

УДК 621.891+669.15

DOI: 10.18372/0370-2197.3(100).17894

Ю. О. МАЛІНОВСЬКИЙ<sup>1</sup>, О. Д. УЧИТЕЛЬ<sup>2</sup>, Г. М. ПАНЧЕНКО<sup>2</sup>,  
Д. П. ВЛАСЕНКОВ<sup>1</sup>, С. Ю. ОЛІЙНИК<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Відокремлений структурний підрозділ «Криворізький професійний коледж Національного авіаційного університету», Кривий Ріг, Україна

<sup>2</sup>Державний університет економіки і технологій, Кривий Ріг, Україна

<sup>3</sup>Криворізький національний університет, Кривий Ріг, Україна

## ЕРОЗІЙНИЙ ЗНОС ВАНТАЖОНЕСУЧОГО ПОЛОТНА ОБПАЛЮВАЛЬНИХ МАШИН ПІД ВПЛИВОМ ЗАЛІЗОРУДНИХ ОКАТИШІВ

Вантажонесуче полотно конвеєрних машин для огрудкування залізорудного концентрату працює в складному, агресивному пилогазовому середовищі і циклічних режимах «нагрівання-охолодження». При цьому складові елементи несучого полотна – колосники також працюють під впливом ударних і абразивних навантажень, що призводить до їх інтенсивного зносу, а також збільшення регламентованих робочих зазорів між суміжними колосниками, а, отже, і їх передчасної заміни. З метою прогнозування ступеня зносу робочих поверхонь деталей (колосників) розроблені чисельні моделі на мікро-, макро- і мезорівнях. Ці моделі працюють в різних комбінаціях, проте в даних умовах експлуатації обпалювальних машин, в силу специфіки їх роботи, мезо- і мікромоделі проявляються рідко. Результати аналізу дефектів колосників, що вийшли з ладу, свідчать про прояв макромоделей, схематизація яких відбувається переважно у вигляді моделі ерозійного зносу. На основі макромоделей були модифіковані залежності Біттера для розрахунку ступеня ерозійного зносу колосників, а також встановлено, що для значного зниження ступеня зносу палет рекомендується використовувати завантажувальні пристрої барабанного типу, що забезпечують вивантаження матеріалу з кутами атаки  $\alpha=35\div 45^\circ$ . При цьому кращим рекомендованим матеріалом для колосників є сталь 30X14Г8Ю2Л.

**Ключові слова:** конвеєрна машина, колосник, ерозійний знос, кут атаки, швидкість частки, коефіцієнт тертя, легована сталь.

**Постановка завдання.** Розглянуто умови зносу колосників конвеєрних випалювальних машин залежно від прийнятих схем завантаження та механіки взаємодії палет (колосників) з потоком обпалюваних окатишів. Розроблено макро- та мікромоделі для прогнозування величини зносу робочої поверхні колосників. Модифіковані формули розрахунку ерозійного зносу Біттера з урахуванням виразу для горизонтальної швидкості частинок після зіткнення, вертикальної швидкості окатиша, при якій матеріал палет деформується пружно, енергій пружного і різального зносу, а також швидкості потоку і кута атаки колосника окатишами.

Встановлено залежності інтенсивності зношування від швидкості та деформаційних характеристик взаємодії окатишів та колосників.

**Аналіз виконаних досліджень і публікацій.** Останнім часом при дослідженні процесів зносу і подальшого руйнування твердих тіл, працюючих в агресивних середовищах, розглядаються як макромоделі (феноменологічні), так і моделі теорії дислокацій. Завдання про загальний розгляд проблематики теорії суцільних середовищ і теорії дислокацій поки не отримало спільних рішень. В той

же час, багато завдань про руйнування поверхневих і внутрішніх шарів важконавантажених деталей при значних градієнтах зміни температури, вирішуються на мезорівні [1].

Це так званий мезофізичний підхід, при якому пластичні деформації розвиваються як втрата зсувної стійкості з поворотом на мікро, мезо і максі рівнях [2].

Постійно зростаючі вимоги до матеріалів стимулюють розвиток не лише нових технологій, але і нових концепцій в описі їх структури і властивостей. Одною з таких концепцій є багаторівневий підхід до проблем надійності, довговічності і зносостійкості.

Авторами [3] запропонована загальна класифікація ієрархічних ступенів деформації матеріалів, яка включає механічний і ієрархічний (пружна поведінка матеріалів без структурних змін) рівні дефектів трансляційного і ротаційного типів, а також локаційних порушень суцільності.

Крім того, міра зносу колосників конвеєрних машин істотно залежить від конструкційних схем вузлів завантаження і перевантаження сировинних матеріалів і параметрів взаємодії потоків металургійної сировини з вантажонесучим полотном.

**Метою роботи** є вдосконалення методики розрахунку колосників конвеєрних машин на ерозійний знос під дією потоку однорідних часток шихтових матеріалів або залізородних окатишів, а також вибір оптимальних по зносостійкості і вартості матеріалів для колосників.

**Методика досліджень.** Проаналізовані умови зносу колосників конвеєрних обпалювальних машин залежно від прийнятих схем завантаження і механіки взаємодії палет (колосників) з потоком обпалюваних окатишів. Розроблені макро- і мікромоделі для прогнозування величини зносу робочої поверхні колосників. Модифіковані формули розрахунку ерозійного зносу Біттера з урахуванням виразу горизонтальної швидкості часток після зіткнення, вертикальної швидкості окатиша, при якій матеріал палет деформується пружно, енергій пружного і ріжучого зносу, а також швидкості потоку і кута атаки колосника окатишами.

Встановлені залежності інтенсивності зношування від швидкості і деформаційних характеристик взаємодії окатишів і колосників.

**Виклад основного матеріалу.** При обпаленні, напружений стан колосників обумовлений ударною дією окатишів або часток шихтових матеріалів, а також коливаннями температури при протіканні термозміцнюючих процесів. Під час протікання цих процесів знижуються механічні характеристики матеріалів, такі як модуль пружності і межа міцності. Тому, в результаті дії технологічного навантаження збільшуються пружні і пружнопластичні деформації матеріалу колосника, що сприяє прояву зім'яття і мікрорізання поверхні деталей. При цьому, глобальні порушення міцності і цілісності колосників не настають. Таке положення пояснюється тим, що задовго до порушення цілісності колосника відбувається інтенсивний знос торцевих стінок колосників, який призводить до збільшення технологічних проміжків в вантажонесучому полотні і значному збільшенні просипу як готової продукції, так і сировинних матеріалів, тому необхідність в заміні колосників настає до їх граничного зношування і руйнування (рис. 1, табл. 1) оскільки в цих випадках знижується продуктивність конвеєрної машини у зв'язку з втратою частини сирих і обпалених окатишів.

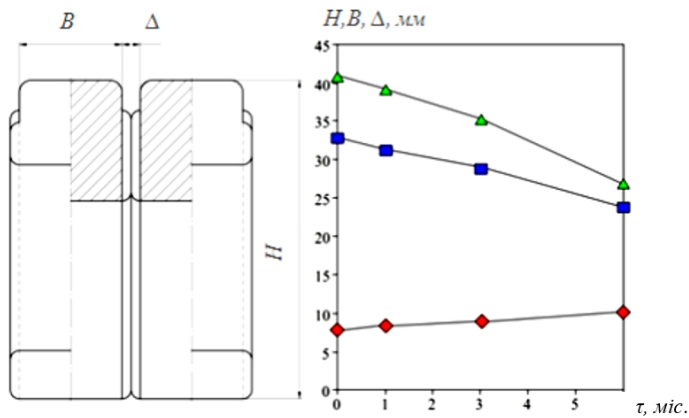


Рис. 1. Динаміка зміни розмірів колосника конвеєрної машини Лурги-552 при обпалюванні залізородних окатишів [3]: ( $t_{\text{обпалення}} = 1280^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{колосника}} = 900\dots 920^\circ\text{C}$ ):  
 —◆—  $\Delta$  – зміна величини зазору між колосниками, —■—  $B$  – зміна ширини колосника без технологічних виступів, —▲—  $H$  – зміна висоти колосника.

Таблиця 1

**Зміна основних параметрів колосника в процесі обпалення окатишів на машині Лурги-552 [3]**

Параметри колосника	Зміна розмірів колосника в процесі його експлуатації, мм			
	новий	1 міс.	3 міс.	6 міс.
Ширина без технологічних виступів ( $B$ )	33,0	31,5	29,0	24,0
Висота ( $H$ )	41,0	39,2	35,4	27,0
Запор між суміжними колосниками ( $\Delta$ )	8,0	8,5	9,0	10,0

Втрата придатних окатишів (10÷14 мм) призводить не лише до зниження продуктивності конвеєрної машини, але і до інтенсивного зносу газоповітряних трактів і мультициклонів [3].

На фабриках обпалення окатишів металургійних заводів широко використовується практика заміни суміжних колосників, ширина щілини, між якими перевищує 9÷12 мм; заміну роблять попри те, що ресурс колосників через граничний знос і, як наслідок, втрати їх міцності далеко не вичерпані. Як впливає з виробничих даних ПрАТ «ПівніГЗК» [3], при збільшенні ширини щілин (проміжків) до 12÷14 мм втрати матеріалу в підпалетний простір зростають більш ніж в 10 разів. При цьому, крупність часток у втратах збільшується від завантажувальної частини машини до розвантажувальної.

Розглянемо характер зношування колосників на машині Лурги-552.

Відмітимо, що, на наш погляд, потік дрібних часток, що вивантажуються з вантажонесучого полотна, втрачає суцільність і перестає поводитися як тверде тіло, при цьому міра розпушування потоку зростає, складові ваги шарів зменшуються, тому полотно колосників більше стає схожим на просіювальну поверхню, внаслідок чого кількість просипу зростає. Характерно, що знос палет відбувається в дві стадії: як наслідок ударних навантажень і як мікроковзання граничних шарів шихти із зовнішніми шарами колосників [3].

В роботі використана схематизація, в якій робоче середовище представлено у вигляді суцільного ущільненого масиву [4]. Проте такі моделі не враховують ефектів зіткнення часток матеріалу (і часток матеріалу з колосниками. В силу чого ефект взаємодії часток з колосниками відрізняється від ефектів взаємодії палет з суцільним вантажем. Тому для приблизних розрахунків і оцінки несучої здатності колосникового полотна, а також міри його зносостійкості, використовуємо загальноприйняту методу [4].

Передбачається, що знос бічних і несучих поверхонь колосників пропорційний силам сухого тертя. Тоді нормальна реакція бічних поверхонь:

$$N_6 = KN_n, \quad (\text{Н}), \quad (1)$$

де  $K$  – коефіцієнт зносу колосників;  $N_n$  – нормальна реакція поверхні палети на дію шару шихти,  $N_n = \rho g h_{\text{ш}}$  (Н/м<sup>2</sup>);  $\rho$  – насипна щільність шару шихти, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $h_{\text{ш}}$  – висота шару окатишів,  $h_{\text{ш}} = \frac{Q}{3600B_n V_n \rho}$ , м;  $Q$  – продуктивність машини;  $B_n$ ,  $V_n$  – ширина (м) і лінійна швидкість (м/с) руху робочого полотна.

Формування висоти шару  $h_{\text{ш}}$  на палетах обпалювальних машин залежить від способу їх завантаження. На рис. 2 показані існуючі способи завантаження конвеєрних машин, а також зони силової взаємодії шихти з палетами.

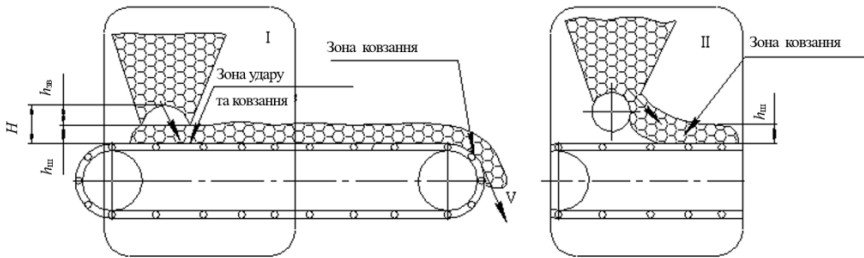


Рис. 2. Способи завантаження конвеєрних машин: I – пряме завантаження потоку окатишів на машину Лурги-552; II – завантаження шихти барабаним живильником на машину АК-62,5;  $H$  – висота вивантаження матеріалу на палети конвеєрної машини;  $h_{\text{ш}}$  – висота шару матеріалу на палеті;  $h_{\text{зв}}$  – висота зведення при пульсуючому потоці шихти

При прямому завантаженні машини з бункера можливі два варіанти взаємодії шихти з палетами:

якщо  $D_{\Gamma} \geq 5d_{\text{ср}}$ , то характер витікання шихти гідравлічний, знос палет відбувається за рахунок сил сухого тертя [3]:

$$F_{\text{T}} = 0,5f\rho V_{\text{вит}}^2, \quad (2)$$

де  $D_{\Gamma}$  – гідравлічний діаметр отвору бункера, м;  $d_{\text{ср}}$  – середній діаметр часток шихти, м;  $f$  – коефіцієнт тертя шихти об поверхню палети;  $V_{\text{вит}}$  – швидкість витікання шихти, м/с;

якщо  $D_{\Gamma} < 5d_{\text{ср}}$ , то витікання шихти пульсуюче, з частотою, що дорівнює частоті руйнування зводу витрати, на палету чинить дію ударний імпульс  $mV_{\text{вит}}$ , де  $m$  – порція матеріалу, що втратила контакт з основним матеріалом у бункері, у зв'язку з утворенням зводу витрати. Зауважимо, що пульсуючий режим витікання матеріалу з бункера не є оптимальним, тому бажано виключати роботу конвеєрних машин під таким завантаженням.

I. Для гідравлічного режиму завантаження питома робота сил тертя дорівнює:

$$A_{\text{тер}} = F_{\text{T}} V_{\text{ков}} t_{\text{ков}}, \quad (3)$$

де  $F_T$  – сила тертя (при взаємодії шихти і палети);  $V_{\text{ков}}$  – швидкість ковзання матеріалу по палеті (має місце при вирівнюванні швидкості матеріалу і палет);  $t_{\text{ков}}$  – час ковзання матеріалу по палетах,  $t_{\text{ков}} = k_t T_M$ , с;  $k_t$  – доля часу ковзання матеріалу по палетах за період роботи машини;  $T_M$  – період одного оберту машини: для машини Лурги-552:  $k_t = 3 \cdot 10^{-3}$ ;  $T_M = 3840$  с; для машини АК-62,5:  $k_t = 3,2 \cdot 10^{-3}$ ;  $T_M = 2800$  с.

Величина зносу при роботі сил тертя може бути представлена згідно [3]:

$$Z_T = K_T A_T, \quad (4)$$

де  $K_T$  – коефіцієнт зносостійкості сталі (розрахунковий коефіцієнт):

$$K_T = \left( K_N \frac{T^0}{293} \right)^n$$

$K_N$  – значення  $K_T$  при температурі 20°C,  $K_T > K_N$  (див. табл. 2);  $n$  – поправочний коефіцієнт, отриманий на базі експериментальних і виробничих даних [3];  $T^0$  – температура процесу у градусах Кельвіна.

Таблиця 2

### Експериментальні значення коефіцієнта зносостійкості сталі

Марка сталі	Поправочний коефіцієнт, $n$	Коефіцієнт зносостійкості сталі, $K_N$ , м <sup>3</sup> /Дж
75X28H2СЛ	1,23	$1,28 \cdot 10^{-11}$
40X24H12СЛ	1,21	$1,22 \cdot 10^{-11}$
30X14Г8Ю2Л	1,18	$1,12 \cdot 10^{-11}$

II. Для пульсуючого подання матеріалу, інтенсивний знос палети відбувається у випадку, якщо енергія зіткнення більше деякої критичної величини. Робота сил зіткнення пропорційна частині енергії, що витрачається на знос [3]:

$$A_{\text{ту}} = \frac{K_a \rho \cdot Y \cdot H}{2} \left( V_{\text{зіт}}^2 - V_{\text{кр}}^2 \right) \frac{\omega}{2\pi} \tau, \text{ Дж/м}^2, \quad (5)$$

де  $K_a$  – коефіцієнт абразивності матеріалу шихти: для сирих окатишів  $K_a = 1,1 \div 1,2$ ; для обпалених окатишів  $K_a = 1,15 \div 1,3$ ;  $Y$  – площа основи вигрузочного отвору;  $H$  – висота скидання матеріалу на палети конвеєрної машини, м;  $\omega$  – кутова частота обертання барабана конвеєрної машини, 1/с;  $\tau$  – поточний час;  $V_{\text{зіт}}$  – швидкість зіткнення маси (порції) матеріалу з поверхнею палети;  $V_{\text{зіт}} = \sqrt{2gH_3}$ ;  $H_3$  – відстань від вершини зведення завантажувального бункера до поверхні палети по нормалі:  $H_3 = D_{\Gamma} \text{tg}\varphi + h_{\text{ш}}$ , м;  $\varphi$  – кут внутрішнього тертя окатишів (шихти), град.;  $V_{\text{кр}}$  – критична швидкість зіткнення - швидкість, при якій знос мінімальний.

Критичну швидкість зіткнення визначаємо на основі теорії Герца [3]:

$$V_{\text{кр}} = \frac{\pi \cdot \sigma_{\text{макс}}^{2,5}}{2\sqrt{10}} \left( \frac{1}{\rho_M} \right)^{1/2} \left( \frac{1-v_1^2}{E_1} \right) + \left( \frac{1-v_2^2}{E_2} \right), \text{ м/с}, \quad (6)$$

де  $\sigma_{\text{макс}}$  – межа міцності окатишів, МПа;  $\rho_M$  – щільність матеріалу колосника, кг/м<sup>3</sup>;  $E_1, E_2$  – модулі пружності першого роду матеріалу окатишів (чи кускової частини шихти) і палети, МПа;  $v_1, v_2$  – коефіцієнти Пуассона матеріалів окатишів та палети.

Знос поверхні палети від сил ударної взаємодії з шаром матеріалу:

$$Z_t = K_y A_{\text{ту}}, \text{ м}^3, \quad (7)$$

де  $A_{\text{ту}}$  – робота сил тертя;  $K_y$  – коефіцієнт зносу від удару [3].

Згідно з даними експеримента  $K_y$  складає:

для сталі 40X24H12СЛ  $K_y = 0,35 \cdot 10^{-12} \div 0,5 \cdot 10^{-12}$ , м<sup>3</sup>/Дж;

для сталі 30X14Г8Ю2Л  $K_y = 0,28 \cdot 10^{-12} \div 0,5 \cdot 10^{-12}$ , м<sup>3</sup>/Дж.

Таким чином, коефіцієнт зносу сталі 30X14Г8Ю2Л нижче, ніж для сталі 40X24H12СЛ, що широко використовується при виготовленні колосників.

У металургійному переділі значна роль відводиться виготовленню залізородних напівфабрикатів, зокрема, окатишів, до яких окрім вимог за якістю залізовмісної складової, слід віднести відповідність вимогам по розмірах і міцності. У цьому сенсі необхідні параметри досягаються під час зміцнюючого обпалення на обпалювальній машині при транспортуванні окатишів по вантажонесучому полотну, яке складається з груп колосників, встановлених з певним проміжком по довжині і ширині транспортера [4]. Технологічна роль колосникового полотна (грат) полягає в тому, щоб подати огрудкований матеріал на зміцнюючий обпал при температурі близько 1300°C і видалити дріб'язок, який не входить в кондиційний клас 10÷14 мм. Причому робота даної ділянки не відповідає вимогам металургів. Орієнтуючись на ПрАТ «ПівніЗК» (фабрика по виробництву окатишів ФОК-3), де ділянка, огрудкування і обпалення була модернізована в 2009 році, реконструкцію пройшли вузли завантаження сирих і вивантаження готових окатишів. В той же час, незважаючи на проведену реконструкцію, знос робочої поверхні вантажонесучого полотна і торцевих граней колосників, зберігся в тих же межах, що і до модернізації.

Якщо поперечні перерізи колосників при їх сильному зношуванні забезпечують досить високу несучу здатність цих деталей, то знос торцевих поверхонь колосників не завжди забезпечує видалення тільки дріб'язку, оскільки в просип потрапляє і кондиційний клас окатишів. В силу такого зменшення ширини колосників (через їх знос) вони підлягають частішій заміні, внаслідок чого витрата дорогих компонентів для жароміцних і зносостійких сталей залишається на тому же рівні. Тому колосники підлягають вибракуванню при високій залишковій міцності «зношених» деталей.

З метою зменшення ефекту підвищеного зносу полотна обпалювальної конвеєрної машини Лурги-552А розглянемо механіку взаємодії підготовлених до випалення окатишів (чи одиничного окатиша), вивантажених з розвантажувального бункера, з колосником (колосниками) стрічкового полотна (рис. 3).

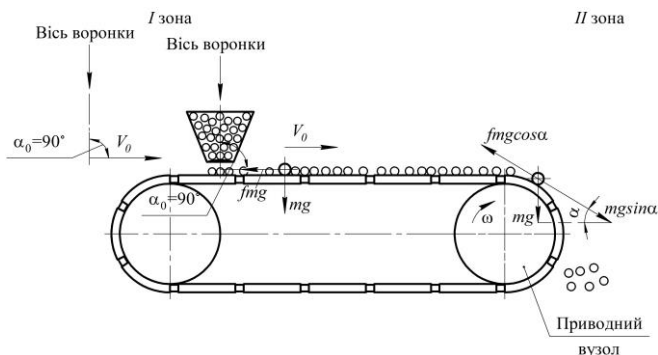


Рис. 3. До обґрунтування взаємодії окатишів з колосниками вантажонесучого полотна:

I зона – зона завантаження; II зона – зона вивантаження для конвеєрної машини;

$\alpha_0$  – кут потоку окатишів до робочого полотна (максимальний)

Якщо виходити з конструкції завантажувального бункера, то потік однорідних часток витікає з розвантажувальної воронки під середнім кутом розвантаження, приблизно  $81 \div 85^\circ$ , з висоти близько 100 мм. Подібне витікання матеріалу можна охарактеризувати як ударну і різальну дію потоку окатишів з полотном.

Практично вертикальне падіння потоку дискретних часток на полотно, що переміщається в горизонтальному напрямі, призводить до первинного прослизання гранул по колосниках і мікрорізання їх поверхні. Процес мікрорізання колосника завершиться тоді, коли поступальна швидкість окатиша зрівняється з лінійною швидкістю, вантажонесучого полотна. Так, переміщення гранул по полотну супроводжується безперервним мікроковзанням окатишів в зоні їх вивантаження на транспортер (зона контакту). При цьому деформаційна складова у момент падіння окатишів буде менш виражена внаслідок високих міцносних (і жаростійких) властивостей матеріалів колосника.

Відмітимо, що несталий потік матеріалу з горизонтальним його зміщенням призводить до ерозійного зносу за рахунок мікрорізання (згідно позиції І. К. Лебедева та ін.) [5].

Крім того, існує і інша точка зору про те, що знос в зоні взаємодії вертикального потоку часток з горизонтальним полотном відбувається в результаті багатоциклової втоми (згідно позиції Е. Ф. Непомнящего та ін.) [6].

Процес взаємодії окремих твердих часток, що падають з певної висоти на основу (вантажонесуче полотно) може бути віднесений також до ерозійного виду зношування. Сферична частка, що падає на основу, впроваджується на певну глибину в основу і створює в ній певної довжини деформаційну борозну, тобто поглиблення, отримане у вигляді деформаційної плями, яка подовжується за рахунок мікрорізання борозни. Отже простежується процес з проявом як деформаційної, так і ріжучої компоненти.

Такий вид зношування спостерігається на лопатках газових турбін, у вихлопних трубах, при роботі промислових вентиляторів (димососів – ротори димососів) і в інших аналогічних машинах і пристроях.

Ранні роботи по теорії ерозійного зносу будувалися на припущенні про різальну дію, яку викликають частки, при стиканні зі зношеною поверхнею. До них відносяться роботи І. К. Лебедева, В. М. Братчикова, І. Фінна. Ці роботи показують, що знос пропорційний квадрату швидкості часток, та куту атаки  $\alpha$  (часток, що падають). Проте, в результаті подальших досліджень встановлено, що у більшості випадків знос пропорційний швидкості в ступені  $n$ , тобто  $V_{ep} \sim V^n$  де  $n = 2,05 \div 2,44$ , іноді показник міри досягає значення  $n = 6,5$ .

Подальші експерименти І. Р. Клейса показали, що параметр  $n$  зберігає постійні значення для вузького діапазону зміни швидкості, за межами якого  $n$  може змінюватися у будь-яку сторону [5].

В якості недоліку цієї теорії можна вказати, що знос невизначений, якщо кути атаки  $\alpha_0 = 0^\circ$  та  $\alpha_0 = 90^\circ$ . Ці результати суперечать даним експерименту.

Інші результати по теорії ерозійного зносу пов'язані з дослідженнями Біттера [5]. Він також розглядав знос як сукупність двох видів руйнувань: деформаційного і мікрорізання. Ця ідея висловлювалася до того К. Велінгтоном і підтверджується експериментами Клейса. Теорія Біттера також враховує здатність матеріалів поглинати енергію зовні і накопичувати її у вигляді внутрішньої енергії. При накопиченні граничної щільності внутрішньої енергії

матеріал руйнується. Нільсон і Гілхард на підставі тих же ідей запропонували спрощений варіант формул Біттера:

$$I_{ep} = \frac{1}{2\psi} (V_0^2 \cos^2 \alpha_0 - V_p^2) + \frac{1}{2\varepsilon} (V_0 \sin \alpha_0 - V_{et})^2, \text{ якщо } \alpha_0 < \alpha_p, \quad (8)$$

$$I_{ep} = \frac{1}{2\psi} V_0^2 \cos^2 \alpha_0 + \frac{1}{2\varepsilon} (V_0 \sin \alpha_0 - V_{et})^2, \text{ якщо } \alpha_0 > \alpha_p, \quad (9)$$

де  $I_{ep}$  – інтенсивність зношування вантажонесучого полотна при ерозії, яка дорівнює відношенню зношеної маси колосників обпалювальної машини до маси абразиву (окатишів), що викликала знос;  $\varepsilon$ ,  $\psi$  – граничні значення енергій, необхідні для руйнування при деформаційному зношенні і зношенні мікрорізнанням;  $V_{et}$  – максимальне значення вертикальної компоненти швидкості, при якій зношуваний матеріал деформується пружно;  $V_p$  – горизонтальна компонента швидкості частки (окатиша) після зіткнення, зі зношуваною поверхнею;  $\alpha_p$  – мінімальний кут атаки потоку, при якому  $V_p = 0$ .

На залежність зносу від кута атаки істотний вплив роблять властивості матеріалу. Як випливає з [5], для пластичних матеріалів деформаційна складова зазвичай мала і спостерігається максимальний знос в області малих кутів атаки. Для крихких матеріалів спостерігається максимальний знос при куті атаки  $\alpha_0 = 90^\circ$  [5].

Розглянемо деякі фізичні особливості взаємодії потоку часток (окатишів) з вантажонесучим полотном. В процесі руху по тракту подання до ділянки спікання, швидкість потоку часток складає  $V_0$  ( $V_0 \approx 5$  м/с). При поданні матеріалу на пластинчатий транспортер  $V_{et} = V_0$ , а  $V_p = 0$ . Після вивантаження окатиша на транспортер повинно статися вирівнювання лінійної швидкості його центру до величини  $V_0$ , тобто  $V_p = V_0$  для того, щоб забезпечити безперервність потоку матеріалу по транспортеру. При цьому  $V_p = a_0 t$  (де  $a_0$  – прискорення окатиша при вирівнюванні його швидкості до швидкості транспортера  $V_0$  чи швидкості потоку часток на транспортері,  $t$  – час вирівнювання швидкості окатиша, впродовж якого відбувається мікроковзання окатиша і мікрорізнання полотна). Відмітимо, що за час  $t$  центр окатиша пройде шлях  $S_0 = V_0 t$ .

Фізично мікроковзання і мікрорізнання взаємозв'язані, але відносяться до різних тіл. Так як мікрорізнання та мікроковзання окатиша мають місце, але знос окатишів не має відношення до служби експлуатації обпалювальних машин. Таким чином, показано, що переважаючим проявом зносу полотна є мікрорізнання. Деформаційний і втомний знос слабо виражені та не наочні через специфіку виходу з ладу колосників.

У нашому випадку має місце переважаюче мікрорізнання полотна через безперервну з ним взаємодію окатишів. Внаслідок незначної шорсткості і порівняно низької міцності окатишів, така взаємодія полотна і виробів (окатишів) швидше за все нагадує процес «пришліфовування» колосників.

Судячи з виду формул (8) і (9), запропонованих Біттером і Нільсоном, а також переважанням енергії  $\psi$  при деформаційному зносі по відношенню до енергії  $\varepsilon$  при мікрорізнанні ( $\psi \gg \varepsilon$ ) вклад другого доданку у формули (8), (9) буде переважним. При цьому, виходячи з конструкції завантажувального пристрою, величина  $V_{et} = const$ . Отже, інтенсивність зношування полотна із зростанням кута атаки  $\alpha_0$  зростатиме і досягне максимуму при куті  $90^\circ$ , що має місце для існуючого завантажувального пристрою.

Для нормальної роботи завантажувального пристрою необхідно, щоб горизонтальна складова швидкості потоку із завантажувального (відхиляючого)



пристрою дорівнювала лінійній швидкості вантажонесучого полотна, при цьому повинна мати місце геометрична рівність  $\vec{V}_0 = \vec{V}_n$ . Створити конструкцію пристрою, щоб виконувалась така умова, не представляється можливим, оскільки  $\vec{V}_0 \nparallel \vec{V}_n$ . Проаналізуємо вирази (8) і (9). Вважатимемо, що  $\psi \gg \varepsilon$ . Тому, розглянемо вираз в другій дужці. У реальному завантажувальному пристрої вважатимемо, що воно змінює напрям вантажопотоку при вуглі атаки  $\alpha_0 \geq 30^\circ$ , тоді вважатимемо, що  $V_{et} \leq \frac{1}{2} V_0$ . В даному випадку величина  $V_{et} = const$  для матеріалу колосника і конструкції даної машини, і навіть не маючи в розпорядженні даних за величиною, можна зробити висновок про те, що зі збільшенням кута атаки з діапазону  $30^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$  знос вантажонесучого полотна істотно збільшується при куті  $\alpha_0 = 90^\circ$ . Тобто при проектуванні вузлів завантаження і вивантаження потоків окатишів вибір  $\alpha_0 = 90^\circ$  є невиправданим, оскільки він відповідає максимальному зносу як колосників, так і їх торців. Більш прийнятні значення кута атаки можуть бути вибрані з інтервалу  $30^\circ \leq \alpha \leq 70^\circ$ .

При аналізі умов пружного зіткнення сферичної деталі (окатиша) з напівпростором (колосником) виходимо з того, що при взаємодії утворюється контактний майданчик радіусом  $a$  [6]:

$$a = \sqrt[3]{\frac{3P(1-\mu^2)}{4E}} R \quad (10)$$

де  $P$  – статичне зусилля, прикладене до сфери;  $\mu$ ,  $E$  – відповідно, коефіцієнти Пуассона і модуль пружності матеріалу напівпростору (колосника);  $R$  – радіус сфери (окатиша).

Тоді в центрі контакту виникає максимальний контактний тиск:

$$q_0 = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi a^2} = \frac{3}{2} q_a, \quad (11)$$

де  $q_a$  – середній тиск, ( $q_a = \frac{P}{\pi a^2}$ ).

Тоді контактне наближення дорівнює [6]:

$$h_0 = \frac{a^2}{R} = \sqrt[3]{\frac{9P^2(1-\mu^2)^2}{16RE^2}}. \quad (12)$$

Характер розподілу тиску по контактному майданчику буде еліптичним:

$$q_r = \frac{3}{2} q_a \sqrt{1 - \left(\frac{a^2}{r^2}\right)} = q_0 \sqrt{1 - \left(\frac{a^2}{r^2}\right)}. \quad (13)$$

Звернемося до контактної взаємодії окатиша та колосника при пружному ударі. Виходячи з теорії Герца, маємо [6]:

$$P = kh^{3/2}, \quad (14)$$

де  $P$  – зусилля зіткнення;  $k = \frac{4}{3} \sqrt{R} \frac{E}{(1-\mu^2)}$  – константа для заданої сфери (окатиша);  $R$ ,  $E$ ,  $\mu$  – параметри окатиша.

Припустимо, що окатиш, радіусу  $R$  масою  $m$  падає з деякої точки на напівпростір. Тоді запишемо диференціальне рівняння руху окатиша для контактного зближення  $h$ , при цьому матимемо:

$$m \frac{d^2 h}{dt^2} = -P, \quad (15)$$

Замінімо вираз для зусилля, прикладеного до окатишу через пружне зближення з (14), тоді отримаємо:

$$\frac{d^2 h}{dt^2} = -\frac{k}{m} h^{3/2}. \quad (16)$$

Вважаючи, що при  $t=0$ :

$$\frac{dh}{dt} = V_0. \quad (17)$$

Після двократної інтеграції (16) згідно [6] отримаємо:

$$H_0 = \left( \frac{5}{4} kmV_0^2 \right)^{2/5}. \quad (18)$$

Тоді з (18) максимальна сила удару дорівнює:

$$P_0 = kh_0^{3/2} = k^{2/5} \left( \frac{5}{4} mV_0^2 \right)^{3/5}. \quad (19)$$

Використовуючи вираз для  $q_0$ , отримаємо максимальний тиск в центрі контакту:

$$Q_0 = \frac{3k}{2\pi R} \left( \frac{5}{4k} mV_0^2 \right)^{1/5}, \quad (20)$$

де  $R$  – радіус окатишів;  $V_0$  – швидкість окатиша перед зіткненням;  $m$  – маса окатиша.

Використовуючи вираз (20), визначимо контактний тиск в області майданчика контакту, при цьому контактний тиск не повинен перевищувати межі міцності окатиша:

$$q_0 \leq \sigma_B. \quad (21)$$

Якщо нерівність (21) не виконується, то це означає що швидкість окатиша (поток)  $V_0$  вибрана завищеною і має бути зменшена, щоб виконувалась нерівність (21).

Як впливає з [6] на межі зони контакту окатиша з напівпростором (колосником) виникає головна нормальна напруга  $\sigma_1$ , яка набуває максимума:

$$\Sigma_1^{max} = 0,25q_a, \text{ при } \mu = 0,25. \quad (22)$$

Виходячи з виразу для  $q_0$  (максимальні значення тиску на майданчику контакту), вважатимемо, що окатиші зруйнуються, якщо значення  $q_0$  буде більше або дорівнюватиме межі міцності матеріалу окатиша:

$$q_0 = \sigma_B^{ок}, \quad (23)$$

тоді (23) перепишемо у виді:

$$\frac{3k}{2\pi R} \left( \frac{5}{4k} mV_0^2 \right)^{1/5} = \sigma_B^{ок}. \quad (24)$$

Вирішивши (24) відносно,  $V_0$  отримаємо:

$$V_0 = V_p = \sqrt[5]{\left( \frac{2\pi R \sigma_B}{3k} \left( \frac{5}{4k} \right)^{1/5} \right)^5}, \quad (25)$$

$V_p$  – швидкість руху, окатишів, при якій станеться їх руйнування у разі зіткнення з напівпростором.

Також підлягає визначенню швидкість руху окатишів, при якій деформації колосника ще будуть пружними. Використовуючи уявлення про середній тиск на майданчику контакту [6], тоді будемо мати:

$$q_a = \frac{2}{3} q_0. \quad (26)$$

Запишемо (26) через параметри окатиша, що рухається:

$$q_a = \frac{k}{R} \left( \frac{5}{4k} mV_0^2 \right)^{3/5}. \quad (27)$$

Як впливає з [6], максимальну головну напругу можна визначити з виразу:

$$\sigma_{1max} = \frac{q_a}{4} = \frac{k}{4R} \left( \frac{5}{4k} RmV_0^2 \right)^{3/5} \leq \sigma_{пц}. \quad (28)$$

Прирівнюючи:

$$\sigma_{1max} = \sigma_{пц}, \quad (29)$$

і виражаючи  $V_0$  через параметри сфери (окатиша), отримаємо:

$$V_{et} = V_0 = \sqrt{\frac{4}{5km} \left(\frac{4R}{k} \sigma_{пц}\right)^{5/3}}, \quad (30)$$

де  $\sigma_{пц}$  – межа пропорціональності матеріалу колосника.

З метою перетворення формули Біттера (з поправками Нільсона і Гілхриста), представимо вид функції  $V_p$  як горизонтальної компоненти швидкості окатиша після його зіткнення з поверхнею колосника. Горизонтальна компонента швидкості окатиша, до його зіткнення з площиною колосника складає  $V_0 \cos \alpha_0$ . У момент зустрічі з колосником на окатиш впливатиме додаткова сила опору, яка викличе зміну швидкості окатиша на величину  $V_0 f \sin \alpha_0$ , тоді  $V_p$  запишемо у виді:

$$V_p = V_0 (\cos \alpha_0 - f \sin \alpha_0). \quad (31)$$

Якщо  $V_p = 0$ , то  $\alpha_p = \text{arccctgf}$ , де  $f$  – коефіцієнт тертя.

Тоді, після модифікації, формули для визначення ерозійного зносу наберуть вигляду:

якщо  $\alpha_0 < \alpha_p$

$$I_{ep} = \frac{1}{2\psi} (V_0^2 \cos^2 \alpha_0 - V_0^2 (\cos \alpha_0 - f \sin \alpha_0)^2) + \frac{1}{2\varepsilon} \left( V_0 \sin \alpha_0 - \sqrt{\frac{4}{5km} \left(\frac{4R}{k} \sigma_{пц}\right)^{5/3}} \right)^2, \quad (32)$$

якщо  $\alpha_0 > \alpha_p$

$$I_{ep} = \frac{1}{2\psi} (V_0^2 \cos^2 \alpha_0) + \frac{1}{2\varepsilon} \left( V_0 \sin \alpha_0 - \sqrt{\frac{4}{5km} \left(\frac{4R}{k} \sigma_{пц}\right)^{5/3}} \right)^2. \quad (33)$$

З урахуванням виразу (31) запишемо формули для визначення ступіню ерозійного зносу:

якщо  $\alpha_0 < \text{arccctgf}$

$$I_{ep} = \frac{V_0^2}{2\psi} (f \sin^2 \alpha_0 - f^2 \sin^2 \alpha_0) + \frac{1}{2\varepsilon} \left( V_0 \sin \alpha_0 - \sqrt{\frac{4}{5km} \left(\frac{4R}{k} \sigma_{пц}\right)^{5/3}} \right)^2, \quad (34)$$

якщо  $\alpha_0 > \text{arccctgf}$

$$I_{ep} = \frac{1}{2\psi} (V_0^2 \cos^2 \alpha_0) + \frac{1}{2\varepsilon} \left( V_0 \sin \alpha_0 - \sqrt{\frac{4}{5km} \left(\frac{4R}{k} \sigma_{пц}\right)^{5/3}} \right)^2. \quad (35)$$

Для виконання подальших розрахунків за визначенням міри зношування колосників під впливом окатишів (твердих сферичних металізованих кульок) відповідно до формул (32), (33), (34), (35), необхідно мати дані по граничних значеннях енергій, що йдуть на руйнування одиниці маси як при деформаційному зносі, так і зносі мікрорізанням. Ці дані можуть бути розраховані за результатами двох експериментів:

1. Визначення зносу колосників при прямоточному витіканні матеріалу з воронки, в цьому випадку  $\alpha_0 = 90^\circ$ .

2. Визначення зносу колосників при розвантаженні бункера через барабанний живильник, в цьому випадку  $\alpha_0=35\div 45^\circ$ .

За результатами двох експериментів складемо систему двох алгебраїчних рівнянь відносно невідомих енергій у рамках нашого завдання (формула (8) або (9)), в першому випадку  $\alpha_0=90^\circ$ , в другому  $\alpha_0=35\div 45^\circ$ , для обох випадків потрібно визначити швидкості  $V_p$  (25) і  $V_{et}$  (30).

Розв'язавши таку систему отримаємо невідомі величини, які використаємо для прогнозування і розрахунку міри зносу колосників при різних параметрах потоку ( $V_0, \alpha_0$ ).

При прямому завантаженні окатиші «постілі» на вантажонесучому полотні опалювальної машини Лурги-552, а також завантаженні шихти барабанним живильником на стрічковий транспортер машини АК-62,5, розрізняють зони рівномірного переміщення матеріалу, а також зони прослизання матеріалу, що рухається, представленого, або у виді суцільного середовища, або у вигляді одиничного сферичного елемента, що стикається з матеріалом палети (рис. 3). Виходячи з характеру зносу колосників, можна припустити, що має місце або деформаційний знос внаслідок множинних зіткнень окатишів (чи елементів шихти) з колосником вантажонесучого полотна або мікрорізання. Енергія деформації навантажених і глибинних шарів матеріалу при багатоциклового навантаженні накопичується в товщі колосника, акумулюється і призводить до втомного руйнування деталей, що виражається в появі втомних тріщин і порушенню загальної цілісності колосників. Проте, як показує практика, такі дефекти в колосниках не спостерігаються, а вони виходять з ладу, в основному, через появи необґрунтованих проміжків між рядами колосників і збільшенням кількості просипу за рахунок кондиційних сипких матеріалів. Отже, при такому вибракуванні колосників через збільшення просипу і відносно невисокого зносу тіла колосника, деформаційний знос цих деталей не є визначальним. Крім того, згідно теорії Біттера [5] другим визначальним чинником при ерозійному зносі є мікрорізання. Відмітимо, що мікрорізання спостерігається на тих ділянках взаємодії потоку часток з колосником, де є мікроковзання, тобто на ділянках, де швидкість потоку часток і стрічки вантажонесучого полотна не співпадають.

Тому розглянемо процеси в зоні вивантаження окатишів на робоче полотно машини. Виділимо з потоку окатишів, окремо взятий окатиш або горизонтальну «лінійку» окатишів. При попаданні потоку окатишів з воронки на полотно, горизонтальна швидкість окатиша  $V = 0$ , при цьому, вантажонесуче полотно має постійну лінійну швидкість  $V_0 \neq 0$ .

Вантажонесуче полотно, що рухається, зі швидкістю  $V_0$  за рахунок сил тертя прагне збільшити швидкість окатиша до значення  $V_0$ . В цьому випадку, даний окатиш знаходиться в нестационарному режимі і рухається під дією сили інерції і сили тертя відповідно до диференціального рівняння:

$$m \frac{dV}{dt} = fmg, \quad (36)$$

$$\int_0^{V_0} dV = fg \int_0^{t_0} dt. \quad (37)$$

Інтегруючи (37) в межах від 0 до  $V_0$  і від 0 до  $t_0$  отримаємо:

$$V_0 = fgt_0, \quad t_0 = \frac{V_0}{fg}, \quad (38)$$

де  $t_0$  – час ковзання частки (заздалегідь, невідомий) до придбання часткою швидкості  $V_0$ .

Тоді шлях ковзання частки (окатиша) рівний:

$$S_{\text{ск}} = V_0 t_0 = \frac{V_0^2}{fg}. \quad (39)$$

Розглянемо зону вивантаження промпродукту з вантажонесучого полотна (зона II – барабан, рис. 3). На кожен окремо взятий окатиш в зоні вивантаження матеріалу з обпалювальної зони діє сила тертя  $F_{\text{тр}} = fmg \cos \alpha$  і зіштовхуюча сила  $F_{\text{ст}} = mgs \sin \alpha$ .

Якщо сила тертя більше зіштовхуючої сили, то:

$$f > tg \alpha, \quad (40)$$

в цьому випадку окатиші утримуються на похилій площині палети.

Якщо сила тертя дорівнює зіштовхуючій силі, то окатиш знаходиться в зоні нестійкої рівноваги ( $f = tg \alpha$ );

І якщо:

$$f < tg \alpha, \quad (41)$$

то матеріал вільно ковзає по полотну, і в цьому випадку зі збільшенням  $\alpha$  величина сили, що притискує окатиші, зменшується, отже із зростанням  $\alpha$  (при  $\alpha > 45^\circ$ ), сила тертя і знос колосників значно зменшується.

Отже, найбільший знос колосників проявляється в зоні завантаження оброблюваного матеріалу на вантажонесуче полотно.

### Висновки

1. Проведені дослідження дозволили встановити, що знос колосників вантажонесучого полотна обпалювальної машини має ерозійний характер, який включає деформаційний знос і зношення в результаті мікрорізання колосників окатишами або сировинними матеріалами.

2. Виявлено, що переважним є знос в результаті мікрорізання матеріалу колосників. Причому зоною найбільш інтенсивного зносу для даної конструкції бункерів є ділянки падіння окатишів з бункера на колосники. В результаті досліджень показано, що на знос палет (колосників) істотно впливає початкова швидкість потоку і кут атаки, зі збільшенням яких знос робочих поверхонь істотно зростає.

3. Визначено, що з двох розглянутих конструкцій завантажувальних пристроїв найменший знос палет забезпечує пристрій барабанного типу з кутом атаки потоку часток  $\alpha_0 = 35 \div 45^\circ$  (на відміну від завантажувального пристрою бункерного типу з кутом атаки потоку часток  $\alpha_0 = 85 \div 90^\circ$ ).

4. Визначений коефіцієнт зносу палет з різних марок сталі в умовах випалення металургійних напівфабрикатів при заданому куті атаки потоку. При цьому, переважною є сталь 30X14Г8Ю2Л.

5. За результатами проведених досліджень рекомендується змінити конструкцію завантажувального пристрою бункера подачі матеріалів зі зниженням кута атаки (подання) потоку ( $\alpha_0$ ).

6. Застосування вдосконаленої теорії ерозійного зношування Біттера на мезо-, макро- і мікромоделях дозволяють достовірніше оцінити ступінь зношування вантажонесучого полотна і розробити конструктивну пропозицію по підвищенню міжремонтного періоду і довговічності палет вантажонесучого полотна стрічкових металургійних машин.

---

### Список літератури

1. Панин В.Е. Физическая мезомеханика: достижения за два десятилетия развития, проблемы и перспективы / В.Е. Панин, Ю.В. Гриняев, С.Г. Псахье // Физическая мезомеханика. – 2004. – Т.7. – С. 25-40. – (спец. вып.: ч. 1)

2. Псахье С.Г. Многоуровневый подход к моделированию процессов деформации и разрушения / С.Г. Псахье // Вестник Российской академии наук. – 2013. Т. 83, № 5. С. 398-406.

3. Учитель А.Д. Исследование физико-механических свойств электросталей, обеспечивающих повышенную эксплуатационную стойкость колосников обжиговых и агломерационных машин / А.Д. Учитель, А.Н. Панченко, Д.В. Пополов // Вісник Призовського державного технічного університету. Серія: технічні науки. – 2015. – вип. 31. – С. 14-20.

4. Левин М.З., Седуш В.Я. Механическое оборудование доменных цехов / М.З. Левин, В.Я. Седуш – Вища школа: Київ, 1970. – 220 с.

5. Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добыгин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1989. – 224 с.

6. Колесников Ю.В., Морозов Е.М. Механика контактного разрушения / Ю.В. Колесников, Е.М. Морозов. – М.: «Наука», 1989. – 224 с.

Стаття надійшла 28.08.2023.

**Маліновський Юрій Олександрович** – кандидат технічних наук, доцент, Відокремлений структурний підрозділ «Криворізький професійний коледж Національного авіаційного університету», вул. Туполева, 1, м. Кривий Ріг, Україна, 50045, E-mail: malinovsky129@gmail.com, тел.: +38 098 130 73 24, <https://orcid.org/0000-0001-5980-0908>.

**Учитель Олександр Давидович** – доктор технічних наук, професор, Державний університет економіки і технологій, вул. Медична, 16, м. Кривий Ріг, Україна, 50005, E-mail: uchytel@duet.edu.ua, E-mail: o.d.uchitel@i.ua, [orcid.org/0000-0001-6241-1786](https://orcid.org/0000-0001-6241-1786).

**Панченко Ганна Миколаївна** – доцент кафедри металургійних технологій, кандидат технічних наук, Державний університет економіки і технологій, вул. Медична, 16, м. Кривий Ріг, Україна, 50005, E-mail: panchenko\_hm@duet.edu.ua, [orcid.org/0000-0001-7565-0380](https://orcid.org/0000-0001-7565-0380).

**Власенков Дмитро Петрович** – старший викладач, заступник директора, Відокремлений структурний підрозділ «Криворізький професійний коледж Національного авіаційного університету», вул. Туполева, 1, м. Кривий Ріг, 50045, Україна, E-mail: vlasenkov.d@gmail.com, тел.: +38 067 296 71 75.

**Олійник Світлана Юрївна** – старший викладач кафедри технології машинобудування Криворізький національний університет, вул. Віталія Матусевича, 11, м. Кривий Ріг, 50027, Україна, E-mail: olynik.syu@knu.edu.ua, тел.: +38 067 981 52 35, <https://orcid.org/0000-0002-6169-8874>.

*Yu. O. MALINOVSKIY, O. D. UCHYTEL, H. M. PANCHENKO, D. P. VLASENKOV,  
S. Yu. OLIINYK*

### **EROSIONAL WEAR OF THE LOAD CARRYING CANVAS OF BURNING MACHINES UNDER THE INFLUENCE IRON ORE PELLETS**

The load-carrying belt of conveyor machines for clods of iron ore concentrate operates in a complex, aggressive dust and gas environment and cyclic "heating-cooling" modes. At the same time, the constituent elements of the load-bearing fabric - gratings also work under the influence of shock and abrasive loads, which leads to their intensive wear, as well as an increase in the regulated working gaps between adjacent gratings, and, therefore, to their premature replacement. In order to predict the degree of wear of the working surfaces of parts (grills), numerical models have been developed at the micro, macro, and meso levels. These models work in various combinations, but in the given conditions of operation of burning machines, due to the specifics of their work, meso- and micro-models rarely appear. The results of the analysis of the defects of the grates, which have failed, indicate the manifestation of macro-models, the schematization of which takes place mainly in the form of an erosive wear model. On the basis of macro models, Bitter's dependences were modified to calculate the degree of erosive wear of grates, and it was also established that to significantly reduce the degree of wear of pallets, it is recommended to use drum-type loading devices that ensure unloading of material with an angle of attack  $\alpha=35\div 45^\circ$ . At the same time, the best recommended material for grates is steel 30X14Г8Ю2Л.

**Key words:** conveyor machine, grating, erosive wear, angle of attack, particle speed, coefficient of friction, alloy steel.

#### **References**

1. Panin V.E. Fizicheskaya mezhmechanika: dostizheniya za dva desyatiletia razvitiya, problemy i perspektivy / V.E. Panin, Yu.V. Grinyaev, S.G. Psahе // Fizicheskaya mezhmechanika. – 2004. – T.7. – S. 25-40. – (spec. Vyp.: ch. 1)
2. Psahе S.G. Mnogourovnevnyj podhod k modelirovaniyu processov deformacii i razrusheniya / S.G. Psahе // Vestnik Rossijskoj akademii nauk. – 2013. T. 83, № 5. S. 398-406.
3. Uchitel A.D. Issledovanie fiziko-mehaničeskikh svojstv elektrostalej, obespečivayushih povyshennuyu ekspluatacionnuyu stojkost kolosnikov obzhigovyh i aglomeracionnyh mashin / A.D. Uchitel, A.N. Panchenko, D.V. Popolov // Visnyk Priazovskogo derzhavnogo tehničnogo universitetu. Seriya: tehnični nauky. – 2015. – Vyp. 31. – S. 14-20.
4. Levin M.Z., Sedush V.Ya. Mehanicheskoe oborudovanie domennyh cehov / M.Z. Levin, V.Ya. Sedush – Visha shkola: Kiyiv, 1970. – 220 s.
5. Kragelskij I.V. Osnovy raschetov na trenie i iznos / I.V. Kragelskij, M.N. Dobygin, V.S. Kombatov. – M.: Mashinostroenie, 1989. – 224 s.
6. Kolesnikov Yu.V., Morozov E.M. Mehanika kontaktnogo razrusheniya / Yu.V. Kolesnikov, E.M. Morozov. – M.: «Nauka», 1989. – 224 s.

**Malinovskyi Yurii Olexandrovyč** – candidate of technical sciences, associate professor, Separate structural unit «Kryvyi Rih professional college of National Aviation University», Kryvyi Rih, Tupolev 1, Ukraine, 50045, E-mail: malinovsky129@gmail.com, tel.: +38 098 130 73 24, <https://orcid.org/0000-0001-5980-0908>.

**Uchytel Olexsandr Davydovych** – doctor of technical sciences, professor, State University of Economics and Technology, str. 16 Medichna St., Kryvyi Rih, Ukraine, 50005, E-mail: uchytel@duet.edu.ua, E-mail: o.d.uchitel@i.ua, [orcid.org/0000-0001-6241-1786](https://orcid.org/0000-0001-6241-1786).

**Panchenko Hanna Mykolaivna** – Associate Professor of the Department of Metallurgical Technologies, Candidate of Technical Sciences, State University of Economics and Technology, str. 16 Medichna St., Kryvyi Rih, Ukraine, 50005, E-mail: panchenko\_hm@duet.edu.ua, [orcid.org/0000-0001-7565-0380](https://orcid.org/0000-0001-7565-0380).

**Vlasenkov Dmyro Petrovyč** – senior teacher, head's assistant, Separate structural unit «Kryvyi Rih professional college of National Aviation University», Kryvyi Rih, Tupolev 1, Ukraine, 50045, E-mail: vlasenkov.d@gmail.com, tel.: +38 067 296 71 75.

**Oliinyk Svitlana Yuriivna** – senior lecturer of the Department of Mechanical Engineering Technology Kryvyi Rih National University, Kryvyi Rih, Vitaly Matusevicha 11, Ukraine, 50027, E-mail: olynyk.syu@knu.edu.ua, tel.: +38 067 981 52 35, <https://orcid.org/0000-0002-6169-8874>.