

## ВПЛИВ РОБОЧОГО ТЕПЛООВОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОПОРНОГО ВУЗЛА ОБЕРТОВОГО ТЕПЛОТЕХНІЧНОГО АГРЕГАТА

© Ванкевич П., Пістун Є, Фединець В., 2014

Проведено дослідження впливу теплового навантаження на перерозподіл напружено-деформівного стану структурних елементів обертових теплотехнічних агрегатів.

**Ключові слова:** теплове навантаження, параметричний аналіз, обертовий теплотехнічний агрегат (ОТА), конструктивні параметри ОТА.

The improved construction of main unit of rotational thermal plant (RTP) is presented in the paper. The main unit is made of a system of contact rollers and a belt. The influence of thermal load on distribution of strain and stress state of the main unit and of other parts of RTP is studied. The most probable points with possible defects are defined on the basis of the study. Optimization of parameters of the main unit is made, i.e. the belt is mounted on the body of the main unit with a fixed thermal clearance by means of spring elements.

**Key words:** thermal load, parametric analysis, rotational thermal plant (RTP), design parameters of RTP.

### Науково-методичні підстави дослідження

Сьогодні в Україні та за кордоном у галузях промисловості будівельних матеріалів, кольорових металів, хімічних і харчових виробництв широко використовуються обертові теплотехнічні агрегати (ОТА) неперервної дії [1]. Це переважно обертові печі і сушильні барабани різних типорозмірів від невеликих сушарок діаметром 1 м, і завдовжки 4.6 м до велетенських обертових печей цементного виробництва, діаметром до 7,5 м, і завдовжки до 230 м та більше [2–4].

Поширення ОТА пояснюється їх високою продуктивністю і безперервністю технологічних процесів. Вони призначені для проведення хімічних і тепломасообмінних процесів з сипкими дрібнодисперсними матеріалами. Усі ОТА мають однотипну конструкцію і складаються з довгого корпусу, виконаного у вигляді порожнистого нахиленого циліндра, який встановлений на опорних станціях і перебуває в обертальному русі [5]. Корпус є основною частиною ОТА і являє собою металеву оболонку, зварену із сталевих листів завдовжки 2–6 м і завтовшки 26–120 мм. Внутрішня поверхня корпусу вкрита вогнетривкою або теплоізоляційною оболонкою залежно від технологічного призначення ОТА. Як основна ланка агрегата корпус перебуває під впливом складної механічної і теплової дії. Технологічні процеси вимагають його неперервного обертання, а температура під час оброблення матеріалу може сягати 2000–2200 °С.

Підвищені температури і значні температурні деформації корпусів негативно впливають на працездатність інших елементів ОТА – опор, упорів, завантажувальних і вивантажувальних пристроїв, приводу, а також допоміжного обладнання [6].

### Аналіз досліджень і публікацій з цієї проблематики

Опорний вузол ОТА конструктивно виконаний у вигляді системи з контактуючих роликів і бандажу. Ролики забезпечують обертання корпусу і сприймають навантаження від його маси.

Бандажі виконують у вигляді жорстких кілець із високоякісних вуглецевих сталей і встановлюють на корпусі агрегата з зазором або шляхом приварювання [4–6].

Встановлення бандажа на корпусі агрегата з зазором передбачає таке конструктивне виконання елементів опорного вузла, за якого у міра теплового розширення чи звуження корпусу зазор між ним і бандажем зменшується, тобто бандаж має вільну посадку на корпусі. Недоліками такого опорного вузла є підвищена деформативність оболонок корпусу, прилеглих до бандажа і внаслідок цього низька стійкість футерівки та необхідність проведення частих ремонтних робіт із заміни елементів вузла (прокладок, башмаків) [5]. Бандажі, встановлені за допомогою приварювання, дають змогу уникнути недоліків, викликаних бандажами вільної посадки, однак вони сильніше піддані термосилової дії, оскільки їхня внутрішня поверхня безпосередньо контактує з розігрітою футерівкою. У практиці експлуатації ОТА з ввареними бандажами відомі випадки, коли температурні напруження, які виникали у бандажі, перевищували границю міцності матеріалу, що призводило до його руйнування [6–8]. Отже, найімовірнішим місцем, в якому виникають дефекти, є зона корпусу у місцях встановлення опорних вузлів, а також сам опорний вузол.

### Постановка завдання

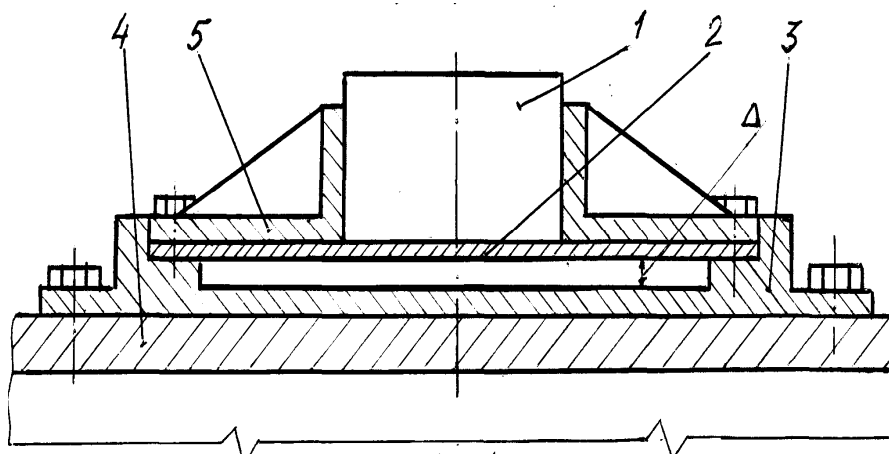
Виконати дослідження, за результатами яких можна зробити параметричний аналіз і обґрунтувати вибір параметрів опорного вузла ОТА, в якому бандаж закріплено на корпусі з встановленим тепловим зазором за допомогою пружних елементів.

### Виклад основного матеріалу

Враховуючи переваги та недоліки описаних конструкцій опорних вузлів, останнім часом розпочались апробації нових конструктивних рішень, які дають можливість сумістити переваги вільних та вварених бандажів та частково або повністю виключити їх недоліки. У зв'язку з цим ми провели дослідження, скеровані на розроблення нових та вдосконалення існуючих конструкцій елементів опор ОТА з покращеними експлуатаційними характеристиками.

На рисунку зображено опорний вузол ОТА, в якому бандаж закріплено на корпусі з тепловим зазором за допомогою пружних елементів, який захищено патентом на винахід [7].

Запропонований опорний вузол включає бандаж 1, виконаний у вигляді жорсткого кільця і встановлений на корпусі 4. Бандаж 1 спирається на пластини 2, які рівномірно розміщені по периметру ОТА, виступають за торці бандажа 1 і виконані із високоякісних сталей, що мають пружні властивості.



Опорний вузол обертового теплотехнічного агрегата

Кожна пластина 2 закріплена в окремому кронштейні 3, що має жолобоподібний поперечний профіль. Між пластинами 2 та кронштейнами 3 є зазор  $\Delta$ . Кронштейни 3 закріплені на поверхні корпусу 4 і мають упори 5, розміщені в шаховому порядку стосовно бандажа 1.

Зазор  $\Delta$  між пластинами 2 та кронштейнами 3 повинен дорівнювати різниці радіальних переміщень корпусу 4 і бандажа 1 і в робочому тепловому стані ОТА має повністю вибиратись, тобто дорівнювати нулю. Інакше кажучи, в процесі роботи бандаж 1 і корпус 4

повинні працювати, як одне ціле. Значення зазору  $\Delta$  впливає на геометричні розміри пластини 2, кронштейнів 3 та упорів 5.

Для визначення зазора  $\Delta$ , який встановлюється між пластинами 2 та кронштейнами 3 опорного вузла в процесі монтажних або ремонтних робіт ОГА, скористаємось методикою, представленою у [2, 8]:

$$\Delta = U_k - U_\Delta, \quad (1)$$

де  $U_k, U_\Delta$  – радіальні переміщення, викликані температурними деформаціями відповідно корпусу і бандажа.

Припустивши, що внаслідок незначної товщини корпусу перепад температур між його внутрішньою та зовнішньою поверхнями теж незначний, тобто після розігріву корпус матиме постійну температуру  $T_k$ , то для визначення величини  $U_k$  скористаємось такою залежністю:

$$U_k = a_k r_k T_k, \quad (2)$$

де  $a_k$  – коефіцієнт теплового лінійного розширення матеріалу корпусу;  $r_k$  – середній радіус корпусу.

Бандаж має значну товщину і, відповідно, значний перепад температур між внутрішньою та зовнішньою поверхнями, а тому для знаходження радіального переміщення  $U_\Delta$  необхідно проаналізувати його напружено-деформівний стан. Для цього перейдемо до безрозмірних геометричних змінних, за якими  $r = \frac{r}{r_1}$ , де  $r, r_1$  – поточний і внутрішній радіуси бандажа. Функцію розподілу температури по товщині бандажа, згідно з [9, 10], виразимо у вигляді

$$T = C_1 \ln r + C_2. \quad (3)$$

Постійні  $C_1$  і  $C_2$ , визначені з умови, що на граничних поверхнях  $r = r_1$  і  $r = r_2$  температура приймає сталі значення, відповідно  $T_1$  і  $T_2$  матимуть такий вигляд:

$$C_1 = \frac{T_2 - T_1}{\ln r_2 / r_1}, \quad C_2 = T_1, \quad (4)$$

де  $r_2$  – зовнішній радіус бандажа.

Зв'язок між радіальними переміщеннями  $U$  і деформаціями  $e_r, e_j$  у радіальному та коловому напрямках, згідно з [11, 12], визначається залежностями:

$$e_r = \frac{dU}{dr} = \frac{1}{r_1} \frac{dU}{dr}, \quad e_j = \frac{U}{r} = \frac{1}{r_1} \frac{U}{r}, \quad (5)$$

а деформація вздовж осьової координати бандажа є сталою, тобто  $e_z = \text{const}$ .

Співвідношення для визначення радіальних  $s_r$ , колових  $s_j$  та осьових  $s_z$  напружень у бандажі набудуть вигляду

$$\begin{aligned} s_r &= 2G(e_r - aT) + I(q - 3aT); \quad s_j = 2G(e_j - aT) + I(q - 3aT); \\ s_z &= 2G(e_z - aT) + I(q - 3aT), \end{aligned} \quad (6)$$

де  $G = \frac{E}{2(1+m)}$ ;  $I = \frac{Em}{(1+m)(1-2m)}$ ;  $E$  – модуль Юнга;  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;  $q = e_r + e_j + e_z$  – об'ємна деформація;  $a$  – коефіцієнт теплового лінійного розширення.

Компоненти тензора напружень задовольняють рівняння рівноваги:

$$r \frac{ds_r}{dr} + s_r - s_j = 0. \quad (7)$$

Підставивши вираз для температури (3) і залежності (5) і (6) у рівняння (7), отримаємо диференціальне рівняння стосовно радіального переміщення  $U$ :

$$r \frac{d^2 U}{dr^2} + \frac{dU}{dr} - \frac{U}{r} = a \frac{1+m}{1-m} C_1 r_1. \quad (8)$$

Розв'язок цього рівняння матиме такий вигляд:

$$U = Ar + \frac{B}{r} + \frac{a}{2} r_1 \frac{1+m}{1-m} C_1 r \ln r. \quad (9)$$

Використовуючи граничні умови відсутності на граничних поверхнях зовнішнього навантаження, внаслідок чого  $s_r = 0$  за  $r = r_1$  та  $s_r = 0$  – за  $r = r_2$ , а також беручи до уваги, що поздовжня сила дорівнює нулю, тобто  $N = \iint_S s_z dS = 0$ , визначаємо постійні  $A, B$  та компоненту деформації  $e_z$ :

$$A = \frac{1+2m}{1+m} B - \frac{1}{2} a C_1 r_1 + a T_1 r_1, \quad B = \frac{(1+m) a C_1 r_1}{2(1-m)} \cdot \frac{(r_2/r_1)^2}{(r_2/r_1)^2 - 1} \ln r_2/r_1, \quad e_z = \frac{A}{r_1}. \quad (10)$$

Зазначимо, що умова відсутності зовнішніх поверхневих сил не має істотного значення, оскільки у рівняннях рівноваги можна зберігати члени, залежні від зовнішніх зусиль, анітрохи не ускладнюючи знаходження розв'язку задачі термопружності.

Використавши залежність (9), знаходимо радіальне переміщення внутрішньої поверхні бандажа  $U_\Delta$ :

$$U_\Delta = A + B = \frac{2+3m}{1+m} B - \frac{1}{2} a C_1 r_1 + a T_1 r_1. \quad (11)$$

Тоді для визначення зазору  $\Delta$  отримаємо:

$$\Delta = U_k - U_\Delta = \frac{1}{2} a C_1 r_1 - \frac{2+3m}{1+m} B + a (T_2 - T_1) r_1. \quad (12)$$

Користуючись залежністю (12), яка визначає значення зазору  $\Delta$  між пластинами 3 та кронштейнами 4 опорного вузла ОТА, можна виконати параметричний аналіз складових усіх конструктивних елементів, які втворюють цілісну технічну систему, що працюватиме як одне ціле – корпус та бандаж, уникаючи усіх негативних явищ, притаманних як для бандажів, встановлених з зазором, так і шляхом приварювання. В різних технологічних зонах ОТА його елементи мають різноманітні значення теплових параметрів [8], тому для кожного опорного вузла необхідно визначити своє значення зазору.

### Висновки

В результаті проведених досліджень температурних режимів ОТА визначено, що робоче теплове навантаження значно впливає на перерозподіл напружено-деформівного стану їх структурних елементів. Найімовірнішим місцем, в якому виникають дефекти, є зона корпусу в місцях встановлення опорних вузлів, а також сам опорний вузол. Проведено дослідження, направлені на розроблення нових та вдосконалення існуючих конструкцій елементів опор ОТА з покращеними експлуатаційними характеристиками. Оптимізовано параметри опорного вузла ОТА, в якому бандаж закріплено на корпусі із встановленим тепловим зазором за допомогою пружних елементів. За умов перехідного теплового режиму ОТА, тобто під час запуску або зупинки, опорний вузол забезпечує вільне розширення корпусу і запобігає його деформуванню, яке зумовлене тепловими факторами, внаслідок чого підвищується стійкість футерівки. Виконано параметричний аналіз і обґрунтовано методику розрахунок конструктивних і експлуатаційних параметрів опорного вузла ОТА з врахуванням впливу робочого теплового навантаження.

1. *Высокотемпературные теплотехнические процессы и установки [Текст] / [И. И. Перелетов, Л. А. Бровкин, Ю. И. Розенгарт и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1989 – 336 с.* 2. *Інженерія агропромислового виробництва у вимірах бережливості: кол. монографія [Текст] / за ред. О.Д. Семковича та ін. – Львів: Львів. держагроуніверситет, 2006. – 318 с.* 3. *Канарчук В. Е. Бесконтактная тепловая диагностика машин [Текст] / В. Е. Канарчук, А. Д. Чигринец. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.* 4. *Кузьо И. В. Расчет и контроль установки агрегатов непрерывного производства [Текст] / И. В. Кузьо, Т. Г. Шевченко. – Львов: Высш. шк., 1987. – 176 с.* 5. *Кузьо И. В. Современные методы контроля установки оборудования [Текст] / И. В. Кузьо, Ю. Н. Микольский, Т. Г. Шевченко. – Львов: Высш. шк.: Изд-во при Львов. ун-те, 1982. – 143 с.* 6. *Микольский Ю. И. Выверка и центровка промышленного оборудования / Ю. И. Микольский,*

В. Н. Кравченко. – К.: Вища шк, 1979. – 188 с. 7. Деклараційний пат. на винахід № 48480 А Україна, МПК F27B7/22. Вузол кріплення бандажа на корпусі обертового теплотехнічного агрегата [Текст] / П. І. Ванкевич, Ю. І. Боднар; заявник та власник пат. Львівський державний аграрний університет. – № 2001096132; заявл. 05.09.2001; опубл 15.08.2002, Бюл. № 8. – 2 с. 8. Ванкевич П. І. Обґрунтування конструктивних параметрів елементів опорного вузла обертового теплотехнічного агрегата [Текст] / П. І. Ванкевич, Л. О. Добрянська, І. О. Ніщенко, Ю. І. Боднар // Вісн. Львів. держ. аграр. ун-ту: “Архітектура і сільськогосподарське будівництво”. – 2005. – № 6. – С. 111–116. 9. Лыков А. В. Теория теплопроводности / А. В. Лыков. – М.: Высш. шк., 1967. – 600 с. 10. Мак-Адамс В. Х. Теплопередача / В. Х. Мак-Адамс. – М.: Металлургиздат, 1961. – 400 с. 11. Коренев Б. Г. Задачи теории теплопроводности и термоупругости / Б. Г. Коренев. – М.: Наука, 1980. – 400 с. 12. Новиков Н. Н. Прикладная термодинамика и теплопередача / Н. Н. Новиков, К. Д. Воскресенский. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 548 с.

УДК 526.521.3

А.Л. Корниенко, Л.Ф. Жуков

Физико-технологический институт металлов и сплавов НАН Украины

## ИССЛЕДОВАНИЕ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ ПОГРЕШНОСТЕЙ МНОГОЦВЕТОВОЙ ЛИНЕЙНОЙ СИММЕТРИЧНО-ВОЛНОВОЙ ТЕРМОМЕТРИИ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ СПЛАВОВ

© Корниенко А.Л., Жуков Л.Ф., 2014

На основі вивчених і найпоширеніших для металів і їх сплавів випромінювальних характеристик вольфраму у видимій і ближній інфрачервоній областях спектра досліджено вплив похибок вихідних вимірювань температур випромінювання на інструментальні похибки багатокольорової лінійної симетрично-хвильової термометрії. Доведено, що на відміну від відомих методів багатокольорової пірометрії, випромінювання похибки симетрично-хвильової термометрії не перевищують похибки вихідних вимірювань. Для забезпечення симетрично-хвильової термометрії необхідно виключати селективне поглинання зареєстрованого на робочих довжинах хвиль теплового випромінювання супутніми і спеціальними проміжними середовищами.

**Ключові слова:** багатокольорова лінійна симетрично-хвильова термометрія, вихідна температура випромінювання, похибка вимірювань, інструментальна та методична похибки, спектральні розподіли випромінювальної здатності металів та їх сплавів.

On the basis of the most studied and representative emission characteristics of tungsten for metals and their alloys in the visible and near-infrared regions of the spectrum, the effect of errors in the initial measurement of the radiation temperature in the instrument errors of multicolor linear symmetrical wave thermometry is investigated. It is proved that unlike the known methods of radiation pyrometry, the errors of multicolor wave symmetrical thermometry do not exceed the initial measurement error. To ensure symmetrical wave thermometry it is necessary to exclude the selective absorption recorded at the operating wavelength of thermal radiation related to intermediate and special environments.

**Key words:** multicolor linear symmetrical wave thermometry, the initial temperature of the radiation measurement error, instrumental and methodological errors, the spectral distribution of the emissivity of metals and their alloys.

Известно, что погрешности измерений температуры классическими энергетическими и спектрального отношения методами пирометрии излучения в основном определяются методическими составляющими. По уровню инструментальных метрологических характеристик совре-