

feature of the solution of this problem is the optimization of water flow for the normal functioning of each production process is performed with consideration for its reuse.

Optimization of water consumption allows evaluation of the necessary course conditions of the abrading processes, the need for reagents doses to ensure the required quality of cleaning (production level). After calculating the optimal task for management system the control actions are formed that implemented in the framework of an automated process control system and is delivered directly to purification processing plants, as well as to the operator panel for the controller, who monitors the water quality indicators to be cleaned, the management system tasks correction, controlling the switching operations.

The implementation of a systematic approach in the framework of the integrated automated modern enterprise management system allows to improve the quality of cleaning, making an effective impact on the main production functioning and significantly reduces the cost of the additional water consumption and allows to reduce the emission of polluted industrial waste water into the environment.

**Keywords:** wastewater treatment, integrated automated management system, management levels, water saving.

#### References

1. Kraus, T.W. and Myron, T.Y. (1995), Using a self-turning PID for front line process control, *PAGR*, vol. 36, no. 8, pp. 56–67.
2. Kerese, J. (1994), Energieesparende Steuerung der Alroststufe durch Mikroprozessor, *Wasserwirtschaft-Technik*, vol. 34, no 5, pp. 112–113.
3. Hohue, G. (1994), Proze Bautomatierungs system DCI 4000 sur Abwasserbehandlung salagen, *Korrespond. Abwasser*, no. 8 (31), pp. 667–671.

---

УДК 66.041.491

ЩЕРБИНА В. Ю., к.т.н., доц.; ДЕГОДЯ Т. В., бак.; НОВОХАТСЬКА Ю. М., асп.  
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

## ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ РОБОТИ БАНДАЖІВ ОБЕРТОВИХ ПЕЧЕЙ

Описано розрахункову модель обертової печі, що дозволяє визначати напружено-деформований стан і розподіл температур у конструктивних елементах із різними фізико-механічними властивостями. Змодельовані різні варіанти встановлення бандажа та опорних механізмів. Запропоновано технічне рішення, що дозволяє зменшити напруження в опорних вузлах і збільшити ресурс бандажа на 35...57%. Завдяки оптимальному розташуванню опорних роликів зменшується викривлення осі барабана печі, що підвищує надійність бандажа й позитивно впливає на роботу корпусу й футерування.

**Ключові слова:** обертова піч, бандаж, опорний механізм, ресурс роботи.

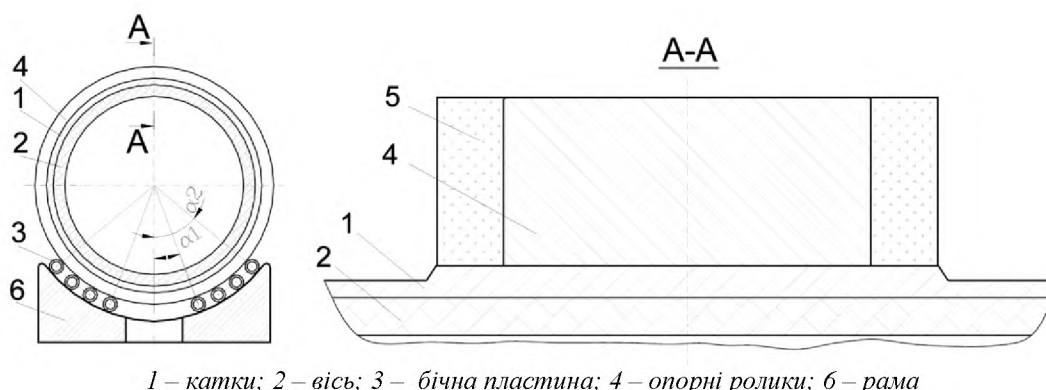
© Щербина В. Ю., Дегодя Т. В., Новохатська Ю. М., 2016.

**Постановка проблеми.** Обертові теплові агрегати барабанного типу – обертові печі – широко застосовують у багатьох галузях промисловості, зокрема в будівельній, де в більшості випадків вони є основними машинами технологічної лінії [1]. Важливими показниками якості печі є надійність і довговічність роботи опорного механізму й бандажу, які сприймають навантаження багатотонного барабана. Щоб забезпечити ці показники, слід змодельовати поведінку печі за різних експлуатаційних режимів і вибрати раціональні технологічні й конструктивні параметри.

**Метою** статті є розроблення моделі обертової печі, що дозволяє визначати напружено-деформований стан і розподіл температур у конструктивних елементах із різними фізико-механічними властивостями, й запропонувати технічне рішення, що дозволяє зменшити напруження в опорних вузлах і збільшити ресурс бандажа.

**Виклад основного матеріалу.** На сучасних обертових печах часто використовують уварені в корпус бандажі, оскільки це істотно спрощує налагодження й ремонт, хоча й підвищує експлуатаційні вимоги, недотримання яких може призвести до підвищеного зносу і стати причиною аварійної зупинки печі [2].

Зменшити внутрішні напруження і забезпечити їхній рівномірний розподіл можна, установивши теплоізоляційний шар на торцевих поверхнях бандажа й рівномірно розподіливши опорні ролики за довжиною печі й закріпленням під кутами  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  до її корпусу (рис. 1).



1 – катки; 2 – вісь; 3 – бічна пластина; 4 – опорні ролики; 6 – рама

Рис. 1 – Розташування опорних роликів

Щоб визначити працездатність запропонованого опорного механізму й доцільність додаткового теплоізолювання, автори змодельовали напружено-деформований стан (НДС) обертової печі за допомогою системи VESNA [3]. Для моделювання використовували загальні співвідношення механіки деформованого твердого тіла [4].

Моделювання НДС виконували в два етапи. На першому розв'язували задачу теплопровідності, на другому – обчислювали деформації й напруження в рамках задачі термопружності.

Досліджували обертову піч 4,0×60 м Криворізького цементного заводу із увареним бандажем. Її основними навантаженнями є вага корпусу, футерування, бандажів, зубчастого колеса (рис. 2).

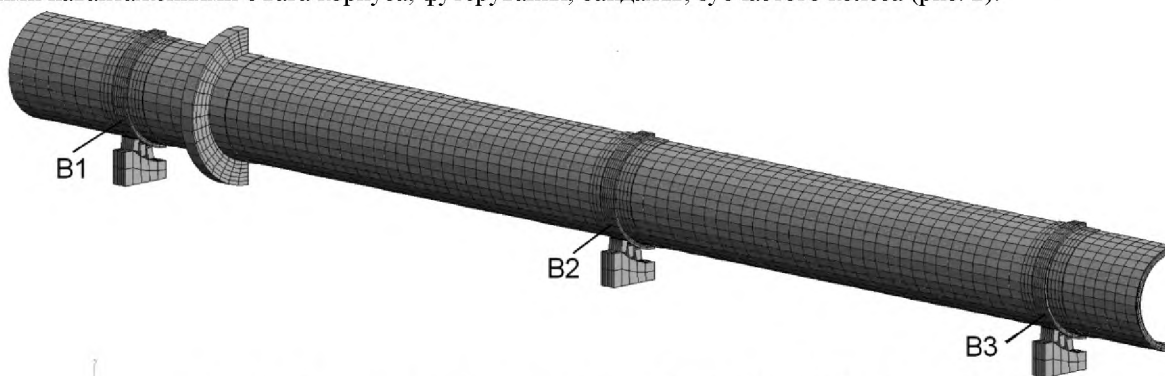


Рис. 2 – Розрахункова модель обертової печі (B1, B2, B3 – бандажі)

Вагою матеріалу, що становить 4...5 % від ваги печі, під час моделювання знехтували, проте врахували, що піч є не лише навантаженою конструкцією, але й тепловим агрегатом, в якому від впливом нерівномірних температурних полів виникають термомеханічні напруження. Для врахування наявності опорного механізму в розрахунок уведено додатковий фрагмент.

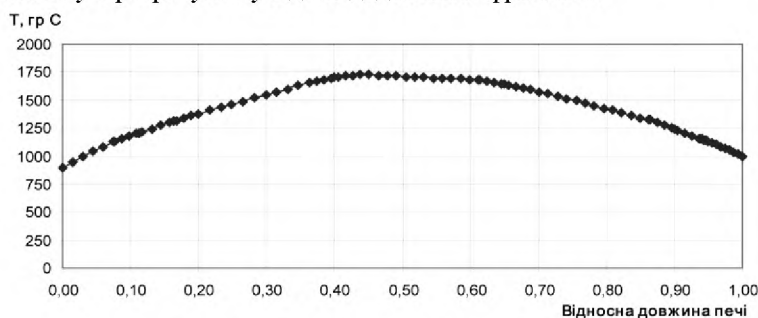


Рис. 3 – Температура газового потоку

Температуру газового потоку в печі задавали за експериментальними даними (рис. 3). Коефіцієнт тепловіддачі від корпусу й бандажів у навколишнє середовище визначали за формулою  $\alpha = 3,5 + 0,062t$  [2].

Моделювання дозволило встановити, що максимальній прогин печі у вертикальному перерізі становить 13,5 мм, у поздовжньому – 130,8 мм (рис. 4). Максимальні зведені напруження виникають у зоні встановлення бандажів і не перевищують допустимі 65 МПа (рис. 5). Максимальна температура становить 266 °С (рис. 6). Відповідна точка перебуває в зоні обпалу печі. Найменшу температуру має бандаж B3 (193

°С). Максимальні зведені напруження на бандажах В1-В3 становлять відповідно 43,4; 59,3 і 36,4 МПа (рис. 7). Таку відмінність можна пояснюють різними температурними режимами роботи.

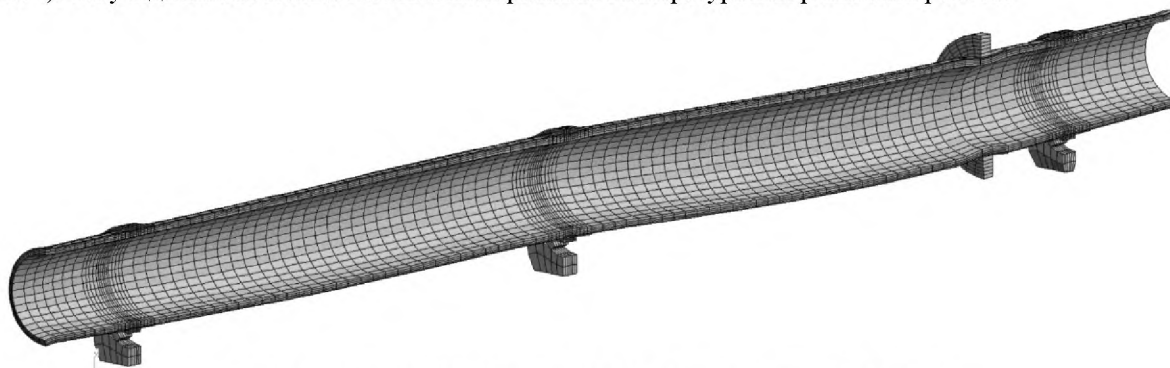


Рис. 4 – Схема переміщення (коефіцієнт деформації  $K = 200$ )

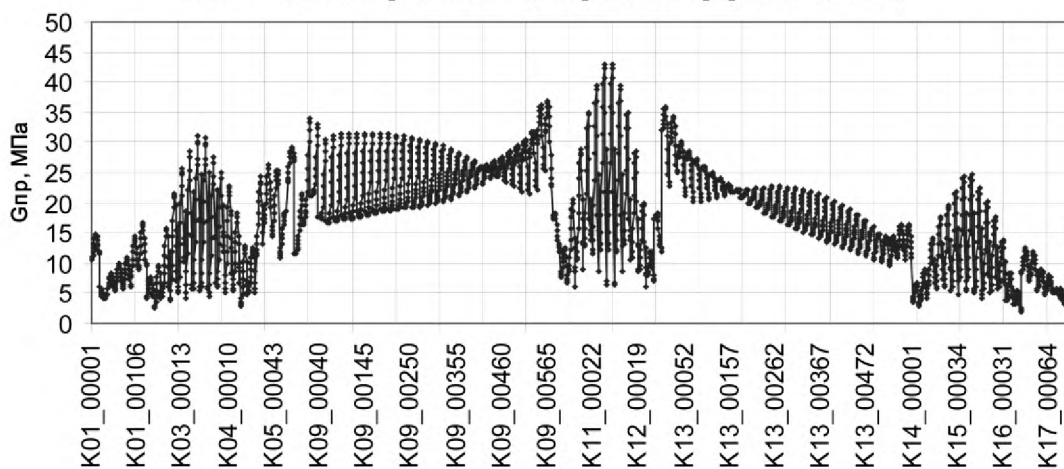


Рис. 5 – Графік зведених напружень корпусу

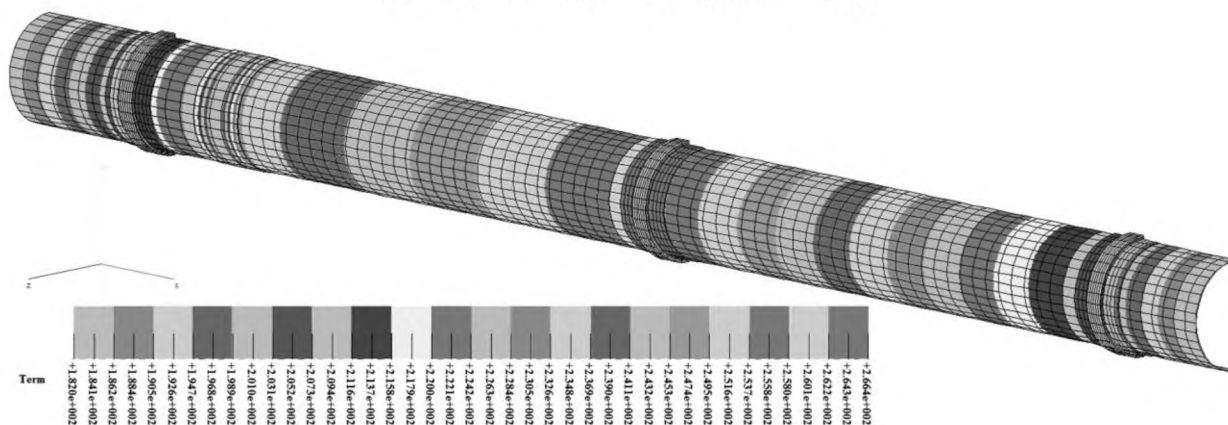


Рис. 6 – Температурне поле корпусу

Моделювали різні варіанти розташування опорних роликів та досліджували вплив їхньої кількості й кута встановлення, який змінювали від  $\alpha_1 = 0^\circ$  до  $\alpha_2 = 70^\circ$  (див. рис. 1). Установлено, що найменші зведені напруження спостерігаються в разі розташування роликів під кутами  $\alpha_1 = 20^\circ$  і  $\alpha_2 = 50^\circ$  (рис. 8).

Проте встановлення лише опорних роликів не дозволяє суттєво зменшити напруження в бандажі. Це пояснюється тим, що температурні напруження суттєво перевищують напруження від дії гравітаційних сил.

Температурні напруження в бандажі спричинені великим градієнтом температур, що виникає внаслідок контакту з навколишнім середовищем. Щоб їх зменшити, торцеві поверхні бандажа теплоізолювали, що

забезпечило більш рівномірний напружено-деформований стан (рис. 9). Теплоізолювання зменшило торцевий прогин у місцях кріплення бандажів В1-В3 на 5,6; 6,4 і 4,5 %.

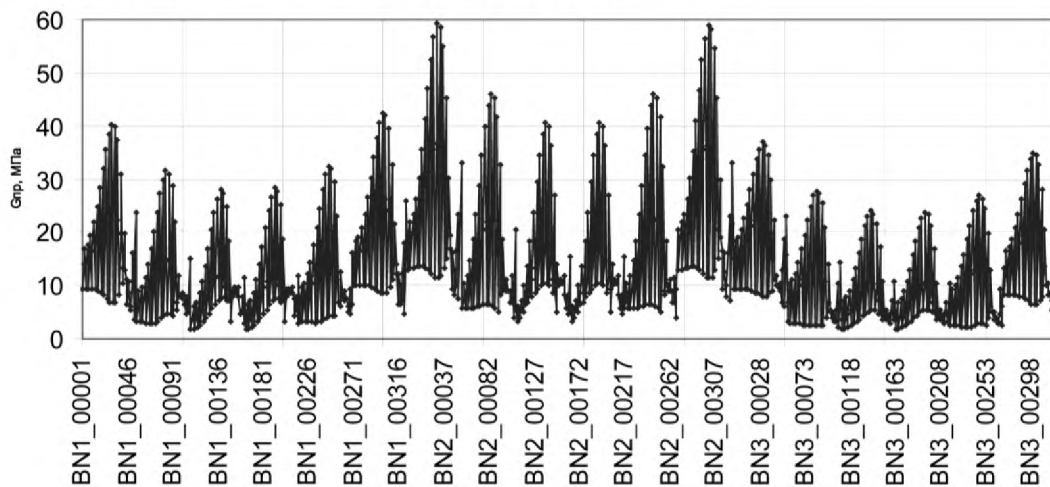


Рис. 7 – Зведені напруження в бандажах

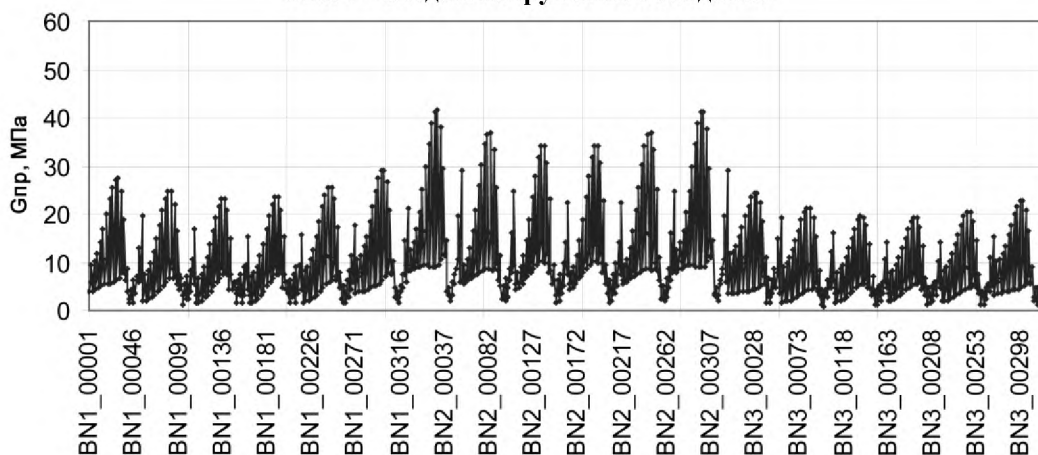


Рис. 8 – Зведені напруження в бандажах, коли  $\alpha_1 = 20^\circ$ ,  $\alpha_2 = 50^\circ$  (див. рис. 1)

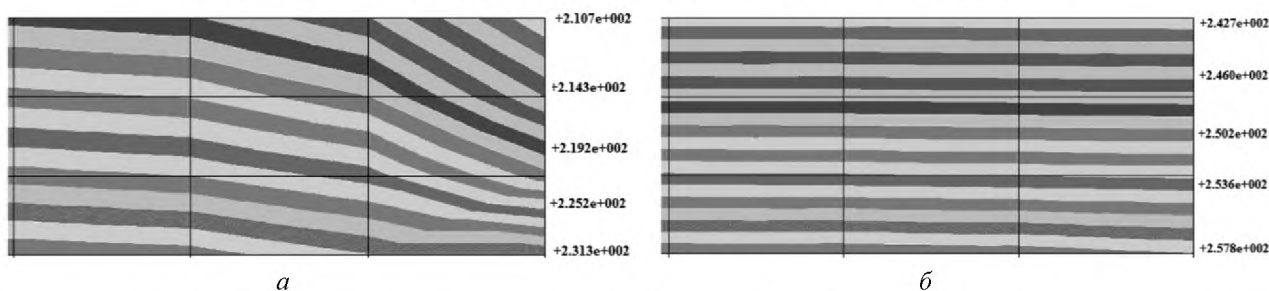


Рис. 9 – Розподіл температури в перерізі бандажа без (а) і з термоізоляцією (б)

Запропоноване розташування опорних роликів і теплоізолювання торцевої поверхні зменшують максимальні напруження, нормалізують і розподіляють їх більш рівномірно.

Ресурсоспроможність бандажів оцінювали за методами малоциклової втоми [5]:  $G_a N^\mu = \text{const}$ , де  $G_a = (G_{\max} - G_{\min})/2$  – амплітуда напружень;  $G_{\max}$ ,  $G_{\min}$  – максимальне й мінімальне напруження циклу;  $\mu = 0,5$  – показник степеня;  $N$  – кількість циклів до руйнування, звідки  $N_2 = N_1 (G_a^6 / G_a^7)^{1/\mu}$ , де індекси б та у стосуються базової та вдосконаленої моделей. Середнє напруження циклу при цьому  $G_m = (G_{\max} + G_{\min})/2$ .

Оскільки ресурс роботи визначається з врахуванням напружень у зовнішніх, середніх і внутрішніх локнах бандажів, а для базової моделі становить 15 років, то його приріст для вдосконаленої моделі становитиме 5,19...14,35 років, зокрема щонайменше на 6,9 років для бандажу В1, 5,2 років для бандажу В2 і 8,6 років для бандажу В3. (табл. 1).

Таблиця 1 – Ресурс роботи бандажів

Бандаж	Напруження, МПа				Ресурс роботи	Приріст ресурсу
	$G_a^6$	$G_m^6$	$G_a^y$	$G_m^y$		
В1, зовнішній	36,17	65,17	29,32	52,05	22,8	7,8
В1, середній	58,94	114,54	45,97	64,94	24,7	9,7
В1, внутрішній	134,45	197,35	111,33	135,10	21,9	6,9
В2, зовнішній	38,55	93,92	27,56	70,98	29,4	14,4
В2, середній	88,10	163,13	72,29	96,74	22,3	7,3
В2, внутрішній	200,82	276,18	173,11	194,64	20,2	5,2
В3, зовнішній	22,45	53,03	17,04	42,27	26,0	11,0
В3, середній	49,43	103,62	35,44	62,97	29,2	14,2
В3, внутрішній	118,42	166,35	94,42	130,88	23,6	8,6

Важливим фактором є також аналіз середнього напруження циклу, оскільки піч працює неперервно, з річним коефіцієнтом використання 0,94...0,96, зазнаючи 500 тис. знакозмінних циклів деформацій щорічно. Відносне зменшення середнього напруження в базовому та вдосконаленому бандажах  $100(1 - \sum G_m^y / \sum G_m^6)$  становить для В1 – 33,1; В2 – 32,0; В3 – 26,1 %.

**Висновки.** Описано напружено-деформований стан обертової печі з урахуванням гравітаційних і термосилових навантажень. Установлення опорних роликів під кутами  $\alpha_1 = 20^\circ$  і  $\alpha_2 = 50^\circ$  дозволила зменшити максимальне напруження циклу в бандажах на 30 % й прогин осі барабана на 6,5 % за більш рівномірного розподілу напружень за шириною бандажа. Установлення додаткової теплоізоляції на торцевих поверхнях бандажів забезпечила вирівнювання градієнта температур, що підвищило теплову ефективність, термін експлуатації та надійність роботи конструкції. Ресурс використання бандажа збільшився порівняно з базовим варіантом на 5,2...8,6 років.

У подальшому передбачається встановити залежність ресурсу роботи бандажів від товщини футерування.

#### Список використаної літератури

1. Лисиенко В. Г. Вращающиеся печи: теплотехника, управление и экология : в 2 кн. / В. Г. Лисиенко, Я. М. Ще-локов, М. Г. Ладыгичев. – М. : Теплотехник, 2004. – Кн. 1. – 688 с.
2. Богданов А. И. Механическое оборудование цементных заводов / А. И. Богданов. – М. : Машгиз, 1961. – 269 с.
3. САПР. Интегрирована система моделирования технологических процессов и расчета оборудования химической промышленности : навч. посіб. / О. С. Сахаров, В. Ю. Щербина, О. В. Гондляр, В. І. Сівецький. – К. : Поліграф Консалтинг, 2006. – 156 с.
4. Дослідження термомеханічних навантажень в обертовій печі з вихровим теплообмінником / В. Ю. Щербина, О. С. Сахаров, Ю. Н. Самиленко, В. В. Бобак / Наук. вісті НТУУ «КПІ». – 2009. – № 6. – С. 26-33.
5. Сопротивление материалов / под. ред. Г. С. Писаренко. – К. : Вища шк., 1979. – 696 с.

Надійшла до редакції 25.09.2015

*Shcherbina V. Yu., Degodya T. V., Novokhatskaya Yu. N.*

#### INCREASED THE OPERATIONAL LIFE OF RIDING RINGS IN ROTARY KILNS

*Rotating drum thermal units – rotary kilns are widely used in many industries. They are used as a basic unit in the processing of the raw material. However, the most widely used in the industry of building materials, which in most cases are the main production line machines.*

*The effectiveness of rotary kiln largely depends on the efficient use of fuel and the correct choice of structural elements that ensure reliable operation of the heating unit. An important indicator of the quality of the furnace is the reliability and durability of the support mechanism and riding ring, who take all the load of the weight of the drum.*

The calculation model of a rotary kiln was developed. The stress-strain state and temperature distribution with taking full account of the structural elements and the various physical and mechanical properties were defined. It studied a solution that includes the structure of the support mechanism and the ring, with increased reliability in operation. The decrease of the internal stress and to ensure a uniform distribution is achieved by installing on the end surfaces of the shroud-layer insulation. This reduces the temperature gradient and the amount of thermal stress. In turn, the thrust rollers optimal setting provides more uniform distribution of stresses in riding ring. To simulate the operation of the furnace used in the department developed an integrated system "VESNA", designed to simulate hydrodynamic, thermal processes and perform strength calculations using the finite element method. The numerical experiment to simulate a variety of installation of riding ring's options and thrust mechanisms was carried out. The calculation results were analyzed and then technical solution was suggested to reduce the amount of stress in the refractory units and to increase the resource utilization of riding ring up to 35-57%. Due to the optimal placement of the thrust rollers, bending of the axis of the drum rotation in the rotary kiln is reduced, which increases the reliability of the riding ring's use and has a positive effect on the steel shell and the firebrick lining. The maximum voltage cycle in of riding ring decreased on average by 30 %, the amplitude of the cycle is 17%, and the deflection of 6.5 %.

The results can be used to design new equipment and to improve the existing equipment. This will increase the operational life of the riding ring, the steel shell and the firebrick lining, extending its lifetimes.

**Keywords:** rotary kiln, riding ring, steel shell, firebrick lining, resistant mechanism, service life, insulation.

#### References

1. Lisienko, V.G., Shhelokov, Ja.M. and Ladygichev M.G. (2004), *Vrashhajushhiesja pechi: teplotehnika, upravlenie i ekologija* [Rotary kilns: thermal engineering, management and ecology], Teplotehnik, Moscow, Russia.
  2. Bogdanov, A.I. (1961), *Mehanicheskoe oborudovanie cementnyh zavodov* [Mechanical equipment of cement plants], Mashgiz, Moscow, Russia.
  3. Scherbyna, V.Yu., Sakharov, O.S., Hondliakh, O.V. and Sivets'kyj, V.I. (2006), SAPR. *Intehrovana systema modeliuvannia tekhnolohichnykh protsesiv i rozrakhunku obladnannia khimichnoi promyslovosti* [CAD. Integrated simulation and calculation processes of chemical industry equipment], Poligraf Konsalting, Kyiv, Ukraine.
  4. Scherbyna, V.Yu., Sakharov, O.S., Samylenko, Yu.N. and Bobakh, V.V. (2009), "Research thermomechanical stress in a rotating furnace with vortex heat exchanger", *Naukovi visti NTUU "KPI"*, vol. 6. pp. 26–33.
  5. Pisarenko, G.S. (ed.) (1979), *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials], Vishha shkola, Kyiv, USSR.
-