

$$K_{i_{\max}} = \frac{q_m \cdot R}{a_m \cdot \rho_b \cdot u_{\max}} = - \frac{R \cdot (\Delta W)_{\text{пов}}}{u_{\max}} = \frac{\frac{du}{d\tau} \cdot R^2}{a_m \cdot u_{\max}}, \quad (16)$$

де $\frac{du}{d\tau}$ – швидкість сушіння.

Таким чином, визначаючи критерій Кірпічова для різних режимів сушіння, які призводять до розтріскування матеріалу, можна встановити максимально допустимий критерій $K_{i_{\max}}$.

Література

1. Билей П.В. Технология камерной сушки твердых листовых пород: Автореф. дисс. на соиск уч. степ. д. т. н. – Львов, 1993. – 36 с.
2. Андрашек И.В. Влаготеплообработка при сушке пиломатериалов твердых листовых пород: Автореф. дисс. на соиск уч. степ. к. т. н. – Львов, 1985. – 24 с.
3. Серговский П.С., Расев А.И. Гидротермическая обработка и консервирование древесины. – М.: Лесн. пром-сть, 1987. – 360 с.
4. Лыков А.В. Тепломассообмен (Справочник). – М.: Энергия, 1978. – 479 с.

УДК 634.9

Проф. З.Й. Дячун, канд. техн. наук – НЛТУ України

МІЦНІСТЬ ЗАДНЬОГО ВУЗЛА СТІЛЬЦЯ СТОЛЯРНОГО

Розглянуто питання міцності заднього вузла стільця столярного і з цією метою проведено аналітичний аналіз впливу різних чинників на опір з'єднання на плоский рамковий шип. Досліджено вплив заплечиків, крайок і геометрії щок шипа на міцність з'єднання. Опрацьовано графічні залежності впливу геометрії шипа на коефіцієнт запасу міцності з'єднання, запропоновано різні конструктивні варіанти з'єднання, що гарантують надійність експлуатації виробу. За результатами досліджень виконано (як приклад) розрахунок міцності заднього вузла стільця столярного ВАТ МК "Стрий" моделі "Соріно" за найнесприятливіших умов статичного його навантаження масою людини. У висновках наведено практичні рекомендації.

Prof. Z.Yo. Dyachun – NUFWT of Ukraine

Strength of carpenter chair's rear assembly

The issue of strength of carpenter chair's rear assembly is examined. For this purpose the analytic analysis of influence of various factors on a flat frame tenon has been carried out. Influence of tenon's flanges, rims, and cheek geometry on joint efficiency has been studied. Graphic relations of influence of tenon geometry on the junction's safety factor have been studied; various constructive variants of the junction's design which provide operational security of the product have been suggested. On the basis of the research, strength estimation (as an example) of rear assembly of carpenter chair *Sorino* model produced by JSC MK *Striy*, under worst conditions of static load with human mass has been carried out. The summary contains practical suggestions.

Міцність цієї чи іншої конструкції можна визначати такими шляхами – методом складання розрахунків на міцність, руйнуванням конструкції або шляхом стендових випробувань тривалими або прискореними методами. В конструюванні меблів прогнозувати необхідну міцність виробу чи окремого вузла можна шляхом розрахунків на міцність, або, маючи реальний об'єкт, провести стендові випробування на спеціальних пристроях. Як правило, ди-

зайнери по меблях теоретичних розрахунків на міцність не роблять, а користуються нормативними галузевими рекомендаціями або державними стандартами, а інколи інтуїтивно, що може призвести до негативних результатів.

Найбільш точні результати дають теоретичні розрахунки, які можна перевірити на стендових випробуваннях. Теоретичні дослідження стосовно міцності столярного стільця [1, 2] показують практичну користь такого розрахунку для встановлення оптимальних розмірів окремих елементів деталей виробу. Чільним (провідним) фактором міцності будь-якого стільця є міцність з'єднання задніх ніжок стільця з боковими царгами, далі "задній вузол". Стілець під вагою тіла сприймає як статичні, так і динамічні навантаження – людина ударно навантажує сидіння коли сідає, ударно навантажує спинку плечима, далі повертається (крутиться) і нахиляється в різні боки, або балансує рівновагу свого тіла на задніх ніжках, піднявши передні ніжки від підлоги (критичне навантаження). Для початку розглянемо загальні принципи розрахунку рамкового з'єднання на одинарний плоский шип на клею [1], розподіл напружень в такому з'єднанні показано на рис. 1.

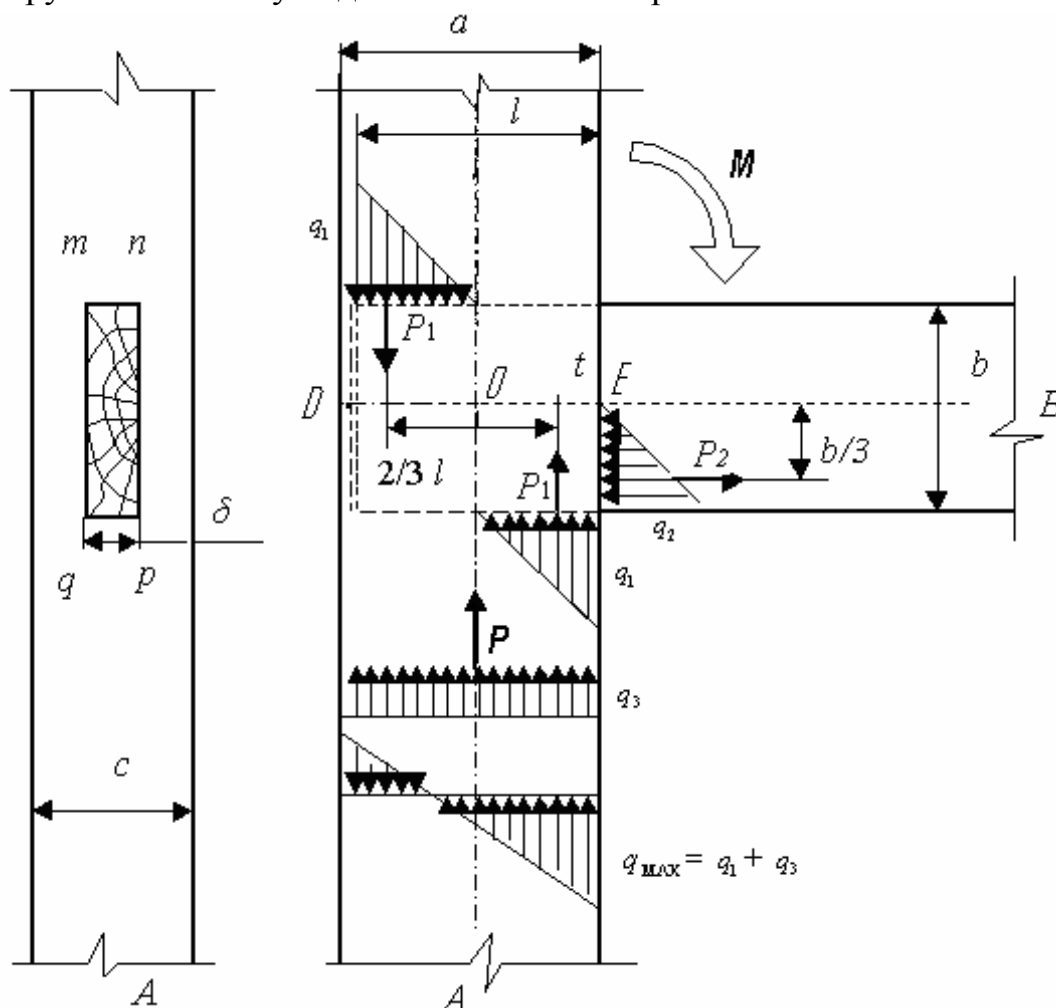


Рис. 1. Розподіл напружень у рамковому шиповому з'єднанні при зовнішньому навантаженні вузла

На з'єднання руйнівним чином діє дві сили – момент M , який старається вивернути шип з гнізда і реакція опори P , що діє вздовж осі горизонтального бруска і зрізає шип в його основі, зминаючи його нижню крайку.

Якщо розглядати шипове з'єднання стосовно стільця столярного, то вертикальний брусок – задня ніжка (далі ніжка) і горизонтальний брусок – царга бокова (далі царга).

A – ніжка; c – товщина деталей;
 B – царга; l – довжина шипа;
 a – ширина ніжки; δ – товщина шипа;
 b – ширина царги; O – центр повороту шипа.

Під дією моменту M шип буде старатись повертатись за стрілкою навколо свого центра. За умови рівноваги (достатньої міцності шипового з'єднання) імовірно цей момент буде врівноважуватись сумою таких моментів опору: моментом опору крайок шипа mn і qp , моментом опору зминання заплечиків царги rt і моментом опору зсув на щоках шипа tq і pr – по клейових швах. Зрозуміло, що зминатися буде ліва половина верхньої крайки шипа і права – нижньої, а інші половинки шипа ніяким напруженням піддаватись не будуть.

При цьому також зрозуміло, що найбільше будуть зминатися крайки в кінці шипа – зверху і в основі шипа – знизу; до середини довжини шипа напруження буде зменшуватись до нуля. Таким чином розподіл напружень зминання крайок шипа можна зобразити в вигляді трикутника. Аналогічно буде під час розгляду розподілу напружень на зминання заплечиків. Під дією моменту M при обертанні шипа навколо свого центру нижня частина заплечиків буде зминатися тим більше, чим даліше вона буде від осі царги, а заплечики, що знаходяться вище від цієї осі, зминатись не будуть, а будуть відхилятись від крайки ніжки. Отже, розподіл напружень зминання заплечиків можна також зобразити у вигляді трикутника.

Окрім цього, нижня крайка шипа буде зминатися реакцією опори P і розподіл напружень можна рахувати рівномірним.

Приймаючи ці закони розподілу напружень в шиповому з'єднанні, одержимо:

а) Момент опору зминання верхньої і нижньої крайок по mn і qp буде:

$$M_1 = P_1 \frac{2l}{3} = q_1 \frac{l}{4} \delta \frac{2l}{3} = q_1 \frac{l^2 \delta}{6}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (1)$$

де q_1 – найбільший опір зминання крайок шипа, Н·м.

Сила P_1 , рівнодіюча опору зминання верхньої і нижньої крайок, проходить через центр маси трикутника на віддалі $1/3$ половини довжини шипа і утворює пару з величиною плеча $2/3 l$.

б) Момент опору зминання на заплечиках шипа:

$$M_2 = P_2 \frac{b}{3} = q_2 \frac{b}{4} (c - \delta) \frac{b}{3} = q_2 \frac{b^2}{12} (c - \delta),$$

де: P_2 – рівнодіюча опору зминання; b – ширина шипа; q_2 – найбільший опір зминання за плечиків.

Візьмемо, що $\delta = c/3$, тоді попередній вираз набуде вигляду:

$$M_2 = q_2 \frac{b^2 \delta}{6}, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (2)$$

Момент опору клеєного шва (шару) – опір зсуву по щоках mq і pr можна визначати як момент кручення відносно осі центра шипа – O .

Розподіл дотичних напружень буде аналогічним, як при крученні бруса прямокутного перетину і найбільші напруження будуть в точках D і E . Момент опору клеєного шва в площині кожної щоки шипа буде:

$$\mu = \int \tau_i d\omega.$$

Напруження у вказаних точках буде:

$$\tau_{\max} = \frac{\mu}{\alpha \cdot b \cdot l^2}$$

за умови, що $l \geq b$ (в іншому випадку b і a поміняються місцями), α – коефіцієнт, що залежить від співвідношення $l:b$ і визначається за таблицею Сан Велана, (табл. 1).

Табл. 1.

$l:b$	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
α	0,141	0,166	0,187	0,196	0,204	0,214

Отже:

$$\mu = \alpha b l^2 \tau_{\max},$$

звідки, момент опору клеєного шва, який ми шукаємо по двох щоках шипа, визначиться:

$$M_3 = 2\mu = 2\alpha b l^2 \tau_{\max}, \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (3)$$

Міцність клеєного шва на сколювання для сучасних клеїв нормується в межах $\tau_{\max} = 10 \div 13$ МПа. Коефіцієнт 2 враховує дві щоки шипа. За цих умов будемо мати:

$$M_3 = 2(10 \div 13)\alpha b l^2, \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (4)$$

Таким чином, формула (4) показує, що міцність клеєного шва шипового з'єднання прямо пропорційна геометрії самого шипа і шип необхідно конструктивно виконувати по можливості більшої площі.

Необхідно ще взяти до уваги опір зминанню нижньої крайки шипа від реакції опори P , яка розподіляється по крайці шипа рівномірно

$$q_3 = \frac{P}{\delta \cdot l}, \quad (5)$$

тоді максимальне напруження зминання нижньої крайки шипа біля його основи (права сторона) буде:

$$q_{\max} = q_1 + q_3. \quad (6)$$

Якщо припустити, що деревина і клеєний шов мають пружність, то зовнішньому моменту будуть чинити опір сума моментів:

$$M = M_1 + M_2 + M_3, \quad (7)$$

тобто навантаження зминання на крайки і заплечики почнеться ще до руйнування клеєного шва. Але шипове з'єднання насправді є цілковито жорстким і спочатку зрівноважувати зовнішній момент буде опір клеєного шва:

$$M = M_3. \quad (8)$$

При поганому склеюванні клеєний шов буде зруйнованим і тоді зовнішньому моменту будуть чинити опір крайки і заплечики шипа:

$$M = M_1 + M_2. \quad (9)$$

При цьому $M_2 \approx 0$, тому що шип буде виковзати з гнізда і зминання заплечиків буде мізерним, зразу появляється люз між за плечиками і крайкою ніжки. Отже, весь опір зовнішньому моменту припадатиме на зминання крайок шипа:

$$M = M_1. \quad (10)$$

Умовою рівноваги буде (ф. 1,5):

$$[\sigma_{зм}^d] > q_{1\max} = (q_1 + q_3) = \frac{6M_1}{l^2 \cdot \delta} + \frac{P}{l \cdot \delta}, \quad (11)$$

де $[\sigma_{зм}^d]$ – допустимий опір зминання деревини поперек волокон.

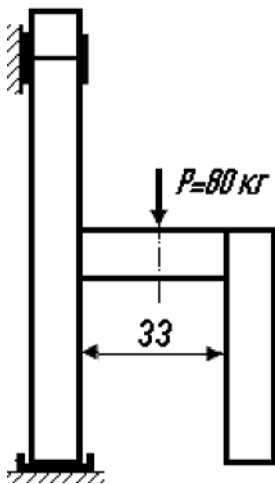


Рис. 2. Навантаження стільця за найнесприятливіших умов

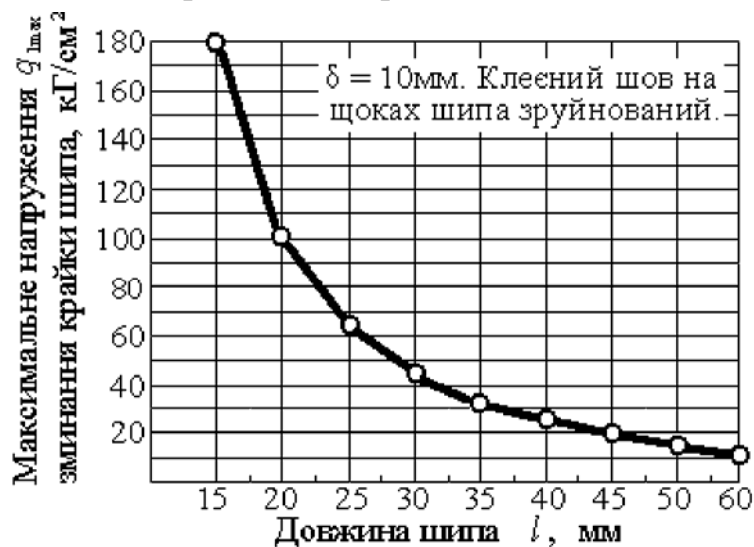


Рис. 3. Вплив довжини шипа царги бокової на максимальну величину зминання його нижньої крайки

Найнесприятливіші умови навантаження стільця настають тоді, коли при нахиленні його назад передні ніжки стільця відірвалися від підлоги (рис. 2).

Дійсний момент навантаження M_d утворюється дією ваги людини на плече, що дорівнює половині довжини царги (на одну царгу у два рази менший):

$$M_d = P \frac{l_y}{2}, \quad (12)$$

де l_y – довжина царги стільця, яка перебуває в межах 32-34 см, для розрахунків беремо 0,33 м, тоді:

$$M_d = 40 \cdot 16,5 = 660 \text{ кгсм}, (66 \text{ Н·м}). \quad (13)$$

За ф. 10 визначимо максимальний опір зминання шипа поперек волокон по його нижній крайці при дійсному навантаженні $M_d = M_1$.

Довжина шипа царги може бути від 20 до 60 мм і граничних довжин проведемо розрахунки. Товщина шипа, як правило, становить 10 мм, тоді:

$$\text{а) при } l = 2 \text{ см: } q_{1\max} = \frac{6 \cdot 660}{2^2 \cdot 1} + \frac{40}{2 \cdot 1} = 1010,0 \text{ кг/см}^2, (101,0 \text{ МПа});$$

$$\text{б) при } l = 6 \text{ см: } q_{1\max} = \frac{6 \cdot 660}{6^2 \cdot 1} + \frac{40}{6 \cdot 1} = 116,6 \text{ кг/см}^2, (11,6 \text{ МПа}).$$

Отже, ми бачимо, що величина зминання нижньої крайки шипа значно зростає при зменшенні його довжини. Допустима межа міцності при місцевому зминанні деревини поперек волокон [6] становить:

$$[\sigma_{зм}^{дуба}] = 9,1 \text{ МПа} \quad \text{та} \quad [\sigma_{зм}^{бука}] = 11,4 \text{ МПа}.$$

Отже, і для дуба, і для бука відповідно допустима величина зминання крайок (поперек волокон) $[\sigma_{зм}] = 9,1; 11,4 \text{ МПа} < q_{1\max} = 11,6 \dots 101,0 \text{ МПа}$. Графічну залежність величини зминання нижньої крайки шипа, залежно від його довжини, показано на рис. 3. Таке напруження на зминання явно не допустиме.

Це явно підтверджує, що відсутність склеювання по щоках або після його руйнування шип, без сумніву, буде зминатись і вивертатись з гнізда.

За ф. 3 обчислимо момент опору клеєного шва по щоках шипа для різних довжин і ширин шипа. При обчисленні беремо $\tau_{\max} = 100 \text{ кг/см}^2$, що характерно для якісного склеювання. Обчислення зведено в табл. 2.

Табл. 2.

Довжина шипа l , см	Ширина шипа b , см			
	3,5	4,0	4,5	5,0
	Момент опору клеєвого шва M_3 , кГсм			
1,5	345	400	465	520
2,0	560	675	805	890
2,5	725	980	1150	1320
3,0	890	1270	1550	1770
4,0	1500	1805	2390	2670
5,0	2890	2655	2855	3525

За ф. 13 встановлено, що $M_0 = 660 \text{ кГсм}$. Отже, якщо обчислення покаже, що $M_3 = 660 \text{ кГсм}$ для конкретних параметрів столярного з'єднання, то коефіцієнт запасу міцності становитиме $k_{зм} = 1 (M_3 / M_0 = 1)$. За даними табл. 2 побудовано графічну залежність (рис. 4).

Горизонтальною пунктирною лінією на рисунку показано коефіцієнти запасу міцності. Графік показує, що:

- величина опору клеєного шва зростає прямо пропорційно збільшенню довжини шипа;
- при довжині шипа 15 мм неможливо досягнути опору клеєного шва навіть при ширині шипа 50 мм до коефіцієнта запасу міцності рівному одиниці.
- для ширини шипа 40 мм, як найбільш поширеного, мінімальна довжина шипа повинна бути 19,7 мм ($k_{зм} = 1$) і вже при довжині шипа 25,4 мм величина коефіцієнта запасу міцності становить 1,5 (на графіку показано пунктирними лініями з стрілками);

- якщо $\tau_{\max} \neq 100 \text{ кГ/см}^2$, то опір клеєного шва визначається $M_3 = k_{\text{клею}}$, де $k_{\text{клею}} = \tau_{\max}^{\text{клею}} / 100$, якщо одиниці виміру в кГ/см^2 ;
- стосовно стільця столярного розрахунки відображають дійсність за відсутності бокової міжніжки, яка сприяє зменшенню опору клеєного шва шипа царги.

Користуючись рис. 4. графічним методом визначено необхідну площу склеювання шипа по щоках залежно від прийнятого коефіцієнта запасу міцності опору клейового шва. Наведена графічна залежність має практичне значення для дизайнера-конструктора.

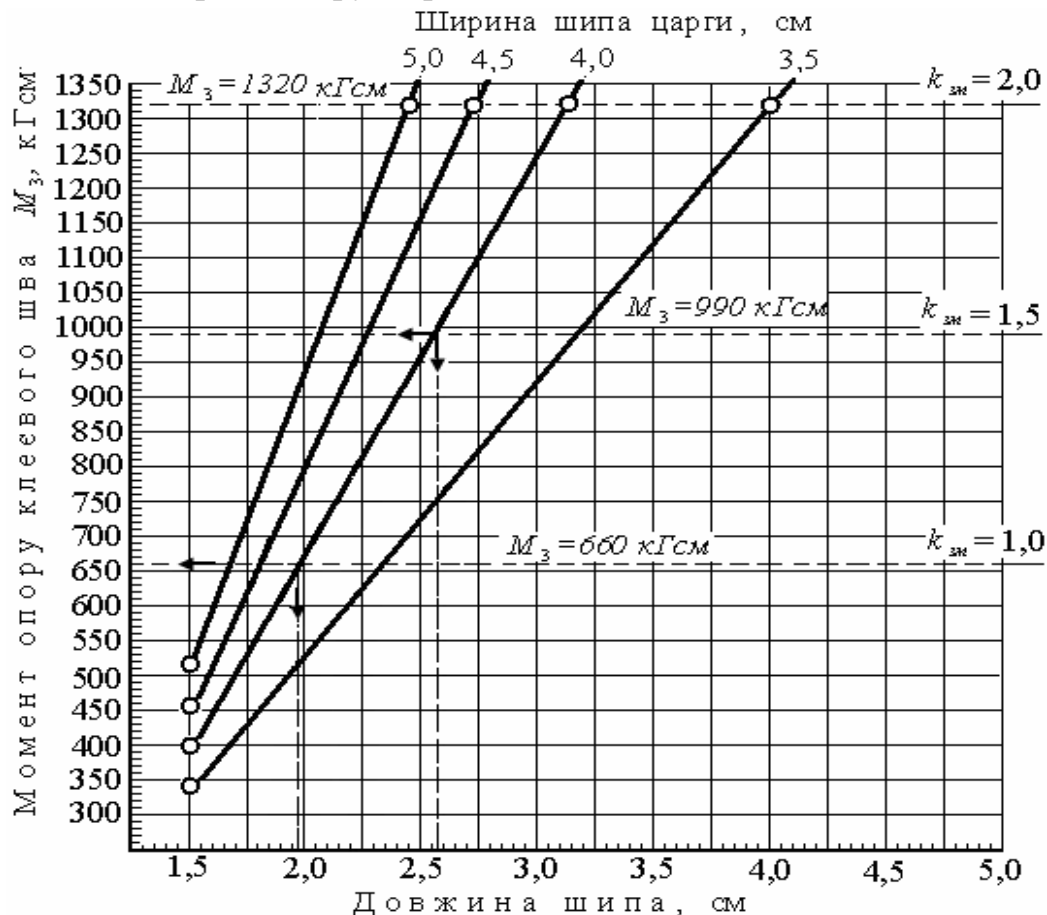


Рис. 4. Вплив довжини і ширини шипа на величину опору клеєного шва

Для прикладу, візьмемо стілець столярний "Соріно" ВАТ МК "Стрий" і проведено розрахунок міцності з'єднання царги бокової з задньою ніжкою. Геометричні параметри шипового з'єднання показано на рис. 6-а:

$$b = 2,785 \text{ см}, c = 2,0 \text{ см}, l = 1,7 \text{ см}, \delta = 1,0 \text{ см}, \alpha = 1,63.$$

Ширина склеювання

$$b = 20 + (\pi d / 4) = 2,0 + (3,14 \cdot 1,0 / 4) = 2,785 \text{ см},$$

де: 20 мм – віддаль між центрами свердла, рис. 6; $\pi d / 4$ – дуга, по якій можливе якісне склеювання, тому, що міцність склеювання вершини крайки шипа з торцевою поверхнею гнізда в зоні кута 90° мізерне і не враховується. $b:l = 2,785:1,7 = 1,63$, і за табл. 1 визначаємо – $\alpha = 0,196$.

Опір клеєного шва для стільця розраховуємо за ф. 4, але окремо для щок довжиною ab і cd тому, що царги знаходяться в одній горизонтальній площині цангового пояса і торець шипа задньої царги впирається в щоку бокової царги і в цій зоні склеювання відсутнє, що бачимо на рис. 6-а, тоді:

$$M_{3,ab} = 100 \cdot 0,196 \cdot 2,785 \cdot 1,7^2 = 157,75 \text{ кГсм};$$

$$M_{3,cd} = 100 \cdot 0,196 \cdot 2,785 \cdot 0,7^2 = 26,75 \text{ кГсм}.$$

$$M_3 = M_{3,ab} + M_{3,cd} = 157,75 + 26,75 = 184,5 \text{ кГсм}. \quad (14)$$

Отже, див. ф. 13: $M_0 = 660 \text{ кГсм} > M_3 = 184,5 \text{ кГсм}$, що недопустимо.

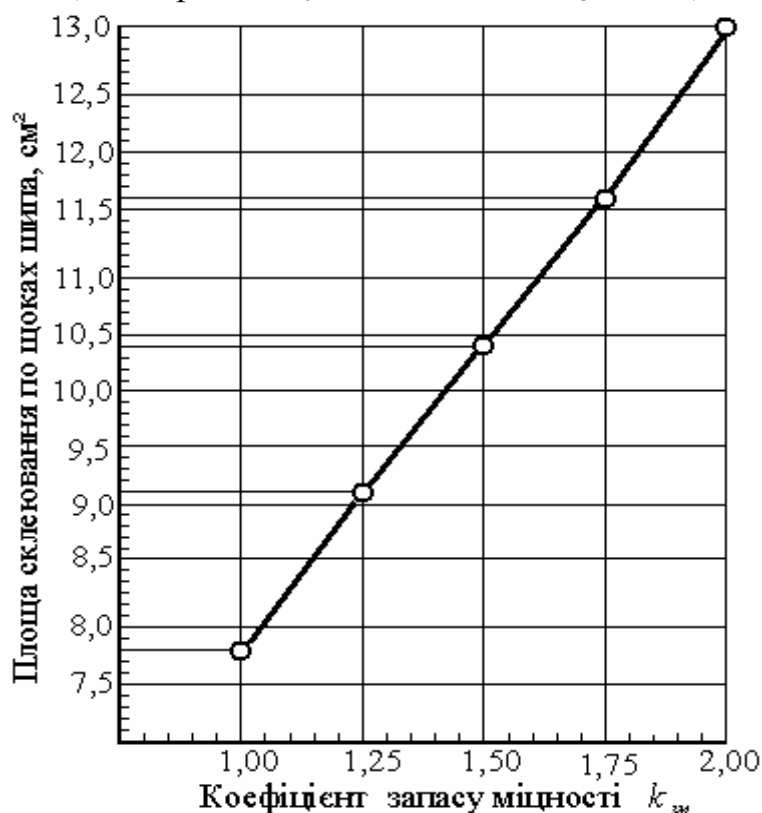


Рис. 5. Коефіцієнт запасу міцності опору клеєного шва шипа царги бокової

Площа склеювання по щоках шипа бокової царги стільця "Соріно" становить $6,68 \text{ см}^2$, якщо порівняти з графічною залежністю рис. 5, то бачимо що це також недопустимо. Якщо б царги були мимобіжні і склеювання проходило по всій довжині шипа, то і опір клеєного шва становитиме:

$$M_3 = 100 \cdot 0,196 \cdot 2,785 \cdot 1,7^2 = 315,5 \text{ кГсм}.$$

Підсилити конструкцію можна подвійним шипом (рис. 6-б). Щоб цього досягнути, то до внутрішньої сторони царги бокової необхідно закріпити додатковий брусок (з відходів), що зрозуміло з рисунка. У такому випадку додатковий момент опору клеєних швів становитиме $M_3 = 27,3 \text{ кГсм}$, і додавши його до результатів ф.14, отримаємо: $M_3 = 211,8 \text{ кГсм}$, що також не вирішує проблеми.

Конструкція цангового пояса стільця має скріплювачі, які підсилюють шипове з'єднання задньої ніжки з боковою царгою, що також необхідно врахувати. Скріплювач має один шип. Опір клеєного шва скріплювача можна визначити за ф.4. Геометричні параметри шипа скріплювача показано на рис. 7а:

$$l = 1,4 \text{ см}, \delta = 1,4 \text{ см}, b = 4,5 \text{ см}.$$

За ф. 4 маємо: $M_3^{\text{скр}} = 100 \cdot 0,229 \cdot 1,4 \cdot 1,4^2 = 125,7 \text{ кГсм}. \quad (15)$

Отже, як бачимо, скріплювач на себе бере значне навантаження, тоді об'єднавши опори клеєних швів разом (ф. 14 і 15):

$$M_3 = 184,5 + 125,7 = 310 \text{ кГсм}. \quad (16)$$

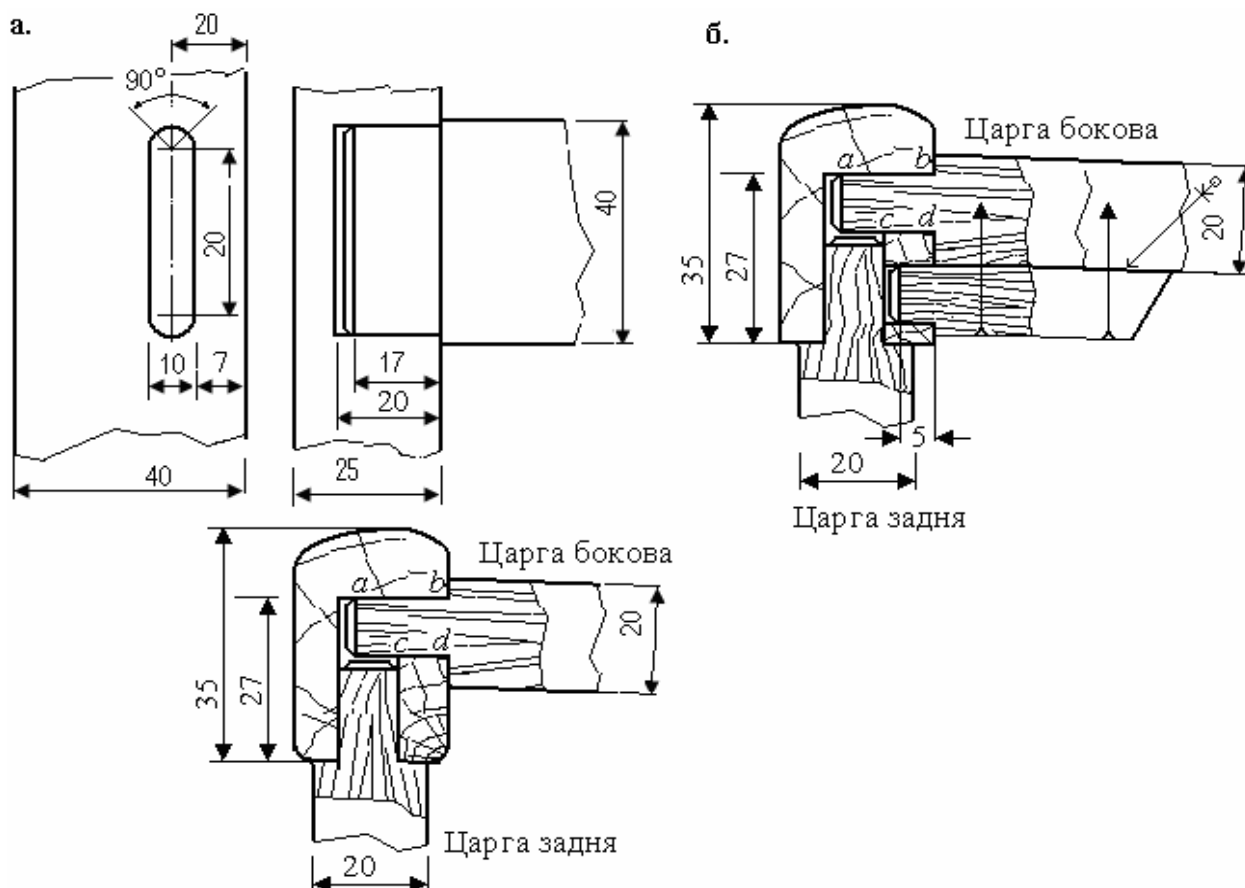


Рис. 6: а – розміри шипового з'єднання стільця "Соріно";
б – варіант з подвійним шипом

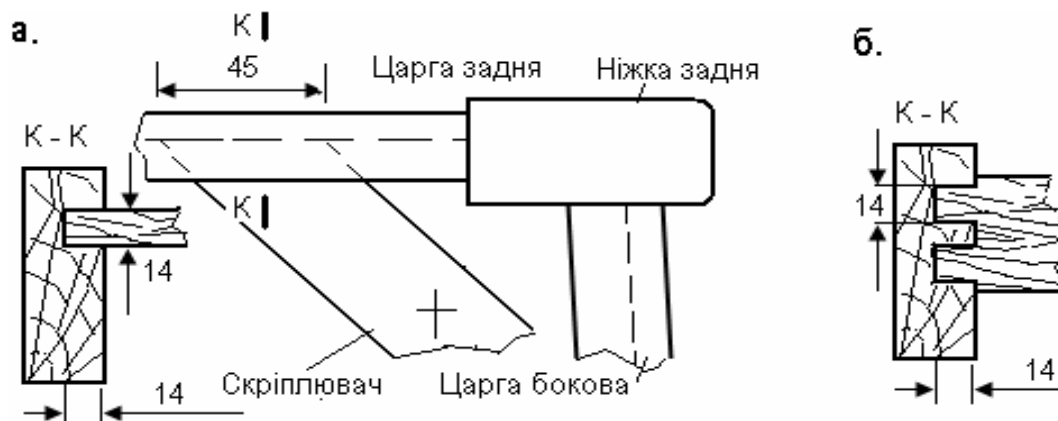


Рис. 7: а – геометричні параметри скріплювача;
б – скріплювач з подвійним шипом

Внаслідок проведених розрахунків маємо (ф. 13 і 15):

Задній вузол дійсного навантаження не витримує. Якщо скріплювач виконувати з подвійним шипом, що досить розповсюджено, то M_3 зростає до 435,7 кГсм:

$$M_0 = 660 \text{ кГсм} > M_3 = 310 \text{ кГсм}. \quad (17)$$

Стілець "Соріно" належить до конструктивної схеми каркасу С-1, коли задня ніжка пластю повернута до фасаду, що широко розповсюджено в сучасному дизайні стільця столярного, має недолік – не можливо видовжити шип царги бокової із за незначної товщини задньої ніжки. Найдоцільнішим варіантом в цьому випадку є рішення, коли застосувати подвійний шип і ніж-

ку розширити, щоб зберегти необхідну довжину царги задньої, рис. 8. Поразивавши опір клеєного шва в цьому випадку отримаємо:

$$M_3 = 2 \cdot 2 \cdot 100 \cdot 0,196 \cdot 2,785 \cdot 2^2 = 873,4 \text{ кГсм.} \quad (18)$$

Тоді: $M_0 = 660 \text{ кГсм} < M_3 = 873 \text{ кГсм}$ – задній вузол дійсне навантаження витримує і $\kappa_{3м} = 873/660 = 1,3$. Якщо з'єднання підсилити скріплювачем з подвійним шипом, ф. 15, то отримаємо:

$$M_3 = 873,4 + 2 \cdot 125,7 = 1124,8 \text{ кГсм} \quad \text{і} \quad \kappa_{3м} = 1,7.$$

Якщо товщину задньої ніжки збільшити з 25 мм до 27 мм, то відповідно можна довжину шипа збільшити до 22 мм, тоді:

$M_3 = 2 \cdot 2 \cdot 100 \cdot 0,196 \cdot 2,785 \cdot 2,2^2 = 1057 \text{ кГсм}$ і з врахуванням скріплювача з подвійним шипом отримаємо:

$M_3 = 1057 + 2 \cdot 125,7 = 1308 \text{ кГсм}$ і $\kappa_{3м} = 1,98$ і це означає, що при потовщенні задньої ніжки до 27 мм бокову царгу можна виконувати з одним шипом при запасі міцності $\kappa_{3м} = 1,98/2 \approx 1$ – стілець витримує найнесприятливіше статичне навантаження.

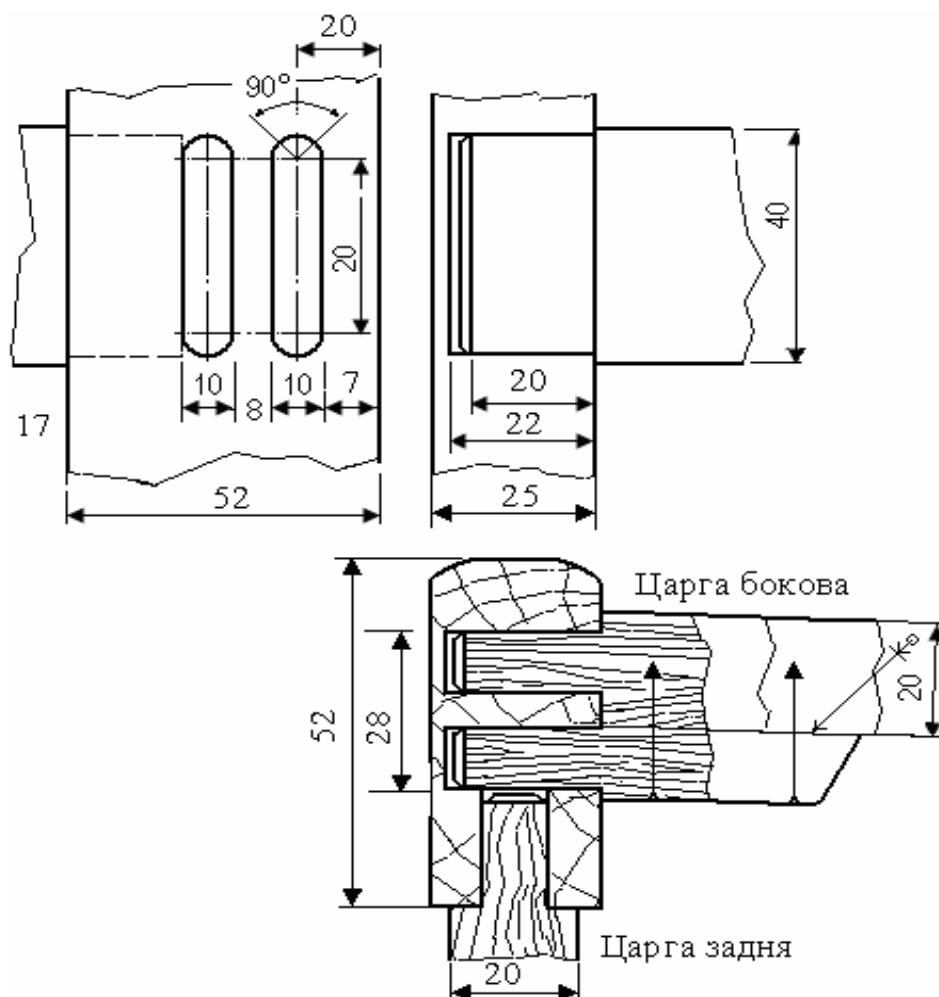


Рис. 8. Варіант з'єднання царги бокової з подвійним шипом і розширеною задньою ніжкою

Аналізуючи наведені в статті дослідження щодо міцності заднього вузла стільця столярного, можна зробити такі **висновки**:

- міцність шипового з'єднання на плоский рамковий залежить від геометричних параметрів шипа – площі склеювання по його щокках;

- скріплювач значно посилює міцність заднього вузла;
- значному збільшенню міцності заднього вузла сприяє з'єднання на подвійний рамковий шип, чого можна досягнути за рахунок потовщення царги додатковим брусом, або розширенням задньої ніжки;
- міцність заднього вузла можна збільшити за рахунок збільшення її ширини
- в цілому, або її частини з боку задньої ніжки;
- при конструюванні заднього вузла необхідно користуватись наведеними графічними залежностями (рис. 3-5).

Література

1. Михайлов В.Н. Столярно-механические производства. – М.-Л.: Гослесиздательство, 1947. – 568 с.
2. Гайда С.В. Рациональное конструирования виробів з деревини. – Львів: УкрДЛТУ. – 2001. – 93 с.
3. Гончаров Н.А., Башинский В.Ю., Буглай Б.М. Технология изделий из древесины. – М.: Лесн. пром-сть, 1990. – 523 с.

УДК 674.05:628.517

*Проф. Я.І. Соколовський, д-р. техн. наук;
В.О. Сафаров; асист. О.Л. Сторожук – НЛТУ України*

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ І ПРУЖНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ДЕРЕВИНИ УЛЬТРАЗВУКОВИМ МЕТОДОМ

Проведено аналіз та наведено експериментальні результати впливу теплофізичних і пружних властивостей деревини на швидкість поширення ультразвукових хвиль із врахуванням анізотропії матеріалу.

Ключові слова: ультразвук, деревина, анізотропія, температура, вологість, пружність, неруйнівний контроль.

Prof. Ya.I. Sokolowsky; V.O. Safarov; assist. O.L. Storogyk – NUFWT of Ukraine

Research of Thermophysical and Resilient Properties of Wood by Ultrasonic Method

The analysis and experimental results of thermophysical influencing and resilient properties of wood is conducted on the ultrasonic waves distribution speed, taking into account anizotropy of material

Keywords: ultrasound, wood, anisotropy, temperature, humidity, resiliency, un-destructive control.

Актуальність досліджень. У сучасних методиках контролю фізико-механічних властивостей деревини у технологічних процесах одним з перспективних є ультразвуковий метод. Це зумовлено тим, що акустичні вимірювання, які базуються на визначенні швидкості або тривалості вимірювання поверхневих або об'ємних хвиль, належать до неруйнівних методів вимірювання параметрів технічного стану матеріалів, надійністю і швидкістю отримання інформації, можливістю повторного вимірювання та ефективністю контролю. Проте використання цього методу має базуватися на функціональних взаємозв'язках між результатами вимірювання тривалості та швидкості ультразвукових хвиль з теплофізичними і механічними характеристиками капілярно-пористих матеріалів. Тому виявлення і встановлення таких залеж-