

Л.В. Дзюбик, А.Р. Дзюбик, Г.Т. Шевченко\*

Національний університет "Львівська політехніка",  
кафедра механіки та автоматизації машинобудування,\*Академія Сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного,  
кафедра інженерної механіки

## ВРАХУВАННЯ ПРУЖНИХ ДЕФОРМАЦІЙ ОПОР ПІД ЧАС РЕМОНТУ КОРПУСУ ОБЕРТОВОГО АГРЕГАТА

© Дзюбик Л.В., Дзюбик А.Р., Шевченко Г.Т., 2012

**Запропоновано методику виконання ремонтних робіт із заміни дефектних ділянок корпусу обертового агрегата із врахуванням податливості опор. Отримано вирази для визначення необхідних переміщень опор. Проведено обчислення силових навантажень на корпус для восьмиопорного агрегата  $\text{Æ} 5 \cdot 185$  м. Розроблено рекомендації щодо проведення ремонту агрегата.**

**The method of repair of replacement of defective parts of the body rotating unit with regard to compliance towers. The expressions for displacements necessary supports. A calculation of power loads on the building for eight basic aggregates  $\text{Æ} 5 \cdot 185$  m. Recommendations for the repair aggregates.**

**Постановка проблеми.** Складні умови виробництва, великі навантаження та недотримання умов технологічного процесу експлуатації великогабаритних обертових агрегатів зумовлюють необхідність періодичних ремонтних робіт. При цьому корпус агрегата як основний несучий елемент, що характеризується значними вартістю, металомісткістю та конструктивними розмірами, відновлюють заміною окремих ділянок [1, 2]. Найчастіше така необхідність виникає в околі підбандажних обичайок опор. Зумовлено це значними згинальними моментами та перерізувальними силами, які діють на опори, а також втратою міцності матеріалу внаслідок структурних змін.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Існуючі сьогодні методи ремонту не передбачають врахування пружних деформацій опор під дією навантаження [3, 4]. Однак, як показує аналіз літературних джерел [5–7], вплив податливості опор може приводити до істотного перерозподілу діючих навантажень. Також спостерігається непрямолінійність осі обертання корпусу агрегата та відхилення її поза допустимими величинами. Як наслідок створення однакових умов роботи матеріалу корпусу в окремих поперечних перерізах відновленої ділянки є утрудненим. У зв'язку з цим вивчення впливу пружних деформацій опор на точність виконання ремонтно-налагоджувальних робіт корпусу обертового агрегата є актуальним завданням.

**Формулювання мети дослідження.** Мета роботи – розвинути методику ремонту корпусу великогабаритного обертового агрегата із врахуванням податливості опор.

**Виклад основного матеріалу.** Під час виконання ремонтних робіт із заміни частини корпусу здійснюється його розрізання безпосередньо на виробництві. Видалення дефектної ділянки приводить до того, що ліва і права частини корпусу під дією згинальних моментів  $M'_S = M''_S = M_S$  повертаються на деякий кут (рис. 1, а). Після виконання зварювальних робіт у такому положенні під час наступної експлуатації у цих перерізах будуть виникати різні напруження під час обертання агрегата. Для уникнення цього доцільно перед вирізанням дефектної ділянки корпусу опустити опору із врахуванням її пружної деформації на відповідну величину  $z_s^*$  (рис. 1, б). Тоді опорний згинальний момент  $M_S$  зменшиться до нуля, тобто  $M_S=0$ , а торці поперечних перерізів корпусу стануть паралельними.

Встановивши додаткові опори, можна вирізати дефектну частину корпусу і здійснити монтаж нової. Далі опору та відновлену ділянку піднімають до початкового положення.

Виконання вищеописаної технології дає змогу отримати рівність напружень в усіх точках поперечного перерізу корпусу під час обертання.

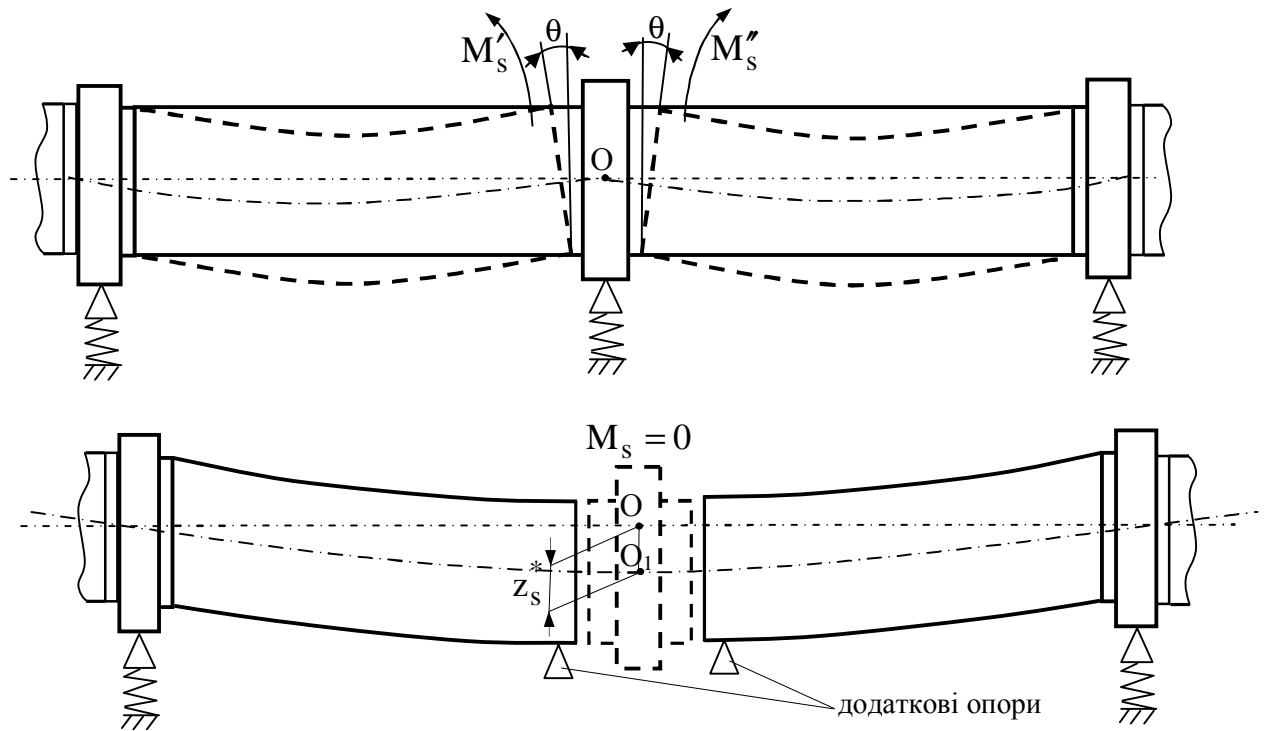


Рис. 1. Положення корпусу під час вирізання дефектної ділянки

Для виконання поставленого завдання використано методику розрахунку конструкції за моделлю балки зі сталою згинною жорсткістю на окремих ділянках, яка розміщена на  $N_R$  пружних опорах різної висоти [5]. Визначальна система лінійних алгебраїчних рівнянь, яка описує статичну рівновагу цієї конструкції, отримана у [5, 8]. У матричному вигляді вона записується так:

$$AX = Y, \quad (1)$$

де  $X = (w_0, \theta_0, R_1, \dots, R_{N_R})$  – вектор невідомого переміщення лівого краю балки, його кута повороту та реакцій опор;  $A$  – квадратна матриця системи розміром  $N_R + 2$ ;  $Y$  – вектор правих частин.

Матриця системи  $A$  залежить від геометричних параметрів задачі та вектора податливостей  $\bar{\kappa} = (\kappa_1, \kappa_2, \dots, \kappa_{N_R})$ . Вектор правих частин зручно записати у структурованому вигляді:

$$Y = Y_f + Y_z, \quad (2)$$

де вектор  $Y_f = (M_\Sigma, P_\Sigma, \chi_1, \chi_2, \dots, \chi_{N_R})$  визначається зовнішнім навантаженням, а вектор  $Y_z = (0, 0, z_1, z_2, \dots, z_{N_R})$  – положенням опор.

Розв'язок рівняння (1) має такий вигляд:

$$X = A^{-1}Y_f + A^{-1}Y_0 + A^{-1}Y_s. \quad (3)$$

Легко побачити, що цей розв'язок лінійно залежить від  $z_s$ . Вираз для моменту [8] є лінійною функцією стосовно реакцій опор, тому він також лінійно залежить від величини  $z_s$  (рис. 2).

Аналіз рис. 2 показує, що для відомих двох значень згинальних моментів за заданого положення опор, можна легко графічним методом визначити шукану величину  $z_s^*$ .

Для аналітичного розв'язання задачі позначимо  $M_s^k$  як значення моменту на опорі з номером  $s$  для заданого  $z_s = z_s^k$ ,  $k=1,2$ .

Тоді через лінійність, для моменту за будь-якого  $z_s$  отримаємо таку формулу:

$$M_s = M_s^1 + \frac{M_s^2 - M_s^1}{z_s^2 - z_s^1} (z_s - z_s^1). \quad (4)$$

Прирівнюючи визначений у (4) момент до нуля, отримаємо шукане положення опори, тобто величину, на яку необхідно перемістити опору для досягнення паралельності торцевих перерізів:

$$z_s^* = z_s^1 - M_s^1 \frac{z_s^2 - z_s^1}{M_s^2 - M_s^1}. \quad (5)$$

Результати розрахунків необхідних величин переміщення опор, відповідно до виразів (1) – (4), для типового обертового агрегата  $\varnothing 5 \times 185$  м наведено у таблиці. Елюра навантажень та геометричні характеристики восьмиопорного агрегата, а також діапазон величин податливостей елементів опор ( $\kappa_{\max}$ ,  $\kappa_{\min}$ ) наведено в [9]. Крайні опори не розглядаються через наявність консольних елементів.

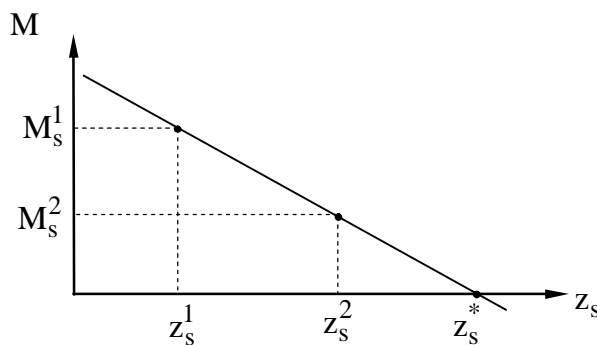


Рис. 2. Визначення переміщення опори для досягнення нульового моменту

**Розрахункові значення переміщень ( $z_s^*$ ) опор  
під час ремонту обертового агрегата  $\varnothing 5 \times 185$  м**

Переміщення опори ( $z_s^*$ ) за різної податливості ( $\kappa$ ), мм	Номер опори					
	2	3	4	5	6	7
$\kappa = 0$ (жорсткі опори)	4,83	2,28	1,91	3,17	2,02	3,92
$\kappa_{\max} = 1,14 \cdot 10^{-3}$ м/мН	6,05	4,48	3,42	4,98	4,87	4,32
$\kappa_{\min} = 0,81 \cdot 10^{-3}$ м/мН	5,86	3,85	3,01	4,47	4,11	4,24

На рис. 3 показано розподіл згинальних моментів під час переміщення однієї з опор (№ 6) обертового агрегата для досягнення нульового моменту за різних значень податливостей.

Тут суцільними лініями показано розподіл для жорстких опор (1), штрихпунктирними (2) – для  $\kappa_{\max}$  та штриховими (3) – для  $\kappa_{\min}$ . Встановлено, що зменшення приведенного коефіцієнта жорсткості опорного вузла збільшує величину провисання корпусу. Зміна висотного положення є найвідчутнішою на двох сусідніх опорах та знижується із віддаленням.

Отримані результати показують, що за вищезазначеної технології ремонту, обов'язково треба вважати опорні вузли агрегатів як пружні опори. Їх деформації необхідно також враховувати під час визначення дійсного положення осі обертання і виконання ремонтно-налагоджувальних робіт.

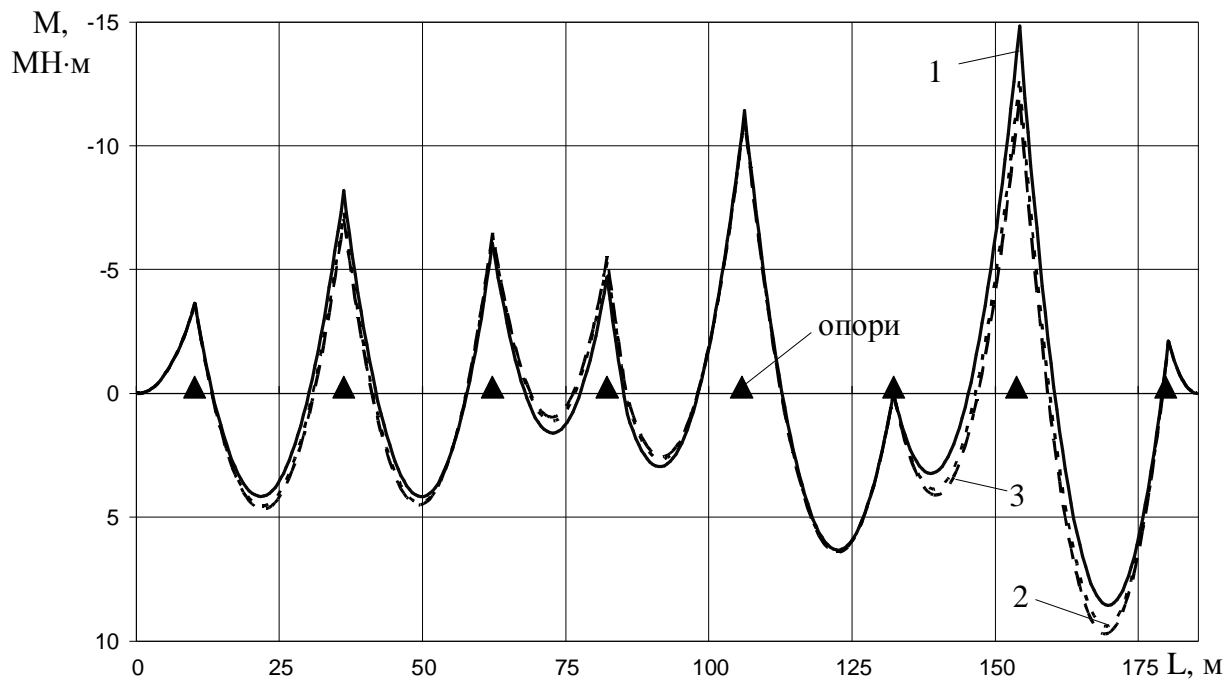


Рис. 3. Згинальні моменти у корпусі обертового агрегата під час переміщення шостої опори

**Висновки.** Розвинуто спосіб ремонту корпусу агрегата, який полягає у забезпеченні рівності напружень у поперечних перерізах оболонки корпусу із врахуванням пружних деформацій опор. Розроблено рекомендації для переміщень опор під час ремонту обертового агрегата  $\varnothing 5 \times 185$  м. Показано, що різниця між переміщеннями жорстких і пружних опор при цьому може сягати 2,85 мм.

1. Казаков В.Г., Равикович В.В., Кураков А.И. Процессы и аппараты производства тонких порошков из абразивных материалов. – М.: Недра., 1996. – 326 с. 2. Ладыгичев М. Г. Вращающиеся печи: теплотехника, управление и экология: справ. изд.: в 2-х кн. – Кн. 1 / М. Г. Ладыгичев, В. Г. Лисиенко, Я. М. Щелоков; под ред. В. Г. Лисиенка. – М.: Теплотехник, 2004. – 688 с. Кузьо И. В., Пашистый В. А. и др. Способ ремонта корпуса вращающейся печи. А.С. СССР №1534264. – 1990, бюл. 1. – 4 с. 4. Микольский Ю. Н. Выверка и центровка промышленного оборудования / Ю. Н. Микольский, В. М. Кравченко. – [2-е изд.]. – К.: Будівельник, 1979. – 188 с. 5. Дзюбик Л., Кузьо І., Прокопшин І. Статична рівновага балки змінної жорсткості на пружних опорах з попереднім зміщенням // *Машинознавство*. – 2009. – № 11. – С. 27 – 30. 6. Кузьо І. В. Особливості діагностування цементних печей із врахуванням пружних деформацій опор / І. В. Кузьо, Л. В. Дзюбик // *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: 2-га Міжнар. наук.-техн. конф., 11 – 13 листопада 2010 р.: пр. конф.* – Львів, 2010. – С. 182 – 184. 7. Кузьо І. В. Врахування пружних деформацій опор обертових печей під час монтажних-налагоджувальних робіт / І. В. Кузьо, Л. В. Дзюбик // *Вісник НУ “Львівська політехніка”*: “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2009. – № 641. – С. 39 – 42. 8. Дзюбик Л. В. Моделювання силових навантажень в корпусі обертового агрегата із врахуванням пружності / Л. В. Дзюбик // *ПІДСТРИГАЧІВСЬКІ ЧИТАННЯ-2010: (підсумки конференції молодих учених)*. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу до журн.: <http://www.iarpm.lviv.ua/chyt2010/materials/pc2010-01-D-11.pdf>. 9. Кузьо І. В. Розрахунок пружних деформацій опор та точність діагностування обертових печей / І. В. Кузьо, Л. В. Дзюбик, І. Єфремов // *зб. наук. пр.: Галузеве машинобудування, будівництво*. – 2009. – Т.3, Вип. 3 (25). – С. 135 – 138.