



Научная статья

УДК 621.935

DOI: 10.37482/0536-1036-2023-4-136-145

### Усталостная прочность ленточных пил

*Г.Ф. Прокофьев, д-р техн. наук, проф.; ResearcherID: [G-9482-2019](https://orcid.org/0000-0003-4494-4989),*

*ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4494-4989>*

*О.Л. Коваленко<sup>✉</sup>, аспирант; ResearcherID: [H-1812-2019](https://orcid.org/0000-0003-1817-3949),*

*ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1817-3949>*

Северный (Арктический) федеральный университет им. М.В. Ломоносова, наб. Северной Двины, д. 17, г. Архангельск, Россия, 163002; g.prokofjev@narfu.ru, o.kovalenko@narfu.ru<sup>✉</sup>

---

*Поступила в редакцию 10.01.22 / Одобрена после рецензирования 14.05.22 / Принята к печати 18.05.22*

---

**Аннотация.** Один из крупных недостатков ленточнопильных станков – низкая долговечность ленточных пил. Во время работы из-за усталостных явлений в межзубовых впадинах ленточных пил образуются трещины, которые, развиваясь, приводят к разрушению пил. Прочность ленточных пил считается обеспеченной, если коэффициент запаса прочности не менее требуемого. Рекомендовано принимать коэффициент запаса прочности равным 2. Выполнены расчеты на прочность ленточных пил с использованием схематизированной диаграммы предельных амплитуд. Выведена формула для расчета коэффициента запаса прочности ленточной пилы. По представленной формуле рассчитан коэффициент запаса прочности ленточных пил, изготовленных по ГОСТ 6532–77, которые применяются в делительных ленточнопильных станках. Полученный коэффициент запаса прочности – 1,44. Для ленточных пил данное значение является крайне низким, так как намного меньше требуемого. Для продолжительной и надежной эксплуатации ленточных пил необходима их регулярная заточка не только для обеспечения требуемой остроты зубьев, но и для обточки межзубовых впадин с целью удаления дефектного слоя, образующегося из-за усталостных явлений. Приводятся и другие рекомендации для повышения долговечности ленточных пил. Дана оценка долговечности пил ленточнопильного станка нового типа с криволинейными аэростатическими направляющими и зубьями, оснащенными твердым сплавом. Расчеты показали, что коэффициент запаса прочности в этом случае – 2,4, и возможна длительная и надежная эксплуатация такого станка без периодической обработки межзубовых впадин. Таким образом, ленточные пилы имеют низкую долговечность, вызванную их повышенным аварийным расходом. Это негативно отражается на их износостойкости, увеличивает затраты на подготовку и приобретение, поэтому полученные результаты имеют практическую ценность.

**Ключевые слова:** ленточная пила, усталостные трещины, коэффициент концентрации напряжений в межзубовых впадинах, коэффициент чувствительности материала ленточных пил, коэффициент запаса прочности ленточных пил



*Для цитирования:* Прокофьев Г.Ф., Коваленко О.Л. Усталостная прочность ленточных пил // Изв. вузов. Лесн. журн. 2023. № 4. С. 136–145. <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2023-4-136-145>

Original article

## Fatigue Strength of Band Saws

**Gennadiy F. Prokofiev**, Doctor of Engineering, Prof.; ResearcherID: [G-9482-2019](https://orcid.org/0000-0003-4494-4989),

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4494-4989>

**Oleg L. Kovalenko**<sup>✉</sup>, Postgraduate Student; ResearcherID: [H-1812-2019](https://orcid.org/0000-0003-1817-3949),

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1817-3949>

Northen (Arctic) Federal University named after M.V. Lomonosov, Naberezhnaya Severnoy Dviny, 17, Arkhangelsk, 163002, Russian Federation; [g.prokofjev@narfu.ru](mailto:g.prokofjev@narfu.ru), [o.kovalenko@narfu.ru](mailto:o.kovalenko@narfu.ru)<sup>✉</sup>

*Received on January 10, 2022 / Approved after reviewing on May 14, 2022 / Accepted on May 18, 2022*

**Abstract.** One of the major disadvantages of band saws is their low durability. Breakages during the operation are mostly caused by fractures in notches between the blades of the band as a result of the fatigue phenomenon. The strength of the band saw blades is ensured if the assurance coefficient value is greater than the theoretically determined one. The value of the assurance coefficient of 2 is recommended. A schematic limit-amplitude diagram was used to calculate the durability of band saws. A formula for the estimation of the assurance coefficient was derived. It was used for the calculation of the assurance coefficients of the band saw blades manufactured in accordance with GOST 6532–77, which are applicable in dividing band saw machines. The resulting value of the assurance coefficient was 1.44. The value is extremely low for the band saws because it is much lower than required. Band saw blades should be sharpened regularly to ensure a long and reliable service life. It should be made not only to ensure the required sharpness of the blades but also to remove the defective layers in notches caused by fatigue phenomena. In the article, there are more recommendations for improving the durability of the blades of the band saws. The durability of a new type of band saw with curved aerostatic guides and hard alloy blades was evaluated. Its assurance coefficient was 2.4. Therefore, the machine can be operated reliably for a long time without regular treatment of the notches. Consequently, band saws have low durability due to their increased breakdown rate and low wear resistance. Hence, the costs of their purchase and treatment rise. Therefore, the results presented in the article are practically applicable.

**Keywords:** band saw, fatigue fractures, stress concentration coefficients in notches, material sensibility coefficient of band saws, assurance coefficient of band saw blades

**For citation:** Prokofiev G.F., Kovalenko O.L. Fatigue Strength of Band Saws. *Lesnoy Zhurnal = Russian Forestry Journal*, 2023, no. 4, pp. 136–145. (In Russ.). <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2023-4-136-145>

### *Введение*

Вопросами деревообработки, в частности вопросами пиления древесины ленточными пилами, занимались многие авторы [3, 4, 7, 9, 11, 14–22].

Ленточнопильные станки нашли широкое применение в лесопилении благодаря ряду преимуществ перед другими видами лесопильных станков. Основные достоинства ленточнопильных станков следующие:

невысокая шероховатость поверхности получаемых пиломатериалов благодаря большим скоростям резания и малым подачам на зуб;

незначительный расход древесины в опилки за счет малых толщин пил;

возможность распиливать бревна больших диаметров, которые нельзя распиливать на лесопильных станках других видов;

индивидуальная распиловка бревен с учетом особенностей их строения и качества;

отсутствие массивных фундаментов, так как нет больших сил инерции при работе станка;

возможность использовать однопильные лесопильные модули в гибких автоматизированных лесопильных линиях.

Вместе с отмеченными достоинствами ленточнопильные станки имеют и ряд существенных недостатков. Одним из них является низкая долговечность ленточных пил. Аварийный расход ленточных пил наибольший по сравнению с другим лесопильным инструментом.

Эффективность пиления древесины на ленточнопильных станках в значительной степени зависит от точности пиления и от долговечности пил. Вопросы повышения точности пиления древесины рассматриваются в работах [1, 2, 5]. Данная статья посвящена вопросам долговечности ленточных пил, изготавливаемых по ГОСТ 6532–77 «Пилы ленточные для распиловки древесины. Технические условия», но основные методические положения могут быть использованы и при расчетах ленточных пил, изготовленных по ГОСТ-10670–77 «Пилы ленточные для распиловки бревен и брусьев. Технические условия».

Цель исследования – разработка рекомендаций для повышения долговечности ленточных пил для распиловки древесины.

### *Объекты и методы исследования*

Объектом исследования является ленточная пила, изготовленная по ГОСТ 6532–77.

Исследованиями установлено, что разрушение ленточных пил носит в основном усталостный характер [8, 16]. Прочность пилы считается обеспеченной, если коэффициент запаса прочности  $n$  не менее требуемого [6], т. е. должно быть выполнено условие  $n \geq n_{\text{требуемое}}$ . Величина требуемого коэффициента запаса прочности любой детали зависит от ее назначения, действующих нагрузок, характеристик материала, наличия концентраторов напряжений, технологий изготовления и подготовки к работе. В исследовании [10] с учетом перечисленного рекомендовано принимать  $n = 2$ . При расчете ленточных пил на прочность в [10] использована схематизированная диаграмма предельных амплитуд. На оси абсцисс откладывалась величина предела прочности, а на оси ординат – предела выносливости при симметричном цикле нагружения  $\sigma_{-1}$ .

Прямая линия, соединяющая эти точки, соответствует усталостному разрушению пилы. Принципиально возможно возникновение в пиле пластических деформаций, если напряжения превысят предел текучести  $\sigma_T$ . На диаграмме дополнительно откладываются значения предела текучести  $\sigma_T$  на осях абсцисс и ординат. Прямая линия, соединяющая эти точки, соответствует пластическим деформациям.

В современных прочностных расчетах широко применяется диаграмма Серенсена–Кинасошвили [6]. На кривой, соответствующей усталостному разрушению, дополнительно вводится точка, обозначающая отнулевой цикл нагружения. Достоинство применения такой диаграммы – более высокая точность расчетов. В данной статье принят этот вид схематизированной диаграммы (рис. 1). Участок усталостной кривой заменен прямой линией, проходящей через точки А и С, соответствующие предельным симметричному и отнулевому циклам соответственно. Для пластичных материалов, к которым относится и материал ленточных пил, опасно не только усталостное разрушение, но и возникновение остаточных деформаций при достижении предела текучести. На диаграмме (рис. 1) показана область, ограниченная линией ML, внутри которой все точки безопасны от остаточных деформаций.

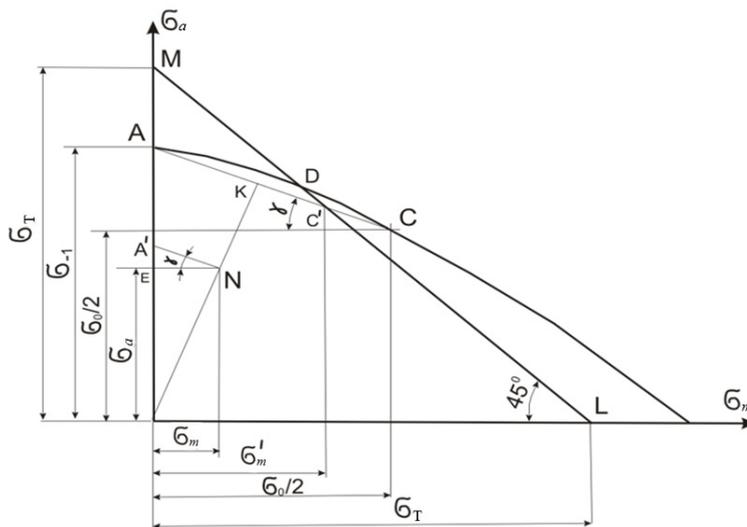


Рис. 1. Схематизированная диаграмма предельных напряжений

Fig. 1. Schematic diagram of ultimate stress

Уравнение прямой AC, проходящей через точки с координатами А (0;  $\sigma_{-1}$ ) и С ( $\sigma_0/2$ ;  $\sigma_0/2$ ), имеет вид:

$$\sigma_a = \sigma_m \left( 1 - \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_0} \right) + \sigma_{-1}, \tag{1}$$

где  $\sigma_a$  – амплитуда цикла;  $\sigma_m$  – среднее напряжение цикла.

Уравнение прямой ML, проходящей через точки с координатами М (0;  $\sigma_T$ ) и L ( $\sigma_T$ ; 0):

$$\sigma_a = \sigma_T - \sigma_m. \tag{2}$$

Решая систему уравнений (1) и (2), получаем абсциссу точки пересечения  $C'$  этих прямых:

$$\sigma'_m = \frac{\sigma_T - \sigma_{-1}}{2 \left( 1 - \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} \right)}.$$

При  $\sigma_m < \sigma'_m$  возможно усталостное разрушение, а при  $\sigma_m > \sigma'_m$  – возникновение пластических деформаций при превышении предела текучести.

Коэффициент запаса прочности по усталостному разрушению для цикла, соответствующего точке N, определится как отношение  $\frac{OK}{ON}$ . Из подобия треугольников OAK и OA'N следует, что  $n = \frac{OK}{ON} = \frac{OA}{OA'}$ . Из рис. 1 находим

$$OA = \sigma_{-1} \text{ и } OA' = OE + EA' = \sigma_a + \sigma_m \cdot \operatorname{tg} \gamma = \sigma_a + \sigma_m \left( \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \right).$$

Отсюда имеем

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \sigma_m \left( \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} - 1 \right)}.$$

Для расчета коэффициента запаса прочности необходимо кроме отмеченных факторов учитывать качество заточки зубьев, которое оценивается коэффициентом  $\beta = 0,6 \dots 0,9$ , и эквивалентный коэффициент концентрации напряжений, определяемый согласно работе [10] по формуле:

$$k_3 = \frac{k_n \sigma_n + k_h \sigma_h}{\sigma_n + \sigma_h},$$

где  $k_n, k_h$  – коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и натяжении.

Таким образом, коэффициент запаса прочности ленточных пил при длительной работе без обработки межзубовых впадин может быть определен по следующей формуле:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_3}{\beta} \sigma_a + \sigma_m \left( \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} - 1 \right)}. \quad (3)$$

#### Результаты исследования и их обсуждение

Определим долговечность делительной ленточной пилы, изготовленной по ГОСТ 6532–77, имеющей толщину 1,2 мм и ширину полотна  $b = 115$  мм. Диаметр пильных шкивов делительного ленточнопильного станка  $D = 1250$  мм.

Пила должна быть натянута и испытывать напряжения от силы натяжения 50...100 МПа [12]. Принимаем  $\sigma_n = 80$  МПа.

Напряжения от изгиба пилы на шкивах:

$$\sigma_n = \frac{S}{D} E,$$

где  $S$  – толщина пилы, мм;  $E$  – модуль упругости материала пилы, МПа,  $E = 2,1 \cdot 10^5$ .

При  $S = 1,2$  мм,  $D = 1250$  мм,  $\sigma_{и} = 201,6$  МПа коэффициенты концентрации напряжений при изгибе пилы  $k_{и} = 1,23$  и натяжения  $k_{н} = 1,53$  приведены соответственно в работах [13] и [12]. Эквивалентный коэффициент концентрации напряжений при рекомендуемых значениях  $\sigma_{и}$  и  $\sigma_{н}$ :

$$k_{э} = \frac{k_{и}\sigma_{и} + k_{н}\sigma_{н}}{\sigma_{и} + \sigma_{н}} = \frac{1,23 \cdot 201,6 + 1,53 \cdot 80}{201,6 + 80} = 1,32.$$

Согласно технологическим режимам РИ 04-00 «Подготовка делительных ленточных пил», допускается радиальное биение пильных шкивов делительных ленточнопильных станков 0,15 мм, что дает дополнительное натяжение пил  $\Delta\sigma_{н} = \frac{\Delta L}{L} E$ . При свободной длине пил  $L = 2000$  мм  $\Delta\sigma_{н} = \frac{0,15}{2000} 2,1 \cdot 10^5 = 15,75$  МПа.

В работе [13] приводится значение предела выносливости при симметричном цикле нагружения при изгибе полотна ленточной пилы  $\sigma_{-1} = 308$  МПа и при отнулевом цикле нагружения  $\sigma_0 = 498$  МПа.

Среднее напряжение цикла для наружных слоев ленточной пилы:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{и}}{2} + \sigma_{н} = \frac{201,6}{2} + 80 = 180,8 \text{ МПа.}$$

Амплитуда цикла нагружения ленточной пилы для наружных и внутренних слоев пилы:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{и}}{2} + \Delta\sigma_{н} = \frac{201,6}{2} + 15,75 = 116,55 \text{ МПа.}$$

Качество заточки зубьев, оцениваемое коэффициентом  $\beta = 0,6 \dots 0,9$ , характеризует шероховатость поверхности межзубовых впадин. Меньшее значение коэффициента соответствует грубой заточке. Принимаем  $\beta = 0,9$ .

Подставив значения  $\sigma_{-1}$ ,  $k_{э}$ ,  $\beta$ ,  $\sigma_a$ ,  $\sigma_m$  и  $\sigma_0$  в уравнение (3), получаем коэффициент запаса прочности ленточной пилы делительного ленточнопильного станка:

$$n = \frac{308}{\frac{1,32}{0,9} 116,55 + 180,8 \left( \frac{2 \cdot 308}{498} - 1 \right)} = 1,44.$$

Для ленточных пил это крайне низкий коэффициент запаса прочности. Он значительно меньше требуемого. С целью продолжительной и надежной эксплуатации ленточных пил необходима их регулярная заточка не только для обеспечения требуемой остроты зубьев, но и для проточки межзубовых впадин с целью удаления дефектного слоя, образующегося из-за усталостных явлений. Для избежания искажения профиля зубьев необходимо выполнять регулярную правку заточного круга. При подшлифовке межзубовых впадин пальцевой фрезой обеспечивается уменьшение рисков и изменяется их направление.

Предложен новый тип ленточнопильного станка [11]. Тонкая стальная лента движется по двум криволинейным аэростатическим направляющим, расположенным над и под распиливаемым материалом. Общий вид такого станка показан на рис. 2. Подробное описание станка приведено в работе [11].

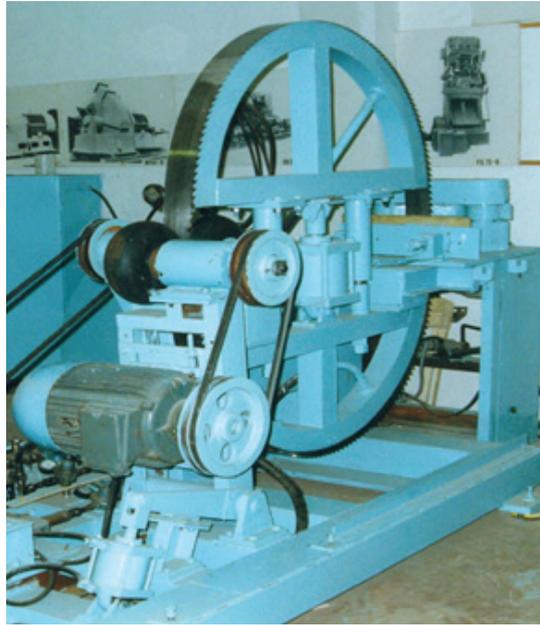


Рис. 2. Общий вид делительного ленточнопильного станка ЛСД 150  
Fig. 2. General view of the LSD 150 dividing band saw

Дадим оценку долговечности ленточной пилы нового ленточнопильного станка.

Характеристика станка: ленточная пила толщиной 1,0 мм движется по криволинейным аэростатическим направляющим, имеющим ширину 100 мм. Радиус направляющих  $R = 750$  мм. Сила натяжения пилы  $T = 5000$  Н. Биение пилы отсутствует  $\Delta\sigma_n = 0$ .

Напряжение изгиба пилы

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{S}{2R} E = \frac{1,0}{2 \cdot 750} 2,1 \cdot 10^5 = 140 \text{ МПа.}$$

Напряжение натяжения пилы

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{T}{Sb} = \frac{5000}{1,0 \cdot 100} = 50 \text{ МПа.}$$

Эквивалентный коэффициент концентрации напряжений

$$k_{\text{э}} = \frac{k_{\text{и}}\sigma_{\text{и}} + k_{\text{н}}\sigma_{\text{н}}}{\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{н}}} = \frac{1,23 \cdot 140 + 1,53 \cdot 50}{140 + 50} = 1,3.$$

Среднее напряжение цикла

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{и}}}{2} + \sigma_{\text{н}} = \frac{140}{2} + 50 = 120 \text{ МПа.}$$

Амплитуда цикла нагружения

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{и}}}{2} = \frac{140}{2} = 70 \text{ МПа.}$$

Предел выносливости при симметричном нагружении  $\sigma_{-1} = 308$  МПа. Предел выносливости при отнулевом цикле нагружения  $\sigma_0 = 498$  МПа. Коэффициент, учитывающий качество обработки межзубовых впадин, принимаем  $\beta = 0,9$ . Подставив значения  $\sigma_{-1}$ ,  $k_{\text{э}}$ ,  $\beta$ ,  $\sigma_a$ ,  $\sigma_m$  и  $\sigma_0$  в формулу (3), имеем  $n = 2,4$ .

Такой высокий коэффициент запаса прочности позволяет обеспечить длительную безаварийную работу ленточнопильного станка с пилой, оснащенной пластинками твердого сплава.

В 1991 г. на экспериментально-производственном заводе «Красный октябрь» (г. Архангельск) были проведены испытания на долговечность ленточной пилы экспериментального делительного ленточнопильного станка с криволинейными аэростатическими направляющими ЛД150-1Э [11]. Испытания выполнены на ленточной пиле, изготовленной по ГОСТ 6532–77, имеющей толщину 1,0 мм, ширину 125 мм, шаг зубьев 30 мм и длину 5500 мм. Пила подготовлена в соответствии с технологическими режимами РИ 04-00. Каждая ветвь пилы натянута с силой 6,0 кН. Скорость движения составляла 30 м/с.

Пила работала вхолостую 20 дн. по 3 ч. В процессе испытаний межзубовые впадины зубьев не обрабатывались и обследовались через каждые 3 ч. После 60 ч. испытаний на холостом ходу ни одной трещины в межзубовых впадинах не обнаружено. Во время испытаний пила претерпела  $2,5 \cdot 10^6$  циклов нагружения. Таким образом, результаты выполненных расчетов подтверждаются испытаниями, которые проводились ранее.

На основании проведенных расчетов и данных, полученных в ходе испытаний, можно заключить, что конструкция ленточнопильного станка с криволинейными аэростатическими направляющими значительно увеличивает долговечность пил и позволяет применять на станках такого типа ленточные пилы, оснащенные пластинками из твердых сплавов без периодической обработки межзубовых впадин. Сокращается расход пил, снижаются трудозатраты на их подготовку, повышается качество пиления древесины.

#### Выводы

1. Разработана математическая модель для расчета ленточных пил на долговечность.
2. Длительная работа ленточных пил делительных ленточнопильных станков традиционной конструкции с пильными шкивами возможна при частой заточке пил с проточкой межзубовых впадин и удалением дефектного слоя.
3. Тщательная подшлифовка межзубовых впадин позволяет не только уменьшить глубину рисок, но и изменяет их направление, что дает повышение долговечности ленточных пил на 40 %.
4. Применение ленточных пил для распиловки древесины в конструкции ленточнопильного станка с криволинейными аэростатическими направляющими позволяет обеспечить длительную безаварийную работу пилы при оснащении зубьев износостойкими материалами.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. Банников А.А. Повышение точности пиления древесины на делительных ленточнопильных станках: автореф. дис.... канд. техн. наук. Архангельск, 2007. 20 с.  
Bannikov A.A. *Increasing the Accuracy of Wood Sawing on Dividing Band Sawing Machines*: Cand. Eng. Sci. Diss. Abs. Arkhangelsk, 2007. 20 p. (In Russ.).
2. Берлин Э.П. О методах повышения устойчивости ленточных пил // Науч. тр. ЦНИИМОД. Архангельск. 1968. С. 119–123.

- Berlin E.P. On Methods to Increase Stability of Band Saw Blades. *Proceedings of TsNIMOD*. Arkhangelsk, 1968, pp. 119–123. (In Russ.).
3. Глебов И.Т. Лесопиление горизонтальными ленточнопильными станками. СПб.: Лань, 2011. 105 с.  
Glebov I.T. *Lumbering with Horizontal Band Sawing Machines*. Saint Petersburg, Lan' Publ., 2011. 105 p. (In Russ.).
4. Глебов И.Т. Конструкции и испытания деревообрабатывающих машин. СПб.: Лань, 2012. 352 с.  
Glebov I.T. *Constructions and Testing of Woodworking Machines*. Saint Petersburg, Lan' Publ., 2012. 352 p. (In Russ.).
5. Глебов И.Т., Вдовин А.Ю. Технологическая точность деревообрабатывающих станков. Екатеринбург: УГЛТУ, 2006. 135 с.  
Glebov I.T., Vdovin A.Yu. *Technological Accuracy of Woodworking Machines*. Yekaterinburg, UGLTU Publ., 2006. 135 p. (In Russ.).
6. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Соппротивление материалов. 3-е изд. М.: Высш. шк., 1969. 734 с.  
Darkov A.V., Shpiro G.S. *Resistance of Materials*. 3rd ed. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1969. 734 p. (In Russ.).
7. Дербин М.В. Совершенствование аэростатических направляющих для дереворежущих пил: дис. ... канд. техн. наук. Архангельск, 2012. 151 с.  
Derbin M.V. *Improvement of Aerostatic Guides for Wood-Cutting Saws*: Cand. Eng. Sci. Diss. Arkhangelsk, 2012. 151 p. (In Russ.).
8. Добрынин Е.Д. Исследование причин аварийного расхода ленточных пил // Механическая технология древесины: межвуз. сб. науч. тр. / ЛТА. Л., 1976. С. 45–46.  
Dobrynin E.D. Research of the Reasons of Emergency Consumption of Band Saws. *Mechanical Technology of Wood: Proceedings of Interuniversity Scientific Works*. Leningrad, LTA Publ., 1976. pp. 45–46. (In Russ.).
9. Иванкин И.И. Определение основных эксплуатационных показателей делительного ленточного станка с криволинейными аэростатическими направляющими: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Архангельск, 2001. 22 с.  
Ivankin I.I. *Determination of the Main Operating Characteristics of a Dividing Tape Machine with Curvilinear Aerostatic Guides*: Cand. Eng. Sci. Diss. Abs. Arkhangelsk, 2001. 22 p. (In Russ.).
10. Прокофьев Г.Ф. Интенсификация пиления древесины рамными и ленточными пилами: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М., 1992. 36 с.  
Prokofiev G.F. *Intensification of Wood Sawing with Frame and Band Saws*: Dr. Eng. Sci. Diss. Abs. Moscow, 1992. 36 p.
11. Прокофьев Г.Ф. Создание высокотехнологичных лесопильных станков: моногр. Архангельск: СОЛТИ, 2018. 157 с.  
Prokofiev G.F. *Creation of High-Technological Sawmills: A Monograph*. Arkhangelsk, JSC SOLTI Publ., 2018. 157 p. (In Russ.).
12. Прокофьев Г.Ф., Коваленко О.Л. Определение коэффициента концентрации напряжений в межзубовых впадинах ленточной пилы при ее натяжении // Изв. вузов. Лесн. журн. 2016. № 3. С. 117–123.  
Prokofiev G.F., Kovalenko O.L. Determination of the Stress Concentration Factor in the Tooth Space of a Band Saw Under Tension. *Lesnoy Zhurnal = Russian Forestry Journal*, 2016, no. 3, pp. 117–123. (In Russ.). <https://doi.org/10.17238/issn0536-1036.2016.3.117>
13. Прокофьев Г.Ф., Коваленко О.Л., Черепанов С.А. Определение коэффициента концентрации напряжений в межзубовых впадинах ленточных пил при изгибе // Изв. вузов. Лесн. журн. 2015. № 4 С. 125–136.

Prokofiev G.F. Test of Bulging Stress Concentration Factors in the Band Saw Notches. *Lesnoy Zhurnal* = Russian Forestry Journal, 2015, no. 4, pp. 125–136. (In Russ.). [http://lesnoizhurnal.ru/upload/iblock/c56/prokofjev\\_test\\_of\\_bulging\\_stress\\_concentration\\_factors.pdf](http://lesnoizhurnal.ru/upload/iblock/c56/prokofjev_test_of_bulging_stress_concentration_factors.pdf)

14. Прохоров А.В., Думанский И.О. Повышение упругих и динамических характеристик натяжных устройств ленточнопильных станков // Изв. вузов. Лесн. журн. 2009. № 5. С. 83–86.

Prokhorov A.V., Dumansky I.O. Increase of Elastic and Deformation Characteristics of Tensioners for Bandsaw. *Lesnoy Zhurnal* = Russian Forestry Journal, 2009, no. 5, pp. 83–86. (In Russ.). <http://lesnoizhurnal.ru/upload/iblock/233/2338da3adc9d39e5b40fe862b8cda232.pdf>

15. Свиридов Л.Т., Максименков А.И. Ленточнопильное оборудование для лесоматериалов: моногр. Воронеж: ВГЛТА, 2004. 239 с.

Sviridov L.T., Maksimenkov A.I. *Band Sawing Equipment for Timber: A Monograph*. Voronezh, VSUFT Publ., 2004. 239 p. (In Russ.).

16. Швамм Л.Г. Исследование и разработка методов повышения долговечности ленточных пил для распиловки древесины: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л., 1982. 20 с.

Shvamm L.G. *Research and Development of Methods to Increase Durability of Band Saw Blades for Wood Sawing: Cand. Eng. Sci. Diss. Abs.* Leningrad, 1982. 20 p. (In Russ.).

17. Шилько В.К. Механизмы резания ленточнопильных станков. Томск: ТГАСУ, 2005. 220 с.

Shilko V.K. *Cutting Mechanisms of Band Saw Machines*. Tomsk, TSUAB Publ., 2005. 220 p. (In Russ.).

18. Шилько В.К. Совершенствование двушкивных механизмов резания деревообрабатывающих ленточнопильных станков: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Томск, 2005. 40 с.

Shilko V.K. *Improvement of Double-Pulley Cutting Mechanisms for Woodworking Band Sawmills: Dr. Eng. Sci. Diss. Abs.* Tomsk, 2005. 40 p. (In Russ.).

19. Якунин Н.К., Якунин И.Н. Подготовка к работе и эксплуатация ленточных пил. М.: МГУЛ, 2005. 362 с.

Yakunin N.K., Yakunin I.N. *Preparation for Work and Operation of Band Saws*. Moscow, MGUL Publ., 2005. 362 p. (In Russ.).

20. Simmonds A. *Wide Bandsaws: The Art of Saw Doctoring*. London, Stobart and Son Publ., 1980. 224 p.

21. Thunell B. Die Stabilität des Bandsägeblattes. *European Journal of Wood and Wood Products*, 1970, vol. 28, no. 9, pp. 343–348. (In German). <https://doi.org/10.1007/BF02615773>

22. Willston M. *Saws: Design, Selection, Operation, Maintenance*. San Francisco, California, Miller Freeman Publications Publ., 1978. 288 p.

**Конфликт интересов:** Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов  
**Conflict of interest:** The authors declare that there is no conflict of interest