

А. Ф. Дулевич, доцент; С. С. Макаревич, профессор; С. В. Киселев, преподаватель, БГТУ

### СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЛЕНТОЧНЫХ ПИЛ ПУТЕМ СОЗДАНИЯ ВНУТРЕННИХ КОМПЕНСИРУЮЩИХ НАПРЯЖЕНИЙ

The method of increasing of band saw blade is regarded in the article. This very method allows us to produce the inside tension of saw blade oblateness, which will compensate the tension of expansion which appear because of the saw bending. This method is full-filled with the help of springing the band saw on the two little diameter pulleys. As a result of this process the plastic elasticity formation is takes place on the saw. The pulley diameter calculation is done from the radius curvature, the saw width and material quality.

**Введение.** Зарождение и развитие усталостных трещин в полотне ленточной пилы, возникающих по причине значительных амплитудных напряжений изгиба при огибании пилой шкивов станка, является одной из основных причин аварийного выхода из строя ленточных пил.

Существуют различные пути решения данной проблемы, в частности применение материалов с более высоким значением предела выносливости при изготовлении полотна ленточной пилы, использование разного рода упрочняющих технологий. Однако в условиях Республики Беларусь практически невозможно повысить усталостную долговечность полотна ленточной пилы для распиловки древесины путем изменения ее технологии изготовления. Это связано с тем, что на территории страны нет собственного производителя ленточных пил. Поэтому необходимо разрабатывать методы, позволяющие производить операции по повышению усталостной долговечности ленточной пилы непосредственно на деревообрабатывающих предприятиях.

Одним из возможных путей повышения долговечности полотна ленточной пилы является уменьшение амплитудных значений напряжений, возникающих в результате изгиба пилы на шкивах станка. Уменьшение данных напряжений можно осуществить несколькими способами – увеличением диаметра шкивов (что увеличивает металлоемкость и габариты оборудования), уменьшением толщины пилы (значительно снижается жесткость и устойчивость пилы) либо созданием внутренних напряжений компенсирующих напряжения от изгиба на шкивах.

Создание компенсирующих напряжений в полотне пилы является одним из перспективных направлений, позволяющих существенно повысить долговечность. Рассмотрим метод создания компенсирующих напряжений путем упругопластического деформирования полотна пилы на шкивах малого диаметра.

**Основная часть.** Концы ленточной пилы для установки ее на станок предварительно сваривают. В результате получается кольцо с

радиусом  $R_0 = L/2\pi$ . При этом в кольце возникают напряжения от изгиба, наибольшие значения которых будут во внешних и внутренних слоях кольца. Эти напряжения равны:

$$\sigma_0 = \frac{E \cdot s}{2R_0}. \quad (1)$$

Полученное кольцо устанавливают на шкивы (рис. 1), которые затем раздвигают до тех пор, пока на участке между центрами шкивов пила не окажется прямолинейной. При этом изгибающий момент в сечении 1–1

$$M_1 = F(R_0 - R), \quad (2)$$

где  $F$  – сила, необходимая для того, чтобы натянуть с одной стороны ленту пилы до прямолинейного состояния;  $R$  – радиус шкива.

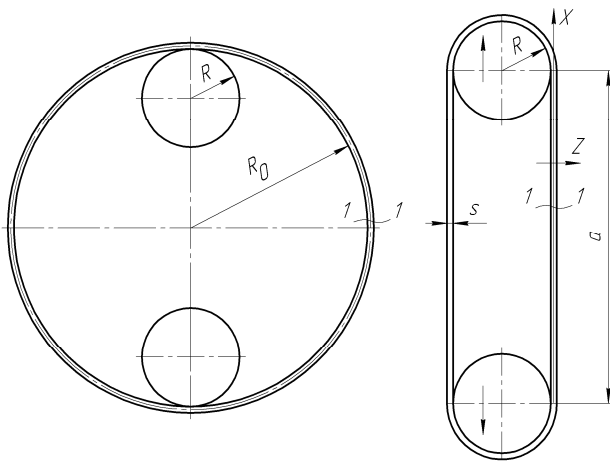


Рис. 1. Схема к определению напряжений, возникающих при упругопластическом деформировании

От момента  $M_1$  в полотне пилы (в крайних точках) будут возникать напряжения:

$$\sigma_1 = \frac{M_1 s}{2J_Y}, \quad (3)$$

где  $J_Y = B \cdot s^3/12$  – момент инерции поперечного сечения пилы относительно оси  $Y$ .

С учетом (2) и значения  $J_Y$  выражение (3) примет вид

$$\sigma_1 = \frac{6F(R_0 - R)}{B \cdot s^2}. \quad (4)$$

Если напряжение  $\sigma_1$  будет равно  $\sigma_0$ , то полотно пилы на участке  $a$  станет прямолинейным, а напряжения на данном участке будут равны  $\sigma = F/A = F/B \cdot s$ , т. е. напряжения от изгиба взаимно уничтожаются, а остаются только от продольной силы  $N$ , равной силе  $F$ .

Следовательно, сила  $F$  определяется из уравнения

$$\frac{E \cdot s}{2R_0} = \frac{6F(R_0 - R)}{B \cdot s^2},$$

откуда

$$F = \frac{E \cdot B \cdot s^3}{12R_0(R_0 - R)}. \quad (5)$$

С такой силой должна быть натянута пила, чтобы в состоянии покоя на участке между центрами шкивов она была прямолинейной. С учетом двух ветвей пилы к шкивам должна быть приложена сила  $F_0 = 2F$ .

Материал пилы при испытании на растяжение может иметь ярко выраженную площадку текучести либо участок упрочнения (рис. 2, 3). Для расчетов с необходимой степенью точности можно принять схематизированную диаграмму идеального упругопластического тела [1].

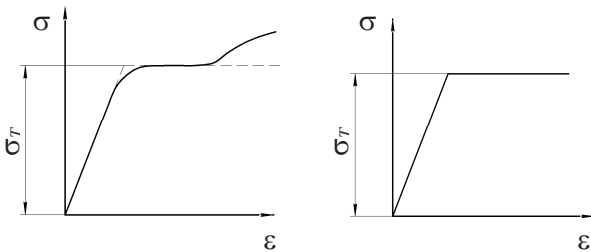


Рис. 2. Схематизация диаграммы растяжения с горизонтальной площадкой текучести

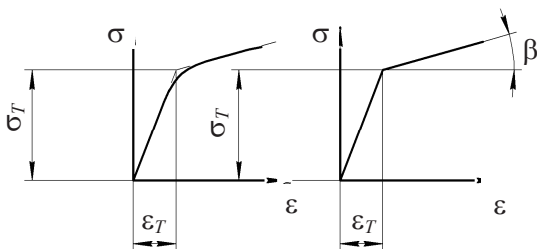


Рис. 3. Схематизация диаграммы растяжения с линейным упрочнением

Рассмотрим метод упругопластического деформирования полотна ленточной пилы для материала, имеющего на диаграмме растяжения площадку текучести. На шкивах в пиле возникают напряжения изгиба, которые определяются зависимостью [2]:

$$\sigma = \frac{E \cdot z}{R + 0,5s}. \quad (6)$$

Наибольшее напряжение на шкивах будет возникать в крайних точках, т. е. при  $z = 0,5s$

$$\sigma_{\max} = \frac{E \cdot s}{2(R + 0,5s)}. \quad (7)$$

При уменьшении радиуса шкива напряжения будут увеличиваться и при некотором значении  $R_1$ , в крайних точках, достигнут предела текучести (рис. 4, б):

$$\sigma_{\max} = \frac{E \cdot s}{2(R_1 + 0,5s)} = \sigma_T. \quad (8)$$

С дальнейшим уменьшением радиуса шкива пластические деформации распространяются по толщине и при некотором радиусе  $R_T$  достигают точек с ординатами  $Z = \pm Z_T$  (рис. 4, в). При этом на участке  $Z_T \leq Z \leq -Z_T$  напряжения определяются зависимостью

$$\sigma = \frac{E \cdot Z}{R_T + 0,5s}. \quad (9)$$

В конце упругой зоны

$$\sigma = \frac{E \cdot Z_T}{R_T + 0,5s} = \sigma_T,$$

откуда

$$Z_T = \frac{\sigma_T(R_T + 0,5s)}{E}. \quad (10)$$

Определим изгибающий момент, соответствующий изгибу пилы на шкиве с радиусом  $R_T$ :

$$M = 2B \int_0^{Z_T} \sigma Z dZ + 2B\sigma_T \int_{Z_T}^{0,5s} Z dZ.$$

Подставив значения  $\sigma$  согласно (9) и проинтегрировав, получим

$$M = \frac{2}{3} B \frac{E Z_T^3}{R_T + 0,5s} + B\sigma_T (0,25s^2 - Z_T^2).$$

С учетом (10) выражение для изгибающего момента примет вид

$$M = B\sigma_T \frac{s^2}{4} - \frac{B\sigma_T^3}{3E^2} (R_T + 0,5s)^2. \quad (11)$$

Если пилу снять со шкивов с радиусом  $R_T$ , то, согласно теореме о разгрузке, напряжения разгрузки будут изменяться по зависимости:

$$\sigma_{\text{разг}} = \frac{MZ}{J_Y} = \frac{12MZ}{Bs^3}. \quad (12)$$

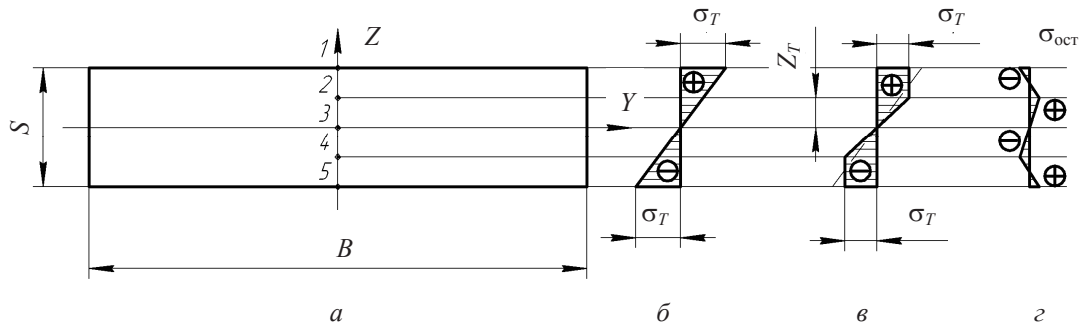


Рис. 4. Напряжения от изгиба пилы:  
 а – поперечное сечение пилы; б – напряжения при изгибе пилы по радиусу  $R_1$ ;  
 в – напряжения при изгибе пилы по радиусу  $R_2$ ; г – остаточные напряжения

Напряжения разгрузки показаны на рис. 4, в штриховой линией.

Остаточные напряжения в полотне пилы определяются как разность между напряжениями, возникшими от изгиба на шкиве с радиусом  $R$ , и напряжениями разгрузки. Запишем остаточные напряжения для характерных точек:

при  $Z = 0,5s$

$$\sigma_{\text{ост}} = \sigma_T - \sigma_{\text{разг}} = \sigma_T - \frac{6M}{Bs^2};$$

при  $Z = Z_T$

$$\sigma_{\text{ост}} = \sigma_T - \sigma_{\text{разг}} = \sigma_T - \frac{12MZ_T}{Bs^3}; \quad (13)$$

при  $Z = -Z_T$

$$\sigma_{\text{ост}} = \sigma_T - \sigma_{\text{разг}} = \sigma_T + \frac{12MZ_T}{Bs^3};$$

при  $Z = -0,5s$

$$\sigma_{\text{ост}} = \sigma_T - \sigma_{\text{разг}} = \sigma_T + \frac{6M}{Bs^2}.$$

Эпюра остаточных напряжений показана на рис. 4, г. При повторном изгибе пилы на шкиве радиусом  $R$  напряжения, определяемые формулой (6), будут суммироваться с остаточными напряжениями (13).

Таким образом, в результате предварительного упругопластического деформирования, напряжения в пиле в рабочем состоянии в опасных точках 1 и 5 (рис. 4, а) окажутся меньше на величину  $\sigma_{\text{ост}(1)} = \sigma_T - 6M/Bs^2$ , что позволит увеличить срок службы пилы.

Определим остаточную кривизну полотна пилы после упругопластического деформирования на шкивах радиусом  $R_T$ . Если бы при изгибающем моменте  $M$ , определяемом формулой (11), возникали только упругие деформа-

ции, то кривизна пилы определялась бы зависимостью

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EJ_Y} = \frac{12M}{Es^3B}.$$

Остаточная кривизна полотна пилы в свободном состоянии после упругопластического деформирования будет равна:

$$\frac{1}{\rho_{\text{ост}}} = \frac{1}{R_T + 0,5\delta} - \frac{12M}{Es^3B}. \quad (14)$$

Подставив значение  $M$  согласно (11), будем иметь:

$$\frac{1}{\rho_{\text{ост}}} = \frac{1}{R_T + 0,5s} - \frac{12\sigma_T}{E} \left( \frac{1}{4s} - \frac{1}{3} \left( \frac{\sigma_T (R_T + 0,5s)}{E_T s} \right)^2 \right). \quad (15)$$

Если  $\rho_{\text{ост}} > R_0$ , то после предварительного упругопластического деформирования полотно пилы, снятое со шкивов, будет иметь форму кольца с радиусом  $R_0$ . Если  $R_{\text{ост}} > R_0$ , то кольцо будет искривляться, но это не влияет на технологию подготовки пилы к работе.

**Выводы.** Предложенный способ повышения усталостной долговечности довольно прост в осуществлении в условиях деревообрабатывающих предприятий Республики Беларусь и не требует значительных материальных затрат.

#### Литература

1. Пономарев, С. Д. Расчет на прочность в машиностроении: в 2 т. / С. Д. Пономарев. – М.: Машгиз, 1958. – Т. 2. – 974 с.
2. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. – М.: Физматгиз, 1963. – 540 с.