

На рис. 9 показано залежність ефективності процесу повітроочищення від частки ( $k_n$ ) продуктивності, яка "підсмоктується" з атмосфери у бункер [7]. Результати досліджень дають підстави стверджувати, що підсмоктування повітря з бункера "підсмоктування" повітря з атмосфери у бункер негативно впливає на гідравлічний опір апарата (він зростає) і на ефективність процесу повітроочищення, яка знижується.

**Висновки.** На основі представлених результатів вважаємо, що негерметичність бункера не завжди негативно впливає на аеродинаміку процесу циклонування. У деревообробній промисловості, де традиційно циклиони встановлюються на нагнітальній стороні вентилятора, відведення частини очищеного повітря з бункера в атмосферу покращує експлуатаційні показники пиловловлювача. Важливим є значення частки загальної продуктивності апарата, яка через негерметичність бункера виходить в атмосферу.

### Література

1. Лютий Є.М. Циклиони в деревообробній промисловості : монографія / Є.М. Лютий, Л.О. Тисовський, Ю.Р. Дадак, А.В. Ляшеник. – Львів : Редакція журналу "Український пасічник", 2009. – 148 с.
2. Тимонин А.С. Инженерно-экологический справочник. – В 3-х т. – Калуга : МГУ, Изд-во Н. Бочкаревой, 2003. – 236 с.
3. Эрлихман С.Я. Справочник по специальным работам: наладка, регулировка и эксплуатация систем промышленной вентиляции / С.Я. Эрлихман. – М. : Госстройиздат, 1962. – 560 с.
4. Ватин Н.И. Очистка воздуха при помощи аппаратов типа циклон / Н.И. Ватин, К.И. Стрелец. – СПб., 2003. – 236 с.
5. Дорундяк Л.М. Результати дослідження ефективності процесу пиловловлення у циклоні для системи перекачування деревних відходів / Л.М. Дорундяк // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2012. – Вип. 22.14. – С. 152-157.
6. [Електронний ресурс]. – Доступний з [http://www.tesis.com.ru/infocenter/downloads/flow-vision/fv\\_mei\\_07.pdf](http://www.tesis.com.ru/infocenter/downloads/flow-vision/fv_mei_07.pdf)
7. Экотехника. Защита атмосферного воздуха от выбросов пыли, аэрозолей и туманов / под ред. Л.В. Чекалова. – Ярославль : Изд-во "Русь", 2004. – С. 424.

### *Дорундяк Л.М.* Выяснение влияния негерметичности бункера на эксплуатационные характеристики циклона

Представлен обзор сведений о влиянии негерметичности бункера на гидравлическое сопротивление циклона и эффективность процесса очистки пылевоздушного потока в сепараторе. При помощи программных пакетов Flow Simulation и FlowVision исследовано влияние притока и оттока воздуха из бункера на гидравлическое сопротивление аппарата и аэродинамику процесса циклонирования. Приведены результаты экспериментальных исследований эффективности процесса воздухоочистки при наличии негерметичности бункера.

**Ключевые слова:** циклон, бункер, воздухоочистка, аспирация.

### *Dorundyak L.M.* Elucidate the influence of not leak bunker on cyclone performance

This paper describes the effect of air leakage from the bunker on the characteristics of the cyclone. We study the hydraulic resistance and efficiency of the machine. We used the software package FlowVision for analysis of aerodynamics process. The results of experimental studies of the effectiveness of the cleaning process in the presence of air leaks bunker.

**Keywords:** cyclone, bunker, clearing of the air, aspiration.

### УДК 539.3

Доц. І.М. Ольховий<sup>1</sup>, канд. техн. наук;  
доц. Л.Ф. Дзюба<sup>1</sup>, канд. техн. наук; інж. Х.І. Ліщинська<sup>2</sup>, канд. техн. наук

### ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ВИТРИВАЛОСТІ ВАЛА ЗА УТОЧНЕНИМИ ТА НАБЛИЖЕНИМИ ГЕОМЕТРИЧНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ

Досліджено вплив уточнених геометричних характеристик перерізу круглого вала зі шпонковим пазом на величини напружень і коефіцієнта запасу витривалості вала під час роботи в умовах повторно-змінних навантажень. Наведено формули для уточненого визначення геометричних характеристик поперечного перерізу. Подано результати досліджень для вала циліндричної косозубої передачі в місці його шпонкового з'єднання з зубчастим колесом. Встановлено, що визначені за уточненими формулами для геометричних характеристик перерізу величини напружень є більші, а коефіцієнта запасу витривалості – менші порівняно з відповідними величинами, визначеними за наближеними формулами.

**Ключові слова:** вал, шпонковий паз, границя витривалості, циклічні напруження, поперечний переріз, геометричні характеристики.

**Актуальність і огляд основних результатів.** Для належного передбачення тривалості безпечної (безвідмовної) роботи машини ще на етапі проектування необхідно точніше враховувати закономірності зміни механічних властивостей деталей в умовах, наближених до реальних. У реальних експлуатаційних умовах можуть наступити непередбачені зміни та перепади навантажень, температур, швидкостей тощо, які істотно впливають на характеристики довговічності деталей [1]. Особливо відповідальними деталями механічних передач є вали. Як відомо, вали працюють на згин та кручення в умовах циклічно змінних навантажень. Розрахунок валів на витривалість є обов'язковим, оскільки руйнування вала від втоми і настання, як наслідок, раптової відмови машини, є недопустимим.

Небезпечними перерізами валів механічних передач є місця концентрації напружень, до яких належать шпонкові пази. Для вірного обчислення циклічних напружень у перерізах вала зі шпонковим пазом необхідно, окрім усього іншого, якомога точніше визначити геометричні характеристики перерізу.

**Постановлення задачі та методика її розв'язування.** У роботі розглянуто питання уточненого визначення складових циклічних напружень у перерізах круглих валів, ослаблених шпонковими пазами. Ці напруження залежать від певних геометричних характеристик указаних перерізів, які, зазвичай, визначають за наближеними формулами [1, 2]. У роботі запропоновано уточнення цих формул. Показано вплив указаних уточнень на величину циклічних напружень і коефіцієнтів запасу міцності валів відносно втомного руйнування.

Для забезпечення довготривалої роботи валів, які працюють за повторно-змінних навантажень, для їх небезпечних перерізів обов'язково виконують розрахунок на витривалість. У цьому розрахунку враховують характер зміни напружень, характеристики витривалості матеріалу, фактори концентрації напружень тощо. Розрахунок на витривалість зводять до визначення коефіцієнта запасу міцності відносно втомного руйнування і перевірки умови міцності:

<sup>1</sup> Львівський ДУ безпеки життєдіяльності;

<sup>2</sup> НУ "Львівська політехніка"

$$s \geq [s], \quad (1)$$

де  $s$  і  $[s] = 1,5 \dots 2,5$  – відповідно розрахунковий і допустимий коефіцієнт запасу міцності відносно втомного руйнування.

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності визначають у загальному випадку за формулою:

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}, \quad (2)$$

де  $s_\sigma$  і  $s_\tau$  – відповідно коефіцієнти запасу міцності за нормальними і дотичними напруженнями. Ці коефіцієнти визначають із виразів:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \sigma_a}{\varepsilon_m} + \psi_\sigma \sigma_{cp}}, \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \tau_a}{\varepsilon_m} + \psi_\tau \tau_{cp}}, \quad (3)$$

де:  $\sigma_{-1}, \tau_{-1}$  – границі витривалості матеріалу при симетричному циклі навантаження,  $\sigma_a, \tau_a$  – амплітудні та середні напруження циклу,  $k_\sigma, k_\tau$  – ефективні коефіцієнти концентрації напружень,  $\varepsilon_m$  – коефіцієнт, що враховує вплив розмірів деталі на характеристики міцності,  $\psi_\sigma, \psi_\tau$  – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу навантажень.

Якщо під час обертання вала нормальні напруження згину змінюються за симетричним циклом і при цьому виникають постійні напруження стиску від осьової сили  $F_a$ , то амплітудні і середні нормальні напруження циклу:

$$\sigma_a = \sigma_{зг} = \frac{M_{max}}{W_0}; \quad \sigma_{cp} = \sigma_{ст} = \frac{F_a}{A}. \quad (4)$$

Щоб визначити амплітудне і середнє значення дотичних напружень, треба знати справжній характер зміни крутного моменту  $T$  під час реальної роботи вала. Оскільки це важко встановити, то в розрахунках приймають, що дотичні напруження змінюються за пульсуючим циклом для валів, що обертаються тільки в один бік. У цьому разі:

$$\tau_a = \tau_{cp} = 0,5 \tau_{max} = 0,5 \frac{T}{W_k}. \quad (5)$$

Для оцінки втомної міцності вала в перерізі зі шпонковим пазом (рис.), зазвичай, використовують наближений підхід, коли геометричні характеристики перерізів обчислюють за наближеними формулами, а саме:

а) площу поперечного перерізу  $A$  круглого вала діаметром  $d$  (радіусом  $R$ ) зі шпонковим пазом глибиною  $t_1$  і шириною  $b$  (рис.) обчислюють за формулою [2]:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} - bt_1, \quad (6)$$

в якій не враховано площу вирізанної частини 1 (див. рис.);

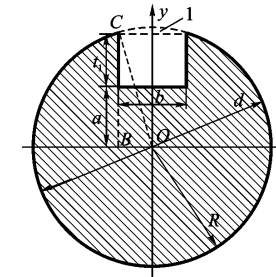


Рис. Схема поперечного перерізу круглого вала зі шпонковим пазом

б) осьовий момент інерції ослабленого перерізу обчислюють [2]:

$$I_x^n = I_x^{sp} - bt_1 \left( R - \frac{t_1}{2} \right)^2 = \frac{\pi d^4}{64} - bt_1 \frac{(d - t_1)^2}{4}. \quad (7)$$

У цій формулі не враховано моменту інерції сумарної площі прямокутного паза глибиною  $t_1$  і шириною  $b$  та площі 1 (див. рис.) відносно центральної горизонтальної осі цієї частини перерізу;

в) у зв'язку з неточностями в пункті (б), наближено визначають осьовий момент опору перерізу  $W_x^n$ , для обчислення якого наведено формулу [2]:

$$W_x^n = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2d}; \quad (8)$$

г) неточно визначено момент інерції кручення  $I_k^n$ , для обчислення якого рекомендують формулу [2]:

$$I_k^n = I_k^p = \frac{\pi d^4}{32} - bt_1 \frac{(d - t_1)^2}{4} \quad (9)$$

і момент опору кручення ослабленого перерізу  $W_k^n$ , який визначають [2]:

$$W_k^n = W_k^p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2d}. \quad (10)$$

Наслідком указаних неточностей у визначенні геометричних характеристик є отримані під час розрахунків наближені значення напружень та коефіцієнтів запасу міцності вала. Тому в роботі запропоновано такі уточнення геометричних характеристик перерізу вала зі шпонковим пазом.

Площа ослабленого шпонковим пазом перерізу вала:  $A_0 = A_{кр} - A_{паз} = \pi R^2 - A_{паз}$ . Визначимо відстань  $a$  (рис.), урахувавши вираз  $x^2 + y^2 = R^2$  для рівняння кола радіуса  $R$ . Звідси  $y = \sqrt{R^2 - x^2}$ . З трикутника  $OCB$  (рис.), увівши позначення  $\frac{b}{2} = b_1$ , для визначення  $a$  отримуємо квадратне рівняння:  $a^2 + 2t_1 a + (t_1^2 + b_1^2 - R^2) = 0$ , розв'язок якого має вигляд:

$$a = -t_1 + \sqrt{R^2 - b_1^2} = -t_1 + \sqrt{R^2 - \frac{b^2}{4}}.$$

Площа шпонкового паза:

$$A_{\text{паза}} = \int_A dy dx = 2 \int_0^{\frac{b}{2}} dx \int_a^{\sqrt{R^2-x^2}} dy = 2 \int_0^{\frac{b}{2}} \left( \sqrt{R^2-x^2} - a \right) dx.$$

Після обчислень отримуємо:  $A_{\text{паза}} = \frac{b}{2} \sqrt{R^2 - \frac{b^2}{4}} + R^2 \arcsin \frac{b}{2R} - ab$ .

Площа перерізу вала

$$A_n = \frac{\pi d^2}{4} - \frac{b}{2} \sqrt{R^2 - \frac{b^2}{4}} + R^2 \arcsin \frac{b}{2R} - ab \quad (11)$$

Статичний момент шпонкового паза відносно осі  $x$ :

$$S_x^{\text{паза}} = \int_A y dA = 2 \int_0^{\frac{b}{2}} dx \int_a^{\sqrt{R^2-x^2}} y dy = \int_0^{\frac{b}{2}} \left[ (R^2 - x^2) - a^2 \right] dx.$$

Після обчислення інтегралу знаходимо:  $S_x^{\text{паза}} = (R^2 - a^2) \frac{b}{2} - \frac{1}{24} b^3$ .

Координата центра паза відносно осі  $x$ :

$$y_C = \frac{S_x^{\text{паза}}}{A_{\text{паза}}} = \frac{(R^2 - a^2) \frac{b}{2} - \frac{b^3}{24}}{\frac{b}{2} \sqrt{R^2 - \frac{b^2}{4}} + R^2 \arcsin \frac{b}{2R} - ab}$$

Координата центра всього ослабленого пазом перерізу вала відносно осі  $x$ :

$$y_C = \frac{S_x^{\text{круга}} - S_x^{\text{паза}}}{A_{\text{круга}} - A_{\text{паза}}} = \frac{0 - \left[ (R^2 - a^2) \frac{b}{2} - \frac{1}{24} b^3 \right]}{\pi R^2 - \left[ \frac{b}{2} \sqrt{R^2 - \frac{b^2}{4}} + R^2 \arcsin \frac{b}{2R} - ab \right]}$$

Осьовий момент інерції ослабленого пазом перерізу відносно осі  $x$ :

$$I_x^n = I_x^{\text{круга}} - I_x^{\text{паза}} = \frac{\pi d^4}{64} - \int_{A_{\text{паза}}} y^2 dA, \quad (12)$$

де останній інтеграл має вигляд:

$$I_x^{\text{паза}} = \int_{A_{\text{паза}}} y^2 dA = 2 \int_0^{\frac{b}{2}} \left[ \int_a^{\sqrt{R^2-x^2}} y^2 dy \right] dx = \frac{2}{3} \int_0^{\frac{b}{2}} \left[ (R^2 - x^2)^3 - a^3 \right] dx = \frac{2}{3} \left\{ \frac{b}{8} \left( R^2 - \frac{b^2}{4} \right)^3 + \frac{3}{8} R \frac{b}{2} \sqrt{R^2 - \frac{b^2}{4}} + \frac{3}{8} R^4 \arcsin \frac{b}{2R} - \frac{b}{2} a^3 \right\}. \quad (13)$$

Осьовий момент опору ослабленого перерізу відносно осі  $x$  визначаємо за формулою:

$$W_x^n = \frac{I_x^n}{y_{\text{max}}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{2}{3R} \left[ \frac{b}{8} \left( R^2 - \frac{b^2}{4} \right)^3 + \frac{3}{16} b R \sqrt{R^2 - \frac{b^2}{4}} + \frac{3}{8} R^4 \arcsin \frac{b}{2R} - \frac{b}{2} a^3 \right]. \quad (14)$$

Момент інерції кручення ослабленого пазом перерізу можна визначити із виразу:

$$I_k^n = I_k^{\text{круга}} - I_k^{\text{паза}} = \frac{\pi d^4}{16} - \int_{A_{\text{паза}}} \rho^2 dA,$$

$$\text{де } I_k^{\text{паза}} = \int_{A_{\text{паза}}} \rho^2 dA = \int_{A_{\text{паза}}} (x^2 + y^2) dA = 2 \int_0^{\frac{b}{2}} \left[ \int_a^{\sqrt{R^2-x^2}} (x^2 + y^2) dy \right] dx.$$

Внутрішній інтеграл з останнього виразу дорівнює:

$$\int_a^{\sqrt{R^2-x^2}} (x^2 + y^2) dy = x^2 \left( \sqrt{R^2 - x^2} - a \right) + \frac{1}{3} \left[ \left( \sqrt{R^2 - x^2} \right)^3 - a^3 \right].$$

$$\text{Тоді: } I_k^{\text{паза}} = 2 \left\{ \int_0^{\frac{b}{2}} \left[ x^2 \sqrt{R^2 - x^2} - a x \right] dx + \frac{1}{3} \int_0^{\frac{b}{2}} \left[ \left( \sqrt{R^2 - x^2} \right)^3 - a^3 \right] dx \right\}.$$

Після інтегрування та перетворень отримуємо:

$$I_k^{\text{паза}} = -\frac{b}{6} \left( \sqrt{R^2 - \frac{b^2}{4}} \right)^3 + \frac{b R^2}{4} \sqrt{R^2 - \frac{b^2}{4}} + \frac{R^4}{2} \arcsin \frac{b}{2R} - ab \left( 1 + \frac{1}{3} a^2 \right). \quad (15)$$

Момент інерції кручення ослабленого пазом перерізу круглого вала визначаємо за формулою:

$$I_k^n = \frac{\pi d^3}{16} - I_k^{\text{паза}}. \quad (16)$$

Момент опору кручення цього перерізу:

$$W_k^n = \frac{I_k^n}{\rho_{\text{max}}} = \frac{I_k^n}{R}. \quad (17)$$

Для порівняння результатів розрахунку на витривалість з використанням наближених (6) – (10) і уточнених (11) – (17) формул для визначення геометричних характеристик круглого перерізу вала, ослабленого шпонковим пазом, у табл. наведено значення розрахунків напружень та коефіцієнтів запасу витривалості вала редуктора з косозубою циліндричною не реверсною передачею за таких даних: діаметр вала  $d = 42$  мм; параметри шпонкового паза  $b = 12$  мм,  $t_1 = 5$  мм; матеріал вала – сталь 45, для якої  $\sigma_{\text{мц}} = 600$  МПа,  $\sigma_{-1} = 270$  МПа,  $\tau_{-1} = 150$  МПа, ефективні коефіцієнти концентрації напружень  $K_\sigma$ ,  $K_\tau$  для шпонкового паза, за  $\sigma_{\text{мц}} = 600$  МПа:  $K_\sigma = 1,46$ ;  $K_\tau = 1,54$ ; значення коефіцієнта, що враховує вплив діаметра вала, за  $\sigma_{\text{мц}} = 600$  МПа і  $d = d_4 = 42$  мм,  $\varepsilon_m = 0,80$ ; коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклів напружень  $\psi_\sigma = 0,14$ ,  $\psi_\tau = 0,07$  [2]; внутрішні сили в перерізі:  $M_{31} = 100,9$  Нм,  $M_k = 300$  Нм,  $F_{\text{ср}} = 800$  Н.

Табл. Порівняльні значення напружень і коефіцієнтів запасу

Параметри, які визначали	Наближені значення	Уточнені значення
Осьовий момент опору $W_x^n$ , мм <sup>3</sup>	6295	5579
Момент опору кручення $W_k^n$ , мм <sup>3</sup>	13570	12050
Амплітудне нормальне напруження $\sigma_a$ , МПа	16,0	18,08
Амплітудне дотичне напруження $\tau_a$ , МПа	11,05	12,44
Середнє нормальне напруження $\sigma_{cp}$ , МПа	0,6	0,66
Середнє дотичне напруження $\tau_{cp}$ , МПа	11,05	12,44
Коефіцієнт запасу витривалості за нормальними напруженнями $s_\sigma$	9,2	7,71
Коефіцієнт запасу витривалості за дотичними напруженнями $s_\tau$	6,2	6,04
Загальний коефіцієнт запасу витривалості $s$	5,4	4,79

Як видно з табл., за точнішого визначення геометричних характеристик перерізу круглого вала, ослабленого шпонковим пазом, зростають значення циклічних нормальних та дотичних напружень. Відповідно до цього, зменшується значення коефіцієнта запасу міцності відносно втомного руйнування.

**Висновки.** Внаслідок порівняльної оцінки витривалості вала за уточненими та наближеними геометричними характеристиками поперечного перерізу встановлено:

1. Значення амплітудних нормальних і дотичних напружень під час циклічно-змінного навантаження вала механічної передачі, переріз якого ослаблений шпонковим пазом, зростають на 12,9 % та 12,6 % відповідно для обчислень за уточненими формулами для геометричних характеристик перерізу порівняно з обчисленнями, виконаними за формулами, наведеними у літературі.
2. Величина коефіцієнта запасу міцності відносно втомного руйнування зменшується на 12,7 %.
3. Запропоновані формули для точнішого визначення геометричних характеристик доцільно використовувати під час проектування валів механічних передач, які працюють в умовах циклічних навантажень.

### Література

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В.Т. Павлище. – Львів : Вид-во "Афіша", 2003. – 558 с.
2. Писаренко Г.С. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський. – К. : Вид-во "Вища шк.", 1993. – 665 с.

### Ольховый И.М., Дзюба Л.Ф., Лищинская Х.И. Сравнительная оценка выносливости вала по уточненным и приближенным геометрическим характеристикам поперечного сечения

Исследовано влияние уточненных геометрических характеристик поперечного сечения круглого вала с шпоночным пазом на величины напряжений и коэффициент запаса выносливости вала при его работе в условиях циклических нагрузок. Приведены формулы для уточненного определения геометрических характеристик поперечного сечения. Описаны результаты исследований для вала цилиндрической косозубой передачи в месте его шпоночного соединения с зубчатым колесом. Установлено, что определенные по уточненным формулам для геометрических характеристик величины напряжения больше, а коэффициента запаса выносливости – меньше по сравнению с соответствующими величинами, определенными по приближенным формулам.

**Ключевые слова:** вал, шпоночный паз, граница выносливости, циклические напряжения, поперечное сечение, геометрические характеристики.

### Olkhoviy I.M., Dzyuba L.F., Lishchinska K.I. The comparative evaluation endurance shaft clarified and approximate geometric characteristics of the cross section

In this article we have investigated the influence of refined geometrical characteristics of circular cross-section of the shaft with the groove in the span slot on the magnitude of stresses and factors of the stockpile of endurance shaft during operation in re-variable loads. We have represented the formulas for determining the adjusted geometrical characteristics of the cross-section. We have represented the results of our research for the cylindrical shaft of helical gears at its span connection with a toothed wheel. We have found out that determined by proximate formulas for the cross-sectional geometrical characteristics of the stress value are higher, and factors of the stockpile endurance are lower compared with the corresponding magnitudes defined by the approximate formulas.

**Keywords:** roller, span groove endurance limit, cyclic stress cross-section geometric characteristics.

УДК 621.7.01 **Здобувач** О.Б. Андрусейко; проф. Ю.І. Грицюк, д-р техн. наук – Львівський ДУ безпеки життєдіяльності

### СКЛАДИ ЗБЕРІГАННЯ ПИЛОМАТЕРІАЛІВ: ОСОБЛИВОСТІ ПРИЙНЯТТЯ УПРАВЛІНСЬКИХ РІШЕНЬ ПРИ ОРГАНІЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ ГАСІННЯ ПОЖЕЖІ

Розглянуто причини появи та розповсюдження пожеж на складах зберігання пиломатеріалів, наведено особливості попередження виникнення пожежі, способи вогнезахисту складських дерев'яних конструкцій, а також особливості організації процесу гасіння пожежі. Встановлено, що пожежі на складах зберігання пиломатеріалів мають такі характерні ознаки: велика швидкість розповсюдження вогню штабелями; потужне теплове випромінювання від полум'я горіння штабелів; масове розлігання територією складу на значні відстані у конвекційних потоках гарячого повітря трісок, кори, головошок, що горять; значна швидкість притоку свіжого повітря у зону пожежі; велика масова швидкість вигорання деревини та ін.

**Ключові слова:** склад зберігання пиломатеріалів, штабель пиломатеріалів, вогнезахист пиломатеріалів, вогнезахист складських дерев'яних конструкцій, гасіння пожежі, розповсюдження вогню, попередження виникнення пожежі.

**Вступ.** На деревообробних підприємствах для зберігання круглої та розпиленої деревини, відкритого зберігання трісок і тирси, а також балансової деревини та дров організуються відповідні склади [7, 11]. Склади лісоматеріалів поділяються на склади необробленого, тобто круглого лісу, сирих і сухих пиломатеріалів [19-21]. Склади сирих пиломатеріалів можуть бути частиною складу лісу підприємства або самостійним складом. Призначені вони для зберігання та висушування пиломатеріалів у природних умовах. Пиломатеріали зберігаються в штабелях, захищених від атмосферних опадів дерев'яними чи металічними навісами стаціонарного типу або під дахами-скатами над кожним або групою фундаментів. Покривають навіси шифером або руберойдом [17].

Сухі пиломатеріали зберігаються на складі після їх просушування та доведення до потрібної вологості в сушильних камерах або на відкритому повітрі. Для цього використовуються спеціальні одноповерхові склади заввишки 10-12 м, яка залежить від виду складської механізації. Рациональне використання площі складів і компактність технології сушіння-зберігання зумовило розміщення лісосу-