

Результати дослідження зміни напруження в полотні пилки різної ширини під час пиляння деревини за рівняннями регресії зображено на рис. 2.

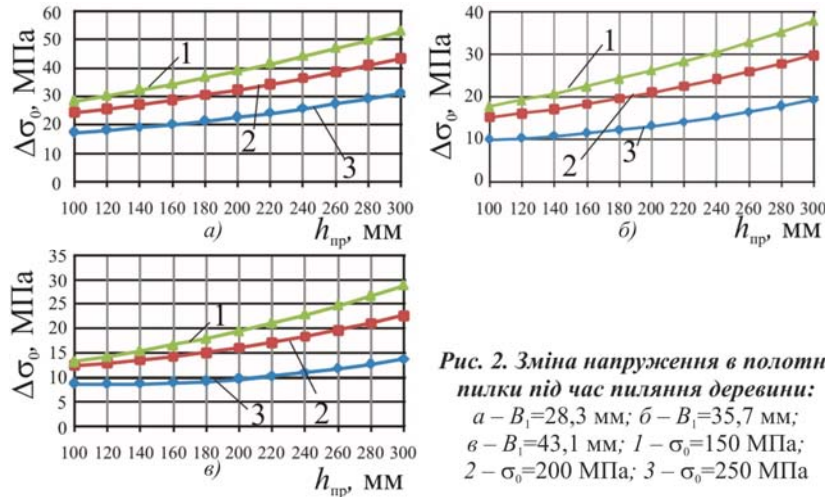


Рис. 2. Зміна напруження в полотні пилки під час пиляння деревини:
 а – $B_1=28,3$ мм; б – $B_1=35,7$ мм;
 в – $B_1=43,1$ мм; 1 – $\sigma_0=150$ МПа;
 2 – $\sigma_0=200$ МПа; 3 – $\sigma_0=250$ МПа

Отже, під час пиляння деревини пилками різних ширин, зі збільшенням висоти пропилу від 100 до 300 мм величина напруження в полотні пилки зростає. До того ж це зростання інтенсивніше для вузких пилки. З графіків видно, що для пилки, в яких $B_1=28,3$ мм (рис. 2, а), $\Delta\sigma_0$ зростає на 6,9–35,1%, коли $B_1=35,7$ мм (рис. 2, б) – на 4–25,02%, якщо $B_1=43,1$ мм (рис. 2, в) – на 3,5–19,1%.

Виявлено, що за всіх однакових умов пиляння деревини напруження в полотні вузкої пилки змінюється на більшу величину, ніж у ширших.

Висновки. Експериментально досліджено зміну напруження в полотні стрічкової пилки від трьох чинників: напруження попереднього натягу; ширини полотна пилки та висоти пропилу. Отримано рівняння регресії, яке дає змогу характеризувати вплив зазначених чинників на зміну напруження у полотні пилки під час пиляння деревини.

Література

1. Хуаде К.Я. Экспериментальное исследование напряжений в полотне ленточной пилы / К.Я. Хуаде // Переработка древесины в леспромпхозах : науч. тр. – Химки, 1978. – С. 20-26.
2. Дзюба Л. Дослідження динамічної стійкості стрічкової пилки / Л. Дзюба, І. Ребезнюк, О. Меньшикова, А. Пилип'як // Машинознавство : Всеукр. наук.-техн. і вироб. журн. – Львів : ТзОВ "КІНПАТРИ ЛТД". – 2009. – № 6. – С. 34-37.
3. Пилип'як А.Б. Методика експериментального дослідження напруження у вузькій стрічковій пилці під час різання деревини / А.Б. Пилип'як, Л.Ф. Дзюба, І.Т. Ребезнюк // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2011. – Вип. 21.17. – С. 151-154.
4. Пилипчук М.І. Основи наукових досліджень : підручник [для студ. ВНЗ] / М.І. Пилипчук, А.С. Григор'єв, В.В. Шостак. – К. : Вид-во "Знання", 2007. – 270 с.
5. Ребезнюк І.Т. Розвиток наукових основ розпилювання деревини на стрічкопилкових верстатах : дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.05.04 – дорожні, будівельні та підійомно-транспортні машини / Ребезнюк Ігор Тарасович. – Львів, 2009. – 375 с.

6. Крамер Г. Математические методы статистики : пер. с англ. / Г. Крамер. – М., 1948. – 363 с.
7. Большев А.И. Таблицы математической статистики / А.И. Большев, И.В. Смирнов. – М. : Изд-во "Наука", 1965. – 465 с.

Пилип'як А.Б., Дзюба Л.Ф., Ребезнюк І.Т. Експериментальне дослідження зміни напруження в узкій ленточній пилі при пилянні деревини

Описаны результаты экспериментального исследования. Получено уравнение регрессии, которое характеризует изменение напряжения в ленточной пиле в зависимости от величины напряжения предварительного натяжения, ширины полотна пилы и высоты пропила.

Ключевые слова: ленточная пила, планирование эксперимента, уравнение регрессии.

Pylypyak A.B., Dzyuba L.F., Rebeznyuk I.T. Experimental study of voltage changes in the narrow band saw during sawing wood

the experimental results are described. Obtained the regression equation, which describes the change in voltage in the band saw, depending on the voltage pre-tensioners, width and height of the saw blade kerf.

Keywords: band saw, the planning of the experiment, the regression equation.

УДК 629.3.076

Ст. викл. В.В. Попович – НУ "Львівська політехніка"

ОПТИМІЗАЦІЯ РОЗМІРІВ ЛАНОК КЕРМОВОГО ПРИВОДА ТА ЇХ ПРИВ'ЯЗУВАЛЬНИХ РОЗМІРІВ ДО РАМИ АВТОБУСА ІЗ ЗАЛЕЖНОЮ ПІДВІСКОЮ

За опублікованими раніше формулами визначено оптимальні розміри окремих ланок кермового привода та його прив'язувальні розміри до рами автобуса А074, які забезпечують приблизну рівність кінематичних передатних чисел під час поворотів керованих передніх коліс вліво і вправо.

Ключові слова: автобус, передня залежна підвіска, кермове керування, оптимізація розмірів ланок кермового привода.

Постановка проблеми. Під час проектування кермового привода необхідно визначити оптимальні розміри його ланок та їх положення в просторі з метою забезпечити, зокрема, приблизну рівність кінематичних передатних чисел під час поворотів керованих коліс вліво і вправо.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Методику розрахунку розмірів деяких ланок кермового привода знаходимо в статтях [1, 2] Е. Гурфінкеля. Він рекомендував [1] визначити довжину поздовжньої тяги привода за координатами центрів кульових пальців сошки та важеля поворотного кулака переднього керованого колеса, використовуючи відомі формули. Автор запропонував перевіряти графічним методом [2] правильність отриманих результатів. У праці [3] Е. Гурфінкель посилався на формули, які зумовлюють рівність передатних чисел кермового привода під час поворотів керованих коліс вліво і вправо. Водночас він застерігав [4], що наведені рівняння надто складні для інженерних розрахунків, а їх спрощення може негативно позначитись на точності отриманих результатів.

У публікації [5] А.С. Литвинов, Ю.М. Немцов і С.А. Тімофеев описали метод аналітичного визначення кутів повороту керованих коліс автомобілів з використанням ЕОМ для різних типів кермових приводів і підвісок. Використовуючи подані формули, можна визначити всі необхідні кінематичні характеристики привода, зокрема, й передатні числа.

Мета дослідження – використати розрахункову програму до запропонованих нами формул [6, 7], які пов'язують між собою кут повороту сошки, лінійні розміри ланок кермового приводу та його прив'язувальні розміри до рами автобуса з кутом повороту лівого важеля поворотного кулака; визначити оптимальні лінійні розміри деяких ланок кермового приводу та їх прив'язувальні розміри до рами автобуса, що забезпечують необхідну узгодженість між кутами повороту кермового колеса й передніх (керованих) коліс автобуса.

Основний матеріал. Розглянемо два варіанти кінематичної схеми кермового приводу автобуса моделі А074, розробленої ВАТ "Укравтобус-пром" [8]. В обох варіантах кермовий привід є шарнірним багатоланковим механізмом з жорсткими ланками.

Варіант перший: кермовий привід з видовженою поздовжньою тягою. Сошка $U''E'' = l_1$ (рис. 1) обертається у вертикальній площині Oxz , паралельній до площини симетрії автобуса, навколо нерухомої точки U'' на осі Oz . Положення сошки визначається кутом γ , виміряним від осі Oz . Ланка $A'B' = l_6$ (лівий важіль поворотного кулака) обертається в горизонтальній площині Oxy навколо нерухомої точки A' . Змінне положення ланки $A'B'$ характеризується кутом δ_n , виміряним від прямої, паралельної до осі Oy .

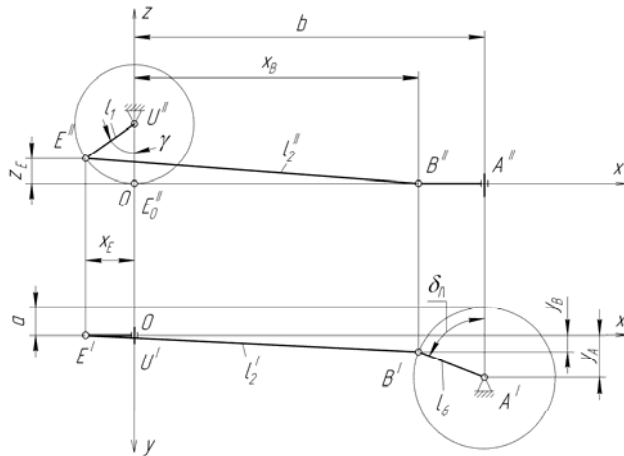


Рис. 1. Кінематична схема кермового приводу з видовженою тягою автобуса А074

Якщо точка E'' переміщається по дузі радіусом $U''E''$, розміщеній лівіше від точки E_0'' , то кут δ_n визначимо за формулою, поданою у праці [6]:

$$\delta_n = \arcsin\left(\frac{l_1^2 + l_6^2 - a \cdot l_6 + l_1 \cdot A_1}{l_6 \cdot B_1}\right) - \arctg\left(\frac{l_6 - a}{l_1 \cdot \sin \gamma + b}\right), \quad (1)$$

$$\text{де } A_1 = b \cdot \sin \gamma - l_1 \cdot \cos \gamma; \quad B_1 = \sqrt{(l_1 \cdot \sin \gamma + b)^2 + (l_6 - a)^2}.$$

Якщо точка E'' переміщається по дузі радіусом $U''E''$, розміщеній правіше від точки E_0'' , то кут δ_n буде [7]:

$$\delta_n = \arcsin\left(\frac{l_1^2 + l_6^2 - a \cdot l_6 - l_1 \cdot A_2}{l_6 \cdot B_2}\right) + \arctg\left(\frac{l_6 - a}{l_1 \cdot \sin \gamma - b}\right), \quad (2)$$

$$\text{де } A_2 = b \cdot \sin \gamma + l_1 \cdot \cos \gamma; \quad B_2 = \sqrt{(l_1 \cdot \sin \gamma - b)^2 + (l_6 - a)^2}.$$

Варіант другий: кермовий привід з розрізною поздовжньою тягою. Центри обертання U'' (рис. 2) ланки $U''E'' = l_1$ і T'' ланки $T''C'' = l_3$ лежать у двох вертикальних і паралельних площинах, відстань між якими дорівнює a .

Якщо дуга, по якій переміщається точка E'' , розміщена лівіше від точки E_0'' , то кут δ_n [6]:

$$\delta_n = \arcsin\frac{l_4[l_4 + c \cdot \sin(\beta - \beta') - l_4 \cdot \cos(\beta - \beta')] + l_6(l_6 + n)}{l_6\sqrt{(l_6 + n)^2 + [c + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')]^2}} - \arctg\left(\frac{l_6 + n}{c + l_4 \cdot \sin(\beta - \beta')}\right), \quad (3)$$

$$\beta = \arcsin\frac{l_1[(b \cdot \sin \gamma - d \cdot (1 - \cos \gamma)) + l_3[b \cdot \sin \beta' + (d + l_1) \cdot \cos \beta']]}{l_3\sqrt{(b + l_1 \cdot \sin \gamma)^2 + (d + l_1 \cdot \cos \gamma)^2}} - \arctg\left(\frac{d + l_1 \cdot \cos \gamma}{b + l_1 \cdot \sin \gamma}\right)$$

де

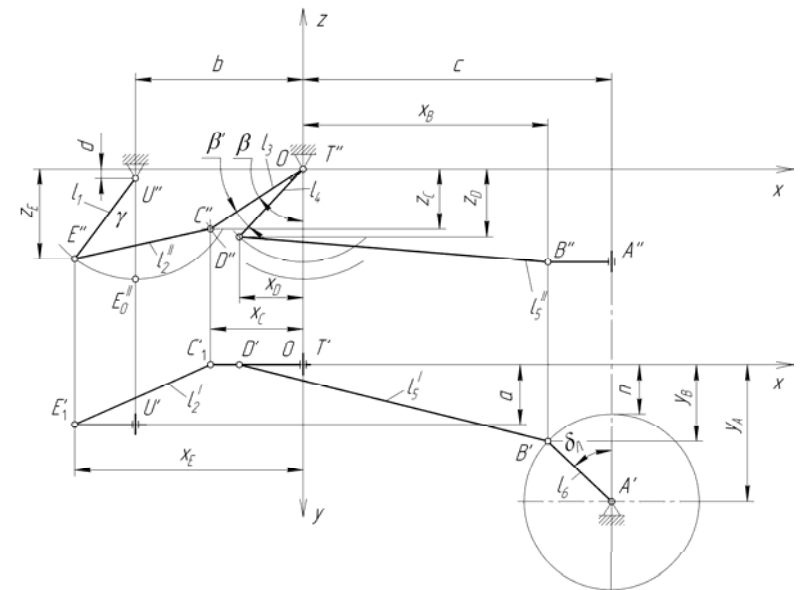


Рис. 2. Кінематична схема кермового приводу з розрізною поздовжньою тягою автобуса А074

Коли ж точка E'' переміщається по дузі $U''E''$, розміщеній правіше від точки E_0'' , то кут $\delta_{л7}$ визначимо за формулою [7]:

$$\delta_{л7} = \arcsin \frac{l_4 \{ c \cdot \sin(\beta + \beta') - l_4 [1 - \cos(\beta + \beta')] \} - l_6(l_6 + n)}{l_6 \sqrt{(l_6 + n)^2 + [c - l_4 \cdot \sin(\beta + \beta')]^2}} + \arctg \left(\frac{l_6 + n}{c - l_4 \cdot \sin(\beta + \beta')} \right), \quad (4)$$

де

$$\beta = \arcsin \frac{l_1 \cdot [b \cdot \sin \gamma + d(1 - \cos \gamma)] - l_3 [b \cdot \sin \beta' + (d + l_1) \cos \beta']}{l_3 \sqrt{(b - l_1 \cdot \sin \gamma)^2 + (d + l_1 \cdot \cos \gamma)^2}} + \arctg \left(\frac{d + l_1 \cdot \cos \gamma}{b - l_1 \cdot \sin \gamma} \right).$$

Загальне передатне число кермового привода $i_{кн}$ – відношення кута γ повороту сошки до середнього кута $\delta_{ср}$ повороту обох керованих коліс:

$$i_{кн} = \frac{\gamma}{\delta_{ср}}.$$

Середній кут повороту $\delta_{ср}$ визначають за формулою:

$$\delta_{ср} = \frac{\delta_{л} + \delta_{п}}{2}, \quad (5)$$

де: $\delta_{л}$ – кут повороту лівого керованого колеса, град.; $\delta_{п}$ – кут повороту правого керованого колеса, град.

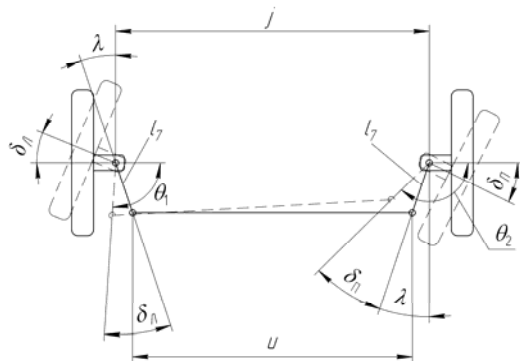


Рис. 3. Кінематична схема кермової трапеції автобуса А074

Значення кута $\delta_{п}$ [9] знаходили як

$$\delta_{п1} = Q_2 - \lambda - 90^\circ, \quad (6)$$

де: $Q_2 = 2 \arctg \left(\frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \right)$, $A = J_3 - J_1 + (1 - J_2) \cos \delta_{л1}$; $B = -2 \sin \theta_1$;

$$C = J_1 + J_3 - (1 + J_2) \cos \delta_{л1}; \quad Q_1 = \delta_{л1} - \lambda + 90^\circ; \quad J_1 = J_2 = \frac{j}{l_7}; \quad J_3 = \frac{2l_6^2 - u^2 + j^2}{2l_7^2}.$$

Як уже повідомлялось [8], автобус моделі А074 у першому експериментальному варіанті мав кермовий привід з видовженою поздовжньою тягою. Для визначення загального передатного числа цього привода і використували розміри a, b, l_1, l_6, l_7, j і u (рис. 1 і рис. 2), взяті з робочих креслень експериментальної моделі: $a = 128$ мм, $b = 1290$, $l_1 = 265$ і $l_6 = 230$ і $l_7 = 170$ мм. Задаючись числовими значеннями кута повороту сошки γ , визначали відповідні кути $\delta_{л}$ лівого керованого колеса за формулами (1) і (2), а потім за формулою (6) – $\delta_{п}$ правого керованого колеса. Значення кута $\delta_{ср}$ знаходили за формулою (5) за $j = 1665$ мм і $u = 1550$ мм. Маючи числові значення γ і $\delta_{ср}$, знаходили відповідні величини i . За отриманими даними побудовано графік (рис. 4), який свідчить, що під час повороту керованих передніх коліс вправо загальне передатне число і кермового привода зменшується зі збільшенням кута γ , а під час повороту керованих коліс ліво – воно зростає. Відносна різниця між максимальним і мінімальним і у випадку правого повороту доволі велика і становить 20,11 %, а лівого повороту відповідно – 7,46 %. Немає сенсу оптимізувати і для правого й лівого повороту, оскільки варіант з видовженою тягою під час гальмівних випробувань показав негативні результати, тому від нього відмовились.

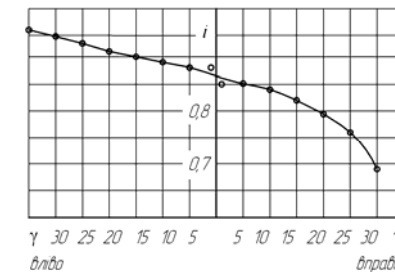


Рис. 4. Залежність між передатним числом і кермового привода автобуса А074 з видовженою поздовжньою тягою і кутом повороту γ сошки для $a = 128$ мм, $b = 1290$ мм

Замість кермового привода з видовженою тягою був запропонований привід з розрізною поздовжньою тягою (рис. 2) – другий варіант. Для цього варіанта положення двигуна й передніх коліс залишилися такими, як у першому варіанті, тобто $b + c = 1290$ мм. Незмінними залишалися $l_1 = 265$ мм, $l_6 = 230$, $j = 1665$ і $u = 1550$ мм. Окрім цього, $l_3 = 290$ мм, $l_4 = 245$ мм і $d = 25$ мм. Необхідно було визначити оптимальні величини і для правого та лівого поворотів автобуса за заданих незмінних параметрів і за змінних значень a і n та b і c . Для розрахунків було вибрано вісім фіксованих значень a і n та сім фіксованих значень b і c . Для кожної пари значень a і n та b і c обчислювали кути $\delta_{л}$ за формулами (3) і (4), за формулою (6) – кут $\delta_{п}$, а за формулою (5) – $\delta_{ср}$, задаючи кут γ через кожних 5° в діапазоні від 0 до 35° . Для значень γ та $\delta_{ср}$ визначали i та їх максимальні відносні відхилення для лівого $\epsilon_{л}$ та правого $\epsilon_{п}$ поворотів автобуса від середнього арифметичного значення i в діапазоні γ від 0 до 35° . Результати записували в таблицю. Аналогічні обчислення вико-

нували для фіксованих значень b і c , змінюючи їх від $b = 620$ і $c = 670$ мм до $b = 390$ і $c = 900$ мм (див. табл.). Потім задавали значення a і n й виконували подальші підрахунки. Оптимальними значеннями і вважали такі, коли ε_l і ε_n були близькими за величиною. Оптимальні значення записані курсивом в колонці $a = 68$ мм; $n = 40$ мм.

Табл. Оптимальні величини максимальних відносних відхилень передатних чисел для лівого ε_l і правого ε_n поворотів автобуса А074

b, мм	c, мм	a=168; n=140		a=148; n=120		a=128; n=100		a=108; n=80	
		$\varepsilon_l, \%$	$\varepsilon_n, \%$	$\varepsilon_l, \%$	$\varepsilon_n, \%$	$\varepsilon_l, \%$	$\varepsilon_n, \%$	$\varepsilon_l, \%$	$\varepsilon_n, \%$
620	670	13,37	1,61	11,31	1,31	9,69	2,03	7,99	2,85
590	700	12,72	1,51	10,88	1,52	9,27	2,13	7,78	3,06
540	750	11,76	1,21	10,34	1,72	8,45	2,44	7,47	3,27
490	800	11,33	1,31	9,92	1,93	8,64	2,55	7,37	3,37
460	830	11,22	1,41	9,82	2,03	8,64	2,75	7,37	3,27
440	850	11,12	1,42	9,82	2,03	8,64	2,75	7,47	3,38
390	900	11,34	1,52	10,15	2,03	8,96	2,65	7,90	3,38
b, мм	c, мм	a=88; n=60		a=68; n=40		a=48; n=20		a=28; n=0	
		$\varepsilon_l, \%$	$\varepsilon_n, \%$	$\varepsilon_l, \%$	$\varepsilon_n, \%$	$\varepsilon_l, \%$	$\varepsilon_n, \%$	$\varepsilon_l, \%$	$\varepsilon_n, \%$
620	670	6,62	3,79	5,16	4,94	3,93	6,11	2,74	7,18
590	700	6,41	4,00	5,26	5,05	3,93	6,01	2,70	7,18
540	750	6,21	4,11	5,06	5,16	3,93	6,11	2,91	7,18
490	800	6,21	4,31	4,44	5,04	3,42	5,99	3,01	7,08
460	830	6,21	4,21	5,27	5,16	4,24	6,12	3,32	7,08
440	850	6,94	4,11	5,38	5,16	4,34	6,01	3,42	6,98
390	900	6,84	4,11	5,90	4,96	4,96	5,81	4,04	6,77

Усі аналітичні обчислення виконано за допомогою програми, створеної у середовищі MATHCAD.

З аналізу отриманих даних випливає, що найбільші розходження між ε_n і ε_l спостерігаємо для $a = 168$ і $n = 140$ мм (див таблицю і рис. 5, а). Ці розходження поступово зменшуються зі зменшення значень a і n і практично стабілізуються за $a = 68$ і $n = 40$ мм, а далі знову зростають. Тому оптимальними прив'язувальними розмірами потрібно вважати: $a = 68$ мм; $n = 40$; $c = 750$; $b = 540$ мм (табл. і рис. 5, б).

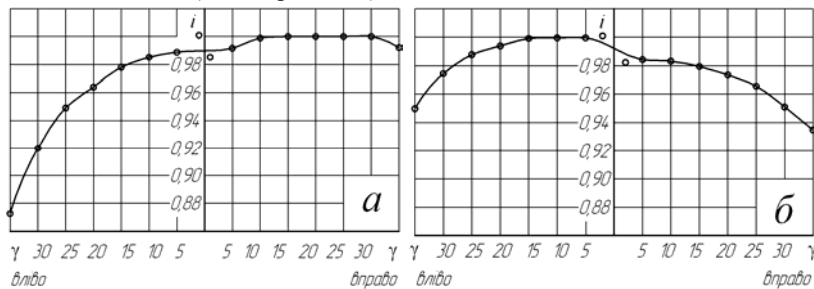


Рис. 5. Залежність між передатним числом і кермового привода з розрізною поздовжньою тягою і кутом повороту у сошки автобуса А074 для: а) $b = 620$ мм, $c = 670$, $a = 168$, $n = 140$ мм; б) $b = 540$ мм, $c = 750$, $a = 68$, $n = 40$ мм

Оптимальним прив'язувальним розмірам b , c , a та n відповідають кінематичні довжини ланок l_2 і l_5 [7]:

$$l_2 = \sqrt{a^2 + b^2 + d^2 + l_1^2 + l_3^2 + 2 \cdot d \cdot l_1 - 2 \cdot b \cdot l_3 \cdot \sin \beta' - 2(d + l_1)l_3 \cdot \cos \beta'}; \quad (8)$$

$$l_5 = \sqrt{c^2 + n^2}. \quad (9)$$

Висновки:

1. Використовуючи запропоновані нами формули, визначено залежності передатного числа кермового привода від кута повороту сошки для різних прив'язувальних розмірів привода до рами автобуса.
2. Аналізуючи отримані результати, вибрано оптимальні значення прив'язувальних розмірів і відповідних їм розмірів деяких ланок кермового привода з розрізною поздовжньою тягою.

Література

1. Гурфинкель Е.А. Графоаналитическое решение кинематики продольной рулевой тяги автобуса с гидроусилителем типа МАЗ / Е.А. Гурфинкель // Труды ГСКБ по автобусам: расчет конструкций, испытания и эксплуатация автобусов и троллейбусов, их агрегатов и узлов. – Львов, 1974. – С. 204–210.
2. Гурфинкель Е.А. К вопросу разработки кинематики продольной рулевой тяги автомобиля / Е.А. Гурфинкель, В.А. Поляков // Труды ГСКБ по автобусам: расчет конструкций, испытания и эксплуатация автобусов и троллейбусов, их агрегатов и узлов. – Львов, 1972. – С. 96–101.
3. Гурфинкель Е.А. О передаточном отношении рулевого привода / Е.А. Гурфинкель // Труды ВКЭИ автобуспрома: расчет конструкций, испытания и эксплуатация автобусов и троллейбусов, их агрегатов и узлов. – Львов, 1975. – С. 89–94.
4. Гурфинкель Е.А. Некоторый опыт применения различных компоновочных схем рулевого управления на автобусах / Е.А. Гурфинкель // Труды ВКЭИ автобуспрома: исследование конструкций и эксплуатационной надежности автобусов. – Львов, 1978. – С. 128–138.
5. Литвинов А.С. Исследование кинематики рулевого управления с учетом кинематики передней подвески / А.С. Литвинов, Ю.М. Немцов, С.А. Тимофеев // Автомобильная промышленность. – 1980. – № 1. – С. 11–13.
6. Крайник Л.В. Аналітичний опис кінематики кермового привода автобуса із залежною передньою підвіскою / Л.В. Крайник, В.В. Попович // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – Сер.: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка". – 2010. – № 678. – С. 68–73.
7. Крайник Л.В. Кінематика кермового привода автобуса із залежною передньою підвіскою / Л.В. Крайник, В.В. Попович // Щорічний науково-виробничий журнал Національного транспортного університету: проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів, 2010. – С. 147–451.
8. Крайник Л.В. Оптимізація кінематики передньої підвіски та кермового керування шасі автобуса з дверми у передньому звісі / Л.В. Крайник, В.В. Попович // Вестник НТУ "ХПИ". – Темат. выпуск: Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков : Харьков. політехн. ін-т, 2010. – № 1. – С. 97–101.
9. Jazar R.N. Vehicle Dynamics. Theory and Applications / R.N. Jazar. – New York : Springer Science+Business Media, LLC, 2008. – 1015 p.

Попович В.В. Оптимізація розмірів звеньев рулевого привода і их привязочних розмірів к раме автобуса с независимой подвеской

По опубликованным ранее формулам определены оптимальные размеры отдельных звеньев рулевого привода и его привязочные размеры к раме автобуса А074, которые обеспечивают приблизительную равенство кинематических передаточных чисел при поворотах управляемых передних колес влево и вправо.

Ключевые слова: автобус, передняя зависимая подвеска, рулевое управление, оптимизация размеров звеньев рулевого привода.

Popovych V.V. Optimisation of the links sizes of a steering drive and connecting sizes to a frame of bus with a dependent

The optimum sizes of separate links of a steering drive and it connecting sizes to a frame of bus A074 which provide approximate equality of kinematic transfer numbers at turns of operated forward wheels to the left and to the right are defined the sizes under the formulas published earlier.

Keywords: bus, front dependent suspension, steering, optimizing the size of a steering drive units.

УДК 674.046

*Асист. Р.Й. Салдан, канд. техн. наук;
асист. І.Р. Шепелюк – НЛТУ України, м. Львів*

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПРОЦЕСУ ГІДРОТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ НА ВЛАСТИВОСТІ ДЕРЕВИНИ БУКА

Описано породу деревини бука та охарактеризовано процес гідротермічної обробки. Проаналізовано вплив процесу гідротермічної обробки на фізико-механічні та декоративні властивості деревини бука. Наведено основні рекомендації гідротермічної обробки деревини бука. Встановлено, що одними з основних факторів, що впливають на властивості деревини бука, є температура та тривалість гідротермічної обробки.

Ключові слова: бук, гідротермічна обробка, температура, тривалість, властивості.

Деревина бука лісового прямоволокониста з рівномірно-мілкою структурою, а щільність і твердість різні залежно від місця росту дерева. Заболонь і ядро не відрізняються за кольором. У свіжозрубаному вигляді деревина блідо-коричневого кольору, під дією зовнішніх факторів стає червоно-коричневою. У деяких колодах спостерігається темна червоно-коричнева центральна зона ядра, яка утворюється під дією низьких температур. Деревина бука лісового у свіжозрубаному стані добре піддається тепловій обробці, згинанню, пресуванню, луштинню і струганню, просочуванню рідинами і газами, але вона не стійка до гниття [1].

Сировину бука широко застосовують для виготовлення струганого шпону. Струганий шпон використовують для личкування деталей і складальних одиниць, виготовлених із малоцінних порід деревини, стружкових плит і фанери, що використовуються під час виготовлення виробів із деревини, оздоблення різноманітних помешкань, вагонів, кораблів тощо. Личкування забезпечує більш привабливу структуру, або декоративну поверхню, підвищує міцність і формостійкість деталей, захищає плити від зовнішніх впливів, а також запобігає виділенню з них вільного формальдегіду.

Гідротермічна обробка деревини (ГТОД) здійснюється для надання деревині пластичності. На пластичність деревини значний вплив має температура, вологість, порода (особливості макроструктури), вік, термін заготівлі, місцезнаходження зразка в стовбурі та інші фактори. Найкращої пластичності деревина досягає внаслідок підігрівання її до температури 70...80 °С за вологості, близької до точки насичення волокна (25-30 %). Це пояснюється тим, що частина речовин, які входять до складу клітин, переходять у колоїдний розчин, завдяки чому підвищується здатність деревини до деформування [2].

Найбільш просте й досконале пояснення причин підвищення пластичності, або змін властивостей нагрітої деревини в тому, що в ній є високомолекулярні речовини – геміцелюлоза і лігнін, які за звичайних температур цементують волокна. Під час нагрівання волокна розм'якшуються, тому що зв'язок між ними послаблюється, внаслідок чого вони стають більш м'які й пластичні. Підвищеної пластичності деревини можна досягнути шляхом ГТОД, під час якої роль пластифікатора має вода, однак без підвищення її температури така обробка, зазвичай, недостатньо ефективна.

Варто зазначити, що на цей час немає однозначної відповіді на питання, яке середовище – пара чи вода – є оптимальним з технологічної і економічної точки зору. Можна зауважити, що у всіх випадках необхідно враховувати, що спосіб і режими ГТОД мають забезпечувати зниження внутрішніх напружень деревини, для того щоб знизити кількість можливого браку і покращити якість отриманого матеріалу.

Актуальність. Під час виготовлення струганого шпону із деревини бука гідротермічна обробка є важливим процесом, оскільки від неї залежать фізико-механічні та декоративні властивості готового матеріалу. Тому визначення впливу процесу проварювання на фізико-механічні і декоративні властивості струганого шпону з деревини бука є актуальним питанням сьогодення.

Мета роботи. Аналіз впливу процесу гідротермічної обробки на властивості деревини бука.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проведено попередні дослідження зміни хімічних, фізичних і механічних властивостей деревини бука в процесі його нагрівання у воді за температури 50 і 100 °С протягом не більше 25 год. Встановлено, що гідротермічна обробка свіжої деревини бука за температури 50 °С і різним рН не викликає помітних змін властивостей. У процесі обробки під час температури 100 °С відбувається незначна зміна щільності деревини, зниження вмісту α-целюлози в целюлозі [3].

У роботі [4] рекомендовано такий режим термообробки деревини бука: нагрівання до температури 85-90 °С упродовж 10-12 год, витримка – 46-48 год, охолодження 2-4 год. У разі підвищення температури і тиску колір змінюється на рожевий, рожево-червоний і аж до червоного.

Вчені у [5] довели, що попереднє пропарювання не впливає на щільність і статичну межу міцності під час згину деревини. Динамічна межа міцності під час згину пропареної деревини збільшується на 10 %, а ударна межа міцності дещо знижується.

Міцність деревини після проварювання (температура близько 90 °С протягом 40 год.) не змінюється. Бук блідого відтінку утворює блідо-рожевий колір після 36-годинного проварювання. Під час проварювання деревини протягом 24 год, за температури від 100 до 105 °С досягається оптимальне забарвлення кольору [6].

Проведено дослідження визначення модуля пружності та межі міцності на згин вздовж волокон і ударної в'язкості деревини бука на зразках, які піддаються термообробці за температури 100, 130, 150, 180, 200 °С протягом 6, 24, 48 год. у сухому стані. Дослідження засвідчили, що теплова обробка деревини викликає її термічне розкладання, що проявляється у втраті речови-