

отрицательного влияния на процесс фрезерования и режущий инструмент фактического заднего угла резания, величина которого меньше  $2,5 \dots 4,0^\circ$  [2].

Правильность расчетов по полученной зависимости полностью подтверждена результатами нахождения параметра  $\delta_n$  графо-аналитическим методом для ряда значений углов  $\delta_c, \varphi, \epsilon$ .

Приведенная методика определения номинального и фактического динамического углов резания и полученные зависимости позволяют аналитически определять взаимосвязь угловых параметров торцово-конических фрез с малым числом ножей. Они могут быть использованы как составляющие системы для совершенствования оптимальных параметров фрезерного инструмента агрегатного лесопильного оборудования.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1]. Боровиков Е. М., Фефилов Л. А., Шестаков В. В. Лесопиление на агрегатном оборудовании.— М.: Лесн. пром-сть, 1985.— 216 с. [2]. Грубе А. Э. Деревообрабатывающие инструменты.— М.: Лесн. пром-сть, 1971.— 344 с. [3]. Таратин В. В., Авксентьев М. П. Взаимосвязь параметров торцово-конических фрез и технологической щепы // Деревообаб. пром-сть.— 1993.— № 3.— С. 19—20. [4]. Таратин В. В., Фефилов Л. А., Боричев Ю. А. Совершенствование малоножевых торцово-конических фрез агрегатного лесопильного оборудования // Станки и инструменты деревообрабатывающих производств: Межвуз. сб. науч. тр.— СПб.: ЛТА, 1993.— С. 93—97.

Поступила 14 октября 1994 г.

УДК 621.935

С. В. ЕРШОВ

Ершов Сергей Викторович родился в 1954 г., окончил в 1976 г. Архангельский лесотехнический институт, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры деревообработки Архангельского государственного технического университета. Имеет более 40 печатных работ в области исследования круглых пил.



### ВЛИЯНИЕ СКОРОСТИ РЕЗАНИЯ НА УСТОЙЧИВОСТЬ ЛЕНТОЧНЫХ ПИЛ

С позиции энергетического метода рассмотрено влияние скорости резания на величину минимальной критической силы для ленточных пил. Показано, что при достижении критической скорости резания пила теряет устойчивость, а при достижении оптимальной — имеет наибольший запас устойчивости.

Based on energetic method the effect of cutting rate on the value of minimum critical load for band saws has been considered it has been shown that on reaching the critical cutting rate a saw loses its stability while by attaining the optimal speed it has the largest stability margin.

Для оценки работоспособности полотна ленточной пилы обычно используют два показателя: изгибную жесткость, характеризующую способность пилы противостоять боковым нагрузкам, и устойчивость, определяемую критической силой  $P_{кр}$ , которая характеризует способность

пилы сохранять плоскую форму при приложении нагрузок в ее плоскости [2]. Нормальная составляющая силы сопротивления резанию  $P_n$  действует именно в плоскости пилы.

Основные параметры, рассматриваемые при анализе устойчивости ленточных пил — это их толщина  $h$ , ширина  $B$ , длина свободной части  $L$ , сила натяжения и, наконец, эксцентриситет натяжения, обусловленный вальцеванием пилы и наклоном шкивов [1].

Влияние скорости резания на устойчивость ленточных пил рассмотрено в работе [7]. Используемый ее автором метод предполагает совместное решение двух дифференциальных уравнений, описывающих изгиб и кручение полотна пилы. Значительно проще энергетический метод, часто применяемый для аналогичных расчетов круглых пил. Он заключается в нахождении экстремума интеграла энергии. Здесь рассматривают пилу как пластинку, учитывая ее изгиб, кручение и поперечную деформацию.

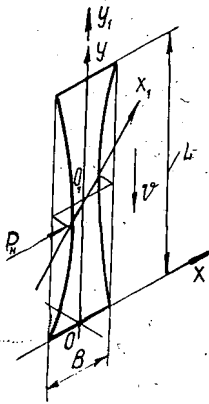


Рис. 1. Схема приложения нагрузки к пиле

Как и в случае круглых пил [3], воспользуемся системой координат  $x, y$ , связанных со станком (рис. 1). Согласно принципу Остроградского — Гамильтона [6], действительное движение пилы выделяется из всех допустимых тем, что удовлетворяет условию экстремума интеграла

$$S = \int_{t_0}^{t_1} (T - \Pi) dt, \quad (1)$$

где  $T$  и  $\Pi$  — кинетическая и потенциальная энергия пилы при заданных ее положениях в моменты времени  $t_0$  и  $t_1$ .

В системе координат  $x_1, y_1$ , движущейся вместе с пилой, имеем

$$T = \frac{1}{2} \rho h \int_F \left( \frac{dw}{dt} \right)^2 dx_1 dy_1, \quad (2)$$

где  $\rho$  — плотность материала пилы;

$w$  — прогиб пилы как функция координат и времени  $t$ ;

$F$  — площадь свободной части пилы.

В системе координат  $x, y$  координата  $y$  зависит от времени  $t$ , поэтому полную производную прогиба по времени определяем по формуле

$$\frac{dw}{dt} = \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial t} = v \frac{\partial w}{\partial y}. \quad (3)$$

Здесь  $v$  — скорость резания,  $v = dy/dt$ .

Считаем, что форма пилы при потере устойчивости в координатах  $x, y$  неподвижна, поэтому  $\partial w/\partial t = 0$ .

Уравнение для определения потенциальной энергии имеет вид [5]

$$\Pi = \frac{D}{2} \iint_F \left\{ \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \times \right. \\ \left. \times \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \right\} dx dy + \frac{h}{2} \iint_F \sigma_y \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 dx dy - U_p, \quad (4)$$

где  $D$  — цилиндрическая жесткость,  $D = Eh^3/[12(1-\nu^2)]$ ;

$E, \nu$  — модуль упругости и коэффициент Пуассона материала пилы;

$\sigma_y$  — напряжения от натяжения пилы;

$U_p$  — работа, совершаемая силой  $P_n$  при упругой деформации пилы.

По данным работы [4] для шарнирно закрепленной полосы

$$U_p = \frac{P_n^2}{2EI} \int_0^{L/2} y^2 \left( \frac{\partial w}{\partial x} \right)_{x=b}^2 dy,$$

где  $I$  — момент инерции сечения пилы при изгибе,  $I = Bh^3/12$ .

Прогиб пилы можно представить суммой  $m(n+1)$  координатных функций, удовлетворяющих граничным условиям на закрепленных кромках:

$$w = b \sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^m a_{ij} P_i(X) \sin\left(\frac{\pi}{c} jY\right), \quad (5)$$

где  $b$  — половина ширины пилы,  $b = B/2$ ;

$a_{ij}$  — коэффициенты разложения в ряд;

$P_i(X)$  — полиномы Лежандра степени  $i$ ;

$c$  — относительная длина пилы,  $c = 2L/B$ ;

$X, Y$  — безразмерные координаты.

Применение полиномов Лежандра, ортогональных на отрезке  $[-1, 1]$ , упрощает решение задачи, но для их использования необходимо перейти к безразмерным координатам  $X = x/b$  и  $Y = y/b$ , которые изменяются в следующих пределах:  $-1 \leq X \leq 1$  и  $0 \leq Y \leq c$ .

Подставляя выражение (5) в интеграл (1) и находя экстремум ( $\partial S/\partial a_{ij} = 0$ ), получаем  $m(n+1)$  однородных уравнений относительно коэффициентов  $a_{ij}$ . В матричной форме эта система имеет вид

$$\left( H - \frac{P_n^2 b^3}{EID} Q \right) A = 0, \quad (6)$$

где  $H, Q$  — квадратные матрицы размерностью  $m(n+1)$ ;

$A$  — вектор неизвестных коэффициентов  $a_{ij}$ .

Эта система будет иметь ненулевое решение только тогда, когда ее главный определитель равен нулю. В общем случае получаем  $m(n+1)$  значений величины  $P_{кр}^2 b^3/(EID)$ , соответствующих собственным значениям матрицы  $HQ^{-1}$ . Каждому значению  $P_{кр}$  соответствует своя форма потери устойчивости. Из всех полученных значений  $P_{кр}$  необходимо выбрать наименьшее.

Найдем зависимость  $P_{кр}$  от скорости резания  $v$  для пилы станка ЛД125-1. Исходные данные для расчета:  $L = 1800$  мм;  $B = 160$  мм (ширина пилы без зубьев);  $h = 1$  мм; скорость подачи распиливаемого

го материала  $u = 5 \dots 45$  м/мин. Поскольку влияние факторов, приводящих к неравномерному натяжению пилы, не рассматривается, пилу считаем равномерно натянутой,  $\sigma_y = 50$  МПа.

В первом приближении ограничимся значениями  $n = 1$  и  $m = 1$ .

Результаты расчета представлены на рис. 2. Как и ожидалось, с увеличением скорости резания сила  $P_{кр}$  убывает. При  $v = 45$  м/с она уменьшается на 15 %. Увеличение скорости резания до 90 м/с приводит к полной потере устойчивости. Эту скорость (по аналогии с круглыми пилами) следует считать критической.

При выборе режимов пиления учитывают следующие ограничения скорости подачи: шероховатость поверхности пропила; заполнение впадин зубьев; мощность привода механизма резания; устойчивость пилы.

Предположим, что первые два ограничения не являются определяющими, тогда скорость подачи будет регламентирована или мощностью привода, или устойчивостью пилы. Мощность резания  $N$  и нормальную составляющую силы резания  $P_n$  определяют по следующим формулам [6]:

$$N = vP_k; \quad P_n = 0,5P_k,$$

где  $P_k$  — касательная составляющая силы резания.

Следовательно, по условию устойчивости [1]

$$P_n = \frac{N}{2v} \leq \frac{P_{кр}}{k}. \quad (7)$$

Здесь  $k$  — коэффициент запаса.

Таким образом, ограничения по мощности привода механизма резания и устойчивости пилы взаимосвязаны.

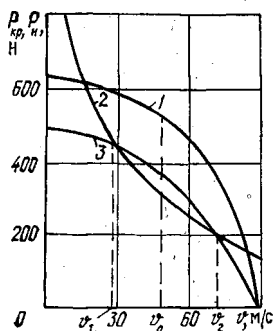


Рис. 2. Влияние скорости резания на  $P_{кр}$  (1),  $P_n$  (2) и  $P_{кр}/k$  (3) для пилы станка ЛД125-1

Если считать, что  $P_{кр}$  при увеличении скорости резания не изменяется, то возникает видимость увеличения запаса устойчивости пилы с повышением скорости резания, поскольку  $P_n$  уменьшается. На самом деле, вследствие уменьшения критической силы, запас устойчивости (разность между  $P_{кр}$  и  $P_n$ ) сначала увеличивается, а затем уменьшается до нуля. Как видно из рис. 2, для выполнения условия устойчивости пилы скорость резания должна быть ограничена:  $v_1 < v < v_2$ . Внутри этого диапазона существует оптимальная скорость резания  $v_0$ , удовлетворяющая следующему условию:

$$\frac{d}{dv} (P_{кр} - P_n) = \frac{dP_{кр}}{dv} + \frac{N}{2v^2} = 0. \quad (8)$$

При полном использовании установленной мощности резания эта скорость обеспечивает наибольший запас устойчивости пилы.

Если вступают в силу ограничения скорости подачи по заполнению