

УДК 674.05 : 621.9.02

## О НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ ПЛОСКИХ КРУГЛЫХ ПИЛ ПРИ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЯХ

В. В. СОЛОВЬЕВ, Ю. М. СТАХИЕВ, О. И. БАЧИН

Архангельский лесотехнический институт  
ЦНИИМОД

Проблема колебаний круглых пил занимает одно из центральных мест в вопросах обеспечения их работоспособности. Наибольший практический интерес представляют поперечные колебания, так как их влияние проявляется не только на качестве распиловки, но и на прочности пильного диска.

Борьба с колебаниями пил в первую очередь состоит в предупреждении возникновения резонансных явлений. Поэтому многочисленные исследования [1—3], посвященные этой проблеме, направлены на изучение частот собственных и вынужденных колебаний.

Наиболее полно, с учетом основных факторов, действующих на пилу, изучены собственные колебания дисков, менее исследованы вынужденные колебания. Сложность состоит в том, что причин, вызывающих колебания, много, а оценка степени их влияния затруднена. Поэтому построение точных аналитических решений, описывающих колебательный процесс пил в производственных условиях, не представляется возможным. На данном этапе при изучении напряженного состояния пил может быть принят приближенный путь решения, сочетающий в себе экспериментальные и теоретические исследования.

При нахождении наибольших напряжений задачу можно рассматривать в статической постановке с учетом максимальных отклонений пилы от состояния статического равновесия. В случае крепления пилы зажимными фланцами искомое решение должно удовлетворять следующим условиям:

$$\text{при } r = a \quad w = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial r} = 0; \quad (1)$$

$$\text{при } r = b \quad M_r = 0, \quad Q_r = 0, \quad (2)$$

где  $a$  и  $b$  — соответственно внутренний и внешний радиусы пилы;

$r$  — координата точки пилы по радиусу;

$w$  — перемещение срединной поверхности пилы;

$M_r$  — радиальный момент;

$Q_r$  — перерезывающая сила.

Внутренние силовые факторы связаны с перемещениями зависимостями [4]

$$\left. \begin{aligned} M_r &= -D \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \nu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) \right], \\ M_\theta &= -D \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} \right], \\ M_{r\theta} &= (1 - \nu) D \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial r \partial \theta} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial w}{\partial \theta} \right], \\ Q_r &= -D \frac{\partial}{\partial r} \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Здесь  $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$  — цилиндрическая жесткость пилы;

$E$  — модуль упругости;

$\nu$  — коэффициент Пуассона;

$h$  — толщина пилы;

$M_\theta$  — тангенциальный момент;

$M_{r\theta}$  — крутящий момент.

Для определения наибольших напряжений имеем

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{6M_r}{h^2}, \\ \sigma_\theta &= \frac{6M_\theta}{h^2}, \\ \tau_{r\theta} &= \frac{6M_{r\theta}}{h^2}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Следовательно, задача сводится к нахождению функции перемещений. Определить эту функцию путем интегрирования разрешающего дифференциального уравнения изгиба пластин в данной задаче невозможно. Ее можно получить на основании экспериментальных исследований. Рядом работ установлено, что в рабочем состоянии в пыльном диске в большинстве случаев реализуется одна из форм собственных колебаний с  $n$ -числом узловых диаметров без узловых окружностей. Следуя работе [2], примем функцию перемещений пыльного диска в виде:

$$w = w_0 (r - a)^2 \left( 1 + B_1 \frac{r}{b} + B_2 \frac{r^2}{b^2} \right) \cos n\theta, \quad (5)$$

где  $w_0$  — варьируемый параметр;  
 $B_1, B_2$  — произвольные коэффициенты;  
 $n$  — число узловых диаметров.

Случай  $n = 0$  соответствует зонтичной форме колебаний. При  $n > 1$  рассматривают веерные формы. Функция (5) автоматически удовлетворяет кинематическим граничным условиям (1), а из условий (2) вытекает система уравнений для определения  $B_1$  и  $B_2$ :

$$\left. \begin{aligned} C_1 B_1 + C_2 B_2 &= C_3, \\ C_4 B_1 + C_5 B_2 &= C_6. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

В формуле (6) значения  $C_i$  ( $i = 1, \dots, 6$ ) получены путем подстановки (5) в соответствующие выражения (2) и (3)

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= (6 + 3\nu - n^2\nu) + \frac{a}{b} (-4 - 4\nu + 2\nu n^2) + \frac{a^2}{b^2} \nu (1 - n^2), \\ C_2 &= (12 + 4\nu - \nu n^2) + \frac{a}{b} (-12 - 6\nu + 2\nu n^2) + \\ &\quad + \frac{a^2}{b^2} (2 + 2\nu - \nu n^2), \\ C_3 &= -(2 + 2\nu - \nu n^2) - \frac{a}{b} (-2\nu + 2\nu n^2) + \frac{a^2}{b^2} \nu n^2, \\ C_4 &= -(3 - 2\nu) n^2 + 9 + 2 \frac{a}{b} (1 - \nu) n^2 + \frac{a^2}{b^2} (n^2 - 1), \\ C_5 &= 32 - (5 - 3\nu) n^2 + \frac{a}{b} (n^2 (6 - 4\nu) - 18) - \frac{a^2}{b^2} (1 - \nu) n^2, \\ C_6 &= (1 - \nu) n^2 - 2 \frac{a}{b} (1 - n^2) - \frac{a^2}{b^2} (3 - \nu) n^2. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Параметр  $\omega_0$  можно определить на основании экспериментально измеренных амплитуд колебаний  $A$ . При измерении амплитуд колебаний на внешнем контуре пилы ( $r = b$ ) имеем

$$\omega_0 = \frac{A}{(b-a)^2(1+B_1+B_2)}. \quad (8)$$

Подставив (5) в (3) с учетом (8), получим выражения для определения внутренних силовых факторов:

$$M_r = -A \frac{D}{(b-a)^2(1+B_1+B_2)} \left\{ 2 + 2\nu \left( 1 - \frac{a}{r} \right) - \nu n^2 \left( \frac{a^2}{r^2} - \frac{2a}{r} + 1 \right) + \right. \\ \left. + \frac{B_1}{b} \left[ r(6+3\nu - \nu n^2) - a(4+4\nu - 2\nu n^2) + \frac{\nu a^2}{r}(1-n^2) \right] + \right. \\ \left. + \frac{B_2}{b^2} \left[ r^2(12+4\nu - \nu n^2) + a^2(2+2\nu - \nu n^2) - ar(12+ \right. \right. \\ \left. \left. + 6\nu - 2\nu n^2) \right] \right\} \cos n\theta;$$

$$M_\theta = -A \frac{D}{(b-a)^2(1+B_1+B_2)} \left\{ (2-n^2+2\nu) + \frac{2a}{r}(n^2-1) - \right. \\ \left. - \frac{a^2}{r^2}n^2 + \frac{B_1}{b} \left[ r(3+6\nu - n^2) + a(2n^2-4-4\nu) + \frac{a^2}{r}(1-n^2) \right] + \right. \\ \left. + \frac{B_2}{b^2} \left[ r^2(4+12\nu - n^2) + a^2(2+2\nu - n^2) + ar(2n^2-6-12\nu) \right] \right\} \cos n\theta.$$

Напряжения вычисляются по формулам (4).

При таком подходе к решению задачи остается неизвестным, какой форме колебаний соответствует измеренная амплитуда. Однако, как показано в работе [3], в процессе работы пилы режим ее нагружения меняется в широком диапазоне, а следовательно, и формы колебаний не остаются постоянными. Наиболее часто реализуются формы с 2...6-ю узловыми диаметрами. Для суждения о прочности необходимо выявить условия, при которых возникает экстремальное напряженное состояние.

Расчеты выполнены для двух типов пил: малого диаметра  $D = 500$  мм для продольной распиловки и большого диаметра  $D = 1500$  мм для поперечной распиловки бревен.

Диаметр зажимных шайб для пил продольной распиловки  $d_{ш} = 125$  мм, для поперечной  $d_{ш} = 300$  мм. Модуль упругости материала пил:  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа, коэффициент Пуассона  $\nu = 0,25$ , число узловых диаметров  $n = 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6$ .

Расчетами установлено, что наибольшие нормальные напряжения возникают в диаметральных разрезах, которые делят пополам углы между смежными узловыми диаметрами. В разрезах, совпадающих с узловыми диаметрами, нормальные напряжения равны нулю. Наибольших значений здесь достигают касательные напряжения  $\tau_{r\theta}$ . Во всех рассмотренных случаях при одной и той же амплитуде колебаний нормальные напряжения  $\sigma_r$  и  $\sigma_\theta$  возрастают с увеличением числа узловых диаметров.

На рис. 1 и 2 показано распределение напряжений  $\sigma_r$  и  $\sigma_\theta$  по радиусу пилы при различном числе узловых диаметров  $n$ . С уменьшением диаметра пилы напряжения во всех случаях возрастают. Наибольший практический интерес представляют тангенциальные напряжения на контуре межзубовых впадин, так как именно эта зона является источником трещин. Изменение напряжений  $\sigma_\theta$  при  $r = b$  для пил малого диаметра в зависимости от амплитуды колебаний показано на рис. 3, а, для пил большого диаметра — на рис. 3, б. По данным работы [5] величина амплитуды установившихся колебаний достигает 0,3...0,5 мм для

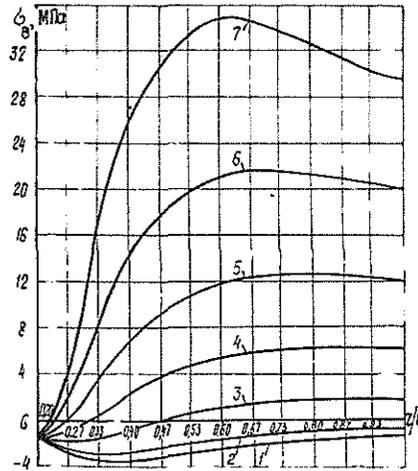
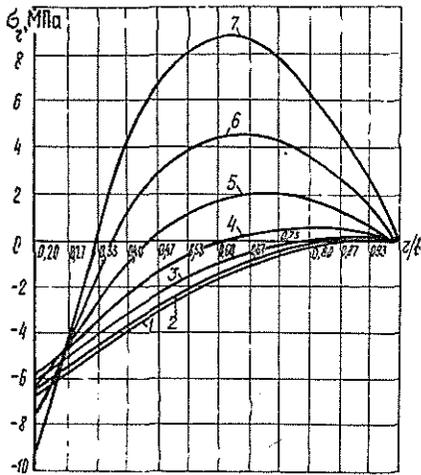


Рис. 1. Радиальные напряжения  $\sigma_r$  при поперечных колебаниях круглых пил.  $A = 1$  мм; 1 —  $n = 0$ ; 2 — 1; 3 — 2; 4 — 3; 5 — 4; 6 — 5; 7 — 6.

Рис. 2. Тангенциальные напряжения  $\sigma_\theta$  при поперечных колебаниях круглых пил.  $A = 1$  мм; 1 —  $n = 0$ ; 2 — 1; 3 — 2; 4 — 3; 5 — 4; 6 — 5; 7 — 6.

пил малого диаметра. При этом  $\sigma_\theta = 4,4$  МПа при  $n = 2$  и  $\sigma_\theta = 67,3$  МПа при  $n = 6$ .

По результатам измерения амплитуд колебаний пил большого диаметра при поперечной распиловке бревен на ЦБК г. Архангельска установлено, что величина наибольших отклонений пил равна 2,5... 5 мм. Тангенциальные напряжения на внешнем контуре пилы  $\sigma_\theta = 10,1$  МПа при  $n = 2$  и  $\sigma_\theta = 149,6$  МПа при  $n = 6$ .

В общей величине напряжений от совокупности всех воздействий на пилу напряжение  $\sigma_\theta$  от колебаний достигает 85%. Поэтому вопрос повышения прочности пил должен быть неразрывно связан с вопросом

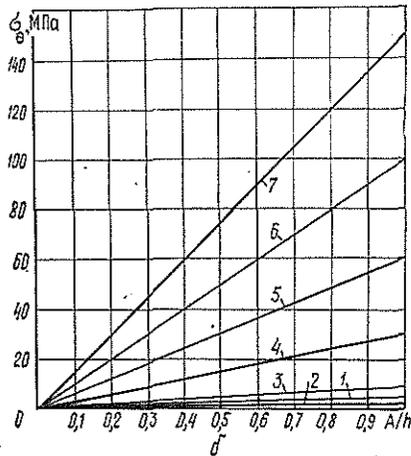
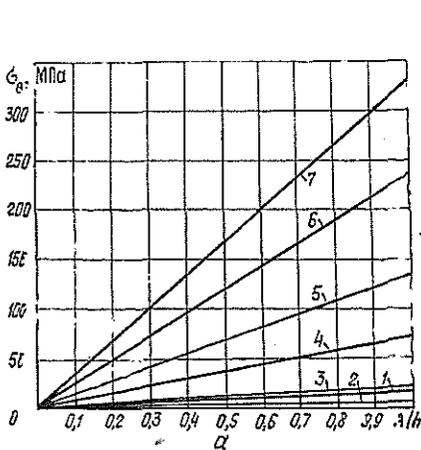


Рис. 3. Влияние амплитуды колебания на тангенциальные напряжения.

$a$  — для пил малого диаметра;  $b$  — для пил большого диаметра; 1 —  $n = 0$ ; 2 — 1; 3 — 2; 4 — 3; 5 — 4; 6 — 5; 7 — 6.

снижения напряжений, возникающих при колебаниях. Из полученных результатов следует (рис. 1, 2), что наименьшие напряжения возникают при низших формах (первая, вторая). Известно, что форма колебаний зависит от уровня начального напряженного состояния. Поэтому в целях снижения напряжений необходимо создать в пилах такие начальные напряжения, при которых в пиле возникали бы формы с  $n > 3$ . С другой стороны, при низших формах колебаний возрастают амплитуды при прочих равных условиях, а вместе с тем и величина напряжений. Однако, как следует из рис. 3, а и 3, б, влияние амплитуды на величину напряжений при низших формах менее значительно, чем при высших  $n > 3$ .

#### ЛИТЕРАТУРА

[1]. Жодзишский Г. А. Влияние начальных напряжений (возникающих вследствие проковки) на частоты свободных колебаний круглых пил// Лесн. журн.— 1958.— № 5.— С. 107—118. (Изв. высш. учеб. заведений). [2]. Жодзишский Г. А. Влияние начальных напряжений от проковки и напряжений от неравномерного нагрева на частоты свободных колебаний вращающихся круглых пил// Тр. ЛТА.— Л., 1959.— Вып. 83. [3]. Стахнев Ю. М. Устойчивость и колебания плоских круглых пил.— М.: Лесн. пром-сть, 1977.— 296 с. [4]. Тимошенко С. Л., Гудьер Дж. Теория упругости.— М.: Наука, 1979.— 560 с. [5]. Якунин Н. К., Хаздан С. М. Об устойчивости и вибрации дисков круглых пил при пилении// Деревообраб. пром-сть.— 1957.— № 8, 9.

Поступила 10 декабря 1984 г.

УДК 630\*812.7 : 674.048

### ИЗУЧЕНИЕ СВОЙСТВ ДРЕВЕСИНЫ, МОДИФИЦИРОВАННОЙ ФЕНОЛОФОРМАЛЬДЕГИДНОЙ СМОЛОЙ ФР-100

А. Ф. РАЗУМОВА, В. Н. ТВЕРДОХЛЕБОВА, Б. Д. РУДЕНКО,  
Т. В. ЕРМОЛИНА

Сибирский технологический институт

Для повышения долговечности древесины, работающей в условиях повышенной влажности, применяют фенолоформальдегидную смолу ФР-100. Она хорошо проникает в стенки клеток и в значительном количестве находится в их полостях [2]. Смола ФР-100 отверждается в присутствии п-формальдегида, который выполняет роль отвердителя, и от его количества зависят свойства как пропиточного состава, так и модифицированной древесины. Определенный интерес представляет изучение долговечности получаемого материала.

Цель данной работы — установить оптимальное количество отвердителя для разработки пропиточного состава на основе смолы ФР-100 с заданными свойствами и изучить долговечность модифицированной древесины.

Исследования проводили на образцах размером  $20 \times 20 \times 30$  мм (последний размер — вдоль волокон), которые высушивали до абсолютно сухого состояния при  $t = (103 \pm 2)$  °С. Пропитке подвергали здоровую заболонь сосны. Для приготовления пропиточного раствора использовали смолу ФР-100 и отвердитель п-формальдегид в порошкообразном состоянии (ТУ 6—05—1638—78). У полученной партии смолы вязкость и содержание сухого остатка определяли опытным путем. Вязкость по ВЗ-4 составила 8 с, а содержание сухого остатка — 60 %. Концентрацию отвердителя рассчитывали по сухому остатку.

Подготовленные образцы укладывали в стакан, заливали раствором и помещали в пропиточную установку. Общее время пропитки составляло 2 ч, из них 1,5 ч под давлением 0,5 МПа. По окончании пропитки образцы вынимали, осушали и взвешивали. Пропитанные образцы подсушивали на воздухе при комнатных условиях до постоянной массы, а затем доводили до абсолютно сухого состояния в шкафу при  $t = (103 \pm 2)$  °С.