

Таблица 1. Вязкоупругие характеристики

Испытываемый материал	Направление действия нагрузки	$E$ , МПа	$H$ , МПа	$\frac{E}{H}$	$\frac{E_r}{E_t}$	$\frac{H_r}{H_t}$	$\frac{E_m}{E_n}$	$\frac{H_m}{H_n}$	$\frac{E_r^M}{E_r^H}$	$\frac{H_r^M}{H_r^H}$
Натуральная древесина березы	Вдоль волокон	17264	16765	1,03	—	—	—	—	—	—
	Радиальное	928	825	1,12	1,51	1,86	—	—	—	—
	Тангенциальное	613	444	1,38	—	—	—	—	—	—
Древесина березы, модифицированная смолой ПН-1	Вдоль волокон	19207	17497	1,1	—	—	1,11	1,04	—	—
	Радиальное	3027	2723	1,1	1,23	1,53	3,26	3,30	4,9	6,1
	Тангенциальное	2456	1775	1,38	—	—	4,00	4,00	—	—

Примечание. Индекс  $n$  относится к натуральной, а индекс  $m$  к модифицированной древесине.

считать линейной до 5,2 МПа и вдоль волокон — до 35,3 МПа. Для модифицированной древесины эти значения составляют соответственно 15,3 и 45,3 МПа.

Численные значения модулей упругости и времени релаксации определены по линейной теории ползучести (1) (табл. 1).

Из табл. 1 видно, что отношение мгновенного модуля упругости к длительному при модификации древесины почти не меняется, но наблюдается снижение отношения модулей упругости для радиального и тангенциального направлений в сравнении с натуральной древесиной в 1,22 раза.

Отношение мгновенного и длительного модулей упругости модифицированной древесины к натуральной для радиального и тангенциального направлений одинаково и составляет соответственно 3,3 и 4 раза. Особенно возрастает отношение модулей упругости (мгновенного и длительного) модифицированной древесины в радиальном направлении к модулям упругости натуральной древесины в тангенциальном направлении (соответственно 4,9 и 6,1 раза).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Д о р о ж к о А.В. Высокочувствительный электронно-механический динамометр // Механическая технология древесины. — Минск, 1984. — Вып. 14. — С. 57–59. 2. Р а б о т н о в Ю.Н. Ползучесть элементов конструкций. — М., 1966. 3. Р ж а н и ц ы н А.Р. Теория ползучести. — М., 1968.

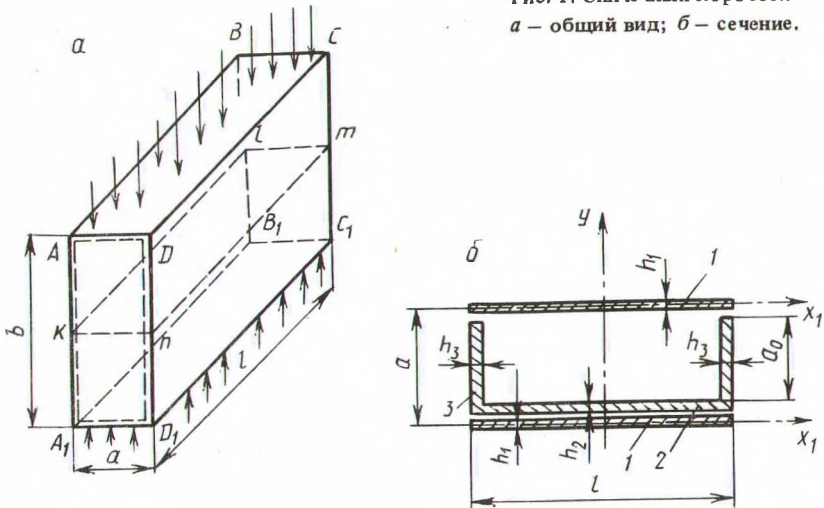
УДК 676.84:662.53

С.С. МАКАРЕВИЧ, Л.А. СЕМЧЕНКО

#### ПРОЧНОСТЬ СПИЧЕЧНОЙ КОРОБКИ ИЗ КАРТОНА

В настоящее время спичечная промышленность осваивает технологию выработки спичечных коробок из картона. Спичечная коробка из обычного картона при сжатии выдерживает наименьшее усилие по ширине (рис. 1, а). Для

Рис. 1. Спичечный коробок:  
а — общий вид; б — сечение.



увеличения прочности коробки в этом направлении можно использовать рилеванный картон. Прочность при этом будет зависеть от глубины рилевки и ее вида. Для определения необходимых параметров рилевки проведем расчет спичечной коробки при сжатии по ширине для случаев ее изготовления из нерилеванного и рилеванного картона.

**Расчет коробки, изготовленной из нерилеванного картона.** Проведем сечение  $klmn$  спичечной коробки плоскостью, перпендикулярной направлению действия сил (рис. 1). Площадь сечения отдельных элементов (рис. 1, б)

$$F_1 = lh_1; F_2 = lh_2; F_3 = a_0 h_3.$$

Если внутренняя часть коробки изготовлена с клапаном замка, то  $h_1 = h_2 = h$ ;  $h_3 = 3h$ , где  $h$  — толщина картона. При изготовлении внутренней части коробки без клапана замка  $h_1 = h_2 = h$ ;  $h_3 = 2h$ .

До потери устойчивости усилия, воспринимаемые отдельными элементами, будут пропорциональны площадям их поперечного сечения. Наиболее слабые при сжатии коробки по ширине (рис. 1, а) элементы 1 (рис. 1, б). Они представляют собой гибкие пластины, нагруженные края которых  $CD$  и  $C_1D_1$  закреплены шарнирно, а ненагруженные —  $DD_1$  и  $CC_1$  — свободны. Критические напряжения для таких пластин, т. е. напряжения, при которых происходит потеря устойчивости, определяются формулой [1]

$$\sigma = \pi^2 E h_1^2 / 12 b^2 (1 - \mu^2), \quad (1)$$

где  $E$  — модуль упругости материала пластины;  $\mu$  — коэффициент поперечной деформации.

Когда напряжения достигнут критического значения, элементы 1 не смогут больше сопротивляться увеличивающейся нагрузке. Дальнейшее приращение нагрузки будет восприниматься только элементами 2 и 3. Элемент 2, т. е.

доньшко внутренней части коробки, можно рассматривать как пластину, нагруженные края которой закреплены шарнирно, а ненагруженные упруго защемлены. При этом элементы 3 выполняют роль ребер жесткости. В таком случае [1] при определении критического напряжения для доньшка должна учитываться крутильная жесткость элементов 3. В зависимости от этой жесткости определяется коэффициент  $\alpha$ , учитывающий упругое защемление:

$$\alpha = l D_2 / G I_{\kappa}, \quad (2)$$

где  $l$  — ширина пластины;  $D_2$  — цилиндрическая жесткость элемента 2;  $G I_{\kappa}$  — крутильная жесткость элемента 3, причем  $G$  — это модуль сдвига,  $I_{\kappa}$  — момент инерции при кручении.

Для нашего случая

$$G I_{\kappa} = E a_0 h_3^2 / 6(1 + \mu); \quad D_2 = E h_2^3 / 12(1 - \mu^2).$$

Критическое напряжение для элемента 2 определяем по формуле, аналогичной формуле (1):

$$\sigma_2 = k_2 \pi^2 E h_2^2 / 12 l^2 (1 - \mu^2), \quad (3)$$

где  $k_2$  — коэффициент, зависящий от  $\alpha$  и отношения  $b/l$ ; его определяем по графику, приведенному в работе [1].

Одновременно с потерей устойчивости элемента 2 потеряет устойчивость и элемент 3, так как в нем появятся дополнительно деформации кручения, которые и приведут к изменению первоначальной формы равновесия. Если бы элемент 3 работал независимо от элемента 2, то для потери его устойчивости понадобилась бы большая сжимающая сила, чем та, которая возникает в нем в момент потери устойчивости элемента 2. Это обусловлено тем, что толщина элемента 3 в два раза больше толщины элемента 2, если клапан замка отсутствует, и в три раза больше, если клапан замка имеется в наличии. Но в нашем случае при совместной работе элементов коробки критическое напряжение для элемента 3 будет таким же, как и для элемента 2, т. е.  $\sigma_3 = \sigma_2$ . Предельная сила в целом для коробки при сжатии ее по ширине

$$P = 2P_1 + P_2 + 2P_3 = 2\sigma_1 F_1 + \sigma_2 F_2 + 2\sigma_3 F_3.$$

Подставив значения критических напряжений и площадей поперечного сечения элементов, получим

$$P = \frac{\pi^2 E}{12(1 - \mu^2)} \left( \frac{2lh_1^3}{b^2} + k_2 \frac{h_2^3}{l} + 2k_2 \frac{h_2^3 h_3 a_0}{l^2} \right). \quad (4)$$

Расчет коробки, изготовленной с доньшком из рилеванного картона. Рилевка картона может быть двух- или односторонней. При двухсторонней рилевке сильно увеличивается толщина доньшка, уменьшая тем самым полезный внутренний объем коробки, поэтому следует отдать предпочтение односторонней рилевке. При односторонней рилевке доньшка внутренней части коробки (рис. 2) поперечное сечение элемента 2 можно считать состоящим из прямоугольника длиной  $l$  и толщиной  $h_2$ , сегмента радиусом  $R$  с центральным углом  $\beta$ , повторяющегося  $m$  раз, и вырезанного полукруга радиусом  $r$ ,

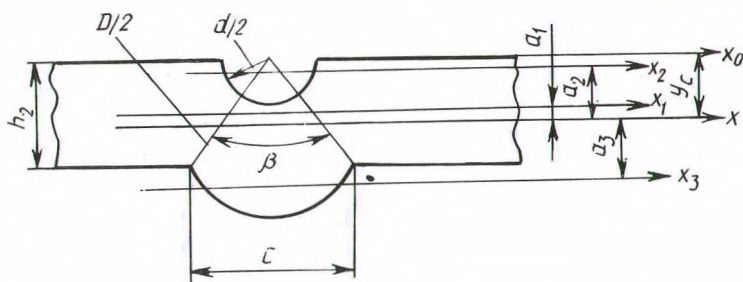


Рис. 2. Элемент односторонней рилевки.

повторяющегося  $m$  раз, где  $m$  — число рилевок на участке длиной  $l$ . Площадь поперечного сечения элемента 2 при односторонней рилевке

$$F_{2(o)} = lh_2 + (F_c - \frac{\pi r^2}{2})m,$$

где  $F_c$  — площадь сегмента;

$$F_c = \frac{R}{2} (\beta - \sin \beta); \quad \beta = \pi - 2\arcsin(h_2/R).$$

Эквивалентную цилиндрическую жесткость в данном случае находим по формуле

$$D_{2(o)} = E[lh_2^3/12 + a_1^2lh_2 + (I_{x_3} + a_3^2F_c)m - (0,11r^4 + a_2^2\pi r^2/2)m]/l(1 - \mu^2),$$

где

$$I_{x_3} = R^4[(\beta - \sin \beta)/8 - (1 - \cos \beta)^3/9(\beta - \sin \beta)];$$

$$a_1 = y_c - h_2/2; \quad a_2 = y_c - 4r/3\pi; \quad a_3 = c^3/12F_c - y_c,$$

$$c = 2R \sin(\beta/2); \quad y_c = [lh_2^2/2 + m(c^3/12 - d^3/12)]/F_{2(o)}.$$

При этом критическое напряжение для элемента 2

$$\sigma_{2(o)} = k_{2(o)} \pi^2 D_{2(o)} / l^2 h_2. \quad (5)$$

Коэффициент  $k_{2(o)}$  зависит от отношения  $b/l$  и от коэффициента  $\alpha$ , определяемого формулой (2) с заменой  $D_2$  на  $D_{2(o)}$ . Как и в предыдущем случае критическое напряжение для элемента 3 будет таким же, как для элемента 2, т.е.  $\sigma_{3(o)} = \sigma_{2(o)}$ .

Предельная нагрузка в целом для коробки с рилеванным доньшком

$$P_o = 2P_1 + P_{2(o)} + 2P_{3(o)} = 2\sigma_1 F_1 + \sigma_{2(o)} F_{2(o)} + 2\sigma_{3(o)} F_3.$$

Рис. 3. График зависимости  $P/E$  от  $r/h$ :  
1, 2 — коробка из картона толщиной 0,5 мм соответственно при наличии и при отсутствии клапана замка; 3, 4 — коробка из картона толщиной 0,4 мм соответственно при наличии и при отсутствии клапана замка.

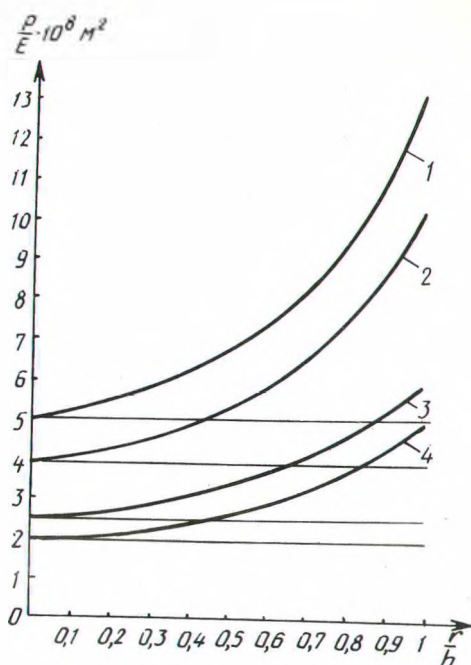


Таблица 1. Увеличение прочности коробки при рилевке, %

Толщина картона, мм	Наличие клапана замка	Отношение $r/h$				
		0	0,25	0,5	0,75	1
0,5	Имеется	0	10	32	74	161
0,5	Отсутствует	0	10	31	71	152
0,4	Имеется	0	6	27	68	135
0,4	Отсутствует	0	6	26	65	128

Таблица 2. Сопоставление теоретических и опытных данных

Толщина картона, мм	Наличие клапана замка	Картон нерилеванный			Картон рилеванный $r/h = 0,5$ ; $m = 10$		
		$P_{т, Н}$	$P_{оп, Н}$	$\frac{P_{т} - P_{оп}}{P_{оп}} \cdot 100 \%$	$P_{т, Н}$	$P_{оп, Н}$	$\frac{P_{т} - P_{оп}}{P_{оп}} \cdot 100 \%$
0,5	Имеется	153	140	9,3	202	190	6,3
0,5	Отсутствует	123	120	2,5	161	170	5,3
0,4	Имеется	91	90	1,1	116	110	5,5
0,4	Отсутствует	73	70	4,3	92	90	2,2



Подставив значения напряжений, получим

$$P_o = \pi^2 E h_1^3 l / 6b^2 (1 - \mu^2) + k_{2(o)} \pi^2 D_{2(o)} (F_{2(o)} + 2F_3) / l^2 h_2 \quad (6)$$

По формулам (3–6) сделаны вычисления и построены графики зависимости  $P/E$  от  $r/h$  (рис. 3). Графики построены для  $m = 10$  и для толщин картона  $h = 0,5$  мм и  $h = 0,4$  мм. При  $r/h = 0$  график дает значение  $P/E$  для коробки из нерилеванного картона. При рилевке доньшка с отношением  $r/h = (0,45 - 0,5)$  прочность коробки без клапана замка при сжатии по ширине достигает прочности в этом направлении для коробки с клапаном замка, но без рилеванного доньшка. При рилевке доньшка с отношением  $r/h = (0,8 - 0,9)$  прочность коробки из картона толщиной 0,4 мм достигает прочности коробки с доньшком из нерилеванного картона толщиной 0,5 мм.

В табл. 1 показано повышение прочности при сжатии по ширине коробок с рилеванным доньшком по сравнению с коробками, выполненными из нерилеванного картона.

Для сопоставления теоретических расчетов с опытными данными был определен модуль упругости картона  $E$ . Для картона толщиной 0,5 мм он оказался равным  $3,0 \cdot 10^3$  МПа, а для картона толщиной 0,4 мм —  $3,5 \cdot 10^3$  МПа.

В табл. 2 приведены предельные значения сжимающих сил, определенных теоретически  $P_t$  и опытным путем  $P_{оп}$ .

Таким образом, наблюдается достаточно хорошее соответствие теоретических и опытных данных. Наибольшее расхождение для нерилеванного картона составляет 9,3 %, для рилеванного — 6,3 %. Приведенными формулами и графиками можно пользоваться для выбора необходимой глубины рилевки с целью получить желаемую прочность при сжатии коробки по ширине.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. В о л ь м и р А.С. Устойчивость деформируемых систем. — М., 1967.

УДК 674.04

М.В. МИХАЙЛОВА, Г.Д. ЛЕГЧИЛОВА,  
В.С. ДЕРГАЙ

### ПОЛУЧЕНИЕ ОГНЕСТОЙКОГО ДРЕВЕСНОГО МАТЕРИАЛА СПОСОБОМ МИНЕРАЛИЗАЦИИ

Поиск и совершенствование антипирюющих составов являются основным направлением, позволяющим решить задачу получения огнестойкого и атмосферостойкого древесного материала. Известно, что древесина представляет собой сложный комплекс биологических, физических и химических свойств. Разнообразие этих свойств делает достаточно сложной технологию защиты древесины.