

УДК 67.05

UDC 67.05

05.00.00 Технические науки

Engineering sciences

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМАЦИИ И ПОТЕРИ
УСТОЙЧИВОСТИ ЛЕНТОЧНОЙ ПИЛЫ В
ЗОНЕ РЕЗАНИЯ ПРИ РАБОТЕ НА
ЛЕНТОЧНОПИЛЬНЫХ
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКАХ**

**RESEARCH OF DEFORMATION AND LOSS OF
STABILITY OF THE BAND SAW IN THE
CUTTING ZONE DURING THE WORK ON
METAL-CUTTING BANDSAW MACHINES**

Литвинов Артем Евгеньевич

к.т.н., доцент

*Кубанский Государственный Технологический
Университет, Краснодар, Россия*

SPIN-код:9345-4185

Скопус author Id=36988041300

Litvinov Artem Evgenevich

Cand.Tech.Sci., associate professor

*Kuban State Technological University, Krasnodar,
Russia*

SPIN-code:9345-4185

Scopus author ID: 36988041300

Чукарин Александр Николаевич

д.т.н., профессор

*Донской Государственный Технический
Университет, Ростов-на-Дону, Россия*

SPIN-код: 5881-9764

Chukarin Alexander Nikolaevich

Dr.Sci.Tech., professor

*Rostov State Transport University, Rostov-on-Don,
Russia*

SPIN-code: 5881-9764

В статье представлены результаты моделирования деформации ленточной пилы в зоне резания. Так же был проведен эксперимент по определению деформации пилы и потере ее устойчивости

Results of modeling of deformation of a band saw in a cutting zone are presented in article. Also the experiment by definition of deformation of a saw and loss of her stability has been made

Ключевые слова: ЛЕНТОЧНОПИЛЬНЫЙ
СТАНОК, ПИЛА, ДЕФОРМАЦИЯ,
УСТОЙЧИВОСТЬ

Keywords: BAND-SAW MACHINE, SAW,
DEFORMATION, STABILITY

Doi: 10.21515/1990-4665-124-046

1. Определение прогиба пилы в вертикальной плоскости

Деформация пилы в зоне резания оказывает большое влияние на эффективность процесса резания ленточнопильных станков и износ пилы.

Деформация ленточной пилы ленточнопильных станков для распиловки леса исследовалась в работах, посвященных деревообрабатывающим станкам ленточнопильного типа. Результаты этих исследований нельзя применить к ленточнопильным станкам в машиностроении вследствие различных схем нагружения полотна пилы.

Ленточная пила представляет собой тонкостенный стержень открытого профиля с очень простыми геометрическими характеристиками. Все секториальные моменты её профиля равны нулю, а центр изгиба совпадает с центром тяжести сечения. В схеме нагружения ленточной

пилы на рисунке 1 ленточная пила опирается на две направляющие и удерживается ними в направлении прогиба по оси y и кручения вокруг оси z . Направляющие обладают заметными и равными по величине осевыми e_y , угловыми e_{yx} и крутильными $e_{кр}$ податливостями.[1]

Рассмотрим участок пилы между направляющими длиной L . На линии реза длиной l к пиле приложена распределенная вертикальная нагрузка q постоянная по величине по линии реза. Это предположение основано на том, что производительность резания в первом приближении линейно зависит от величины распределенной нагрузки. Поэтому в процессе резания происходит самовыравнивание распределенной нагрузки, которая определяется через известное значение удельной силы на один зуб q_y по формуле $q = q_y / s$ где s - шаг пилы в м. В результате действия распределенной нагрузки в направляющих возникают вертикальные силы P_1 и P_2 как показано на рисунке 1.[1-3]

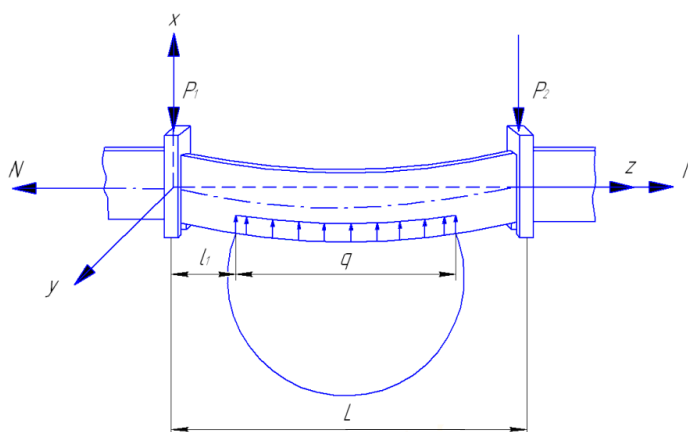


Рисунок 1 - Схема нагружения пилы в вертикальной плоскости

Положение осей: z - вдоль пилы, y - перпендикулярно плоскости пилы, x - в плоскости пилы перпендикулярно оси z . К пиле вдоль оси z приложена растягивающая сила N и распределенная сила резания, которую вначале не будем учитывать. Сила резания делает непостоянной растягивающую силу. Необходимо получить боковую (изгибную) деформацию пилы $u(z)$ по оси y и крутильную деформацию пилы $\varphi(z)$.

Распределенная сила $q > 0$ имеет постоянное значение и определяется через заданное значение удельной силы на один зуб q_u следующим образом

$$q = \frac{q_u \cdot \frac{l}{s}}{l} = \frac{q_u}{s} \quad (1)$$

где s - шаг пилы, м.

Поскольку форма сечения стержня не влияет на расчетную схему, то далее используем классический подход. Реакции P_1 и P_2 заранее неизвестны и определяются из условия равновесия стержня, то есть путем баланса сил и моментов

$$-P_1 - P_2 + q \cdot l = 0 \quad (2)$$

Баланс моментов сил относительно левого конца пилы

$$P_2 \cdot (l_1 + l + l_2) - \int_{l_1}^{l_1+l} q \cdot x \cdot dx = 0 \quad (3)$$

После преобразования (3) с учетом $l_1 + l + l_2 = L$ получим

$$P_2 \cdot L = \int_{l_1}^{l_1+l} q \cdot x \cdot dx = q \cdot \left[\frac{(l_1+l)^2 - l_1^2}{2} \right] \quad (4)$$

$$P_2 = q \cdot \left[\frac{(l_1+l)^2 - l_1^2}{2} \right] \cdot \frac{1}{L} \quad (5)$$

Откуда

$$P_1 = q \cdot l - P_2 \quad (6)$$

Система сил P_1, P_2, q вызывает в балке (стержне) поперечную силу, которая представляет собой функцию от координаты длины. Причем поперечная сила не зависит от формы поперечного сечения балки.

$$Q(z) = \begin{cases} P_1 & \text{при } 0 \leq z \leq l_1 \\ P_1 - q \cdot (z - l_1) & \text{при } l_1 \leq z \leq l_1 + l \\ -P_2 & \text{при } l_1 + l \leq z \leq L \end{cases} \quad (7)$$

Поперечная сила вызывает в балке (стержне) изгибающий момент, который равен интегралу поперечной силы

$$M(z) = \int_0^z Q(z) \cdot dz = \begin{cases} P_1 \cdot z & \text{при } 0 \leq z \leq l_1 \\ P_1 \cdot z - \frac{q}{2} \cdot [(z - l_1)^2 - l_1^2] & \text{при } l_1 \leq z \leq l_1 + l \\ P_1 \cdot z - \frac{q}{2} \cdot [(z - l_1)^2 - l_1^2] - P_2 \cdot (z - l_1 - l) & \text{при } l_1 + l \leq z \leq L \end{cases} \quad (8)$$

Изгибающий момент не зависит от формы сечения балки. Закрепление стержня в вертикальной плоскости близко к шарнирному, в результате чего моменты реакций равны нулю. Значения реакций P_1 и P_2 определяются из уравнений равновесия стержня, что позволяет получить изгибающий момент в вертикальной плоскости $M_x(z)$.

Уравнения деформации средней линии пилы в вертикальном и горизонтальном направлениях с учетом приведенных выше её характеристик как тонкостенного стержня, а так же крутильной деформации имеют вид.

$$\begin{aligned} J_x \cdot E \cdot \frac{d^2 v}{dz^2} &= -[M_x(z) - N \cdot v(z) + M_y(z) \cdot \theta(z)] \\ J_y \cdot E \cdot \frac{d^2 w}{dz^2} &= -[M_y(z) - N \cdot w(z) + M_x(z) \cdot \theta(z)] \\ [J_k \cdot G + c^2 \cdot N] \cdot \frac{d\theta}{dz} &= M_{kp}(z) - M_x(z) \cdot \frac{dw}{dz} + M_y(z) \cdot \frac{dv}{dz} \end{aligned} \quad (9)$$

где v, w, θ - вертикальная и горизонтальная деформация средней линии и угол поворота пилы; E, G - модули упругости Юнга первого и второго рода; J_x, J_y, J_{kp} - моменты инерций сечения для прогибов и кручения соответственно в вертикальной и в горизонтальной плоскости; N - сила натяжения пилы; M_y - изгибающий момент в горизонтальной плоскости; M_{kp} - крутящий момент;

$$c^2 = (J_x + J_y) / F \quad (10)$$

Изгиб достаточно длинной балки, как установлено в теории упругости, вызывает в основном изгибающий момент, а действием поперечной силы можно пренебречь. Классическое дифференциальное уравнение изгиба толстой балки имеет вид

$$J \cdot E \cdot \frac{d^2 u}{dz^2} = -M(z) \quad (11)$$

где u - прогиб пилы по оси x .

Вектор изгибающего момента перпендикулярен плоскости xOz . Из теории тонкостенных стержней открытого профиля известно, что форма сечения при деформации не изменяется. Одним из факторов, вызывающий изгиб пилы, является проекция вектора изгибающего момента на нормаль к касательной плоскости равная

$$M_{из}(z) = M(z) \cdot \sin \varphi = M(z) \cdot \varphi \quad (12)$$

Крутильная деформация пилы возникает вследствие крутящего момента, представляющего собой проекцию вектора изгибающего момента на среднюю линию сечения, которая равна

$$M_{кр}(z) = M(z) \cdot v'(z) \quad (13)$$

где v - прогиб пилы по оси y .

Натяжение пилы силой N приводит к распределенному моменту (внешнему) равному

$$M_N = N \cdot v \quad (14)$$

результате которого в стержне возникает составляющая изгибающего момента с противоположным знаком, чем у изгибающего момента $M_{из}$

$$J \cdot E \cdot \frac{d^2 v}{dz^2} = -M(z) \cdot \varphi + N \cdot v \quad (15)$$

или

$$J \cdot E \cdot \frac{d^2 v}{dz^2} - N \cdot v = -M(z) \cdot \varphi$$

Рассматриваемая задача находится в области упругих деформаций, а потому является линейной. Поэтому рассмотрим изгиб пилы с учетом закрепления граничных точек в направляющих.[2-6]

2. Определение прогиба пилы в горизонтальной плоскости

На зубья пилы действует небольшая горизонтальная составляющая распределенной силы резания q_z , которая, скорее всего, пропорциональна вертикальной составляющей $q_z = q \cdot \zeta$. Так как направляющие обладают осевыми и угловыми податливостями, то в них возникают силы реакций P_{y1}, P_{y2} и моменты реакций M_{u1}, M_{u2} , как показано на рисунке 2. Уравнения равновесия полотна пилы в горизонтальной плоскости имеют вид

$$-P_{y1} + q_z \cdot l - P_{y2} = 0, \quad P_{y1} \cdot L - M_{u1} - q_z \cdot l \cdot \left(L - \frac{l}{2} - l_1\right) + M_{u2} = 0 \quad (16)$$

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости

$$M_y(z) = \begin{cases} -M_{u1} + P_{y1} \cdot z & \text{при } 0 \leq z \leq l_1 \\ -M_{u1} + P_{y1} \cdot z - \frac{q_z}{2} \cdot (z - l_1)^2 & \text{при } l_1 \leq z \leq l_1 + l \\ -M_{u1} + P_{y1} \cdot z - q_z \cdot l \cdot \left(z - l_1 - \frac{l}{2}\right)^2 & \text{при } l_1 + l \leq z \leq L \end{cases} \quad (17)$$

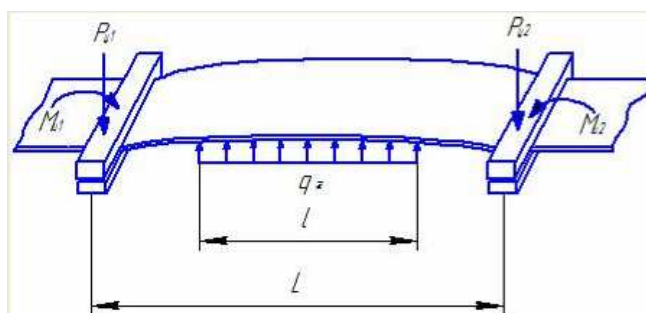


Рисунок 2 - Схема нагружения пилы в горизонтальной плоскости

Задача определения реакций относится к статически неопределимым задачам и может быть решена совместно с уравнениями деформаций. Так

как направляющие обладают конечными податливостями, то граничные условия задачи (17) имеют вид

$$w(0) = -P_{y1} \cdot e_y, \quad w(L) = -P_{y2} \cdot e_y, \quad \frac{dw}{dz}_{z=0} = -M_{u1} \cdot e_{yx}, \quad \frac{dw}{dz}_{z=L} = M_{u2} \cdot e_{yx} \quad (18)$$

Для кручения уравнение равновесия полотна пилы выглядит следующим образом

$$M_{k1} - q_z \cdot l \cdot \frac{h}{2} - q \cdot \int_{l_1}^{l_1+l} [w(z) + \frac{h}{2} \cdot \theta(z)] \cdot dz + M_{k2} = 0 \quad (19)$$

Крутящий момент $M_{кр}(z)$ пилы вокруг оси z по схеме нагружения на рисунке 3 равен

$$M_{кр}(z) = \begin{cases} M_{k1} & \text{при } 0 \leq z \leq l_1 \\ M_{k1} - q_z \cdot \frac{h}{2} \cdot (z - l_1) - q \cdot \int_{l_1}^z [w(z) + \frac{h}{2} \theta(z)] \cdot dz & \text{при } l_1 < z \leq l_2 \\ M_{k1} - q_z \cdot \frac{h}{2} \cdot l - q \cdot \int_{l_1}^{l_1+l} [w(z) + \frac{h}{2} \theta(z)] \cdot dz & \text{при } l_2 < z \leq L \end{cases} \quad (20)$$

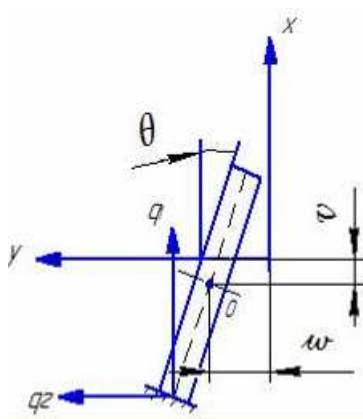


Рисунок 3 - Схема нагружения пилы на кручение

Граничные условия для кручения имеют вид

$$M_{k1} = \frac{d\theta}{dz}_{z=0} \cdot \frac{1}{e_{кр}}, \quad M_{k2} = \frac{d\theta}{dz}_{z=L} \cdot \frac{1}{e_{кр}} \quad (21)$$

Таким образом, деформация пилы определяется совместным решением системы дифференциальных уравнений (9) и уравнений равновесия (16), (18) с граничными условиями (17) и (20).[5-7]

3. Экспериментальный раздел

Осевая податливость пилы



Рисунок 4-Опыт по определению осевой податливости

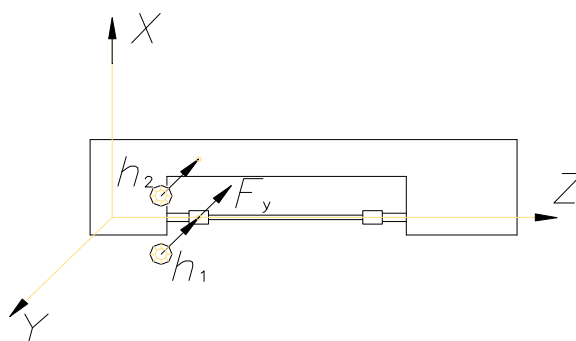


Рисунок 5 - Схема определения осевой податливости пилы

В опыте нагружали силой F_y равной 100 Н. Деформация пилы определяется по формуле:

$$\Delta y = h_1 - h_2, \tag{22}$$

где h_1 и h_2 - показания индикаторов.

Податливость пилы определяется по формуле:

$$e_y = \frac{\Delta y}{F_y} = \frac{0,27 \cdot 10^{-3}}{100} = 27 \cdot 10^{-6} \quad (23)$$

Крутильная податливость пилы



Рисунок 6 Опыт по определению крутильной податливости пилы



Рисунок 7 Схема определения крутильной податливости пилы

Деформация при кручении определяется по формуле:

$$\Delta \varphi = \frac{h_1 - h_2}{l_1} \quad (24)$$

где h_1 и h_2 - показания индикаторов,

l_1 - плечо приложения силы, мм.

Податливость пилы определяется по формуле:

$$e_{кр} = \frac{\Delta \varphi}{M} \quad (25)$$

Угловая податливость пилы



Рисунок 7-Опыт по определению угловой податливости пилы

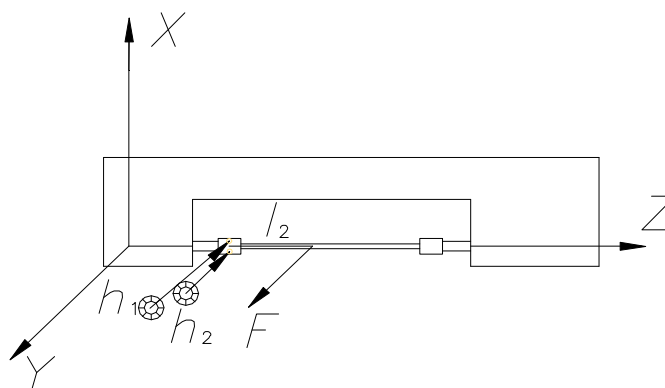


Рисунок 8- Схема определения угловой податливости пилы

Деформация при повороте определяется по формуле:

$$\Delta\gamma = \frac{h_1 - h_2}{l_2}, \quad (26)$$

где h_1 и h_2 - показания индикаторов,

l_2 - плечо приложения силы, мм.

$$e_{изг.} = \frac{\Delta\lambda}{M}.$$

В результате исследований была разработана схема нагружения и получена математическая модель деформации ленточного полотна. Определены параметры математической модели. Подобран численный метод для решения задачи деформации ленточного полотна. Кроме этого проведен эксперимент по определению деформации пилы и потери

устойчивости ленточной пилы, показавший необходимость дальнейших разработок технических решений, при которых пила будет терять устойчивость значительно позже.[5-8]

Список литературы

1. Литвинов А.Е., Кичкарь Ю.Е., Пикторинский А.П. Моделирование деформации пилы ленточноотрезного станка в зоне резания//Машиностроение: межвузовский сборник научных статей/КубГТУ. -Краснодар: Изд. дом. Юг. Вып. 4, 2011.-169с.
2. Литвинов А.Е., Сухонос Н.И., Корниенко В.Г. Ленточно-отрезной станок (патент) № 2548853 МПК В23D 55/08 (2006.01) по заявке № 2013154955/02 от 10.12.2013.
3. Litvinov A.E. Improving tool life and machining precision in band saws. Russian engineering research 2016 г. № 9 с.761-760
4. Литвинов А.Е. Некоторые аспекты шумообразования отрезных ленточнопильных станков. Сборник статей студентов, аспирантов, молодых ученых и преподавателей международной конференции "Векторы развития науки" 2015 г. с 74-75
5. Литвинов А.Е. Методика расчета ленточной пилы на прочность и усилия натяжения для обеспечения устойчивости резания//Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) №9(113)2015 г
6. Литвинов А.Е. Оценка влияния резонансной частоты колебаний системы "пила-направляющая пилы" на процесс резания ленточными пилами//Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) №2(96)2014 г .
7. Литвинов А.Е. Технические решения по повышению стойкости режущего инструмента и улучшению эксплуатационных свойств ленточнопильных металлорежущих станков/А.Е. Литвинов, В.Г. Корниенко//Сборник международной конференции "Современное состояние и перспективы развития технических наук" 2014 г. с 49-51
8. Литвинов А.Е. Износ и производительность, как основные факторы, влияющие на процесс резания на ленточнопильных станках//Современные проблемы науки и образования № 6, 2013 г. С. 42

References

1. Litvinov A.E., Kichkar' Ju.E., Piktorskiy A.P. Modelirovanie deformacii pily lentochnotreznogo stanka v zone rezanija//Mashinostroenie: mezhvuzovskij sbornik nauchnyh statej/KubGTU. -Krasnodar: Izd. dom. Jug. Vyp. 4, 2011.-169s.
2. Litvinov A.E., Suhonosov N.I., Kornienko V.G. Lentочно-otreznoj stanok (patent) № 2548853 МПК В23D 55/08 (2006.01) po zajavke № 2013154955/02 ot 10.12.2013.
3. Litvinov A.E. Improving tool life and machining precision in band saws. Russian engineering research 2016 g. № 9 s.761-760

4. Litvinov A.E. Nekotorye aspekty shumobrazovanija otreznyh lentochnopil'nyh stankov. Sbornik statej studentov, aspirantov, molodyh uchenyh i prepodavatelej mezhdunarodnoj konferencii "Vektory razvitija nauki" 2015 g. s 74-75

5. Litvinov A.E. Metodika rascheta lentochnoj pily na prochnost' i usilija natjazhenija dlja obespechenija ustojchivosti rezanija//Politematicheskij setevoj jelektronnyj nauchnyj zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta (Nauchnyj zhurnal KubGAU) №9(113)2015 g

6. Litvinov A.E. Ocenka vlijanija rezonansnoj chastoty kolebanij sistemy "pila-napravljajushhaja pily" na process rezanija lentochnymi pilami//Politematicheskij setevoj jelektronnyj nauchnyj zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta (Nauchnyj zhurnal KubGAU)№2(96)2014 g .

7. Litvinov A.E. Tehnicheskie reshenija po povysheniju stojkosti rezhushhego instrumenta i uluchsheniju jekspluatacionnyh svojstv lentochnopil'nyh metallorezhushhhih stankov/A.E. Litvinov, V.G, Kornienko//Sbornik mezhdunarodnoj konferencii "Sovremennoe sostojanie i perspektivy razvitija tehniceskikh nauk" 2014 g. s 49-51

8. Litvinov A.E. Iznos i proizvoditel'nost', kak osnovnye faktory, vlijajushhie na process rezanija na lentochnopil'nyh stankah//Sovremennye problemy nauki i obrazovanija № 6, 2013 g. S. 42