

*А.О. КИЧМА, Ю.Я. НОВИЦЬКИЙ, Р.Я. ПРЕДКО*

### **ПРОБЛЕМИ ПРИВІДНИХ МЕХАНІЗМІВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ДІЛЯНОК ВИПАЛУ І ПОМЕЛУ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ ЦЕМЕНТУ**

У роботі проведено аналіз умов тривалої експлуатації приводних механізмів технологічних ділянок випалу і помелу при виробництві цементу. Розглянуто характерні варіанти взаємного розташування елементів вінцевої пари у випадку прямолінійної осі обертання корпусу технологічного агрегату та осьовому битті зубчастого вінця, а також варіант взаємного розташування елементів вінцевої зубчастої пари у випадку викривленої осі обертання корпусу обертового агрегату. Реалізовано методику для визначення сумарного кута перекосу зубців вінцевої пари з врахуванням похибок виготовлення і взаємного розташування коліс відкритої зубчастої передачі. На основі експериментальних даних побудовані залежності сумарного кута перекосу зубців вінцевої пари у функції кута повороту зубчастого вінця і визначено можливий діапазон сумарного кута перекосу за різних умов експлуатації розглянутих великогабаритних обертових агрегатів. Для оцінки напружено-деформованого стану елементів зубчастого вінця, встановленого на корпусі печі, створена твердотільна модель в програмному середовищі SolidWorks Simulation. В якості прикладу визначені залежності зміни величин деформацій зубців зубчастого вінця у площині дії рівномірно розподіленого нормального зусилля. Запропоновані практичні рекомендації з удосконалення конструкції вінцевої зубчастої пари.

*Ключові слова:* обертові печі; млини; підвінцева шестерня; зубчастий вінець; кут перекосу зубців; метод скінченних елементів

*А.А. КИЧМА, Ю.Я. НОВИЦЬКИЙ, Р.Я. ПРЕДКО*

### **ПРОБЛЕМЫ ПРИВІДНИХ МЕХАНІЗМІВ ТЕХНОЛОГІЧЕСКИХ УЧАСТКОВ ОБЖИГА И ПОМОЛА ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ЦЕМЕНТА**

В работе проведен анализ условий длительной эксплуатации приводных механизмов технологических участков обжига и помола при производстве цемента. Рассмотрены характерные варианты взаимного расположения элементов венцовой пары в случае прямолинейной оси вращения корпуса технологического агрегата и осевого биения зубчатого венца, а также вариант взаимного расположения элементов венцовой зубчатой пары в случае искривленной оси вращения корпуса вращающегося агрегата. Реализована методика для определения суммарного угла перекоса зубьев венцовой пары с учетом погрешностей изготовления и взаимного расположения колес открытой зубчатой передачи. На основе экспериментальных данных построены зависимости суммарного угла перекоса зубьев венцовой пары в функции угла поворота зубчатого венца и определен возможный диапазон суммарного угла перекоса при различных условиях эксплуатации рассмотренных крупногабаритных вращающихся агрегатов. Для оценки напряженно-деформированного состояния элементов зубчатого венца, установленного на корпусе печи, создана твердотельная модель в программной среде Solid Works Simulation. В качестве примера определены зависимости изменения величин деформаций зубьев зубчатого венца в плоскости действия равномерно распределенного нормального усилия. Предложены практические рекомендации по совершенствованию конструкции венцовой зубчатой пары.

*Ключевые слова:* вращающиеся печи; мельницы; подвенцовая шестерня; зубчатый венец; угол перекоса зубьев; метод конечных элементов

*А. КУЧМА, У. НОВИЦЬКИЙ, Р. ПРЕДКО*

### **PROBLEMS OF DRIVE MECHANISMS OF TECHNOLOGICAL SECTION OF FIRING AND GRINDING DURING CEMENT PRODUCTION**

The analysis of conditions of long operation of driving mechanisms of technological sites of firing and grinding at cement production is carried out in the work. Typical variants of mutual arrangement of crown pair elements in case of rectilinear axis of rotation of technological unit body and axial beating of gear ring, as well as variant of mutual arrangement of crown gear elements in case of curved axis of rotation of rotary unit body are considered. A technique for determining the total angle of skew of the teeth of the crown pair, taking into account the errors of manufacture and the relative position of the wheels of the open gear. On the basis of experimental data the dependences of the total skew angle of the teeth of the crown pair as a function of the rotation angle of the gear crown are constructed and the possible range of the total skew angle under different operating conditions of the considered large rotating units is determined. To assess the stress-strain state of the elements of the ring gear mounted on the furnace body, a solid model was created in the software environment Solid Works Simulation. As an example, the dependences of the change in the magnitude of the deformation of the teeth of the toothed crown in the plane of action of a uniformly distributed normal force are determined. Practical recommendations for improving the design of the crown gear pair are offered.

*Keywords:* rotary kilns; mills; crown gear; toothed crown; the angle of skew of the teeth; finite element method

**Аналіз відомих досліджень та постановка проблеми.** Великогабаритні обертові печі і млини знайшли широке застосування в цементній і хімічній промисловості у чорній і кольоровій металургії. В таких обертових агрегатах використовують одно- або двосторонні електромеханічні приводи з циліндричною зубчастою передачею (вінцевою парою) з модулем  $m = 25 \div 50$  мм і ділільним діаметром зубчастого вінця до 14000 мм [1–3]. Проблема підвищення довговічності і надійності великогабаритних обертових печей і млинів, особливо актуальна. Бажання отримати від використання технологічної лінії більше готової продукції призводить до збільшення розмірів корпусу печей і млинів, їх кутової швидкості та

махового моменту. При цьому стають більш трудомісткими монтажні і ремонтні роботи, погіршуються умови експлуатації корпусу обертового агрегату з футерівкою, роликів опор, зубчастих передач, муфт та інших вузлів приводного механізму [4]. Недостатня надійність окремих елементів обертових печей і млинів призводить до зупинки усієї технологічної лінії. Це знижує коефіцієнт використання розглянутого обладнання і зменшує очікуваний ефект від застосування великогабаритних агрегатів [5]. Автор [1] відмічає, що механічна частина традиційного приводу

© А. О. Кичма, Ю. Я. Новицький, Р. Я. Предко, 2021

обертових печей і млинів мало чим змінилася за останні 50 років. Практика експлуатації таких технологічних ліній показала, що працездатність обертових печей і млинів переважно визначається надійністю елементів приводного механізму [6–8]. У роботі [4] автори для покращення експлуатаційних характеристик електромеханічного приводу великогабаритних млинів пропонують застосовувати розроблені нові конструкції кулькових муфт вільного ходу. У тривало експлуатованих великогабаритних обертових печах і млинах в силу специфічних умов їх роботи має місце інтенсивне зношування зубців відкритої передачі привода у зачепленні вінцевої пари, що спричиняє виникнення додаткових динамічних навантажень усієї електромеханічної системи [9–11]. У роботі [12] досліджено вплив характеристик різних типів муфт на динамічні явища в електромеханічних приводних системах кульових млинів. Виходячи з вище наведеного, постає потреба в удосконаленні систем діагностики технічного стану і методів розрахунку обертових печей та млинів на основі дослідження їх динаміки, міцності та механіки руйнування. Авторами [13] проведений розрахунок зубчастих передач на контактну міцність на основі стандарту American Gear Manufacturers Association (AGMA). Такі ж параметри, розраховані з використанням методу скінченних елементів (МСЕ), мають менші значення. Отже, МСЕ дає відповідно менші значення напружень. Оцінку зубця, який має тріщинку біля діаметра западин колеса, з використанням МСЕ і з методу трьох сіток розглянуто в [14]. У роботі [15] проведений аналіз проектування, моделювання та визначення напружень зубчастих коліс, який базується на основі міцності на згин та контактних напружень з використанням програми ANSYS 14.5.

Підсумовуючи вищевикладене, можна зробити висновок, що підвищення довговічності приводних механізмів технологічних ділянок випалу і помелу при виробництві цементу за рахунок конструкторських, технологічних і експлуатаційних заходів є актуальною задачею.

**Основний матеріал. Фактори, які впливають на величину кута перекосу зубчастої вінцевої пари.** Досвід експлуатації приводних механізмів великогабаритних обертових печей і млинів засвідчує, що відносне положення коліс зубчастої вінцевої пари змінюється. На рис. 1 зафіксовано розташування підвінцевої шестерні 1 і зубчастого вінця 2 під час монтажу елементів нової вінцевої пари. Зміну положення зубчастого вінця проводять за допомогою десяти вузлів кріплення зубчастого вінця до корпусу, а контроль взаємного положення зубців вінцевої пари визначають за допомогою спеціального пристрою (Авт. свід. № 750255). Крім того, існуючі конструкції вузлів вінцевої пари не мають спільного корпусу. Таким чином, великі габарити і вага елементів вінцевої пари вимагають великих затрат часу для забезпечення необхідної точності їх монтажу і збереження необхідного взаємного положення елементів відкритої зубчастої пари під час тривалої експлуатації обертового агрегату.

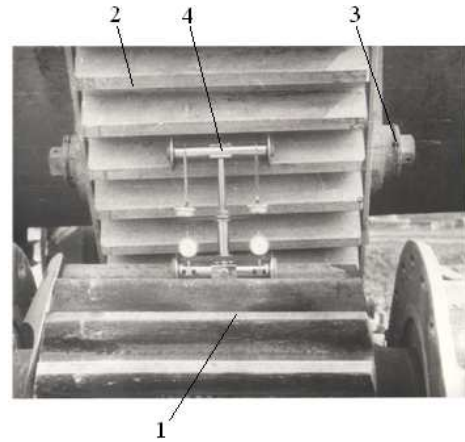


Рисунок 1 – Взаємне розташування підвінцевої шестерні і вінцевого колеса у процесі їх монтажу:  
1 – підвінцева шестерня ( $z_1=20$ ), 2 – зубчастий вінець ( $z_2=150$ ), 3 – вузол кріплення зубчастого вінця до корпусу, 4 – пристрій для контролю взаємного положення коліс зубчастої вінцевої пари

За умовами монтажних робіт і транспортування вінцеві колеса виконують з двох або чотирьох частин. Корпус обертового агрегату, до якого кріпиться зубчастий вінець, піддається суттєвим температурним і силовим деформаціям, які можуть призвести до зміни положення зубчастого вінця або передчасного пошкодження вузла кріплення.

Практика використання великогабаритних обертових агрегатів засвідчує, що для підвищення довговічності вінцевої зубчастої пари необхідні подальші дослідження з урахуванням реальних умов навантаження елементів приводного механізму і конкретних особливостей їх експлуатації.

В обертових печах з редукторним приводом вінцеве колесо жорстко кріпиться до обичайки, а корпуси підвінцевих шестерень нерухомо закріплені до фундаменту. Характерними особливостями приводних механізмів печей є: діаметр корпусу печі досягає 7 м, а довжина корпусу досягає 100 і більше метрів, який розташований з нахилом 3...4%; під час зміни технологічних режимів в елементах агрегату виникають суттєві температурні і силові деформації; привідна вінцева зубчаста пара не має спільного корпусу.

Перераховані особливості призводять до того, що взаємне розташування елементів вінцевої пари, яка передає обертальний момент на корпус, постійно змінюється у процесі експлуатації. Перераховані причини значно ускладнюють умови роботи елементів приводних вузлів. Вивчення і аналіз типових проектів організації робіт під час ремонтів обертових печей на різних цементних заводах дають можливість відзначити найбільш поширені види пошкоджень вінцевої пари:

- поломка зубців у результаті втомного руйнування при згині; поломка зубців із-за значної концентрації напружень, зумовлених непаралельністю і перекосом зубців вінцевої пари (рис. 2);

- недопустимо великим зношуванням робочих

поверхонь зубців (рис. 3), яке приводить до їх згину або руйнування;

- пластичні деформації зсуву у напрямку ковзання робочих поверхонь зубців вінцевої пари.



Рисунок 2 – Стан зубців зубчастого вінця під час експлуатації в умовах цементного заводу



Рисунок 3 – Підвінцева шестерня із зношеним профілем зубців

Характерні випадки взаємного розташування елементів вінцевої пари у випадку прямолинійної осі обертання корпусу обертового агрегату показані на рис. 4. Зміна положення зубчастих коліс вінцевої пари при прямолинійній осі обертання корпусу печі і осьовому битті зубчастого вінця рівному  $\xi_1$  показано на рис. 4, де  $\gamma'$  – кут перекосу зубців коліс вінцевої пари:  $b_1$  і  $b_2$  – відповідно ширина підвінцевої шестерні і зубчастого вінця;  $\delta_{\max}$  – сумарна деформація зубців;  $\nu$  – коефіцієнт довжини контакту зубців;  $\gamma_{\Sigma}$  – сумарний кут перекосу, приведений до площини зачеплення.

Взаємне розташування елементів вінцевої зубчастої пари у випадку викривленої осі обертання корпусу обертового агрегату наведено на рис. 5, де  $e$  – величина прогину осі обертання корпусу агрегату у перерізі, що співпадає з розташуванням серединної площини зубчастого вінця,  $\xi_2$  – осьове

биття зубчастого вінця, яке спричинене викривленням осі обертання корпусу агрегату. Такий випадок має місце, коли деформації корпусу, зумовлені дією ваги зубчастого вінця і відпалюваного матеріалу, незначні.

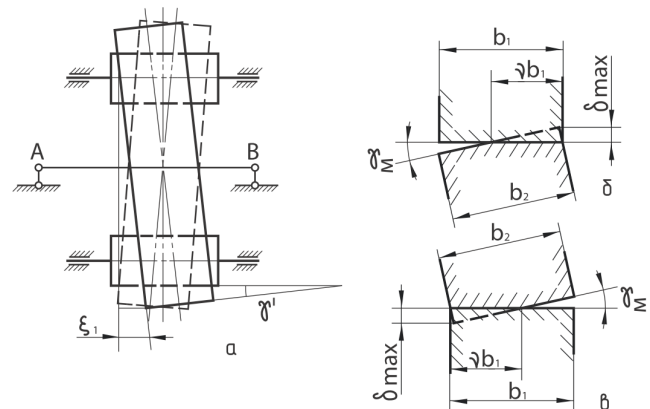


Рисунок 4 – Характерні випадки взаємного розташування елементів вінцевої зубчастої пари у випадку прямолинійної осі обертання корпусу обертового агрегату:

$a$  – переміщення вінцевого зубчастого колеса у випадку прямолинійної осі обертання корпусу обертового агрегату і осьовому битті зубчастого вінця;  $b$  – деформації зубців вінцевого колеса і підвінцевої шестерні, що розміщена з правої сторони;  $b$  – деформації зубців вінцевого колеса і підвінцевої шестерні, що розміщена з лівої сторони

Значення кута технологічного перекосу зубців відкритої передачі визначаємо за формулою

$$\gamma_T = \sqrt{\Delta_1^2 + \Delta_2^2 + \gamma_p^2 \cos^2 \alpha + \gamma_n^2 \sin^2 \alpha}, \quad (1)$$

де  $\Delta_1$  і  $\Delta_2$  – відповідно, відхилення від заданого напрямку кута нахилу зубців шестерні і зубчастого вінця;

$\gamma_p$  і  $\gamma_n$  – кути перекосу і непаралельності осей обертання шестерні і зубчастого вінця;  
 $\alpha$  – кут зачеплення.

Для обертового агрегату з прямолинійною віссю корпусу і при осьовому битті вінця, рівному  $\xi_1$ , кут перекосу коліс відкритої зубчастої передачі дорівнює

$$\gamma' \approx \sin \gamma' = \frac{\xi_1}{d_2}, \quad (2)$$

де  $d_2$  – дільний діаметр зубчастого вінця.

У випадку викривлення осі корпусу агрегату (див. рис. 5) кут перекосу визначаємо у залежності від величини її прогину у перерізі, в якому встановлений зубчастий венець:

$$\gamma'' = \frac{e}{L}, \quad (3)$$

де  $L = CB$  – відстань від ближньої опори корпусу обертового агрегату до серединної площини зубчастого вінця.

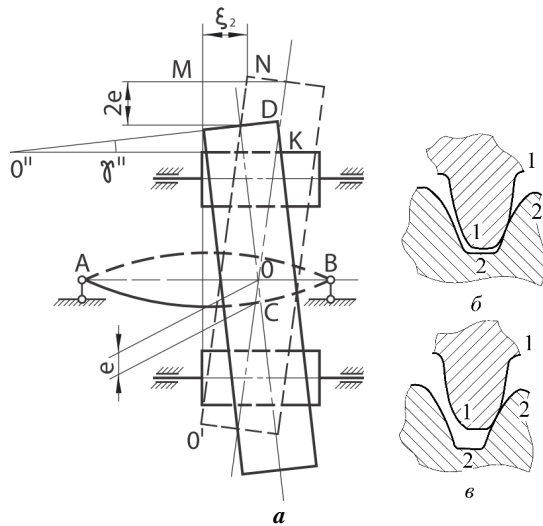


Рисунок 5 – Взаємне розташування елементів в'язцевої пари у випадку

викривленої осі обертання корпусу обертового агрегату: *a* – переміщення в'язцевого зубчастого колеса у випадку викривленої осі обертання корпусу обертового агрегату; *б* і *в* – мінімальний і максимальний радіальні зазори між зубцями в'язцевої зубчастої пари

Для зручності проведення подальших досліджень кут перекосу зубців коліс в'язцевої пари приводимо до площини зачеплення. Тоді залежності для визначення похибок розташування зубців коліс в'язцевої пари від осьового биття  $\xi_1$  і кута повороту в'язцевого колеса  $\psi$  мають вигляд

$$\gamma'_p = \frac{\xi_1}{d_2} \cos \alpha \sin \psi; \quad (4)$$

$$\gamma'_n = \frac{\xi_1}{d_2} \sin \alpha \cos \psi, \quad (5)$$

де  $\gamma'_p$  і  $\gamma'_n$  – змінні складові приведених кутів перекосу і непаральності зубців коліс в'язцевої пари у випадку прямолінійної осі обертання корпусу обертового агрегату.

Неточності розташування зубців коліс в'язцевої пари, які зв'язані з викривленням осі корпусу агрегату, визначаються за такими виразами:

$$\gamma''_p = \frac{e}{L} \cos \alpha \cdot \sin \psi; \quad (6)$$

$$\gamma''_n = \frac{e}{L} \sin \alpha \cdot \cos \psi. \quad (7)$$

Тут  $\gamma''_p$  і  $\gamma''_n$  – змінні складові приведених кутів перекосу і непаральності зубців в'язцевої пари, обумовлені осьовим биттям колеса  $\xi_2$ .

Підставляючи залежності (4)–(7) у вираз (1), отримуємо формулу для визначення зміни сумарного кута перекосу зубців в'язцевої пари

$$\gamma_\Sigma = \sqrt{\Delta_\Sigma + \left( \frac{\xi_1^2}{d_2^2} + \frac{e^2}{L^2} \right) (\cos^2 \alpha \sin^2 \psi + \sin^2 \alpha \cos^2 \psi)}, \quad (8)$$

де  $\Delta_\Sigma = \Delta_1^2 + \Delta_2^2$ .

Під час експериментальних досліджень визначались осьове биття в'язцевого колеса і відхилення осі обертання корпусу обертового агрегату від прямолінійності. Дослідження умов роботи приводного механізму при різних значеннях похибок виготовлення і монтажу елементів обертових агрегатів показали, що у реальних умовах експлуатації сумарний кут перекосу зубців коліс в'язцевої пари може перевищувати рекомендовану максимальну величину більше ніж у два-три рази, можливі випадки неповного контакту зубців в'язцевої пари за шириною колеса. Так, для обертових агрегатів розмірами 5×185 м; 4,5×80 м; 4×150 м значення максимального сумарного кута перекосу зубців коліс в'язцевої пари за певних умов експлуатації досягало від  $4,0 \cdot 10^{-4}$  до  $8,1 \cdot 10^{-4}$  рад.

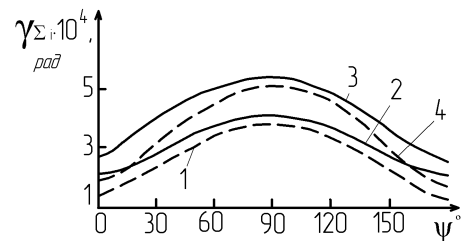


Рисунок 6 – Залежність сумарного кута перекосу зубців в'язцевої пари у функції кута повороту зубчастого в'язця

На рис. 6 показані залежності сумарного кута перекосу зубців в'язцевої пари у функції кута повороту зубчастого в'язця для обертової печі розміром 4,5×80 м. Криві побудовані при наступних величинах похибок монтажу:  $\xi_1 = e = 1,73$  мм – крива 1;  $\xi_1 = e = 3$  мм – крива 2;  $\xi_1 = 10$  мм,  $e = 0$  – крива 3;  $\xi_1 = 3$  мм,  $e = 5$  мм – крива 4.

Отримані результати вказують на те, що у процесі довготривалої експлуатації обертових агрегатів припрацювання зубців коліс в'язцевої пари повністю не здійснюється. У силу специфічних умов їх роботи (відкрита зубчаста передача, наявність абразивного середовища, велика нерівномірність розподілення навантаження за довжиною контактних ліній тощо), відбувається інтенсивне зношування зубців шестерні і зубчастого в'язця (див. рис. 2 і рис. 3). Це спричинює нерівномірність обертального руху коліс в'язцевої пари, внаслідок чого виникають додаткові динамічні навантаження у зачепленні.

**Визначення розподілу деформацій за шириною зубця зубчастого в'язця.** Для оцінки напружено-деформованого стану зубчастого в'язця, встановленого на корпусі печі, створена твердотільна модель за допомогою програмного забезпечення SolidWorks. Для цього згідно геометричних розмірів, взятих з технічної документації, побудована тривимірна геометрична модель зубчастого в'язця, закріпленого на корпусі печі за допомогою спеціальних осей з конусними ділянками і ексцентровими гайками. Зубчастий

вінець навантажувався розподіленою за довжиною зубця нормальною силою у зачепленні. Розрахунок напружено-деформованого стану здійснювали методом скінченних елементів за допомогою програмного комплексу SolidWorks Simulation.

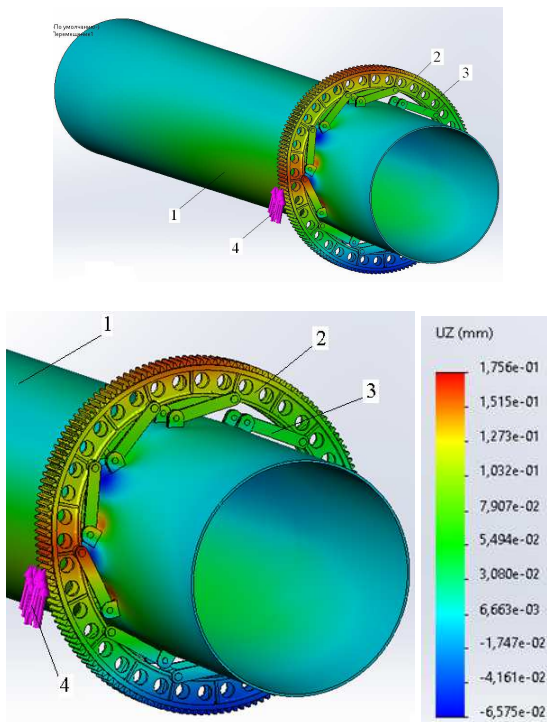


Рисунок 7 – Розподіл осевих переміщень у зубці зубчастого вінця у площині дії рівномірно розподіленого нормального зусилля:

1 – корпус печі, 2 – зубчастий вінець, 3 – осі з конусними ділянками і ексцентриковими гайками, 4 – рівномірно розподілене за шириною зубця навантаження нормальної сили у зачепленні

Для прикладу розглянуто привод обертової печі, у якої довжина корпусу 80 м, з зовнішнім діаметром корпусу, рівним 4,5 м, модуль коліс вінцевої пари  $m = 45$  мм; відповідно кількість зубців  $z_1 = 20$  і  $z_2 = 150$ , а ділильні діаметри  $d_1 = 900$  мм і  $d_2 = 6750$  мм, довжина зубця зубчастого вінця  $b_2 = 700$  мм. За умовами виконання монтажних робіт зубчастий вінець масою 33121 кг складається з двох частин. Згідно вимог виробника боковий зазор зубчастої вінцевої пари повинен бути в границях від 1,1 мм до 3,8 мм, а граничний перекося осей вінцевої пари за шириною зубчастого вінця не більше 0,24 мм, і, відповідно, гранична непаралельність осей коліс вінцевої пари за шириною зубця колеса не більше 0,34 мм.

На рис. 7 наведено розподіл осевих переміщень у зубці зубчастого вінця у площині дії рівномірно розподіленого нормального зусилля з урахуванням впливу податливості корпусу печі, несиметричності товщини обода зубчастого вінця і зміни їх температури. Крива на рис. 8 відображає графічну залежність зміни величини деформацій зубця зубчастого вінця у площині дії рівномірно розподіленого нормального зусилля без урахування зміни температури під час експлуатації, а крива на рис. 9, відповідно, – при зміні температури

елементів обертової печі і вінцевої пари до  $70^\circ\text{C}$ .

З рис. 8 та рис. 9 видно, що величини деформацій для зубця зубчастого вінця у площині дії рівномірно розподіленого нормального зусилля без урахування зміни температури лежить у межах  $0,157 \div 0,153$  мм, а з врахуванням зміни температури – становить  $0,163 \div 0,158$  мм.

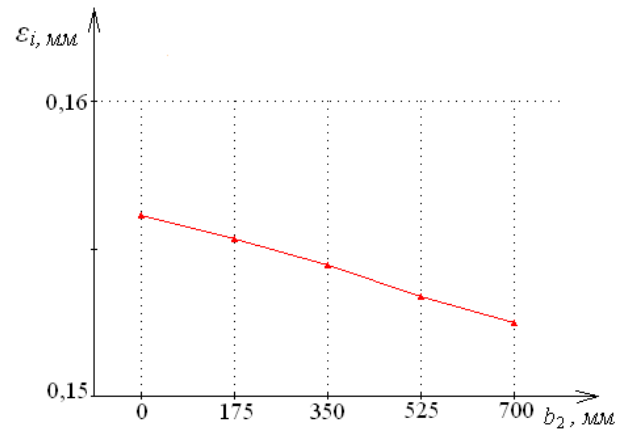


Рисунок 8 – Залежність зміни величини деформацій зубця зубчастого вінця у площині дії рівномірно розподіленого нормального зусилля без урахування зміни температури під час експлуатації

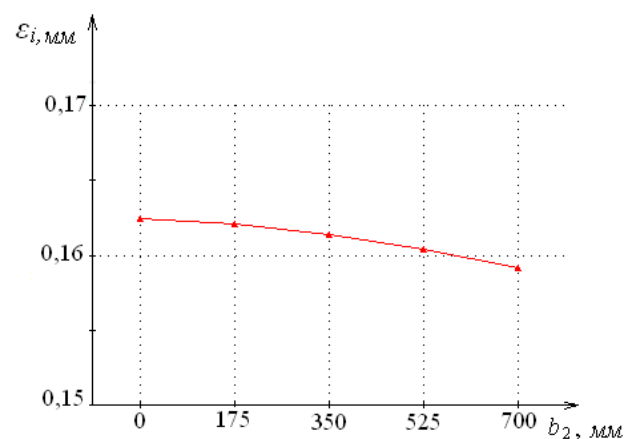


Рисунок 9 – Залежність зміни величини деформацій зубця зубчастого вінця у площині дії рівномірно розподіленого нормального зусилля при зміні температури корпусу обертової печі до  $70^\circ\text{C}$

Аналізуючи отримані залежності, можна зробити висновок, що конструкція зубчастого вінця і системи його кріплення до корпусу печі забезпечує умову зміни величини деформацій зубця зубчастого вінця у площині дії рівномірно розподіленого нормального зусилля без врахування зміни температури, а також при зміні температури елементів обертової печі і вінцевої пари до  $70$  градусів.

Однак під час тривалої експлуатації великогабаритних обертових печей та млинів через специфічні їх умови роботи проходить інтенсивне зношування зубців коліс вінцевої пари (див. рис. 2 і рис. 3). Крім того, існуючі конструкції вузлів вінцевої пари не мають спільного корпусу. Таким чином, великі габарити і вага елементів вінцевої

пари вимагають великих затрат часу для забезпечення необхідної точності їх монтажу і збереження необхідного взаємного положення елементів відкритої зубчастої пари під час тривалої експлуатації обертових агрегатів.

Проведені авторами дослідження з визначення взаємного положення коліс вінцевої пари показали, що основними чинниками, які пришвидшують зношування їх зубців, є наявність торцевого биття зубчастого вінця і викривлення осі обертання ділянки печі, на якій встановлено зубчастий вінець. Внаслідок цього повне припрацювання зубців коліс вінцевої пари не здійснюється.

Тому перспективним, на нашу думку, є застосування конструкції приводного механізму великогабаритних обертових агрегатів з рухомими шестернями відкритої зубчастої передачі при односторонньому чи двохсторонньому приводі. При цьому підвінцева шестерня і зубчастий вінець виконані з двома додатковими циліндричними котками на їх торцях, які за допомогою пружних елементів притискаються один до одного (Пат. USA № 5660076, Авт. свідоцтво № 1213331).

Застосування таких конструкцій приводного механізму обертових печей дозволяє підтримувати більш постійне взаємне положення коліс вінцевої зубчастої пари під час тривалої експлуатації, включаючи такі параметри як міжосьова відстань, боковий і радіальний зазор.

**Висновки.** У результаті дослідження умов тривалої експлуатації приводних механізмів технологічних ділянок випалу і помелу при виробництві цементу зроблено такі висновки.

1. У приводних механізмах обертових печей і млинів, які експлуатуються на технологічних ділянках випалу і помелу при виробництві цементу, сумарний кут перекошу зубців вінцевої пари може досягати значення  $5,1 \cdot 10^{-4}$  рад. При цьому припрацювання зубців коліс вінцевої пари значно погіршує постійна зміна їх взаємного розташування, обумовлена геометричними похибками виготовлення та монтажних робіт елементів відкритої зубчастої передачі, їх температурними і силовими деформаціями та осьовим переміщенням корпусу великогабаритного обертового агрегату.

2. Специфічні умови експлуатації вінцевої зубчастої передачі, яка не має спільного корпусу, наявність абразивного середовища, і значна нерівномірність розподілення навантаження за довжиною контактних ліній спричиняють інтенсивне зношування зубців шестерні і зубчастого вінця.

3. Основними чинниками, які пришвидшують зношування зубців вінцевої пари, є наявність торцевого биття зубчастого вінця і викривлення осі обертання ділянки печі обертового агрегату, на якій встановлено зубчастий вінець. Внаслідок цього повне припрацювання зубців коліс вінцевої пари не здійснюється.

4. Перспективним, на нашу думку, є застосування конструкції приводного механізму великогабаритних обертових агрегатів з рухомими шестернями відкритої зубчастої передачі при

односторонньому чи двохсторонньому приводі. При цьому підвінцева шестерня і зубчастий вінець виконані з двома додатковими циліндричними котками на їх торцях, які за допомогою пружних елементів притискаються один до одного.

#### Список літератури

1. Uhrek Frank C. Gear Material Selection and Construction for Large Gears. *GEAR TECHNOLOGY*. January/February 2013. P. 58–64.
2. Виноградов Б.В., Федін Д.А. The stress state of heavy loaded open gearind with incomplete teeth contact. *Науковий вісник НГУ*. 2016. № 3. С. 35–40.
3. Povetkin V.V., Sushkova O.A., Ibragimova Z.A., Shukhanova ZH.K., Assan A.E. Determination of stiffnes of structural elements drive ball mill. *Науковий вісник НГУ*. 2014. № 6. С. 92–96.
4. Малащенко В.О., Куновський Г.П. *Навантажувальна здатність приводів великомасових систем: монографія*. Львів: В-во «Новий Світ–2000», 2016. 150 с.
5. Виноградов Б. В. Неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий открытых зубчатых передач барабанных мельниц. *Науковий вісник НГУ*. 2014. №5. С. 33–38.
6. Виноградов Б. В. Эквивалентное число циклов напряжений при расчете на выносливость открытых зубчатых передач барабанных мельниц. *Науковий вісник НГУ*. 2015. № 1. С. 72–76.
7. Виноградов Б.В., Федін Д.А. Особенности расчета открытых зубчатых передач на прочность. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Харків, НТУ «ХПІ».. 2015. № 34 (1143). С. 19–25.
8. Jiyad K.M., Avis A. Finite element analysis of high contact ratio spur gearand taguchi optimization of gear parameters. International conference on emerging trends in engineering & management (ICETEM-2016). *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*. P. 11–20.
9. Isaeva Irina, Povetkin Vitaly, Isametova Madina, Kerimzhanova Manshuk, Bukayeva Amina, Ibragimova Zaure. Assessment of dynamic parameters of heavy-duty gears. *JVE INTERNATIONAL LTD. VIBROENGINEERING PROCEDIA*. Dec 2016, vol. 10. pp. 46–51.
10. Kychma A.O., Kharchenko Ye.V. Determination of vibroparameters in electromechanical drives with large-sized open gears. *Вісник НУ «ЛПД» Динаміка, міцність та проектування машин і приладів*. 2014. № 788. С. 85–92.
11. Kychma A. O., Predko R. Ya. Loading of structural elements of large-sized rotating aggregates during long-term operation. *Academic Journal. Series: Industrial Machine Building, Civil Enginee-ring*. 2018. 1 (50). P. 25–35. <https://doi.org/10.26906/znp.2018.50.1055>
12. Kharchenko Y, Dragun L. Mathematical modeling of unsteady processes in electromechanical system of ring-ball mill. *Diagnostyka*. 2017. 18(1): 25–35.
13. Seok-Chul Hwang, Jin-Hwan Lee, Dong-Hyung Lee, Seung-Ho Hana, Kwon-Hee Lee. Contact stress analysis for a pair of mating gears. *Mathematical and Computer Modelling*. Vol. 57. Iss. 1–2. January 2013. P. 40–49. [doi.org/10.1016/j.mcm.2011.06.055](https://doi.org/10.1016/j.mcm.2011.06.055)
14. Hui Ma, Rongze Song, Xu Pang, Bangchun Wen. Time-varying mesh stiffness calculation of cracked spur gears. *Engineering Failure Analysis*. 2014, pp. 179–194. [doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.05.018](https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.05.018)
15. Viratsinh Revar, Dharmendrasinh Parmar, Hardik Shah. Design, modeling and stress analysis of high speed helical gear on basis of bending strength and contact strength by changing face width and helix angle. *International Journal For Technological Research In Engineering*. 2016. Vol. 3. Iss. 9. P. 1975–1980.

#### References (transliterated)

1. Uhrek Frank C. Gear Material Selection and Construction for Large Gears. *GEAR TECHNOLOGY*. January/February 2013. P. 58–64.
2. Vynogradov B.V., Fedin D.A. The stress state of heavy loaded open gearind with incomplete teeth contact. *Naukovyi visnyk*

- NGU. 2016. no 3. pp. 35–40.
3. Povetkin V.V., Sushkova O.A., Ibragimova Z.A., Shukhanova ZH.K., Assan A.E. Determination of stiffness of structural elements drive ball mill. *Naukovyi visnyk NGU*. 2014. no 6. pp. 92–96.
  4. Malashchenko V.O., Kunovskyi H. P. *Navantazhuvalna zdadnist pryvodiv velykomasovykh system: monohrafiia*. Lviv: V-vo «Novyi Svit–2000», 2016. 150 p.
  5. Vynogradov B.V. Neravnomernost raspredeleniya nagruzki po dlinne kontaknykh liniy otkrytykh zubchatykh peredach barabannykh melnits. *Naukovyi visnyk NGU*. 2014, no. 5, pp. 33–38.
  6. Vynogradov B.V. Ekvivalentnoye chislo tsiklov napryazheniy pri raschete na vynoslivost otkrytykh zubchatykh peredach barabannykh melnits. *Naukovyi visnyk NGU*. 2015, no. 1, pp. 72–76.
  7. Vynogradov B.V., Fedin D.A. Osobennosti rascheta otkrytykh zubchastykh peredach na prochnost. *Visnik Natsional'nogo Tehnichnogo Universitetu «Kharkivskiy Politehichniy Institut»*. Kharkiv, NTU «KhPI». 2015, no. 34 (1143), pp. 19–25.
  8. Jiyad K.M., Avis A. Finite element analysis of high contact ratio spur gear and taguchi optimization of gear parameters. International conference on emerging trends in engineering & management (ICETEM-2016). *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*. P. 11–20.
  9. Isaeva Irina, Povetkin Vitaly, Isametova Madina, Kerimzhanova Manshuk, Bukayeva Amina, Ibragimova Zaure. Assessment of dynamic parameters of heavy-duty gears. *JVE INTERNATIONAL LTD. VIBROENGINEERING PROCEDIA*. Dec 2016, vol. 10, pp. 46–51.
  10. Kychma A.O., Kharchenko Ye.V. Determination of vibroparameters in electromechanical drives with large-sized open gears. *Visnyk NU «LP» Dynamika, mitsnist ta proektuvannia mashyn i prykladiv*. 2014. no. 788, pp. 85–92.
  11. Kychma A. O., Predko R. Ya. Loading of structural elements of large-sized rotating aggregates during long-term operation. *Academic Journal. Series: Industrial Machine Building, Civil Engineer-ring*. 2018, no. 1 (50), pp. 25–35. <https://doi.org/10.26906/znz.2018.50.1055>
  12. Kharchenko Y., Dragun L. Mathematical modeling of unsteady processes in electromechanical system of ring-ball mill. *Diagnostyka*. 2017. 18(1): 25–35.
  13. Seok-Chul Hwang, Jin-Hwan Lee, Dong-Hyung Lee, Seung-Ho Hana, Kwon-Hee Lee. Contact stress analysis for a pair of mating gears. *Mathematical and Computer Modelling*. 2013, vol. 57, iss. 1–2, pp. 40–49. [doi.org/10.1016/j.mcm.2011.06.055](https://doi.org/10.1016/j.mcm.2011.06.055)
  14. Hui Ma, Rongze Song, Xu Pang, Bangchun Wen. Time-varying mesh stiffness calculation of cracked spur gears. *Engineering Failure Analysis*. 2014, pp. 179–194. [doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.05.018](https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.05.018)
  15. Viratsinh Revkar, Dharmendrasinh Parmar, Hardik Shah. Design, modeling and stress analysis of high speed helical gear on basis of bending strength and contact strength by changing face width and helix angle. *International Journal For Technological Research In Engineering*. 2016, vol. 3, iss. 9, pp. 1975–1980.

*Надійшла (received) 29.06.2021*

#### *Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Кичма Андрій Олексійович (Кычма Андрей Алексеевич, Kychma Andrii)** – кандидат технічних наук (PhD), доцент, Національний університет «Львівська політехніка», доцент кафедри технічної механіки та динаміки машин; м. Львів, Україна; тел.: (050) 506-54-14; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0339-4100>; e-mail: [akychma@gmail.com](mailto:akychma@gmail.com)

**Новіцький Юрій Ярославович (Новицкий Юрий Ярославович, Novitskyi Yurii)** – кандидат технічних наук (PhD), Національний університет «Львівська політехніка», старший викладач кафедри робототехніки та інтегрованих технологій машинобудування; м. Львів, Україна; тел.: (098) 925-46-95; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3586-9366>; e-mail: [iurii.novitskyi@gmail.com](mailto:iurii.novitskyi@gmail.com)

**Предко Ростислав Ярославович (Предко Ростислав Ярославович, Predko Rostyslav)** – кандидат технічних наук (PhD), Національний університет «Львівська політехніка», доцент кафедри технічної механіки та динаміки машин; м. Львів, Україна; тел.: (066) 835-44-37; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2040-8911>; e-mail: [predko.rostuslav@gmail.com](mailto:predko.rostuslav@gmail.com)