

Детальніші результати можна отримати на основі поєднаного дослідження нелінійних моделей МКС, розглянувши як перехідні режими роботи, так і роботу із урахуванням зміни маси завантаження та у чітко вираженому резонансному режимі тощо.

1. Низкочастотные электровибрационные машины / М.В. Хвингия, М.М. Тедошвили, И.А. Питимашвили и др.; Под ред. К.М. Рагульскаса. – Л.: Машиностроение, 1989. – 95 с. 2. Крюков Б.И. Динамика вибрационных машин резонансного типа. – К.: Наук. думка, 1967. – 210 с. 3. Божко А.Е., Бельх В. И., Мягкохлеб К. Б. Математические модели и структурные схемы электромагнитных вибровозбудителей // Проблемы машиностроения. – 2005. – № 4. – С. 44–48. 4. Божко А. Е., Личкацкий Е.А., Мягкохлеб К.Б. Метод повышения амплитуд вибраций электромагнитных вибровозбудителей // Проблемы машиностроения. – 2002. – № 1. – С. 44–48. 5. Пат. 0349693A2 ЕС, МКИ В65G 27/34. Two through, electromagnetically vibratory feeder / М. Yoshikata, Н. Tadashi, Н. Shogo (Японія). – № 88310728.6; Заявл. 14.11.88; Опубл. 10.01.90 Bulletin 90/02. – 10 с. 6. Ланець О.С. Обґрунтування необхідності створення багатомасових вібраційних машин з електромагнітним приводом на основі теорії синфазних коливань // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2006. – № 560. – С. 59–70. 7. Пат. 4378064 США, МКИ В65G 27/24. Three mass electromagnetic feeder / William R. Brown (США); FMC Corporation. – № 189510; Заявл. 22.09.80; Опубл. 29.03.83; НКІ 198/769. – 10 с. 8. Ланець О. С. Розрахунок тримасових механічних коливальних систем вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2005. – Вип. 39. – С. 76–82.

УДК 666.940.41, 539.3

Л.В. Дзюбик, І.В. Кузьо

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра теоретичної механіки

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНИХ ДЕФОРМАЦІЙ ОПОРНИХ ВУЗЛІВ ТА ЇХ ВПЛИВ НА СИЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБЕРТОВИХ ПЕЧЕЙ

© Дзюбик Л.В., Кузьо І.В., 2008

Досліджено жорсткість опорних вузлів великогабаритних обертових печей. Виконано розрахунок силових характеристик та напружень, що діють у корпусі за наявності пружних опор. Показано, що наявність деформацій в опорних вузлах може впливати на міцність агрегату загалом.

Explored inflexibility of supporting knots of overall circulating aggregates of continuous action. The calculation of power descriptions of corps of construction is conducted at presence of resilient supports. It is shown that the presence of deformations in supporting knots can influence on durability of aggregate on the whole.

Постановка проблеми та аналіз останніх досягнень і публікацій. Під час дослідження міцнісних характеристик великогабаритних обертових агрегатів розглядають розрахункову схему нерозрізної багатоопорної балки. При цьому, як правило, опорні вузли приймають абсолютно жорсткими конструкціями [1–3]. Аналіз літературних даних [4, 5] показує, що реально в перерізі опори можна спостерігати пружні деформації окремих її елементів. Залежно від конструкції вузла та зусиль, що в них виникають, ці деформації можуть досягати величин, що співрозмірні з допусками на відхилення від прямолінійності геометричної осі обертання.

Переміщення опор внаслідок їх податливості може змінювати величину та характер розподілу діючих силових факторів (опорні реакції та моменти), а також значення напружень у корпусі печі [6]. Як наслідок, це зумовить зміну експлуатаційних властивостей і надійність обертового агрегату загалом.

Постановка задачі. Метою статті є визначення впливу пружних деформацій опорних вузлів на зусилля та напруження, що виникають в корпусі обертового агрегату. При цьому важливо визначити їх сумарну величину і врахувати жорсткість елементів опори.

Основний матеріал. Для розв'язання поставленого завдання розглянемо нерозрізну балку на пружних опорах. Вона шарнірно зв'язана з опорами, довжину прогонів, їх переріз, діючі навантаження та пружні характеристики опор приймаємо відомими. Для визначення опорних згинних моментів M необхідно застосувати рівняння п'яти моментів [5]. Канонічне рівняння для n -ї опори має вигляд:

$$\delta_{n,n-2} \cdot M_{n-2} + \delta_{n,n-1} \cdot M_{n-1} + \delta_{n,n} \cdot M_n + \delta_{n,n+1} \cdot M_{n+1} + \delta_{n,n+2} \cdot M_{n+2} + \Delta_{n,p} = 0. \quad (1)$$

Розв'язання відповідної системи рівнянь дає змогу отримати шуканий результат. Сучасний рівень комп'ютерної техніки дає змогу не лише реалізовувати цей метод, а й створювати необхідні геометричні моделі обертових печей. При цьому є змога повніше враховувати особливості конструкції із необхідною візуалізацією при цьому [6].

З метою визначення величини пружних характеристик опор необхідно умовно їх розділити на окремі елементи і розглянути взаємодію та переміщення останніх під дією одиничної сили. Для цього визначимо відповідні коефіцієнти жорсткості ґрунту (K_{z1}), фундаменту (K_{z2}), опорної рами (K_{z3}), корпусу підшипника опорного вузла (K_{z4}), контактної взаємодії підшипника і стакана (K_{z5}), осі опорного ролика з підшипником (K_{z6}), підшипника (K_{z7}), ролика з віссю (K_{z8}), бандажа з опорним роликом (K_{z9}), а також жорсткість бандажа (K_{z10}) та контактної взаємодії бандажа із корпусом (K_{z11}). Схема перерізу типового опорного вузла [4], із зазначенням жорсткості окремих елементів печі показана на рис. 1.

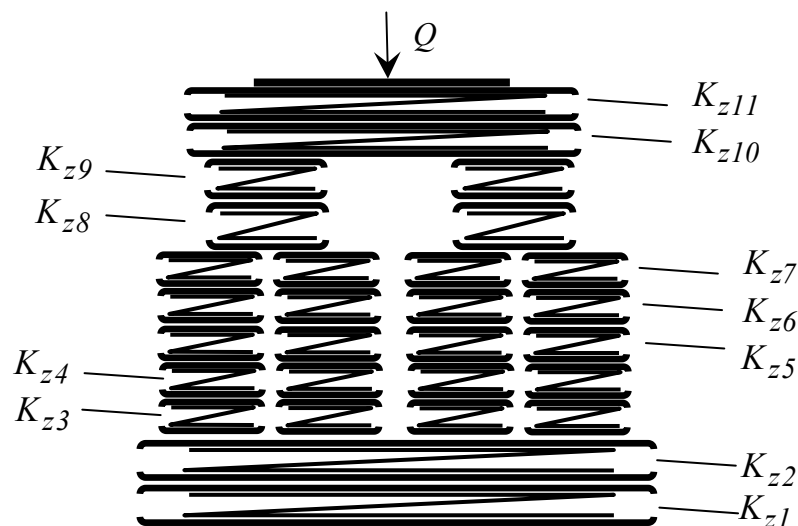


Рис. 1. Розрахункова схема жорсткості окремих елементів опорного вузла

Враховуючи жорсткість окремих елементів печі в перерізі опорного вузла та їх кількість, приведену жорсткість можна визначити з виразу

$$K_z = K_{z1} + K_{z2} + \frac{K_{z3}}{4} + \frac{K_{z4}}{4} + \frac{K_{z5}}{4} + \frac{K_{z6}}{4} + \frac{K_{z7}}{4} + \frac{K_{z8}}{2} + \frac{K_{z9}}{2} + K_{z10} + K_{z11}. \quad (2)$$

Для визначення відповідних коефіцієнтів жорсткості приймаємо величину прикладеного до вузла навантаження (Q) в діапазоні від 1200 КН до 10000 КН. Прийняті значення типові для більшості обертових печей, що використовуються в промисловості [3, 4].

Коефіцієнт жорсткості ґрунту залежить від його фізико-механічних властивостей та площі опори, яка на нього опирається [7]. Класифікація ґрунтів, як основи для фундаменту машин, містить їх поділ на чотири категорії: нежорсткі, малої жорсткості, середньої жорсткості та жорсткі. Однак усі ґрунти мають спільну властивість – вони являють собою пружне середовище, властивості якого залежать від напруженого стану. Тому величина питомого тиску опори – це істотна характеристика конкретного опорного вузла. Враховуючи, що спорудження обертової печі можна здійснювати на усіх типах ґрунтів або їх комбінації та беручи до уваги розміри опорних плит і рекомендації [7], коефіцієнт становить (K_{z1})

$$K_{z1} = (10.10636 - 15.159589) \cdot 10^8, \frac{H}{m}. \quad (3)$$

У разі визначення коефіцієнтів жорсткості фундаменту (K_{z2}) та опорної рами (K_{z3}) необхідно врахувати таке. Для опорних вузлів обертових печей застосовують фундаменти, які характеризуються умовною однорідністю властивостей та простою геометричною формою. Їх розміри є значно меншими порівняно із розмірами активної зони в основі, а величина модулів пружності металевої рами та бетонного фундаменту на порядки вища порівняно із будь-якою категорією ґрунту [7]. Тому, приймаємо їх за абсолютно тверді тіла, а коефіцієнти жорсткості такими, що дорівнюють нулеві.

$$K_{z2} = K_{z3} = 0. \quad (4)$$

Жорсткість корпусу, в який встановлюється підшипник опорного вузла (K_{z4}), визначаємо згідно з рекомендаціями [8] на основі експериментальних досліджень

$$K_{z4} = 14.0283 \cdot 10^9, \frac{H}{m}. \quad (5)$$

Величину жорсткості підшипникового вузла, а саме: контактної взаємодії підшипника і стакана (K_{z5}), осі опорного ролика з підшипником (K_{z6}) та безпосередньо підшипника (K_{z7}) доцільно розглядати разом. Вона враховує радіальні переміщення посадочних місць та приведену вантажопідйомність підшипника. На основі рекомендацій [9] вона становить

$$K_{z5,6,7} = (48.081164 - 84.552979) \cdot 10^{11}, \frac{H}{m}. \quad (6)$$

Жорсткості контакту ролика з віссю (K_{z8}) та бандажа з опорним роликом (K_{z9}) визначаються на основі результатів експлуатаційних досліджень [10]:

$$K_{z8} = 44.20749 \cdot 10^8, \frac{H}{m}, \quad (7)$$

$$K_{z9} = (23.595306 - 28.440465) \cdot 10^9, \frac{H}{m}. \quad (8)$$

Приймаємо поширену конструкцію обертової печі із вварним в корпус бандажем суцільного перерізу. Тоді жорсткість бандажа та його контактної взаємодії із корпусом значно перевищує характеристики інших елементів. Приймаємо

$$K_{z10} = K_{z11} = 0. \quad (9)$$

Підставивши отримані результати (3)–(9) у формулу (2), отримаємо величину приведенного коефіцієнта жорсткості опорного вузла

$$K_z = (8.7591234 - 12.367663) \cdot 10^8, \frac{H}{m}. \quad (10)$$

Отримані результати (10) підставляємо в розв'язуване рівняння (1) та отримуємо значення опорних моментів M за пружних вертикальних переміщень у перерізі опор.

Застосуємо вищеописаний підхід для дослідження силових характеристик семиопорної печі довжиною 185×5 м.

Результати розрахунків для абсолютно жорстких та пружних опор у визначеному діапазоні жорсткості в перерізі опорних вузлів зведено в табл. 1. Тут R_n , z_n , – реакція та зміщення відповідної опори; α_n – кут повороту корпусу в околі опори; M_n – опорний момент.

Таблиця 1

Силові навантаження в корпусі печі

Опора (n)	$K_z = 0$				$K_{z \min} = 8.7591234 \cdot 10^8$, Н/м				$K_{z \max} = 12.367663 \cdot 10^8$, Н/м			
	$R_n \cdot 10^6$, Н	z_n , мм	α_n , град	$M_n \cdot 10^6$, Н·м	$R_n \cdot 10^6$, Н	z_n , мм	α_n , град	$M_n \cdot 10^6$, Н·м	$R_n \cdot 10^6$, Н	z_n , мм	α_n , град	$M_n \cdot 10^6$, Н·м
1	3,963	0	0,0167	-7,171	4,0044	4,5709	0,210	-7,171	3,993	3,2288	0,0199	-7,171
2	5,096	0	0,0076	-12,260	4,974	5,6789	0,0094	-11,12	5,005	4,0470	0,0089	-11,420
3	3,166	0	0,0003	-6,884	3,314	3,7831	0,0021	-8,027	3,278	2,6507	0,0016	-7,748
4	3,842	0	0,0010	-8,713	3,726	4,2544	0,0021	-8,138	3,752	3,0337	0,0018	-8,249
5	3,855	0	0,0011	-8,660	3,998	4,5645	0,0019	-9,585	3,965	3,2061	0,0011	-9,378
6	5,537	0	0,0061	-12,650	5,387	6,1502	0,0070	-11,150	5,424	4,3854	0,0068	-11,530
7	4,381	0	0,0117	-7,612	4,438	5,060	0,0157	-7,612	4,424	3,5767	0,0147	-7,612

Аналіз наведених результатів показує, що наявність пружних деформацій в перерізі опори приводить до перерозподілу силових навантажень на корпус обертової печі. Зменшення приведеної жорсткості опорного вузла спричиняє зменшення пікових навантажень опорних моментів та деякого “вирівнювання” величини реакції опор. Причому опорні моменти змінюються істотніше, як реакції на відповідних опорах.

Величина вертикальних переміщень залежить від величини приведеної жорсткості опор. Якщо зміна пружних властивостей задається однаковою для усіх опор, то спостерігається відповідна лінійна залежність переміщень. У цьому разі вона знаходиться в межах від 3 до 6 мм, що впливає на визначення реальної осі обертання.

Відповідно до теоретичних положень про нерозрізну балку на пружних опорах [6] зміна пружної лінії на n-й опорі зумовлюється опорними моментами на двох сусідніх опорах та зовнішнім навантаженням. Такий взаємний вплив призводить до нелінійності зміни отримуваних значень опорних моментів та реакцій (рис. 2).

Використовуючи вихідні дані та отримані результати (9), виконували розрахунок діючих в корпусі обертової печі напружень. Нижче (табл. 2) наведена величина в прогонах приведених напружень (σ_{np}), що отримані за енергетичною теорією міцності. Розглядали деформацію в поперечному перерізі кільцевої оболонки як багатопрогонної нерозрізної балки, що одержує три види напружень: нормальні осьові напруження уздовж твірної циліндра; нормальні кільцеві напруження від згинального моменту; нормальні балкові напруження.

Таблиця 2

Напруження в прогонах обертової печі

Опора (n) / σ_{np} , МПа	1	2	3	4	5	6
$\sigma_{np Kz=0}$	446,5	137,7	172,4	334,5	266,0	316,5
$\sigma_{np Kz \max}$	449,4	152,3	164,9	332,1	271,4	318,7
$\sigma_{np Kz \min}$	450,2	156,6	162,3	331,1	272,6	319,3

У разі зменшення жорсткості опор відбувається перерозподіл напружень у прогонах. Зокрема для 1, 2, 5 та 6 опор відбувається зростання приведених напружень, а для 3 і 4 – відповідно їх зменшення. Для другої опори зміна напружень є найбільша ($\approx 11\%$).

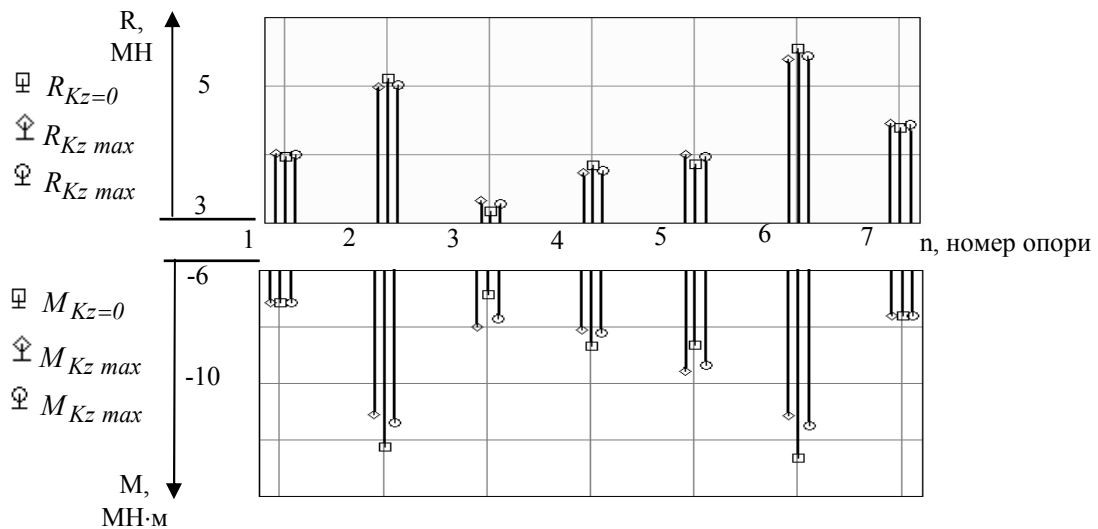


Рис. 2. Опорні моменти та реакції

Тут індекси в позначенні опорних реакцій ($R_{Kz=0}, R_{Kz max}, R_{Kz min}$) та моментів ($M_{Kz=0}, M_{Kz max}, M_{Kz min}$) відповідають заданій, під час розрахунку, приведеної жорсткості в перерізі опорних вузлів: $K_z = 0$, $K_{z min} = 8.7591234 \cdot 10^8$ Н/м, $K_{z max} = 12.367663 \cdot 10^8$ Н/м.

Висновки. Отримані результати показують, що опорні вузли обертових печей необхідно розглядати як пружні опори. При цьому величина приведеної жорсткості є достатньою для перерозподілу силових навантажень на корпус. Розрахунок варто виконувати як для нерозрізної балки на пружних опорах. Вертикальні переміщення є доволі значні (3–6 мм) та можуть вплинути на визначення реальної осі обертання печі. Зміна максимальних опорних моментів знаходиться в межах від $-11,530$ до $-12,650$ МН·м, а реакцій опор від $5,424$ до $5,537$ МН відповідно. Перерозподіл напружень у разі врахування пружних характеристик опор може сягати значних величин. Усе це зумовлює зміну експлуатаційних властивостей і надійність обертового агрегату загалом.

1. Микольський Ю.Н., Кравченко В.М. Выверка и центровка промышленного оборудования. – К.: Будівельник, 1979. – 188 с. 2. Бездробный О.И. и др. Обслуживание наземного цементировочного оборудования: Справочник. – М.: Недра, 1996. – 480 с. 3. Банит Ф.Г. Несвижский О.А. Механическое оборудование цементных заводов. – М.: Машиностроение, 1975. – 318 с. 4. Кузьо И.В., Микольський Ю.Н., Шевченко Т.Г. Современные методы контроля оборудования. – Львов: Вища шк., 1982. – 143 с. 5. Рабинович И.М. Курс строительной механики стержневых систем: Ч. 2. – М.: Гос. изд-во лит. по строительству и архитектуре, 1954. – 544 с. 6. Кузьо І. В., Дзюбик Л. В. Вплив положення геометричної осі на міцність обертових агрегатів // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2007. – № 588. – С. 53–57.