浙江林学院学报 1995，12(2)：166～171
Journal of Zhejiang Forestry College

BX218型削片机三角带传动存在的问题及优化设计

刘志坤

（浙江林学院，临安 311300）

摘　要　本文分析了某厂刨花板车间BX218型削片机带传动存在的问题，并用优化设计方法进行了改进设计，使传动性能得到明显改善和提高。

关键词　削片机；皮带传动；最优设计
中图分类号　TS643

BX218型削片机是刨花板、纤维板及造纸车间用的木片生产关键设备，它的性能好坏直接影响整个车间生产的正常运行。一般情况下，各生产流水线用BX218型削片机都采用三角胶带将原动机与削片机直接相连，一级减速。某厂刨花板车间第一道工序即采用此设备生产粗木片，原动机为三相异步电机，功率115 kW，主动带轮转速(n_1)为1 480 r/min，从动轮转速(n_2)为665 r/min，两班制每天生产16 h。现生产中采用C型三角胶带6根，主动轮直径D_1=318 mm，从动轮D_2为718 mm，带的节线长度L=4 555 mm，中心距a=1 480 mm。

1　现有三角胶带传动存在的问题及拟改进的设计方案和结果

1.1　据反映，现使用的C型三角胶带在生产中很容易产生松弛、卷曲、断带等现象，需要经常更换。然而，即使换上新带，也只能使用数十个班次，寿命也很短。根据现场观察，削片机满载工作时，其转速明显降低，减小载荷则转速回升趋于正常，由此说明满载时存在打滑现象。从更换下来的胶带可以看到带的强力层与填充物产生脱层和撕裂现象，表现出明显的疲劳破坏。因此，该削片机采用的三角胶带传动能力不足。其中疲劳破坏是造成寿命短、影响正常生产、须经常更换的主要原因。

1.2　根据三角带的设计规则，带的型号选择由计算功率P_{ca}和小带轮转速查图决定[1]。当n_1为1 480 r/min时，C型带可允许的最大计算功率为72 kW，此值远远小于实际生产所需的计算功率。即$P_{ca}=K_AP=1.3\times115=149.5$ kW。K_A为工作机的工作情况系数，削片机属载荷变化较大的木工机械。因此，选用C型带不可能发挥原动机的工作能力，也不能发挥削片机应有的工作效能，而且在超负荷状况下工作，必然会造成使用寿命短、可靠性低的结果。

收稿日期：1994-10-15；修改稿收到日期：1995-02-15

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

1.3 为了充分发挥原动机和工作机的工作能力，提高三角胶带传动的寿命和可靠性，根据 $P_{ca}=149.5$ kW 和 $n_1=1\,480$ r/min，改选D型三角胶带传动。在基本保持原有参数不变的情况下，按常规设计方法查表设计此D型带。结果如表1。

表1　查表设计法及其结果

Table 1　Design of looking up tables and result

项　目	结　果	项　目	结　果
工作情况系数	$K_A=1.3$	计算功率	$P_{ca}=149.5$ kW
主动轮直径	$D_1=315$ mm	从动轮直径	$D_2=708$ mm
节线长度	$L=4\,576$ mm	单根带传递功率	$P_0=11.47$ kW
传动比系数	$k_i=1.12$	弯曲系数	$k_b=26.6\times10^{-3}$
单根带功率增量	$\Delta P_0=4.22$ kW	材质系数	$k_q=1$
长度系数	$k_L=0.93$	包　角	$\alpha=164.5°$
包角系数	$k_a=0.37$	三角带根数	$Z=10.6$根

从表1结果可以看出，在保持原有参数基本不变，按常规查表法设计的情况下，即使改为D型带传动后，其结果也显然不合理。有必要探讨在结构及有关参数在许可的变动范围内时，寻找较为理想的传动方案及相关参数。为此，采用优化设计方法解决这一问题。

2　BX218型削片机三角胶带的优化设计

2.1　参数条件

根据原有设备的具体情况，下列参数必须基本保持不变：传递功率、主动轮转速 n_1、传动比 i。其余的传动参数则可以在相应范围内变化，如带速、带轮直径、两轮中心距及带的节线长度。据此按最佳传动条件，求出带的最少根数。

2.2　设计变量

$X=[x_1,\ x_2]^T=[D_1,\ L]^T$。其中：$D_1$ 为小带轮(主动)节圆直径(mm)；L 为带的节线长度(mm)。

2.3　目标函数

取带的根数Z计算式为目标函数。即：

$$f(X)=\frac{K_AP}{(P_0+\Delta P_0)K_aK_LK} \tag{1}$$

式中：P 为传递的额定功率(kW)；K_A 为工作机的工作情况系数，取1.3；P_0 为特定条件下单根三角带所能传递的功率(kW)；ΔP_0 为传动比 $i>1$ 时传递功率的增量(kW)；K_a 为包角系数；K_L 为长度系数；K 为强力层材质系数，对棉帘布及棉线绳结构的胶带，取 $K=0.75$；对化学纤维线绳结构的胶带，取 $K=1.0$。本设计中取 $K=1.0$。

上述某些参数可按下述公式计算：

$$P_0=\left(\frac{K_1}{v^{0.09}}-\frac{K_2}{D_1}-\frac{K_3}{10^4}\cdot v^2\right)v \quad (\text{kW}) \tag{2}$$

$$\Delta P_0=K_bn_1\left(1-\frac{1}{K_i^3}\right) \quad (\text{kW}) \tag{3}$$

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

$$K_a = 1.25(1 - 5^{-\frac{a}{180°}}) \tag{4}$$

$$K_L = 1 + 0.45(\lg L - \lg L_0) \tag{5}$$

以上各式中：v 为带的圆周速度。$v = \frac{D_1 n_1}{19\,100}$(m/s)；$K_1$，$K_2$，$K_3$ 为与三角带型号有关的系数[2]，见表 2；K_t 为弯曲影响系数，$K_b = K_2/19\,100$；K_i为传动比系数，按下式计算：

表 2 三角带的设计参数

Table 2 The parameters of V-belt design

参数	三角胶带型号					
	O	A	B	C	D	E
K_1	0.246	0.449	0.794	1.480	3.150	4.570
K_2	7.44	19.62	50.60	143.20	507.30	951.50
K_3	0.44×10^{-4}	0.756×10^{-4}	1.310×10^{-4}	2.240×10^{-4}	4.770×10^{-4}	7.060×10^{-4}
K_4	800	1 700	2 250	3 750	6 300	7 100

$$K_i = i\left(\frac{2}{1+i^{5.3}}\right)^{\frac{1}{5.3}} \tag{6}$$

式中：i 为传动比，$i = n_1/n_2$，n_1，n_2 分别为小带轮和大带轮的转速(r/min)。小带轮的包角 α，按下式计算：

$$\alpha = 180° - 57.3°\frac{D_1}{a}\left(\frac{i-1}{a}\right) \tag{7}$$

式中：a 为带传动中心距，按下列计算：

$$a = \frac{L - \pi D_1(1+i)/2}{4} + \frac{1}{4}\sqrt{[L - \pi D_1(1+i)/2]^2 - 2D_1^2(i-1)^2} \tag{8}$$

式中：L为带的节线长度(mm)；L_0 为带的基准长度(mm)；D_1 为小带轮直径(mm)。

在目标函数中，已知参数如下：

$P = 115$(kW)；

$K_A = 1.3$；

$v = \frac{n_1 x_1}{19\,100} = \frac{1\,480 x_1}{19\,100} = 0.077\,5\,x_1$；

$i = 2.26$；

$$P_0 = \left(\frac{3.15}{v^{0.09}} - \frac{507.30}{x_1} - \frac{4.770\times10^{-4}}{10^4}v^2\right)v;$$

$$= \left(\frac{0.3\,07\,3}{x_1^{0.09}} - \frac{39.316}{x_1} - \frac{22.204x_1^2}{10^{12}}\right)x_1 \quad (\text{kW});$$

$\Delta P_0 = 4.22$(kW)；

$$a = \frac{1}{4}\left[x_2 - \pi x_1(1+i)/2 + \sqrt{[x_2 - \pi x_1(1+i)/2]^2 - 8[x_1(i-1)/2]^2}\right]$$

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

$$=\frac{1}{4}[x_2-1.63\pi x_1+\sqrt{(x_2-1.63\pi x_1)^2-3.175x_1^2}];$$

$$\alpha=180°-57.3°x_1\left(\frac{i-1}{a}\right)=180°-72.198\frac{x_1}{a};$$

$$K_\alpha=1.25(1-5^{-\frac{\alpha}{180°}});$$

$$K_L=1+0.45(\lg x_2-\lg 6\,300)=0.45\lg x_2-0.709\,7;$$

$$K=1.0。$$

将以上各参数代入(1)式就得到以设计变量表示的目标函数式。

2.4 约束条件

由带速限制　$5\leqslant v\leqslant 30$ m/s，得：

$$g_1(X)=\frac{x_1n_1}{19\,100}-5=0.077\,487x_1-5$$

$$g_2(X)=30-\frac{x_1n_1}{19\,100}=30-0.077\,487x_1$$

由带轮限制　$315\leqslant D_1\leqslant 400$ mm，得：

$$g_3(X)=x_1-315$$

$$g_4(X)=400-x_1$$

由小带轮包角限制　$\alpha\geqslant 120°$，得：

$$g_5(X)=\frac{60°-72.198x_1}{\frac{1}{4}[x_2-1.63\pi x_1+\sqrt{(x_2-1.63\pi x_1)^2-3.175x_1^2}]}$$

由中心距限制　$0.7D_1(1+i)\leqslant a\leqslant 1\,600$，得：

$$g_6(X)=\frac{1}{4}[x_2-1.63\pi x_1+\sqrt{(x_2-1.63\pi x_1)^2-3.175\pi x_1^2}]-2.282x_1$$

$$g_7(X)=1\,600-\frac{1}{4}x_2-1.63\pi x_1+\sqrt{(x_2-1.63\pi x_1)^2-3.175x_1^2}$$

由带节线长度限制　$3\,226\leqslant L\leqslant 11\,276$，得：

$$g_8(X)=x_2-3\,226$$

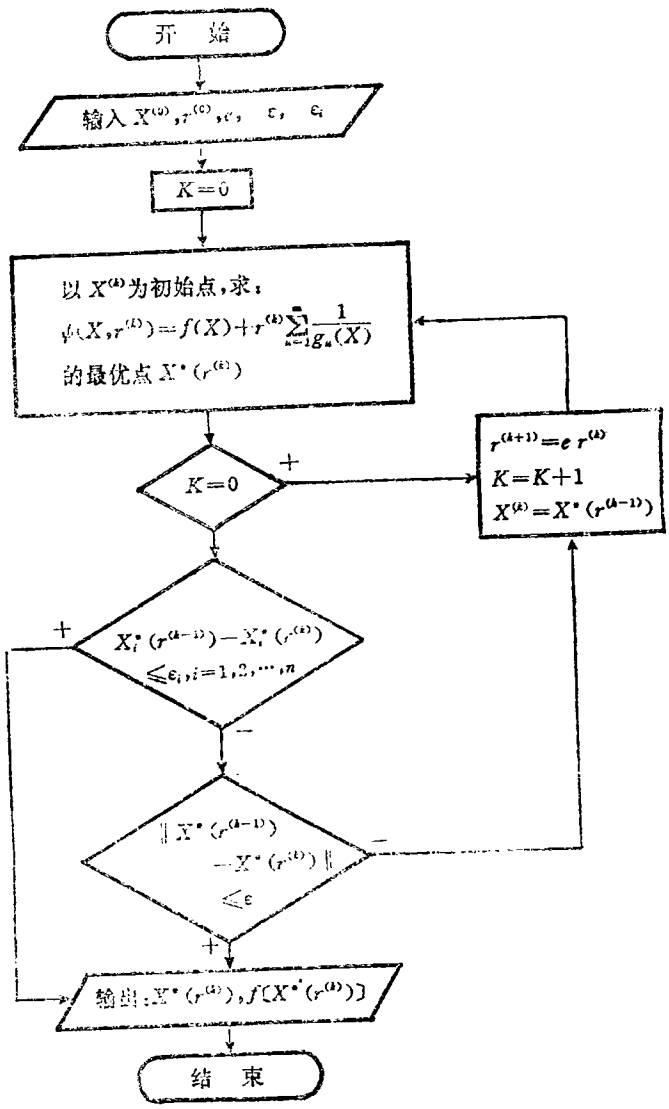
$$g_9(X)=11\,276-x_2。$$

2.5 优化方法

采用内点惩罚函数法计算[3]。即将约束优化问题转化为一个等价的无约束优化问题，利用无约束优化方法求解。程序框图见下页。

图中：(1)初始点 $X^{(0)}$ 因内点法的初始点必须定义在可行域内，即 $X^{(0)}$ 必须满足全部约束条件，而且不能取在边界上。根据实际使用中的数据，采用一次性决定法确定。这里取 $X^{(0)}=[D,\ L]^T=[318,\ 5\,676]^T$。(2)惩罚因子初值 $r^{(0)}$ 根据经验取 $r^{(0)}=1$。(3)惩罚因子递减系数 c 一般取0.1～0.5，现取 $c=0.1$。(4)鲍威尔法目标函数值收敛精度 $\varepsilon_2=0.01$，设计变量各分量的收敛精度取1，并按规定取值，一维搜索精度 $\varepsilon=10^{-2}$。

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net



程序框图
Black diagram

2.6 优化与计算结果

由 FORTRAN 程序求得设计变量的最优解为：

$$X^* = (375,\ 4\,576)$$

由此求得其他计算结果，整理后得 BX218 三角皮带改进传动方案为：小带轮直径 $D_1 = 375$ mm；大带轮直径 $D_2 = 840$ mm；节线长度 $L = 4\,576$ mm；中心距 $a \approx 1310$ mm；包角 $\alpha \approx 165°$；皮带根数 $z = 5$ 根。

3 结论与建议

3.1 由优化设计所得之结果与实际使用以及变换带型后按查表法设计的传动方案相比，在多

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

项参数变动不大或不变的情况下，只将主从动轮直径做了较大调整，皮带根数即大为减少，而传动能力有了明显改善和提高，优化效果非常明显。

3.2　建议在改造现有设备时，要根据设备及结构的具体情况，先确定相应参数的许可变化范围，再采用先进的设计方法设计，使改造后的设备具有经济性、先进性和可靠性，达到预期的使用寿命。

参 考 文 献

1　徐灏．机械设计(上册)．沈阳：东北工学院出版社，1987．309

2　高泽远．机械设计．沈阳：东北工学院出版社，1988．126

3　刘惟信，孟嗣宗．机械最优化设计．北京：清华大学出版社，1986．174

Liu Zhikun (Zhejiang Forestry College, Lin'an 311300, PRC). **Some Aspects of V-belt's Drive of BX218 Type Chippers and the Optimum Design.** *J Zhejiang For Coll*, 1995, **12**(2): 166～171

Aastract: Some aspects of V-belt's drive of BX218 type chippers were analysed. Improvement designs were made by the optimum design method. The driving properties were obviously improved.

Key words: chipping machines; belt drive; optimum design

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net