

УДК 621.931

Г.Ф. Прокофьев, И.И. Иванкин

Прокофьев Геннадий Федорович родился в 1940 г., окончил в 1964 г. Архангельский лесотехнический институт, профессор, доктор технических наук, профессор кафедры прикладной механики и основ конструирования Архангельского государственного технического университета, действительный член РАЕН. Имеет более 250 печатных работ в области прикладной механики и интенсификации переработки древесины путем совершенствования лесопильного оборудования и дереворежущего инструмента.



Иванкин Илья Игоревич родился в 1971 г., окончил в 1994 г. Архангельский лесотехнический институт, кандидат технических наук, доцент кафедры робототехнических систем, машин и оборудования лесного комплекса, проректор по информационным технологиям Архангельского государственного технического университета. Имеет более 60 печатных работ в области совершенствования лесопильного оборудования и инструмента.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ СИЛЫ ПОЛОСОВОЙ ПИЛЫ. ОБЩИЙ СЛУЧАЙ**

Приведена общая формула для определения критической силы полосовой пилы, показаны особенности ее применения для станков различных типов.

Ключевые слова: устойчивость, критическая сила, полосовая пила.

В качестве режущего инструмента ленточнопильных станков и лесопильных рам используют пилы, представляющие собой в зоне резания стальные полосы, на одной из кромок которых насечены зубья. Производительность лесопильных станков и качество пиления в значительной степени зависят от точности пиления. Для повышения этого показателя необходимо, с одной стороны, уменьшать силы сопротивления резанию, действующие на пилы, с другой – повышать способность пилы противодействовать этим силам (жесткость и устойчивость) [1, 3].

Устойчивость полосовой пилы характеризуется величиной критической силы. В литературе приведено большое количество формул для расчета критической силы полосовых пил [1, 3, 5], которые справедливы для различных видов нагружения или учитывают конструктивные особенности узлов резания лесопильных станков.

Цель данной работы – получить общую формулу для определения критической силы полосовой пилы и показать особенности ее применения в различных случаях.

Рассмотрим ленточнопильный станок с отжимными контактными направляющими

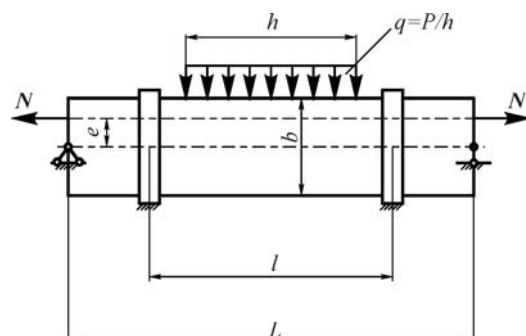


Рис. 1. Расчетная схема пилы

(рис. 1). Пила толщиной s , имеющая ширину b , растянута силой N , приложенной с эксцентриситетом e , имеет свободную длину в плоскости наибольшей жесткости L , равную расстоянию между осями пильных шкивов. В плоскости наименьшей жесткости свободная длина l равна расстоянию между отжимными направляющими под нагрузкой q , распределенной по высоте пропила h . Схема пилы (рис. 1) может быть заменена эквивалентной расчетной схемой рис. 2.

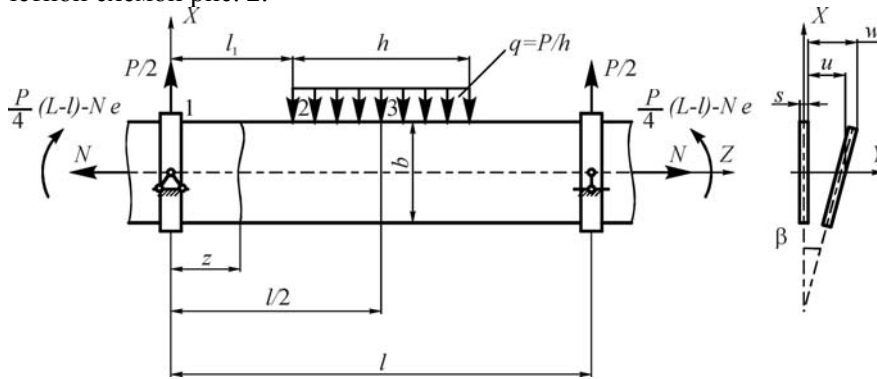


Рис. 2. Эквивалентная расчетная схема пилы

В работе [2] приведен вывод формулы критической силы для рассматриваемого случая:

$$P_{кр} = (qh)_{кр} = \frac{\pi^2 \left(N + \frac{\pi^2}{l^2} B \right) D}{2l A^2} \left(\sqrt{1 - \frac{2ANe}{D \left(N + \frac{\pi^2}{l^2} B \right)} + \frac{A^2 \left(\frac{N b^2}{12} + C \right)}{D^2 \left(N + \frac{\pi^2}{l^2} B \right)}} - 1 + \frac{ANe}{D \left(N + \frac{\pi^2}{l^2} B \right)} \right), \quad (1)$$

где $B = EJ_x$ – жесткость пилы при изгибе, Н·мм²;

E – модуль упругости материала пилы, $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа;

$J_x = bs^3/12$ – момент инерции сечения пилы при изгибе, мм⁴;

$$D = \frac{bl}{8h} - \frac{bl_1}{4h} + \frac{bl}{8\pi h} \sin \frac{2\pi l_1}{l}; \quad (2)$$

$l_1 = \frac{l-h}{2}$ – расстояние от направляющей до начала распределенной нагрузки h ;

$$A = \frac{\pi^2}{16} + \frac{1}{4} + \frac{\pi^2(L-l)}{8l} - \frac{\pi^2 l}{48h} + \frac{\pi^2 l_1^3}{6hl^2} + \frac{l}{8\pi h} \sin \frac{2\pi l_1}{l} - \frac{l}{8h} + \frac{\pi^2 l_1}{8h} + \frac{3l_1}{4h} - \frac{\pi^2 l_1^2}{4hl} - \frac{l_1}{2h} \cos \frac{2\pi l_1}{l} - \frac{l_1}{h} \sin^2 \frac{\pi l_1}{l}; \quad (3)$$

$C = GJ_k$ – жесткость пилы при кручении, Н·мм²;

G – модуль сдвига материала пилы, $G = 8,1 \cdot 10^4$ МПа;

$J_k = b s^3 / 3$ – момент инерции сечения пилы при кручении, мм⁴.

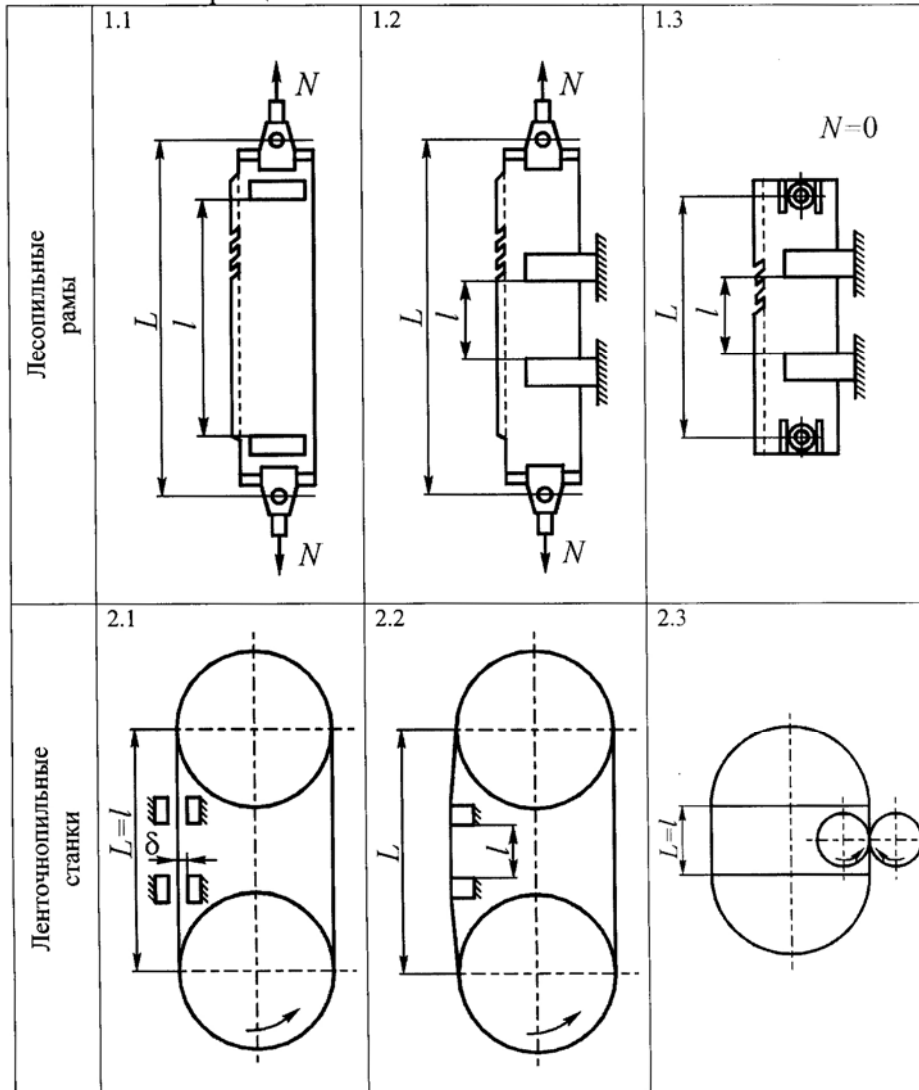
Формулу (1) можно использовать и для всех типов станков с полосовыми пилами. Принципиальные схемы узлов резания таких станков приведены в таблице.

Для лесопильных рам традиционной конструкции (схема 1.1) при расчете критической силы $P_{кр}$ по формуле (1) свободная длина пилы l в плоскости наименьшей жесткости равна расстоянию между межпильными прокладками, а для лесопильных рам с направляющими для пил (схемы 1.2, 1.3) – расстоянию между ними. Свободная длина пилы L в плоскости наибольшей жесткости для всех типов лесопильных рам соответствует расстоянию между осями захватов.

Для ленточнопильных станков без отжимных контактных направляющих (схемы 2.1, 2.3) при расчете критической силы $P_{кр}$ по формуле (1) свободные длины l и L принимают равными. Для схемы 2.1 они равны расстоянию между осями шкивов, а для схемы 2.3 – расстоянию между криволинейными направляющими.

Для ленточнопильных станков с отжимными контактными направляющими (схема 2.2) свободная длина l равна расстоянию между ними, а свободная длина L – расстоянию между осями шкивов.

Принципиальные схемы лесопильных станков



При расчете $P_{кр}$ для случая сосредоточенной нагрузки принимают $h = 1$ мм.

Приведем в качестве примера вариант использования формулы (1) для пилы быстроходной короткоходовой лесопильной рамы с нерастянутыми пилами (сила натяжения $N = 0$), совершающими возвратно-поступательное движение в направляющих (схема 1.3) [1].

Формула (1) после произведенных преобразований будет иметь следующий вид:

$$P_{кр} = (qh)_{кр} = \frac{\pi^4 BD}{2l^3 A^2} \left(\sqrt{1 + \frac{A^2 C}{D^2 \frac{\pi^2}{l^2} B}} - 1 \right).$$

Анализ формулы (1) показывает, что при увеличении эксцентриситета до определенной (оптимальной) величины устойчивость пилы растет, а при дальнейшем увеличении – снижается. Оптимальный эксцентриситет определяют из условия $\frac{dP_{кр}}{de} = 0$ [2]:

$$e_{опт} = \frac{A}{2D} \left(\frac{b^2}{12} + \frac{C}{N} \right). \quad (4)$$

Иногда удобнее пользоваться относительным эксцентриситетом линии натяжения $\varepsilon = e/b$. В этом случае

$$\varepsilon_{опт} = \frac{A}{2Db} \left(\frac{b^2}{12} + \frac{C}{N} \right). \quad (5)$$

Известно [1, 4], что эксцентриситет при определенной силе натяжения пилы может быть причиной потери ее устойчивости, его называют критическим. Расчетная схема представлена на рис. 3.

Полная работа внутренних сил в срединной плоскости [2]

$$W = -\frac{\pi^2 N}{4l} \left(\bar{u}^{-2} + \bar{\beta}^{-2} \frac{b^2}{12} + 2\bar{u}\bar{\beta}e \right). \quad (6)$$

Приравняв $U = W$, выразим e :

$$e = \frac{\pi^2 B \bar{u}}{2l^2 N \bar{\beta}} + \frac{C \bar{\beta}}{2N \bar{u}} + \frac{\bar{u}}{2\bar{\beta}} + \frac{b^2 \bar{\beta}}{24 \bar{u}}. \quad (7)$$

С учетом, что $\frac{\bar{u}}{\bar{\beta}} = y$, имеем

$$e = \frac{\pi^2 B}{2l^2 N} y + \frac{C}{2N} \frac{1}{y} + \frac{y}{2} + \frac{b^2}{24} \frac{1}{y}. \quad (8)$$

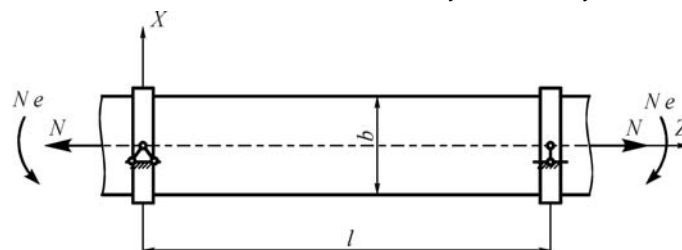


Рис. 3. Расчетная схема пилы при определении критического эксцентриситета

Величину y , соответствующую критическому эксцентриситету $e_{кр}$, определим из выражения (8) при условии $\frac{de}{dy} = 0$:

$$y = \sqrt{\frac{1}{12} \frac{(12C + b^2N)l}{\pi^2 B + Nl^2}}. \quad (9)$$

После подстановки выражения (9) в (8) и соответствующих преобразований получим

$$e_{кр} = \sqrt{\frac{\pi^2 B}{Nl^2} \left(\frac{C}{N} + \frac{b^2}{12} \right) + \frac{C}{N} + \frac{b^2}{12}}. \quad (10)$$

Членом $\frac{\pi^2 B}{Nl^2} \left(\frac{C}{N} + \frac{b^2}{12} \right)$ можно пренебречь ввиду его малости по сравнению с другими слагаемыми, тогда выражение (10) примет вид:

$$e_{кр} = \sqrt{\frac{C}{N} + \frac{b^2}{12}}. \quad (11)$$

В относительной форме $\varepsilon_{кр} = e_{кр} / b$, т.е.

$$\varepsilon_{кр} = \sqrt{\frac{C}{Nb^2} + \frac{1}{12}}. \quad (12)$$

Формула (12) приведена в работах [1, 4]. Формулы (1), (4), (5), (11) и (12) можно использовать и для всех типов станков с полосовыми пилами.

При расчете критической силы полосовой пилы необходимо определить оптимальный и критической эксцентриситеты и принять наименьший из них, удовлетворяющий условиям $e = e_{опт}$ и $e \leq 0,75e_{кр}$.

Выполненные расчеты для схемы 2.2 [2] показывают, что уменьшение свободной длины l ленточной пилы в плоскости наименьшей жесткости от 1800 до 500 мм позволяет повысить ее устойчивость на 39 ... 44 %. Если учесть, что еще в большей степени возрастает жесткость пил, то можно сделать вывод, что применение отжимных направляющих для ленточных пил – эффективный путь модернизации ленточнопильных станков.

Большим резервом повышения устойчивости полосовых пил является натяжение их с оптимальным эксцентриситетом. Натяжение с оптимальным эксцентриситетом пил без контактных направляющих позволяет повысить их устойчивость примерно на 30 %.

Выводы

1. Приведена общая формула для определения критической силы полосовой пилы и показаны особенности ее применения для станков различных типов.

2. Натяжение пил с оптимальным эксцентриситетом является резервом повышения их устойчивости.

3. Материалы статьи могут быть использованы для расчета режимов пиления древесины на лесопильных рамах и ленточнопильных станках и определения эффективности путей дальнейшего совершенствования их конструкций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прокофьев, Г.Ф. Интенсификация пиления древесины рамными и ленточными пилами [Текст] / Г.Ф. Прокофьев. – М.: Лесн. пром-сть, 1990. – 240 с.

2. Прокофьев, Г.Ф. Исследование устойчивости пилы ленточнопильного станка с отжимными контактными направляющими [Текст] / Г.Ф. Прокофьев, И.И. Иванкин, А.А. Банников // Лесн. журн. – 2002. – № 5. – С. 59–67. – (Изв. высш. учеб. заведений).

3. Прокофьев, Г.Ф. Модернизация ленточнопильных станков для повышения точности пиления [Текст] / Г.Ф. Прокофьев // Резервы использования материальных и трудовых ресурсов: науч. тр. ЦНИИМОД. – 1987. – С. 62–65.

4. Прокофьев, Г.Ф. Определение величины критического эксцентриситета линии натяжения рамных пил [Текст] / Г.Ф. Прокофьев // Науч. тр. ЦНИИМОД. – 1969. – Вып. 23. – С. 212–219.

5. Прокофьев, Г.Ф. Устойчивость рамных и ленточных пил в направляющих [Текст] / Г.Ф. Прокофьев // Совершенствование конструкций и методов подготовки и эксплуатации режущего инструмента и лесопильно-деревообрабатывающего оборудования: науч. тр. ЦНИИМОД. – 1977. – С. 43–48.

Архангельский государственный
технический университет

Поступила 04.05.06

G.F. Pokofjev, I.I. Ivankin

Arkhangelsk State Technical University

Determination of Critical Force of Strip Saw. General Case

General formula for determining critical force of a strip saw is provided and peculiarities of its application for machines of different types are shown.

Keywords: stability, critical force, strip saw.
