

термопари для роботи у температурному діапазоні (4.2 ÷ 1600 К) зі стабільними та відтворюваними характеристиками.

Робота виконана за грантом МОН України № 0114U005464.

1. *Metal-insulator transition induced by changes in composition in $Zr_{1-x}Sc_xNiSn$ solid solution range / Yu. V. Stadnyk, V. A. Romaka, Yu. K. Gorelenko, L. P. Romaka, D. Fruchart, V.F. Chekurin // J. Alloys Comp. – 2005. – Vol. 400 – P. 29–32.* 2. Ромака В. А., Ромака В. В., Стадник Ю. В. *Інтерметалічні напівпровідники: властивості та застосування.* – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2011. – 488. 3. *Температурные измерения / Геращенко О. А., Гордов А. Н., Еремина А. К., Лях В. И., Луцки Я. Т., Пуцьло В. И., Стаднык Б. И., Ярышев Н. А. – К.: Наукова думка, 1989. – 704.* 4. Slebarski A., Orzechowski M., Wrona A., Szade J., Jezierski A. *Structural properties and electronic structure of some ternary d-electron and f-electron intermetallics // J. Phys., Condens. Matter. – 2000. –*

Vol. 12 – P. 1269–1284. 5. Romaka V. A., Frushart D., Stadnyk Yu. V., Tobola J., Gorelenko Yu. K., Shelyapina M. G., Romaka L. P., Chekurin V. F. *A condition of maximum power characteristic to intermetallic semiconductors of the MgAgAs structure tupe // Semiconductors. – 2006. – Vol. 40, № 11 – P. 1289–1395.* 6. *Магнитные и кристаллографические характеристики соединений R_2Ni_2Ga и R_2Ni_2Al / В. А. Ромака, Ю. Н. Гринь, Я. П. Ярмольюк, О. С. Заречнюк, Р. В. Сколозdra // Физ. металл. и металлов. – 1982. – Т. 54, № 4. – С. 691–696.* 7. Roisnel T., Rodriguez-Carvajal J. *WinPLOTR: a Windows tool for powder diffraction patterns analysis // Mater. Sci. Forum, Proc. EPDIC7, 2001 – Vol. 378–381 – P. 118–123.* 8. Schrueter M., Ebert H., Akai H., Entel P., Hoffmann E., Reddy G. G. *First-principles investigations of atomic disorder effects on magnetic and structural instabilities in transition-metal alloys // Phys. Rev. B, – 1995 – Vol. 52 – P. 188–209.* 9. Moruzzi V. L. *Calculated electronic properties of metals / V. L. Moruzzi, J. F. Janak, A. R. Williams // NY, Pergamon Press, 1978. – 348 p.*

УДК 536.5; 539.3

УТОЧНЕНИЙ РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЗАХИСНИХ ОБОЛОНОК ТЕРМОПЕРЕТВОРЮВАЧІВ ЗА УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

© Гук Олександр¹, Дробенко Богдан², 2015

¹ПАТ НВО “Термоприлад” ім. В. Лаха,

²Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України,
вул. Наукова, 3-б, 79060, Львів, Україна

Запропоновано наближений метод порядкових статистик для опрацювання випадкових спостережень за апіорі невідомого розподілу ймовірності генеральної сукупності. Використання наближеного методу не потребує складних розрахунків інтегралів і коваріаційна матриця визначається за допомогою простих арифметичних операцій. Подано результати наближеного методу і продемонстровано його ефективність.

Ключові слова: надійність, напруження, захисна оболонка, моделювання.

Разработана численная методика исследования процессов деформирования защитных оболочек термопреобразователей в условиях сложного силового и температурного нагружения на основе трехмерных соотношений термомеханики. Выполнены исследования защитных оболочек различных типоразмеров на статическую и циклическую прочность в условиях их гидравлических испытаний эксплуатации и установлены коэффициенты их запаса.

Ключевые слова: надежность, напряженность, защитная оболочка, моделирование.

Accurate evaluation of possible safe operation of thermowells essentially depends on the accuracy of the maximum stresses in them during operation. These stresses are generally determined from simple engineering formulas for bulk of canonical

shape, mostly cylindrical shells or beams for the relevant boundary conditions. Thus the general solution is obtained step by step. First the tangential stresses are obtained from relations for cylinder subjected to external pressure. Next, axial stress is estimated and the stability of the thermowell is researched from the equations for cylindrical rod. The additional bending stresses that occur during flow of working environment (fluid or steam) around the thermowell, determined on the basis of simple ratios of strength of materials, considering cylindrical beam set perpendicular to the direction of the flow; the beam is clamped at one end and is free at the other one. Then the resulting maximum stress, obtained as a sum of these categories of stresses, is compared with the stress, admissible for material. The possible error of this approach is compensated by introducing a safety factor. However, in general, the thermowells are the spatial solids with complex geometric shapes, and their stress-strength state is spatially non-uniform during operation. So determination of stresses in them using simple engineering formulas, obtained for simplest elements of mechanical systems, can lead to significant errors.

This article deals with the problem of estimation of resource and operational reliability of thermowells. In the proposed approach the thermowells are considered as a three-dimensional solids, and the computer simulation of deformation processes in thermowells under operational conditions is executed on the basis of refined spatial three-dimensional models of stress calculation in solids under complex force and temperature loading. Numerical analysis of thermowell stress-strength state is performed using the finite element method. It allows to describe adequately complex geometric shape and three dimensional stress-strength state of thermowell during its operation, and to identify the most loaded areas of thermowell. This approach also allows us to estimate the limits of applicability of simple engineer formulas, which are used as a rule in the practice of thermowells strength estimation.

The strength calculations of the thermowells of different sizes made from a steel 08H18N10T and types during hydraulic test (at pressure 36 MPa) and operation conditions (at pressure 25 MPa, temperature 365 °C, for different velocities of water and water vapor – from 0 to 120 m/s) are fulfilled, and their safety factors are determined on the basis of the proposed approach. In particular, the safety factor for the most loaded thermowell is about 1,4 (compared maximum of stress intensity in the thermowell with a yield stress of the steel at operating temperature) and 3 (in comparison with the tensile strength). Whereas, steel 08H18N10T can significantly strengthen during the plastic deformation, the actual safety factors are larger than calculated ones.

The research of convergence obtained numerical solutions is fulfilled. The results of comparative analysis of the solutions based on the proposed approach and standardized methods using simple engineering relationships are shown. In particular, the maximal stress intensities in most loaded thermowell during operational conditions obtained from these two approaches differ in 1.5 times. So the use of simple engineering formulas in this case leads to higher values of maximal stresses.

The analysis of a cyclic fatigue calculation shows that the possibility of destruction of thermowells caused by low cycle fatigue during operation is unlikely (we get over 33,000 acceptable cycles “initial state – operational mode – initial state” or “loading – unloading” for the most loaded thermowell during operation).

The proposed approach can be used for determining the geometry of thermowell at the fixed conditions of operation and for determining the parameters of operation modes (for example, the pressure or velocity of working environment, etc.) for specific parameters of thermowell fixed geometry.

Key words: reliability, stress, protective shell, modeling.

Вступ. Домінантною складовою надійності та ресурсу перетворювачів термоелектричних та термоперетворювачів опору (далі ТП) є захисна оболонка ТП, яка захищає чутливий елемент ТП від руйнівного впливу вимірювального середовища. В процесі експлуатації захисна оболонка ТП повинна забезпечувати механічну міцність, радіаційну та корозійну стійкість за інтенсивних силових навантажень, впливу високих температур тощо.

1. Інженерні методики. Точність оцінювання можливої безпечної експлуатації захисних оболонок ТП

істотно залежить від достовірності даних про максимальні напруження у них під час експлуатації. Ці напруження, як правило, визначають з простих інженерних співвідношень для тіл канонічної форми, здебільшого циліндричних оболонок, стрижнів та балок трубчастого поперечного перерізу, за відповідних крайових умов [1, 2]. При цьому загальний розв'язок отримують поетапно. Спочатку зі співвідношень для циліндрів під тиском знаходять тангенціальні напруження. Далі, використовуючи модель стрижня постійного циліндричного перерізу, оцінюють осьові напруження і досліджують стійкість оболонки. Згинні

напруження, які виникають у разі обтікання оболонки робочим середовищем, визначають на основі співвідношень опору матеріалів, розглядаючи оболонку як защемлену на одному кінці й вільну на іншому циліндричну балку, розташовану перпендикулярно до напрямку потоку робочого середовища. Після цього максимальні напруження, отримані для окремих категорій напружень, підсумовують, й результуючі максимальні напруження порівнюють з допустимими. Можливі похибки такого підходу компенсують коефіцієнтами запасу [2].

Загалом, захисні оболонки ТП є просторовими тілами складної геометричної форми (див. рис. 1) і під час експлуатації перебувають в об'ємному просторово неоднорідному напружено-деформованому стані. Їх розрахунок за допомогою простих інженерних співвідношень може призводити до істотних похибок.

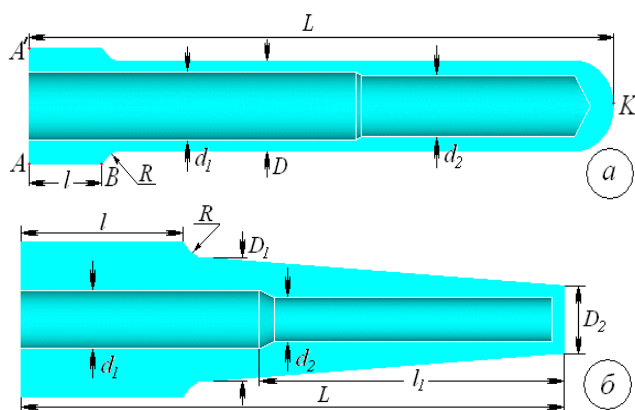


Рис. 1. Перерізи типових захисних оболонок ТП

Метою роботи є розроблення методики оцінювання експлуатаційного ресурсу та надійності захисних оболонок ТП на основі уточнених просторових тривимірних моделей розрахунку їхньої міцності. Тривимірний підхід дає змогу врахувати реальну геометричну форму оболонок ТП і, отже, адекватніше описати їх напружений стан під час експлуатації, зокрема, в областях різкої зміни їх геометричної форми та в місцях закріплення, де, як правило, і виникають максимальні напруження. На цій основі можна точніше порівняно з використовуваними інженерними методиками оцінити експлуатаційний ресурс захисних оболонок ТП і виявити їх найнавантажениші місця. Такий підхід також дає можливість оцінити межі застосовності й похибки простих інженерних співвідношень.

2. Статична міцність захисних оболонок ТП.

Задачу про визначення напруженого стану захисної оболонки ТП за умов, що відповідають експлуатаційним, розв'язано в тривимірній області, яку займає оболонка в просторі, з використанням розробленого раніше скінченноелементного програмного забезпечення [3] у межах моделі термопружного тіла. Комп'ютерне моделювання процесів деформування захисних оболонок різних типів і розмірів виконали, враховуючи дані про умови їх експлуатації, а також вимоги і рекомендації норм розрахунку на міцність [2].

Розглянемо спочатку результати, отримані для циліндричної захисної оболонки (зі сталі 08Х18Н10Т [2]) завдовжки 80, 100, 120, 160, 200, 250 мм за гідравлічних випробувань під тиском $p_0 = 36$ МПа. Інші геометричні параметри такого типу оболонок: $d_1 = d_2 = 10$ мм; $D = 15$ мм; $l = 14$ мм; $R = 5$ мм (див. рис. 1, а).

Для визначення напружено-деформованого стану оболонок під час гідровипробувань використано осесиметричні біквадратичні скінченні елементи [3], які точно апроксимують поверхні другого порядку. Вузли скінченноелементного поділу в циліндричній системі координат в цьому випадку схематично показано на рис. 2.

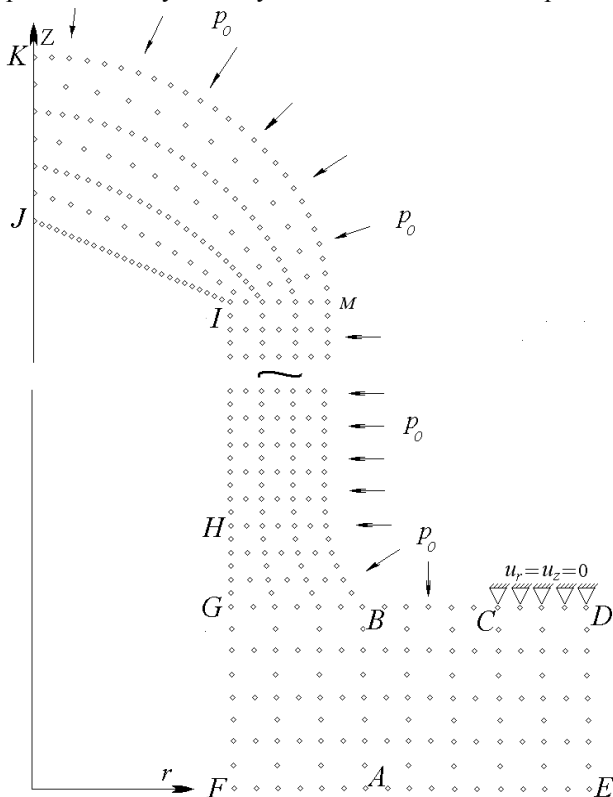


Рис. 2. Осесиметрична скінченноелементна модель механічної системи «оболонка-оцупок»

Враховуючи спосіб монтажу оболонки вгвинчуванням її у приварений до стінки труби чи ємкості оцупок (*ABDE* на рис. 2), процес деформування досліджено для механічної системи “оболонка–оцупок”. При цьому, як бачимо, область закріплення механічної системи (див. рис. 2) достатньо віддалена від зони різьби в оболонці завдовжки *l* (див. рис. 1). Спрощені інженерні підходи обмежуються задаванням умов жорсткого закріплення оболонки в цій області (на лінії *GB*, див. рис. 2), що істотно завищує максимальні напруження.

Обчислювальний експеримент показав, що оболонка під час гідровипробувань перебуває у стані всебічного стискання. Максимальні стискальні напруження виникають на її внутрішній поверхні (в околі точки *H*; див. рис. 2). У більшій частині оболонки інтенсивність напружень σ_i перебуває на одному рівні, істотно зменшуючись (після незначного збурення в околі точки *H*) в місці поєднання оболонки з оцупком (див. рис. 3).

Зауважимо, що розв’язування аналогічної задачі за умов защемлення оболонки на рівні початку зони

різьби показує, що стискальні напруження в цій зоні значно більші (за абсолютною величиною), ніж в решті оболонки (на внутрішній поверхні в зоні защемлення осьові напруження $\sigma_{zz} = -191,8$ МПа).

Умови експлуатації оболонки відрізняються від умов під час гідралічних випробувань наявністю додаткового динамічного напору, який виникає в результаті обтікання оболонки потоками робочого середовища (рідини чи пари), що рухається зі швидкістю *v* перпендикулярно до осі оболонки (див. рис. 4). Тиск рухомого середовища на поверхню оболонки визначали із закону Бернуллі для стаціонарної течії нестисливої рідини [4], відповідно до якого тиск *p* повного напору по циліндричному контуру тіла задавали у вигляді:

$$p = p_0 + \zeta(\rho v^2 / 2) \cos \varphi, \quad (1)$$

де ρ – густина робочого середовища; p_0 – статичний тиск; $\rho v^2 / 2$ – динамічний тиск; φ – кутова координата точки контуру (див. рис. 4); ζ – коефіцієнт опору [1, 4].

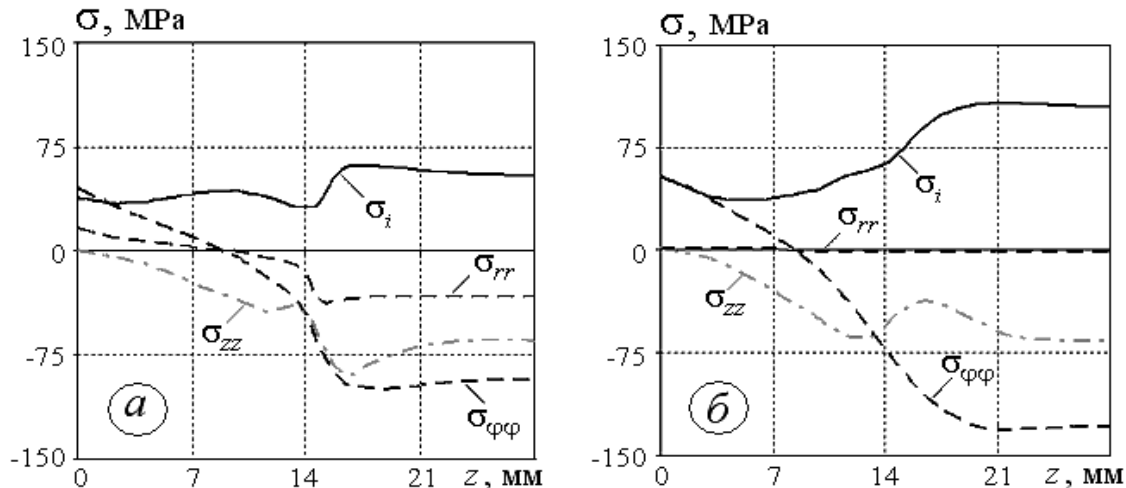


Рис. 3. Напруження на зовнішній (а) та внутрішній (б) поверхнях захисної оболонки ТП під час гідровипробувань

Вузли скінченноелементної моделі оболонки за умов експлуатації отримано обертання осесиметричної дискретної моделі за кутовою координатою із заданим дискретним кроком так, щоб тривимірні скінченні елементи були, за можливості, рівносторонніми шестигранниками (див. рис. 5). Використовували біквадратичні скінченні елементи з двадцятьма вузлами [3] (механічна

система віднесена до правої декартової системи координат $Oxyz$, вісь Oz якої збігається з віссю оболонки; робоче середовище рухається в напрямі осі Oy). Умови закріплення аналогічні до умов у випадку гідровипробувань. Додатково для вузлів у площині $x = 0$ задано умову симетрії: $u_x = 0$ (відсутність переміщень цієї площини в напрямі осі Ox).

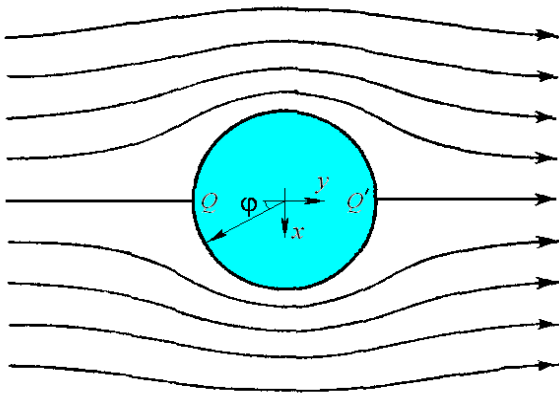


Рис. 4. Обтікання тіла циліндричного перерізу ідеальною нестисливою рідиною

Аналіз результатів моделювання процесів деформування розглянутих оболонок під час експлуатації ($p_0 = 25$ МПа за температури води (пари) 365 °С;

швидкість потоку води (пари) $v = 4$ (40) м/с для оболонок з $L \leq 160$ мм і $v = 2,5$ (25) м/с – для решти) показав, що найнавантаженішою є оболонка з максимальною довжиною за швидкості потоку пари $v = 25$ м/с. Саме для такої оболонки показано розподіли напружень на рис. 6 (безрозмірна координата $\hat{z} = (z - l)/(L - l)$). Для ілюстрації впливу динамічного напору пари на напруження в оболонці на цьому ж рисунку подано також інтенсивність напружень $\sigma_i^{p_0}$ за впливу лише статичного тиску p_0 (за $v = 0$). Найбільші стискальні напруження виникають на внутрішній поверхні (у перерізі $\phi = 0$) в околі точки H ($\sigma_i^{\max} = 79,8$ МПа). Вплив рухомого середовища істотно більший на зовнішній поверхні; максимальні напруження виникають поблизу початку заокруглення в місці поєднання оболонки з оцупком (див. рис. 1).

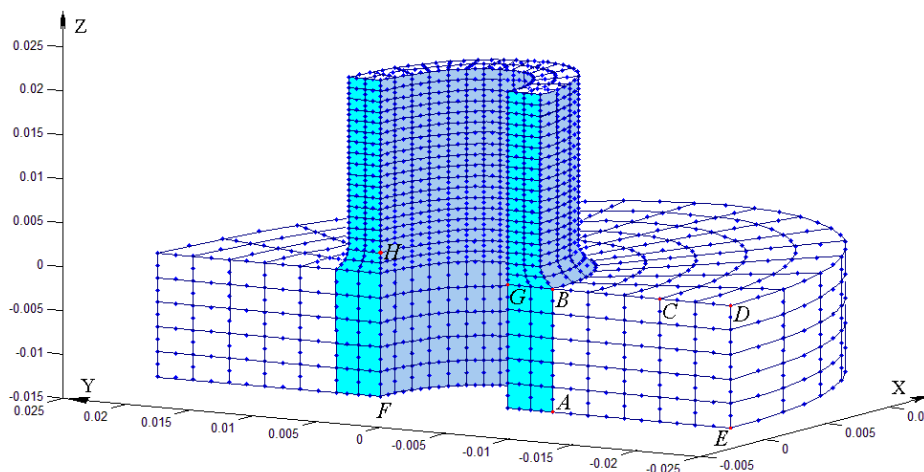


Рис. 5. Скінченноелементна модель механічної системи в околі поєднання оболонки з оцупком (з умов симетрії розглянуто половину розрахункової області)

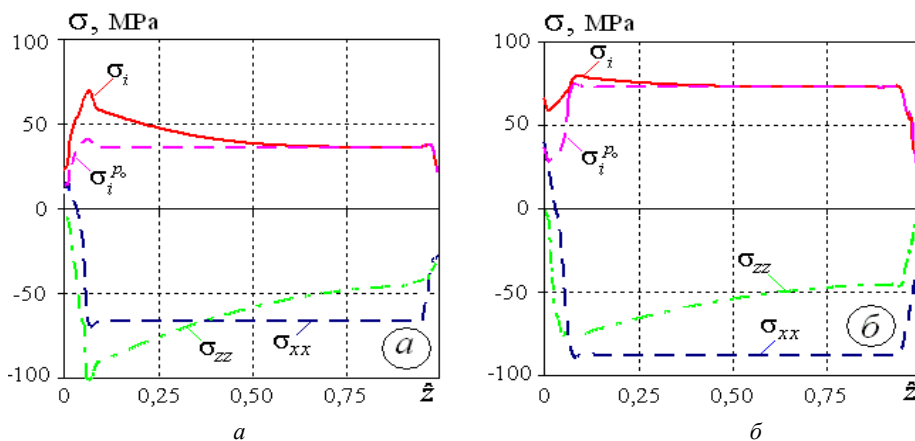


Рис. 6. Напруження на зовнішній (а) та внутрішній (б) поверхнях оболонки (якщо $\phi = 0$) за умов експлуатації

Виконано дослідження збіжності отриманих числових розв'язків. Верифікацію скінченноелементних моделей захисних оболонок ТП здійснено з використанням критерію практичної збіжності, коли порівнюють розв'язки, отримані на різних за густиною скінченноелементних поділах. Обчислювальний експеримент показав, що доволі точні розв'язки можна отримувати, використовуючи два шари біквдратичних елементів за товщиною оболонки (зокрема, на рис. 2 показана тришарова осесиметрична апроксимація, а на рис. 5 – двошарова тривимірна). Розв'язки, отримані на двошаровому за товщиною поділі й чотиришаровому, відрізняються менш ніж на 1 %.

Отже, захисні циліндричні оболонки ТП розглядуваного типу під час експлуатації працюють у пружній області з максимальною інтенсивністю напружень, яка не перевищує половини значення межі пластичності ($R_{p0,2} = 165$ МПа за $T = 365$ °С [2]). При цьому коефіцієнт запасу найнавантаженої оболонки становить як мінімум 4,5 (межа міцності сталі $\sigma_m^T = 351$ МПа за температури 365 °С [2]). Враховуючи, що сталь 08X18H10T може істотно зміцнюватись під час пружно-пластичного деформування [2], фактичний коефіцієнт більший. Точніше оцінити цей коефіцієнт можна за наявності реальних кривих деформування сталі за температури експлуатації.

За великих швидкостей руху потоків робочого середовища використовують конічні захисні оболонки. Досліджено поведінку такого типу оболонок з довжиною 75, 120, 160, 200, 250, 320 мм за тих самих параметрів гідровипробувань та експлуатації, що і для циліндричних оболонок за швидкості потоку води (пари) $v = 10$ (120) м/с для оболонок з $L \leq 160$ мм та $v = 7,5$ (100) м/с для решти. Інші параметри оболонок: $d_1 = 8$ мм; $d_2 = 11$ мм; $D_1 = 13$ мм; $D_2 = 29$ мм; $l = 32$ мм; $l_1 = 60$ мм; $R = 20$ мм (див рис. 1, б).

Максимальні стискальні напруження за гідровипробувань виникають на внутрішній поверхні оболонки (відповідна скінченноелементна модель наведена на рис. 7), що ілюструє рис. 8. Напруження на зовнішній поверхні істотно менші, ніж на внутрішній. Максимальні стискальні напруження ($\sigma_i^{\max} = 105,8$ МПа) виникають на внутрішній поверхні приблизно на 10 мм нижче від ділянки різкої зміни внутрішнього діаметра.

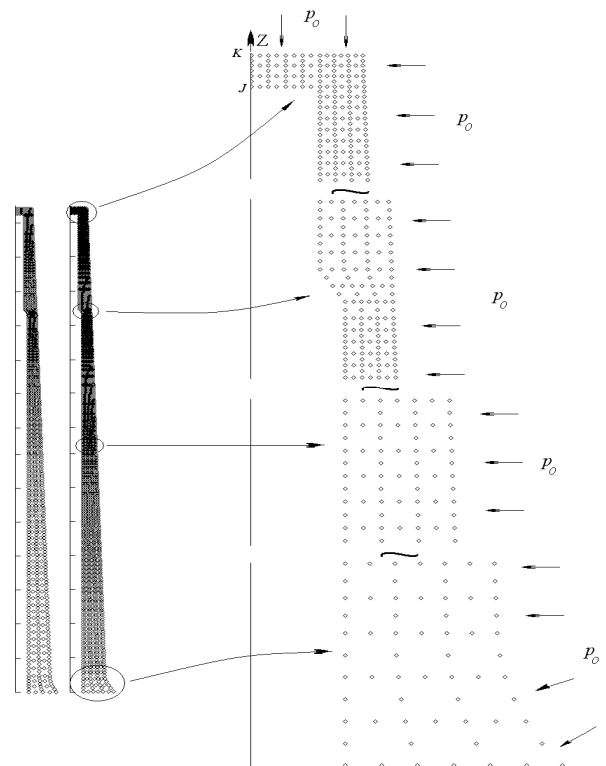


Рис. 7. Скінченноелементна модель конічної оболонки у випадку гідровипробувань

На рис. 9 подано графіки напружень у найнавантаженої оболонці конічного типу ($L = 320$ мм) за швидкості потоку пари $v = 100$ м/с (для ілюстрації впливу динамічного напору на напруження в оболонках під час експлуатації на рис. 9 показана також інтенсивність напружень $\sigma_i^{P_0}$ за впливу лише статичного тиску P_0).

Як бачимо, за таких швидкостей пари максимальні стискальні напруження у найнавантаженої з розглядуваного класу конічних захисних оболонок ТП виникають вже на зовнішній поверхні в околі початку заокруглення в місці поєднання оболонки з оцупком. Коефіцієнт запасу для цієї оболонки за умов експлуатації становить приблизно 1,4 (якщо порівнювати максимальну інтенсивність напружень в оболонці з межею пластичності сталі за температури експлуатації) і 3 (якщо співвіднести з межею міцності).

Зауважимо, що за простою інженерною методикою [1], яку, як правило, використовують у практиці проектування захисних оболонок ТП, для розглядуваної конічної оболонки завдовжки 320 мм за найжорсткіших умов її експлуатації (в потоці пари, яка рухається зі швидкістю 100 м/с за тиску 25 МПа)

отримано $\sigma_i^{\max} = 176$ МПа, що більше в півтора раза, ніж напруження, отримані за запропонованою уточненою методикою, і більше, ніж межа пластичності сталі ($R_{p,0,2} = 165$ МПа за температури експлуатації

[2]). Такі похибки можуть призводити до якісно неправильних результатів під час оцінювання експлуатаційного ресурсу (див., напр., [5]), що вказує на важливість якнайточнішого визначення максимальних напружень.

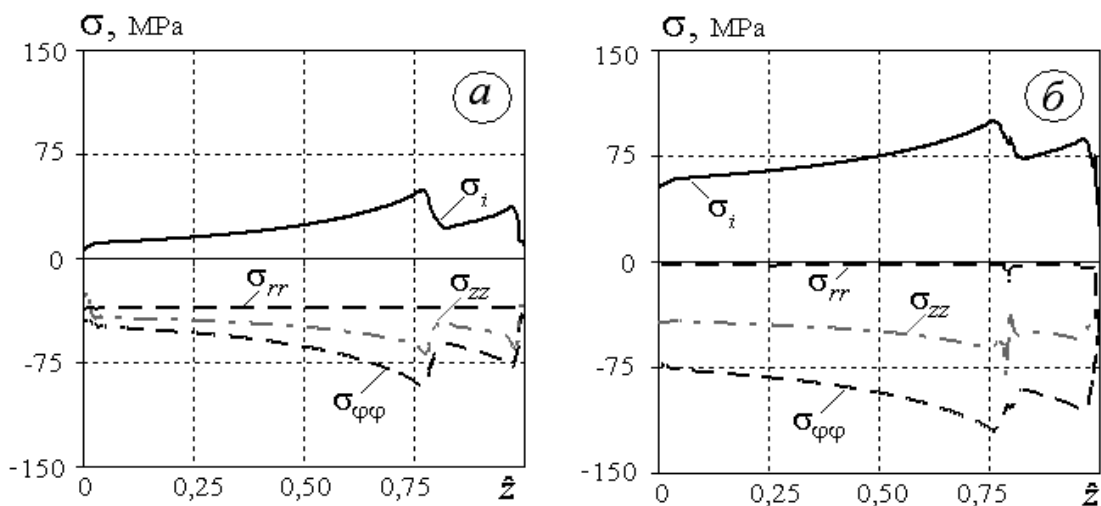


Рис. 8. Напруження на зовнішній (а) та внутрішній (б) поверхнях оболонки (якщо $\varphi = 0$) за гідровипробувань

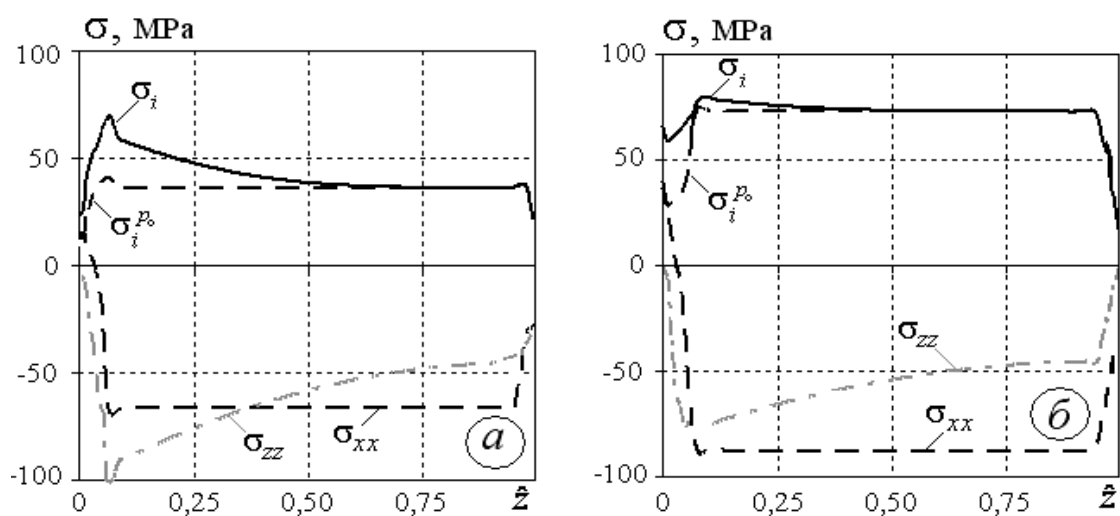


Рис. 9. Напруження на зовнішній (а) та внутрішній (б) поверхнях поверхнях кінцевої оболонки завдовжки 320 мм у площині ($\varphi = 0$) виникнення максимальних напружень за умов експлуатації

3. Експлуатаційний ресурс захисних оболонок

ТП. Оцінку ресурсу елементів енергетичного обладнання виконують, визначаючи їх стан за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу (див. напр., [2, 6]). Рівень накопиченої пошкоджуваності при цьому істотно залежить від значень максимальних напружень та амплітуди їх зміни за різних режимів експлуатації обладнання.

Під час експлуатації часто бувають зупинки обладнання, після чого робота знову продовжується. За таких повторно-змінних навантажень відбувається поступове накопичення пошкоджень в оболонках. Визначити граничне значення кількості таких циклів навантаження-розвантаження до руйнування за наявності інформації про зміни напруженого стану за один цикл можна, використовуючи емпіричні формули, які

пов'язують амплітуду $[\sigma_a]$ змін максимальних напружень в оболонці за цикл і допустиму кількість таких циклів $[N_0]$. Зокрема, для сталі 08X18H10T за $[N_0] \leq 10^6$ цей зв'язок має вигляд [2]

$$[\sigma_{aF}] = \frac{E^T e_c^T}{n_\sigma (4[N_0])^m} + \frac{R_{-1}^T}{n_\sigma \left[1 + \frac{R_{-1}^T}{R_m^T} \frac{1+r}{1-r} \right]}; \quad (2)$$

де n_σ – коефіцієнт запасу міцності за напруженнями; r – коефіцієнт асиметрії циклу навантаження; m , E^T , e_c^T , R_{-1}^T , R_m^T – характеристики матеріалу.

Аналіз результатів розрахунку міцності оболонок різних типорозмірів показав, що найнавантаженішими за цих умов є розглянута конічна оболонка завдовжки 320 мм за швидкості пари 100 м/с. Приймаючи максимальні напруження в цій оболонці ($\sigma_i^{\max} = 118,5$ МПа; див. рис. 9, а) за амплітуду $[\sigma_a]$ зміни напружень за один цикл навантаження–розвантаження, зі співвідношення (2) $[N_0] = 33269$ за характеристик $[2] \quad m = 0,5, \quad E^T = 176,5$ ГПа, $e_c^T = 0,19966$, $R_m^T = 351$ МПа, $R_{-1}^T = 0,4R_m^T$, $n_\sigma = 2$ та $r = -1$. В результаті аналогічних досліджень для розглянутої вище циліндричної захисної оболонки ТП $[N_0] = 843151$.

Висновки. Виконано розрахунок міцності захисних оболонок ТП різних типорозмірів за умов гідравлічних випробувань і стаціонарної експлуатації та встановлено коефіцієнти їх запасу. Зокрема, коефіцієнт запасу для найнавантаженішої за умов експлуатації оболонки становить приблизно 3. Враховуючи, що сталь 08X18H10T може істотно зміцнюватись внаслідок пружно-пластичного деформування, фактичні коефіцієнти запасу більші.

Порівняльний аналіз результатів на основі запропонованого підходу і нормативної методики з

використанням простих інженерних співвідношень показав, що для найбільш навантаженої оболонки отримані за допомогою цих двох методик максимальні напруження за умов експлуатації відрізняються у півтора раза.

Аналіз результатів розрахунків на циклічну міцність показав, що можливість руйнування розглянутих оболонок від малоциклової втоми під час експлуатації малоїмовірна (для найнавантаженішої під час експлуатації оболонки отримуємо понад 33000 допустимих циклів “навантаження–розвантаження”).

Запропоновану методику можна використати як для визначення геометричної форми захисних оболонок ТП під час їх проектування за чітко окреслених умов експлуатації, так і для визначення параметрів режимів експлуатації за конкретних зафіксованих параметрів геометричної форми оболонок.

1. Линеваг Ф. Измерение температур в технике: справочник. – М.: Металлургия, 1980.
2. ПНАЭ Г-7-002-87. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. – М.: Энергоатомиздат, 1989.
3. Моделирование та оптимізація в термомеханіці електропровідних неоднорідних тіл / під заг. ред. Я. Й. Бурака, Р. М. Кушніра. Т. 4: О. Р. Гачкевич, Б. Д. Дробенко // Термомеханіка намагнечуваних електропровідних термочутливих тіл. – Львів: СПОЛОМ, 2010.
4. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1992.
5. Дробенко Б. Д., Будз С. Ф., Асташкін В. І. Оцінка придатності елементів енергетичного обладнання до експлуатації понад парковий ресурс // Наука та інновації. – 2014, – Т.10, № 5.
6. Інструкція СОУ 40.1-21677681-02:2009. Порядок продовження терміну експлуатації барабанів котлів високого тиску. – К.: Об'єднання енергетичних підприємств “Галузевий резервно-інвестиційний фонд розвитку енергетики”, 2009.