МЕХАНИЧЕСКАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ДРЕВЕСИНЫ. ВЫПУСК 3
Минск 1973

В. П. Артемова

О ПРОЧНОСТИ ГНУТОКЛЕЕНЫХ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ШПОНА

В последнее время в мебельной промышленности широкое распространение получили элементы и блоки, изготовленные из шпона посредством гнутья с одновременным склеиванием. Вместе с тем, до сих пор производство еще не имеет ни общепринятых способов оценки их качества, ни надежных методов инженерных расчетов. В то же время, при конструировании мебельных изделий из гнутоклееных элементов необходимо учитывать как экономическую и эстетическую стороны, так и надежность в эксплуатации, что связано с расчетами деталей на прочность.

Наиболее обоснованным, на наш взгляд, представляется способ расчета гнутоклееных деталей на прочность, представленный В. Наумчуком [1], в основу которого положена теория изгиба ортотропного бруса с цилиндрической анизотропией, разработанная С. Г. Лехницким. Для определения экстремальных значений им получены следующие формулы:

$$\sigma_r^{(M)} = \frac{M}{r_1^2 b}\gamma_1; \quad \sigma_r^{(P)} = \frac{P\sin(\theta+\varphi)}{r_1^2 b}\gamma_2; \tag{1}$$

$$\sigma_t^{(M)} = \frac{M}{r_1^2 b}\alpha_1; \quad \sigma_t^{(P)} = \frac{P\sin(\theta+\varphi)}{r_1 b}\alpha_2, \tag{2}$$

где γ_1, γ_2, α_1, α_2 — коэффициенты, определяемые по предлагаемым автором таблицам в зависимости от кривизны бруса, характеризуемой величиной r_2/r_1, и от анизотропии материала образца, характеризуемой коэффициентами:

$$K = \sqrt{\frac{E_a}{E_r}}; \quad \eta = \sqrt{1 + \frac{E_a}{E_r}\left(1 - 2\mu_{ra}\right) + \frac{E_a}{\sigma_{ra}}}\,. \tag{3}$$

Однако практическое применение формул (1) и (2) введением коэффициентов K и η чрезвычайно затруднено, так как для определения модулей E и μ необходимы громоздские эксперименты, а использование справочных данных неприемлемо из-за больших расхождений в различных источниках ввиду значительной зависимости их величины от технологии прессования, породы древесины, шпона, марки, расхода связующего и т. д.

Эпюры распределения напряжений в гнутоклееном элементе, построение по формулам, полученным на базе теории изгиба ортотропного бруса с цилиндрической анизотропией и на основе теории изгиба изотропного кривого бруса, имеют некоторое качественное отличие [1]. Однако при конструировании и проверочных расчетах деталей на прочность, в первую очередь, представляют интерес наиболее опасные (наибольшие) напряжения.

В процессе эксплуатации гнутоклееные детали, как правило, подвергаются разгибу (сгибу). При этом наибольшие нормальные тангенциальные напряжения возникают на вогнутой (выпуклой) поверхности элемента, где влияние анизотропии шпона (из-за небольшой ширины деталей) не сказывается, и количественные данные, полученные по формулам, не учитывающим анизотропные свойства древесины, хорошо согласуются с экспериментальными (табл. 1). Поэтому в основу полученных нами расчетных соотношений положено решение [2], выполненное методом теории упругости. Так как в общем случае нагрузка, под воздействием которой находится гнутоклееный элемент в процессе эксплуатации, может быть представлена в виде силы и момента, а возникающие при этом напряжения — в виде суммы двух частных решений:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= (\sigma_r)_M + (\sigma_r)_P;\\ \sigma_t &= (\sigma_t)_M + (\sigma_t)_P;\\ \tau &= (\sigma_r)_M + (\sigma_r)_P, \end{aligned} \tag{4}$$

то, согласно [2]

$$\begin{aligned} \sigma_r = \pm \frac{4M}{N}\left(\frac{r_1^2\cdot r_2^2}{r^2}\ln\frac{r_2}{r_1} + r_2^2\ln\frac{r}{r_2} + r_1^2\ln\frac{r_1}{r}\right) + \\ + 2\alpha\sin\varphi\left(r - \frac{r_1^2+r_2^2}{r} + \frac{r_1^2\cdot r_2^2}{r^3}\right); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_t = \pm\frac{4M}{N}\left(-\frac{r_1^2 r_2^2}{r^2}\ln\frac{r_2}{r_1} - r_2^2\ln\frac{r_2}{r} - r_1^2\ln\frac{r}{r_1} - r_1^2 + r_2^2\right) + \\ + 2\alpha\sin\varphi\left(3r - \frac{r_1^2+r_2^2}{r} - \frac{r_1^2 r_2^2}{r_3}\right); \end{aligned} \tag{5}$$

$$\tau = -2\alpha\cos\varphi\left(r - \frac{r_1^2+r_2^2}{r} + \frac{r_1^2 r_2^2}{r^3}\right),$$

где $N = (r_2^2 - r_1^2)2 - 4r_1^2 r_2^2\left(\ln\frac{r_2}{r_1}\right)^2;$

$$\alpha = \frac{P}{2b\left[r_1^2 - r_2^2 + (r_1^2 + r_2^2)\ln\frac{r_1}{r_2}\right]}.$$

Исходя из того, что максимальные нормальные тангенциальные напряжения при изгибе возникают на вогнутой поверхности элемента (т. е. при $r=r_1$), при сгибе — на выпуклой (т. е. при $r=r_2$), максимальные нормальные радиальные напряжения в обоих случаях — на нейтральной оси $\left(\text{т. е. примерно при } r=\frac{r_1+r_2}{2}\right)$, а касательные напряжения при этом отсутствуют ($\tau=0$), то, обозначив, в отличие от [3] $n=r_2/r_1$, что значительно упрощает (5), получим сравнительно простые соотношения для инженерных расчетов гнутоклееных деталей:

$$\begin{aligned} (\sigma_r)_{\max} &= \frac{M}{r_1^2} f_A(n) + \frac{P}{r_1} f_D(n); \\ (\sigma_t)_{\max} &= \frac{M}{r_1^2} f_B(n) + \frac{P}{r_1} f_E(n); \\ (\sigma_t)_{\max} &= \frac{M}{r_1^2} f_C(n) + \frac{P}{r_1} f_{E\,F}(n); \\ \tau_{\max} &= \frac{P}{r_1} f_D(n)\cos 90^\circ = 0, \end{aligned} \tag{6}$$

где функции $f_A(n)$, $f_B(n)$, $f_C(n)$ представляют собой первое выражение в скобках из уравнения (5), деленное на N, а функции $f_D(n)$, $f_E(n)$, $f_F(n)$— второе выражение в скобках, умноженное на α. Уравнение (6) получено при ширине детали, равной 1.

Значения функций $f_A(n) \div f_F(n)$ для $n=1{,}01 \div 2{,}5$ через 0,01 были просчитаны на ЭЦВМ Минск-22 и графически представлены на рис. 1.

Правомерность формул (6) была проверена экспериментально, путем сопоставления расчетных и определенных непосредственно с помощью тензометров напряжений (см. табл. 1). Значения статистических величин $n=33$; $M=16{,}08$; $\pm\delta=3{,}66$; $22{,}6=\pm V$; $m=0{,}593$; $\pm P=3{,}7\%$. Тензометры представляли собой проволочные тензодатчики омического сопротивления типа 2 ПКБ-10-100 ГВ ТУ 25-01-100-68 и 2ПКБ-5-100 ГВ ТУ-25-01-100-68. Предварительно датчики тарировались согласно данным [4]. Длина базы тензометра выбиралась на основе того, что при измерении деформаций, связанных с изгибом стержня, относительная ошибка измерения вследствие влияния кривизны прямо пропорциональна квадрату базы тензометра (l_1) и кривизне поверхности и обратно пропорциональна толщине стенки. Поэтому, задаваясь допускаемым значением ошибки $\Delta\delta/\delta=0{,}03$, т. е. 3% (при $r_1{}^1=r_1=35$ *мм*, $S=22$ *мм*), $l_1\approx 12$ *см*. Для измерения деформации база тензодатчика

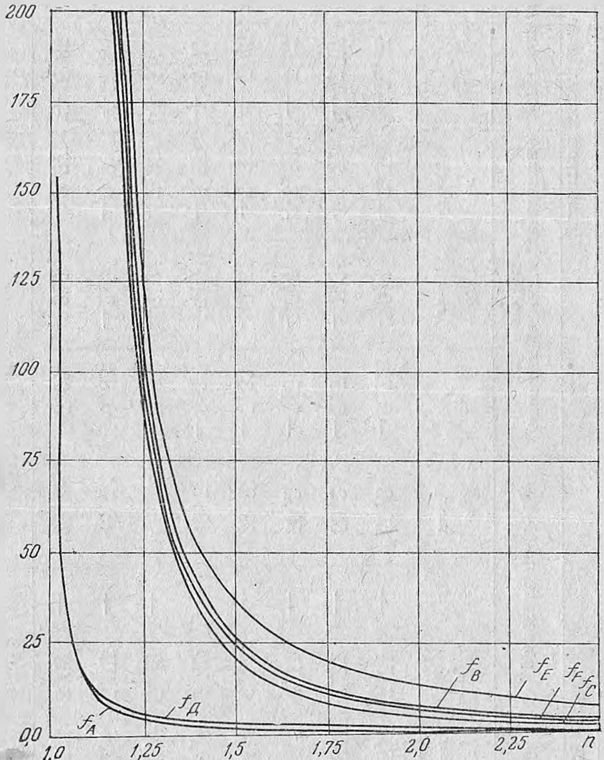

Рис. 1. Графики функций $f_A(n) \div f_F(n)$.

была принята в тангенциальном направлении 10 *мм*, а в радиальном — 5 *мм*. Как известно, успешность измерения деформаций с помощью тензодатчиков во многом зависит от качества их наклейки. При выполнении ее соблюдались все рекомендуемые условия.

Датчики наклеивались на образец клеем марки ЦИОКРИН ЭО следующим образом: для измерения деформации в радиальном направлении — на боковые поверхности детали; для измерения деформаций в тангенциальном направлении — на профильные поверхности.

Деформация измерялась прибором марки ИД-61 М. Результаты проведенных испытаний представлены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты проведенных испытаний

Степень нагружения $P=20$ $кГ/см^2$									Процентное расхождение					
экспериментальные			расчетные по (6)			расчетные по (1—2)			опытных данных с расчетными по (6)			опытных данных с расчетными по (1—2)		
σ_r	σ_t $r=r_1$	σ_t $r=r_2$	σ_r	σ_t $r=r_1$	σ_t $r=r_2$	σ_r	σ_t $r=r_1$	σ_t $r=r_2$	$\delta\sigma_r$	$\delta\sigma_t$ $r=r_1$	$\delta\sigma_t$ $r=r_2$	$\delta\sigma_r$	$\delta\sigma_t$ $r=r_1$	$\delta\sigma_t$ $r=r_2$
6,44	79,5	50,3	7,07	79,2	48,5	7,51	—	60,2	—9,72	+0,4	+3,58	—16,65	—	0,02
6,97	77,2	49,1	7,07	79,2	48,5	7,51	—	50,2	—2,5	—1,36	+1,22	— 7,67	—	2,24
6,97	79,5	50,3	7,07	79,2	48,5	7,51	—	50,2	—2,5	+0,4	+3,58	— 7,67	—	0,02
6,57	76,9	44,9	6,92	76,5	46,4	6,08	—	39,8	—5,33	+0,52	—3,35	+ 7,46	—	11,35
6,77	78,0	52,0	7,2	80,5	49,6	6,42	—	43,7	—6,34	+4,84	+5,17	+ 5,17	—	15,95
6,80	79,5	54,3	7,2	80,5	49,6	6,42	—	43,7	—5,9	—1,24	+7,96	+ 5,6	—	19,5
7,26	78,7	49,2	7,2	80,5	49,6	6,42	—	43,7	+0,83	—2,24	—0,8	+11,55	—	11,2
6,53	78,8	51,3	6,92	76,5	46,4	6,08	—	39,8	—5,97	+3,0	+9,37	+ 6,86	—	22,4
среднее 6,8	78,8	50,2	7,07	79,2	48,5	6,74	—	45,2	—3,97	—0,635	— 3,38	+0,856	—	10,32

Замечено, что для всех испытанных образцов в процессе нагружения изменение деформации было пропорциональным изменению нагрузки, что характерно для упругих деформаций.

В табл. 1 приведены значения напряжений, рассчитанные по формулам (6) для случая нагружения образцов, соответствующего проводимым испытаниям. Расхождения между экспериментальными и расчетными данными не превышали 10%, что вполне приемлемо для расчетов деталей из древесины.

В табл. 1 представлены также данные расчета напряжений, полученные по формулам (1, 2), т. е. с учетом анизотропных свойств древесины. Как видно, определение максимальных напряжений на базе теории упругости вполне корректно.

Принятые обозначения:

δ — напряжение; σ_r — нормальные радиальные напряжения; σ_t — нормальные тангенциальные напряжения; τ — касательные напряжения; P — нагрузка; M — изгибающий момент; r — текущий радиус; r_1 — внутренний радиус; r_1^1 — радиус после деформации; r_2 — наружный радиус детали; S — толщина детали; $в$ — ширина детали; F — площадь поперечного сечения; l_1 — длина базы датчика; E — модуль упругости; $\Delta\delta/\delta$ — относительная ошибка измерения; f — обозначение функции; ξ — эксцентриситет; n — параметр; φ — угол.

Литература

[1] *В. Ф. Наумчик.* Исследование прочности гнутоклееных деталей. Автореф. канд. дисс. М., 1968. [2] *X. С. Головин.* Одна из задач статики упругого тела. Изв. практ. технолог. ин-та, т. 3, 1880—1881. [3] *В. П. Артемова.* Об определении нормальных напряжений гнутоклееных деталей. Мат-лы науч.-техн. конф. по итогам научных работ за 1968 г. Минск, 1969. [4] *С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман.* Расчет на прочность в машиностроении. Ч. I. М., 1958.