

ности, они выполняют на данной территории. В заповедной хозяйственной части и на особо защитных участках других лесов I группы, исключаемых из главного пользования, формы хозяйства по товарности вообще не устанавливаются. Уникальность заповедных экосистем и лучшее проявление защитно-стабилизирующих, природоохранных, эстетических и других полезных свойств лесов в растущем состоянии наиболее полно обеспечиваются высокоствольными древостоями семенного происхождения.

В рекреационной зоне природного национального парка (как и в местах курортов, зон отдыха, туристических маршрутов и в других лесах I группы) при проведении ландшафтных рубок ухода и санитарных рубок необходимо стремиться к усилению устойчивости насаждений против нежелательных стихийных и антропогенных воздействий, улучшению их эстетической привлекательности и санитарно-гигиенической ценности. Формирование живописных пейзажей и ландшафтов должно включать выращивание в лесах этой зоны древесно-кустарниковых пород, биологически устойчивых против пыли, дыма, газов, уплотнения и ухудшения аэрации почв. Они должны иметь улучшенные декоративно-эстетические свойства, максимально проявляющиеся в течение года. Эти мероприятия имеют особенное значение в формировании красивых пейзажей, хорошо просматриваемых в перспективе из так называемых «видовых точек».

На открытых лужайках целесообразно высаживать цветущие кустарники с продолжительным периодом цветения, а в насаждениях оставлять и охранять ценные в эстетическом отношении деревья и их группы. Формирование таких чередующихся групп деревьев в сочетании с живописными полянами, создающими игру цвета, света и тени, является одной из задач ландшафтных рубок ухода за лесом и декоративного озеленения, определяет своеобразную технику их выполнения.

В лесах рекреационной зоны большое внимание должно уделяться благоустройству территории: созданию дорожной и тропиной сети, установке в «видовых точках» павильонов, беседок и скамеек для отдыха, проведению других лесохозяйственных и организационных мероприятий. Все мероприятия по организации территории лесов рекреационной зоны и их благоустройству должно разрабатывать лесоустройство.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Лес и охрана природы / Под ред. С. Г. Синицына.— М.: Лесн. пром-сть, 1980.— 288 с. [2]. Одум Ю. Основы экологии.— М.: Мир, 1975.— 740 с. [3]. Опыт и методы экологического мониторинга: Матер. Всесоюз. совещания.— Пушкино: Науч. центр биологических исследований АН СССР, 1978.— 265 с. [4]. Федосимов А. Н., Анисочкин В. Г. Выборочная таксация леса.— М.: Лесн. пром-сть, 1979.— 172 с. [5]. Флора і рослинність Карпатського заповідника / Під ред. С. М. Стойко.— Київ: Наукова думка, 1982.— 220 с. [6]. Цурик Е. И. Дигрессивно-демутационные изменения в почвах ельников и вторичных полонин у верхней границы леса в Карпатах // Почвоведение.— 1986.— № 9.— С. 112—121.

Поступила 14 сентября 1987 г.

УДК 630\*564

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РОСТА И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ТРОПИЧЕСКИХ СОСНЯКОВ (*Pinus kesiya*)

НГУЕН НГОК ЛУНГ

Ленинградская лесотехническая академия

В настоящее время моделирование древостоев, необходимое для прогнозирования общей производительности и выхода сортиментов, проводится по двум направлениям:

взвешенный выход заготовок для однослойного паркета составляет 29,93 %, и применение этой схемы не требует сортировки сырья по диаметрам.

В условиях использования двух схем раскроя бревен на основе распиловки с брусковкой для групп сырья диаметром до 22 см и более можно довести использование древесины на заготовки до 32,4 %, что на 5,4 % выше по сравнению с имеющимся раскромом в производственной практике предприятий.

Поступила 10 декабря 1986 г.

УДК 674.053:621.934

## О СОГЛАСОВАНИИ СТЕПЕНИ ПРОКОВКИ (ВАЛЬЦЕВАНИЯ) С ЧАСТОТОЙ ВРАЩЕНИЯ КРУГЛОЙ ПИЛЫ

Ю. М. СТАХИЕВ, С. В. ЕРШОВ, В. В. МАКАРОВ

ЦНИИМОД

В технической литературе [1, 7, 8] и проспектах инструментальных фирм, например, США, Японии, Швеции, указано на необходимость назначения степени проковки (вальцевания) диска в зависимости от частоты его вращения. Вопрос о проковке пил «под обороты» — предмет дискуссий на семинарах инструментальщиков. Практически нет ни одной работы, в которой был бы научно обоснован подход к решению данной проблемы и нормативных рекомендаций.

Исследованиями [4—6] в СССР (ЦНИИМОД, ЛТА, УЛТИ) и [9, 10] в США (Калифорнийский университет, Институт деревообрабатывающего оборудования) установлено, что для устойчивой работы диска пилы ее рабочая частота вращения  $n_{\text{раб}}$  не должна превышать минимальную критическую частоту вращения  $n_{\text{кр}}^{\text{min}}$ . Это положение в СССР закреплено требованиями ГОСТ 980—80. Говоря о согласовании частоты вращения при  $n_{\text{раб}} < n_{\text{кр}}^{\text{min}}$  со степенью проковки, обычно имеют в виду, что вызванные проковкой ослабление средней зоны невращающегося диска и уменьшение изгибной жесткости его периферийной зоны должны быть устранены при вращении.

В 1985—1986 гг. ЦНИИМОДом проведены теоретические и экспериментальные исследования изгибной жесткости периферийной зоны диска пилы [2, 3]. Рассмотрены две расчетные схемы:

1) к вращающемуся диску (диаметром  $D_1$ , толщиной  $s$ ), защемленному по внутреннему контуру фланцами диаметром  $d_{\text{ф}}$ , на радиусе  $r$  приложена неподвижная в пространстве поперечная сосредоточенная сила  $P$ ;

2) то же, что в 1-й, но сила  $P$  неподвижна относительно диска и вращается вместе с ним.

Теоретические исследования выполнены с применением энергетического метода, основанного на принципе Остроградского — Гамильтона. Согласно этому принципу, среди всех возможных, осуществляется движение системы, дающее стационарное значение функционалу:

$$\Phi = \int_{t_1}^{t_2} (T - \Pi) dt, \quad (1)$$

где  $T$  — кинетическая энергия системы;  
 $\Pi$  — потенциальная энергия системы;  
 $t$  — время.

В первой расчетной схеме выражения для  $T$  и  $\Pi$  составлены для неподвижной в пространстве системы координат, что приводит к решению задачи колебаний вращающегося диска по неподвижным в пространстве формам, а во второй схеме выражения для  $T$  и  $\Pi$  составлены для вращающейся вместе с диском системы координат и решена задача его изгиба.

Прогиб диска  $w$  в точке с координатами  $r, \varphi$  представлен разложением в ряд координатных функций с неизвестными коэффициентами  $a_\lambda$ :

$$w(r, \varphi) = \frac{a_0}{2} u_0 + \sum_{\lambda=1}^n a_\lambda u_\lambda \cos \lambda \varphi. \quad (2)$$

Здесь  $\lambda$  — число узловых диаметров;  
 $u_\lambda$  — функция от  $r$ .

Функция  $u_\lambda$  представляла полином четвертой степени, коэффициенты которого  $f_\lambda$  и  $g_\lambda$  определяли из условия удовлетворения функции  $w$  граничным условиям на внешнем контуре диска [2, 3]. Выражение  $w$  по формуле (2) подставляли в функционал (1) и после выполнения условия стационарности ( $\partial \Pi / \partial a_\lambda = 0$ ) была получена система  $n+1$  уравнений относительно неизвестных коэффициентов  $a_\lambda$ .

В эти уравнения входят коэффициенты, зависящие от начальных напряжений от проковки (вальцевания) пилы. Их определяют расчетом возникающих от проковки напряжений. Поскольку в работах ЦНИИМОДа теоретически и экспериментально обстоятельно изучена взаимосвязь частот собственных колебаний и напряженного состояния пил, то в данной работе использовали метод вычисления неизвестных коэффициентов, зависящих от начальных напряжений, через известные частоты собственных колебаний, полученные расчетом или экспериментально.

Определив коэффициенты  $a_\lambda$  и прогиб диска  $w$  в точке приложения силы  $P$ , определяли изгибную жесткость

$$j = \frac{P}{w}. \quad (3)$$

По результатам теоретических исследований составлена программа на ФОРТРАНЕ и на ЭВМ ЕС-1022 выполнены расчеты.

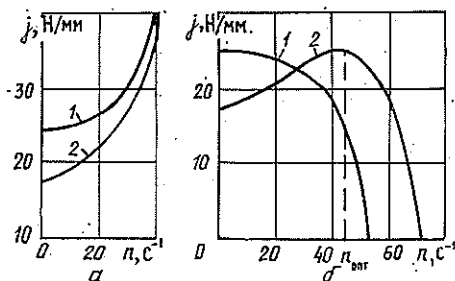


Рис. 1. Влияние частоты вращения  $n$  на изгибную жесткость  $j$  (на  $r = 234$  мм при  $d_\phi = 125$  мм) непрокованного (1) и прокованного до критического состояния (2) диска пилы ( $500 \times 2,2$  мм):  $a$  — сила  $P$  вращается с диском;  $b$  — сила  $P$  неподвижна в пространстве

Установлено (рис. 1, а), что если сила  $P$  вращается вместе с диском и изгибает его, то с увеличением частоты вращения изгибная жесткость диска только увеличивается независимо от его начального напряженного состояния. Такое представление о влиянии частоты вращения на жесткость диска пилы характерно для многих производственников, отдающих предпочтение более высоким скоростям резания. Однако при пилении поперечная сила  $P$  не вращается вместе с диском пилы, а неподвижна в пространстве. В этом случае изгибная жесткость не-

прокованного диска (с нулевым напряженным состоянием) с увеличением частоты вращения уменьшается, а прокованного сначала возрастает, а затем уменьшается (рис. 1, б).

Восстановление при вращении изгибной жесткости прокованного диска до уровня жесткости невращающегося диска с нулевым начальным напряженным состоянием происходит при частоте вращения  $n_{\text{опт}}$ , а интенсивное уменьшение жесткости непрокованного и прокованного дисков — по мере приближения к частотам вращения  $n_{\text{кр}}^{\text{min}}$ . Следовательно, встречающееся иногда в технической литературе утверждение, что проковка в динамике обеспечивает более высокую изгибную жесткость диска, чем в статике, расчетами не подтверждается. На рис. 2 показан характер зависимости оптимальной частоты вращения  $n_{\text{опт}}$  от начального напряженного состояния диска пилы ( $500 \times 2,2$  мм), определяемого величиной прогиба  $y_{\text{ц}}$  на радиусе 50 мм при установке диска на три точечные опоры прибора ПСП. Начальное напряженное состояние создавалось и изменялось вальцеванием по окружности с радиусом  $0,8R_{\text{в}}$ , где  $R_{\text{в}}$  — радиус окружности впадин зубьев.

Из рис. 2 следует, что увеличение стандартного норматива проковки  $y_{\text{ц}}$  с 0,4 до 1,2 мм (в 3 раза) приводит к изменению  $n_{\text{опт}}$  с 2280 до 2820  $\text{мин}^{-1}$  (в 1,24 раза). Поэтому утверждение [7, 8] о необходимости увеличения стандартной проковки в 1,5—1,6 раза при повышении скорости резания с 50 до 80...90 м/с (в 1,6—1,8 раза) необоснованно.

В табл. 1 приведены расчетные значения частоты вращения  $n_{\text{опт}}$  и соответствующей ей окружной скорости  $v_{\text{опт}}$  для пил, прокованных в оптимальной зоне до критического напряженного состояния, характеристика которого дана в табл. 4.9 работы [6]. Расчетный диаметр диска  $D_1$  принят равным диаметру окружности, проходящей через середину высоты зубьев. Диаметр пил  $D$ , толщина  $s$ , диаметр зажимных фланцев  $d_{\text{ф}}$  приняты по ГОСТ 980—80.

Приведенные в табл. 1 данные позволяют отметить следующее: 1) оптимальная частота вращения  $n_{\text{опт}}$  пил одного диаметра, имеющих критическое начальное напряженное состояние, пропорциональна толщине диска; 2) отношение  $n_{\text{опт}}/n_{\text{кр}}^{\text{min}}$  не зависит от толщины пилы и составляет 0,59—0,63 для пил диаметром 315...630 мм и 0,65—0,68 для пил диаметром 710...1500 мм; 3) окружная скорость вращения  $v_{\text{опт}}$ , соответствующая  $n_{\text{опт}}$ , уменьшается с увеличением диаметра пил.

Для проверки расчетных данных  $n_{\text{опт}}$  на разгонном стенде ЦНИИМОДА [6] проведены контрольные опыты. Использовали вальцованные до критического состояния по окружности с радиусом  $0,8R_{\text{в}}$  пилы  $D = 500$  мм,  $s = 1,6; 2,2; 2,5$  и 2,8 мм. Результаты паспортизации пил при  $d_{\text{ф}} = 125$  мм приведены в табл. 2.

При проведении опытов для заданных частот вращения к диску пилы прикладывали поперечную силу  $P$  и измеряли прогиб в направлении ее действия. Сила была приложена на радиусе пилы 216 мм. Для  $s = 1,6$  мм поперечная сила равна 2 Н, а для  $s = 2,2...2,8$  мм — 5 Н. При одном значении частоты вращения опыт повторялся 5 раз.

Приведенные на рис. 3 графики показывают, что пилы одного диаметра, одинакового уровня начального напряженного состояния (критического) при разной толщине имеют различные значения оптимальных частот вращения  $n_{\text{опт}}$ , близкие к расчетным (см. табл. 1).

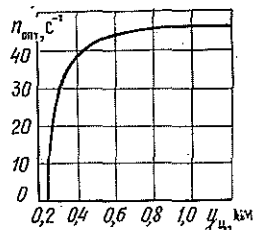


Рис. 2

Таблица 1

$D$ , мм	$D_1$ , мм	$d_{\phi}$ , мм	$d_{\phi}/D_1$	$s$ , мм	$n_{\text{опт}}$ , мин <sup>-1</sup>	$v_{\text{опт}}$ , м/с	$n_{\text{опт}}/n_{\text{кр}}^{\text{min}}$
315	305	100	0,328	1,6	4 672	77,1	0,60
				2,2	6 420	106,0	
360	348	100	0,287	1,8	4 051	76,4	0,61
				2,5	5 626	106,0	
400	387	125	0,323	1,8	3 300	69,1	0,61
				2,5	4 583	96,0	
450	435	125	0,287	2,0	2 880	67,9	0,61
				2,8	4 032	95,0	
500	484	125	0,258	2,2	2 640	69,1	0,63
				2,8	3 360	88,0	
560	542	160	0,295	2,2	2 040	59,8	0,61
				2,8	2 596	76,1	
630	609	160	0,263	2,2	1 560	51,5	0,59
				3,0	2 127	70,2	
710	687	160	0,233	2,2	1 320	49,1	0,65
				3,2	1 920	71,4	
800	774	160	0,207	2,8	1 320	55,3	0,67
				3,6	1 700	71,2	
900	871	200	0,230	3,2	1 200	56,5	0,66
				4,0	1 500	70,7	
1 000	967	200	0,207	3,6	1 080	56,5	0,66
				4,5	1 350	70,7	
1 250	1 209	240	0,199	4,0	780	51,1	0,68
				5,0	975	63,8	
1 500	1 451	300	0,207	4,5	600	47,1	0,66
				5,5	733	57,6	

Таблица 2

Показатель	Значение показателя для номера пилы			
	1	2	3	4
Толщина, мм	1,65	2,19	2,55	2,73
Торцовое биение, мм	0,45	0,30	0,30	0,30
Прогиб на радиусе 50 мм при установке на три опоры, мм	1,17	1,12	0,96	1,24
Частота собственных колебаний, Гц, при разном числе узловых диаметров:				
0	26	30	36	31
1	36	44	52	54
2	66	90	100	111
3	117	163	182	199
4	190	260	290	318
5	280	376	420	459

Анализ данных рис. 2 и табл. 1 позволяет сделать вывод, что если для пилы с любым начальным напряженным состоянием можно определить частоту вращения  $n_{\text{опт}}$ , обеспечивающую максимальную изгибную жесткость диска, то не всегда корректна и выполнима обратная задача по обеспечению такого же (равного) уровня жесткости

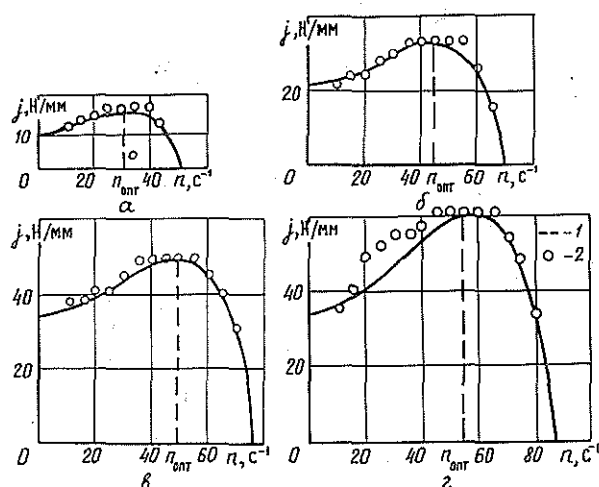


Рис. 3. Влияние частоты вращения  $n$  на изгибную жесткость вальцованных до критического состояния круглых пил диаметром 500 мм на  $r = 216$  мм при  $d_{\phi} = 125$  мм: а —  $s = 1,65$  мм; б — 2,19; в — 2,55; з — 2,73 мм; 1 — расчет; 2 — эксперимент

при заданной частоте вращения (проковка «под обороты») за счет подбора начального напряженного состояния диска.

Рассмотрим несколько примеров.

Пример 1. Фирма выпускает пилу, например,  $510 \times 1,65$  мм, которая при критическом начальном напряженном состоянии имеет частоту вращения  $n_{кр}^{min} < n_{раб}$ , где  $n_{раб}$  — частота вращения пильного вала в каком-то конкретном круглопильном станке. Требование потребителя переподготовить пилу (проковать «под обороты») и обеспечить необходимое условие для устойчивой ее работы  $n_{кр}^{min} > n_{раб}$  не может быть выполнено фирмой-изготовителем, так как пила уже находится в критическом начальном напряженном состоянии, и от проковки взято все возможное. Поэтому потребитель должен или уменьшить рабочую частоту вращения  $n_{раб}$ , или увеличить диаметр зажимных фланцев, или заказать и использовать пилы большей толщины.

Пример 2. Согласно данным табл. 1, прокованные до критического начального напряженного состояния стандартные пилы ( $630 \times 2,2$  мм;  $710 \times 2,2$ ;  $800 \times 2,8$ ;  $900 \times 3,2$ ;  $1000 \times 3,6$ ;  $1250 \times 4,0$ ;  $1500 \times 4,5$  мм) имеют оптимальные скорости вращения 47,1...56,5 м/с, которые обеспечивают полное восстановление до максимального уровня «потерянной» при проковке изгибной жесткости. Пусть потребитель имеет круглопильные станки со скоростями вращения пил, например 70 м/с. Так как увеличение степени проковки выше критической величины невозможно, то невозможно и подготовка диска «под скорость 70 м/с» с сохранением максимального уровня изгибной жесткости, соответствующего  $n_{opt}$ .

Следовательно, вопрос о согласовании начального напряженного состояния диска и рабочей частоты вращения более сложен, чем трактуется в работах Н. К. Якунина [7, 8].

Факторы, ограничивающие степень проковки и подход специалистов ЦНИИМОДа к ее нормированию, рассмотрены в работах [4, 5].

### Выводы

1. В статике диск пилы имеет максимальную изгибную жесткость при нулевом начальном напряженном состоянии. Прокованный диск пилы в динамике имеет максимальную изгибную жесткость, равную изгибной жесткости непрокованного диска в статике, при оптимальной частоте вращения  $n_{opt}$ .

2. Прямая задача по определению оптимальной частоты вращения  $n_{\text{опт}}$  для прокованного диска пилы с любым начальным напряженным состоянием (выше нулевого до критической величины) всегда имеет решение. Постановка обратной задачи проковки «под обороты» с обеспечением максимальной изгибной жесткости диска корректна при условии, если прокованная до критического начального напряженного состояния пила имеет величину  $n_{\text{опт}}$  выше рабочей частоты ее вращения  $n_{\text{раб}}$ .

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Вилстон Э. Д. Производство пиломатериалов.— М.: Лесн. пром-сть, 1981.— 384 с. [2]. Ершов С. В., Стахийев Ю. М. Влияние скорости вращения на изгибную жесткость диска пилы // Науч. тр. / ЦНИИМОД.— 1985.— Проблемы интенсификации лесопильного производства.— С. 143—150. [3]. Ершов С. В., Стахийев Ю. М. Определение оптимальной частоты вращения прокованного диска пилы по критерию изгибной жесткости // Науч. тр. / ЦНИИМОД.— 1987.— Резервы использования материальных и трудовых ресурсов.— С. 154—162. [4]. Стахийев Ю. М. О подготовке диска пилы // Деревообаб. пром-сть.— 1986.— № 6.— С. 5—8. [5]. Стахийев Ю. М. О подготовке диска пилы // Лесн. журн.— 1983.— № 2.— С. 73—79. (Изв. высш. учеб. заведений). [6]. Стахийев Ю. М. Устойчивость и колебания плоских круглых пил.— М.: Лесн. пром-сть, 1977.— 296 с. [7]. Якунин Н. К. Круглые пилы и их эксплуатация.— М.: Лесн. пром-сть, 1977.— 200 с. [8]. Якунин Н. К. Об улучшении качества круглых пил // Деревообаб. пром-сть.— 1985.— № 12.— С. 7—9. [9]. Mote C. D., Szumani R. Основные достижения в области исследований и контроля вибрации тонких круглых пил. Ч. 1. Вибрация круглых пил // Holz als Roh- und Werkstoff.— 1977.— № 5.— С. 189—195. [10]. Szumani R. Решения проблемы круглопильных станков в США // Holz als Roh- und Werkstoff.— 1984.— Т. 42, № 8.— С. 309—314.

Поступила 11 марта 1988 г.

УДК 674.048.3

## ИСПЫТАНИЯ АНТИСЕПТИКОВ НА ОСНОВЕ ОТХОДОВ АЛЮМИНИЕВОГО ПРОИЗВОДСТВА

Н. К. ЧЕРНЫШЕВА, Л. А. МАСЛОВА

Ленинградская лесотехническая академия

Важный момент рациональности и экономичности использования лесных материалов — долговечность объектов, выполненных из древесины.

Традиционные в СССР фтористые антисептики в последние годы из-за более широкого потребления их другими отраслями народного хозяйства перешли в разряд дефицитных материалов.

Одним из источников получения эффективных защитных средств могут быть отходы химических предприятий, особенно это относится к районам Сибири и Дальнего Востока, куда антисептики завозят из Европейской части страны.

Алюминиевые заводы — источники загрязнения окружающей среды фтористыми соединениями. Возможность замены фтористых солей фторсодержащими отходами алюминиевого производства, наряду с экономическим эффектом, позволит решить проблему охраны окружающей среды от токсичных промвыбросов.

Работы в этом направлении в течение ряда лет ведут сотрудники ЛТА на кафедре защиты леса и древесиноведения [2—4, 6, 8, 9]. Шламы газоочистки электролизных цехов алюминиевых заводов предложено использовать в качестве биоцидов при производстве антисептических паст и мягких биостойких древесноволокнистых плит, применяемых в домостроении (ТУ 48-0106-37—85 и ТО к ОСТ 13-35—74).