T_K &\geq T_{A2} K_{AJ} K_v K_t K_i \\ &= 536 \times 0.3 \times 0.0833 \times 1.1 \times 2.24 = 33 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$\text{式中: } K_v = \frac{1}{|1 - (\frac{f}{f_e})^2|} = \frac{1}{|1 - (\frac{50}{13.9})^2|} = 0.0833$$

$$K_t = \sqrt{\frac{f}{10}} = \sqrt{\frac{50}{10}} = 2.24$$

以上所有计算得转矩值均在联轴器允许转矩值范围内,故安全,可以选用。对选定的弹性联轴器应按给定工况校核其许用偏移量。

5 选用联轴器有关的系数

选用联轴器时应考虑动力机系数 K_w 和工况系数 K ;当选用挠性或弹性联轴器用于有冲击、振动和需要轴线补偿的工况时,应考虑起动系数 K_z 、温度系数 K_t 、频率系数 K_f 、放大系数 K_v 、冲击系数 K_s 等系数对传动系统的综合影响因素。

5.1 动力机系数 K_w

根据动力机类别不同,其动力机系数 K_w 见表 1。

表 1 动力机系数 K_w

动力机类别代号	动力机名称	动力机系数 K_w
I	电动机、透平	1.0
II	四缸及四缸以上内燃机	1.2
III	二缸内燃机	1.4
IV	单缸内燃机	1.6

5.2 联轴器载荷类别

根据传动系统的工作状态,将载荷分为如表 2 所示四类。

表 2 联轴器载荷类别

载荷类别代号	I	II	III	IV
载 荷 分 类	均匀载荷	中等冲击载荷	重冲击载荷	特重冲击载荷

5.3 工况系数 K

不同工作机的载荷类别及工况系数 K 见表 3。

5.3.1 表 3 所列 K 值是传动系统在不同工作状态下的平均值,根据实际情况可适当增加。

5.3.2 表 3 所列 K 值其动力机为电动机和透平,若为其他动力机时应考虑动力机系数 K_w 。

5.3.3 在配有制动器的传动系统中,当制动器的理论转矩超过动力机的理论转矩时,应根据制动器的理论转矩来计算选择联轴器。

表 3 联轴器工况系数 K

工 作 机 名 称		载荷类别代号	工况系数 K
转向机构		I 类	1.00
加 煤 机			
风 筛			
装罐机械			
鼓 风 机	离 心 式		1.50
	轴 流 式		
风 扇	离 心 式		1.00
	轴 流 式		1.50
泵	离 心 泵		1.00
	回 转 泵 (齿 轮 泵 、 螺 杆 泵 、 滑 片 泵 、 叶 形 泵)		1.50
压 缩 机	离 心 式		1.25
	轴 流 式		1.50

续表 3

工作机名称		载荷类别代号	工况系数 K
搅拌设备	纯液体	I 类	1.00
	液体加固体		1.25
	液体可变密度		
酿造和 蒸馏设备	装瓶机械		1.00
	过滤桶		1.25
均匀加载 运输机	组装运输机		1.00
	皮带运输机		
	斗式运输机		1.25
	板式运输机		
	链条式运输机		
	链板式运输机		
	箱式运输机		
	螺旋式运输机		
不均匀 加载 运输机	组装运输机		1.50
	皮带运输机		
	斗式运输机		
	链条式运输机		
	链板式运输机		
	箱式运输机		
给料机	板式给料机		1.25
	带式给料机		
	圆盘给料机		
	螺旋给料机		
提升机械	自动升降机		1.50
	重力卸料提升机		
废 水 处理设备	网筛		1.25
	化学处理设备		
	环形集尘器		
	脱水筛		
	砂粒集尘器		
	废渣破碎机		
	快、慢搅拌机		

续表 3

工作机名称		载荷类别代号	工况系数 K
废 水 处理设备	污泥收集器	I 类	1. 25
	浓缩机		
	真空过滤器		
机纺织 机 械	开清棉机		1. 00
	定量给料机		1. 25
	印花机		
	浆纱机		
	染色机		
	压光机		
	起毛机		
	压榨机		1. 50
	轧光机		
	黄化机		
	罐蒸机		
	织布机		
	梳理机		
	卷取机		
	棉花精整机 (清洗、拉幅、碾压机等)		
造纸设备	漂白机		1. 00
	校平机		1. 25
	卷取机		1. 50
	清洗机		
流动水进料网滤器			1. 25
其他机床	辅助传动装置		1. 50
	主传动装置		
食品机械	瓶装罐装机械		1. 00
	谷类脱粒机		1. 25
石油机械冷却装置			1. 50
印刷机械			
通风机	冷却塔式	I 类	2. 00
	引风机(无风门控制)		

续表 3

工作机名称		载荷类别代号	工况系数 K
泵	三缸或多缸单动活塞泵	Ⅰ类	1.75
	双动活塞泵		2.00
	单缸或双缸单动活塞泵		2.25
往复多缸式压缩机			2.00
搅拌机	筒形搅拌机		1.50
	混凝土搅拌机		1.75
不均匀 加 载 运输机	板式运输机		1.50
	螺旋运输机		2.50
	往复式运输机		
提升机械	离心式卸料机		1.50
	料斗式提升机		1.75
	普通货车用提升机		2.00
造纸设备	卷绕机		1.50
	搅拌器和破碎机		1.75
	叠层机		
	卷筒装置		
	烘干机		
	吸入滚轧机		2.00
	液压式剥皮机		
	机械式剥皮机		
	压光机		
	切断机		
	打捆机		
	圆木拖运机		
	压力机		
	压皮滚筒		2.25
食品机械	甜菜切割机		1.75
	搅面机		
	绞肉机		
	甘蔗切割机		2.00
木 材 加工机械	分料机		1.50
	板坯运输机		1.75
	刨床进给装置		
	刨面传动装置		
	剪切机进给装置		

续表 3

工作机名称		载荷类别代号	工况系数 K
木材 加工机械	剥皮机(筒形)	I 类	2.00
	修边机		
	传动辊装置		
	拖木机(倾斜式)		
	拖木机(竖式)		
	送料辊装置		
工具机	刨床		1.50
	弯曲机		2.00
	冲压机(齿轮驱动装置)		
	攻丝机		2.50
石油机械	石蜡过滤机		1.75
	油井泵		2.00
	旋转窑		
轧制设备	纵剪切机		1.50
	绕线机		1.75
	拉拔机小车架		2.00
	拉拔机主传动		
	成型机		
	拉线机和压延机		
	不可逆输送辊道		2.25
旋转式 粉碎机	水泥窑		2.00
	干燥机和冷却机		
	烘干机		
	砂石粉碎机		
	棒式粉碎机		
	滚筒式粉碎机		
	球磨机		2.25
橡胶机械	橡胶压延机		2.00
	压片机		
	胶料粉碎机		2.25
	密闭式冷冻机		2.50
	轮胎式成型机		

续表 3

工作机名称		载荷类别代号	工况系数 K
起 重 机 和卷扬机	斜坡式卷扬机	Ⅰ 类	1.50
	抓斗起重机		1.75
	吊钩起重机		
	桥式起重机		
	主卷扬机		2.00
	可逆式卷扬机		1.75
绞车(纺织绞车)			
粘土加工机械			
球团机(压坯机械)			2.00
拖拉式卸货机(间断负载)			1.50
挖泥机	运输机		
	通用绞车		1.75
	电缆盘装置		
	机动绞车		
	泵		
	网筛传动装置		2.25
	堆积机		
	切割头传动装置		
	夹具传动装置		2.00
洗衣机	可逆式洗衣机		
	滚筒式洗衣机		
锤式粉碎机			1.50
旋转式筛石机			
摆动运输机		2.50	
破碎机	碎矿机	Ⅱ 类	2.75
	碎石机		
往复式给料机		2.50	
可逆输送辊道			
重型机械	初轧机	Ⅳ 类	>2.75
	中厚板轧机		
	机架辊		
	剪切机		
	冲压机		

5.4 起动系数 K_z

主动端起动频率 Z , 形成附加载荷, 其影响以起动系数 K_z 表示, 按表 4 考虑。

表 4 起动系数 K_z

Z	≤ 120	$> 120 \sim 240$	> 240
K_z	1.0	1.3	由制造厂确定

5.5 温度系数 K_t

传动系统选用带非金属弹性材料(橡胶)联轴器时, 应考虑在温度影响下橡胶弹性材料强度降低的因素, 以温度系数 K_t 表示, 见表 5; 温度 t 与联轴器的工作环境有关, 在辐射热的作用下, 尤其要考虑 K_t 的影响。

表 5 温度系数 K_t

环境温度 t ℃	对复合材料 K_t		
	天然橡胶 (NR)	聚氨基甲酸酯弹性体 (PUR)	丙烯酸烷基氢-丁二烯-生橡胶 (NBR) (丁腈橡胶 N)
-20~30	1.0	1.0	1.0
>30~40	1.1	1.2	1.0
>40~60	1.4	1.5	1.0
>60~80	1.8	不允许	1.2

附加说明:

本标准由机械工业部标准化研究所提出并归口。

本标准由机械工业部标准化研究所负责起草。

本标准主要起草人周明衡、连香姣。

中 华 人 民 共 和 国
机 械 行 业 标 准
机械式联轴器选用计算

JB/T 7511-94

*

机械工业部机械标准化研究所出版发行
机械工业部机械标准化研究所印刷
(北京 8144 信箱 邮编 100081)

*

版权专有 不得翻印

*

开本 880×1230 1/16 印张 1 字数 26,000
1995 年 4 月第一版 1995 年 4 月第一次印刷

印数 00,001-500 定价 6.00 元

编号 94-202