

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ПРИКЛАДНИХ ПРОБЛЕМ МЕХАНІКИ І МАТЕМАТИКИ
ім.Я.С.ПІДСТРИГАЧА

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Будз Степан Федорович

УДК 539.374: 658.589: 518.61

ДИСЕРТАЦІЯ

**НАУКОВІ ЗАСАДИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЦНОСТІ
ТА ЗБІЛЬШЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОГО РЕСУРСУ
КОТЛОАГРЕГАТІВ ТЕПЛОЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ
З ПОШКОДЖЕННЯМИ**

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Будз С. Ф.

Науковий консультант
Дробенко Богдан Дем'янович,
доктор фізико-математичних наук

Львів – 2020

АНОТАЦІЯ

Будз С.Ф. Наукові засади забезпечення міцності та збільшення експлуатаційного ресурсу котлоагрегатів теплоелектростанцій з пошкодженнями. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. – Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача. Національна академія наук України, м. Львів, 2020.

У *першому розділі* проаналізовано сучасний стан проблеми забезпечення міцності котлоагрегатів енергоблоків ТЕС з пошкодженнями і оцінювання їхнього залишкового ресурсу.

Контур циркуляції котлоагрегату складається з барабана, водоопускних труб, розподільчих колекторів, екранних обігрівачів труб, збірних колекторів пароводяної суміші, паровідвідних труб, які замикають циркуляційний контур на барабан. Барабан (масивне порожнисте циліндричне тіло, закрите сферичними днищами на краях) виконує роль акумулятивного баку для живильної води, необхідної для заповнення циркуляційних контурів, які не мають пристроїв для примусової циркуляції води в них. Вся трубна система котлоагрегату приєднана до барабана на штуцерах і забезпечує його жорсткість і стійкість. Котлова вода з барабана – через водоопускні труби поступає в нижні розподільчі колектори, утворені екранними трубами, які приймають тепло пічних газів. Нагрівуючись в екранних трубах, вода випаровується і у вигляді парової суміші піднімається до верхніх колекторів і далі поступає в барабан, де відбувається розділення парової і рідкої фаз з утворенням пари, яка поступає на турбіну.

Під час тривалої експлуатації за високого тиску, підвищеної температури, повторно змінних циклічних і динамічних навантажень конструкційні елементи котлоагрегату поступово змінюють свої властивості, метал деградує, в околах концентраторів напружень утворюються різного роду дефекти й пошкодження огляду на зазначене виникає потреба оцінювання міцності котлоагрегату та можливості його подальшої експлуатації.

Оцінювання експлуатаційного ресурсу котлоагрегату полягає у визначенні його стану за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу. Така кількісна оцінка безпосередньо залежить від амплітуди коливань максимальних напружень під час циклічних режимів роботи котлоагрегату. Тому важливо якнайточніше визначити параметри напружено-деформованого стану і зони виникнення максимальних напружень в елементах котлоагрегату під час їх експлуатації.

Максимальні експлуатаційні напруження за галузевими методиками (СОУ 40.1-21677681-02:2009, ОСТ 108.031.02-75, ПНАЭ Г-7-002-87 та ін.) визначають за співвідношеннями, отриманими для тіл канонічної форми, здебільшого для циліндричних оболонок, стрижнів і балок, у припущенні їхнього пружного деформування. Використання таких формул для оцінювання складного тривимірного напружено-деформованого стану в котлоагрегаті, в околі концентраторів напружень якого виникають також і пластичні деформації, може призводити до невірних оцінок параметрів його напруженого стану, а, отже, і залишкового експлуатаційного ресурсу загалом.

Сформульовані проблеми розрахунку на міцність і подальшої оцінки експлуатаційного ресурсу елементів котлоагрегатів можуть бути вирішені з використанням сучасних засобів математичного й чисельного моделювання процесів деформування твердих тіл.

У *другому розділі* сформульовано варіант математичної моделі кількісного опису термомеханічних процесів у термочутливих пружно-пластичних твердих тілах за комплексного термосилового навантаження, який запропоновано використовувати при дослідженні міцності і залишкового експлуатаційного ресурсу котлоагрегату. За основу при цьому прийнято просторово тривимірний підхід, що дає змогу адекватно кількісно описати температурне поле і напружено-деформований стан в конструкційних елементах складної форми і структури.

Температурне поле в елементах котлоагрегату описує нестационарне рівняння теплопровідності, а напружено-деформований стан – співвідношення неізотермічного термопружно-пластичного течіння з ізотропно-кінематичним зміцненням у квазістатичному наближенні. За критерій переходу в пластичну

область обрано умову Мізеса. Усі теплофізичні і фізико-механічні характеристики матеріалів вважаємо залежними від температури.

З використанням методу скінченних елементів (для апроксимації шуканих розв'язків за просторовими змінними) і сім'ї різницевих алгоритмів (для їх апроксимації за часом) запропоновано методику числового моделювання термомеханічних процесів в елементах котлоагрегату за термосилового навантаження з використанням різних за величиною, змінних кроків числового інтегрування за часом рівнянь, що описують в запропонованій математичній моделі температурні й механічні поля.

Отримані в рамках запропонованої математичної моделі розподіли параметрів, що описують напружений стан елементів котлоагрегату, використовуємо при оцінюванні їхнього експлуатаційного ресурсу, можливостей та умов їх подальшого використання.

На цій основі розроблено відповідне програмне забезпечення, яке дозволяє в стислі терміни провести комп'ютерне моделювання процесів деформування елементів котлоагрегату за різних режимів його експлуатації, оцінити їх міцність з урахуванням наявних пошкоджень, деградації матеріалу та ремонтних втручань, визначити, у разі потреби, раціональні параметри ремонтних робіт, оцінити експлуатаційний ресурс як конкретних елементів, так і котлоагрегату загалом на постремонтній стадії, а також умови, за яких можливе подальше функціонування котлоагрегату, що й проілюстровано в подальшому.

У *третьому розділі* подано результати досліджень міцності барабанів котлоагрегатів типу ТП-10 і ТП-100 з урахуванням деградації матеріалу, експлуатаційних пошкоджень та ремонтних втручань, виконаних з використанням розробленого програмного забезпечення на основі запропонованої методики математичного й числового моделювання.

Барабан є циліндричним тілом, що складається з окремих обичайок зі складними системами впускних та випускних отворів. Отвори в барабані є сильними концентраторами напружень. Як наслідок, під час тривалої експлуатації за інтенсивного термосилового навантаження (внутрішній тиск і висока температура

водно-парової суміші) циклічного характеру на отворах і ділянках внутрішньої поверхні барабана в околі отворів виникають тріщини й тріщиноподібні утворення. Такі пошкодження, у разі виявлення, усувають шляхом видалення ділянок металу разом з дефектами, внаслідок чого внутрішня поверхня барабана втрачає канонічну форму. Напруження ще більше зростають в околі вибірок, що гостро ставить проблему оптимізації форм вибірок з метою зменшення цих напружень.

Досліджено на міцність барабан за різних режимів роботи котлоагрегату. Розглянуто стаціонарний режим з урахуванням термоцикування (повільну циклічну зміну температури робочої водно-парової суміші навколо номінальної температури 340°C), режими планового пуску-зупинки, гідравлічних випробувань і аварійної зупинки.

Показано, що саме наявність концентрації напружень в околах отворів призводить до локального накопичення пошкоджень, утворення і розвитку тріщин у цих місцях. Поза околами отворів у барабані практично реалізує себе безмоментний напружений стан, який виникає за дії внутрішнього тиску у довгому порожнистому циліндрі таких же геометричних розмірів без отворів.

Запропоновано раціональні за напруженнями форми вибірок тріщин і тріщиноподібних дефектів на отворах і в їх околі, при яких погіршення характеристик міцності барабана не відбувається, або є мінімальним.

Результати виконаних досліджень використано на Бурштинській ТЕС при вдосконаленні технології ремонту барабанів шляхом виконання в них технологічних вибірок з метою подовження термінів їх експлуатації.

У *четвертому розділі* наведено результати досліджень на міцність колекторів з наявними дефектами у вигляді тріщин за експлуатаційних навантажень і визначено параметри пошкоджень, за яких можливе подальше їх використання, а також виявлено можливі причини виникнення пошкоджень в колекторах (з метою подальшого впливу на них та їх мінімізації).

Для виявлення причини появи тріщин між отворами виконано низку обчислювальних експериментів дослідження напруженого стану колекторів без пошкоджень за різних умов експлуатації. Показано, що при різкому охолодженні в

колекторах в околі отворів виникають великі осьові напруження, які цілком можуть спричиняти появу поперечних тріщин між отворами.

Досліджено міцність колекторів з тріщинами між отворами різної глибини. Для розглянутих випадків визначено коефіцієнт інтенсивності напружень і виконано його порівняння з відповідною характеристикою матеріалу - граничною інтенсивністю напружень тріщиноутворення від корозії під напруженням, визначеною з експериментів на зразках, які відпрацювали 215000 - 296000 год. На цій основі з урахуванням фактичного накопичення пошкоджуваності у вигляді тріщин досліджено можливість катастрофічного поширення тріщин в реальних колекторах.

Результати виконаних досліджень використано при встановленні можливості і термінів подальшої тимчасової експлуатації колекторів з пошкодженнями у вигляді тріщин на Бурштинській ТЕС.

У *п'ятому розділі* подано результати розрахунку на міцність екранних труб з експлуатаційними потоншеннями за дії внутрішнього тиску та різних перепадів температури по товщині труби. Дослідження міцності труб виконано у просторово тривимірному формулюванні з урахуванням реальної геометрії зони потоншення без використання гіпотез про однорідність і тонкість труб.

Результати досліджень показали, що максимальні напруження в трубі без потоншення виникають на внутрішній поверхні, а з потоншенням - на зовнішній. Цей результат є якісно відмінним від того, який отримуємо при використанні стандартної галузевої методики.

Визначено залежність максимальних напружень від глибини потоншення, а також максимально допустиме потоншення труби, за якого ще можлива її експлуатація.

Результати досліджень міцності екранних труб з експлуатаційними потоншеннями використано при вирішенні проблеми заміни ділянок екранних труб під час ремонтних робіт на Бурштинській ТЕС.

У *шостому розділі* досліджено на міцність штуцери на постремонтній стадії (після усунення певного об'єму деградованого чи механічно пошкодженого металу з

допомогою технологічної вибірки) за умов експлуатації. Приведено залежності між геометричними параметрами вибірок і максимальними напруженнями в штуцерах, з використанням яких можна визначити такі геометричні параметри вибірок, за яких напруження в штуцері не перевищують допустимих (рішення про подальшу експлуатацію чи заміну штуцера після ремонтних робіт приймають з урахуванням максимальних напружень у ньому під час експлуатації, які не повинні перевищувати допустимих).

Порівняльний аналіз результатів, отриманих в роботі за запропонованим підходом і відповідною галузевою методикою, показав, що галузева методика дає занижені значення максимальних напружень, що може призводити до продовження експлуатації штуцерів з вибірками, в яких максимальні напруження за умов експлуатації перевищують допустимі.

На основі проведених досліджень отримано узагальнюючі результати для різних геометричних параметрів вибірок, а також побудовано залежності для визначення області їх допустимої зміни. Ці залежності дають можливість визначати такі комбінації геометричних параметрів вибірки, при яких максимальні напруження не перевищують допустимого рівня.

На основі числового аналізу напруженого стану штуцера з двома протилежно розташованими вибірками показано, що нема взаємовпливу вибірок на напружений стан, що виникає в їх околі.

Результати досліджень на міцність штуцерів використані на Бурштинській ТЕС при розробці технології проведення ремонтних робіт шляхом вибірок дефектних ділянок штуцерів і склали теоретичну основу бандажування штуцерів з пошкодженнями.

У *сьомому розділі* наведено результати оцінювання придатності та визначення можливості подальшої експлуатації діючих котлоагрегатів Добротвірської та Бурштинської ТЕС на основі запропонованої в роботі методики чисельної симуляції процесів деформування елементів котлоагрегатів за різних режимів їхньої роботи. Подано опис аналітичних процедур, виконаних для оцінки придатності металу цих

котлоагрегатів для подальшої промислової експлуатації. Показано, що залишковий експлуатаційний ресурс котлоагрегату як цілого визначає ресурс барабана.

Приведено порівняння кількісних оцінок залишкового експлуатаційного ресурсу, отриманих за запропонованою в роботі методологією і стандартною галузевою методикою. Показано, що використання уточнених моделей оцінювання міцності відкриває додаткові можливості продовження термінів експлуатації котлоагрегату, дає реалістичніші оцінки його залишкового експлуатаційного ресурсу та пояснює, чому деякі конструкційні елементи все ще працюють, коли на основі галузевої методики мали би бути списані.

Внаслідок доволі адекватного моделювання процесів деформування конструкційних елементів складної геометричної форми з отворами і технологічними вибірками в рамках просторово тривимірних моделей запропоновано оптимальні, з погляду міцності, форми технологічних вибірок, отримано науково обґрунтовані кількісні оцінки залишкового експлуатаційного ресурсу розглянутих котлоагрегатів на постремонтній стадії та рекомендовано продовжити їх промислову експлуатацію на відповідні терміни за чітко окреслених умов (прогнозована інтенсивність основних циклічних режимів).

Ключові слова: котлоагрегат, міцність, експлуатаційний ресурс, термопружно-пластична деформація і напруження, накопичена пошкоджувальність металу, обчислювальний експеримент.

ABSTRACT

Budz S.F. Scientific principles of ensuring the durability and prolongation of the operational life of boiler units of thermal power plants with damages. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The thesis for a Doctor of Science Degree on specialty 05.02.02 – mechanical engineering. - Pidstryhach Institute for Applied Problems of Mechanics and Mathematics. The National Academy of Sciences of Ukraine, Lviv, 2020.

In *the first section*, the current state of the problem of ensuring the durability of boiler units of thermal power plants units (TPP) with damages and evaluating their residual life has been analyzed.

The circuit of the boiler unit consists of a drum, water pipes, distribution manifolds, screen heating pipes, collectors of a steam-water mixture, steam pipes that close the circulation circuit on the drum. A drum (a massive hollow cylindrical body closed by spherical bottoms at the edges) acts as a storage tank for the feed water needed to fill the circulation circuits that do not have devices for the forced circulation of water in them. The whole pipe system of the boiler is connected to the drum by the fittings and provides its rigidity and stability. Through the water outlet pipes, the boiler water of the drum enters the lower distribution manifolds formed by screen pipes that receive the heat of the furnace gases. When heated in the screen tubes, the water evaporates and as a steam mixture rises to the upper collectors and then enters the drum, where the separation of steam and liquid phases occurs with the formation of steam, which enters the turbine.

During long-term operation at high pressure, high temperature, repeated variable cyclic and dynamic loads, the structural elements of the boiler gradually change their properties, the metal degrades, in the vicinity of stress concentrators various defects and damages are formed. In view of the aforesaid, there is a need to evaluate the strength of the boiler and the possibility of its further operation.

Evaluating the boiler's operational life consists in determining its condition by the level of accumulated damage of the metal. Such quantitative estimation depends directly on the amplitude of oscillations of the maximum stresses during the cyclic modes of operation of the boiler. Therefore, it is important as accurately as possible to determine the

parameters of the stress-strain state and the zone of occurrence of maximum stresses in the elements of the boiler during their operation.

Maximum operational stresses according to the branch methodology (SOU 40.1-21677681-02: 2009, OST 108.031.02-75, PNAE G-7-002-87, etc.) are determined according to the relations obtained for bodies of canonical shape, mostly for cylindrical shells, rods and beams, assuming their elastic deformation. The use of such formulae for estimating a complex three-dimensional stress-strain state in a boiler unit, in the vicinity of stress concentrators of which plastic deformations also occur, may lead to the incorrect estimates of the parameters of its stress-strain state and, consequently, of the residual operational life as a whole.

The formulated problems of calculating the strength and further estimates of the operational life of boiler elements can be solved using modern means of mathematical and numerical modeling of the processes of deformation of solids.

In *the second section*, a variant of the mathematical model of the quantitative description of thermomechanical processes in the thermosensitive elastic-plastic solids under complex thermo-force loading has been formulated, which is proposed to be used in the study of the strength and residual operational life of the boiler. As the basis for this is taken a spatially three-dimensional approach, which allows us to adequately quantitatively describe the temperature field and the stress-strain state in structural elements of complex shape and structure.

The temperature field in the elements of the boiler unit is described by the non-stationary equation of heat conduction, and the stress-strain state is described by the relation of non-isothermal elastic-plastic yielding with isotropic-kinematic strengthening in a quasi-static approximation. The [von Mises yield criterion](#) was chosen as the criterion for transition to the plastic region. We consider all thermophysical and physico-mechanical characteristics of the materials to be temperature dependent.

Using the finite element method (for the desired solutions approximation with respect to the spatial variables) and the sets of difference algorithms (for their approximation with respect to time), a method for numerical modeling of thermomechanical processes in elements of a boiler unit under thermo-force loading using

different in magnitudes and changeable steps of numerical integration with respect to time of the equations describing the temperature and mechanical fields in the proposed mathematical model has been suggested.

Being obtained within the framework of the proposed mathematical model, the distributions of parameters describing the stress-strain state of the elements of the boiler unit are used in the estimation of their operational life, the possibilities and the conditions of their further use.

On this basis, the corresponding software has been developed, which allows us to carry out computer simulation of processes of deformation of boiler elements under different modes of operation, to estimate their durability taking into account the present damages, the material degradation, and the repair cases, to determine, if necessary, the rational parameters of needed repair works, evaluate the operational life of both specific elements and boiler in general at the post-repair stage, as well as the conditions under which the further operation of the boiler is possible, as it will be illustrated further.

In *the third section*, the results of investigations of the strength of the TP-10 and TP-100 types of boilers are presented, which take into account material degradation, operational damage, and repair cases, all performed using the developed software and based on the proposed mathematical and numerical modeling techniques.

The boiler drum is a cylindrical body consisting of separate shells with complex inlet and outlet systems. The holes in the drum are concentrators of great stresses. As a result, during long-term operation under intense thermo-force load (internal pressure and high temperature of the water-vapor mixture) of a cyclical nature, cracks and crack-formations emerge in the vicinity of holes in the areas of the inner surface of the drum. Such damages, if detected, are eliminated by removing the metal sections together with defects, which causes the inner surface of the drum to lose its canonical shape. The stresses increase even more in the vicinity of the cutting-outs, which set drastically a problem for optimizing the shape of the cutting-out in order to reduce these stresses.

The strength of the drum under different modes of operation of the boiler has been investigated. The stationary regime with taking into accounts the thermal cycling (slow cyclic temperature change of working water-steam mixture around the nominal

temperature of 340°C), modes of scheduled start-stop, hydraulic tests, and emergency stops have been considered.

It is shown that the presence of stress concentration in the vicinity of the holes leads to the local accumulation of damage, to the formation and development of cracks in these places. Outside the vicinity of the holes in the drum, a momentless stress-strain state practically realizes itself, which emerges due to the action of internal pressure in a long hollow cylinder of the same geometric dimensions without holes.

The rational in terms of stresses forms of cutting-outs of cracks and crack-shape damages in the holes and in their vicinities are suggested, in the course of which the deterioration of the strength characteristics of the drum does not occur or is minimal.

The results of the performed investigations have been used at the Burshtyn TPP to improve the technology of repairing the drums by performing technological cutting-outs in them in order to prolong their operational life.

In *the fourth section*, the results of investigations on the strength of collectors with existing defects in the form of cracks under operational loads are presented and the parameters of damage, with which the further their operation is possible, are determined; the probable causes of the damages to the collectors are indicated (with a view of further influence on them and their minimization).

To identify the cause of cracks in the vicinity of holes, a series of computational experiments have been conducted to investigate the stress-strain state of the collectors without damage under different operational conditions. It is shown that under sharp cooling, great axial stresses emerge in the collectors in the vicinity of holes, which can cause the transverse cracks between the holes.

The strength of collectors with cracks of different depths has been investigated. For the considered cases, the stress intensity factor has been determined and its comparison has been carried out with the corresponding characteristic of the material - the critical intensity of stresses of cracking from corrosion under stress – which has been determined from experiments on samples that worked 215000-296000 hours. On this basis, taking into account the actual accumulation of damage in the form of cracks, the possibility of catastrophic propagation of cracks in the real reservoirs has been investigated.

The results of the performed investigations have been used to determine the possibility and schedules of further temporary operation of the collectors with damage in the form of cracks at the Burshtyn TPP.

In *the fifth section*, the results of the calculation of the durability of the screen tubes with operational thinning due to the action of internal pressure and various temperature differences in the thickness of the tube are presented. The tube strength investigation has been performed in a three-dimensional spatial formulation, taking into account the real geometry of the thinning zone, without using the hypotheses about the uniformity and thinness of the tubes.

The results of investigations have shown that the maximum stresses in the tube without thinning occur on the inner surface, and with thinning they occur on the outer surface. This result is qualitatively different from that obtained when using the standard industry methodology.

The dependence of maximum stresses on the depth of thinning is determined, as well as the maximum permissible thinning of the tube at which its operation is still possible.

The results of investigations of the strength of screen tubes with operational thinnings have been used to solve the problem of replacement of sections of screen tubes during repair work at the Burshtyn TPP.

In *the sixth section*, the strength of the fittings at the post-repair stage (after eliminating a certain volume of degraded or mechanically damaged metal by technological cutting-out) under operational conditions has been investigated. The dependences between the geometric parameters of the cutting-outs and the maximum stresses in the fittings are presented, with the use of which it is possible to determine such geometrical parameters of the cutting-outs, for which the stresses in the fitting do not exceed the permissible ones (decisions on the further operation or replacement of the fitting after repair work are made taking into account the maximum stresses in it during operations that should not exceed permissible ones).

The comparative analysis of the results obtained in the work by means of the proposed approach and by means of the corresponding branch methodology has shown

that the branch methodology presents the lower values of maximum stresses, which may lead to the prolongation of the operation of fittings with cutting-outs in which the maximum stresses under operational conditions exceed the permissible ones.

On the basis of the conducted investigations, the generalizing results for various geometrical parameters of the cutting-outs have been obtained, as well as dependencies have been constructed to determine the range of their permissible change. These dependencies make it possible to determine such combinations of geometric parameters of cutting-outs where the maximum stresses do not exceed the permissible level.

On the basis of the numerical analysis of the stress-strain state of the fitting with two cutting-outs being oppositely located, it is shown that there is no mutual influence of the cutting-outs on the stress-strain state arising in their vicinity.

The results of investigations on the strength of the fittings have been used at the Burshtyn TPP in the development of a technique for repair work in the way of cutting out the defective areas of the fittings and have formed the theoretical basis for the banding of fittings with damage.

In *the seventh section*, the results of evaluating the suitability and determination of the possibility of further operation of active boiler units of Dobrotvir and Burshtyn TPPs based on the proposed in this paper numerical simulation for the processes of deformation of boiler elements under different modes of their operation are presented. The description of analytical procedures performed to evaluate the suitability of the metal of these boilers for further industrial operation is given. It is shown that the residual operational life of the boiler as a whole determines the operational life of the drum.

The comparison of the quantitative estimates of the residual operational life, obtained according to the methodology proposed in this work and to the standard branch methodology, is carried out. It is shown that the use of refined models of strength estimation opens up additional possibilities for prolonging the operational life of the boiler, gives a more realistic estimate of its residual operational life and explains why some structural elements still work when, based on the branch methodology, they should be written off.

Due to the fairly adequate modeling of the processes of deformation of structural elements of complex geometric shape with holes and technological cutting-outs within the framework of three-dimensional models, the optimal (from the point of view of durability) shapes of technological cutting-outs have been suggested, the scientifically substantiated quantitative estimates of the residual operational life of the considered boiler units at the post-repair stage have been obtained, and their operation for the fixed terms has been recommended under clearly defined conditions (forecast intensity of the basic cyclic modes).

Keywords: boiler unit, durability, service life, thermoelastic-plastic deformation and stress, accumulated metal damage, computational experiment.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. *Drobenko B., Budz S.* Assessment of suitability of screen tubes with damages for further use on the basis of mathematical modeling // *Mathematical Modeling and Computing.* – 2019. Vol. 6, No. 1. – P. 21–29. (Scopus)
2. *Drobenko B.D., Budz S.F., Budz I.S., Kuz I.S.* Stressed State of Nozzles with Local Extractions of Defects // *Materials Science.* – 2019. Vol. 54, No. 6. – P.883-888. (Scopus)
3. Будз С.Ф. Типові пошкодження та напружений стан в елементах енергообладнання за умов їх експлуатації // *Вісник Національного університету «Львівська політехніка».* Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2019. № 910. – с. 3-9.
4. *Асташкин В., Будз С., Дробенко Б., Торский А.* Математическое моделирование при оценке пригодности к дальнейшей эксплуатации экранных труб котлоагрегатов с приобретенными дефектами // *Manufacturing processes. Actual Problems* – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). *Studia i monografie z. 493* (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Hachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 8. – С. 151-160.
5. *Будз С., Волчаньски Т., Дробенко Б., Станик-Бэслер А.* Моделирование режимов работы коллекторов котлов ТЭС с учетом деградации материала и приобретенных повреждений с целью оценки пригодности к эксплуатации // *Manufacturing processes. Actual Problems* – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). *Studia i monografie z. 493* (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Hachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 7. – С. 135-150.
6. *Асташкин В., Будз С., Гачкевич А., Дробенко Б.* Оценка эксплуатационного ресурса элементов энергооборудования с использованием моделирования напряженного состояния при учете деградации материала, повреждений и

ремонтных выборок дефектов // Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). Studia i monografie z. 493 (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Hachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 6. – С. 117-134.

7. *Асташкин В., Боженко Б., Будз С., Дробенко Б.* Компьютерное моделирование процесса деформирования при эксплуатации барабана котла высокого давления теплоэлектростанции, имеющего ремонтные выборки // Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). Studia i monografie z. 493 (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Hachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 5. – С. 99-116.
8. *Боженко Б., Будз С., Дробенко Б., Равска-Скотничны А.* Моделирование напряженного состояния штуцеров с ремонтными выборками дефектов // Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). Studia i monografie z. 493 (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Hachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 4. – С. 87-98.
9. *Будз С., Гачкевич А., Дробенко Б., Кушнир Р.* Численное моделирование термомеханических процессов в элементах энергооборудования // Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). Studia i monografie z. 493 (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Hachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 2. – С. 53-70.
10. *Асташкин В., Будз С., Гачкевич А., Дробенко Б.* Математическое моделирование термомеханических процессов в элементах действующего энергооборудования // Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization

of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). *Studia i monografie z. 493* (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Hachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole. – 2018. Глава 1. – С. 33-52.

11. *Асташкін В.І., Будз С.Ф., Дробенко Б.Д.* Оцінювання можливості подальшого використання колекторів первинного пароперегрівача котла з експлуатаційними пошкодженнями // *Прикладні проблеми механіки і математики.* – 2018. – Вип. 16. – С. 74-81.
12. *Дробенко Б., Асташкін В., Будз С.* До проблеми продовження терміну експлуатації елементів енергетичного обладнання // *Фізико-математичне моделювання та інформаційні технології.* – 2018. Вип. 27. – С. 48-55.
13. *Гачкевич О., Дробенко Б., Асташкін В., Будз С.* Модельний опис фазових перетворень і залишкових напружень в елементах конструкцій при термічному навантаженні // *Фізико-математичне моделювання та інформаційні технології.* – 2017. Вип. 26. – С. 17-30.
14. *Гачкевич О.Р., Гачкевич М.Г., Будз С.Ф.* Оптимізація за напруженим станом режимів нагріву скляних кусково-однорідних оболонки. – Львів: Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України. – 2014. – 334 с.
15. *Budz S. F., Drobenko B.D., Astashkin V. I.* Residual Structural Stresses in Glass Bodies // *Materials Science.* – 2014. – **50**, № 3. – С. 406-411. (Scopus)
16. *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, № 6. –С. 5 – 17.
17. *Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І.* Моделювання термомеханічних процесів в елементах діючого енергообладнання та оцінка їх експлуатаційного ресурсу з урахуванням деградації матеріалу, пошкоджень та ремонтних втручань // *Наука та інновації.* – 2013. – Т.9, № 1. – С. 21 – 32.
18. *Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І.* Уточнений розрахунок ресурсу барабана котла з експлуатаційними пошкодженнями // *Проблеми машинобудування.* 2012,

– 15, № 5-6. – С. 25-30.

19. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Оцінка експлуатаційного ресурсу елементів енергообладнання з урахуванням деградації матеріалу пошкоджень та ремонтних втручань // Енергетика і електрифікація. – 2012, №11. – С. 26-32.
20. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Напружений стан барабана на післяремонтній стадії за умов його експлуатації з урахуванням пружно-пластичного деформування // Енергетика і електрифікація. – 2012, №8. – С. 7-18.
21. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Уточнений розрахунок напруженого стану колектора первинного пароперегрівача котла з урахуванням деградації матеріалу та експлуатаційних пошкоджень // Енергетика і електрифікація. – 2012, № 5. – С. 10-16.
22. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Напружений стан колекторів первинного пароперегрівача котла з експлуатаційними пошкодженнями // Енергетика і електрифікація. – 2011, № 7. – С. 29-35.
23. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Оптимізація за напруженнями геометричних параметрів ремонтних вибірок пошкоджень барабана котла високого тиску // Енергетика і електрифікація. – 2011, № 6. – С. 22-28.
24. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Уточнений розрахунок напруженого стану штуцерів з локальними вибірками дефектів // Енергетика і електрифікація. – 2010, № 10. – С. 17-22.
25. Гачкевич О., Асташкін В., Будз С. та ін. Напружений стан титанової оболонки обертання при локальному нагріві із врахуванням фазових перетворень // Вісник Львівського університету. Серія мех.-мат. – 2010. – Вип. 73. – С. 16 – 22.
26. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Оцінка напруженого стану екранних труб з локальними пошкодженнями // Енергетика і електрифікація. – 2009, № 11. – С. 18-23.

27. Будз С., Асташкін В., Будз І. Методика визначення і кількісна оцінка напруженого стану скляних тіл // *Машинознавство*. – 2009, № 10 (148). – С. 21-24.
28. Будз С.Ф., Асташкін В.І., Дробенко Б.Д. Дослідження процесу просторового розподілу фаз при швидкому охолодженні сталевих тіл // *Мат. методи і фіз.-мех. поля*. 2004, – **47**, № 1. – С. 134-139.
29. *Astashkin V. I., Budz S.F., Hachkevych O. R., Drobenko B. D., Kozakevych T. V. Structural State of Steel Plates under the Action of Moving Heat Sources // Materials Science*. – 2003. – **39**, № 1. – С. 42-47. (Scopus)
30. Будз С., Дробенко Б., Асташкін В., Будз І., Чупик І. Локальний нагрів циліндричної оболонки у діапазоні температур фазового переходу матеріалу: розрахунок і оптимізація // *Машинознавство*. – 2002, № 9 (63) – С. 14-19.
31. Гачкевич О., Асташкін В., Будз С., Козакевич Т. Розрахунок параметрів режимів локального нагріву сталевих деталей машин, які забезпечують задані міцнісні характеристики // *Машинознавство*. – 2002, № 7 (61) – С. 3-8.
32. *Astashkin V. I., Budz S.F., Hachkevych O. R., Drobenko B. D. Residual Structural Stresses in a Steel Body // Materials Science*. – 2003. – **38**, № 5. – С. 717-723 (Scopus).
33. *Astashkin V. I., Budz S.F., Hachkevych O. R., Drobenko B. D., Irza E., Kozakevych T.V. Phase State of a Steel Plate Caused by the Action of Distributed Heat Sources // Materials Science*. – 2002. – **38**, № 2. – С. 214-219. (Scopus)
34. Асташкін В.І., Будз С.Ф., Дробенко Б.Д. Аналітичні можливості інтерполяційних моделей при розрахунках фазового складу низьколегованих сталей // *Машинознавство*. – 2002, №3 (57). – С. 38-41.
35. *Astashkin V. I., Budz S.F., Drobenko B. D., Mykhailyshyn V.S. Analysis of the Thermoelastoplastic State of a Plate by the Finite-Element Method // Materials Science*. – 1999. – **35**, № 1. – Р. 23-29. (Scopus)
36. Асташкін В.І., Будз С.Ф., Онишко О.Є. Напружений і фазовий стан консолі з матеріалу з пам'яттю форми при дії термомеханічного навантаження // *Мат. методи і фіз.-мех. поля*. – 1999. – **42**, №3. – С. 114-116.
37. *Budz S.F., Irza E.M. Determination of the residual stresses in the welded joints of glass*

structures // Journal of Mathematical Sciences. – 1997. – **86**, No 2. – P. 2633-2636 (Scopus).

38. *Astashkin V.I., Budz S.F., Onyshko O.E., Myronchuk O.M.* Changes in the physicomaterial state of an elastic layer with memory of the shape under bending and heating // Materials science. – 1995. – **31**, № 3.– P. 371-376 (Scopus).
39. *Astashkin V.I., Budz S.F., Onyshko O.E.* Quantitative description of physicomaterial processes in shape-memory materials // Materials science. – 1995. – **30**, № 4.– P. 453-459. (Scopus).
40. *Budz S.F., Gachkevich N.G.* Optimization of the thermostressed state of piecewise homogeneous glass shells of revolution during thermal processing // Journal of Mathematical Sciences. – 1993. – **67**, No 5. – P. 3311-3314. (Scopus)
41. *Асташкін В.І., Будз С.Ф., Дробенко Б.Д., Иванцова Т.Н.* Температурное поле и фазовый состав металла ЗТВ при подводной сварке // Автоматическая сварка. – 1991. №1. – С. 45-47.
42. Патент на корисну модель № 81212. Спосіб захисту від корозійно втомного руйнування елементів обладнання високого тиску / Асташкін В.І., Будз С.Ф., Ванкевич П.І. / Зареєстровано в державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.06.2013, № 2-19-13-19478-А, Бюл. № 12.
43. Патент на корисну модель № 81386. Спосіб коригування фазового стану сталевих деталей / Асташкін В.І., Будз С.Ф., Ванкевич П.І. / Зареєстровано в державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.06.2013, № 2-19-13-19652-А, Бюл. № 12.
44. Патент на корисну модель № 82699. Спосіб пониження рівня експлуатаційних навантажень гнутих ділянок паропровідів / Асташкін В.І., Будз С.Ф., Ванкевич П.І. / Зареєстровано в державному реєстрі патентів України на корисні моделі 12.08.2013, № 2-19-13-24871-А, Бюл. № 15.

ПУБЛІКАЦІЇ У МАТЕРІАЛАХ НАУКОВИХ КОНФЕРЕНЦІЙ

1. *Асташкін В., Будз С., Василик А., Дробенко Б., Палащук Є.* Дослідження напруженого стану циліндричних елементів енергетичного обладнання з локальними вибірками дефектів // Сучасні проблеми механіки та математики:

- Збірник праць II Міжнародної наукової конференції, Львів. – 2008. – Т.2. – С. 259-261.
2. *Дробенко Б, Будз С., Асташкін В.* Числове моделювання 3D-напруженого стану елементів енергетичного обладнання з локальними вибірками дефектів // 9-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. 20-22 травня 2009. – С. 121-122.
 3. *Дробенко Б, Будз С., Асташкін В.* Кількісна оцінка експлуатаційного ресурсу елементів діючого енергетичного обладнання з урахуванням деградації матеріалу, пошкоджень та ремонтних втручань // 10-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. 25-27 травня 2011. – С. 148-149.
 4. *Дробенко Б, Будз С., Асташкін В.* Розрахунок на міцність та оцінка придатності елементів котлоагрегатів енергоблоків потужністю 200 МВт до експлуатації понад парковий ресурс // Сучасні проблеми механіки та математики: Збірник праць Міжнародної наукової конференції. – Львів, 2013. – Т.1. – С. 234-236.
 5. *Дробенко Б, Будз С., Асташкін В.* Просторовий напружено-деформований стан елементів діючого енергетичного обладнання // Математичні проблеми механіки неоднорідних структур: Збірник праць IX Міжнародної наукової конференції – Львів: ІППММ ім. Я.С. Підстригача НАН України, 2014. – С. 112-113.
 6. *Дробенко Б, Будз С., Асташкін В.* Структурна складова напружень у скляних тілах за неперервного охолодження // Математичні проблеми механіки неоднорідних структур: Збірник праць IX Міжнародної наукової конференції – Львів: ІППММ ім. Я. Підстригача НАН України, 2014. – С. 206-208.
 7. *Дробенко Б, Будз С., Асташкін В.* До проблеми подовження термінів експлуатації котлоагрегатів енергоблоків теплових електростанцій // Математичні проблеми механіки неоднорідних структур: Збірник праць X Міжнародної наукової конференції – Львів: ІППММ ім. Я. Підстригача НАН України, 2019. – Вип. 5. – С. 253-254.
 8. *Немченко В., Василик А., Дробенко Б., Будз С., Асташкін В.* Математичні проблеми вибору раціональних за напруженнями геометричних параметрів ремонтних вибірок в елементах енергетичного обладнання з метою подовження

їх експлуатації // Обчислювальна математика і математичні проблеми механіки: Збірник праць Міжнародної наукової конференції – Львів: ІППММ ім. Я.С. Підстригача НАН України, 2009. – С. 172-174.

9. Будз С. Ф., Гачкевич О. Р., Дробенко Б. Д., Асташкін В. І., Василик А. В., Немченко В. І. Кількісна оцінка впливу робочих тиску і температури на напруження у локально пошкоджених екранних трубах котлоагрегату // Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки 2009», (Дніпродзержинськ – Дніпропетровськ, 20-23 квітня 2009 року). – Дніпродзержинськ-Дніпропетровськ, 2009. – С. 116-117.
10. Немченко В. І., Гачкевич О. Р., Дробенко Б. Д., Будз С. Ф., Асташкін В. І., Василик А.В. Напружений стан барабана парового котла з ремонтними вибірками дефектів// Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки 2010», (Дніпродзержинськ, 19-22 квітня 2010 року). – Дніпродзержинськ, 2010. – С.195-198.
11. Дробенко Б.Д., Будз В.І., Асташкін С.Ф., Василик А.В., Задорожний М.В. Визначення довготривалої міцності барабана парового котла високого тиску // Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки – 2011», (Дніпропетровськ, Дніпродзержинськ, 13-15 квітня 2011 року). – Дніпропетровськ, Дніпродзержинськ, 2011. – С.110-112.
12. Дробенко Б. Д., Будз С. Ф., Асташкін В. І., Василик А.В., Задорожний М.В. Оцінка придатності колекторів з ушкодженнями до подальшої експлуатації // Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки – 2012», (Дніпродзержинськ – Дніпропетровськ, 16-19 квітня 2012 року). – Дніпродзержинськ – Дніпропетровськ, 2012. – С.69-71.
13. Дробенко Б. Д., Будз С. Ф., Асташкін В.І. Оцінка придатності барабанів енергоблоків потужністю до 200 МВт до експлуатації понад парковий ресурс// Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки - 2013», (Дніпродзержинськ, 15-18 квітня 2013 року). – Дніпродзержинськ, 2013. – С.60-62.
14. Гачкевич О.Р., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф. До проблеми оцінки напруженого стану

та можливої безпечної експлуатації елементів діючого енергетичного обладнання // Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки - 2018», (Київ, Черкаси, Кам'янське, 16-19 квітня 2018 року). – Київ, Черкаси, Кам'янське, 2018. – С.4-6.

15. *Дробенко Б. Д., Гачкевич О.Р., Будз С.Ф., Асташкін В.І.* Кількісна оцінка накопиченої пошкоджуваності металу барабана котла високого тиску // Матеріали XVII Всеукраїнської наукової конференції «Сучасні проблеми прикладної математики та інформатики» (Львів, 6-7 жовтня 2011 року). – Львів: ЛНУ імені І. Франка, 2011. – С. 45.
16. *Drobenko B., Budz S., Astashkin V.* A Numerical Estimation of the Energetic Equipment Operation Life // Porous Materials VIII International Conference «Mathematical Modelling and Optimization in Mechanics»(Lviv-Briukhovychi, September 18-21, 2012). –Lviv-Briukhovychi, 2012. – С. 39-40.
17. *Дробенко Б. Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І.* Моделювання термомеханічних процесів в елементах діючого енергообладнання та оцінки їхнього експлуатаційного ресурсу // Сучасні проблеми термомеханіки: Збірник праць Міжнародної наукової конференції – Львів: ІППММ ім. Я. Підстригача НАН України, 2016. – С. 83-84.
18. *Drobenko B. D., Kushnir R. M., Budz S. F.*. Estimation of Operatoinal Life of Acting Energetic Equipment with Accoutning for a Material Degradation, Damages and Repair Procedures // 14th International Conference on Fracture (Rhodes, Greece, June 18-23, 2017) – Rhodes, Greece, 2017.
19. *Budz S., Drobenko B., Hachkevych O., Stanik-Besler A.* Do modelowania stanu sprężysto-odkształcalnego oraz określenia eksploatacyjnego resursu wybranych elementów działających urządzeń energetycznych // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – С.18-20.
20. *Astashkin V., Budz S., Drobenko B., Hachkevych O.* Do modelowania matematycznego procesów odkształcania w elementach działających urządzeń energetycznych // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur

procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – C.47.

21. *Budz S., Drobenko B., Hachkevych O., Kushnir R.* Do modelowania numerycznego procesów odkształcania w elementach urządzeń energetycznych // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – C.48.
22. *Bozhenko B., Budz S., Drobenko B., Rawska-Skotniczny A.* Ocena możliwości następnej eksploatacji króćców y poremontowymi ubytkami materiału // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – C. 50.
23. *Astashkin V., Bozhenko B., Budz S., Drobenko B.* Optymalizacja względem naprężeń procesu odkształcania walczaka kotłowego elektrowni ciepłej, posiadającego poremontowe ubytki materiału // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – C.51.
24. *Astashkin V., Budz S., Drobenko B., Hachkevych O.* Eksploatacyjny resurs elementów pracujących urządzeń energetycznych // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – C.52.
25. *Budz S., Drobenko B., Stanik-Besler A., Wołczański T.* Stan sprężysty oraz przydatność do eksploatacji kolektorów w kotłach elektrowni ciepłych z uwzględnieniem nabytych uszkodzeń materiału // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – C. 53.
26. *Astashkin V., Budz S., Drobenko B., Tors'kyi A.* Ocena przydatności do dalszej eksploatacji kotłowych rur ekranowych z nabtzmami defektami na podstawie analizy stanu sprężyst-odksytałcalnego // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – C.54.

ЗМІСТ

ВСТУП	30
1. СТАН ПРОБЛЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЦНОСТІ КОТЛОАГРЕГАТИВ ЕНЕРГОБЛОКІВ З ПОШКОДЖЕННЯМИ	40
2. МАТЕМАТИЧНЕ Й ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ДЕФОРМУВАННЯ КОТЛОАГРЕГАТИВ ТА ОЦІНЮВАННЯ ЇХ ЕСПЛУАТАЦІЙНОГО РЕСУРСУ	47
2.1. Кількісний опис процесів теплопровідності в котлоагрегаті	48
2.2. Визначення напружено-деформованого стану в котлоагрегаті за умов експлуатації	49
2.3. Матричний запис базових співвідношень	56
2.4. Числове дослідження міцності	63
2.4.1. Вихідні чисельні співвідношення для задачі теплопровідності ..	64
2.4.2. Скінченно-елементна дискретизація задачі першого етапу	65
2.4.3. Розв'язування системи звичайних диференціальних рівнянь	67
2.4.4. Чисельне розв'язування задачі пружно-пластичності	71
2.4.5. Обчислювальні аспекти	80
2.5. Оцінювання залишкового ресурсу котлоагрегату	93
2.6. Висновки по розділу	98
3. ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ БАРБАНІВ КОТЛОАГРЕГАТИВ ТЕС З ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМИ ПОШКОДЖЕННЯМИ ТА РЕМОНТНИМИ ВТРУЧАННЯМИ	100
3.1. Розрахункові моделі барабана котлоагрегату типу ТП-100	101
3.2. Побудова дискретних моделей	109
3.3. Напруження в барабані за межами околів отворів	118
3.4. Концентрація напружень в околі отворів	122
3.5. Вплив ремонтних втручань на напружений стан	130
3.6. Пружно-пластичне деформування в околі отворів	143

3.7. Напружений стан в околі глибокої вибірки на тілі барабана	149
3.8. Напружено-деформований стан барабана	
за різних режимів його експлуатації	153
3.8.1. Стаціонарний режим експлуатації з термоцикуванням	154
3.8.2. Режими планової зупинки і пуску	157
3.8.3. Аварійна зупинка	159
3.8.4. Гідравлічні випробування	160
3.9. Розрахунок барабана котлоагрегату типу ТП-10	160
3.10. Висновки по розділу	171

4. ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПОДАЛЬШОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

КОЛЕКТОРІВ З ПОШКОДЖЕННЯМИ	174
4.1. Побудова розрахункових моделей	175
4.2. Вплив внутрішнього тиску на напружений стан у колекторі	178
4.3. Вплив температурного навантаження на напружений стан	185
4.4. Дослідження напруженого стану колектора за умов охолодження ..	191
4.5. Колектор з наскрізною тріщиною	199
4.6. Колектор з тріщиною між отворами	209
4.7. Врахування реальної геометрії пошкоджень	219
4.8. Висновки по розділу	224

5. ЕКРАННІ ТРУБИ КОТЛОАГРЕГАТИВ

З ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМИ ПОТОНШЕННЯМИ	225
--	------------

6. ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВИБІРОК В ШТУЦЕРАХ

7. ОЦІНКА ПРИДАТНОСТІ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО

ЕКСПЛУАТАЦІЙНОГО РЕСУРСУ КОТЛОАГРЕГАТУ І	
МОЖЛИВОСТІ ЙОГО ПОДАЛЬШОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ	256

7.1. Вплив точності обчислення розрахункових напружень	
на кількісну оцінку залишкового ресурсу	257

7.2. Дослідження можливості продовження експлуатації барабана № 21406 котлоагрегату И700	259
7.2.1. Стаціонарний режим експлуатації	259
7.2.2. Планові пуски-зупинки	260
7.2.3. Гідравлічні випробування	261
7.2.4. Аварійна зупинка	261
7.2.5. Залишковий експлуатаційний ресурс	262
7.3. Дослідження можливості продовження експлуатації барабана котлоагрегату ТП-10	263
7.3.1. Планові пуски-зупинки	263
7.3.2. Стаціонарний режим експлуатації	264
7.3.3. Гідравлічні випробування	265
7.3.4. Аварійна зупинка	266
7.3.5. Визначення додаткового ресурсу експлуатації барабана	266
7.4. Дослідження можливості продовження експлуатації барабана № 18501 котлоагрегату 18/ТП-100	267
7.4.1. Планові пуски-зупинки	267
7.4.2. Стаціонарний режим експлуатації	269
7.4.3. Гідравлічні випробування	270
7.4.4. Аварійна зупинка	270
7.4.5. Залишковий експлуатаційний ресурс	271
7.5. Висновки по розділу	274
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	276
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	280
ДОДАТКИ	300
ДОДАТОК А.1. Сертифікат на барабан № 18501	300
ДОДАТОК А.2. Властивості матеріалу, товщини обичайок	301
ДОДАТОК А.3. Формуляр № 2009	302
ДОДАТОК А.4. Фрагменти креслення К-392695	303

ДОДАТОК А.5. Розміри отворів і віддалей між ними	304
ДОДАТОК А.6. ВИСНОВОК № 20900 від 01.12.2014 р	305
ДОДАТОК А.7. Геометричні параметри вибірки на тілі барабана ..	309
ДОДАТОК А.8. Коливання температури водно-парової суміші	310
ДОДАТОК Б.1. Сертифікат на барабан № 21406	311
ДОДАТОК Б.2. Межі пластичності та міцності обичайок	312
ДОДАТОК Б.3. Креслення барабана	313
ДОДАТОК Б.4. Розміри вибірок барабана	316
ДОДАТОК В. Креслення барабана котлоагрегату ТП-10 № К-254593	320
ДОДАТОК Г. Акти впровадження результатів роботи	322

ВСТУП

Актуальність теми. Розроблення, розвиток і вдосконалення наукових основ оцінювання ресурсу промислової експлуатації машин і машинних агрегатів та їх конструкційних елементів є надзвичайно важливими для вирішення проблеми продовження термінів їх експлуатації. Особливо актуальною ця проблема є для теплових електростанцій (ТЕС), оскільки ефективна і надійна робота енергоблоків тісно пов'язана із забезпеченням міцності і надійності елементів та вузлів їх машинних агрегатів.

У конструкційний склад енергоблоку входять два основних функціонально пов'язаних між собою машинних агрегати. Це котельний агрегат, який є джерелом теплової енергії і продукує пар високої температури, і турбінний агрегат, який перетворює цю теплову енергію в механічну, а за тим в електричну. Зупинка з тієї чи іншої причини котлоагрегату приводить до зупинки турбінного агрегату і енергоблоку загалом.

Для забезпечення надійної експлуатації котлоагрегатів енергоблоків важливе значення має адекватна оцінка міцності та довговічності їх елементів на основі нових уточнених методик, які враховують цілий ряд важливих факторів (деградацію матеріалу, пошкоджувальність, неоднорідність і термочутливість властивостей матеріалу, наявність тріщин, вплив нестаціонарних температурних полів тощо). Збільшення ресурсу котлоагрегатів енергоблоків є особливо актуальним у зв'язку з тим, що значна частина їх вже вичерпала свій парковий ресурс, а вартість нового котлоагрегату для енергоблоку потужністю 200 МВт, наприклад, становить сьогодні близько 250 млн. доларів США [1]. Тому за наявності численних експлуатаційних пошкоджень котлоагрегатів виникає потреба в розробці раціональних технологій ремонту та відновлення котлоагрегатів з метою продовження термінів їх експлуатації на прогнозований період.

Котлоагрегати барабанного типу енергоблоків ТЕС працюють за дії високого тиску, підвищеної температури, повторно змінних циклічних навантажень, впливу корозійно-активного робочого середовища, водно-парової суміші. Режим їх роботи гранично складний і напружений. Котлова вода з барабана по водоопускних трубах

поступає в нижні розподільчі колектори екранів, утворених екранними трубами, які приймають тепло пічних газів. Нагріваючись в екранних трубах вода випаровується і у вигляді парової суміші піднімається до верхніх колекторів екранів і далі поступає в барабан, а з барабану по паропроводах – в турбінний агрегат.

Під час тривалої експлуатації за такого інтенсивного повторно змінного термосилового навантаження елементи котлоагрегатів поступово змінюють свої властивості, метал деградує, в околах концентраторів напружень утворюються різного роду дефекти й пошкодження, які можуть призводити до їх виходу з ладу і навіть масштабних катастрофічних руйнувань.

У разі виявлення таких пошкоджень їх усувають шляхом здійснення ремонтних робіт, зокрема, видалення частини металу пошкоджених ділянок разом з дефектною зоною (таку технологічну ремонтну операцію називають вибіркою). В результаті, відремонтовані елементи і вузли змінюють свою первинну форму. Після ремонтних втручань їх форма стає доволі складною, а напружений стан в околі таких вибірок – істотно тривимірним.

Проблемі оцінювання міцності, експлуатаційного ресурсу, продовженню термінів експлуатації котлоагрегатів присвячено ряд галузевих методик і інструкцій, побудованих з використанням простих моделей стрижнів, балок, пластин та оболонок. Однак, оцінки міцності і, відповідно, експлуатаційного ресурсу на їх основі часто приводять до істотних похибок, оскільки не враховують форму конструкційних елементів після ремонтних втручань, форми та локалізації виникаючих експлуатаційних пошкоджень та зміни властивостей матеріалів конструкції за роки експлуатації. Сформульовані проблеми можуть бути вирішені з використанням сучасних засобів математичного моделювання на основі уточнених методик визначення напружено-деформованого стану.

Дисертаційна робота спрямована на вирішення цієї важливої науково-технічної проблеми – розроблення наукових засад забезпечення міцності котлоагрегатів енергоблоків ТЕС з пошкодженнями та збільшення їх експлуатаційного ресурсу шляхом адекватного оцінювання міцності їх деталей, вузлів та механізмів за різних режимів промислової експлуатації, отримання кількісної оцінки залишкового ресурсу,

а також розроблення теоретичних основ технології їх ремонту та відновлення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дослідження за темою дисертації виконувалися в рамках науково-дослідних тем Інституту прикладних проблем механіки та математики ім. Я.С. Підстригача НАН України: "Розробка математичних моделей і методів механіки зв'язаних полів для дослідження та оптимізації термонапруженого стану електропровідних тіл з врахуванням структурних змін матеріалу за підвищених температур" (2007-2011, № держреєстрації 0107U011808); "Розробка математичних моделей кількісного опису та оптимізації механоцифозійних процесів в електропровідних тілах з метою підвищення ефективності термообробки та продовження експлуатації енергетичного обладнання" (2012-2014 рр., № держреєстрації 0111U008861); „Аналітично-числові методи в математичних моделях механіки зв'язаних полів стосовно окремих технічних і медичних проблем” (2012-2016 рр., № держреєстрації 0111U009687); „Розробка методики дослідження та оптимізації напруженого стану тіл з метою опрацювання раціональних режимів обробки та експлуатації елементів енергетичного обладнання та технічних пристроїв” (2017-2021 рр., № держреєстрації 0115U003056). Робота виконувалась по проблемі продовження термінів експлуатації вузлів та деталей енергетичного обладнання в рамках науково-технічних проектів «Кількісна оцінка експлуатаційного ресурсу елементів діючого енергообладнання з урахуванням деградації матеріалу, експлуатаційних пошкоджень та ремонтних втручань» (2011 р., № держреєстрації 0111U006179) та «Уточнений розрахунок на міцність та оцінка придатності елементів котлоагрегатів енергоблоків потужністю 200 МВт, до експлуатації понад надлишковий ресурс» (2013 р., № держреєстрації 0113U000857) та госпдоговорів «Розрахунок напруженого стану та оцінка експлуатаційного ресурсу штуцера з локальними вибірками дефектів» (2006 р.), «Розрахунок напруженого стану барабана з ремонтними вибірками дефектів та вибір за допустимими напруженнями конструктивних параметрів вибірок» (2007 р.); «Розрахунок допустимої товщини стінки екранних труб котлів Бурштинської ТЕС при односторонньому утоненні стінки» (2008 р.); «Дослідження напруженого стану колекторів первинного пароперегрівача котла ТП-100, 100А з експлуатаційними

пошкодженнями» (2010 р.); «Кількісна оцінка і розрахунок експлуатаційного ресурсу барабана котла СТ №1 Бурштинської ТЕС з урахуванням часової деградації матеріалу» (2011); «Розрахунок на міцність та оцінка придатності барабана котла ТП-100 блоку №5 ДТЕК «Бурштинська ТЕС» (2012); "Розрахунок барабана котла ст. №6 типу ТП-10 ДТЕК «Добротвірська ТЕС» на міцність і циклічну втому для визначення можливості його подальшої експлуатації" (2013); «Кількісна оцінка і розрахунок експлуатаційного ресурсу барабана котла ст. № 1 Бурштинської ТЕС з урахуванням експлуатаційних пошкоджень та часової деградації матеріалу» (2017 р.).

Об'єктом дослідження є процеси деформування елементів котлоагрегатів енергоблоків ТЕС з пошкодженнями при існуючих режимах їх експлуатації.

Предметом дослідження є методологія визначення і дослідження міцності та експлуатаційного ресурсу елементів котлоагрегатів з урахуванням деградації матеріалу, експлуатаційних пошкоджень та ремонтних втручань.

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є дослідження напружено-деформованого стану елементів діючих котлоагрегатів з урахуванням пошкоджень, деградації матеріалів та ремонтних втручань та отримання на цій основі кількісної оцінки експлуатаційного ресурсу розглядуваних елементів, а також розроблення рекомендацій щодо виконання ремонтних робіт в них для подовження термінів їх експлуатації.

Досягнення мети передбачає:

- аналіз технологічних умов експлуатації котлоагрегату, його конструкційних елементів, визначення їх місця і ролі в технологічному процесі;
- розробку математичної моделі процесів деформування елементів котлоагрегатів та оцінки їх експлуатаційного ресурсу з урахуванням деградації матеріалу, пошкоджень та ремонтних втручань;
- розроблення методології дослідження температурних полів і напружень в розглядуваних елементах котлоагрегату;
- оцінку експлуатаційного ресурсу конкретних елементів котлоагрегату з урахуванням деградації матеріалу, пошкоджень та ремонтних втручань;

- дослідження напруженого стану барабанів котлоагрегатів на післяремонтній стадії за умов їх експлуатації з урахуванням пружно-пластичного деформування;
- визначення раціональних форм вибірок матеріалу і дефектів в околі зон з пошкодженнями в барабані з метою пониження рівня концентрації напружень;
- розроблення науково обґрунтованих (на підставі виконаних досліджень) рекомендацій, які можуть бути використані при розробці технології ремонту барабанів, паспортний ресурс яких вичерпано;
- проведення розрахунку на міцність штуцерів з локальними вибірками дефектів та оптимізація за напруженнями геометричних форм вибірок;
- дослідження напруженого стану колектора котлоагрегату з урахуванням деградації матеріалу і експлуатаційних пошкоджень.
- визначення мінімально допустимої товщини екранних труб з локальними експлуатаційними потоншеннями;
- оцінювання придатності конкретних котлоагрегатів до експлуатації понад парковий ресурс на постремонтній стадії.

Методи дослідження. При побудові математичної моделі кількісного опису термомеханічних процесів в елементах котлоагрегатів за інтенсивного термосилового навантаження використано відомі в літературі модельні подання теплопровідності, неізотермічної термопружно-пластичності, теорії диференціальних рівнянь з частинними похідними, механіки суцільного середовища. При розв'язуванні отриманої зв'язаної нелінійної системи ключових диференціальних рівнянь за сформульованих початкових і крайових умов використано метод зважених залишків, метод скінченних елементів у варіанті методу Гальоркіна та сім'я однокрокових багатопараметричних різницевих алгоритмів. Аналіз пружно-пластичного стану тіл виконано із застосуванням методів змінних параметрів жорсткості (метод Ньютона) та додаткових напружень. Інтегрування при обчисленні матричних і векторних характеристик окремих

скінченних елементів виконано чисельно на основі квадратурних формул Гауса. При апроксимації температурно-залежних фізико-механічних характеристик матеріалу та кривих деформування використано інтерполяційні сплайни.

Наукова новизна роботи полягає у вирішенні важливої науково-технічної проблеми – розроблення наукових засад забезпечення міцності та збільшення експлуатаційного ресурсу діючих котлоагрегатів енергоблоків ТЕС з пошкодженнями за різних режимів експлуатації, а також теоретичних обґрунтувань і пропозицій щодо технології їх ремонту. При цьому:

1. Уперше запропоновано на основі тривимірної теорії неізотермічної термопружно-пластичності математична модель кількісного опису процесів деформування елементів котлоагрегатів за умов експлуатації з урахуванням їх реальної форми та геометричних параметрів експлуатаційних пошкоджень чи змін форми після ремонтних впливів, а також змін властивостей матеріалу в часі.
2. Уперше з використанням запропонованої моделі досліджено міцність конкретних конструкційних елементів з технологічними вибірками циркуляційного корпусу котлоагрегату (барабанів з ремонтними вибірками дефектів, колекторів з пошкодженнями у вигляді тріщин, штуцерів барабанів з вибірками дефектів, екранних труб з експлуатаційними потоншеннями) за умов, що відповідають режимам їх експлуатації.
3. Уперше запропоновано раціональні геометричні параметри вибірок в околі отворів і на отворах барабана котлоагрегату, які дають можливість істотно понизити концентрацію напружень в околі зон з ремонтними втручаннями.
4. Уперше, в межах запропонованої моделі, побудовано функціональні залежності між глибиною, шириною і довжиною технологічних вибірок для визначення таких геометричних параметрів вибірок, за яких експлуатаційні напруження в штуцерах не перевищують допустимих.
5. Уперше отримано залежності між максимальними напруженнями і геометричними параметрами потоншеної ділянки екранної труби, які

дозволяють визначити мінімально допустиму товщину стінки труби, за якої експлуатаційні напруження не перевищують заданого допустимого рівня.

6. Уперше встановлено причини виникнення пошкоджень в колекторах котлоагрегату.
7. Уперше розроблено рекомендації щодо коригування окремих режимів експлуатації котлоагрегатів з метою ощадливішого використання їх експлуатаційного ресурсу, зокрема, для зменшення вкладу режиму планового пуску (зупинки) котлоагрегату в накопичувану пошкоджуваність металу доцільно зменшити швидкість зростання (спадання) температури робочого середовища – до $3\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{хв.}$, і встановити швидкість зростання (спадання) тиску $0,15\text{ МПа}/\text{хв.}$; коливання температури робочої суміші під час режиму стаціонарної експлуатації з амплітудою, що не перевищує 5°C , дасть можливість звести нанівець вплив чинника термоцикування.

Обґрунтованість і достовірність основних наукових засад і отриманих результатів і висновків забезпечено фізичною обґрунтованістю вихідних положень математичної моделі, строгістю постановки сформульованих задач та методів їх розв'язування, використанням експериментально визначених фізико-механічних характеристик матеріалів, доброю узгодженістю числових розв'язків окремих задач з відомими в літературі аналітичними розв'язками й результатами дослідно-промислової перевірки, а також виконаними дослідженнями достовірності розв'язків кожної із розглянутих в роботі задач на основі критерію „практичної збіжності”.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що вони безпосередньо використані при розробленні та вдосконаленні технології ремонту елементів діючих котлоагрегатів, паспортний ресурс яких вичерпано, а також для кількісної оцінки їх залишкового експлуатаційного ресурсу з урахуванням часової деградації матеріалу, експлуатаційних пошкоджень та ремонтних втручань.

Запропонована методика визначення напружено-деформованого стану елементів котлоагрегатів дає можливість виявити ділянки найімовірнішої появи дефектів та з'ясувати причини їх виникнення.

На підставі виконаних досліджень розроблено науково-обґрунтовані рекомендації, які використано при вдосконаленні існуючих і створенні нових технологій ремонту елементів котлоагрегатів Бурштинської та Добротвірської ТЕС, які вичерпали свій паспортний ресурс. Розроблені рекомендації покладені в основу прийняття рішень про подальшу експлуатацію даних котлоагрегатів.

Публікації та особистий внесок здобувача. Основні результати досліджень, які відображені в дисертації, опубліковано в 70 наукових працях, а саме в 24 статтях [11–13, 15, 19, 20, 25–27, 29, 39, 48, 131–136, 143–145, 150, 152] у наукових фахових виданнях України, в тому числі 11 [131–136, 143–145, 150, 152] – у наукових виданнях, що включені до наукометричної бази даних Scopus, 9 [45, 47, 72–78] статтях в інших наукових виданнях України, монографії [28], семи главах монографії, виданої закордоном [7, 9, 10, 14, 18, 22, 23], 3 патентах на корисну модель [89–91] та 26 матеріалах міжнародних конференцій [8, 24, 30, 37, 38, 40–44, 46, 49–51, 70, 71, 127–130, 139–142, 151, 153].

Результати, що складають основний зміст дисертаційної роботи, отримано автором самостійно. У всіх колективних публікаціях дисертанту належить обґрунтування напрямку наукових досліджень, об'єкту і предмету дослідження, формулювання мети роботи. Постановка задач, вибір математичних моделей та обґрунтування одержаних наукових результатів і формулювання висновків здійснено разом з науковим консультантом.

У працях, опублікованих у співавторстві, здобувачеві належить участь в формулюванні задачі і розробці методики кількісного опису та оптимізації процесів деформування в елементах машинобудівних конструкцій при нагріві [13, 15, 20, 131, 135, 143]; дослідження залишкових напружень у сталевих тілах [27, 134, 132, 145]; теоретичні основи і методика оптимізації за напруженнями змінних в часі режимів нагріву тонких оболонок при заданих областях допустимої зміни температурного поля і напружень [28]; методика оптимізації режимів локального нагріву оболонок за теплового навантаження [25]; оптимізація післязварювального локального відпалу привареної захисної накладки на елемент обладнання високого тиску з метою стабілізації структури і пониження рівня залишкових напружень [89];

дослідження залишкових напружень при охолодженні сталевих тіл [11, 21, 133, 134]; методика оптимізації за заданим фазовим складом матеріалу, способу нагріву і охолодження сталевих деталей [90]; формулювання задач, розробка методики та аналіз напружено-деформованого стану елементів енергетичного обладнання з пошкодженнями [12, 19, 26, 30, 45, 47, 48, 72–78, 152]; модельний опис залишкових напружень в елементах конструкцій при термічному навантаженні [29]; розрахунок експлуатаційних навантажень гнутих ділянок паропроводів з П-подібними компенсаторами [91].

Апробація результатів дисертації. Основні результати досліджень доповідались і обговорювались на Міжнародних наукових конференціях «Сучасні проблеми механіки та математики» (Львів, 2008, 2013, 2018); Дев'ятому та Десятому міжнародних симпозіумах українських інженерів-механіків у Львові (2009, 2011); «Сучасні проблеми механіки» (Львів, 2009); Міжнародних наукових конференціях «Математичні проблеми механіки неоднорідних структур» (Львів, 2010, 2014, 2019); Міжнародній конференції «Обчислювальна математика і математичні проблеми механіки» (Львів, 2009); Міжнародних наукових конференціях «Математичні проблеми технічної механіки» (Дніпропетровськ-Дніпродзержинськ, 2009, 2010, 2011, 2012, 2013, 2014, 2018); XVII Всеукр. наук. конф., присвяченій 350-річчю Львівського національного ун-ту ім. Івана Франка (Львів, 2011); VIII-th International Conference «Porous materials. Theory and Experiment INTERPOR 12» (Lviv-Briukhovychi, 2012); Міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми термомеханіки» (Львів, 2016); 14th International Conference on Fracture (ICF 14) (Rhodes, Greece, 2017); Міжн. наук. семінарі „Optymalizacja struktur procesów wytwórczych – 2018” (Opole, Polska).

У повному обсязі робота доповідалася та обговорювалася на семінарі відділу теорії фізико-механічних полів Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України під керівництвом д.ф.-м.н., проф. Гачкевича О.Р.

Структура і обсяг роботи. Робота містить основну частину на 299 стор., яка включає анотацію на 24 стор., вступ, 7 розділів, висновки до розділів, загальні вис-

новки, а також список використаних джерел із 201 найменування на 20 стор. Текст дисертації супроводжується 177 рисунками. Загальний обсяг дисертації становить 327 стор., що включає 14 додатків на 28 стор., серед яких є акти про впровадження.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЦНОСТІ КОТЛОАГРЕГАТИВ ЕНЕРГОБЛОКІВ З ПОШКОДЖЕННЯМИ

Конструкційні елементи котлоагрегатів енергоблоків ТЕС у процесі експлуатації за умов механічних навантажень, підвищеної температури та впливу корозійно-агресивного середовища поступово змінюють свої механічні властивості. Внаслідок тривалої експлуатації в них утворюються різного роду дефекти і пошкодження, серед яких є й тріщини, один з факторів, що найбільш суттєво впливає на міцнісні характеристики конструкційних елементів. Небезпека таких дефектів і пошкоджень полягає в тому, що вони є концентраторами напружень на відносно невеликих ділянках елементів котлоагрегату. У процесі експлуатації на цих ділянках можуть виникати напруження, які перевищують допустимі і за певних умов приводять до миттєвого катастрофічного руйнування обладнання. З огляду на це актуальною і важливою є проблема профілактики і боротьби з тріщинами і тріщиноподібними дефектами з метою уникнення чи ліквідації найбільш небезпечного чинника їх впливу – концентрації напружень.

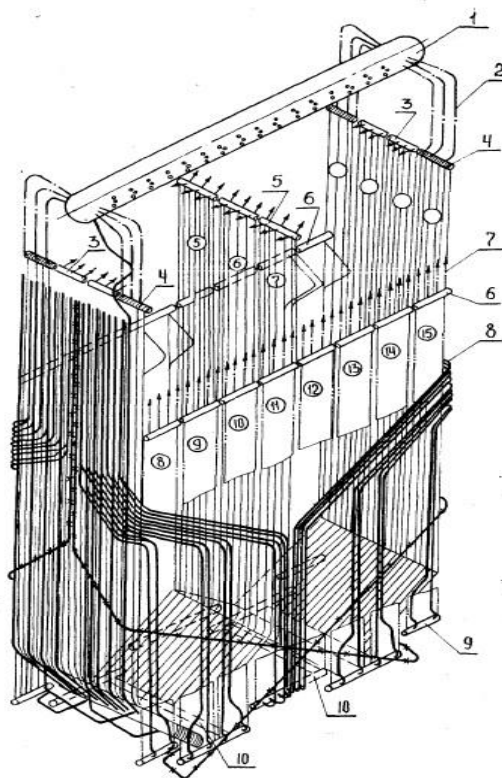
У разі виявлення тріщин чи тріщиноподібних дефектів на елементах котлоагрегатів дієвим засобом їх ліквідації є здійснення ремонтних вибірок – видалення частини металу разом з розміщеною там дефектною зоною. Так усувають вплив найбільш небезпечного чинника зниження конструкційної міцності чи катастрофічного руйнування. Разом з тим, вибірка в конструкції створює певні проблеми – відремонтований у такий спосіб конструкційний елемент втрачає первинну форму. Наслідком зміни форми після вибірки є локальне збурення (не концентрація) напружень у конструкційному елементі. Діючі напруження в ньому будуть відрізнятися від розрахованих для елемента в стані поставки за відомих форми і розмірів.

З огляду на зазначене виникає потреба визначення та дослідження міцності

котлоагрегатів з пошкодженнями та ремонтними втручаннями, а також оцінювання можливостей їх подальшого використання за режимів промислової експлуатації.

Рис. 1.1. Схема циркуляції котлоагрегату

1 – барабан, 2 – паровідвідні труби тильного екрану, 3 – верхні колектори тильного екрану, 4 – верхній колектор соляних відсіків, 5 – верхній колектор двостороннього екрану, 6 – верхній колектор бокового екрану, 7 – паровідвідні труби з верхніх колекторів бокового екрану, 8 – водоопускні труби, 9 – колектор нижній, 10 – нижні колектори двостороннього екрану.



Контур циркуляції котлоагрегату складається з барабана, водоопускних труб, розподільчих колекторів, екранних обігрівуючих труб, збірних колекторів пароводяної суміші, паровідвідних труб, які замикають циркуляційний контур на барабан. Барабан, який є основним елементом котлоагрегату, являє собою масивне порожнисте циліндричне тіло діаметром до 2м., товщиною 0,095-0,115 м, довжиною до 23 м, закрите сферичними днищами на краях. Він виконує роль акумулятивного баку для живильної води, необхідної для заповнення циркуляційних контурів, які не мають пристроїв для примусової циркуляції води в них. Вся трубна система котлоагрегату приєднана до барабана на штуцерах і забезпечує його жорсткість і стійкість. Котлова вода з барабана – через водоопускні труби поступає в нижні розподільчі колектори екранів, утворені екранними трубами, які приймають тепло пічних газів. Нагріваючись в екранних трубах вода випаровується і у вигляді парової суміші піднімається до верхніх колекторів і далі поступає в барабан. У барабані котлоагрегату, до якого надходить пароводяна емульсія від усіх циркуляційних контурів, відбувається розділення парової і рідкої фаз з утворенням

пари, яка поступає на турбіну.

Якщо розглянути, наприклад, барабан котлоагрегату, то перші експериментальні та теоретичні дослідження температурного і напружено-деформованого стану в барабанах котлоагрегатів виконано М. Афанасьєвим [16] і П. Ренне [176]. Ці дослідження зводились до визначення температурних напружень в нескінченній циліндричній трубі за умов плоскої задачі теорії пружності. П. Ренне методами опору матеріалів одержав наближені формули для розрахунку температурних напружень у жаровій трубі. Результати цих робіт в деяких випадках застосовувались і для оцінки температурних напружень в барабані котлоагрегату.

Складні процеси, що відбуваються в барабані котлоагрегату описані в роботах Антикайна П.А. [6].

Великі експериментальні дослідження температурного поля барабана котлоагрегату були проведені в період 1953-57 рр. Державним трестом СРСР по організації і раціоналізації електростанцій і мереж («ОРГРЕС»), а за кордоном найвідоміші дослідження Д. Фолкнера [157, 158]. Роботи Д. Фолкнера присвячені дослідженням розподілів температури в об'ємі барабана в режимі прискореного пуску котлоагрегату.

У цей період виходять з друку робота Яреми С.Я. [87, 123] по розрахунку температурних напружень у барабані під час пуску і зупинки котлоагрегату. Барабан розглядається як тонка оболонка і для визначення температурних напружень використано формули, одержані для циліндричної і сферичної оболонок.

Оцінкам експлуатаційного ресурсу в елементах машинних агрегатів присвячені роботи О.Є. Андрейківа, І.Я. Долінської, Г.М. Никифорчина, О.З. Студент В.Р. Скальського [2–5, 79, 80, 102, 105].

Значна робота з дослідження термоміцності і надійності окремих елементів машинних агрегатів в енергетиці проведена в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України вченими Мацевитим Ю.М., Шульженко М.Г, Голощатовим В.М. та ін. [61], де вони підтверджують, що проблема продовження ресурсу енергомашин набуває все більшого значення у зв'язку з тим, що процеси старіння обладнання випереджує темпи його заміни. Тому для забезпечення

надійної експлуатації енергетичних агрегатів важливе значення має розрахункова оцінка міцності і довговічності їх елементів, яка ґрунтується на застосуванні нових методик і розрахункових моделей з врахуванням цілої низки важливих чинників (пошкоджуваності, неоднорідності властивостей матеріалу, контактної взаємодії, виникнення тріщин, впливу нестационарних температурних полів тощо).

Особливу увагу вчені цього Інституту приділяють вивченню міцності і надійності елементів турбінного машинного агрегату. В роботі [61] виконано дослідження міцності і ресурсу промислової експлуатації барабана котлоагрегату на моделі пластини з отвором (задача Кірша).

Дослідженням напружено-деформованого стану окремих конструкційних елементів енергомашинобудування для АЕС проведено в Інституті проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України Степанова Г.В., Харченко В.В., Чиркова О.Ю. та ін. У монографіях [114, 115] досліджено залишковий напружено-деформований стан вузлів колектора парогенератора при запресуванні теплообмінних трубок. Метою цих досліджень є підбір нових матеріалів для колектора та оптимізації технології запресування теплообмінних трубок вибуховим та гідравлічним способом.

Крім розглянутих вище елементів котлоагрегату, до нього входять екранні труби і штуцера, втрата міцності яких може привести до аварійної зупинки котлоагрегату, а за тим і енергоблоку загалом. Тому для забезпечення міцності і збільшення ресурсу котлоагрегатів з пошкодженням за існуючих режимів їх промислової експлуатації необхідно провести детальний і найадекватніший аналіз напружено-деформованого стану усіх елементів котлоагрегату (див. рис.1.1) і на цій основі визначити залишковий експлуатаційний ресурс котлоагрегату в цілому.

Однією з основних публікацій, в якій сформульовано вимоги щодо порядку продовження терміну експлуатації елементів котлоагрегату понад парковий ресурс, є нормативний документ Мінпаливенерго України СОУ 40.1-21677681-02:2009. У цій інструкції вказано, що основним чинником вичерпання ресурсу металу елементів котлоагрегату є накопичення пошкоджуваності металу та розвиток тріщин в зонах конструкційних концентраторів напружень, що визначаються

низкою циклічних навантажень, станом і зміною міцнісних і пластичних характеристик металу в процесі роботи, а також конструкційними особливостями та умовами експлуатації конкретного елемента котлоагрегату.

Норми розрахунку на міцність, як приклад, для барабана котлоагрегату з експлуатаційними пошкодженнями та ремонтними вибірками у спрощеному варіанті подано в ОСТ 108.031.02-75, де розрахунок виконують на підставі формули

$$\sigma = \frac{pR}{s}, \quad (1.1)$$

отриманої для розрахункових напружень σ у тонкій нескінченній циліндричній оболонці радіуса R сталої товщини s за дії внутрішнього тиску p . Якщо проілюструвати використання цієї формули для визначення експлуатаційних напружень, наприклад, в штуцерах з локальними потоншеннями стінок (див. рис. 1.2), то приймають

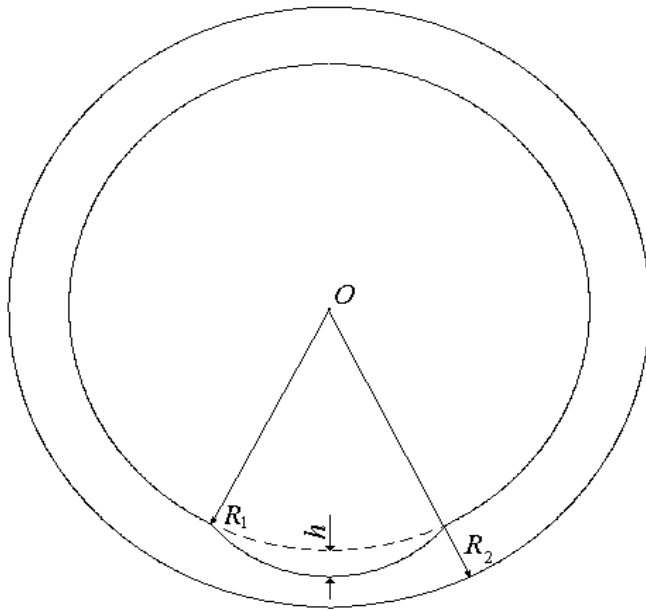


Рис. 1.2. Поперечний переріз штуцера в зоні вибірки глибиною h

$$s = R_2 - R_1 - h, \quad (1.2)$$

де R_1 , R_2 – відповідно радіуси внутрішньої і зовнішньої поверхонь штуцера; h – максимальна глибина пошкодження. Недоліком такого підходу є те, що отримані оцінки розрахункових напружень не враховують об’ємних геометричних параметрів вибірок, які суттєво впливають на напруження. З іншого боку сама формула (1.2)

вірна для тонких оболонок, якими розглядувані конструкційні елементи часто можна назвати досить умовно.

Відзначимо також, що за такого підходу за критерій подальшої експлуатації конструкційного елемента котлоагрегату приймають умову, що отримані за співвідношенням (1.1) експлуатаційні напруження σ не перевищують допустимого рівня, тобто

$$\sigma \leq \sigma_* \quad (1.3)$$

(σ_* – допустимі напруження). Співвідношення (1.3) не враховує при цьому складного напруженого стану в елементі. У цьому випадку при розрахунку на міцність більш прийнятною є умова [88]

$$\sigma_i \leq \sigma_*, \quad (1.4)$$

де

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6 \cdot (\sigma_{xy}^2 + \sigma_{xz}^2 + \sigma_{yz}^2)}$$

– інтенсивність напружень ($\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yz}$ – компоненти тензора напружень $\hat{\sigma}$ у декартовій системі координат), яка враховує складний напружений стан в околі вибірки.

Температурні напруження в елементах котлоагрегату розраховують з використанням певних систем гіпотез, які вимагають додаткових пояснень і обґрунтування. Наприклад, напруження у барабані за стаціонарного режиму його роботи з урахуванням термоцикування (коливання температури стінки барабана в околі значення робочої температури) чи за його аварійної зупинки із стрибкоподібною зміною температури робочого середовища відповідно до стандартної галузевої методики [92] визначають за простим співвідношенням

$$\sigma = 2E\alpha\Delta T, \quad (1.5)$$

яке справедливе для защемленого на краях стрижня за дії перепаду температур ΔT у ньому (E – модуль Юнга; α – коефіцієнт температурного розширення).

Використання таких простих інженерних формул для оцінки складного просторово тривимірного напружено-деформованого стану елементів котлоагрегату

може призводити до невірних оцінок їх напруженого стану, а, отже, і залишкового експлуатаційного ресурсу обладнання загалом.

Важливою проблемою при цільових дослідженнях напружено-деформованого стану елементів котлоагрегатів за умов їх експлуатації є пластичні деформації, які виникають в зоні концентраторів напружень, однак, як правило усі методики розрахунку на міцність елементів котлоагрегату побудовано за припущення їх пружного деформування.

Для оцінки залишкового експлуатаційного ресурсу котлоагрегатів за умов їх термосилового навантаження з урахуванням деградації металу важливим є розрахунок втомних характеристик та накопичуваної пошкоджуваності металу, базою для визначення яких є максимальні розрахункові напруження. Точність визначення залишкового експлуатаційного ресурсу істотно залежить від точності оцінок параметрів напружено-деформованого стану.

Із аналізу перерахованих досліджень з проблеми забезпечення міцності діючих котлоагрегатів та оцінки їх залишкового експлуатаційного ресурсу на сьогоднішній день не вирішено ряд питань. Зокрема, питання розроблення наукових основ кількісного опису процесів деформування елементів котлоагрегатів з пошкодженнями за врахування деградації металу, часової зміни міцнісних та пластичних характеристик металу, конструкційних особливостей і умов експлуатації елементів котлоагрегату, а також методології їх ремонту з метою продовження термінів експлуатації.

Дисертаційна робота присвячена науково-технічній проблемі розроблення основ забезпечення міцності і збільшення ресурсу промислової експлуатації котлоагрегатів енергоблоків ТЕС з пошкодженнями з врахуванням деградації металів, часової зміни міцнісних і пластичних характеристик металу, реальної геометричної форми елементів та оптимізації параметрів ремонтних робіт.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНЕ Й ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ДЕФОРМУВАННЯ КОТЛОАГРЕГАТІВ ТА ОЦІНЮВАННЯ ЇХ ЗАЛИШКОВОГО ЕСПЛУАТАЦІЙНОГО РЕСУРСУ

У цьому розділі запропоновано варіант теорії термопружно-пластичності для кількісного опису механічних процесів у виготовлених з термочутливих пружно-пластичних сталей конструкційних елементах котлоагрегатів за дії термосилового навантаження, що відповідає умовам експлуатації. Наведено вихідні співвідношення, що пов'язують параметри, які характеризують процеси теплопровідності та деформування.

Котлоагрегат розглядається як просторово тривимірне пружно-пластичне тіло. Задачу про визначення і дослідження напружено-деформованого стану цього тіла за термосилового навантаження сформульовано за два етапи. На першому – записано рівняння теплопровідності і відповідні умови теплообміну між тілом і робочим середовищем (водно-паровою сумішшю) та доквіллям. На другому етапі сформульовано вихідні співвідношення, що описують напружено-деформований стан тіла, для яких вхідними є визначені на першому етапі розподіли температури в тілі. В основу математичної моделі для кількісного опису термомеханічних процесів у просторово тривимірному тілі покладено співвідношення неізотермічної термопружно-пластичності. При цьому прийнято, що значення переміщень і деформацій, а також швидкостей їх зміни у тілі є такими, для яких справедливі лінійні залежності між деформаціями та переміщеннями. Усі теплофізичні й механічні характеристики матеріалу залежні від температури.

Приведено опис методології визначення експлуатаційного ресурсу котлоагрегату шляхом визначення його стану за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу на основі виконаних досліджень міцності і визначених максимальних експлуатаційних напружень в елементах котлоагрегату за різних

режимів його промислової експлуатації.

Елемент циркуляційного корпусу котлоагрегату розглядаємо як просторово тривимірне тіло, що займає область $V \in E^3$ з неперервною за Ліпшицем поверхнею S за конкретних заданих теплових і механічних початкових та крайових умов, що відповідають умовам його експлуатації.

2.1. Кількісний опис процесів теплопровідності в котлоагрегаті

Температурне поле у тілі описує рівняння теплопровідності

$$c \frac{\partial T}{\partial t} = \vec{\nabla} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T), \quad \mathbf{r} \in V, \quad (2.1)$$

де T – температура;

$c = c(T)$ – об'ємна теплоємність;

$\lambda = \lambda(T)$ – коефіцієнт теплопровідності;

$\vec{\nabla}$ – оператор Гамільтона, $(\vec{\nabla} \cdot)$ означає операцію дивергенції;

$\mathbf{r} = (x_1, x_2, x_3)^T$ – радіус-вектор точки (верхній індекс "T" означає транспонування);

Сформулюємо початкові й крайові умови для температури. Припустимо, що у початковий момент часу $t = 0$ температура у тілі задана й дорівнює $T_0(\mathbf{r})$. Тоді початковою умовою буде:

$$T(\mathbf{r}, 0) = T_0(\mathbf{r}); \quad (2.2)$$

Будемо вважати, що тіло перебуває за умов конвективного теплообміну із зовнішнім середовищем, температура якого $T_S(\mathbf{r})$. У цьому разі теплова крайова умова на поверхні тіла S має вигляд

$$-\lambda \vec{\nabla} T \mathbf{n} = \beta(T - T_S), \quad \mathbf{r} \in S, \quad (2.3)$$

де $\mathbf{n} = (n_1, n_2, n_3)$ – вектор одиничної зовнішньої нормалі до поверхні тіла;

$\beta = \beta(\mathbf{r}, T)$ – коефіцієнт тепловіддачі.

Зауважимо, що залежність коефіцієнта тепловіддачі і температури довкілля від координат дозволяє однією умовою (2.3) врахувати теплообмін конструкційного елемента котлоагрегату із довкіллям та водно-паровою сумішшю.

Задача про визначення розподілу температури T у тілі в такому формулюванні полягає у розв'язуванні рівняння (2.1) за початкової умови (2.2) та умови (2.3) на поверхні тіла.

2.2. Визначення напружено-деформованого стану в котлоагрегаті за умов експлуатації

Для опису термопружно-пластичного стану елементів котлоагрегату під час різних режимів його експлуатації використаємо співвідношення теорії неізотермічного термопружно-пластичного течіння [117–122, 124, 125, 180] у квазістатичному наближенні з урахуванням ізотропно-кінематичного зміцнення матеріалу за умови течіння Мізеса. Необхідність врахування пружно-пластичного характеру деформування елементів котлоагрегату зумовлена наявністю в елементах діючого енергетичного обладнання з експлуатаційними пошкодженнями та технологічними вибірками напружень, що перевищують межу пластичності матеріалу за умов експлуатації [82]. Ще більші пластичні деформації виникають, наприклад, у барабанах котлів високого тиску за режиму гідравлічних випробувань (коли робочий тиск на 25% більший від номінального) та в колекторах пароперегрівачів.

Відповідно до теорії течіння, визначальні співвідношення якої записують у приростах, пластичне деформування розглядають покроково. Силове й температурне навантаження, починаючи із заданих значень на початку процесу деформування, змінюють на відповідні прирости упродовж кожного кроку навантаження, так що до кінця деформування вони набувають своїх кінцевих значень.

Нагадаємо, що для побудови ключових рівнянь пружно-пластичного деформування необхідно ввести функцію течіння, залежності між напруженнями і деформаціями, закони течіння і зміцнення [125]. Використаємо для цього добре відомі припущення.

Будемо вважати, що пластичне деформування починається тоді, коли точка σ_{ij} у просторі напружень виходить на поверхню течіння [125]

$$\Phi(\sigma_{ij} - o_{ij}) = K^2 \left(\int d\bar{\varepsilon}_p, T \right), \quad (2.4)$$

де σ_{ij} – компоненти тензора напружень;

o_{ij} – координати центра поверхні течіння;

K^2 – монотонно зростаюча за першим аргументом функція, яка задає розмір поверхні течіння залежно від температури і нагромадженої пластичної деформації $\int d\bar{\varepsilon}_p$;

$d\bar{\varepsilon}_p = \sqrt{\frac{2}{3} d\varepsilon_{ij}^p d\varepsilon_{ij}^p}$ – інтенсивність приростів пластичних деформацій.

За умови

$$\Phi(\sigma_{ij} - o_{ij}) < K^2 \left(\int d\bar{\varepsilon}_p, T \right)$$

матеріал деформується пружно (нерівність у протилежний бік за означенням неможлива).

Слід зауважити, що завдяки температурній залежності функції K^2 умова (2.4) описує кінематичне зміцнення зі змінами температури. Ця умова виникнення пластичного деформування у тілі враховує одночасно як зміщення, так і розширення поверхні течіння у просторі напружень, і надає можливість описати анізотропне зміцнення матеріалу під час пластичного деформування. З неї природно випливають, як часткові, випадки ізотропно-зміцнюваного ($o_{ij} = 0$) та ідеально пружно-пластичного тіла ($o_{ij} = 0$, $K^2 = \sigma_T(T)$, де $\sigma_T(T)$ – межа пластичності).

Відповідно до теорії течіння, визначальні співвідношення якої записують у приростах, процес пластичного деформування розглядаємо покроково. Температурне й силове навантаження, починаючи із заданих величин на початку процесу деформування, змінюємо на відповідні прирости упродовж кожного кроку навантаження, так що до кінця процесу деформування вони приймають свої кінцеві значення.

Розглянемо черговий крок навантаження $[t, t + dt]$.

Прирости компонент тензора напружень за крок навантаження задаємо у вигляді [54]:

$$d\sigma_{ij} = G_{ijkl}^{t+dt} (d\varepsilon_{kl} - d\varepsilon_{kl}^T - d\varepsilon_{kl}^p) + dG_{ijkl} (\varepsilon_{kl} - \varepsilon_{kl}^T - \varepsilon_{kl}^p). \quad (2.5)$$

Тут G_{ijkl}^{t+dt} , dG_{ijkl} – відповідно значення компонент тензора пружних модулів у кінці кроку навантаження (в момент часу $t + dt$) та їхніх приростів (у зв'язку з температурною залежністю) на даному кроці;

ε_{kl} , ε_{kl}^T , ε_{kl}^p – компоненти тензорів повних, температурних і пластичних деформацій на початку кроку навантаження (в момент часу t).

У (2.5) і надалі індекси, які повторюються, є індексами сумування від 1 до 3.

Для ізотропного тіла компоненти тензора пружних модулів визначають за співвідношеннями [35]

$$G_{ijkl} = G_* \delta_{ij} \delta_{kl} + G^* (\delta_{ik} \delta_{jl} + \delta_{il} \delta_{jk}), \quad (2.6)$$

де δ_{ij} – символ Кронеккера;

G_* , G^* – коефіцієнти Ламе.

У цьому випадку

$$d\sigma_{ij} = G_*^{t+dt} \delta_{ij} (d\varepsilon_{kk} - d\varepsilon_{kk}^T - d\varepsilon_{kk}^p) + 2G_*^{*t+dt} (d\varepsilon_{ij} - d\varepsilon_{ij}^T - d\varepsilon_{ij}^p) + dG_* \delta_{ij} (\varepsilon_{kk} - \varepsilon_{kk}^T - \varepsilon_{kk}^p) + 2dG^* (\varepsilon_{ij} - \varepsilon_{ij}^T - \varepsilon_{ij}^p). \quad (2.7)$$

Коефіцієнти Ламе при цьому пов'язані з модулем Юнга E і коефіцієнтом Пуассона ν так:

$$G_* = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}; \quad G^* = \frac{E}{2(1+\nu)}. \quad (2.8)$$

Для визначення приростів пластичних деформацій використаємо асоційований закон пластичного течіння про розвиток пластичних деформацій по нормалі до по-

верхні течіння. Тоді [56, 59, 88]

$$d\varepsilon_{ij}^p = d\chi \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}}, \quad (2.9)$$

де $d\chi > 0$ – невідомий скалярний множник.

Прирости температурних деформацій визначимо так [125]:

$$d\varepsilon_{ij}^T = \delta_{ij} (\alpha^{t+dt} dT + (\alpha^{t+dt} - \alpha)(T - T_0)), \quad (2.10)$$

де α , α^{t+dt} – значення коефіцієнта температурного розширення, відповідно, на початку і в кінці кроку навантаження.

У процесі деформування поверхня течіння може зміщуватися в просторі напружень і одночасно з цим змінювати свій розмір. При цьому приріст координат центру поверхні визначаємо із співвідношення [199]

$$do_{ij} = da(\sigma_{ij} - o_{ij}), \quad (2.11)$$

де для обчислення невідомого коефіцієнта da використаємо умову $d\Phi = 0$. Підставимо (2.11) у тотожність

$$d\Phi \equiv d\sigma_{ij} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} - do_{ij} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} - 2K \frac{\partial K}{\partial \bar{\varepsilon}_i^p} d\bar{\varepsilon}_i^p - 2K \frac{\partial K}{\partial T} dT = 0. \quad (2.12)$$

Тоді

$$da = \frac{d\sigma_{ij} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} - 2K \frac{\partial K}{\partial \bar{\varepsilon}_i^p} d\bar{\varepsilon}_i^p - 2K \frac{\partial K}{\partial T} dT}{(\sigma_{ij} - o_{ij}) \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}}}. \quad (2.13)$$

Щоб отримати рівняння стану (співвідношення між приростами напружень і деформацій), необхідно визначити коефіцієнт пропорційності $d\chi$ у виразі асоційованого закону пластичного течіння (2.9). З цією метою підставимо (2.9) у домножене на $\partial \Phi / \partial \sigma_{ij}$ співвідношення (2.5). При цьому отримаємо:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} d\sigma_{ij} = \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} G_{ijmn}^{t+dt} \left(d\varepsilon_{mn} - d\varepsilon_{mn}^T - d\chi \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{mn}} \right) + \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} dG_{ijmn} (\varepsilon_{mn} - \varepsilon_{mn}^T - \varepsilon_{mn}^p). \quad (2.14)$$

Умову (2.12) перепишемо в такому вигляді

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} d\sigma_{ij} = \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} do_{ij} + 2K \frac{\partial K}{\partial \bar{\varepsilon}_p} d\bar{\varepsilon}_p + 2K \frac{\partial K}{\partial T} dT. \quad (2.15)$$

Прирівнюючи праві частини співвідношень (2.14) та (2.15), для параметра $d\chi$ будемо мати

$$d\chi = \frac{\frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} G_{ijmn}^{t+dt} (d\varepsilon_{mn} - d\varepsilon_{mn}^T) + \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} dG_{ijmn} (\varepsilon_{mn} - \varepsilon_{mn}^T - \varepsilon_{mn}^p)}{\frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} \frac{\partial \sigma_{pq}}{\partial \chi} + 2K \frac{\partial K}{\partial \bar{\varepsilon}_p} \frac{d\bar{\varepsilon}_p}{d\chi} + 2K \frac{\partial K}{\partial T} \frac{dT}{d\chi} + G_{pqrs}^{t+dt} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{rs}}}. \quad (2.16)$$

Припустимо, що існує такий скалярний параметр c_0 (який називають модулем зміцнення [125]), що вектор із компонентами $d\sigma_{ij} - do_{ij} = d\sigma_{ij} - c_0 d\varepsilon_{ij}^p$ у просторі напружень є перпендикулярним до поверхні течіння [125], тобто

$$(d\sigma_{ij} - c_0 d\varepsilon_{ij}^p) \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} = 0. \quad (2.17)$$

Тоді рівність (2.15) запишемо так:

$$c_0 d\varepsilon_{ij}^p \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} = \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} do_{ij} + 2K \frac{\partial K}{\partial \bar{\varepsilon}_p} d\bar{\varepsilon}_p + 2K \frac{\partial K}{\partial T} dT. \quad (2.18)$$

З урахуванням асоційованого закону пластичного течіння (2.9) вона набуває такого вигляду

$$c_0 \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} = \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} \frac{do_{ij}}{d\chi} + 2K \frac{\partial K}{\partial \bar{\varepsilon}_p} \frac{d\bar{\varepsilon}_p}{d\chi} + 2K \frac{\partial K}{\partial T} \frac{dT}{d\chi}. \quad (2.19)$$

Приймаючи до уваги співвідношення (2.19), отримуємо остаточний вираз для коефіцієнта $d\chi$:

$$d\chi = \frac{\frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} G_{ijmn}^{t+dt} (d\varepsilon_{mn} - d\varepsilon_{mn}^T) + \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} dG_{ijmn} (\varepsilon_{mn} - \varepsilon_{mn}^T - \varepsilon_{mn}^p)}{c_0 \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} + G_{pqrs}^{t+dt} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{rs}}}. \quad (2.20)$$

Співвідношення між приростами напружень і деформацій при цьому будуть

$$\begin{aligned}
d\sigma_{ij} = & \left(G_{ijmn}^{t+dt} - \frac{G_{ijvw}^{t+dt} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{vw}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{kl}} G_{klmn}^{t+dt}}{c_0 \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} + G_{pqrs}^{t+dt} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{rs}}} \right) (d\varepsilon_{mn} - d\varepsilon_{mn}^T) + \\
& + \left(dG_{ijmn} - \frac{G_{ijvw}^{t+dt} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{vw}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{kl}} dG_{klmn}}{c_0 \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} + G_{pqrs}^{t+dt} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{rs}}} \right) (\varepsilon_{mn} - \varepsilon_{mn}^p - \varepsilon_{mn}^T). \quad (2.21)
\end{aligned}$$

Надалі за критерій виникнення пластичних деформацій приймаємо умову Мізеса, модифіковану на випадок ізотропно-кінематичного зміцнення [59, 69, 88]. Поверхню течіння і модуль зміцнення в цьому випадку визначають за співвідношеннями:

$$\Phi(\sigma_{ij} - o_{ij}) = \sqrt{\frac{3}{2}} s_{ij} s_{ij}; \quad (2.22)$$

$$c_0 = \frac{2}{3} \frac{d\bar{\sigma}}{d\varepsilon_p}, \quad (2.23)$$

де

$$s_{ij} = (\sigma_{ij} - o_{ij}) - \delta_{ij} \frac{1}{3} (\sigma_{ij} - o_{ij});$$

$$d\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{3}{2}} ds_{ij} ds_{ij}.$$

За умови неізотермічного деформування напруження є функцією історії деформування й температури. Тому [125]

$$c_0 = \frac{2}{3} \frac{d\bar{\sigma}}{d\varepsilon_p} = \frac{2}{3} \left(\frac{d\bar{\sigma}}{d\varepsilon_p} + \frac{d\bar{\sigma}}{dT} \frac{dT}{d\varepsilon_p} \right) = \frac{2}{3} \left(k^t + \frac{d\bar{\sigma}}{dT} \frac{dT}{d\varepsilon_p} \right), \quad (2.24)$$

а співвідношення між приростами напружень і деформацій набувають такого остаточного вигляду

$$\begin{aligned}
d\sigma_{ij} = & \left(G_{ijmn}^{t+dt} - \frac{G_{ijvw}^{t+dt} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{vw}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{kl}} G_{klmn}^{t+dt}}{\frac{2}{3} k^t \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} + G_{pqrs}^{t+dt} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{rs}}} \right) (d\varepsilon_{mn} - d\varepsilon_{mn}^T) + \\
& + \left(dG_{ijmn} - \frac{G_{ijvw}^{t+dt} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{vw}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{kl}} dG_{klmn}}{\frac{2}{3} k^t \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} + G_{pqrs}^{t+dt} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{rs}}} \right) (\varepsilon_{mn} - \varepsilon_{mn}^p - \varepsilon_{mn}^T) + \\
& + \frac{\sqrt{\frac{2}{3} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{kl}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{kl}}}}{\frac{2}{3} k^t \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} + G_{pqrs}^{t+dt} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{pq}} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{rs}}} G_{ijmn}^{t+dt} \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{mn}} \frac{\partial \bar{\sigma}}{\partial T} dT. \tag{2.25}
\end{aligned}$$

Тут k^t – кут нахилу кривої “еквівалентне напруження $\bar{\sigma}$ – еквівалентна пластична деформація $\bar{\varepsilon}^p$ ”.

Значення k^t та $\frac{d\bar{\sigma}}{dT}$, зокрема, можуть бути визначені з одноосьової діаграми “напруження-деформації” [58, 70, 88].

Зауважимо, що поява двох останніх доданків у рівнянні (2.25) викликана залежністю пружних властивостей і межі пластичності матеріалу від температури.

Залежності між компонентами тензора деформацій і вектора переміщень, обмежуючись випадком малих деформацій, приймемо лінійними:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} (\nabla_i u_j + \nabla_j u_i). \tag{2.26}$$

Рівняння стану (2.25) і співвідношення Коші (2.26) доповнимо рівняннями рівноваги

$$\nabla_k \sigma_{ik} + F_i = 0, \mathbf{r} \in V \tag{2.27}$$

за відомих крайових умов

$$(n_k \sigma_{ik} - p_i)_{S_\sigma} = 0; (u_i)_{S_u} = u_i^{(0)}; i = 1, 2, 3; S_u \cup S_\sigma = S, S_u \cap S_\sigma = \emptyset. \tag{2.28}$$

Тут $F_i, p_i, u_i^{(0)}$ – відповідно компоненти векторів пондеромоторних сил \mathbf{F} , зовнішнього навантаження \mathbf{p} , заданого на поверхні S_σ , та переміщень, заданих на поверхні S_u ; індекс k є індексом сумування (від 1 до 3).

Співвідношення (2.25) – (2.27) і крайові умови (2.28) складають повну систему рівнянь неізотермічної термопружно-пластичності (у переміщеннях) для визначення полів переміщень $\mathbf{u}(\mathbf{r}, t)$, деформацій $\widehat{\varepsilon}(\mathbf{r}, t)$ і напружень $\widehat{\sigma}(\mathbf{r}, t)$ у тілі за відомих розподілів температури $T(\mathbf{r}, t)$, зовнішнього силового навантаження $\mathbf{p}(\mathbf{r}, t)$ і переміщень $\mathbf{u}^{(0)}(\mathbf{r}, t)$.

2.3. Матричний запис базових співвідношень

Побудова аналітичного розв'язку такої задачі для складних геометричних конфігурацій області пов'язана зі значними математичними труднощами. Тому для її розв'язування здебільшого використовують числові методи [36, 53, 64–66, 69, 81, 83, 97–99, 104, 126, 137, 146–149, 154–156, 159–165, 167–175, 177–179, 181–194, 196–198 200], зокрема, метод скінченних елементів (який характеризується інваріантністю й універсальністю щодо геометрії області, характеру навантаження, початкових і крайових умов і фізико-механічних характеристик). У зв'язку з цим запишемо приведені співвідношення у зручному для чисельної реалізації матрично-векторному вигляді. Компоненти тензорів деформацій і напружень об'єднаємо у вектори

$$\{\varepsilon\} = (\varepsilon_{11}, \varepsilon_{22}, \varepsilon_{33}, 2\varepsilon_{12}, 2\varepsilon_{13}, 2\varepsilon_{23})^T, \{\sigma\} = (\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}, \sigma_{12}, \sigma_{13}, \sigma_{23})^T$$

введемо матрицю диференціального оператора геометричних співвідношень теорії пружності [64, 95, 200]

$$[\mathbf{A}] = \begin{bmatrix} \nabla_1 & 0 & 0 \\ 0 & \nabla_2 & 0 \\ 0 & 0 & \nabla_3 \\ \nabla_2 & \nabla_1 & 0 \\ \nabla_3 & 0 & \nabla_1 \\ 0 & \nabla_3 & \nabla_2 \end{bmatrix},$$

матрицю пружних сталих

$$[\mathbf{G}] = \begin{bmatrix} G_{1111} & G_{1122} & G_{1133} & G_{1112} & G_{1113} & G_{1123} \\ G_{2211} & G_{2222} & G_{2233} & G_{2212} & G_{2213} & G_{2223} \\ G_{3311} & G_{3322} & G_{3333} & G_{3312} & G_{3313} & G_{3323} \\ G_{1211} & G_{1222} & G_{1233} & G_{1212} & G_{1213} & G_{1223} \\ G_{1311} & G_{1322} & G_{1333} & G_{1312} & G_{1313} & G_{1323} \\ G_{2311} & G_{2322} & G_{2333} & G_{2312} & G_{2313} & G_{2323} \end{bmatrix},$$

матрицю напрямних косинусів зовнішньої нормалі до поверхні

$$[\mathbf{n}] = \begin{bmatrix} n_1 & 0 & 0 \\ 0 & n_2 & 0 \\ 0 & 0 & n_3 \\ n_2 & n_1 & 0 \\ n_3 & 0 & n_1 \\ 0 & n_3 & n_2 \end{bmatrix},$$

та вектор переміщень

$$\mathbf{u} = (u_1, u_2, u_3)^T.$$

(індексом "T" позначена операція транспонування). У випадку ізотропного тіла, враховуючи (2.6)-(2.8), матриця пружних сталих має вигляд:

$$[\mathbf{G}] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (1-2\nu)/2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (1-2\nu)/2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (1-2\nu)/2 \end{bmatrix}.$$

Тоді відповідно до введених позначень, залежності між приростами напружень і деформацій (2.25), геометричні співвідношення (2.26), рівняння рівноваги (2.27) та крайові умови (2.28) можемо компактно записати у матрично-векторному вигляді:

$$\{d\sigma\} = [\mathbf{C}]^{t+\Delta t} (\{d\varepsilon\} - \{d\varepsilon_T\}) + [d\mathbf{C}](\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_T\} - \{\varepsilon_p\}) + \{\mathbf{Z}\}dT, \quad (2.29)$$

$$\{\varepsilon\} = [\mathbf{A}]\mathbf{u}, \quad (2.30)$$

$$[\mathbf{A}]^T \{\sigma\} + \mathbf{F} = 0, \mathbf{r} \in V, \quad (2.31)$$

$$[\mathbf{n}]^T \{\sigma\} = \mathbf{p}, \mathbf{r} \in S_\sigma, \mathbf{u} = \mathbf{u}_0, \mathbf{r} \in S_u, \quad (2.32)$$

де

$$[\mathbf{C}]^{t+dt} = [\mathbf{G}]^{t+dt} - \frac{\left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}^T [\mathbf{G}]^{t+dt} [\mathbf{G}]^{t+dt} \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}}{\frac{2}{3} k^t \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}^T \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\} + \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}^T [\mathbf{G}]^{t+dt} \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}}; \quad (2.33)$$

$$[d\mathbf{C}] = [d\mathbf{G}] - \frac{\left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}^T [\mathbf{G}]^{t+dt} [d\mathbf{G}] \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}}{\frac{2}{3} k^t \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}^T \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\} + \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}^T [\mathbf{G}]^{t+dt} \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}}; \quad (2.34)$$

$$\{\mathbf{Z}\} = \frac{\sqrt{\left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}^T \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}} [\mathbf{G}]^{t+dt} \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\} \frac{\partial \bar{\sigma}}{\partial T}}{\frac{2}{3} k^t \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}^T \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\} + \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}^T [\mathbf{G}]^{t+dt} \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}}; \quad (2.35)$$

$$\left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\} = \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{11}}, \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{22}}, \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{33}}, \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{12}}, \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{13}}, \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{23}} \right\}^T. \quad (2.36)$$

Зазначимо, що формулювання задачі термопружно-пластичності у матрично-векторному вигляді є загальним і залишається без змін для всіх часткових випадків, зокрема для осесиметричної й плоскої задач. Тому при числовій реалізації загальна структура побудови розв'язку є єдиною, як для тривимірних за просторовими змінними задач, так і для двовимірних. Змінюються лише блоки, які відповідають за обчислення конкретних часткових матриць і векторів у співвідношеннях (2.29) – (2.32). Наприклад, у випадку плоского напруженого стану за відомих умов закріплення на частині поверхні S_u і поверхневих сил $\mathbf{p} = (p_x, p_y)^T$ на частині поверхні S_σ області V , зайнятої тілом, а також об'ємних сил $\mathbf{F} = (F_x, F_y)^T$ маємо задачу про визначення векторів переміщень $\mathbf{u} = (u_x, u_y)^T$, деформацій $\{\varepsilon\} = (\varepsilon_{xx}, \varepsilon_{yy}, 2\varepsilon_{xy})^T$ та напружень $\{\sigma\} = (\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{xy})^T$ із системи рівнянь (2.29) - (2.31) за крайових умов

(2.32), де матриці диференціального оператора геометричних співвідношень теорії пружності, пружних сталих та напрямних косинусів зовнішньої нормалі до поверхні приймають вигляд [199]

$$[\mathbf{A}]^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix}; \quad (2.37)$$

$$[\mathbf{G}] = \frac{E}{(1-\nu^2)} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & (1-\nu)/2 \end{bmatrix}; \quad (2.38)$$

$$[\mathbf{n}]^T = \begin{bmatrix} n_x & 0 & n_y \\ 0 & n_y & n_z \end{bmatrix}. \quad (2.39)$$

Таким чином, задачу про визначення напружено-деформованого стану тіла зводимо до знаходження полів переміщень, деформацій і напружень у тілі з рівнянь рівноваги (2.31), стану (2.29) та геометричних співвідношень (2.30) за крайових умов (2.32). Таке формулювання задачі буде використовуватись у роботі для визначення напружено-деформованого стану елементів котлоагрегату за дії заданого силового навантаження $\mathbf{p}(\mathbf{r}, t)$ та розподілів температури $T(\mathbf{r}, t)$ при відповідних умовах закріплення.

Сформульована задача про визначення напружено-деформованого стану тіла за дії зовнішнього термосилового навантаження є вихідна для розроблення числової методики та засобів відповідного комп'ютерного моделювання температурних і механічних полів у здатних до пружно-пластичного деформування тілах за врахування температурної залежності характеристик матеріалу.

Записані вихідні співвідношення термопружно-пластичності використаємо для визначення температурних полів, а також полів переміщень, деформацій і напружень у в котлоагрегаті і його елементах в будь-який довільний момент часу за конкретних крайових та початкових умов.

Оскільки елементи енергетичного обладнання часто мають циліндричну форму, то за умов осесиметричного навантаження ключові рівняння зручно

розглядати у циліндричній системі координат. У таких випадках відповідно до прийнятої розрахункової схеми на першому етапі розв'язуємо рівняння теплопровідності

$$c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right), \quad (r, z) \in V_2, \quad t \in [0, \tau_*], \quad (2.40)$$

за початкової

$$T(r, z, 0) = T_0(r, z), \quad (r, z) \in V_2 \quad (2.41)$$

та крайової

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial r} n_r + \frac{\partial T}{\partial z} n_z \right) = \beta(T - T_S), \quad (r, z) \in S_2. \quad (2.42)$$

умов. Тут V_2 – меридіональний переріз тіла; $\mathbf{n} = (n_r, n_z)$ – вектор одиничної нормалі до контуру $S_2 = \partial V_2$.

За розглядуваних умов отримані на першому етапі розподіли температури є вхідними даними для другого етапу – для визначення переміщень

$$\mathbf{u} = (u_r, u_z)^T, \quad (2.43)$$

деформацій

$$\{\varepsilon\} = (\varepsilon_{rr}, \varepsilon_{zz}, 2\varepsilon_{rz}, \varepsilon_{\varphi\varphi})^T \quad (2.44)$$

та напружень

$$\{\sigma\} = (\sigma_{rr}, \sigma_{zz}, \sigma_{rz}, \sigma_{\varphi\varphi})^T \quad (2.45)$$

в тілі на основі співвідношень неізотермічного термопружно-пластичного течіння (2.29) – (2.31) за крайових умов (2.32), де

$$[\mathbf{G}] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & 0 & \nu \\ \nu & 1-\nu & 0 & \nu \\ 0 & 0 & (1-2\nu)/2 & 0 \\ \nu & \nu & 0 & 1-\nu \end{bmatrix}, \quad (2.46)$$

$$[\mathbf{A}]^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial r} & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{1}{r} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial r} & 0 \end{bmatrix}, \quad (2.47)$$

$$[\mathbf{n}]^T = \begin{bmatrix} n_r & 0 & n_z & 0 \\ 0 & n_z & n_r & 0 \end{bmatrix}. \quad (2.48)$$

відповідно матриці пружних сталих, геометричних співвідношень і напрямних косинусів, записані з урахуванням осьової симетрії задачі.

Якісну оцінку напруженого стану деяких елементів котлоагрегату часто можна отримати в межах плоскої задачі, основні співвідношення задачі першого етапу для якої набувають вигляду:

$$c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right), \quad (x, y) \in V_2, \quad t \in [0, \tau_*], \quad (2.49)$$

за початкової

$$T(x, y, 0) = T_0(x, y), \quad (2.50)$$

та крайової

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} n_x + \frac{\partial T}{\partial y} n_y \right) = \beta(T - T_S), \quad (x, y) \in S_2 \quad (2.51)$$

умов, де $\mathbf{n} = (n_x, n_y)$ – вектор одиничної нормалі до контуру $S_2 = \partial V_2$.

Отримані на першому етапі розподіли температури є вхідними даними для визначення переміщень

$$\mathbf{u} = (u_x, u_y)^T, \quad (2.52)$$

деформацій

$$\{\varepsilon\} = (\varepsilon_{xx}, \varepsilon_{yy}, 2\varepsilon_{xy})^T \quad (2.53)$$

та напружень

$$\{\sigma\} = (\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{xy})^T \quad (2.54)$$

в області V_2 із співвідношень неізотермічного термопружно-пластичного течіння (2.29) – (2.31) за крайових умов (2.32), де матриці пружних сталих, геометричних співвідношень та напрямних косинусів у випадку плоского напруженого стану набувають вигляду (2.37) – (2.39). У випадку плоскої деформації матриця стану набуває вигляду [64]

$$[\mathbf{D}] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\nu & 0 \\ 0 & 0 & (1-2\nu)/2 \end{bmatrix}, \quad (2.55)$$

а компоненту σ_{zz} тензора напружень визначають компоненти σ_{xx} та σ_{yy} .

Співвідношення плоскої задачі термопружно-пластичності у подальшому використані при апробації методики комп'ютерного моделювання процесів деформування елементів котлоагрегату за умов експлуатації, при оцінці достовірності отримуваних розв'язків, а також при побудові функціональних залежностей між максимальними напруженнями і геометричними параметрами технологічних вибірок у штуцерах та експлуатаційними потоншеннями стінок екранних труб.

Сформульовані співвідношення, що описують напружено-деформований стан твердих тіл за дії зовнішнього температурного й силового навантаження, покладено в основу дослідження процесів деформування елементів котлоагрегатів за умов стаціонарного режиму експлуатації з урахуванням плавного коливання температури робочого середовища навколо номінальної (так зване термоциклування), гідравлічних випробувань, планового пуску-зупинки та аварійної зупинки. Запропонована методика моделювання покладена в основу, зокрема, під час визначення раціональних геометричних параметрів технологічних вибірок пошкоджень на тілі і отворах діючих барабанів котлів високого тиску і оцінки їх залишкового ресурсу з урахуванням пошкоджень, технологічних вибірок та деградації матеріалу внаслідок їх тривалої експлуатації, а також при прийнятті рішень про можливість подальшого використання колекторів з пошкодженнями у вигляді тріщин та екранних труб зі стоншеннями стінок.

2.4. Числове дослідження міцності

Необхідність урахування таких характерних особливостей деформування котлоагрегатів та їх конструкційних елементів за умов, що моделюють експлуатаційні, як залежність властивостей матеріалів від температури та пружно-пластичний характер деформування в областях складної геометричної форми, призводить до складних математичних моделей опису їхньої механічної поведінки, аналітичне дослідження яких пов'язано зі значними математичними труднощами, а здебільшого просто неможливе. Тому, будуючи методіку розв'язування сформульованої задачі про визначення напружено-деформованого стану твердих деформівних тіл за дії силового й температурного навантаження, застосуємо відомі, добре розроблені, універсальні числові методи й підходи [53, 64, 65, 69, 81, 83, 104, 126, 137, 146–149, 154, 156, 159–165, 167–175, 200], які базуються на використанні методу скінченних елементів (для апроксимації шуканих розв'язків за просторовими координатами) у сукупності з різницеvими схемами (для апроксимації шуканих розв'язків за часом).

Ефективність методу скінченних елементів при визначенні теплових і механічних полів в реальних областях складної геометричної форми, враховуючи різного типу нелінійності й неоднорідності матеріалів та термічні цикли, роблять його потужним знаряддям чисельного дослідження механічної поведінки таких тіл. Його переваги стають особливо очевидні у просторово тривимірних задачах [200].

У цьому підрозділі відповідно до прийнятої розрахункової схеми запропоновано методологію розв'язування вихідної задачі пружно-пластичності термочутливих твердих тіл за два етапи. На першому – внаслідок стандартної процедури скінченно-елементної дискретизації тіла у варіанті методу зважених залишків [53] розглядувану нестационарну задачу теплопровідності зведено до системи звичайних диференціальних рівнянь відносно невідомих значень температури у вузлах скінченно-елементного поділу тіла. Розв'язок отриманої задачі Коші побудовано з використанням простих однокрокових багатопараметричних різницеvих алгоритмів [201], які дають можливість проводити обчислення зі змінним кроком числового інтегрування ключового рівняння за

часом. Визначена температура є вхідний параметр для задачі другого етапу – знаходження термопружно-пластичного стану тіла, яке здійснюємо з використанням методу змінних параметрів пружності [17, 54, 55, 117], або додаткових навантажень (деформацій) [56, 69, 88, 108] у скінченно-елементному формулюванні.

2.4.1. Вихідні чисельні співвідношення для задачі теплопровідності

Запишемо вихідні співвідношення для чисельного розв'язування задачі першого етапу (2.1) – (2.3). Відповідно до вимоги регулярності розв'язку задачі визначимо функціональний простір [52]

$$H^1(V) = \{T \in L^2(V), \vec{\nabla}T \in L^2(V)\},$$

в якому знаходитимемо температуру.

Тут L^2 – простір Лебега;

$H^1(V)$ – простір Соболева інтегрованих з квадратом за Лебегом на V функцій із частковими похідними (в розумінні узагальнених функцій) першого порядку.

Відповідно до стандартної процедури методу зважених залишків [53] домножимо розглядуване рівняння (2.1), що описує процеси теплопровідності і тілі, на довільну вагову функцію $w_0 \in H^1(V)$ і проінтегруємо отримане співвідношення за областю визначення. Тоді

$$\int_V \left(c \frac{\partial T}{\partial t} - \vec{\nabla}(\lambda \vec{\nabla}T) \right) w_0 dv = 0 \quad \forall w_0 \in H^1(V). \quad (2.56)$$

Застосуємо до отриманого співвідношення формулу Остроградського–Гауса, записану в такому вигляді [52, 53, 101]:

$$\int_V \vec{\nabla}(\lambda \vec{\nabla}T) w_0 dv = \int_S \lambda (\vec{\nabla}T \cdot \mathbf{n}) w_0 ds - \int_V \lambda \vec{\nabla}T \cdot \vec{\nabla}w_0 dv; \quad (2.57)$$

Після підстановки співвідношення (2.57) у (2.56) маємо:

$$\int_V \left(c \frac{\partial T}{\partial t} w_0 + \lambda \vec{\nabla}T \cdot \vec{\nabla}w_0 - Q w_0 \right) dv - \int_S \lambda (\vec{\nabla}T \cdot \mathbf{n}) w_0 ds = 0 \quad \forall w_0 \in H^1(\Omega). \quad (2.58)$$

З урахуванням умови теплообміну (2.3) у рівнянні (2.58) отримаємо вихідне співвідношення методу зважених залишків

$$\int_V \left(c \frac{\partial T}{\partial t} w_0 + \lambda \bar{\nabla} T \cdot \bar{\nabla} w_0 - Q w_0 \right) dv + \int_S \beta (T - T_S) w_0 ds = 0 \quad \forall w_0 \in H^1(\Omega), \quad (2.59)$$

що описує температурне поле в розглядуваному тілі.

Співвідношення (2.59) приймаємо за основу для чисельного визначення нестационарного температурного поля у тілі. Зазначимо, що під час побудови цього співвідношення використано крайову умову (2.3). Вона природно виконується для довільної геометричної конфігурації поверхні тіла, неперервної за Ліпшицем. До того ж, співвідношення не містить других похідних від шуканої температури.

Після стандартної процедури скінченно-елементної дискретизації співвідношення (2.59) за просторовими змінними отримаємо систему звичайних диференціальних рівнянь відносно невідомих значень температури у фіксованих точках тіла (які відповідно до концепції методу скінченних елементів називають вузлами) за початкової умови (2.2).

2.4.2. Скінченно-елементна дискретизація задачі першого етапу

Виконаємо стандартну процедуру скінченно-елементної дискретизації співвідношення (2.59) за просторовими змінними. Відповідно до концепції методу скінченних елементів подамо область V , яку займає тіло, у вигляді скінченної кількості n_e підобластей V_e , які будемо називати елементами, так, щоб мали місце наступні властивості:

$$1) V = \bigcup_{e=1}^{n_e} V_e;$$

2) $\forall e: e = 1 \div n_e$ V_e – підобласть замкнена і множина її внутрішніх точок $\overset{\circ}{V}_e$ не є порожня;

$$3) \forall e, m: e = 1 \div n_e; m = 1 \div n_e \quad \overset{\circ}{V}_e \cap \overset{\circ}{V}_m = \emptyset, e \neq m;$$

4) $\forall V_e$ межа ∂V_e є неперервною за Ліпшицем;

5) будь-яка грань довільного скінченного елемента V_e є або підмножиною межі розділу S , або гранню іншого елемента V_m ;

6) межа S , яка відділяє тіло від довкілля чи робочого середовища, потрапляє на границі відповідних скінченних елементів.

Введемо на кожному елементі V_e апроксимації функцій T та w_0 через значення цих функцій у вузлах елемента:

$$T = [N]\{T_h\}_e; \quad w_0 = [N]\{w_h^0\}_e, \quad (2.60)$$

де $[N] = [N_1 \ N_2 \ \dots \ N_n]$ – матриця функцій форми [200] скінченного елемента; n – кількість вузлів елемента; $\{T_h\}_e = \{T_1, T_2, \dots, T_n\}^T$, та $\{w_h^0\}_e = \{w_1^0, w_2^0, \dots, w_n^0\}^T$ – значення температури та вагової функції у вузлах елемента.

Після підстановки апроксимацій (2.60) у співвідношення (2.59) (внаслідок довільності функції w_0 [53]) приходимо до системи звичайних диференціальних рівнянь

$$[L_1]\{\dot{T}_h(t)\} + [L_0]\{T_h(t)\} = \{f_T\}, \quad \{T_h(0)\} = \{T_h^0\}, \quad (2.61)$$

відносно невідомих значень температури $\{T_h\}$ у вузлах скінченно-елементного поділу розглядуваної області. Матрично-векторні характеристики в (2.61) отримуємо шляхом підсумовування відповідних характеристик окремих елементів, які визначаємо за такими формулами:

$$[L_0]_{ij}^{el} = \int_{V^{el}} \lambda (\nabla_1 N_i \nabla_1 N_j + \nabla_2 N_i \nabla_2 N_j + \nabla_3 N_i \nabla_3 N_j) dv + \int_{S^{el}} \beta N_i N_j ds; \quad (2.62)$$

$$[L_1]_{ij}^{el} = \int_{V^{el}} c N_i N_j dv; \quad (2.63)$$

$$\{f_T\}_i^{el} = \int_{V^{el}} Q N_i dv + \int_{S^{el}} \beta' N_i ds; \quad i, j = 1 \div n; \quad (2.64)$$

Інтегрування у співвідношеннях (2.62)–(2.64) виконаємо чисельно за допомогою квадратурних формул [200].

Отриману систему звичайних диференціальних рівнянь (2.61) розв'язуємо за допомогою сім'ї простих однокрокових багатопараметричних алгоритмів [201].

2.4.3. Розв'язування системи звичайних диференціальних рівнянь

Зміну температури у тілі за часом розглядаємо покроково. При цьому теплофізичні характеристики матеріалу в момент часу $t_{k+1} = t_k + \Delta t_k$ ($k = 0, 1, \dots$), визначаємо через відомі значення цих параметрів, які отримані на попередньому кроці за часом – при $t = t_k$.

Розглянемо процес обчислень шуканих величин на k -му кроці (в момент часу $t_{k+1} = t_k + \Delta t_k$) для рівняння другого порядку

$$[M]\ddot{\mathbf{x}} + [C]\dot{\mathbf{x}} + [K]\mathbf{x} = \mathbf{f}. \quad (2.65)$$

Всі міркування залишаються вірними й для рівняння першого порядку, яке отримуємо при $[M] = 0$.

Подамо шукану функцію на даному кроці у вигляді ряду Тейлора із залишковим членом, який визначимо через похідну цієї функції степені p за часом t ($0 \leq t \leq \Delta t_k$):

$$\mathbf{x} = \sum_{q=0}^{p-1} \mathbf{x}_k^{(q)} \frac{t^q}{q!} + \psi_k^{(p)} \frac{t^p}{p!}, \quad (2.66)$$

де $\mathbf{x}_k^{(q)} = \frac{d^q}{dt^q} \mathbf{x}_k$ (див рис. 2.1, який ілюструє такий розклад при $p=2$).

Припустимо, що значення $\mathbf{x}_k, \dot{\mathbf{x}}_k, \dots, \mathbf{x}_k^{(p-1)}$ є відомими на початку кроку; $\psi_k^{(p)}$ - невідомий вектор, з допомогою якого значення шуканої функції та її похідних до порядку $p-1$ включно на кінці кроку обчислюємо так:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{k+1} &= \sum_{q=0}^{p-1} \mathbf{x}_k^{(q)} \frac{t^q}{q!} + \psi_k^{(p)} \frac{(\Delta t)^p}{p!}, \\ \dot{\mathbf{x}}_{k+1} &= \sum_{q=1}^{p-1} \mathbf{x}_k^{(q)} \frac{t^{q-1}}{(q-1)!} + \psi_k^{(p)} \frac{(\Delta t)^{p-1}}{(p-1)!}, \\ \ddot{\mathbf{x}}_{k+1} &= \sum_{q=2}^{p-2} \mathbf{x}_k^{(q)} \frac{t^{q-2}}{(q-2)!} + \psi_k^{(p)} \frac{(\Delta t)^{p-2}}{(p-2)!} \dots \end{aligned} \quad (2.67)$$

Для визначення $\psi_k^{(p)}$ формулюємо співвідношення методу зважених залишків

$$\int_0^{\Delta t} W([M]\ddot{\mathbf{x}} + [C]\dot{\mathbf{x}} + [K]\mathbf{x} - \mathbf{f})dt = 0. \quad (2.68)$$

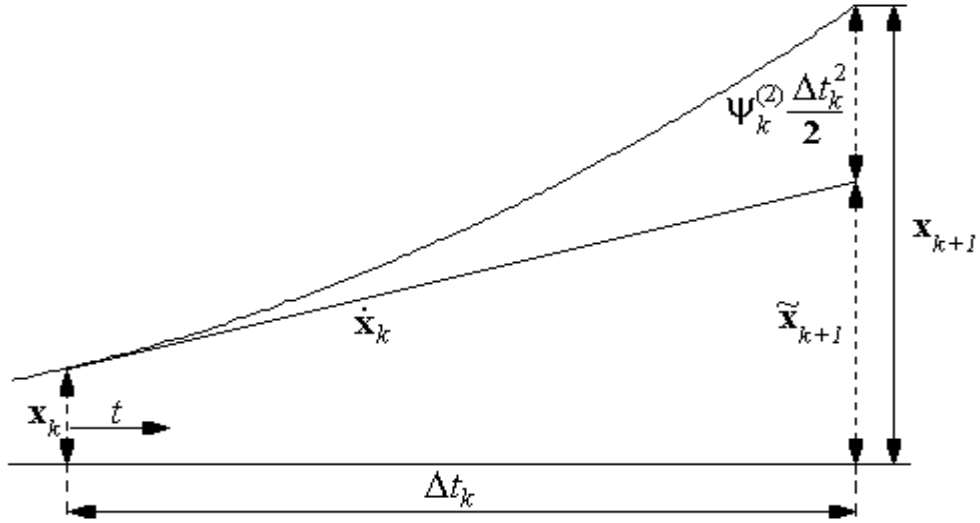


Рис. 2.1. Наближення функції рядом Тейлора при $p=2$

Якщо ввести позначення [201]

$$\frac{\int_0^{\Delta t} W t^q dt}{\int_0^{\Delta t} W dt} = \Theta_q \Delta t^q, \quad (2.69)$$

використовуючи (2.67), можемо записати

$$\frac{\int_0^{\Delta t} W \mathbf{x} dt}{\int_0^{\Delta t} W dt} = \sum_{q=0}^{p-1} \mathbf{x}_k \frac{\Delta t^q}{q!} \Theta_q + \psi_k^{(p)} \frac{\Delta t^p}{p!} \Theta_p, \quad (2.70)$$

$$\frac{\int_0^{\Delta t} W \dot{\mathbf{x}} dt}{\int_0^{\Delta t} W dt} = \sum_{q=1}^{p-1} \mathbf{x}_k \frac{\Delta t^{q-1}}{(q-1)!} \Theta_{q-1} + \psi_k^{(p)} \frac{\Delta t^{p-1}}{(p-1)!} \Theta_{p-1}, \quad (2.71)$$

$$\frac{\int_0^{\Delta t} W \ddot{\mathbf{x}} dt}{\int_0^{\Delta t} W dt} = \sum_{q=2}^{p-1} \mathbf{x}_k \frac{\Delta t^{q-2}}{(q-2)!} \Theta_{q-2} + \psi_k^{(p)} \frac{\Delta t^{p-2}}{(p-2)!} \Theta_{p-2}, \quad (2.72)$$

$$\frac{\int_0^{\Delta t} W \mathbf{f} dt}{\int_0^{\Delta t} W dt} = \tilde{\mathbf{f}}. \quad (2.73)$$

Розділивши рівняння (2.68) на $\int_0^{\Delta t} W dt$, з урахуванням співвідношень (2.70) -

(2.73) отримуємо рівняння на визначення $\psi_k^{(p)}$, а саме:

$$\begin{aligned} & [M] \left(\sum_{q=2}^{p-1} \mathbf{x}_k \frac{\Delta t^{q-2}}{(q-2)!} \Theta_{q-2} + \psi_k^{(p)} \frac{\Delta t^{p-2}}{(p-2)!} \Theta_{p-2} \right) + \\ & + [C] \left(\sum_{q=1}^{p-1} \mathbf{x}_k \frac{\Delta t^{q-1}}{(q-1)!} \Theta_{q-1} + \psi_k^{(p)} \frac{\Delta t^{p-1}}{(p-1)!} \Theta_{p-1} \right) + \\ & + [K] \left(\sum_{q=0}^{p-1} \mathbf{x}_k \frac{\Delta t^q}{q!} \Theta_q + \psi_k^{(p)} \frac{\Delta t^p}{p!} \Theta_p \right) - \tilde{\mathbf{f}} = 0, \end{aligned} \quad (2.74)$$

звідки

$$\begin{aligned} \psi_k^{(p)} = & \left(\frac{\Delta t^{p-2}}{(p-2)!} \Theta_{p-2} [M] + \frac{\Delta t^{p-1}}{(p-1)!} \Theta_{p-1} [C] + \frac{\Delta t^p}{p!} \Theta_p [K] \right)^{-1} \times \\ & \times (\tilde{\mathbf{f}} - [M] \tilde{\mathbf{x}}_{k+1} - [C] \tilde{\mathbf{x}}_{k+1} - [K] \tilde{\mathbf{x}}_{k+1}). \end{aligned} \quad (2.75)$$

У (2.75)

$$\begin{aligned} \tilde{\mathbf{x}}_{k+1} &= \sum_{q=0}^{p-1} \mathbf{x}_k \frac{t^q}{q!} \Theta_q, \\ \tilde{\mathbf{x}}_{k+1} &= \sum_{q=1}^{p-1} \mathbf{x}_k \frac{t^{q-1}}{(q-1)!} \Theta_{q-1}, \\ \tilde{\mathbf{x}}_{k+1} &= \sum_{q=2}^{p-1} \mathbf{x}_k \frac{t^{q-2}}{(q-2)!} \Theta_{q-2} \end{aligned} \quad (2.76)$$

є певними наближеннями значень \mathbf{x} , $\dot{\mathbf{x}}$, $\ddot{\mathbf{x}}$ у момент часу $t_{k+1} = t_k + \Delta t_k$.

Отже, значення шуканої функції \mathbf{x} в момент часу t_{k+1} можна визначити за допомогою співвідношень (2.66), (2.75), (2.76) на основі значень цієї функції та її похідних в момент часу t_k . Для цього не треба використовувати значень цієї функції та її похідних у моменти часу t_{k-1}, t_{k-2}, \dots . Такі методи називають однокроковими [201]. Істотною перевагою такого підходу є те, що для нього не треба розробляти ніяких додаткових алгоритмів початку розрахунків (методи вищих порядків, як правило, самі не стартують). Зокрема, розглянутий однокроковий алгоритм p -порядку точності для розв'язування задачі Коші повністю визначений, якщо на початку (при $t = 0$) визначені значення $\mathbf{x}_0, \dot{\mathbf{x}}_0, \dots, \mathbf{x}_0^{(p-1)}$. За таких умов розрахунки проводимо за три етапи:

1. Обчислюємо значення $\tilde{\mathbf{x}}, \tilde{\dot{\mathbf{x}}}, \tilde{\ddot{\mathbf{x}}}$ за співвідношеннями (2.76) на основі значень $\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, \ddot{\mathbf{x}}, \dots, \mathbf{x}_k^{(q)}$ на початку кроку (при $t = t_k$);
2. Знаходимо $\psi_k^{(p)}$, використовуючи співвідношення (2.75);
3. За формулами (2.67) отримуємо значення шуканого розв'язку та його похідних в кінці кроку (при $t = t_{k+1}$).

Після чого повторюємо ці ж обчислення, але вже на наступному кроці за часом. При цьому похибка обчислень на проміжку $[t_k, t_{k+1}]$ є порядку $O(\Delta t_k^{p+1})$ [201].

Зазначимо, що розглянутий метод розв'язування задачі Коші узагальнює цілий ряд відомих методів, які можна отримати як його часткові випадки. Так, наприклад, для $p = 1$, вибираючи відповідним чином величину параметра Θ , отримуємо добре відомий метод Кренка – Ніколсона ($\Theta = 0.5$), Гальоркіна ($\Theta = 2/3$), повністю неявну ($\Theta = 1$) чи явну ($\Theta = 0$) схеми [64].

Для методів першого, другого та третього порядків для визначення $\psi_k^{(1)}, \psi_k^{(2)}, \psi_k^{(3)}$ відповідно матимемо рівняння:

$$\psi_k^{(1)} = ([C] + \Theta_1 \Delta t_k [K])^{-1} (\tilde{\mathbf{f}} - [K] \mathbf{x}_k); \quad (2.76)$$

$$\Psi_k^{(2)} = \left([M] + \Theta_1 \Delta t_k [C] + \Theta_2 \frac{(\Delta t_k)^2}{2} [K] \right)^{-1} \left(\tilde{\mathbf{f}} - [C] \dot{\mathbf{x}}_k - [K] (\mathbf{x}_k + \dot{\mathbf{x}}_k \Theta_1 \Delta t) \right); \quad (2.77)$$

$$\Psi_k^{(3)} = \left(\Theta_1 \Delta t [M] + \Theta_2 \frac{(\Delta t_k)^2}{2} [C] + \Theta_3 \frac{(\Delta t_k)^3}{3!} [K] \right)^{-1} \times \\ \times \left(\tilde{\mathbf{f}} - [M] \ddot{\mathbf{x}}_k - [C] (\dot{\mathbf{x}}_k + \ddot{\mathbf{x}}_k \Theta_1 \Delta t_k) - [K] \left(\mathbf{x}_k + \dot{\mathbf{x}}_k \Theta_1 \Delta t_k + \ddot{\mathbf{x}}_k \Theta_2 \frac{(\Delta t_k)^2}{2} \right) \right). \quad (2.78)$$

Адаптуємо розглянутий метод до розв'язування задачі Коші (2.61). Скористаємось методом першого порядку ($p=1$). За співвідношенням

$$\{T_h\}_{k+1} = \{T_h\}_k + \{\Psi_T\} \Delta t_k, \quad t_{k+1} = t_k + \Delta t_k \quad (2.79)$$

визначаємо значення температури у вузлах скінченно-елементного поділу в момент часу $t=t_{k+1}$. У формулі (2.79)

$$\{\Psi_T\} = ([L_1]_{k+1} + \Theta \Delta t_k [L_0])^{-1} (\Theta \{f_T\}_{k+1} + (1 - \Theta) \{f_T\}_k - [L_0]_k \{T_h\}_k), \quad \Theta \in [0,1]. \quad (2.80)$$

Так, використовуючи розглянутий алгоритм крок за кроком, отримуємо історію зміни температури у кожній точці скінченно-елементного поділу тіла. За необхідності на кожному кроці за часом значення теплофізичних характеристик можна ітераційно уточнювати.

2.4.4. Чисельне розв'язування задачі пружно-пластичності

Виходячи із запропонованої розрахункової схеми, параметри, які характеризують напружено-деформований стан тіла, визначаємо на другому етапі розв'язування задачі зі співвідношень теорії неізотермічного термопружно-пластичного течіння, які сформульовані у приростах (що дає можливість врахувати добре відомий факт про залежність деформацій не лише від напружень у кінцевому стані, але й від усієї історії навантаження). Відповідно до цих рівнянь деформування розглядаємо покроково, що дозволяє подолати труднощі, пов'язані з неінтегровністю нелінійного співвідношення (2.29), врахувати шлях навантаження та простежити всю історію пластичного деформування.

Історія зміни температури у тілі відома з розв'язків задачі першого етапу. Тому весь процес навантаження можна розглянути як послідовність певних кроків $[t_j, t_j + \Delta t_j]$, $j = 0, 1, \dots$. За відомими приростами температури на кожному з таких кроків визначаємо прирости переміщень, деформацій і напружень, які просумовуємо з отриманими на попередніх кроках. Проходячи крок за кроком процес деформування, отримуємо історію зміни термомеханічного стану тіла, а також можливі залишкові напруження, спричинені пластичним деформуванням тіла.

Запишемо вихідні скінченно-елементні співвідношення термопружно-пластичності. Припустимо, що початковий стан тіла рівноважний (тобто при $t=0$ виконуються рівняння рівноваги), і розглянемо довільний крок навантаження $[t_j, t_j + \Delta t_j]$, $j = 0, 1, \dots$. Прирости температури $\Delta T = T^{t_j + \Delta t_j} - T^{t_j}$ на цьому кроці відомі (із розв'язків задачі першого етапу). Відомий також термомеханічний стан тіла на початку кроку (при $t = t_j$).

Беручи до уваги зрівноваженість тіла в початковий момент, рівняння рівноваги в кінці кроку навантаження (при $t = t_{j+1}$) можемо записати так:

$$[\mathbf{A}]^T \cdot \{\sigma\}^{t_j + \Delta t_j} + \mathbf{F}^{t_j + \Delta t_j} = 0. \quad (2.81)$$

Оскільки

$$\mathbf{F}^{t_j + \Delta t_j} = \mathbf{F}^{t_j} + \Delta \mathbf{F}, \quad \{\sigma\}^{t_j + \Delta t_j} = \{\sigma\}^{t_j} + \{\Delta \sigma\}, \quad (2.82)$$

умова рівноваги тіла в приростах набуває вигляду:

$$[\mathbf{A}]^T \{\Delta \sigma\} + \Delta \mathbf{F} = 0. \quad (2.83)$$

Якщо підставити фізичні (2.29) і геометричні (2.30) співвідношення в рівняння рівноваги (2.83), отримуємо

$$[\mathbf{A}]^T \left([\mathbf{C}]^{t+\Delta t} [\mathbf{A}] \Delta \mathbf{u} - [\mathbf{C}]^{t+\Delta t} \{\Delta \varepsilon_T\} + [\Delta \mathbf{C}] (\{\varepsilon\}^t - \{\varepsilon_T\}^t - \{\varepsilon_p\}^t) + \{\mathbf{Z}\} \Delta T \right) + \Delta \mathbf{F} = 0.$$

Застосуємо до цього рівняння відому процедуру методу зважених залишків [53]. Тоді

$$\int_V \left([\mathbf{A}]^T \left([\mathbf{C}]^{t+\Delta t} [\mathbf{A}] \Delta \mathbf{u} - [\mathbf{C}]^{t+\Delta t} \{ \Delta \varepsilon_T \} \right) \right) \cdot \mathbf{W} \, dv +$$

$$+ \int_V \left([\mathbf{A}]^T \left([\Delta \mathbf{C}] (\{ \varepsilon \}^t - \{ \varepsilon_T \}^t - \{ \varepsilon_p \}^t) + \{ \mathbf{Z} \} \Delta T \right) + \Delta \mathbf{F} \right) \cdot \mathbf{W} \, dv = \int_{S_\sigma^{el}} \Delta \mathbf{p} \cdot \mathbf{W} \, ds, \quad (2.84)$$

де довільна вагова вектор-функція $\mathbf{W} = (W_1, W_2, W_3)^T : W_i \in H^1(V); \mathbf{W} = 0 \quad \forall \mathbf{r} \in S_u$.

Проведемо стандартну скінченно-елементну дискретизацію області тіла V . З цією метою вводимо на кожному із скінченних елементів апроксимації функцій \mathbf{W} , \mathbf{u} через їх значення у вузлах елемента за допомогою відомих функцій форми [200]:

$$\mathbf{u} = [\mathbf{N}] \mathbf{q}^{el}; \quad \mathbf{W} = [\mathbf{N}] \{ W_h \}^{el}, \quad (2.85)$$

де

$$[\mathbf{N}] = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & \dots & N_n & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & \dots & 0 & N_n & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & \dots & 0 & 0 & N_n \end{bmatrix}; \quad (2.86)$$

$\mathbf{q}^{el} = \{ u_1^1, u_1^2, u_1^3, u_2^1, u_2^2, u_2^3, \dots, u_n^1, u_n^2, u_n^3 \}^T$ – вектор переміщень вузлів скінченного елемента; $\{ W_h \}^{el} = \{ W_1^1, W_1^2, W_1^3, W_2^1, W_2^2, W_2^3, \dots, W_n^1, W_n^2, W_n^3 \}^T$ – вектор значень вагової функції \mathbf{W} у вузлах елемента.

Після підстановки введених апроксимацій (2.85) у співвідношення (2.84) вихідні скінченно-елементні рівняння рівноваги в приростах переміщень внаслідок довільності вагової функції набувають вигляду [200]

$$[\mathbf{K}_{ep}] \{ \Delta \mathbf{q} \} = \{ \Delta \mathbf{P} \}, \quad (2.87)$$

де $\{ \Delta \mathbf{q} \}$ – глобальний вектор приростів вузлових переміщень; матрично-векторні характеристики в співвідношенні (2.87) отримуємо через підсумовування відповідних характеристик окремих елементів, які мають такий вигляд:

$$[\mathbf{K}_{ep}]^{el} = \int_{V^{el}} [\mathbf{N}]^T [\mathbf{A}]^T [\mathbf{C}]^{t_j+\Delta t_j} [\mathbf{A}] [\mathbf{N}] \, dv; \quad (2.88)$$

$$\{ \Delta \mathbf{P} \}^{el} = \int_{V^{el}} [\mathbf{N}]^T [\mathbf{A}]^T [\mathbf{C}]^{t_j+\Delta t_j} \{ \Delta \varepsilon_T \} \, dv - \int_{V^{el}} [\mathbf{N}]^T \{ \Delta \mathbf{F} \} \, dv -$$

$$- \int_{V^{el}} [\mathbf{N}]^T [\mathbf{A}]^T \left([\Delta \mathbf{C}] (\{\boldsymbol{\varepsilon}\} - \{\boldsymbol{\varepsilon}_T\} - \{\boldsymbol{\varepsilon}_p\}) + \{\mathbf{z}\} \Delta T \right) dv + \int_{S_\sigma^{el}} [\mathbf{N}]^T \{\Delta \mathbf{p}\} ds. \quad (2.89)$$

Таким чином, для визначення приростів переміщень $\{\Delta \mathbf{q}\}$ на даному кроці навантаження маємо нелінійну систему алгебричних рівнянь (2.87). Коефіцієнти матриці $[\mathbf{K}_{ep}]$ фактично залежать від накопичених на кінець кроку (тобто в момент $t = t_{j+1}$) деформацій і напружень. Очевидно, що прирости деформацій і напружень на даному кроці (а отже й повні напруження та деформації на кінець кроку) апіорі невідомі і самі визначаються через прирости переміщень на розглядуваному кроці за формулами

$$\{\Delta \boldsymbol{\varepsilon}\} = [\mathbf{A}] \{\Delta \mathbf{q}\}, \quad (2.90)$$

$$\{\Delta \boldsymbol{\sigma}\} = [\mathbf{C}]^{t+\Delta t} (\{\Delta \boldsymbol{\varepsilon}\} - \{\Delta \boldsymbol{\varepsilon}_T\}) + [\Delta \mathbf{C}] (\{\boldsymbol{\varepsilon}\}^t - \{\boldsymbol{\varepsilon}_T\}^t - \{\boldsymbol{\varepsilon}_p\}^t) + \{\mathbf{Z}\} \Delta T. \quad (2.91)$$

Тому для отримання розв'язку нелінійної системи алгебричних рівнянь (2.87) необхідно застосувати ітераційні підходи.

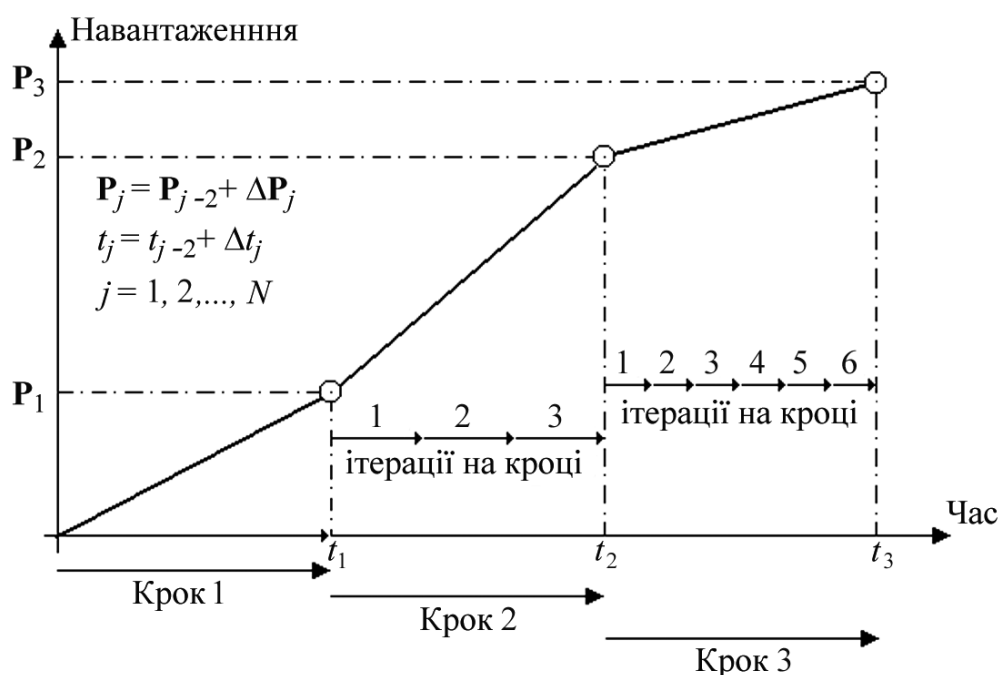


Рис. 2.2. Схема покрокового проходження процесу деформування

Таким чином, для побудови розв'язку задачі неізотермічної термопружно-пластичності поряд з методом покрокового деформування необхідно застосувати ще й ітераційні методи. Іншими словами, на кожному розглядуваному кроці $[t_j, t_j + \Delta t_j]$ (

$j = 0, 1, \dots$) для відповідних приростів навантаження треба будувати послідовність розв'язків лінійних задач, які збігаються до розв'язку вихідної задачі (див. рис. 2.2, який ілюструє процедуру ітераційного уточнення покрокового деформування).

Такі ітераційні процедури лінеаризації нелінійних задач теорії пластичності добре розроблені і відомі в науковій літературі під назвами методів змінних параметрів пружності (метод Ньютона-Рафсона) [17, 54, 55, 117] та додаткових навантажень (деформацій) [56, 69, 88, 108]. Побудуємо на основі цих методів алгоритм розв'язування задачі термопружно-пластичності.

Побудуємо на основі цих методів алгоритм розв'язування задачі другого етапу – задачі термопружно-пластичності для визначення параметрів напружено-деформованого стану розглядуваного тіла за термосилових навантажень.

Отримані співвідношення неізотермічної термопружно-пластичності вірні для нескінченно малих величин і фактично є кусково-лінійною апроксимацією нелінійного деформування. Оскільки обчислення виконують завжди для скінченних величин, то за покрокового деформування отримувані значення напружень відхиляються від фактичних, які повинні лежати на кривій деформування. Щоб уникнути цього, оцінюватимемо відхилення за допомогою вектора

$$\{\Psi\} = \mathbf{P} - \sum_{el} \int_{V^{el}} [\mathbf{N}]^T [\mathbf{A}]^T \{\sigma\} dv \quad (2.92)$$

($\mathbf{P} = \sum_j d\mathbf{P}_j$ - досягнутий рівень зовнішнього навантаження упродовж усіх попередніх кроків; $\{\sigma\}$ - вектор вузлових значень напружень) та ітераційно уточнювати розв'язок на кожному кроці навантаження через урахування залишку (2.92) у правій частині рівняння (2.87), використовуючи запропоновану в [166] процедуру „осадження” точки в просторі напружень на криву деформування.

Опишемо цю процедуру, приймаючи для кращої ілюстрації, що матеріал є не-термочутливим, ізотропно зміцнюваним.

Розглянемо процес обчислення і уточнення напружень у довільній точці інтегрування на j -му кроці навантаження $[t_j, t_{j+1}]$, $j = 0, 1, \dots$ Припустимо, що на почат-

ку розглядуваного кроку (в момент часу t_j) дана точка (з напруженням $\{\sigma\}_j$, інтенсивностями $\bar{\varepsilon}_j$ деформацій та $\bar{\sigma}_j$ напружень) перебуває в пружній області (стан (J) , див. рис. 2.3), тобто

$$\Phi_j = \Phi(\{\sigma\}_j) < 0. \quad (2.93)$$

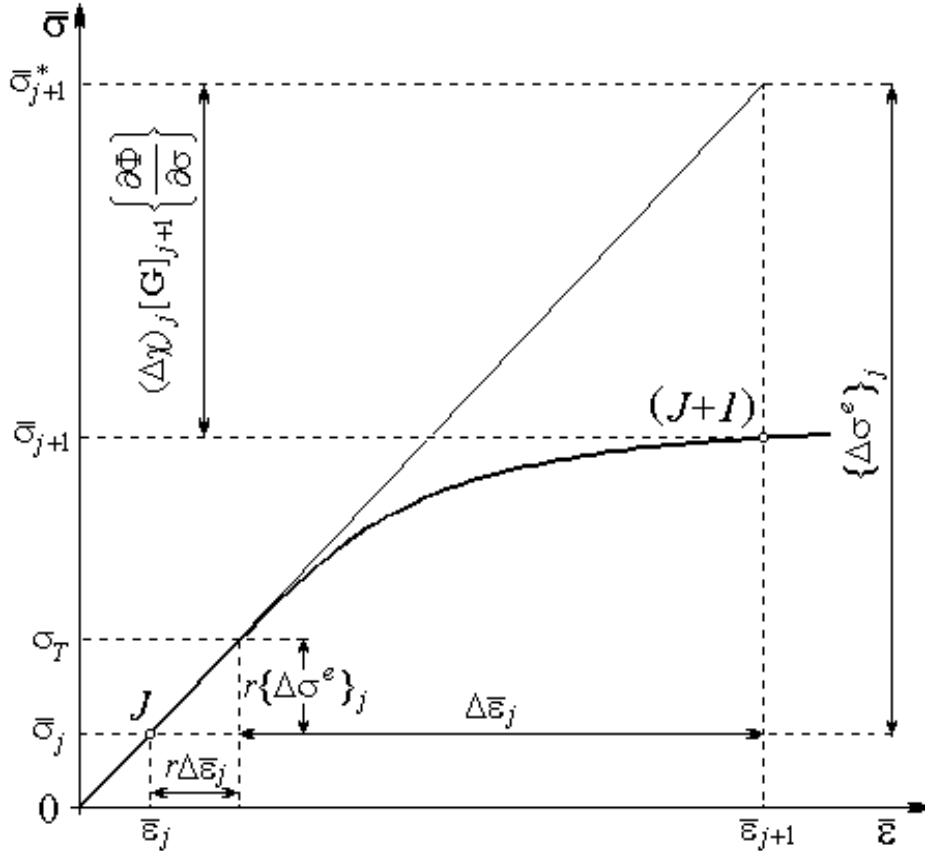


Рис. 2.3. Осадження точки в просторі напружень на криву деформування

Якщо упродовж даного кроку деформування буде пружним, то напруження в кінці кроку будуть

$$\{\sigma^*\}_{j+1} = \{\sigma\}_j + \{\Delta\sigma^e\}_j, \quad (2.94)$$

де $\{\Delta\sigma^e\}_j = [C](\{\Delta\varepsilon\}_j - \{\Delta\varepsilon_T\}_j)$ – приріст пружних напружень.

Нехай внаслідок приросту навантаження на даному кроці в розглядуваній точці починається пластичне деформування. Оскільки співвідношення термопружно-пластичності за скінченних кроків являють собою кусково-лінійну апроксимацію нелінійного процесу деформування, то очевидно:

$$\Phi_{j+1}^* = \Phi(\{\sigma^*\}_{j+1}) > 0,$$

що за означенням неможливо. Тому визначаємо, яка частина приросту напружень при переході точки із стану (J) у стан ($J+I$) є пружною. Іншими словами, знаходимо таке r , що

$$\Phi(\{\sigma\}_j + r\{\Delta\sigma^e\}_j) = 0. \quad (2.95)$$

Перше наближення для r знайдемо із (2.95), припускаючи, що Φ – лінійна функція. Тоді

$$r_1 = -\frac{\Phi_j}{\Phi_{j+1}^* - \Phi_j}. \quad (2.96)$$

Однак, $\Phi_1 = \Phi(\{\sigma\}_j + r_1\{\Delta\sigma^e\}_j) \neq 0$ (функція течіння нелінійна). Тому наступне наближення

$$r = r_1 - \frac{\Phi_1}{\{a\}^T \{\Delta\sigma^e\}_j}, \quad (2.97)$$

де величину $\{a\} = \left\{ \frac{\partial\Phi}{\partial\sigma} \right\}$ обчислюємо при $\{\sigma\} = \{\sigma\}_j + r_1\{\Delta\sigma^e\}_j$.

Приріст напружень у розглядуваному випадку складається з пружного $r\{\Delta\sigma^e\}_j$ і пластичного, коли точка лежить на нелінійній кривій деформування. За скінченних приростів величин напруження в кінці кроку навантаження визначаємо за співвідношенням (2.29). Перше наближення значення напружень буде

$$\{\sigma_1\}_{j+1} = \{\sigma\}_j + \{\Delta\sigma^e\}_j - (\Delta\chi)_j [\mathbf{G}]_{j+1} \left\{ \frac{\partial\Phi}{\partial\sigma} \right\}, \quad (2.98)$$

де [73]

$$(\Delta\chi)_j = \left\{ \frac{\partial\Phi}{\partial\sigma} \right\}^T [\mathbf{G}]_{j+1} \left(\{\Delta\varepsilon\}_j - \{\Delta\varepsilon_T\}_j \right) \left(k_j + \left\{ \frac{\partial\Phi}{\partial\sigma} \right\}^T [\mathbf{G}]_{j+1} \left\{ \frac{\partial\Phi}{\partial\sigma} \right\} \right)^{-1};$$

k_j - тангенс кута нахилу поточної діаграми деформування “напруження – деформації” (для наявного ізотропного зміцнення);

$\left\{ \frac{\partial\Phi}{\partial\sigma} \right\}$ обчислюємо при $\{\sigma\} = \{\sigma\}_j + r\{\Delta\sigma^e\}_j$.

Вираз для уточненого значення напружень на кінець кроку навантаження

приймає вигляд

$$\{\sigma\}_{j+1} = \{\sigma_1\}_{j+1} - \{a\} \frac{\Phi_1}{\{a\}^T \{a\}}. \quad (2.99)$$

Тут $\{a\} = \left\{ \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma} \right\}$ обчислюємо при $\{\sigma\} = \{\sigma\}_j + r\{\Delta\sigma^e\}_j$.

Зазначимо, що точність обчислень напружень за формулами (2.98) і (2.99), загалом, залежить від величини кроку навантаження при пластичному деформуванні, тобто від величини $(1-r)\{\Delta\sigma^e\}_j$, а отже, від $\Phi_{j+1}^* = \Phi(\{\sigma^*\}_{j+1})$. При поділі інтервалу пластичного деформування на $m_0 = \Phi_{j+1}^* / \Delta\Phi_j$ кроків, точність корекції напружень за формулами (2.98) і (2.99) при $\Delta\Phi_j = 0,1\sigma_T$ практично не залежить від приросту навантаження [166].

Дана методика корекції використана при розробці програмного забезпечення і дозволяє отримувати фактичні значення напружень за теплових і механічних навантажень, які приводять до пружно-пластичного деформування.

Таким чином, на даному кроці навантаження ($[t_j, t_j + \Delta t_j]$) необхідно розв'язати систему нелінійних алгебричних рівнянь

$$[\mathbf{K}_{ep}]\{\Delta\mathbf{q}\} = \{\Delta\mathbf{P}\} + \{\Psi\}. \quad (2.100)$$

При застосуванні методу Ньютона-Рафсона на кожній ітерації необхідно

- сформулювати нову матрицю $[\mathbf{K}_{ep}]$ (через обчислення і просумовування відповідних матриць $[\mathbf{K}_{ep}^{(el)}]$ кожного із скінченних елементів);
- обернути її, тобто обчислити $[\mathbf{K}_{ep}]^{-1}$;
- визначити чергове наближення розв'язку $\{\Delta\mathbf{q}\} = [\mathbf{K}_{ep}]^{-1}(\{\Delta\mathbf{P}\} + \{\Psi\})$;
- обчислити прирости деформацій і напружень за формулами (2.90) і (2.91);
- сформулювати вектор залишку $\{\Psi\}$ за допомогою співвідношення (2.92) і, якщо він "достатньо малий" (задовольняє умовам збіжності), завершити ітераційний процес на даному кроці навантаження; у протилежному випадку перейти до формування нової матриці жорсткості $[\mathbf{K}_{ep}]$.

Перевагами такого підходу є досить висока швидкість збіжності [64], однак при цьому можливі великі обсяги обчислень внаслідок необхідності формування матриці $[\mathbf{K}_{ep}]$ і розв'язування системи лінійних алгебричних рівнянь достатньо загально-го вигляду на кожному кроці ітераційного процесу.

При застосуванні методу додаткових навантажень обчислення упродовж усього ітераційного процесу проводять з постійною матрицею жорсткості $[\mathbf{K}_{ep}]$, яку формують й обертають лише один раз (на першій ітерації). Внаслідок цього обсяги обчислень істотно зменшуються. Визначення приростів вузлових переміщень із системи алгебраїчних рівнянь (2.87) на всіх подальших ітераціях фактично зводиться до множення оберненої матриці на вектор, що займає (за використовуваною в роботі методикою) менше 1% процесорного часу комп'ютера, необхідного на повний цикл формування системи рівнянь та її розв'язування. Залишок (2.92) при цьому використовують як нову праву частину системи рівнянь на наступній ітерації. Істотним недоліком такого підходу є сповільнення збіжності ітераційного процесу із розширенням областей пластичності, внаслідок чого виникає необхідність у побудові певних процедур прискорення збіжності [195].

Аби уникнути вказаних недоліків, застосуємо комбінований підхід, згідно з яким деякий час проводимо обчислення методом додаткових напружень із постійною матрицею $[\mathbf{K}_{ep}]$. Після сповільнення збіжності ітераційного процесу обчислюємо нову матрицю $[\mathbf{K}_{ep}]$ і знову певний час продовжуємо обчислення з новою постійною матрицею. Критерієм необхідності обчислення нової матриці $[\mathbf{K}_{ep}]$ може бути перевищення певного значення кількості ітерацій N_j на даному (j -му) кроці навантаження. Як тільки кількість ітерацій на даному кроці навантаження стає більшою за це вибране значення, переходимо до формування нової пружно-пластичної матриці жорсткості $[\mathbf{K}_{ep}]$. Алгоритм обчислювального процесу при цьому можна представити у такому вигляді:

1. $\{\mathbf{q}\} = 0, \{\boldsymbol{\sigma}\} = 0, j = 0, i = 0$;
2. $j = j + 1$ (початок обчислень на j -му кроці навантаження);

3. $\{\Delta \mathbf{q}\}_j = 0$, $\{\Psi_0\} = \{\Delta \mathbf{P}\}_j$, $i = 0$ (відкриваємо цикл ітерацій на j -му кроці);
4. $i = i + 1$;
5. За необхідності (якщо на j -кроці кількість ітерацій $i > N_j$) формуємо матрицю жорсткості $[\mathbf{K}_{ep}]$ і обчислюємо $[\mathbf{K}_{ep}]^{-1}$;
6. $\{\Delta \tilde{\mathbf{q}}\}_i = [\mathbf{K}_{ep}]^{-1} \{\Psi_{i-1}\}$;
7. $\{\Delta \mathbf{q}\}_j = \{\Delta \mathbf{q}\}_j + \{\Delta \tilde{\mathbf{q}}\}_i$;
8. $\{\Delta \varepsilon\} = \{\Delta \varepsilon(\{\Delta \mathbf{q}\}_j)\}$;
9. $\{\Delta \sigma\} = \{\Delta \sigma(\{\Delta \mathbf{q}\}_j)\}$;
10. $\{\Psi_i\} = \mathbf{P} - \sum_{el} \int_{V^{el}} [\mathbf{N}]^T [\mathbf{A}]^T (\{\sigma\} + \{\Delta \sigma\}) dv$;
11. Якщо $\|\Delta \tilde{\mathbf{q}}\| \cdot \|\Delta \mathbf{q}_j\|^{-1} > \delta_0$ (точність не досягнута) – перехід на 4;
12. $\{\mathbf{q}\} = \{\mathbf{q}\} + \{\Delta \mathbf{q}\}_j$;
13. $\{\varepsilon\} = \{\varepsilon\} + \{\Delta \varepsilon\}$;
14. $\{\sigma\} = \{\sigma\} + \{\Delta \sigma\}$;
15. Якщо $j < N$ (кількість кроків навантаження не вичерпано) – перехід на 2.

Суміщення методів змінних параметрів пружності й початкових напружень дає змогу побудувати достатньо ефективний алгоритм розв'язування задач пружно-пластичності, суттєво скоротити час обчислень й уникнути необхідності побудови процедур пришвидшення збіжності.

2.4.5. Обчислювальні аспекти

Можливості розв'язування задач на основі методу скінченних елементів багато в чому визначають ті скінченні елементи, за допомогою яких розв'язують задачу. У роботі прийнято використовувати ізопараметричні скінченні елементи, побудовані на основі інтерполяційних поліномів сириндипової сім'ї [64, 200], зокрема, тривимірні ізопараметричні скінченні елементи з вісьмома, двадцятьма та тридцятьма двома вузлами (рис. 2.4). Функції форми цих елементів мають вигляд

$$N_i = (1 + \xi_1 \xi_1^{(i)})(1 + \xi_2 \xi_2^{(i)})(1 + \xi_3 \xi_3^{(i)}) / 8, \quad i = 1 \div 8$$

для елемента з вісьмома вузлами;

$$N_i = (1 + \xi_1 \xi_1^{(i)})(1 + \xi_2 \xi_2^{(i)})(1 + \xi_3 \xi_3^{(i)})(\xi_1 \xi_1^{(i)} + \xi_2 \xi_2^{(i)} + \xi_3 \xi_3^{(i)} - 2) / 8,$$

$$i = 1, 3, 6, 8, 13, 15, 18, 20;$$

$$N_i = (1 + \xi_1 \xi_1^{(i)})(1 + \xi_2 \xi_2^{(i)})(1 + \xi_3 \xi_3^{(i)}) \times \\ \times (1 - (\xi_1 \xi_2^{(i)} \xi_3^{(i)})^2 - (\xi_2 \xi_1^{(i)} \xi_3^{(i)})^2 - (\xi_3 \xi_2^{(i)} \xi_1^{(i)})^2) / 4,$$

$$i = 2, 4, 5, 7, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 17, 19$$

для елемента з двадцятьма вузлами;

$$N_i = (1 + \xi_1 \xi_1^{(i)})(1 + \xi_2 \xi_2^{(i)})(1 + \xi_3 \xi_3^{(i)})(9\xi_3^2 + 9\xi_2^2 + 9\xi_1^2 - 19) / 64,$$

$$i = 1, 4, 9, 12, 21, 24, 30, 32,$$

$$N_i = 9(1 - \xi_1^2)(1 + 9\xi_1 \xi_1^{(i)})(1 + \xi_2 \xi_2^{(i)})(1 + \xi_3 \xi_3^{(i)}) / 64, \quad i = 5, 6, 7, 8, 25, 26, 27, 28,$$

$$N_i = 9(1 - \xi_2^2)(1 + 9\xi_2 \xi_2^{(i)})(1 + \xi_1 \xi_1^{(i)})(1 + \xi_3 \xi_3^{(i)}) / 64, \quad i = 2, 3, 10, 11, 22, 22, 30, 31,$$

$$N_i = 9(1 - \xi_3^2)(1 + 9\xi_3 \xi_3^{(i)})(1 + \xi_1 \xi_1^{(i)})(1 + \xi_2 \xi_2^{(i)}) / 64, \quad i = 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20$$

для елемента з тридцятьма двома вузлами,

де $\xi_1^{(i)}, \xi_2^{(i)}, \xi_3^{(i)}$ - координати i -го вузла елемента в локальній системі координат.

Враховуючи порядок інтерполяційних поліномів N_i , розглянуті ізопараметричні елементи (побудовані на основі поліномів сириндипової сім'ї) називають відповідно білінійними, біквадратичними й бікубічними [64].

Для розв'язування осесиметричних і плоских задач в програмному забезпеченні передбачені аналогічні двовимірні білінійні (4 вузли), біквадратичні (8 вузлів), бікубічні (12 вузлів) елементи (див. рис 2.5).

При цьому функції форми мають вигляд:

$$N_i = (1 + \xi_1 \xi_1^{(i)})(1 + \xi_2 \xi_2^{(i)}) / 4, \quad i = 1 \div 4$$

для білінійного;

$$N_i = (1 + \xi_1 \xi_1^{(i)})(1 + \xi_2 \xi_2^{(i)})(\xi_1 \xi_1^{(i)} + \xi_2 \xi_2^{(i)} - 1) / 4, \quad i = 1, 3, 5, 7;$$

$$N_i = (1 - \xi_1^2)(1 + \xi_2 \xi_2^{(i)}) / 2, \quad i = 2, 6;$$

$$N_i = (1 - \xi_2^2)(1 + \xi_1 \xi_1^{(i)}) / 2, \quad i = 4, 8$$

біквдратичного;

$$N_i = (1 + \xi_1 \xi_1^{(i)})(1 + \xi_2 \xi_2^{(i)})(9\xi_1^2 + 9\xi_2^2 - 10) / 32, \quad i = 1, 4, 7, 10;$$

$$N_i = 9(1 + \xi_1 \xi_1^{(i)})(1 + 9\xi_2 \xi_2^{(i)})(1 - \xi_2^2) / 32, \quad i = 5, 6, 11, 12;$$

$$N_i = 9(1 + \xi_2 \xi_2^{(i)})(1 + 9\xi_1 \xi_1^{(i)})(1 - \xi_1^2) / 32, \quad i = 2, 3, 8, 9$$

і бікубічного елементів.

Слід зазначити, що з погляду компромісу двох взаємосуперечливих критеріїв обсягу обчислень і необхідної точності розрахунків найкраще зарекомендували себе біквдратичні ізопараметричні елементи [200].

Білінійні елементи є менш точними і надто приблизно описують криволінійні границі. Тому виникає необхідність використовувати занадто густі поділи областей на скінченні елементи. Однак, у випадку сильно виражених локальних ефектів, коли необхідно використовувати досить щільні скінченно-елементні поділи, їх застосування може виявитись корисним. Бікубічні елементи більш точні, однак збільшується також і час формування матричних характеристик елементів.

Використання методу скінченних елементів разом із сім'єю однокрокових багатопараметричних різницевоїх схем фактично зводить розглядувану задачу до послідовності систем лінійних алгебраїчних рівнянь відносно вузлових значень температури і приростів переміщень. Більша частина комп'ютерного часу при проведенні обчислень йде на формування і розв'язування цих систем. При цьому час формування таких систем сумірний з часом їх розв'язування. Оскільки процес розгортається у часі і на кожному кроці виникає потреба будувати і розв'язувати такі системи, особливу увагу приділено алгоритмам формування відповідних матриць цих систем і наступного їх розв'язування. Тому розглянемо основні обчислювальні аспекти реалізації методу скінченних елементів, які дозволили суттєво скоротити обсяги обчислювальної роботи на кожному кроці за часом.

В роботі використано поелементний спосіб формування рівнянь методу

скінченних елементів. В його основі лежить послідовний перегляд всіх скінченних елементів, обчислення матриць окремих елементів і відповідних правих частин з наступним їх підсумовуванням в глобальні матриці і вектори.

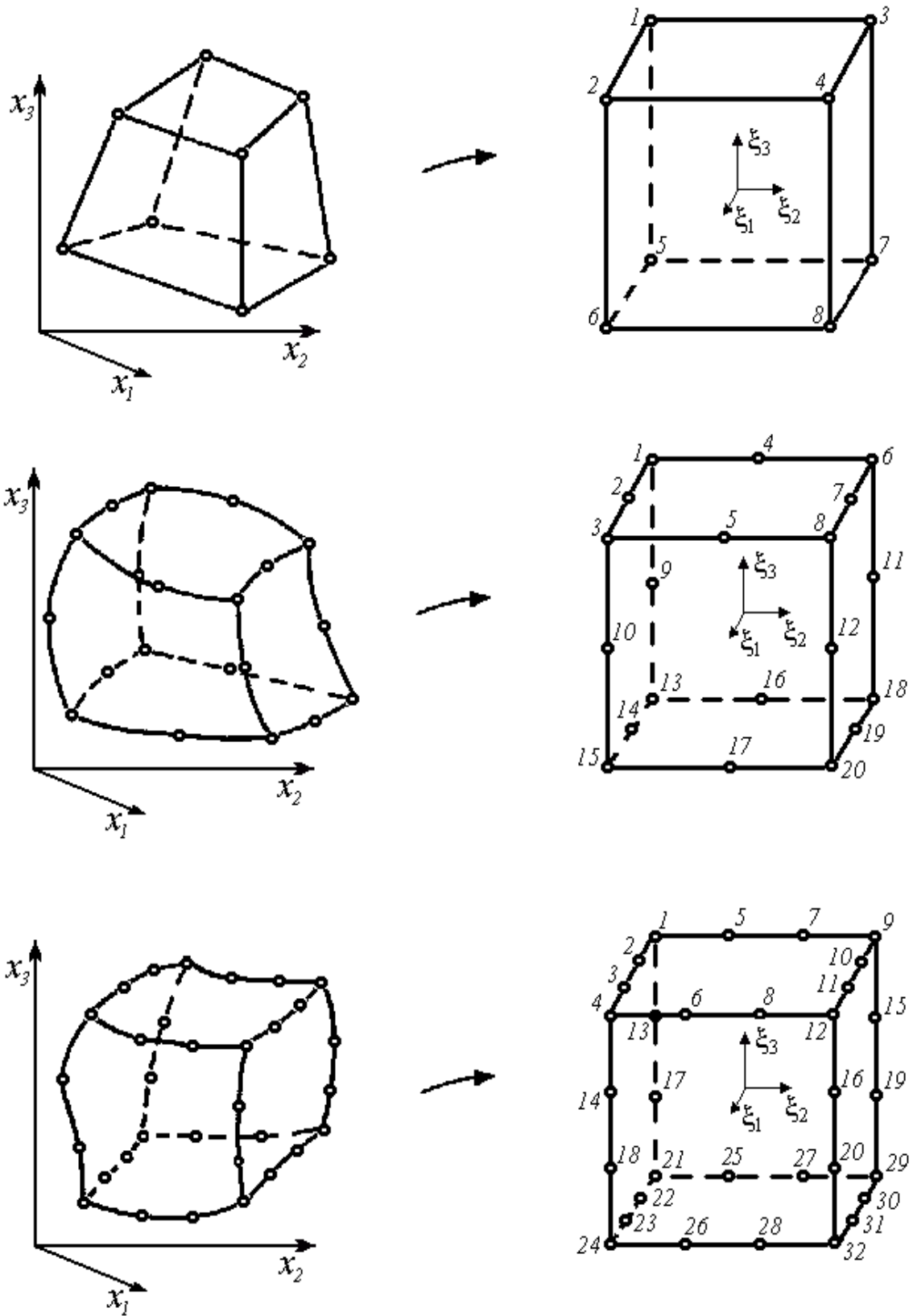


Рис. 2.4. Просторові ізопараметричні елементи

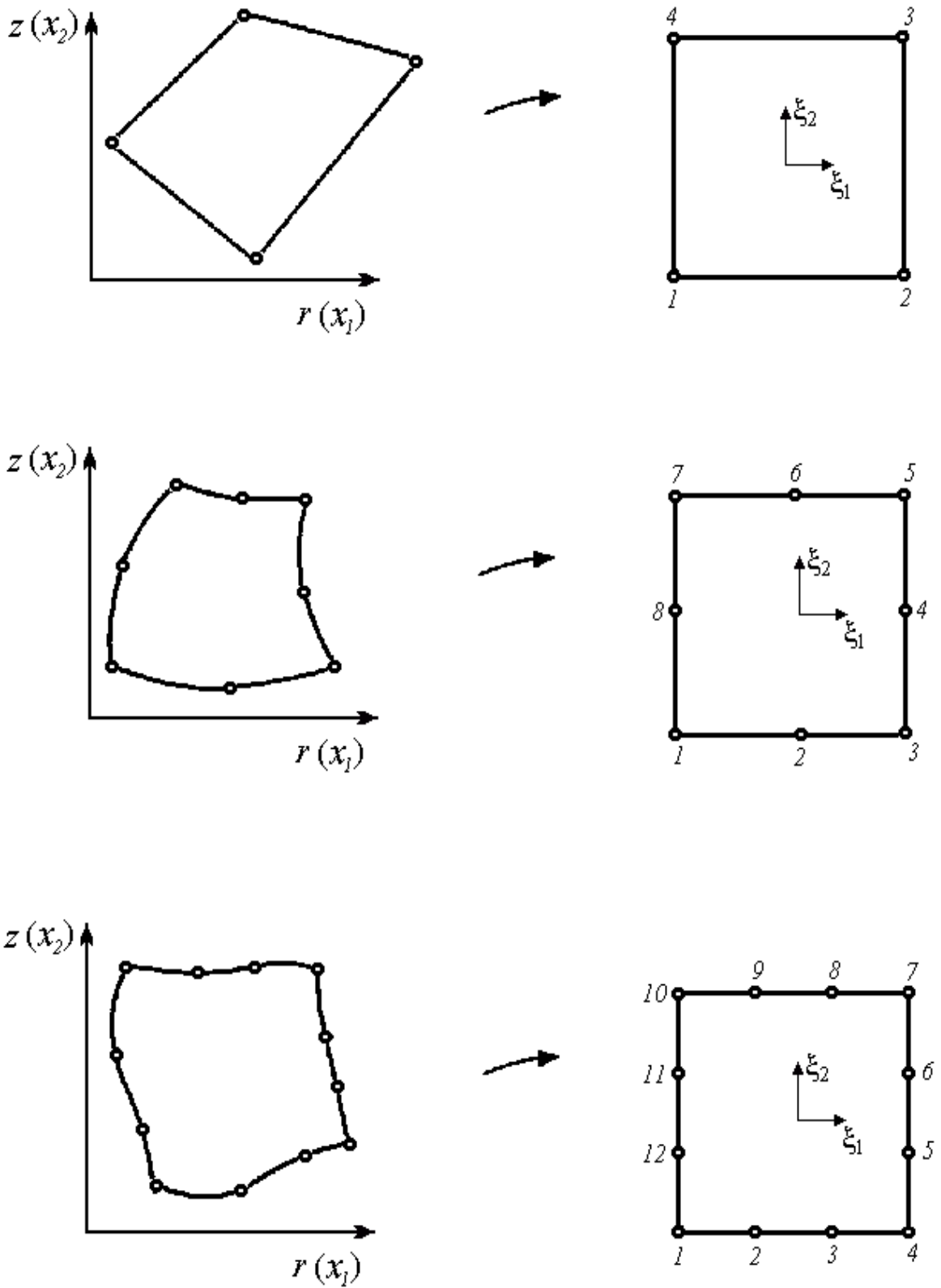


Рис. 2.5. Двовимірні ізопараметричні елементи

Побудова основних матричних характеристик наявних скінчених елементів

відбувається у криволінійній локальній системі координат (ξ_1, ξ_2, ξ_3) , область зміни яких – одиничний куб $\Omega_0 = \{(\xi_1, \xi_2, \xi_3)^T : |\xi_i| \leq 1, i=1 \div 3\}$. При цьому перетворення між глобальними декартовими (x_1, x_2, x_3) і локальними криво лінійними координатами (ξ_1, ξ_2, ξ_3) задаємо за допомогою тих же функцій форми $N_i(\xi_1, \xi_2, \xi_3)$, що і апроксимація шуканих розв'язків (концепція ізопараметричності [64]), а саме

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^n N_i(\xi_1, \xi_2, \xi_3) \cdot \begin{pmatrix} x_1^{(i)} \\ x_2^{(i)} \\ x_3^{(i)} \end{pmatrix}, \quad (2.101)$$

чи у матричному вигляді

$$\mathbf{r} = [N] \tilde{\mathbf{r}}, \quad (2.102)$$

де

$$[N] = \begin{pmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & \dots & N_n & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & \dots & 0 & N_n & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & \dots & 0 & 0 & N_n \end{pmatrix} -$$

матриця функцій форми;

$\tilde{\mathbf{r}} = (x_1^{(1)}, x_2^{(1)}, x_3^{(1)}, x_1^{(2)}, x_2^{(2)}, x_3^{(2)}, \dots, x_1^{(n)}, x_2^{(n)}, x_3^{(n)})^T$ – вектор координат вузлів елемента.

Співвідношення між частинними похідними першого порядку у розглядуваних системах координат встановлює матриця Якобі перетворення (2.101):

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial \xi_1} \\ \frac{\partial}{\partial \xi_2} \\ \frac{\partial}{\partial \xi_3} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial x_1}{\partial \xi_1} & \frac{\partial x_2}{\partial \xi_1} & \frac{\partial x_3}{\partial \xi_1} \\ \frac{\partial x_1}{\partial \xi_2} & \frac{\partial x_2}{\partial \xi_2} & \frac{\partial x_3}{\partial \xi_2} \\ \frac{\partial x_1}{\partial \xi_3} & \frac{\partial x_2}{\partial \xi_3} & \frac{\partial x_3}{\partial \xi_3} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x_1} \\ \frac{\partial}{\partial x_2} \\ \frac{\partial}{\partial x_3} \end{pmatrix}, \quad (2.103)$$

або у матричному вигляді

$$\left(\frac{\partial}{\partial \xi}\right) = [J] \left(\frac{\partial}{\partial x}\right); \quad J_{kj} = \frac{\partial x_k}{\partial \xi_j}. \quad (2.104)$$

Елементи матриці Якобі у (2.103) обчислюємо за допомогою співвідношень (2.101). При цьому всі похідні у виразах для матричних характеристик окремих скінченних елементів можуть бути виражені через похідні в локальній системі координат елемента оберненим щодо (2.103) перетворенням:

$$\left(\frac{\partial}{\partial x}\right) = [J]^{-1} \left(\frac{\partial}{\partial \xi}\right). \quad (2.105)$$

Враховуючи, що елемент об'єму dv та елемент поверхні ds в локальній системі координат скінченного елемента набувають вигляду [64]

$$dv = \det[J] d\xi_1 d\xi_2 d\xi_3, \quad (2.106)$$

$$ds = \sqrt{G_1 G_2 - G_{12}^2} d\xi_1 d\xi_2, \quad (2.107)$$

пружно-пластична матриця жорсткості і вектор правих частин елемента можна обчислити у локальній системі координат за формулами

$$[\mathbf{K}_{ep}]^{(el)} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [\mathbf{A}_\xi \mathbf{N}]^T [\mathbf{C}] [\mathbf{A}_\xi \mathbf{N}] \det[J] d\xi_1 d\xi_2 d\xi_3, \quad (2.108)$$

$$\begin{aligned} \{\Delta \mathbf{P}\}^{el} = & \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \left([\mathbf{A}_\xi]^T [\mathbf{C}]^{t_j + \Delta t_j} \{\Delta \varepsilon_T\} - [\mathbf{N}]^T \{\Delta \mathbf{F}\} \right) \det[J] d\xi_1 d\xi_2 d\xi_3 - \\ & - \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [\mathbf{A}_\xi \mathbf{N}]^T \left([\Delta \mathbf{C}] (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_T\} - \{\varepsilon_p\}) + \{Z\} \Delta T \right) \det[J] d\xi_1 d\xi_2 d\xi_3 + \\ & + \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [\mathbf{N}]^T \{\Delta \mathbf{p}\} \sqrt{G_1 G_2 - G_{12}^2} d\xi_1 d\xi_2, \end{aligned} \quad (2.109)$$

де $[\mathbf{A}_\xi \mathbf{N}]$ – добуток виписаної у локальній системі координат (ξ_1, ξ_2, ξ_3) (з урахуванням (2.105)) матриці диференціального оператора геометричних співвідношень теорії пружності на матрицю функцій форми;

$\det[J]$ – визначник матриці Якобі перетворення (2.103);

$$G_1 = \sum_{k=1}^3 J_{1k}^2, \quad G_2 = \sum_{k=1}^3 J_{2k}^2, \quad G_{12} = \sum_{k=1}^3 J_{1k} J_{2k} \quad (\xi_3 = -1).$$

Аналогічно можна записати вираз приросту поверхневих сил прикладених до поверхонь $\xi_3 = 1$, $\xi_1 = \pm 1$, $\xi_2 = \pm 1$.

В осесиметричному випадку матриця Якобі, яка встановлює співвідношення між частинними похідними першого порядку за циліндричними координатами r , z і локальними координатами ξ_1 , ξ_2 базового одиничного елемента, набуває вигляду

$$[J] = \begin{pmatrix} \frac{\partial r}{\partial \xi_1} & \frac{\partial z}{\partial \xi_1} \\ \frac{\partial r}{\partial \xi_2} & \frac{\partial z}{\partial \xi_2} \end{pmatrix}. \quad (2.110)$$

Елементи цієї матриці обчислюємо за допомогою співвідношень

$$\begin{pmatrix} r \\ z \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^n N_i(\xi_1, \xi_2) \cdot \begin{pmatrix} r^{(i)} \\ z^{(i)} \end{pmatrix}, \quad (2.111)$$

де $r^{(i)}$, $z^{(i)}$ - глобальні координати вузлів елемента;

N_i - функції форми;

n - кількість вузлів елемента (4, 8, або 12).

При цьому всі похідні у виразах для характеристик окремих скінченних елементів запишемо через похідні в локальній системі координат елемента за формулами

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial r} \end{bmatrix} = J_{11}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial \xi_1} \end{bmatrix} + J_{12}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial \xi_2} \end{bmatrix}, \quad (2.112)$$

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial z} \end{bmatrix} = J_{21}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial \xi_1} \end{bmatrix} + J_{22}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial \xi_2} \end{bmatrix}, \quad (2.113)$$

де J_{ij}^{-1} - елементи оберненої матриці Якобі. Тоді всі матрично-векторні характеристики у випадку осесиметричної задачі обчислюємо у локальній системі координат (область зміни яких одиничний квадрат $\Omega_0 = \{(\xi_1, \xi_2)^T : |\xi_i| \leq 1, i = 1, 2\}$), за співвідношеннями

$$[L]^{el} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \lambda \left(\begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial r} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial r} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial z} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \frac{\partial N}{\partial z} \end{bmatrix} \right) r(\xi_1, \xi_2) \det[J] d\xi_1 d\xi_2 +$$

$$+ \int_{-1}^1 \beta [N]^T [N] r(\xi_1, \xi_2) \sqrt{r'(\xi)^2 + z'(\xi)^2} d\xi, \quad (2.114)$$

$$[L_1]^{el} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 c [N]^T [N] r(\xi_1, \xi_2) d\xi_1 d\xi_2, \quad (2.115)$$

$$\{f_T\}^{el} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 Q [N]^T r(\xi_1, \xi_2) \det[J] d\xi_1 d\xi_2 + \int_{-1}^1 \beta [N]^T r(\xi) \sqrt{r'(\xi)^2 + z'(\xi)^2} d\xi, \quad (2.116)$$

де ξ - криволінійна координата поверхні скінченного елемента (співпадає з однією з координат ξ_1, ξ_2 , коли інша з цієї пари приймає значення $+1$, або -1).

Матрично-векторні характеристики для осесиметричної задачі термопружно-пластичності у локальній системі координат базового елемента мають вигляд

$$[\mathbf{K}_{ep}]^{(el)} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [\mathbf{A}_\xi \mathbf{N}]^T [\mathbf{C}]^{t_j + \Delta t_j} [\mathbf{A}_\xi \mathbf{N}] r(\xi_1, \xi_2) \det[J] d\xi_1 d\xi_2, \quad (2.117)$$

$$\begin{aligned} \{\Delta \mathbf{P}\}^{el} = & \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \left([\mathbf{A}_\xi \mathbf{N}]^T [\mathbf{C}]^{t_j + \Delta t_j} \{\Delta \varepsilon_T\} - [\mathbf{N}]^T \{\Delta \mathbf{F}\} \right) r(\xi_1, \xi_2) \det[J] d\xi_1 d\xi_2 - \\ & - \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [\mathbf{A}_\xi \mathbf{N}]^T \left([\Delta \mathbf{C}] (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_T\} - \{\varepsilon_p\}) + \{\mathbf{Z}\} \Delta T \right) r(\xi_1, \xi_2) \det[J] d\xi_1 d\xi_2 + \\ & + \int_{-1}^1 [\mathbf{N}]^T \{\Delta \mathbf{p}\} r(\xi) \sqrt{r'(\xi)^2 + z'(\xi)^2} d\xi. \end{aligned} \quad (2.118)$$

При цьому добуток матриці геометричного оператора на матрицю функцій форми ($[\mathbf{A}_\xi \mathbf{N}]$) записуємо через похідні в локальній системі координат скінченного елемента за допомогою співвідношень (2.112), (2.113).

У випадку плоскої задачі всі міркування залишаються аналогічними, а відповідні матрично-векторні характеристики набувають вигляду

$$[L]^{el} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \lambda \left(\left[\frac{\partial N}{\partial x} \right]^T \left[\frac{\partial N}{\partial x} \right] + \left[\frac{\partial N}{\partial y} \right]^T \left[\frac{\partial N}{\partial y} \right] \right) r(\xi_1, \xi_2) \det[J] d\xi_1 d\xi_2 + \quad (2.119)$$

$$+ \int_{-1}^1 \beta [N]^T [N] \sqrt{x'(\xi)^2 + y'(\xi)^2} d\xi, \quad (2.120)$$

$$[L_1]^{el} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 c [N]^T [N] \det[J] d\xi_1 d\xi_2, \quad (2.121)$$

$$\{f_T\}^{el} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 Q [N]^T \det[J] d\xi_1 d\xi_2 + \int_{-1}^1 \beta [N]^T \sqrt{x'(\xi)^2 + y'(\xi)^2} d\xi, \quad (2.122)$$

$$[\mathbf{K}_{ep}]^{(el)} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [\mathbf{A}_\xi \mathbf{N}]^T [\mathbf{C}]^{t_j + \Delta t_j} [\mathbf{A}_\xi \mathbf{N}] \det[J] d\xi_1 d\xi_2, \quad (2.123)$$

$$\begin{aligned} \{\Delta \mathbf{P}\}^{el} = & \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \left([\mathbf{A}_\xi \mathbf{N}]^T [\mathbf{C}]^{t_j + \Delta t_j} \{\Delta \varepsilon_T\} - [\mathbf{N}]^T \{\Delta \mathbf{F}\} \right) \det[J] d\xi_1 d\xi_2 - \\ & - \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [\mathbf{A}_\xi \mathbf{N}]^T \left([\Delta \mathbf{C}] (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_T\} - \{\varepsilon_p\}) + \{Z\} \Delta T \right) \det[J] d\xi_1 d\xi_2 + \\ & + \int_{-1}^1 [\mathbf{N}]^T \{\Delta \mathbf{p}\} \sqrt{r'(\xi)^2 + z'(\xi)^2} d\xi. \end{aligned} \quad (2.124)$$

При цьому зав'язок між глобальними координатами x, y і локальними координатами ξ_1, ξ_2 має вигляд аналогічний до (2.110), в якому координати r, z замінені відповідно на x, y .

Як бачимо, при формуванні матричних характеристик окремих елементів виникає необхідність обчислення інтегралів по області елемента чи його поверхні. Внаслідок складності підінтегральних виразів, якими для викривлених елементів разом з поліномами можуть бути раціональні та ірраціональні функції [64, 200], ці інтеграли не можливо обчислити аналітично в замкненому вигляді. Тому інтегрування виконуємо чисельно. Збіжність розв'язків при цьому зберігається, якщо об'єм скінченного елемента

$$\int_{\Omega_e} dv = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \det[J] d\xi_1 d\xi_2 d\xi_3 \quad (2.125)$$

обчислюється точно [200].

Звичайно, чисельне інтегрування проводять на основі квадратурних формул Гауса, згідно з якими

$$\int_{-1}^1 \phi(\xi) d\xi = \sum_{i=1}^m w_i^{(m)} \phi(\xi_i^{(m)}) \quad (2.126)$$

де $\xi_i^{(m)}$, $w_i^{(m)}$ - відповідно опорні точки та вагові коефіцієнти чисельного інтегрування.

Подвійні та потрійні інтеграли обчислюють на основі послідовного застосування цих формул для одновимірних інтегралів, а саме:

$$\int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \phi(\xi_1, \xi_2) d\xi_1 d\xi_2 = \sum_{i=1}^{m_1} \sum_{j=1}^{m_2} w_i^{(m_1)} w_j^{(m_2)} \phi(\xi_i^{(m_1)}, \xi_j^{(m_2)}); \quad (2.127)$$

$$\int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \phi(\xi_1, \xi_2, \xi_3) d\xi_1 d\xi_2 d\xi_3 = \sum_{i=1}^{m_1} \sum_{j=1}^{m_2} \sum_{k=1}^{m_3} w_i^{(m_1)} w_j^{(m_2)} w_k^{(m_3)} \phi(\xi_i^{(m_1)}, \xi_j^{(m_2)}, \xi_k^{(m_3)}). \quad (2.128)$$

На рис. 2.6 приведені оптимальні кількості точок інтегрування по кожній із змінних для квадратурних формул Гауса, а також вказані відповідні координати точок інтегрування $\xi^{(m)}$ і значення вагових коефіцієнтів $w^{(m)}$. Зокрема, бачимо, що для формування матриці жорсткості тривимірного біквадратичного ізопараметричного елемента необхідно 27 (3x3x3) разів обчислити матрицю розмірності 60x60 (20 вузлів і по 3 компоненти переміщень в кожному) і, помноживши кожен з них на відповідний ваговий коефіцієнт, просумувати у матрицю жорсткості елемента. Тому велику практичну цінність мають квадратурні формули з меншою кількістю точок інтегрування при збереженні точності обчислення інтегралів.

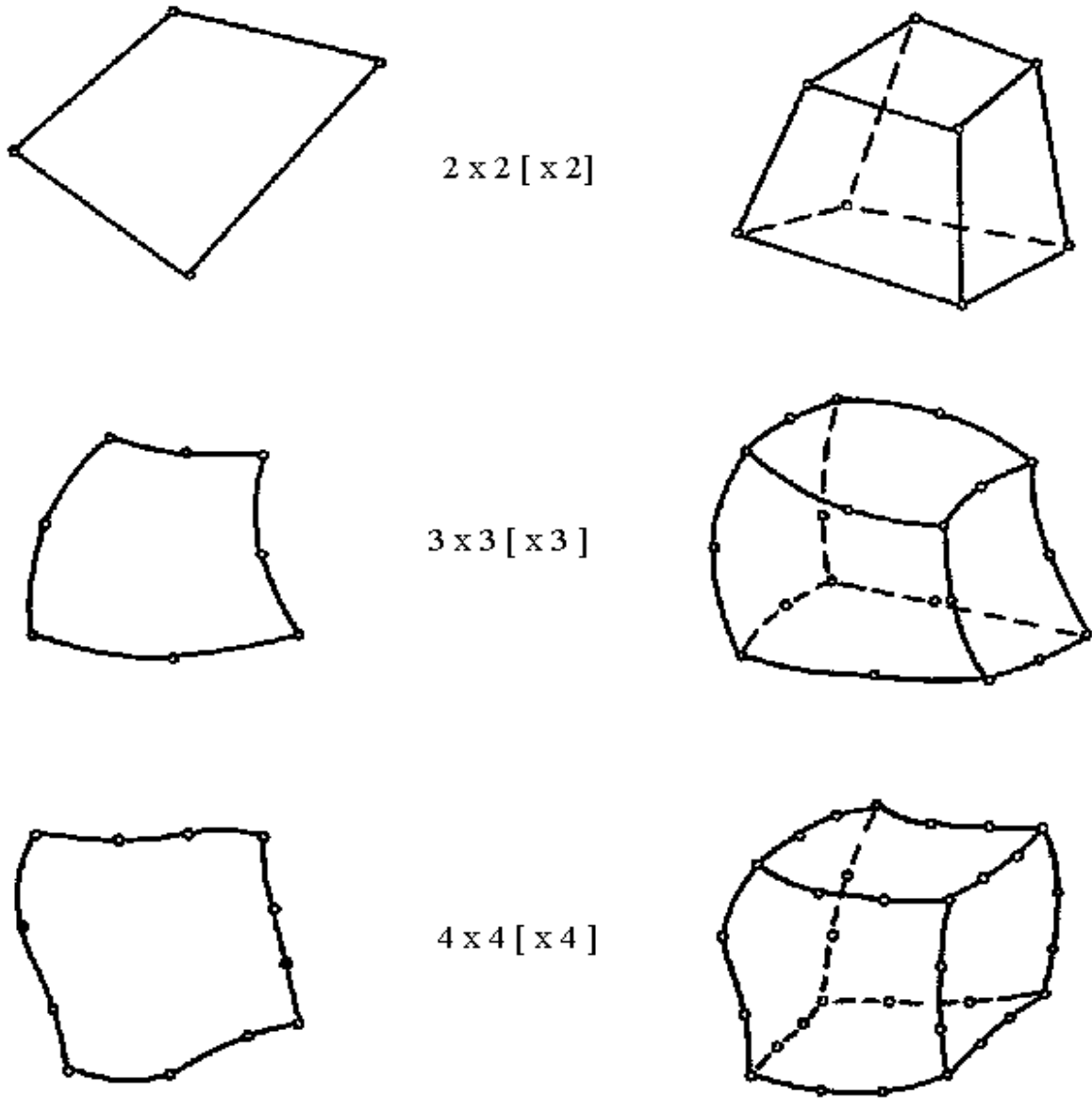
Однією з таких спеціальних формул є [57]

$$\int_{\Omega_0} \phi(\mathbf{x}) d\mathbf{x} = A \sum_1^{2^m} \phi(\pm a, \dots, \pm a) + B \sum_1^{2^m} \phi(0, \dots, 0, \pm b, 0, \dots, 0), \quad (2.129)$$

де Ω_0 – одиничний гіперкуб з центром симетрії в початку координат m -вимірного простору;

$\mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_m)^T$ – точка гіперкуба;

$$A = \frac{(5m-4)^2}{(5m+4)^2}; \quad B = \frac{5 \cdot 2^{m+3}}{(5m+4)^2}; \quad a = \sqrt{\frac{5m+4}{3(5m-4)}}; \quad b = \sqrt{\frac{5m+4}{30}}.$$



Таблиця 4.1.

m	$w_i^{(m)}$	$\xi_i^{(m)}$
2	1,0000000	$\pm 0,577350269$
3	0,5555556 0,8888889	$\pm 0,774596669$ 0,000000000
4	0,3478548451 0,6521451548625	$\pm 0,86113631159$ $\pm 0,33998104358$

Рис. 2.6. Оптимальні кількості точок Гауса для числового інтегрування

У даній роботі для розв'язування системи лінійних алгебраїчних рівнянь у скінченно-елементній постановці вигляду

$$[\mathbf{K}]\{\mathbf{q}\} = \{\mathbf{f}\} \quad (2.130)$$

використано метод Холецкого-Краута [116].

В основу алгоритму покладено розклад Холецкого для матриці $[\mathbf{K}]$:

$$[\mathbf{K}] = [\mathbf{K}_\Delta]^T [\mathbf{Z}] [\mathbf{K}_\Delta], \quad (2.131)$$

де $[\mathbf{Z}]$ – діагональна матриця з додатними елементами z_i ;

$[\mathbf{K}_\Delta]$ – верхня трикутна матриця з одиничною діагоналлю та елементами K_{ij}^Δ .

Відповідно до властивостей матриці $[\mathbf{K}]$ такий розклад існує і є єдиний [113].

Для знаходження елементів K_{ij}^Δ верхньої наддіагональної матриці використано стандартне формулювання методу Холецкого [112], згідно з яким

$$K_{ij}^\Delta = \frac{K_{ij} - \sum_{m=1}^i K_{mi}^\Delta K_{mj}^\Delta}{K_{ii}^\Delta}, \quad j = 2 \div n, \quad i = 1 \div (j-1); \quad (2.132)$$

$$K_{ii}^\Delta = \sqrt{K_{ii} - \sum_{m=1}^{i-1} (K_{mi}^\Delta)^2}, \quad i = 1 \div n, \quad (2.133)$$

де n - розмірність системи рівнянь.

Елементи матриці $[\mathbf{Z}]$ визначимо на основі алгоритму Краута. В результаті отримаємо

$$\sum_{m=1}^i K_{mi}^\Delta K_{mj}^\Delta = K_{ij}; \quad (2.134)$$

$$k_{ij} = K_{ij} - \sum_{m=1}^{j-1} K_{mi}^\Delta K_{mj}^\Delta, \quad i = 1, \dots, n; \quad j = 1, \dots, i-1; \quad (2.135)$$

$$\sum_{m=1}^i K_{mi}^\Delta z_m K_{mi}^\Delta = z_i, \quad (i = j); \quad (2.136)$$

$$z_i = K_{ii} - \sum_{m=1}^{i-1} k_{mi} K_{mi}^\Delta, \quad (2.137)$$

де

$$K_{mi} = k_{mi} / z_m, \quad i = 1, \dots, n. \quad (2.138)$$

Введемо вектор $\{\mathbf{q}_0\} = [\mathbf{Z}][\mathbf{K}_\Delta]\{\mathbf{q}\}$. Тоді розв'язок системи лінійних рівнянь вигляду (2.130) знаходимо за два етапи за відомими співвідношеннями:

$$[\mathbf{K}_\Delta]^T \{\mathbf{q}_0\} = \{\mathbf{f}\}; \quad (2.139)$$

$$[\mathbf{K}_\Delta] \{\mathbf{q}\} = [\mathbf{Z}]^{-1} \{\mathbf{q}_0\}. \quad (2.140)$$

Розклад (2.131) матриці системи алгебраїчних рівнянь на добуток двох трикутних називають прямим ходом, а розв'язування систем рівнянь (2.139), (2.140) – оберненим ходом методу. Провівши один раз факторизацію (2.131), можна багаторазово розв'язувати систему рівнянь (2.130) з різними правими частинами за допомогою лише оберненого ходу, що суттєво скорочує об'єм обчислень. У такому випадку розв'язування системи рівнянь зводиться фактично до множення трикутної матриці на вектор. Такий підхід використаний при розв'язуванні задачі термопружно-пластичності з постійною матрицею жорсткості на кожній ітерації і змінними правими частинами (приріст навантажень на даному кроці на черговій ітерації постійно уточнюється залишком умов рівноваги на попередній ітерації). При цьому матрицю системи рівнянь вигляду (2.130) зберігаємо по стовпцях ненульових елементів, розташованих в одновимірному масиві [111].

На основі запропонованої математичної моделі і методології числового моделювання процесів деформування елементів котлоагрегатів за термосилового навантаження створено відповідне програмне забезпечення, без якого в сучасних умовах практично неможливо якісно розв'язувати складні нелінійні задачі [183].

2.5. Оцінка експлуатаційного ресурсу котлоагрегату

Результати досліджень напружено-деформованого стану котлоагрегату за різних нестационарних режимів його експлуатації лежать в основі визначення експлуатаційного ресурсу котлоагрегату. При цьому загальний ресурс котлоагрегату визначається ресурсом його основного елемента – барабана. Інші конструкційні елементи легко замінюються, якщо максимальні експлуатаційні напруження в них виходять за межі допустимих.

Необхідно зазначити, що точність оцінки експлуатаційного ресурсу істотно залежить від точності інформації про напружено-деформований стан в котлоагрегаті. Використання вельми наближених і простих математичних моделей

для кількісного опису процесів деформування елементів котлоагрегату може приводити не лише до кількісно і навіть якісно невірних результатів щодо максимальних експлуатаційних напружень, але й утруднює завдання оцінювання залишкового експлуатаційного ресурсу котлоагрегату.

Основним чинником вичерпання ресурсу елементів котлоагрегату є накопичення пошкоджень і розвиток тріщин у процесі корозійної втоми в зонах конструкційних концентраторів напружень внаслідок циклічних навантажень, дії робочого середовища, зміни міцнісних та пластичних характеристик металу під час довготривалої експлуатації.

Оцінку ресурсу енергообладнання виконують шляхом визначення його стану за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу, розрахунок якої є базою для визначення додаткового ресурсу, можливостей та умов подальшої його експлуатації.

Характеристики втомної довговічності металу барабана котла високого тиску відповідно до [92] у діапазоні кількості циклів навантаження до 10^{12} визначають з використанням співвідношення

$$\sigma_a = \frac{aE_T}{n(4N)^{m_1}} + \frac{b}{n(4N)^{m_2} + \frac{1+r}{1-r}}, \quad (2.141)$$

де σ_a – амплітуда зміни напружень за цикл навантаження; N – кількість циклів руйнування для заданого циклічного режиму; r – коефіцієнт асиметрії навантаження; E_T – модуль пружності за температури розглядуваного режиму роботи; n – коефіцієнту запасу; m_1 та m_2 – характеристики матеріалу; a і b – константи, що визначаються через характеристиками матеріалу – межу тимчасового опору руйнуванню металу σ_B^T та відносне звуження металу Ψ_T при температурі експлуатації за формулами:

$$a = 1,15 \cdot \lg \frac{100}{100 - \Psi_T}, \quad (2.142)$$

$$b = \sigma_B^T \cdot (1 + 1,4 \cdot 10^{-2} \Psi_T). \quad (2.143)$$

Характеристики матеріалу

$$m_1 = 0,5, \quad (2.144)$$

$$m_2 = 0,132 \cdot \lg(2,5 + 0,035 \cdot \Psi_T). \quad (2.145)$$

Найменше значення коефіцієнту запасу n приймають для конструкційних елементів із сталі 16 ГНМ рівним 3, а зі сталей 22К та 16 ГНМА – 2. Інтенсивний вплив корозійного середовища на втомну міцність металу можна врахувати збільшенням коефіцієнту запасу до 3 для елементів енергетичного обладнання із сталей 22К та 16 ГНМА і до 4 – із сталі 16 ГНМ.

Значення σ_B^T та Ψ_T враховують зміну властивостей металу у процесі експлуатації. У разі відсутності даних про механічні властивості металу барабана для температури 350 °С задають такі їх значення [92]:

- для сталі 22 К $\sigma_B^T = 390$ МПа, $\Psi_T = 40\%$;
- для сталі 16 ГНМА $\sigma_B^T = 460$ МПа, $\Psi_T = 50\%$;
- для сталі 16 ГНМ $\sigma_B^T = 460$ МПа, $\Psi_T = 40\%$.

Коефіцієнт асиметрії циклу r визначають для кожної групи нестационарних режимів експлуатації.

Особливістю нормативної методики [92] є те, що вона пов'язує складний напружений стан з даними експериментів для простих умов навантаження (розтяг-стиск). При цьому показник асиметрії циклу $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ (тут σ_{\min} і σ_{\max} – відповідно мінімальні і максимальні напруження у досліджуваному циклі навантаження). Як бачимо, цей коефіцієнт може змінюватися у діапазоні $(-\infty < r < +\infty)$.

Якісний аналіз циклів навантаження показує, що параметр асиметрії циклу може змінюватись в таких діапазонах:

1. $-\infty < r < -1$. При $r = -\infty$ маємо цикли, коли мінімальні напруження є максимальними за модулем ($\sigma_{\min} < 0$), а максимальні – рівні нулю. Це цикли при яких діють тільки стискальні навантаження, які періодично зменшуються до нуля. При $-\infty < r < -1$ маємо цикл, при якому мінімальні напруження є стискальні, а максимальні – розтягувальні. При цьому виконується умова $|\sigma_{\min}| > \sigma_{\max}$. У циклі домінує фактор дії стискальних навантажень. Він зменшується з наближенням значень r до 1.

2. $r = -1$. Мінімальні напруження у циклі є стискальні, максимальні – розтягувальні, $|\sigma_{\min}| = \sigma_{\max}$.

3. $-1 < r < 0$. Це цикл, в якому домінуючими є розтягувальні напруження. При цьому $|\sigma_{\min}| < \sigma_{\max}$, $\sigma_{\min} < 0$; $\sigma_{\max} > 0$.

4. $r = 0$. Це цикл, в якому зразок зазнає періодичної дії, коли мінімальне значення прикладеного навантаження рівне 0. Зазначимо, цикли із $r = -\infty$ і $r = 0$ у певному розумінні є протилежними, оскільки в обох випадках зразки розвантажуються до нульових значень, навантажуються до виникнення у них деяких стискальних чи розтягувальних напружень відповідно.

5. $0 < r < 1$. У цьому випадку $\sigma_{\min} > 0$, $\sigma_{\max} > 0$, $\sigma_{\min} < \sigma_{\max}$, тому маємо цикл із розтягувальними напруженнями, що пульсують в діапазоні від σ_{\min} до σ_{\max} .

6. $r = 1$ – особливий випадок, у якому $\sigma_{\min} = \sigma_{\max}$. Мінімальне і максимальне значення одночасно є від'ємними ($\sigma_{\min} < 0, \sigma_{\max} < 0$) або додатними ($\sigma_{\min} > 0, \sigma_{\max} > 0$). Цикл із вказаними тут значеннями параметрів відповідає умовам стаціонарного навантаження. Втомні криві для такого “циклічного” навантаження не будують.

7. $1 < r < \infty$. Це цикл, в якому $\sigma_{\min} < 0$, $\sigma_{\max} < 0$, $|\sigma_{\min}| < |\sigma_{\max}|$, тобто цикл із стискальними навантаженнями, які пульсують в межах від σ_{\min} до σ_{\max} . Даний цикл є аналогом циклу $0 < r < 1$, в якому є пульсує розтягувальне навантаження.

8. У випадку $r = \infty$ маємо цикл із пульсуючими стискальними навантаженнями, які змінюються від нуля до деякого кінцевого значення. Це є аналог циклу із пульсуючим розтягувальним навантаженням ($r = 0$).

Дія напружень стиску і розтягу в процесах накопичення пошкоджень і руйнування є різною. При рівних за абсолютною величиною значеннях напружень більш небезпечними є напруження розтягу. З огляду на це цілком зрозумілі рекомендації з використаної інструкції [92] щодо використання показника $r = -1$ у випадках, коли встановлене значення $r < -1$ або $r > 1$. У цьому випадку розрахунок пошкоджуваності виконано на основі даних, які максимально враховують вплив

розтягу ($r=-1$) чи із заміною дії стискальних напружень дією рівних їм за абсолютною величиною напружень розтягу.

Найбільш небезпечними з точки зору формування пошкоджень є напруження із показником асиметрії циклу $0 \leq r < 1$.

При виборі показника асиметрії циклу слід приймати до уваги, що напружений стан досліджуваного об'єкту є складний. У загальному випадку під час навантаження в ньому можуть виникати як розтягувальні, так і стискальні напруження.

Після дослідження напружено-деформованого стану елементів котлоагрегату під час різних нестационарних режимів його експлуатації і визначення амплітуди коливань напружень в кожній точці, визначаємо місце і значення максимальної амплітуди коливань напружень за один цикл кожного такого режиму i , розв'язуючи нелінійне рівняння (2.101), знаходимо для кожного режиму допустиму кількість циклів, після чого сумарну величину накопиченої пошкоджуваності металу для різних нестационарних режимів визначаємо за співвідношенням

$$A = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}. \quad (2.146)$$

де n_i – кількість циклів i -го режиму за весь час експлуатації; N_i – допустима кількість циклів для i -го режиму, отримане з рівняння (2.101) відповідно до обчисленої амплітуди напружень; k – кількість нестационарних режимів експлуатації.

Наприклад, для барабана котла високого тиску співвідношення (2.106) можна подати у вигляді [92]

$$A = 2 \frac{n_{ss}}{N_{ss}} + 0,08 \frac{n_{ts}}{N_{ts}} + \frac{n_{ht}}{N_{ht}} + \frac{40n_{ss} + \omega\tau}{N_{tc}}, \quad (2.147)$$

де n_{ss} , n_{ts} , n_{ht} – відповідно кількості планових пусків/зупинок, аварійних зупинок та гідравлічних випробувань барабана; N_{ss} , N_{ts} , N_{ht} , N_{tc} – кількості циклів N за відповідними кривими в томи (2.141) для режимів планових пусків/зупинок, аварійних зупинок, гідравлічних випробувань та температурних коливань під час стаціонарного режиму експлуатації; τ – час експлуатації барабана (у годинах); ω – частота термоциклування (періодичної повільної зміни температури водно-парової

суміші в барабані навколо робочої температури 340 °С), яку визначає перемішування в барабані котельної і живильної води через такі параметри, як паропродуктивність і водяний об'єм котла, питомий об'єм води, що кипить, та значення величини безперервного продування котельної води); вимірюють в 1/год. [92].

Як бачимо, при обчисленні коефіцієнта накопиченої пошкоджуваності важливо мати достатньо точні значення напружень, адже відповідно до (2.141) саме максимальне значення амплітуди напружень визначає допустиму кількість циклів для конкретного режиму експлуатації, яку використовують при обчисленні остаточної оцінки (2.146).

Отримати адекватні значення напружень для елементів енергетичного обладнання складної геометричної форми з отворами і технологічними вибірками на основі спрощених розрахункових моделей надзвичайно важко. Як було показано в подальшому за такого підходу часто отримуємо навіть якісно невірні результати.

2.6. Висновки по розділу

Для оцінювання міцності котлоагрегату, враховуючи його високотемпературні навантаження і наявність зон пластичного деформування, запропоновано застосовувати варіант просторово тривимірної теорії неізотермічної термопружно-пластичності, що дає можливість врахувати у сукупності термочутливість властивостей матеріалів у всьому діапазоні зміни температури (усі фізико-механічні характеристики залежать від температури), пружно-пластичне деформування, а також неканонічність геометричної форми елементів котлоагрегату (не накладаємо жодних додаткових обмежень на геометричну конфігурацію тіла, за винятком неперервності їх поверхні за Ліпшицем).

На основі сучасних числових методів – сім'ї простих однокрокових багатопараметричних різницевих алгоритмів (для апроксимації шуканих розв'язків за часом) та методу скінченних елементів (для апроксимації шуканих розв'язків за просторовими змінними) у варіанті методу зважених залишків – запропоновано методика чисельного моделювання процесів деформування елементів котлоагрегату за різни нестационарних режимів його експлуатації, яка дає можливість розраховувати теплові й механічні поля в областях складної геометричної форми

(при крайових умовах на криволінійних поверхнях) за врахування температурної залежності властивостей матеріалів і пружно-пластичного деформування.

Описано методологію визначення експлуатаційного ресурсу котлоагрегату шляхом визначення його стану за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ БАРАБАНІВ КОТЛОАГРЕГАТІВ ТЕС З ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМИ ПОШКОДЖЕННЯМИ ТА РЕМОНТНИМИ ВТРУЧАННЯМИ

У цьому розділі подано результати досліджень напружено-деформованого стану діючих барабанів котлоагрегатів ТЕС з урахуванням експлуатаційних пошкоджень і ремонтних втручань під час стаціонарної експлуатації з урахуванням плавного коливання температури робочого середовища, планового пуску-зупинки, гідравлічних випробувань та аварійної зупинки. Дослідження виконано з використанням запропонованої і обґрунтованої у розділі 2 методології математичного й числового моделювання.

Визначено найнапруженіші місця барабанів під час експлуатації – невеличкі зони з яскраво вираженою концентрацією напружень локального характеру, з яких найімовірніше почнеться руйнування, і отримано оцінки максимальних напружень в них. Показано, що за умов циклічного навантаження метал буде пристосовуватись в цих зонах, і умов руйнування від малоциклової втоми не виникатиме. Виявлено, що пошкодження в цих зонах найімовірніше можуть виникати в процесі охолодження барабана. В решті частині барабана рівень напружень такий, що руйнування і виникнення пошкоджень там малоімовірне.

Обґрунтовано технологію ремонту пошкоджених зон шляхом усунення частини металу в них разом з дефектами (шляхом технологічних вибірок). Досліджено вплив різних (за геометричними параметрами та локалізацією) технологічних вибірок металу (на отворах, на тілі барабана в околі отворів) на напружений стан барабана. Виявлено, що найнебезпечнішими з позицій міцності є вибірки на тілі барабана в околі отворів. Показано, що максимальні напруження в зоні вибірки істотно залежать від форми та розмірів вибірки. Визначено раціональні

за напруженнями геометричні параметри вибірок, за яких максимальні напруження в околі ремонтних втручань є найменшими з можливих.

3.1. Розрахункові моделі барабана котлоагрегату на міцність

Барабан котлоагрегату енергоблоку ТЕС є масивним циліндричним тілом (довжиною до 23 м, внутрішнім діаметром до 1,8 м і товщиною стінки біля 0,1-0,11 м) зі складною системою впускних і випускних отворів та сферичними днищами на краях (див., наприклад, Додатки А.1, А.3) і працює за умов високого внутрішнього тиску та підвищених температур. Важливо адекватно змоделювати процеси деформування такого складного за геометрією просторового тіла за інтенсивного змінного в часі термосилового навантаження, яке відповідає різним режимам роботи котлоагрегату, серед яких виділяють режим стаціонарної експлуатації з урахуванням термоцикування (повільного коливання температури робочого середовища навколо номінальної температури стаціонарної експлуатації), планові пуски-зупинки, аварійні зупинки і гідравлічні випробування. Основна причина необхідності отримання точних значень максимальних експлуатаційних напружень в тому, що саме їх рівень є одним з найістотніших чинників, які беруть до уваги при оцінці залишкового ресурсу барабана, рівня накопиченої пошкоджуваності металу та при прийнятті рішень про придатність барабана до подальшого використання. Тому для оцінювання міцності і вибрано уточнена математична модель просторово тривимірного термопружно-пластичного тіла, яка дозволяє врахувати складну геометричну конфігурацію розглядуваного об'єкту, його пружно-пластичний характер деформування, фізико-механічних характеристик від температури. Конкретизуємо загальне формулювання задачі про визначення напруженого стану барабана котлоагрегату ТЕС як просторового тіла за умов, що моделюють експлуатаційні, у межах просторово-тривимірної теорії термопружно-пластичності, поданої у розділі 2, що дасть змогу адекватно врахувати складну геометрію барабана і нелінійний характер його деформування за різних режимів його експлуатації.

Для загальної оцінки напруженого стану барабана під час експлуатації за розрахункову модель барабана приймаємо тривимірний порожнистий циліндр V_0 завдовжки L , з внутрішнім R_1 і зовнішнім R_2 радіусами, поки що без отворів (конкретні розміри завжди будемо приймати відповідно до сертифікату на розглядуваний барабан, див., наприклад, Додаток А.1); краї циліндра закриті сферичними днищами. На рис. 3.1 схематично подано четверту частину розрахункової області, враховуючи її симетрію.

Сформулюємо задачу про визначення напруженого стану такого циліндра закритого днищами за дії внутрішнього тиску p робочого середовища (водно-парової суміші) з температурою T_p . Зовнішня поверхня циліндра теплоізольована та вільна від силового навантаження. Використання такої моделі дасть змогу визначити рівень напружень в околі сферичних днищ, циліндричної частини поза околами отворів та в перехідних зонах від циліндричної геометрії до сферичної.

Для оцінки рівнів експлуатаційних напружень в околі отворів у водному об'ємі барабана використаємо аналогічний просторово тривимірний порожнистий циліндр V_0 з рядами водоспускних отворів по 6, 5, 4 і 3 в коловому напрямі (див. Додаток А.3, наприклад) за дії внутрішнього тиску p водно-парової суміші з температурою T_p . Розрахункову область половини циліндричної частини типового барабана показано на рис. 3.2. Ряди отворів (загалом різних радіусів, див., наприклад, Додаток А.5) розташовані на віддалі $2L_z$ один від одного у напрямі поздовжньої осі циліндра. Віддалі між центрами отворів у коловому напрямі рівні L_φ чи, відповідно до наданого креслення, визначаються переважно кутами (зокрема, 15° та 30°). При цьому значення температури і тиску можуть бути змінними в часі, що залежить від конкретного режиму експлуатації.

Розглянемо спочатку розрахункову модель для оцінки напруженого стану в околі рядів з трьома водоспускними отворами в коловому напрямі.

Оберемо ряд з трьох отворів і віднесемо розглядуваний порожнистий циліндр до правої декартової системи координат так, що вісь X утворює вісь обертання центрального отвору; координату Z скеруємо по осі порожнистого циліндра.

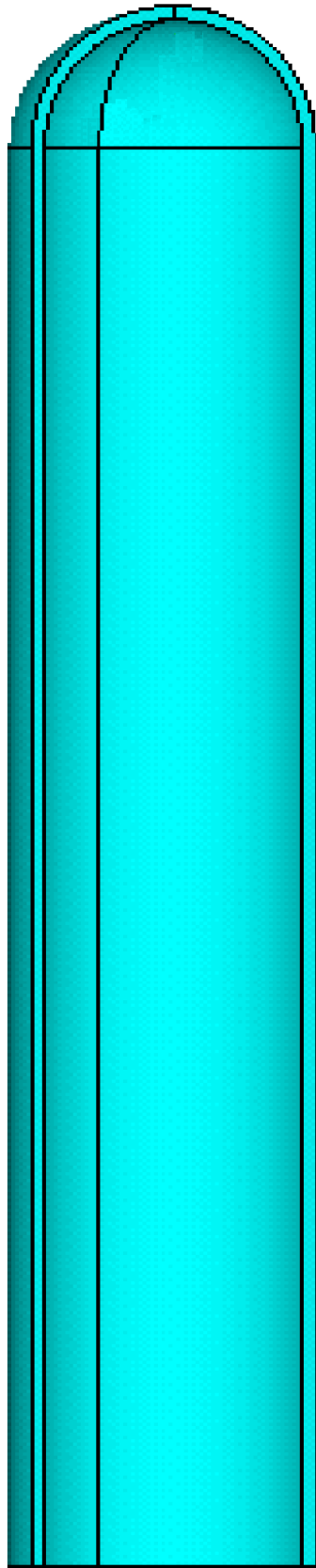


Рис. 3.1. Порожнистий циліндр зі сферичними днищами
(з умов симетрії розглянуто лише частину області)

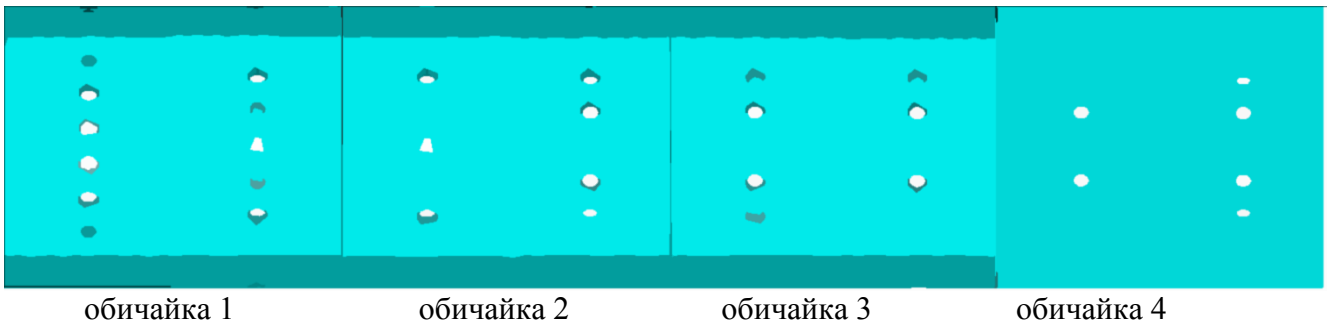


Рис. 3.2. Зона водоспускних отворів частини барабана;
 обичайка 1: шість отворів (номери: 1 – 6) та п'ять отворів (7 – 11),
 обичайка 2: три отвори (12 – 14) та чотири отвори (15 – 18),
 обичайка 3: два ряди по чотири отвори (19 – 22 та 23 – 26),
 обичайка 4: два ряди по чотири отвори (27 – 30 та 31 – 34)

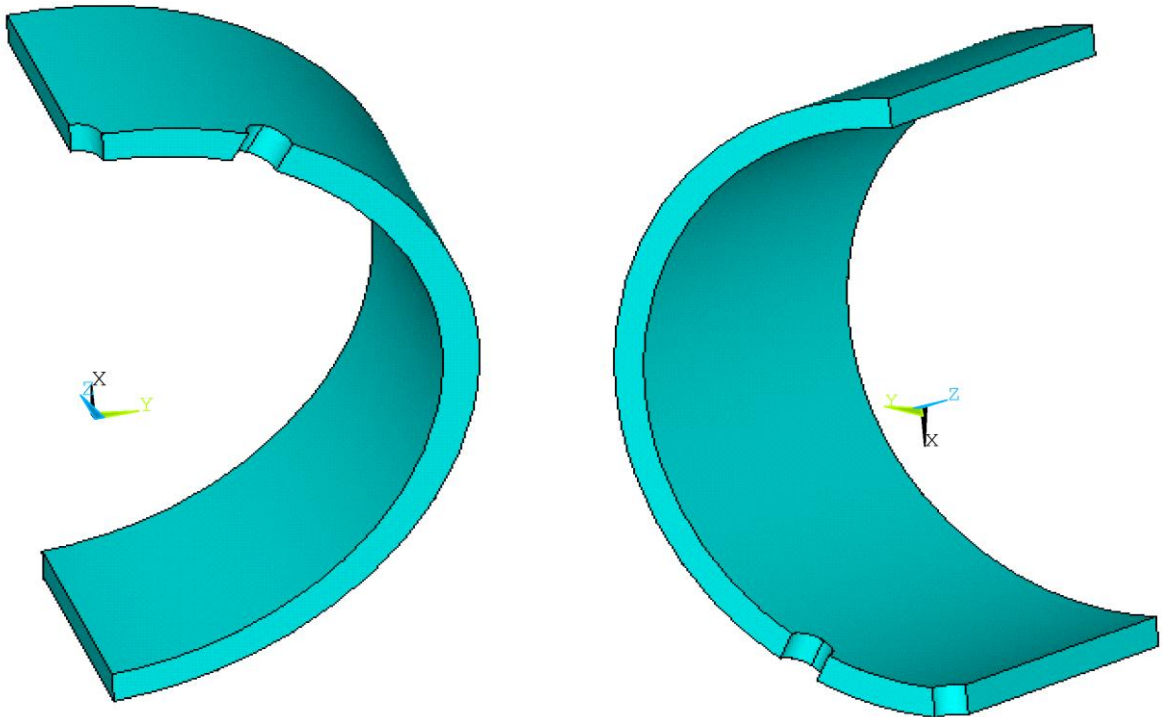


Рис. 3.3. Просторова розрахункова область V' (враховуючи умови симетрії)

Приймаючи, що ряди отворів рівноправні, і експлуатаційні напруження в околі вибраної трійки отворів впливають на напружений стан в околі сусідньої групи отворів так само, як напруження в околі сусідньої групи – на напруження в околі вибраної трійки отворів, обмежимося розглядом фрагменту області V' , приведеному на рис. 3.3.

При цьому на поверхнях $GILL*I*G*$ і $CDD*C*$ (поверхня, на якій $z=0$), а також $LL*M*M$ та $AA*B*B$ (де $y=0$) задаємо відповідно умови симетрії (див. рис. 3.4):

$$u_z = 0 \quad \forall (x, y, z): (x, y, z) \in CDD_*C_*; \quad (3.1)$$

$$u_z = 0 \quad \forall (x, y, z): (x, y, z) \in GILL_*I_*G_*; \quad (3.2)$$

$$u_y = 0 \quad \forall (x, y, z): (x, y, z) \in AA_*B_*B; \quad (3.3)$$

$$u_y = 0 \quad \forall (x, y, z): (x, y, z) \in LL_*M_*M. \quad (3.4)$$

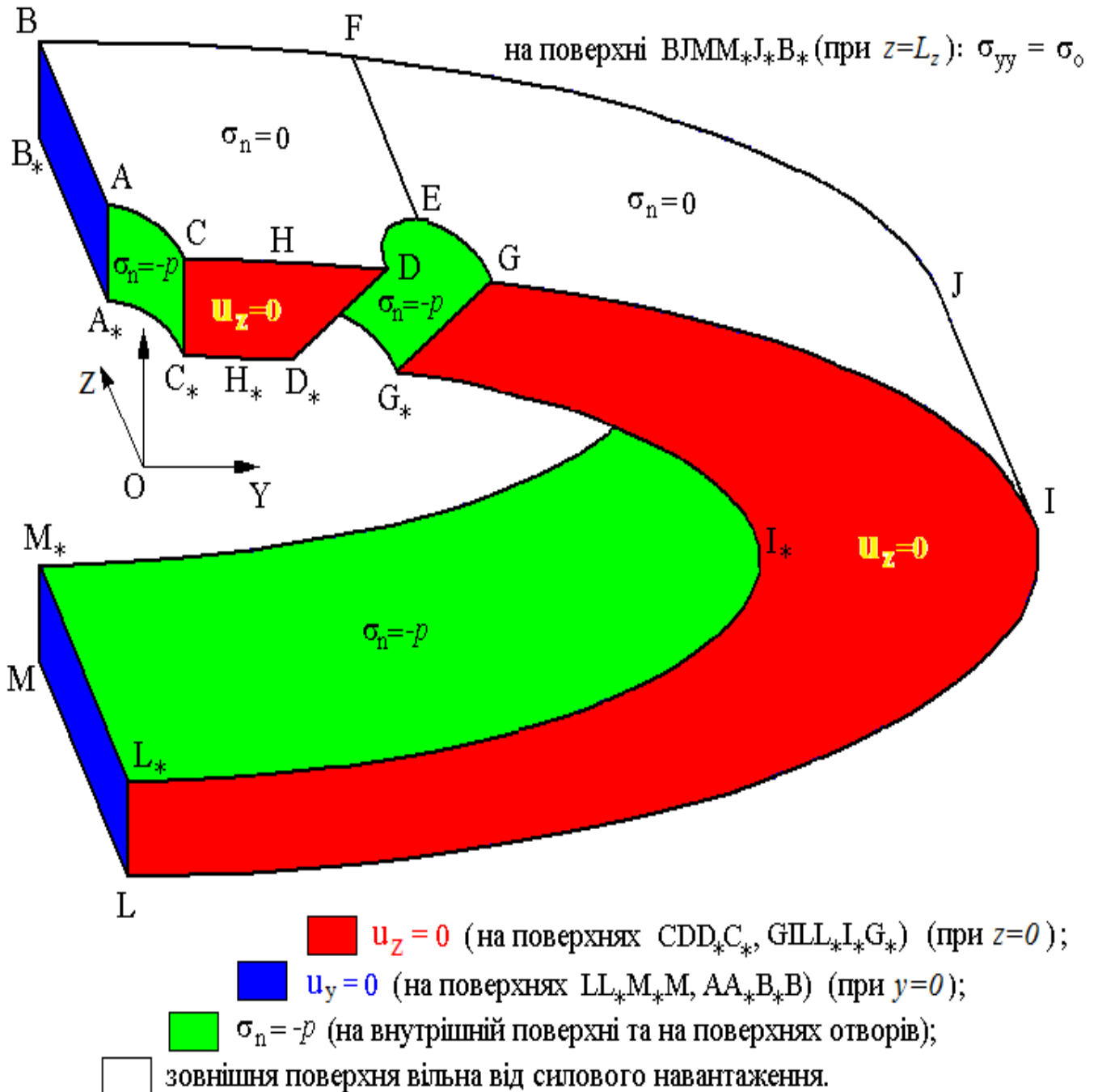


Рис. 3.4. Розрахункова область та крайові умови

На внутрішній поверхні і поверхнях отворів задано тиск p , що може бути формалізовано у вигляді умови

$$\begin{cases} \sigma_{xx}n_x + \sigma_{xy}n_y + \sigma_{xz}n_z = pn_x \\ \sigma_{yx}n_x + \sigma_{yy}n_y + \sigma_{yz}n_z = pn_y \\ \sigma_{zx}n_x + \sigma_{zy}n_y + \sigma_{zz}n_z = pn_z \end{cases} \quad (3.5)$$

$$\forall (x, y, z) \in B_*F_*J_*L_*I_*G_*E_*D_*H_*C_*A_* \cup D_*E_*G_*GED \cup A_*C_*CA,$$

де n_x, n_y, n_z – компоненти одиничної зовнішньої нормалі до поверхні тіла. Значення тиску при цьому варіюється від номінального робочого до нульового (залежно від розглядуваного режиму роботи котла).

На поверхні $BJMM_*J_*B_*$ діють розтягувальні напруження

$$\sigma_{zz} = \sigma_0 = pR_1^2 / (R_2^2 - R_1^2), \quad (3.6)$$

що обумовлено впливом тиску на днища.

Зовнішня поверхня вільна від навантаження:

$$\begin{cases} \sigma_{xx}n_x + \sigma_{xy}n_y + \sigma_{xz}n_z = 0 \\ \sigma_{yx}n_x + \sigma_{yy}n_y + \sigma_{yz}n_z = 0, \\ \sigma_{zx}n_x + \sigma_{zy}n_y + \sigma_{zz}n_z = 0 \end{cases} \quad \forall (x, y, z) \in ACHDEGILMJFB. \quad (3.7)$$

Теплова крайова умова конвективного теплообміну (2.3) для розглядуваної конфігурації узагальнює всі типи можливих теплових умов, які легко можна отримати шляхом вибору температурно-залежного коефіцієнта теплообміну. Зокрема, на зовнішній поверхні $ACHDEGILMJFB$ та частинах LL_*M_*M , AA_*B_*B , $GILL_*I_*G_*$, CDD_*C_* і $BFJMM_*J_*F_*B_*$ поверхні S' області V' внаслідок умов симетрії отримуємо умову теплоізоляції (рівності нулю теплового потоку), покладаючи коефіцієнт тепловіддачі $\beta = 0$. З іншого боку, вибором значення коефіцієнта теплообміну можемо регулювати швидкість нагрівання-охолодження внутрішньої поверхні та поверхонь отворів. При достатньо великих значеннях коефіцієнта теплообміну практично отримуємо теплові крайові умови 1-го роду (коли на поверхні задають значення температури).

Слід зазначити, що в розглядуваному ряді водоспускних отворів в барабані в коловому напрямі можуть бути й інші отвори (див., наприклад, Додатки А.3, А.4), що дозволяє зменшити розрахункову область (див рис. 3.5). В площині симетрії

MM_*L_*L , яку визначає кут γ , замість умови (3.4) задаємо тоді умови циклічної симетрії:

$$u_\gamma = u_x \sin \gamma + u_y \cos \gamma = 0 \quad (\forall (x, y, z) : (x, y, z) \in LL_*M_*M). \quad (3.8)$$

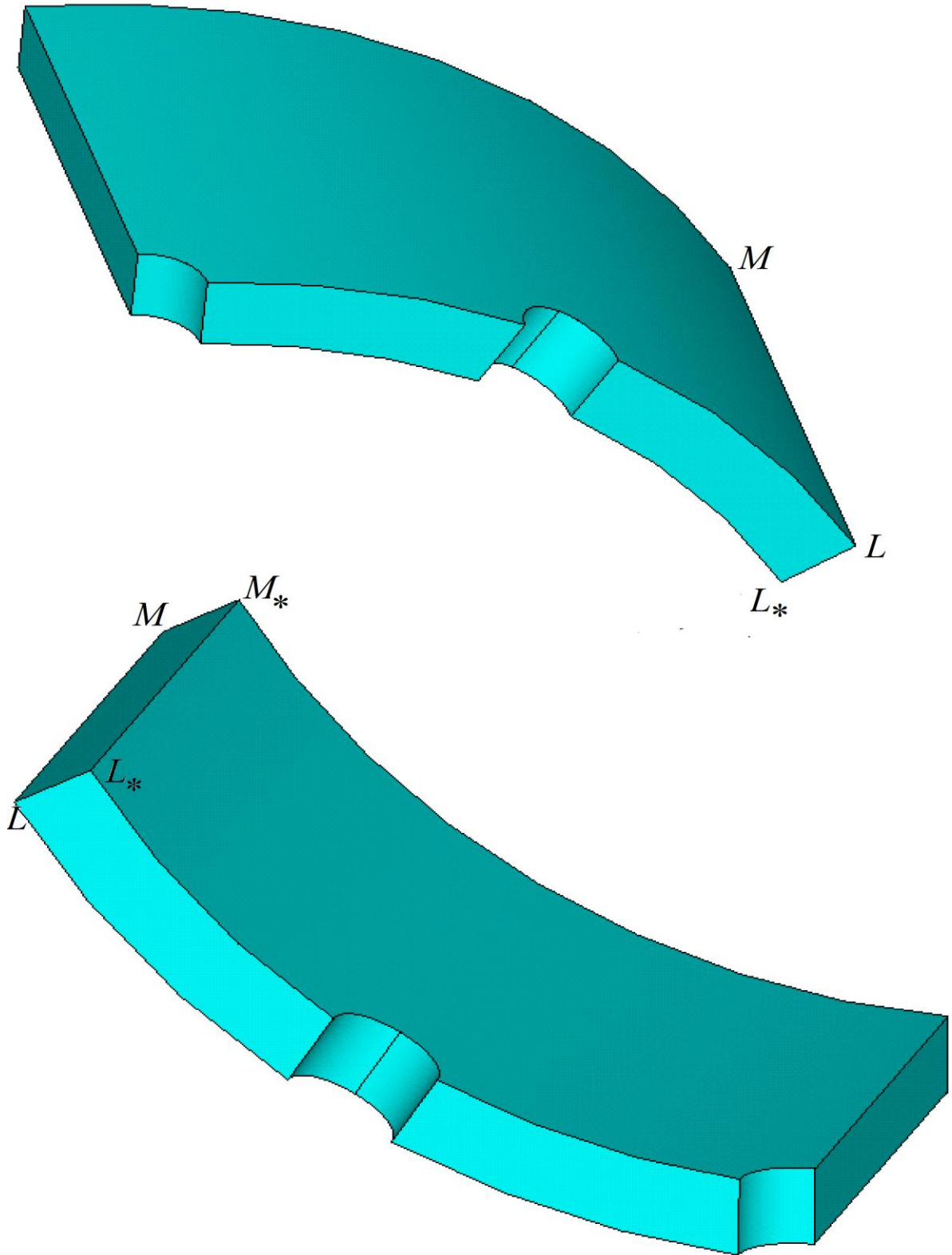


Рис. 3.5. Розрахункова область V' , враховуючи умови циклічної симетрії (область відображена під двома кутами огляду)

За відсутності інших отворів в розглядуваному ряді водоспускних отворів умова (3.6) природно переходить в умову (3.4) на поверхні $LL*M*M$, оскільки $\gamma = 180^\circ$.

Деталізуємо особливості початкової та крайових умов для різних режимів роботи котла.

Для стаціонарної експлуатації з урахуванням коливання температури водно-парової суміші в околі робочої температури (термоцикування) вони мають вигляд (2.2), (2.3), (3.1)-(3.3), (3.4)-(3.8), де початкова температура барабана T_0 рівна номінальній температурі робочого середовища T_S , яка повільно змінюється в околі початкової температури T_0 з певною амплітудою та частотою; тиск p задано на частинах отворів $A*C*CA$ та $D*E*G*GED$, а також на внутрішній $B*F*J*L*I*G*E*D*H*C*A*$ поверхні розрахункової області.

При цьому на всій поверхні S' області V' , за винятком отворів та внутрішньої поверхні, де барабан контактує з водно-паровою сумішшю, коефіцієнт тепловіддачі покладаємо нульовим (теплоізоляція). Зовнішня поверхня циліндра вільна від силового навантаження, а на поверхні $BFJMM*J*F*B*$ задано напруження розтягу, що моделює вплив тиску на днища (умова (3.6)). Умови (3.1)-(3.3), (3.8) є умовами симетрії, які формально відображають рівнозначність взаємовпливу напруженого стану груп отворів один на одного.

При моделюванні режимів планового пуску-зупинки температуру T_S і внутрішній тиск p водно-парової суміші в часі змінюємо зі швидкостями ΔT і Δp відповідно, які задаються в технічній документації.

У випадку моделювання зупинки роботи барабана котла в аварійному режимі (технічно його називають "тепловим ударом") приймаємо, що циліндр з отворами починає охолоджуватись від температури T_0 (рівній номінальній температурі стаціонарної експлуатації) через конвективний теплообмін (з внутрішньої поверхні та отворів) із середовищем (крайова умова (2.3)), температура T_S якого відповідно до [92] є на 100°C меншою ($T_S = T_0 - 100^\circ\text{C}$).

На частинах поверхні S' , відмінних від внутрішньої поверхні та отвору, задано умову теплоізоляції (коефіцієнт тепловіддачі рівний нулю). Крайові умови (3.1)-(3.3), (3.5)-(3.8) залишаються без змін. Внутрішній тиск при цьому з номінального зменшується до нуля зі швидкістю, яка дозволяє розглядати задачу термопружно-пластичності у квазістатичному наближенні.

Початкова і крайові умови у випадку розгляду гідравлічних випробувань збігаються з умовами при стаціонарному режимі експлуатації (без термоцикування). Внутрішній тиск при цьому на 25% більший від номінального (відповідно зростає і осьове напруження $\sigma_{zz} = pR_1^2 / (R_2^2 - R_1^2)$), задане на поверхні $VJMM*J*B*$ – умова (3.6)).

Таким чином, задача про визначення напружено-деформованого стану в околі розглядуваної трійки отворів барабана за умов експлуатації полягає у двоетапному розв'язуванні повної системи рівнянь термопружно-пластичності. На першому етапі розв'язуємо рівняння теплопровідності (2.1) за початкової (2.2) та крайової (2.3) умов, на другому етапі за відомими розподілами температури покроково розв'язуємо систему рівнянь (2.29)-(2.31) за крайових умов (2.32) умов симетрії симетрії (3.1) - (3.3), (3.5) - (3.8).

Аналогічно ставимо задачу визначення напружено-деформованого стану барабана під час експлуатації в околі водоспускних отворів з чотирма, п'ятьма і шістьма отворами. Розрахункові області в цих випадках показано на рис. 3.6–3.8.

Зазначимо, що в переважній більшості обичайок (див., наприклад, Додатки А.1, А.3) барабана маємо лише ряди по чотири отвори у водоспускній зоні.

3.2. Побудова дискретних моделей

У розділі 2 наведено методику чисельного розв'язування сформульованої задачі про визначення розподілів температури та полів переміщень, деформацій і напружень у загальному випадку в тривимірних твердих тілах за термосилових навантажень з використанням числових методів.

На рис. 3.9 представлено загальний вигляд скінченно-елементного поділу порожнистого циліндра зі сферичними днищами.

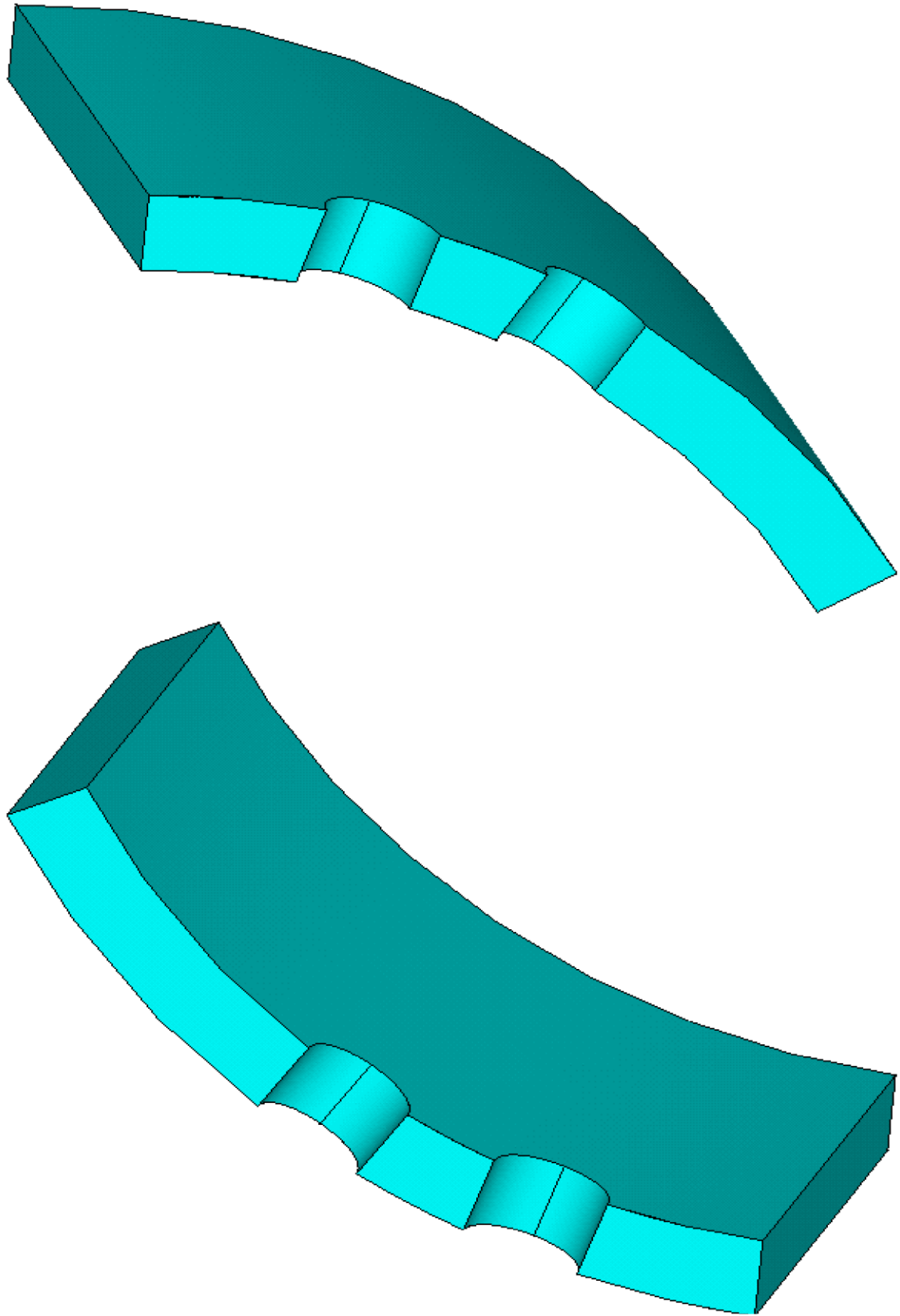


Рис. 3.6. Розрахункова область V' для визначення напруженого стану барабана в околі обичайок з чотирма водоспускними отворами (область відображена під двома кутами огляду)

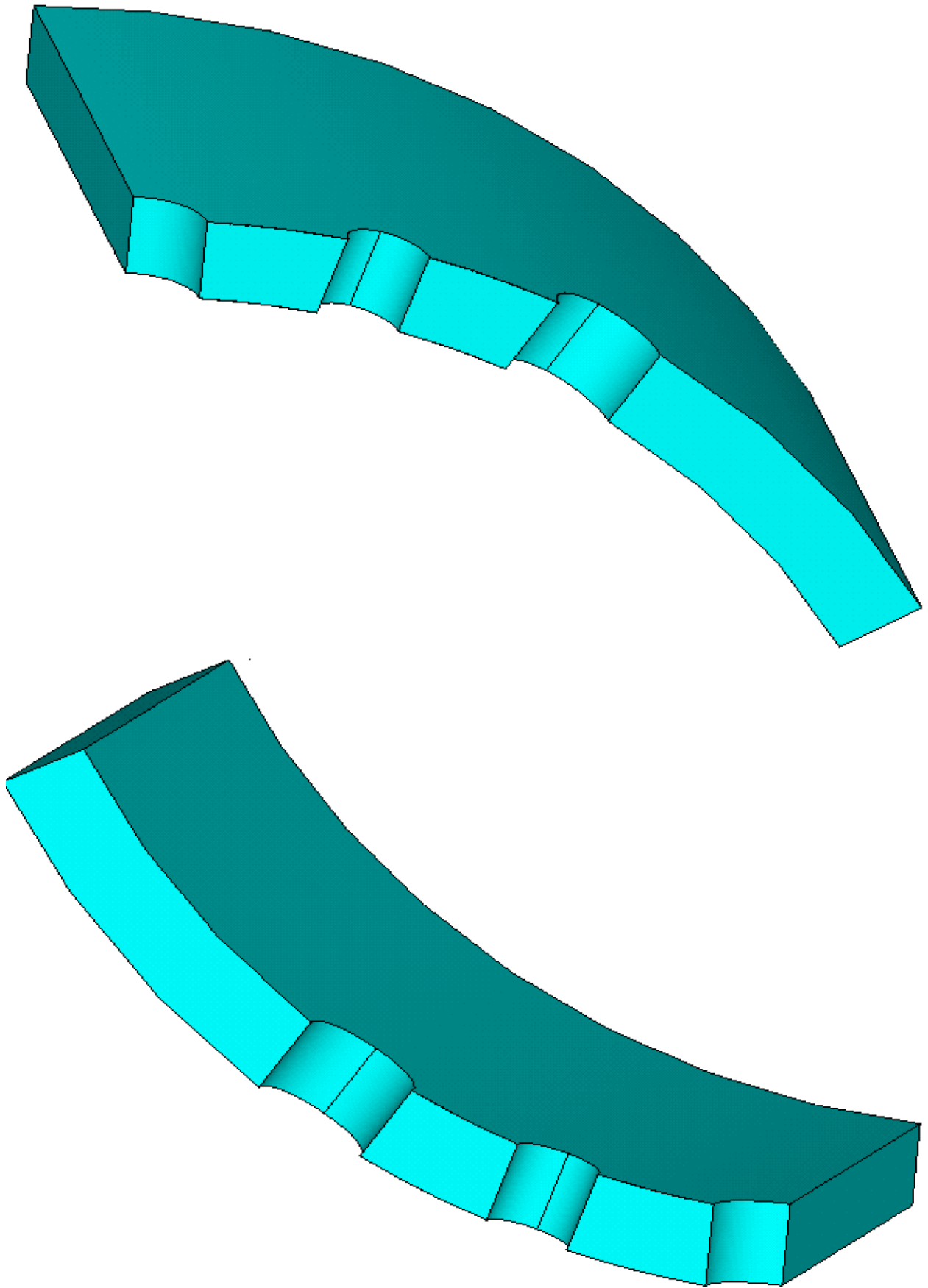


Рис. 3.7. Розрахункова область V' для визначення напруженого стану барабана в околі обичайок з п'ятьма водоспускними отворами (область відображена під двома кутами огляду)

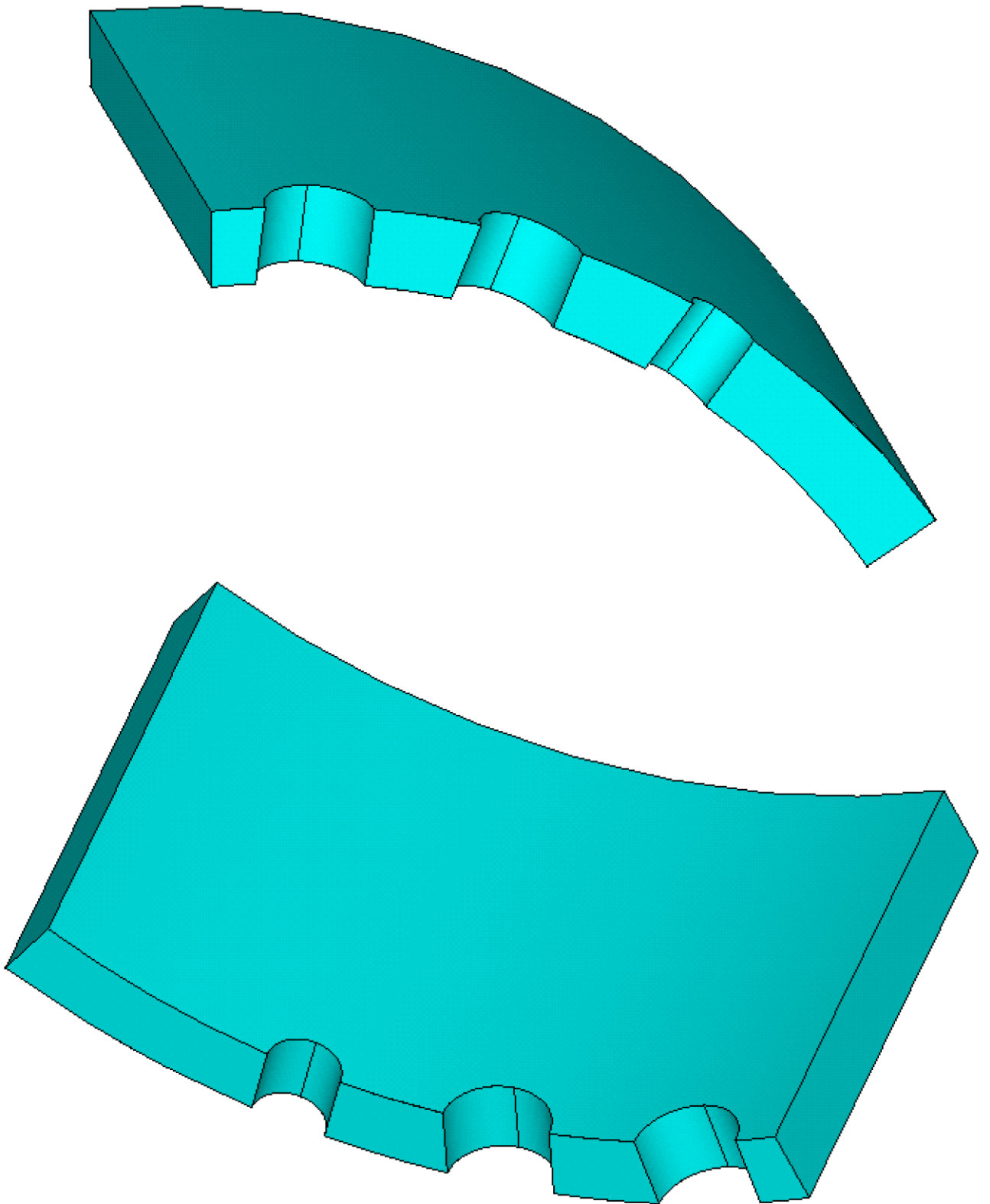


Рис. 3.8. Розрахункова область V' для визначення напруженого стану барабана в околі обичайок з шістьма водоспускними отворами (область відображена під двома кутами огляду)

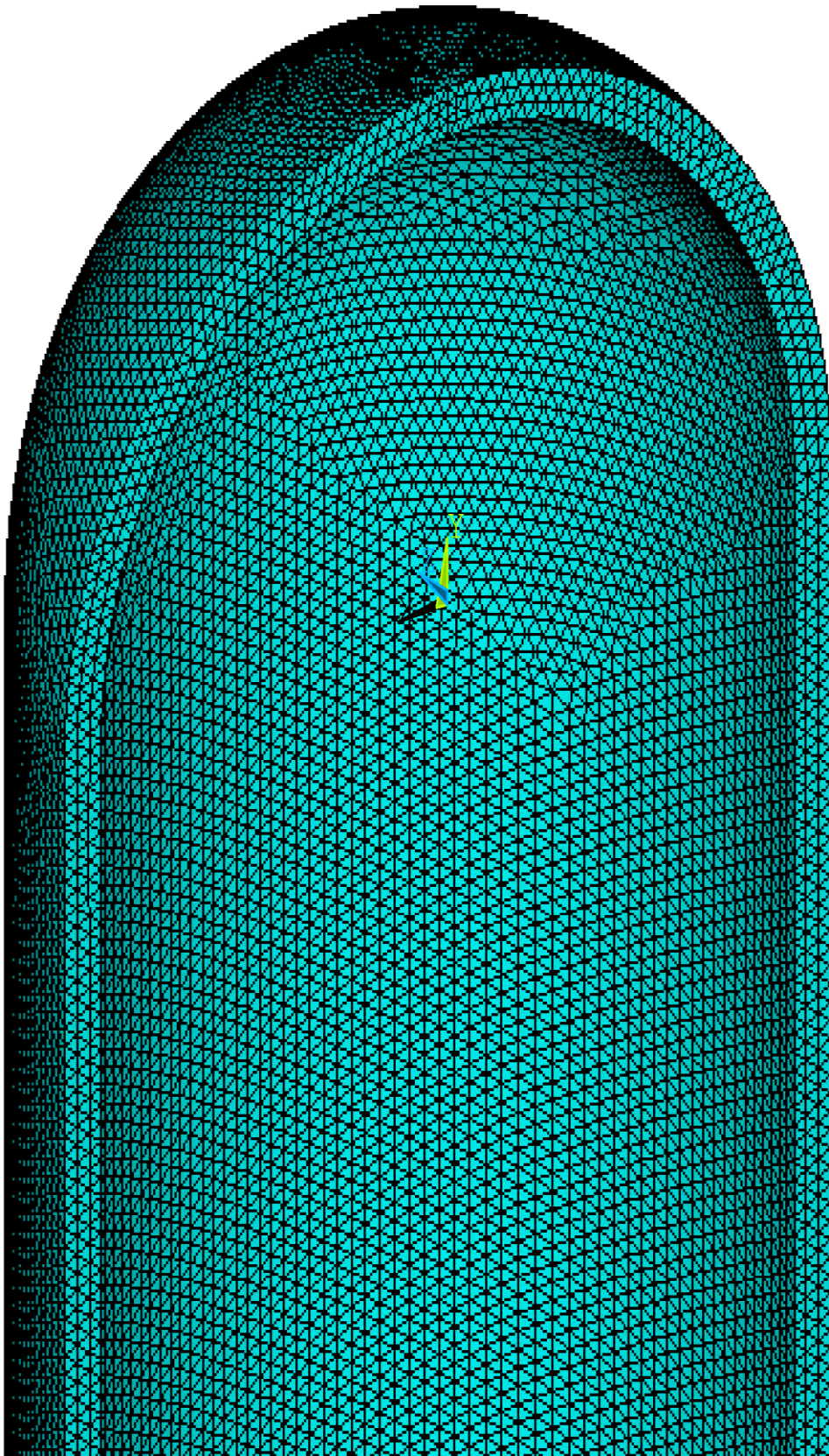


Рис. 3.9. Фрагмент скінченно-елементного подання циліндра з днищами

Рис. 3.10 показує фрагмент скінченно-елементного поділу околу області навколо отворів (6 елементів за товщиною барабана, 8 елементів на четвертій частині отвору) у випадку розгляду трьох отворів у коловому напрямі. Розміри

елементів поза вказаним околом зростають в геометричній прогресії так, що найвіддаленіші елементи є в середньому удвічі більші за елементи, якими завершується поділ околу отворів.

На рис. 3.11 для цього ж випадку відображено скінченно-елементне подання розрахункової області з допомогою біквдратичних скінченних елементів у вигляді криволінійних шестигранників.

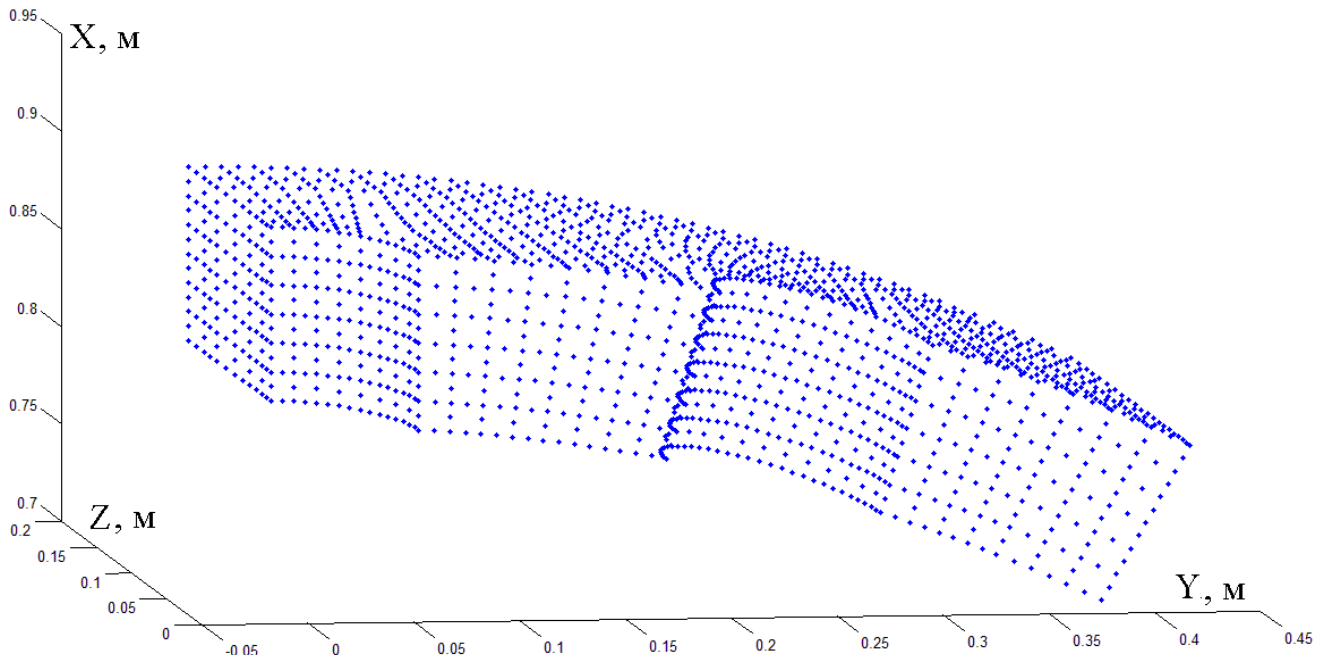


Рис. 3.10. Вузли фрагменту скінченно-елементного поділу околу отворів в ряді з трьома отворами

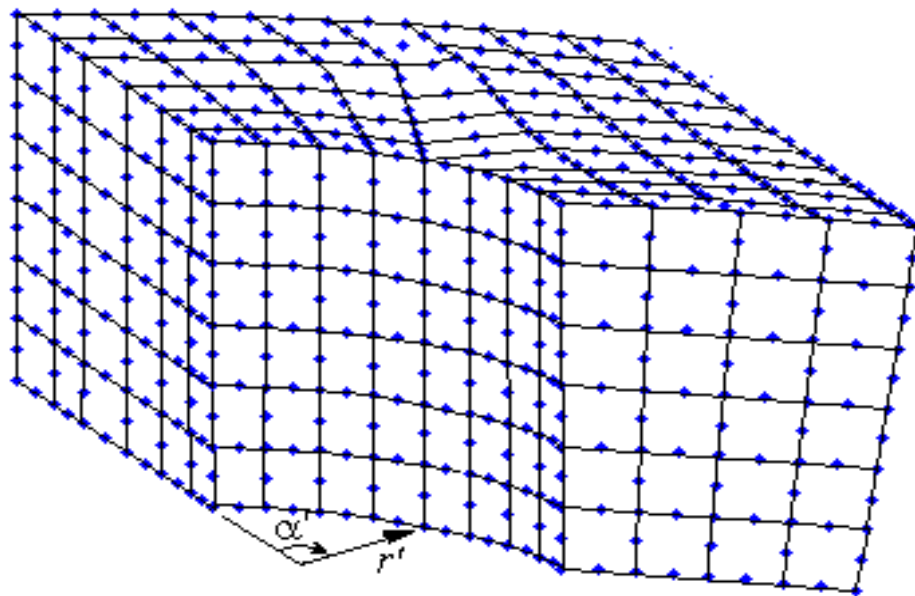


Рис. 3.11. Фрагмент скінченно-елементного поділу околу серединного отвору
Область визначення кута $\alpha' \in [0, \pi/2]$ розділено на n рівних частин.

При побудові скінченно-елементного поділу розрахункової області V' координати вузлів на центральному отворі визначаємо чисельно. Щоб задати лінію перетину двох циліндрів під прямим кутом, використовуємо дві циліндричні системи координат: (r', α', X) , пов'язану з уявним циліндром, який перетинає барабан під прямим кутом, та (r, φ, Z) , пов'язану з циліндром з отворами, який моделює барабан.

При цьому координати точок, що лежать на краю отвору на зовнішній поверхні циліндра в різних системах координат пов'язані між собою співвідношеннями:

$$\begin{aligned} Y_i &= r \cdot \cos(\alpha'_i), \\ Z_i &= r \cdot \sin(\alpha'_i), \quad i = 0, 1, \dots, n; \end{aligned} \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} X_i &= R_2 \cdot \cos(\varphi_i), \\ Y_i &= R_2 \cdot \sin(\varphi_i), \quad i = 0, 1, \dots, n. \end{aligned} \quad (3.10)$$

Якщо прирівняти вирази для Y_i з (3.9) і (3.10), отримаємо співвідношення для визначення кутової координати φ_i :

$$R_2 \cdot \sin(\varphi_i) = r \cos(\alpha'_i), \quad (3.11)$$

звідки

$$\varphi_i = \arcsin(r \cos(\alpha'_i) / R_2). \quad (3.12)$$

Аналогічно визначаємо координати точок скінченно-елементного поділу краю отвору на внутрішній поверхні циліндра:

$$\varphi_i = r \cos(\alpha'_i) / R_1, \quad (3.13)$$

$$X_i = R_1 \cdot \cos(\varphi_i), \quad (3.14)$$

$$Y_i = R_1 \cdot \sin(\varphi_i), \quad (3.15)$$

$$Z_i = R_1 \cdot \sin(\alpha'_i), \quad i = 0, 1, \dots, n. \quad (3.16)$$

За наявності координат вузлових точок на отворі не складно побудувати скінченно-елементний поділ внутрішньої і зовнішньої поверхонь області V' , а потім

з'єднати їх так, як це показано на рис. 3.11, на якому відображено фрагмент поділу околу четвертини серединного отвору на тривимірні біквдратичні ізопараметричні скінченні елементи.

Поворотом на кут 30° отримуємо другу четвертину половини другого отвору, а дзеркальним відображенням – першу четвертину того ж отвору.

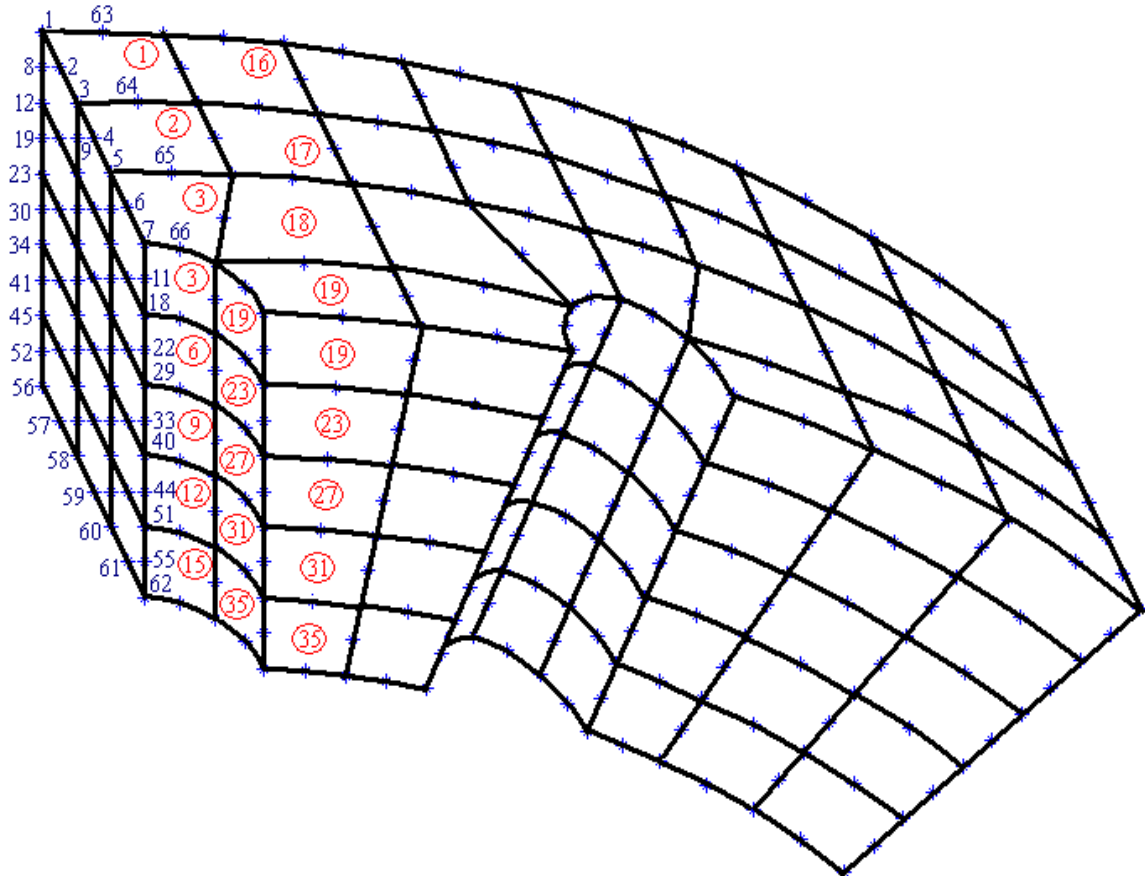


Рис. 3.12. Ілюстрація порядку нумерування вузлів та елементів

Порядок нумерування елементів та вузлів для відносно «грубого» скінченно-елементного поділу околу отворів показано на рис. 3.12. Зазначимо, що обчислення виконували на щільніших поділах.

Аналогічно будували скінченно-елементні моделі і у випадку чотирьох, п'яти чи шести водоспускних отворів. Рис. 3.13, зокрема, відображає фрагмент скінченно-елементного поділу розрахункової області на біквдратичні елементи у випадку чотирьох водоспускних отворів.

Дослідження збіжності запропонованої методики розв'язування задачі термомеханіки з використанням методу скінченних елементів показали, що для отримання доволі точних розв'язків достатньо чотиришарового скінченно-

елементного поділу по товщині. Розв'язки, отримані на удвічі щільніших поділах області відрізнялись за значеннями менше, ніж на 1%. При цьому розглянуті квадратичні елементи дають можливість точно описувати геометрію поверхонь другого порядку, а, отже, і точніше враховувати на них крайові умови.

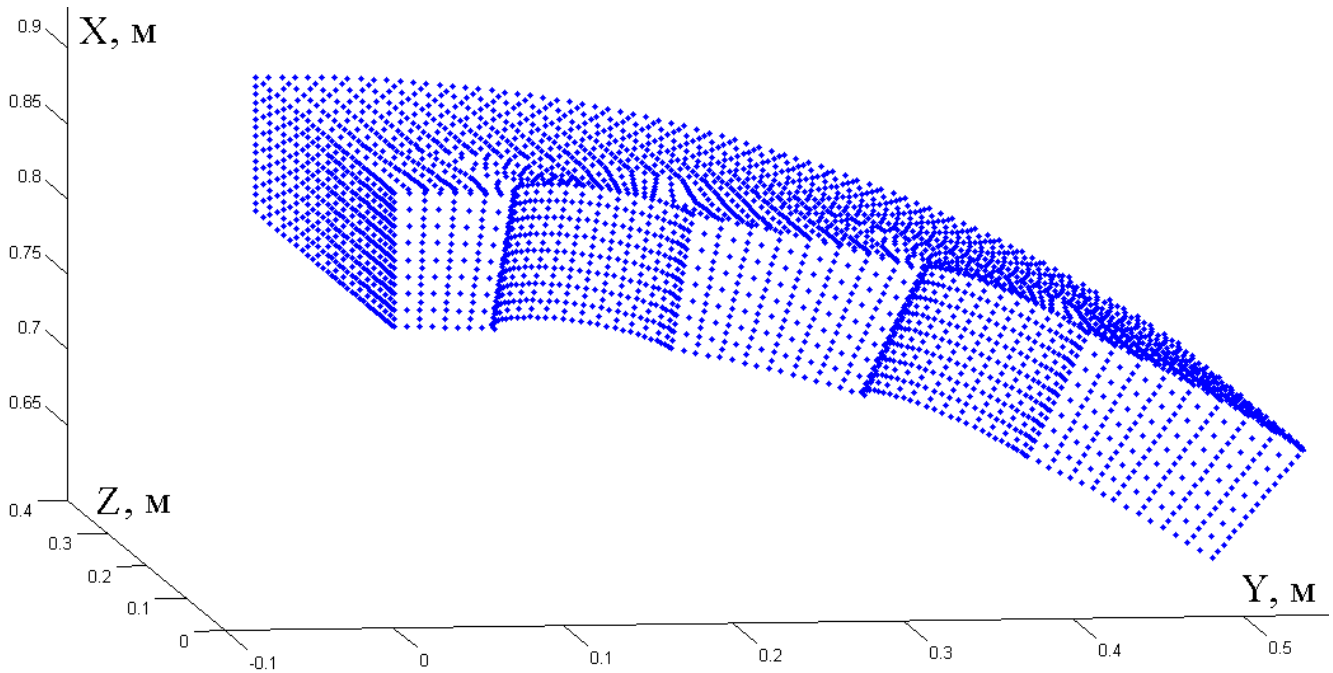


Рис. 3.13. Вузли фрагменту скінченно-елементного поділу околів отворів

Дослідження h -збіжності (коли порівнюють розв'язки, отримані на різних за густиною скінченно-елементних поділах з використанням одних і тих же скінченних елементів) і p -збіжності (коли порівнюють розв'язки, отримані з використанням елементів різних порядків апроксимації шуканих розв'язків на одних і тих же за густиною поділах) вказують на достатньо високу точність отриманих розв'язків.

Високоточний математичний апарат для комп'ютерного моделювання процесів деформування просторових термочутливих тіл за дії інтенсивного комплексного термосилового навантаження адаптовано до розрахунку на міцність барабанів котлоагрегатів ТЕС. З його використанням проведено необхідні обчислювальні експерименти і досліджено міцність низки барабанів конкретних котлоагрегатів Бурштинської та Добротвірської ТЕС та виявлено найнапруженіші в процесі промислової експлуатації ділянки. Проаналізуємо отримані під час комп'ютерного моделювання загальні результати.

3.3. Напруження в барабані за межами околів отворів

Приведемо деякі результати досліджень напружено-деформованого стану барабана № 18501 котлоагрегату 18/ТП-100 блоку № 1 Бурштинської ТЕС, який відпрацював 297198 год. Використаємо при цьому запропоновану в роботі методологію, а також матеріали з технічної документації, експертних обстежень елементів барабана, проведених персоналом Бурштинської ТЕС (див. Додатки А).

Розрахунки на міцність виконано для барабана із сталі 16 ГНМ за дії тиску $p = 14,519$ МПа (148 кгс/см²) при температурі робочого середовища 345 °С за таких числових параметрів (відповідно до креслення К-392695 сертифікату на барабан; див. Додатки А):

$$L = 22.755 \text{ м}; R_1 = 0.9 \text{ м}; R_2 = 0.995 \text{ м}.$$

Усі фізико-механічні характеристики сталі 16 ГНМ відповідають температурі $T_p = 345$ °С [103, 106, 109].

Під час стаціонарної експлуатації максимальні напруження в барабані поза околами отворів виникають на його внутрішній поверхні в околі поєднання циліндричної частини барабана зі сферичними днищами.

На рис. 3.14 відображено розподіл інтенсивності (еквівалентних за Мізесом) напружень

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{3 \cdot ((\sigma_{xx} - \sigma_m)^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_m)^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_m)^2 + \sigma_{xy}^2 + \sigma_{xz}^2 + \sigma_{yz}^2)}, \quad (3.1)$$

у поздовжньому перерізі барабана. Тут $\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yz}$ – компоненти тензора напружень $\hat{\sigma}$ в декартовій системі координат; $\sigma_m = \sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz}$.

В циліндричній частині барабана при наближенні до перехідної зони зміни геометрії з циліндричної на сферичну маємо незначний сплеск напружень, який, однак, не перевищує допустимі напруження і майже удвічі менший, ніж межа пластичності прилеглих обичайок. У графічному вигляді інтенсивність напружень та компоненти $\sigma_{rr}, \sigma_{\varphi\varphi}, \sigma_{zz}$ тензора напружень (у циліндричній системі координат, в якій за вісь z прийнято вісь обертання циліндра) на внутрішній і зовнішній поверхнях барабана в залежності від довжини дуги (довжину дуги вимірюємо

уздовж твірної від середини барабана) приведено на рис. 3.15 і 3.16 відповідно (L^- (L^+) є половина довжини дуги меридіану внутрішньої (зовнішньої) поверхні).

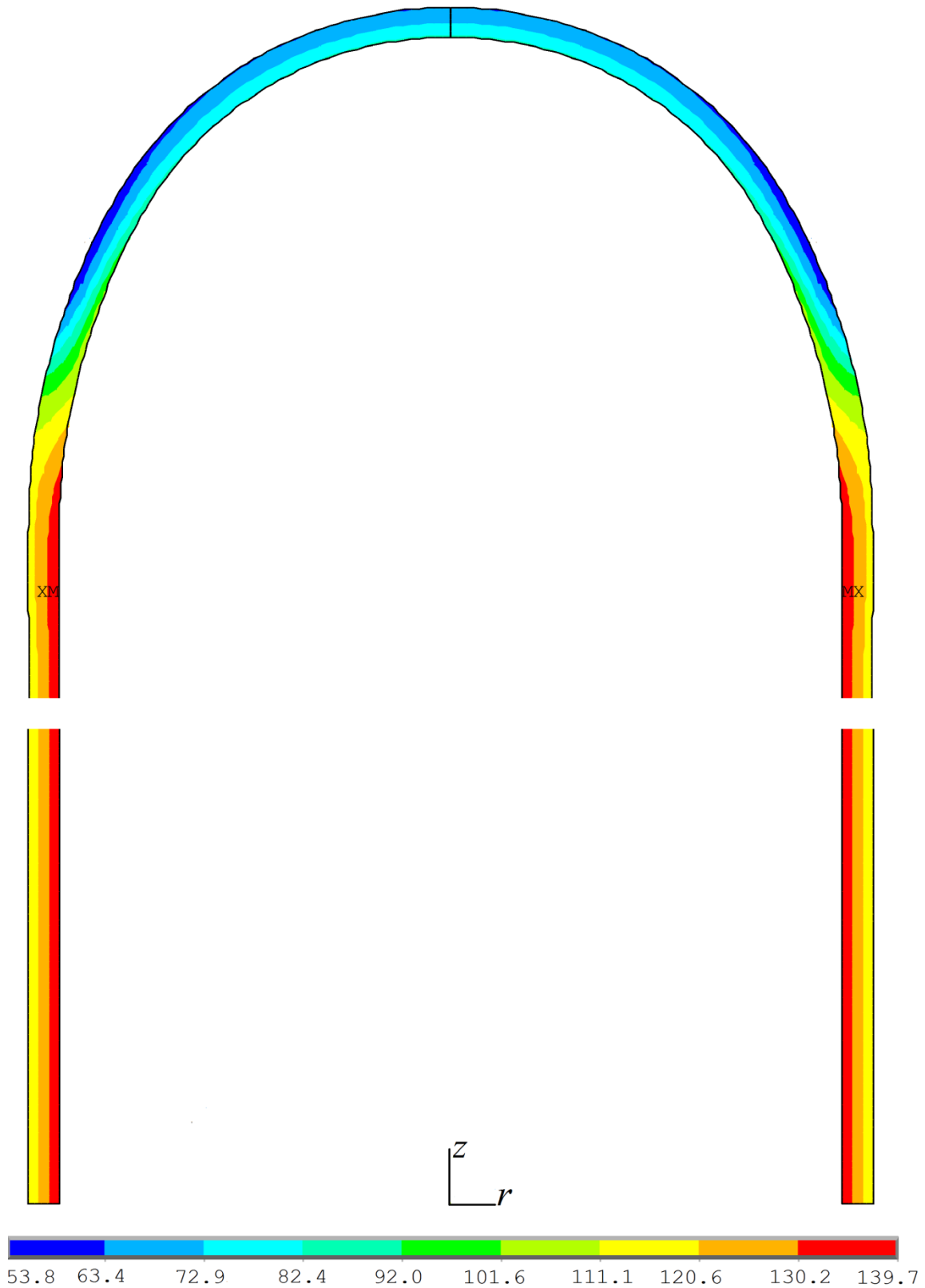


Рис. 3.14. Інтенсивність напружень (в МПа) у циліндрі ($R_1 = 0,9$ м, $R_2 = 0,995$ м) зі сферичними днищами (загальної довжини $L = 22,755$ м) за дії тиску 148 кгс/см² (з умов симетрії розглянуто лише частину конструкції)

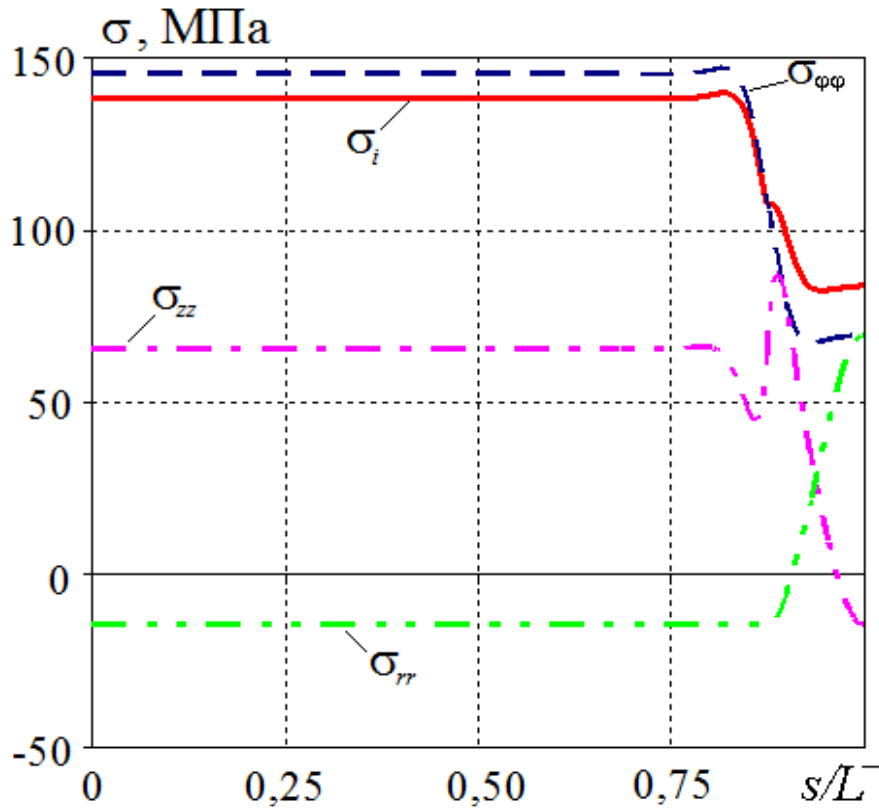


Рис. 3.15. Напруження на внутрішній поверхні циліндра з днищами уздовж твірної (s – координата довжини дуги, яка вимірюється від екваторіального перерізу і змінюється від нуля до L^-)

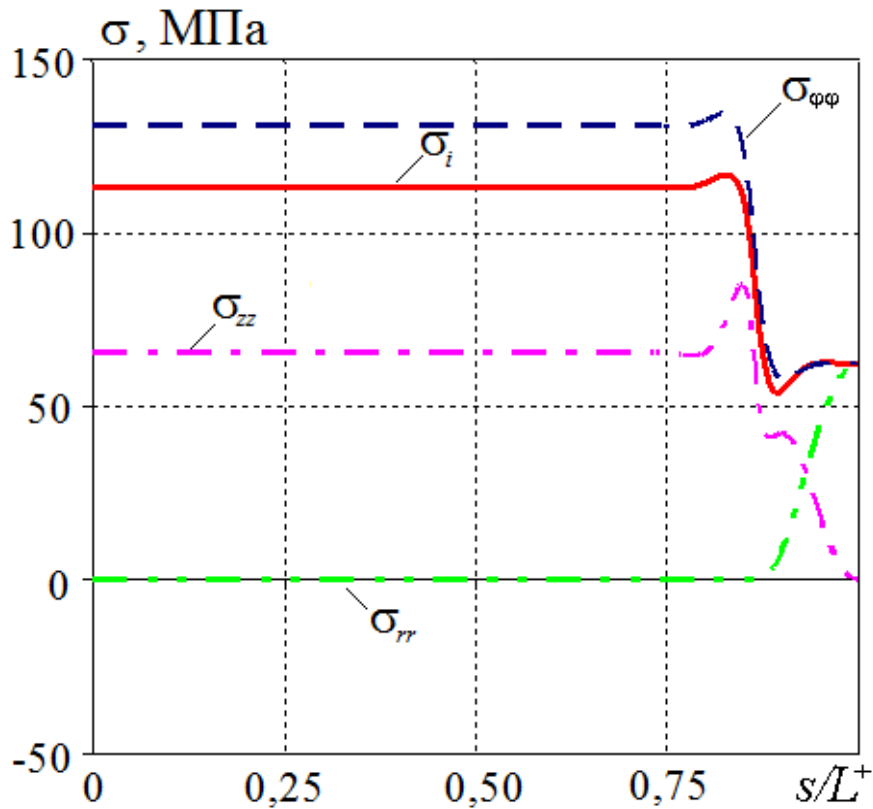


Рис. 3.16. Напруження на зовнішній поверхні циліндра з днищами уздовж твірної (s – координата довжини дуги, яка вимірюється від екваторіального перерізу і змінюється від нуля до L^+)

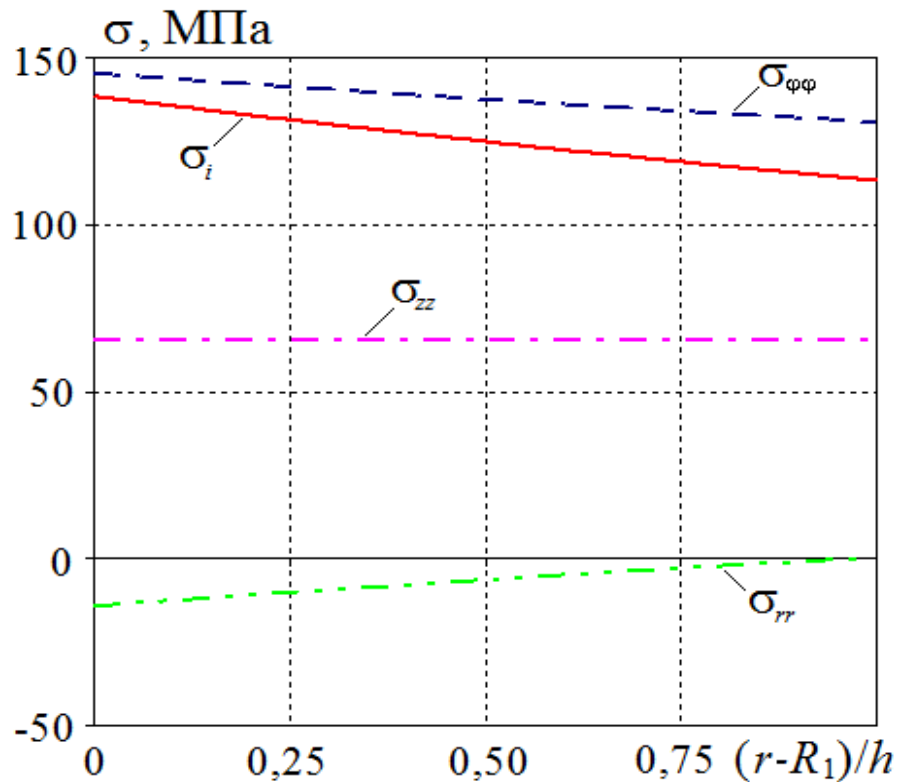


Рис. 3.17. Розподіли напружень по товщині циліндра у перерізі $z = 0$ (максимальні значення $\sigma_i = 138,3$ МПа; $\sigma_{\phi\phi} = 145,2$ МПа)

На рис. 3.17 подано розподіли напружень по товщині в центральній частині циліндра.

Практично в усій циліндричній частині встановлюється такий безмоментний напружений стан, який добре описує співвідношення

$$\sigma_{\phi\phi} = pR/h, \quad (3.17)$$

отримане для довгої циліндричної оболонки радіусу R і товщини h .

Слід зазначити, що отримані чисельно розв'язки в циліндричній частині з ідеальною точністю задовольняють аналітичну умову

$$\sigma_{zz} = pR_1^2 / (R_2^2 - R_1^2), \quad (3.18)$$

яка на торцях циліндра моделює тиск робочого середовища на днища, та крайові умови на внутрішній і зовнішній поверхнях.

В зоні переходу циліндричній частини у сферичну маємо незначний сплеск колових напружень $\sigma_{\phi\phi}$ і дещо більший – осьових напружень σ_{zz} . Однак, як бачимо, загальний рівень напружень істотно менший допустимих напружень.

Напруження в днищах, як і очікувалось, значно менші.

Тож особливих пошкоджень в зоні сферичних днищ, в околі зони переходу від циліндричної геометрії до сферичної і в зонах поза околами отворів не повинно виникати.

3.4. Концентрація напружень в околі отворів

Приведемо спочатку результати для випадку рядів з чотирьох водоспускних отворів радіуса $r = 0.065$ м, оскільки це найпоширеніша конфігурація в барабані (ряди таких отворів наявні в обичайках № 310461, № 310261, № 310341, № 310410, № 310417, № 310651; див. Додатки А.1, А.3).

Аналіз результатів комп'ютерного моделювання показує, що в околі цих отворів маємо істотну концентрацію напружень, що ілюструють рис. 3.18-3.23.

Рис. 3.18, 3.19 показують загальний розподіл інтенсивності напружень в барабані в околі отворів. Як бачимо, максимальні напруження виникають на отворі з внутрішньої поверхні барабана (максимальне значення інтенсивності напружень в цьому місці 365,07 МПа). Зона концентрації напружень відносно невелика – порядку радіусу отвору. Для більшої кількісної ілюстративності, напруження в околі отворів показано на рис. 3.20 – 3.22 у вигляді графіків.

Зокрема, на рис. 3.20 приведені напруження по товщині барабана в найнавантаженішому місці на отворі, а на рис 3.21 – напруження на частині краю відповідного отвору з внутрішньої поверхні, починаючи з найнавантаженішої точки на отворі (напрямок зростання кутової координати показаний на рис. 3.11).

Рис. 3.22 відображає характер спадання напружень на внутрішній поверхні барабана залежно від віддалі від отвору в напрямі осі обертання циліндра (уздовж ліній, аналогічних лініям $A*B*$ та $E*F*$ на рис. 3.4).

Як бачимо, максимальні напруження виникають на отворах з внутрішньої поверхні барабана. При цьому напруження на зовнішній поверхні барабана у відповідних точках істотно нижчі. Зауважимо, що в площині симетрії $y=0$ напруження σ_{yy} збігаються з коловими напруженнями $\sigma_{\varphi\varphi}$ у циліндричній системі координат, природній для циліндра (введення декартової та циліндричних систем

координат і взаємозв'язків між ними дає можливість у простий спосіб точно описувати геометрію циліндра та отворів).

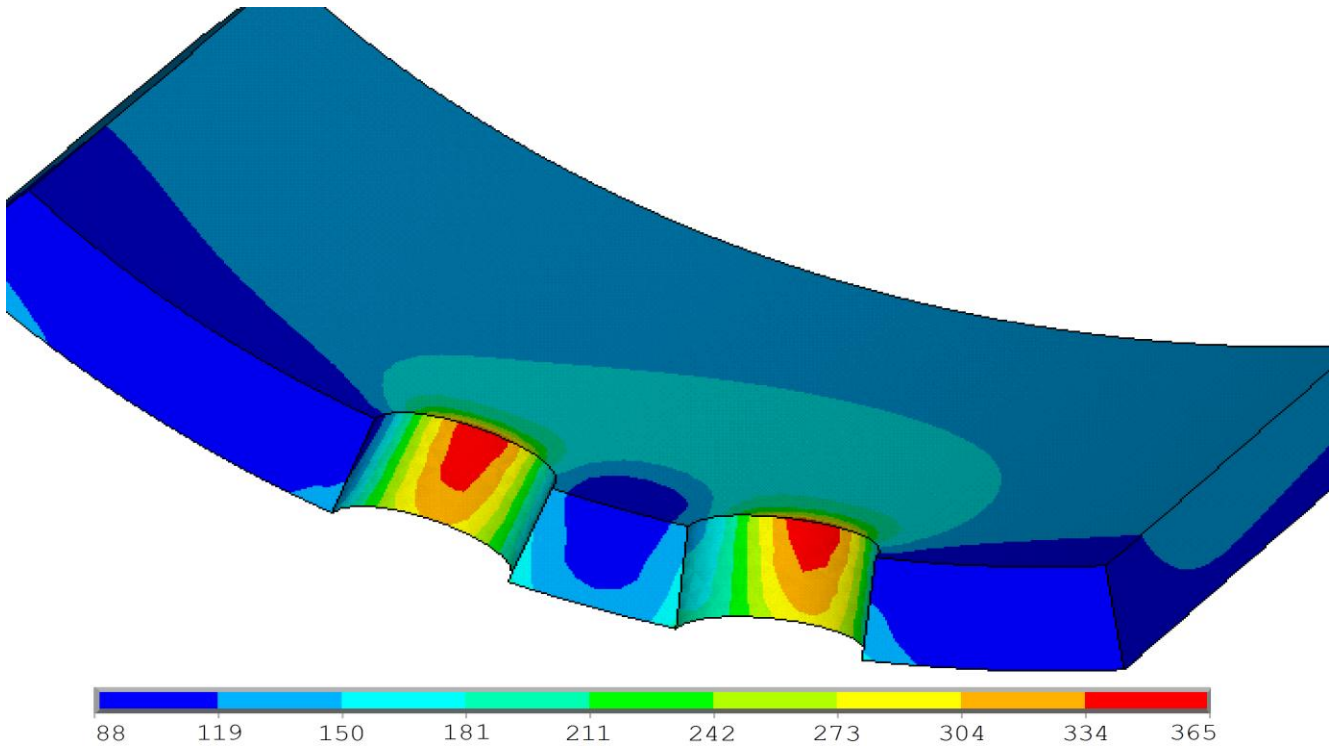


Рис. 3.18. Інтенсивність напружень в околі ряду чотирьох водоспускних отворів (обичайки № 310551, № 310417, № 310410, № 310341, № 310261, № 310461)

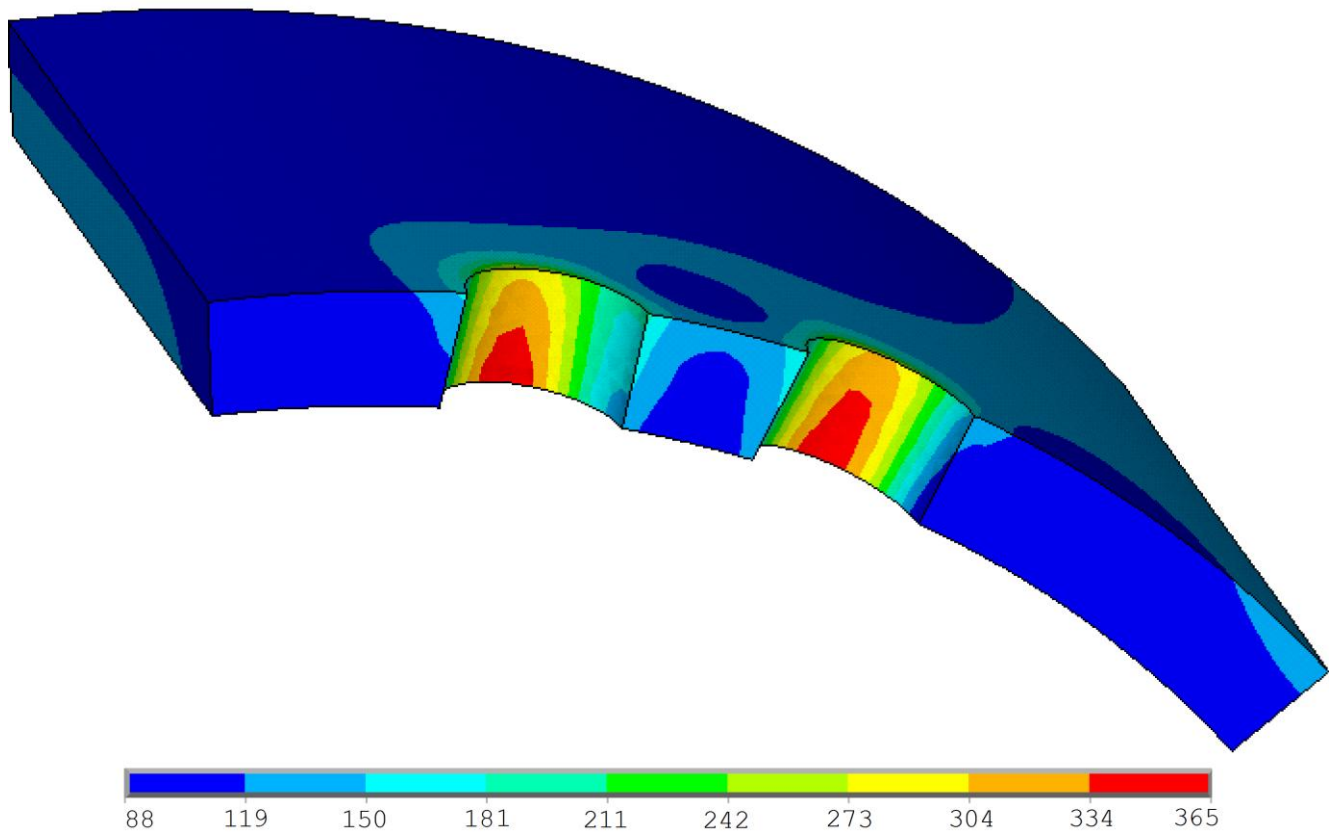


Рис. 3.19. Інтенсивність напружень в околі ряду чотирьох водоспускних отворів (вигляд ззовні)

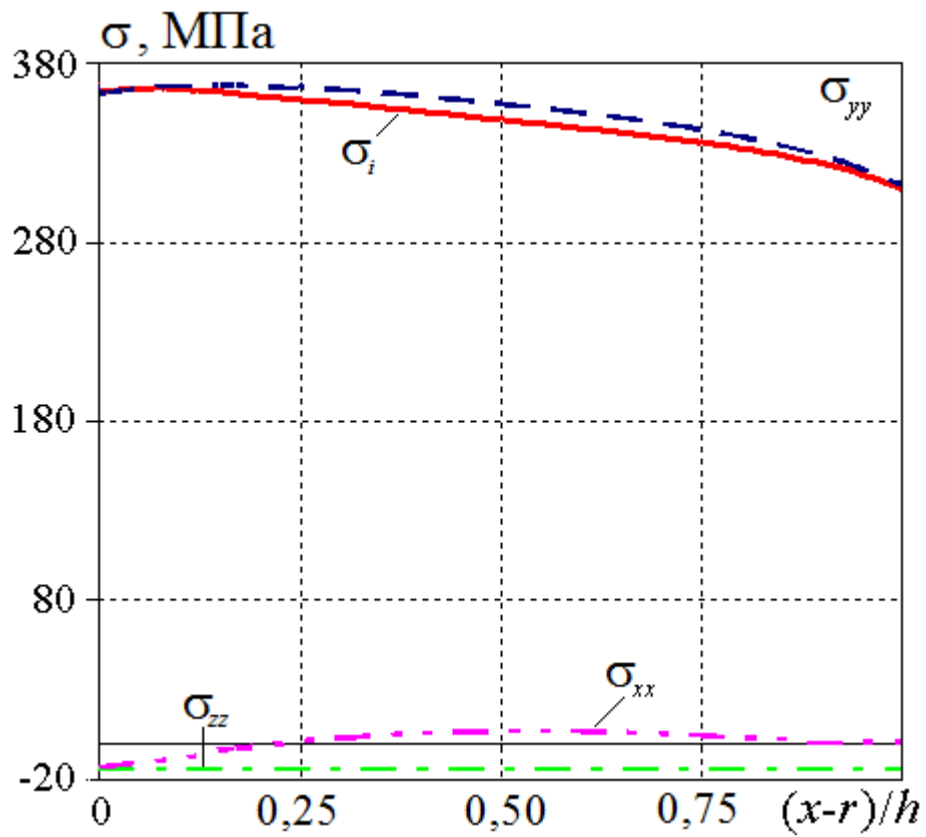


Рис. 3.20. Розподіл напружень по товщині барабана в найнавантаженишому місці на отворі (уздовж лінії, аналогічної до лінії А*А на рис. 3.4)

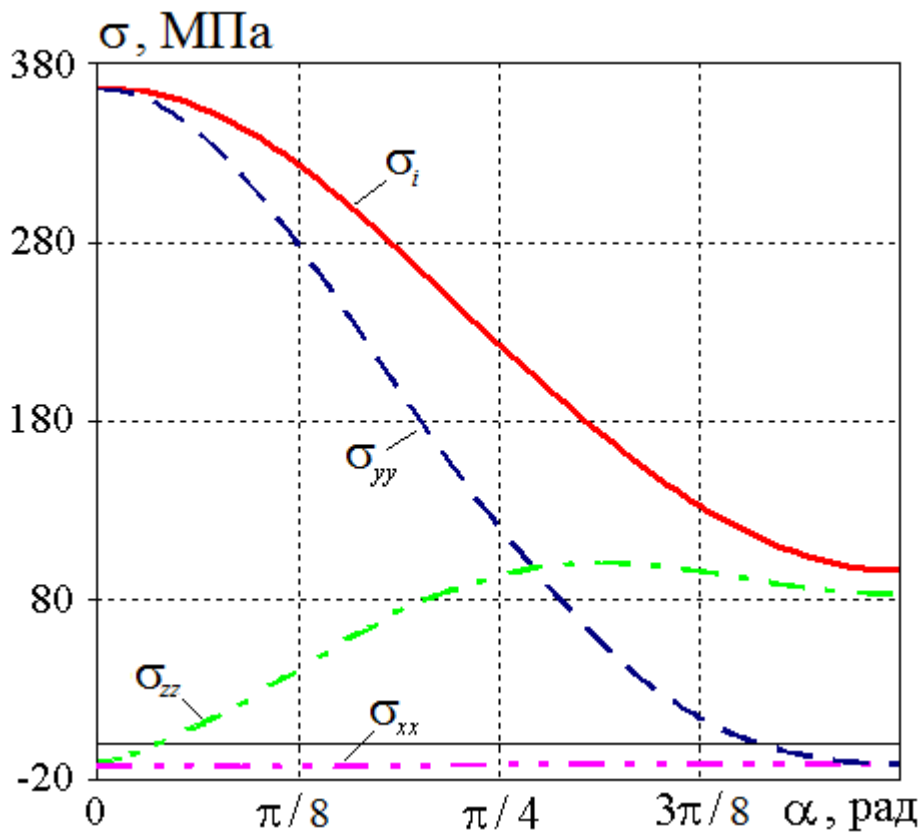


Рис. 3.21. Розподіли напружень на краю отвору з внутрішньої поверхні барабана (уздовж лінії, аналогічної до лінії А*С* на рис. 3.4; кутова координата змінюється в напрямі від найнавантаженишого місця)

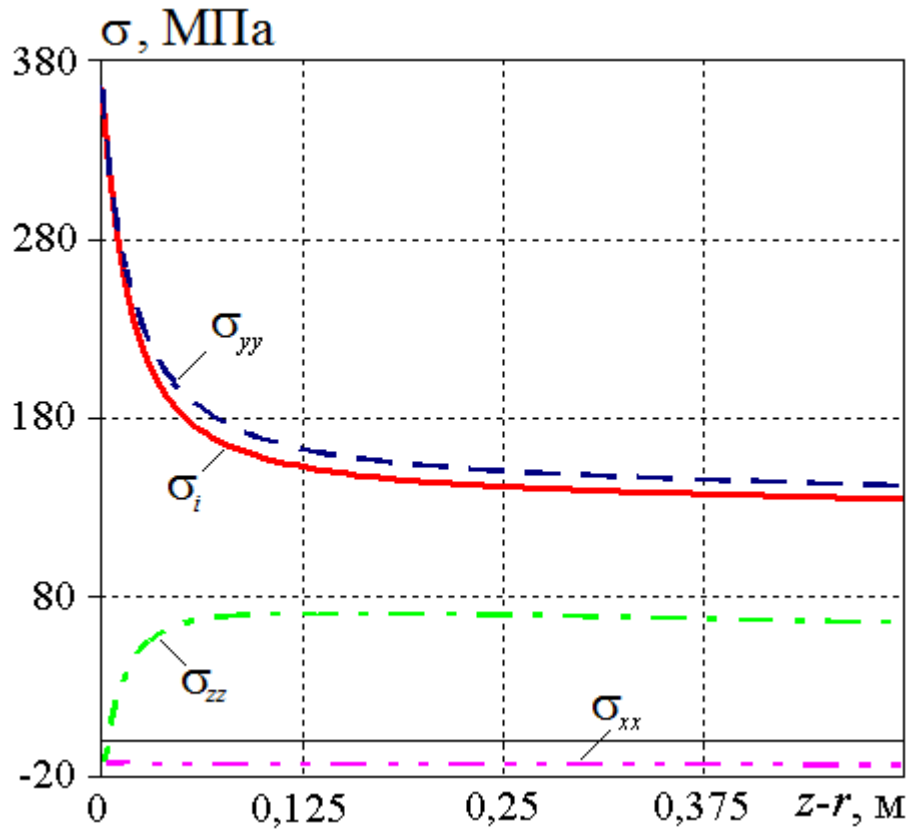


Рис. 3.22. Розподіли напружень на внутрішній поверхні барабана залежно від віддалі від країв отворів у поздовжньому напрямі (уздовж лінії, аналогічної до лінії $A*B*$ на рис. 3.4)

Тож в околі отворів наявна яскраво виражена концентрація напружень. Величина околу збурення напруженого стану рівна приблизно радіусу отвору r . Поза цим околom у барабані практично реалізує себе безмоментний напружений стан, який виникає за дії внутрішнього тиску у довгому порожнистому циліндрі таких же геометричних розмірів без отворів.

Відзначимо також, що віддаль між отворами в осьовому напрямі до певної міри не впливає на напружений стан. Обчислювальний експеримент показує, що не істотно, беремо ми цю віддаль 1,2 м, 0,6 м чи 0,3 м, значення максимальних напружень в околі отвору залишається практично одним і тим же. І це зрозуміло також з рис. 3.22 – зона концентрації напружень сумірна з діаметром отвору. Вже на віддаль двох діаметрів від отвору практично маємо безмоментний напружений стан. Віддаль між отворами в осьовому напрямі істотно впливає на максимальні напруження на отворах, коли ці віддалі між отворами в осьовому напрямі брати меншими двох діаметрів отвору.

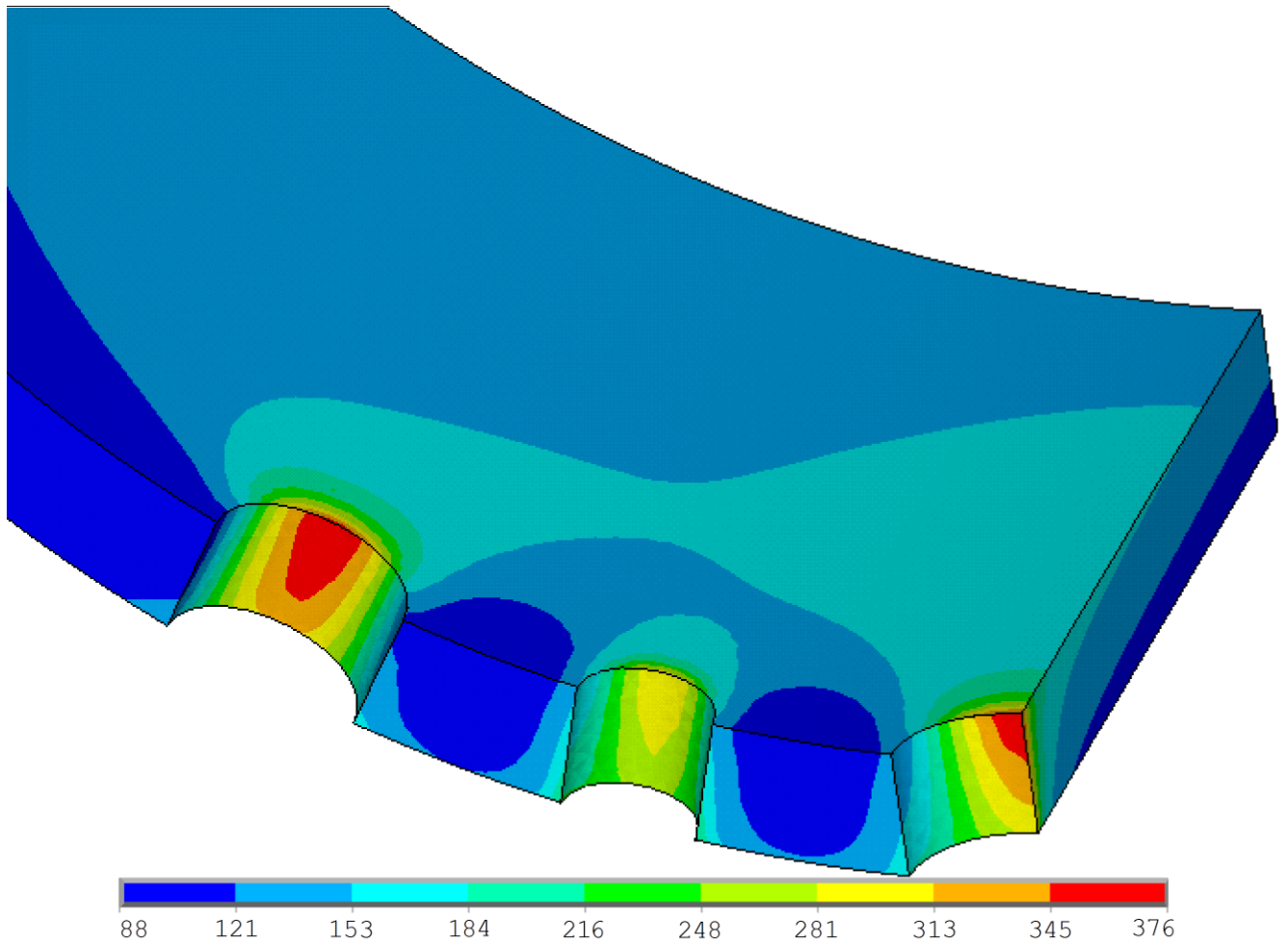


Рис. 3.23. Інтенсивність напружень в околі ряду п'ятьох водоспускних отворів (обичайки № 311546 та № 310112, вигляд зсередини)

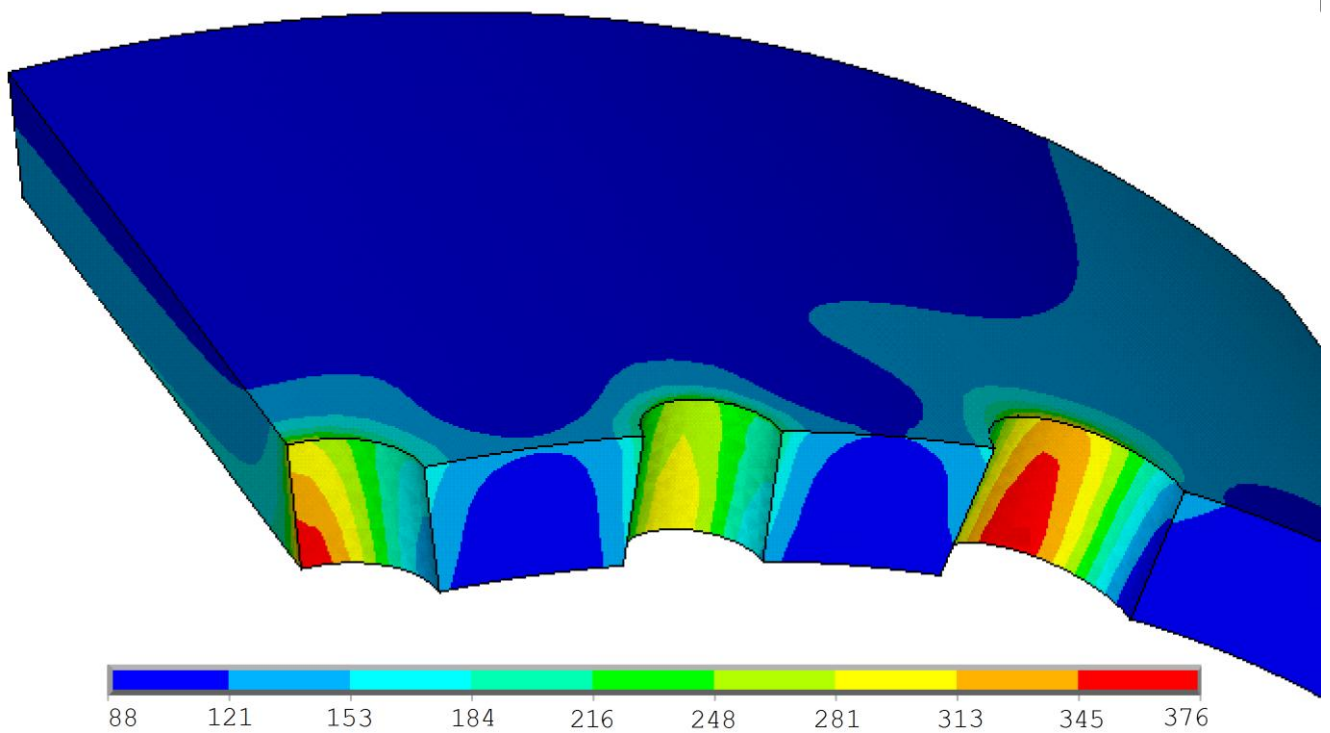


Рис. 3.28. Інтенсивність напружень в околі ряду п'ятьох водоспускних отворів (вигляд ззовні)

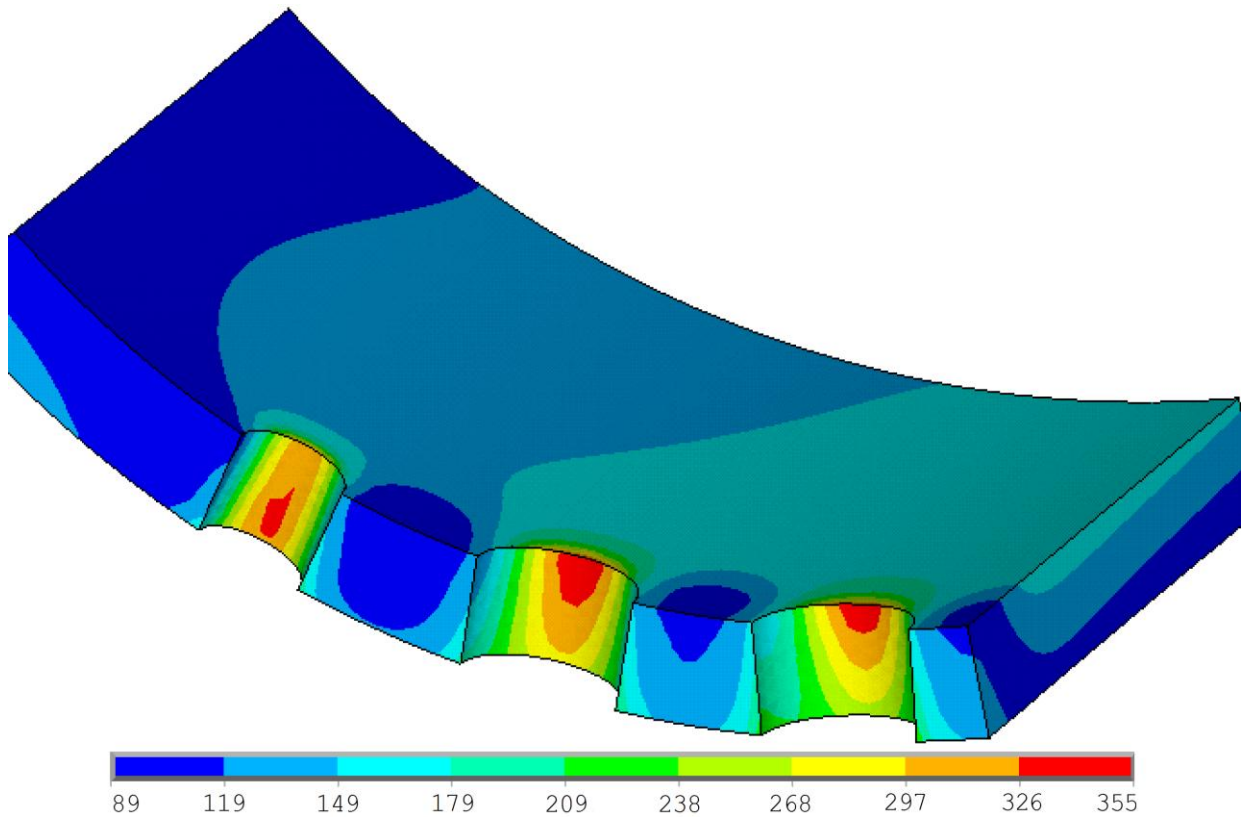


Рис. 3.25. Інтенсивність напружень в околі ряду шістьох водоспускних отворів (обичайки № 311546 та № 310112; вигляд зсередини)

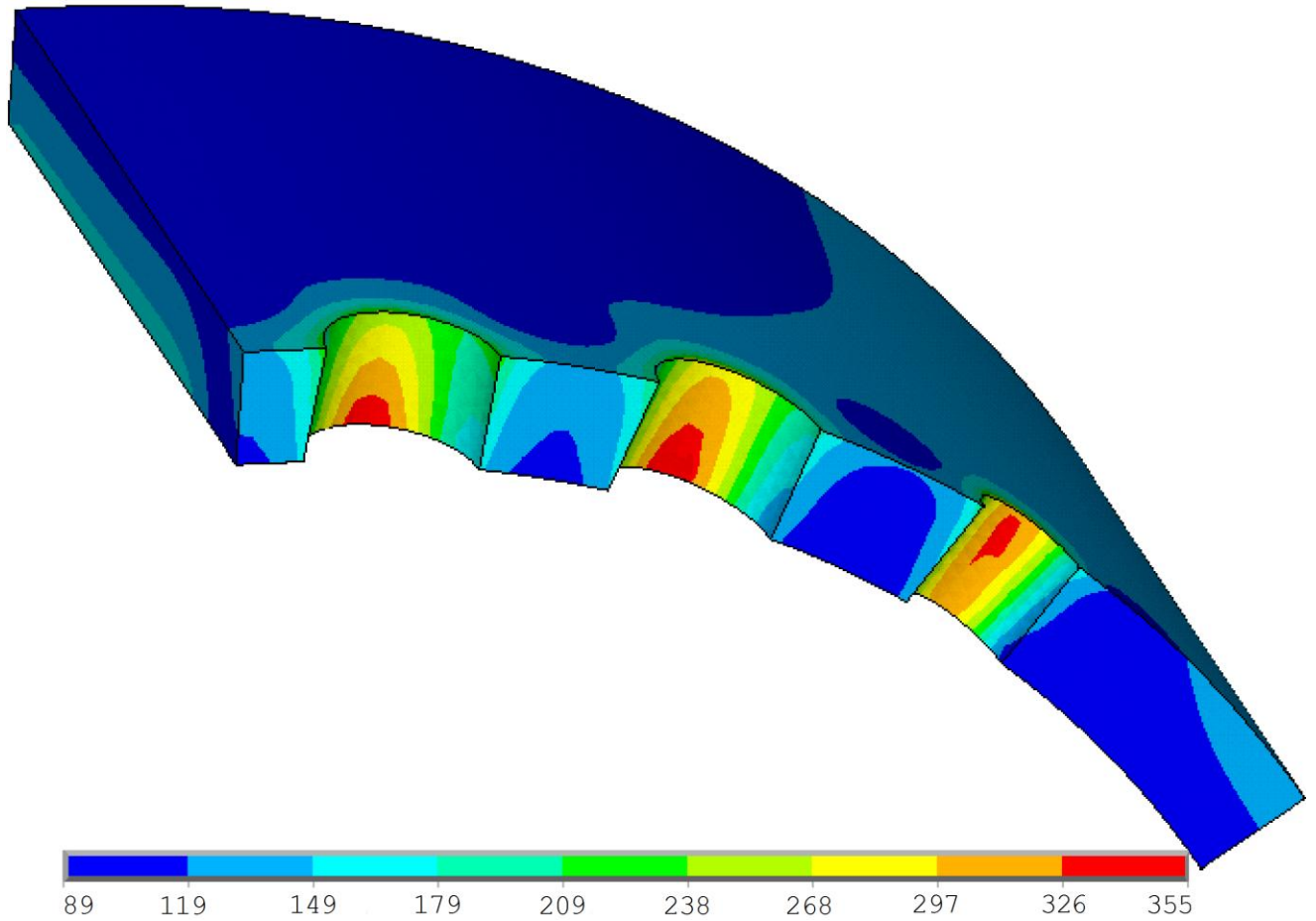


Рис. 3.26. Інтенсивність напружень в околі ряду шістьох водоспускних отворів (вигляд ззовні)

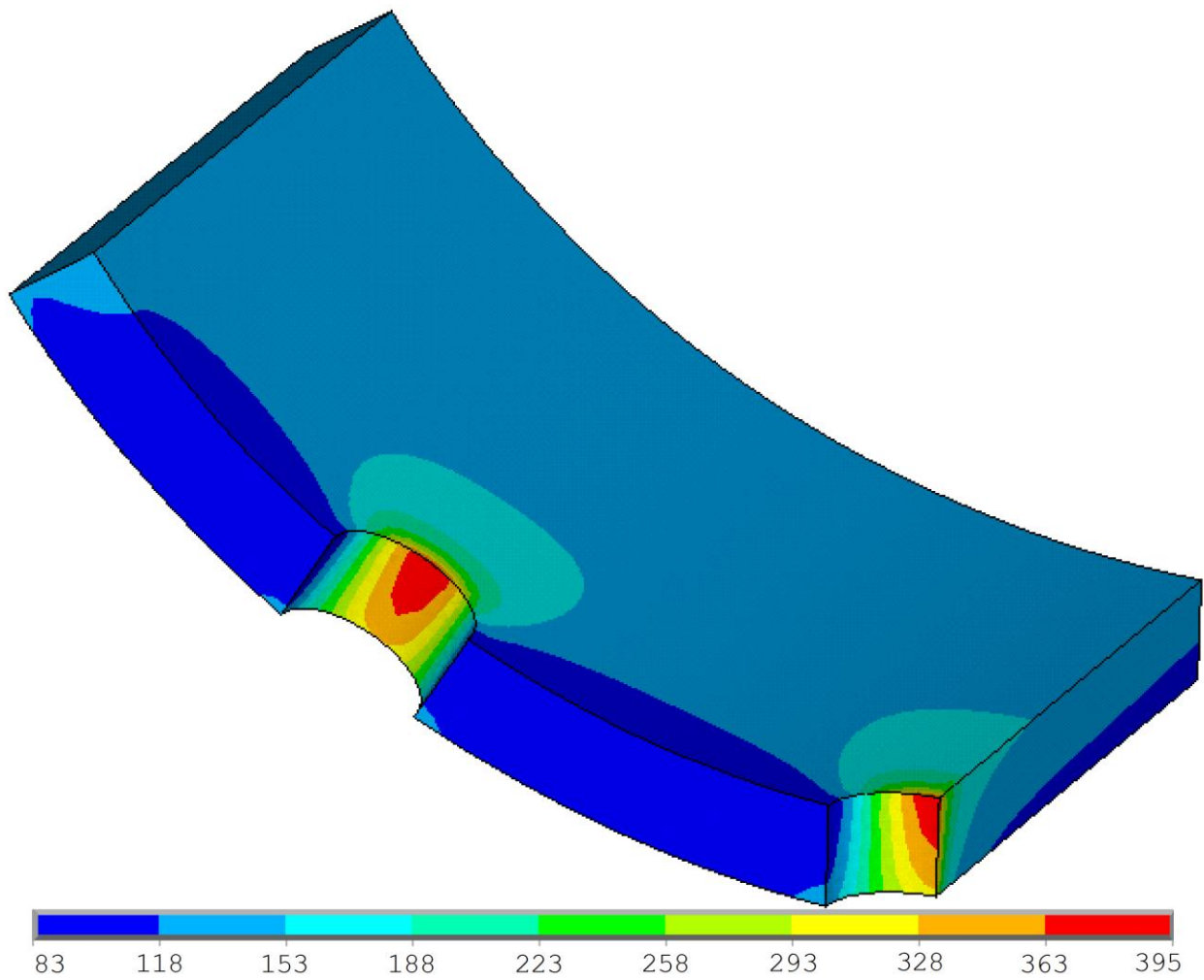


Рис. 3.27. Інтенсивність напружень в околі ряду трьох водоспускних отворів (обичайки № 310551 та № 310461; вигляд зсередини)

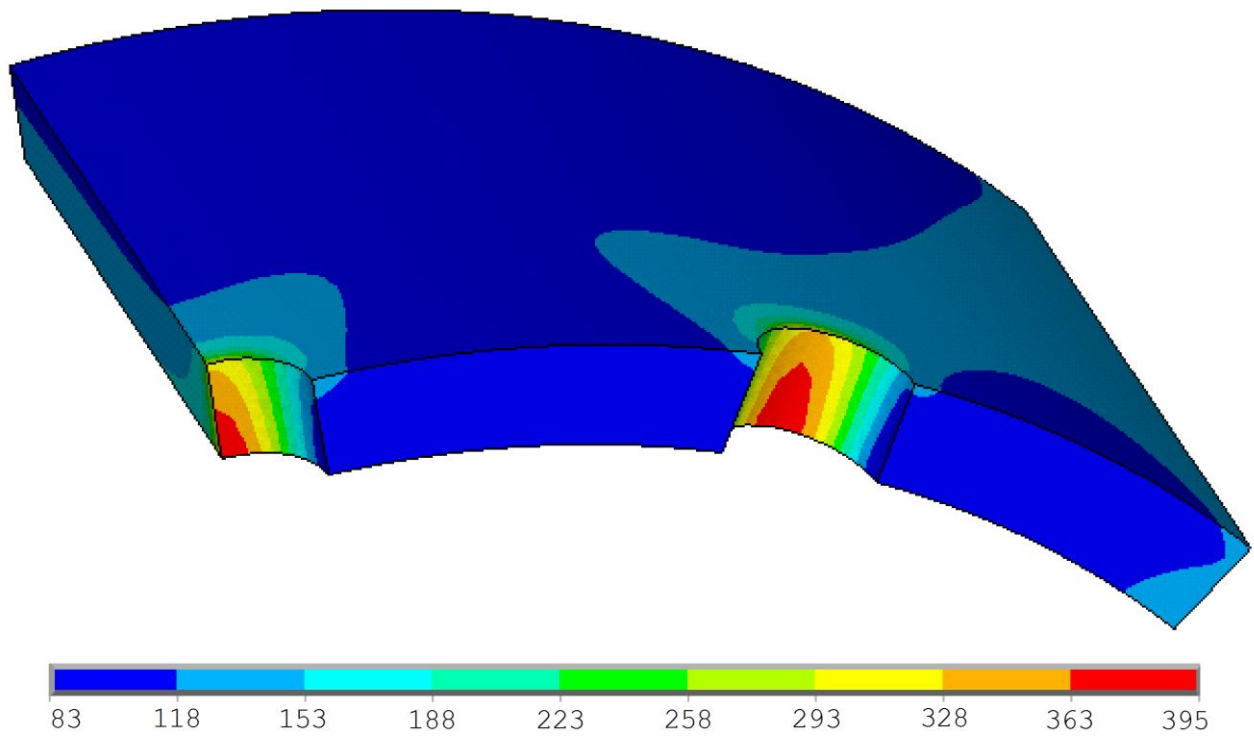


Рис. 3.28. Інтенсивність напружень в околі ряду трьох водоспускних отворів (вигляд ззовні)

З іншого боку є дещо більша залежність максимальних напружень від віддалі між отворами в коловому напрямі, що ілюструють рис. 3.23-3.28. При ближчому розташуванні (за кутовою координатою) отворів однакового діаметру напруження дещо зменшуються. Так, максимальні напруження в околі трьох отворів, віддаль між якими 30° , на 7-8% більші, ніж в околі чотирьох отворів.

Таким чином, з результатів обчислювального експерименту можна зробити висновок, що за умов стаціонарної експлуатації (тиск 148 кгс/см^2 при температурі 345°C) найнавантаженишими місцями барабану є невеличкі (порядку кількох сантиметрів) околи отворів з внутрішньої поверхні. Саме в цих місцях слід очікувати появи пошкоджень і дефектів в першу чергу. За межами околів цих отворів практично встановлюється безмоментний напружений стан, аналогічний тому, що виникає в циліндрі таких же розмірів без отворів за аналогічних умов.

Оцінка максимального значення інтенсивності напружень в межах просторової теорії пружності становить:

394,98 МПа (в околі точки A_* на внутрішній поверхні; див. рис. 3.4) для отворів в рядах з трьома водоспускними отворами,

365,07 МПа для отворів у рядах з чотирма водоспускними отворами,

375,97 МПа для отворів у рядах з п'ятьма водоспускними отворами та

354,71 МПа для отворів у рядах з шістьма водоспускними отворами.

При гідравлічних випробуваннях при тиску, який на 25% більший, ніж номінальний робочий, максимальні напруження становлять 493,73 МПа, 456,34 МПа, 469,96 МПа і 443,39 МПа для отворів в рядах відповідно з трьома, чотирма, п'ятьма і шістьма водоспускними отворами.

Таким чином, можемо констатувати, що найнавантаженишими місцями барабана є відносно невеликі ділянки його внутрішньої поверхні в околі отворів. Напруження в цих місцях за умов експлуатації перевищують межу пластичності, і характер деформування в цих зонах є пружно-пластичним. Це дає підстави для висновку про певну неадекватність опису процесів деформування в околі отворів у барабані в межах моделі пружного тіла. Тому в подальшому буде приведено результати розрахунків у межах моделі ідеально пружно-пластичного тіла.

3.5. Вплив ремонтних втручань на напружений стан

Під час тривалої експлуатації за дії інтенсивного силового навантаження, підвищеної температури, впливу корозійно-агресивного водно-парового робочого середовища та циклічних навантажень на отворах та ділянках внутрішньої поверхні барабана виникають тріщиноподібні утворення, які (у разі виявлення) усувають шляхом видалення ділянок металу разом з дефектами. Геометричні параметри таких ремонтних вибірок (глибиною h , шириною b і довжиною l) схематично подано на рис. 3.33 (індекси b та o позначають параметри вибірок відповідно на тілі барабана й на отворі, а f та t вказують на розташування вибірок – з фронту чи з тилу отвору у вибраній схемі нумерації отворів).

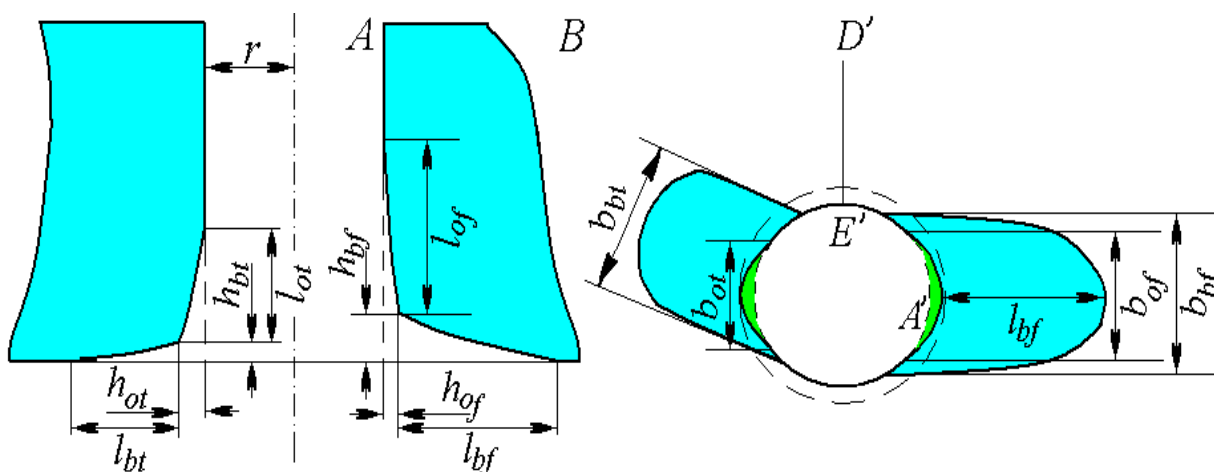


Рис. 3.29. Технологічні вибірки на отворах і на тілі барабана в околі отворів

Після ремонтних втручань форма внутрішньої поверхні барабана є відмінною від тієї, що була на момент встановлення. Важливо адекватно оцінити напружений стан барабана за умов, що відповідають експлуатаційним, в околі таких вибірок, оскільки це один з найістотніших чинників, які беруть до уваги при прийнятті рішень про подальшу експлуатацію барабана.

На основі галузевої методики [85, 110] отримуємо явно занижені коефіцієнти ослаблення циліндра отворами. Хоч добре відомо, що „в околі отворів, внаслідок концентрації, напруження у барабанах зі сталі 16 ГНМ сягають 350-400 МПа, що перевищує допустимі напруження” [82] (даний висновок цілком узгоджується з приведеними раніше в цьому розділі результатами та висновками роботи [67]).

При формуванні скінченно-елементної моделі у випадку, коли в околі отвору є вибірка, її форму на отворі моделювали кругом радіуса R_0 (див. рис. 3.29) з центром у точці $(x, z_0, 0)$. Сектор $[0, \pi/2]$ ділили а m рівних частин: $0 = \varphi'_0 < \varphi'_1 < \dots < \varphi'_m = \pi/2$.

Тоді координати відповідних вузлів, для яких $r \cdot \cos(\varphi'_i) > b_o/2$, визначали із співвідношень

$$x_i = R_1 \cos(\arcsin(r \cdot \sin(\varphi'_i) / R_1)), \quad y_i = r \cdot \cos(\varphi'_i), \quad z_i = r \cdot \sin(\varphi'_i). \quad (3.19)$$

Для вузлів, для яких $r \cdot \cos(\varphi'_i) \leq b_o/2$

$$y_i = r_{n_i} \cdot \cos(\varphi'_i), \quad z_i = r_{n_i} \cdot \sin(\varphi'_i), \quad (3.20)$$

де

$$r_{n_i} = z_0 \cdot \sin(\varphi'_i) + \sqrt{R_0^2 - z_0^2 \cdot \cos^2(\varphi'_i)}. \quad (3.21)$$

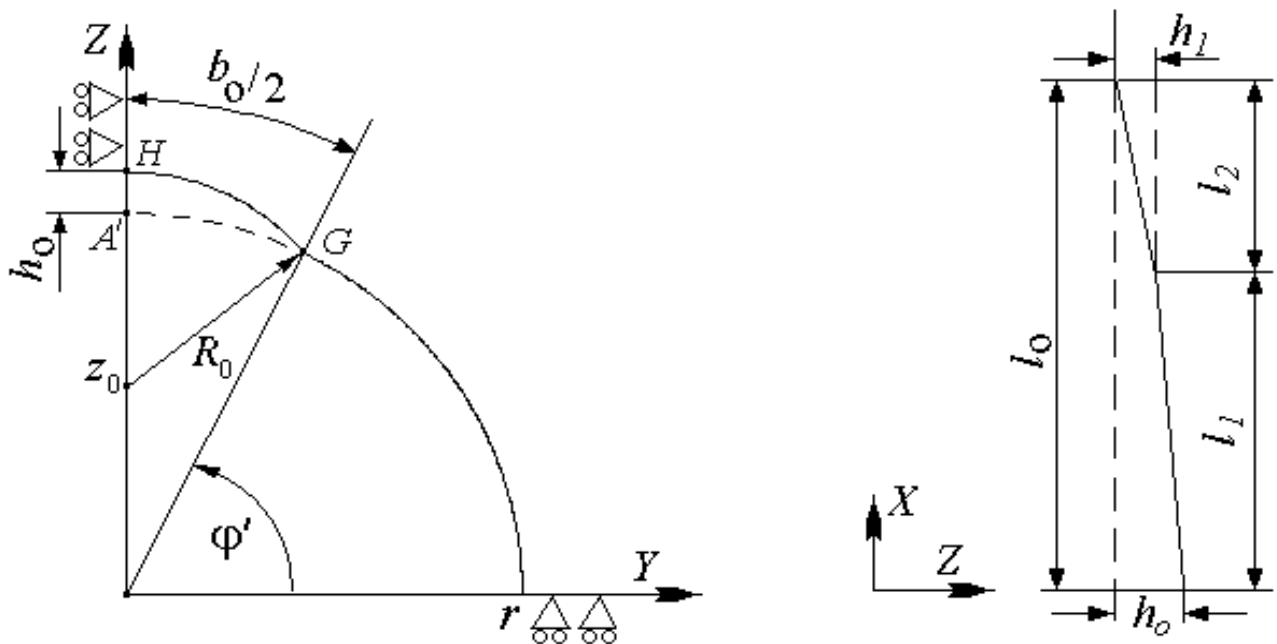


Рис. 3.30. Моделювання вибірки на отворі

Вираз (3.21) отримали з умови, що вузли у зоні вибірки перебувають на колі радіуса R_0 з центром в точці $(0, z_0)$ (див. рис. 3.30). Враховуючи, що

$$\varphi_i = \arcsin(r_{n_i} \cdot \cos(\varphi'_i) / R_1), \quad (3.22)$$

можна легко визначити декартові координати вузлів, що належать нижньому краю вибірки на отворі (з внутрішньої поверхні циліндра).

Зміну глибини вибірки на отворі уздовж її довжини задаємо сплайном, побудованим за такими параметрами, як довжина вибірки l_o (l_1, l_2, \dots) і відповідні заглиблення h_o, h_1, \dots (див. рис. 3.30).

Аналогічно задавали геометрію вибірки на внутрішній поверхні циліндра в околі отвору. При цьому глибина вибірки кусково-лінійно зменшувалась від значення h_b на отворі (при $z = r + h_o$) до нуля (при $z = r + h_o + l_b$).

Усі вихідні дані для обчислювального експерименту взято з паспорта парового котла, сертифіката на барабан № 18501, технічного креслення барабана, геометричних параметрів вибірок в околі кожного з отворів з висновку № 20900 від 01.12.2014 р. за результатами візуально-оптичного та вимірювального контролю вибірок тріщин в металі по внутрішній поверхні обичайок навколо отворів, по поверхні отворів від внутрішньої поверхні обичайок барабана котла К-1 блоку № 1 ДТЕК «Бурштинська ТЕС» (див. Додатки А.1.-А.6) та діючої галузевої методики [84, 85, 92]. Механічні характеристики матеріалу (сталь 16 ГНМ) при визначенні напружено-деформованого стану барабана приймали такими, що відповідають умовам експлуатації (температура 345°C , внутрішній тиск $p = 148 \text{ кгс/см}^2$) [103].

У результаті комп'ютерного моделювання процесів деформування барабана за дії експлуатаційного навантаження для різних розмірів і форм вибірок на отворах і в тілі барабана в околі отворів встановлено, що чинником, який істотно впливає на збурення напруженого стану (і яким можна в певних межах керувати), є ширина вибірки. Для глибших і довших вибірок таке збільшення ширини вибірки може істотно зменшити концентрацію напружень.

Розглянуто також випадок, коли замість стандартної вибірки на отворі виконано рівномірне розточування отвору у вигляді зрізаного конусу, геометрію якого визначають глибина і довжина вибірки. При такому розточенні отвору збільшення напружень у порівнянні з базовим отвором (без вибірки) не відбувається. Більше того, напруження навіть дещо зменшуються у порівнянні з базовим варіантом (без вибірки).

Таким чином, досліджено напружено-деформований стан барабана в околі усіх 68 отворів з різними технологічними вибірками та запропоновано раціональні значення геометричних параметрів відповідних вибірок на отворах і на тілі барабана в околі отворів, за яких максимально зменшено концентрацію напружень в зонах з ремонтними втручаннями.

Аналіз геометричних параметрів вибірок (див. Додаток А.6) показав, що найглибшою і найдовшою вибіркою на внутрішній поверхні обичайок навколо отворів є вибірка в околі отвору 45 (обичайка № 310261) з параметрами $h_{bt}=9$ мм; $b_{bt}=75$ мм; $l_{bt}=60$ мм. Додатково на цьому отворі з тилу є вибірка $h_{ot}=6,5$ мм; $b_{ot}=80$ мм; $l_{ot}=70$ мм. До того ж, такі достатньо глибокі вибірки є доволі вузькими. Тож в околі цього отвору очікували на значні напруження.

Розрахункова область для оцінки напружень в околі отвору № 45 з вибіркою показано на рис. 3.31. Для уточнення розв'язків і полегшення побудови скінченно-елементного поділу області розглядали також половину околу отвору (див. рис. 3.32).

Результати комп'ютерного моделювання процесів деформування барабана в околі отвору номер 45 відображено на рис. 3.33 – 3.36.

Як бачимо, за наявності такої глибокої вибірки в околі отвору 45 маємо достатньо значні напруження. Максимальне значення інтенсивності напружень в рамках рівнянь тривимірної теорії термопружності сягає величини 537,1 МПа. При цьому на краю отвору маємо яскраво виражену концентрацію напружень, де максимальні колові напруження рівні 561,7 МПа.

Якщо замість відносно вузької вибірки на отворі здійснити кругове розточення отвору у вигляді зрізаного конусу, геометрію якого визначає глибина h_{ot} і довжина l_{ot} вибірки на отворі, максимальна інтенсивність напружень зменшується до 478,4 МПа (з максимальними коловими напруженнями, які викликають зародження і поширення тріщин в барабані, рівними 492,7 МПа).

Ще приблизно такого ж за величиною зменшення напружень можна досягти збільшенням ширини b_{bt} вибірки на тілі барабана в околі отвору до 130 мм.

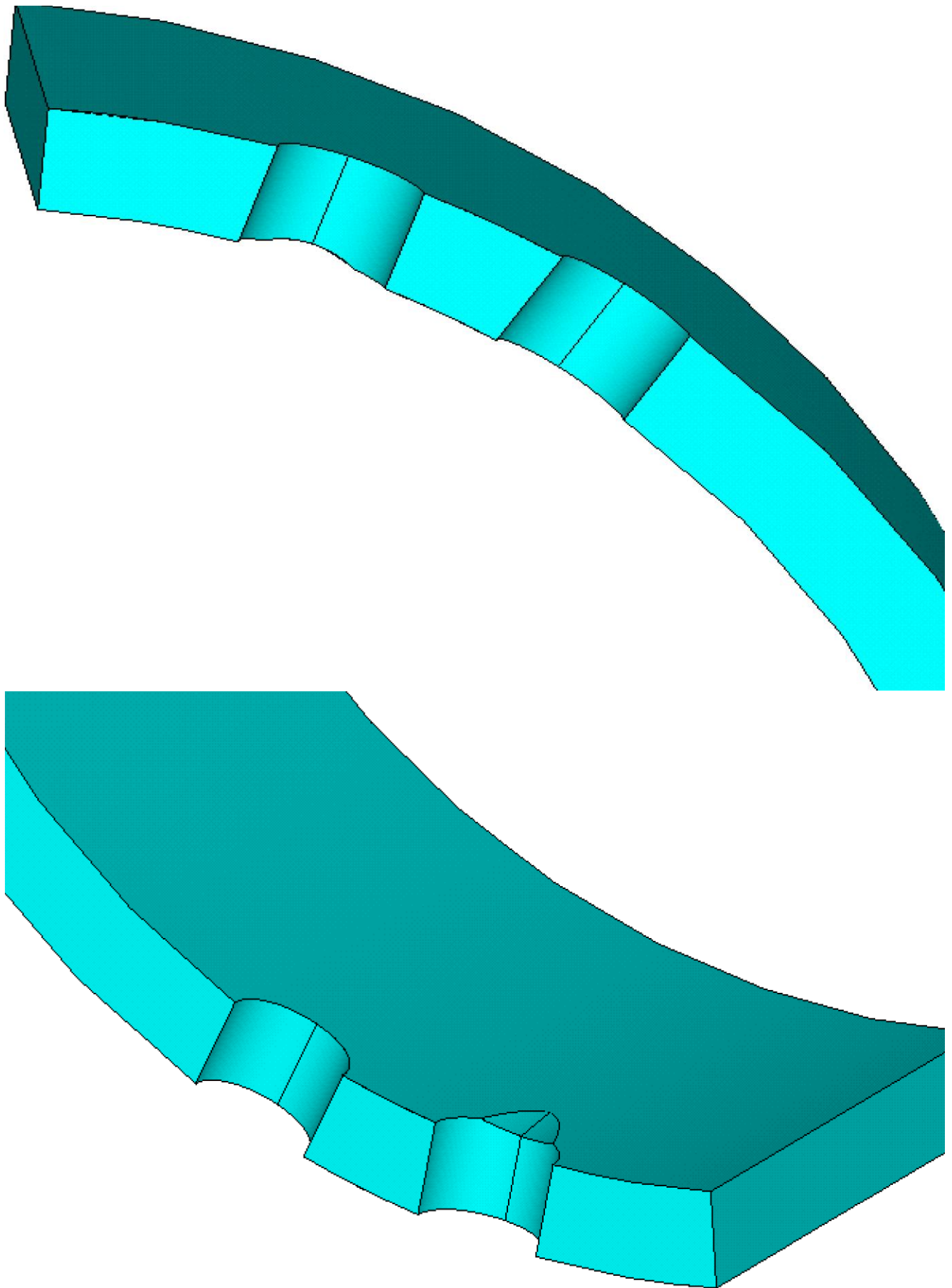


Рис. 3.31. Розрахункова область задачі про визначення напружено-деформованого стану в околі отвору № 45 з вибіркою на тілі барабана

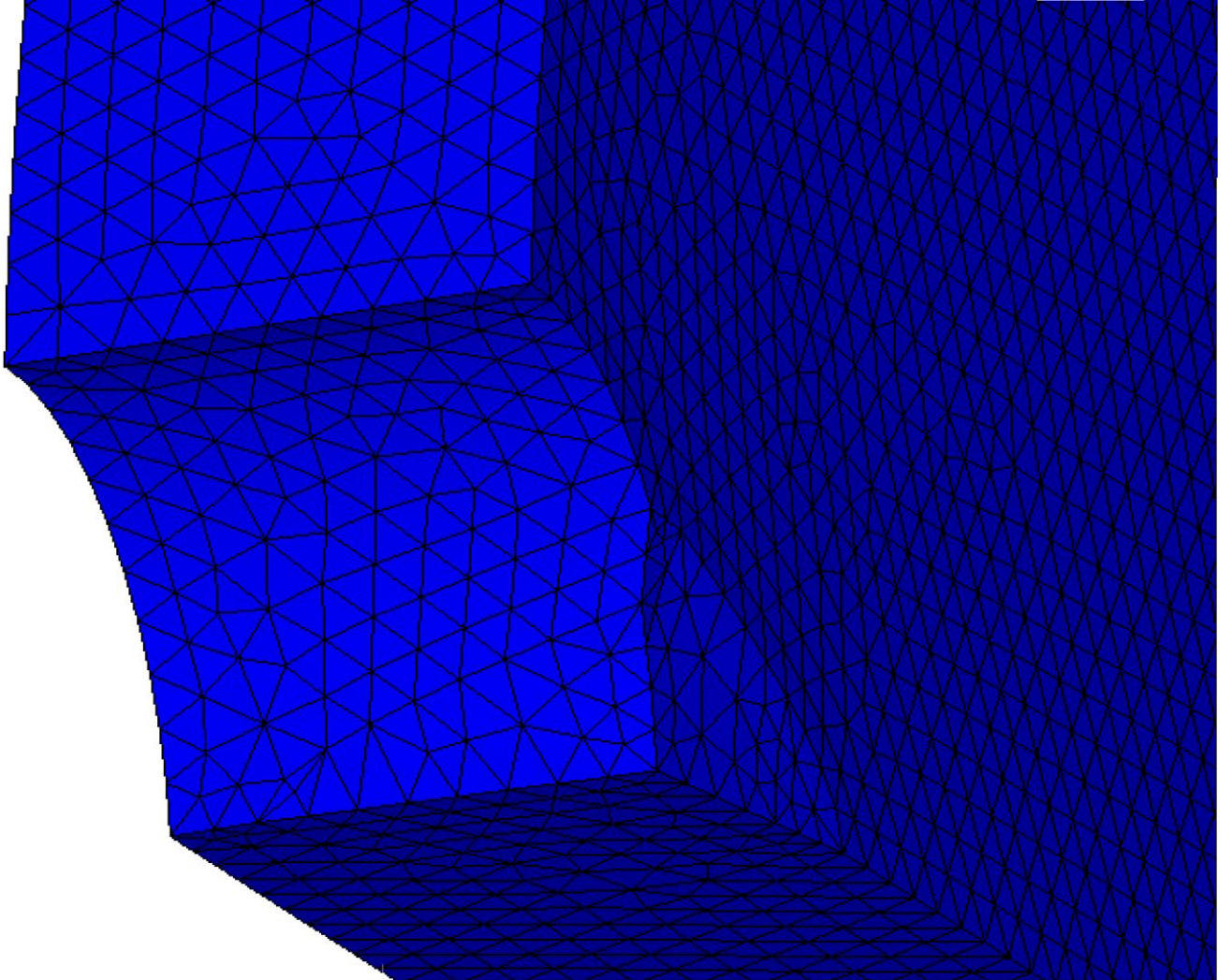


Рис. 3. 32. Скінченно-елементний поділ частини околу отвору № 45 з вибіркою (вибірку вважали симетричною відносно площин симетрії)

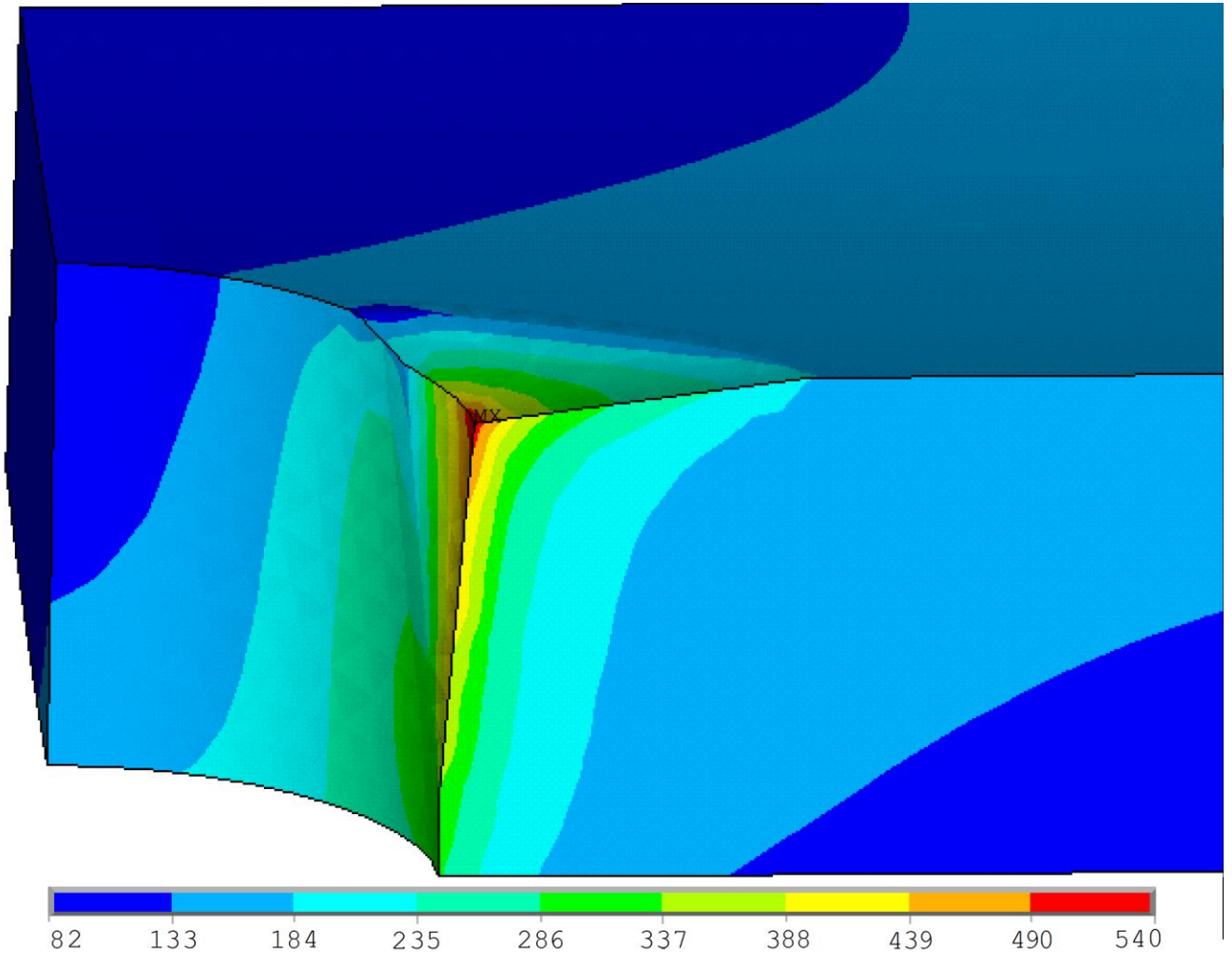


Рис. 3.33. Інтенсивність напружень в околі отвору № 45 з вибіркою ($h_{bt}=9$ мм; $b_{bt}=75$ мм; $l_{bt}=60$ мм; $h_{ot}=6,5$ мм; $b_{ot}=80$ мм; $l_{ot}=70$ мм) за умов стаціонарної експлуатації

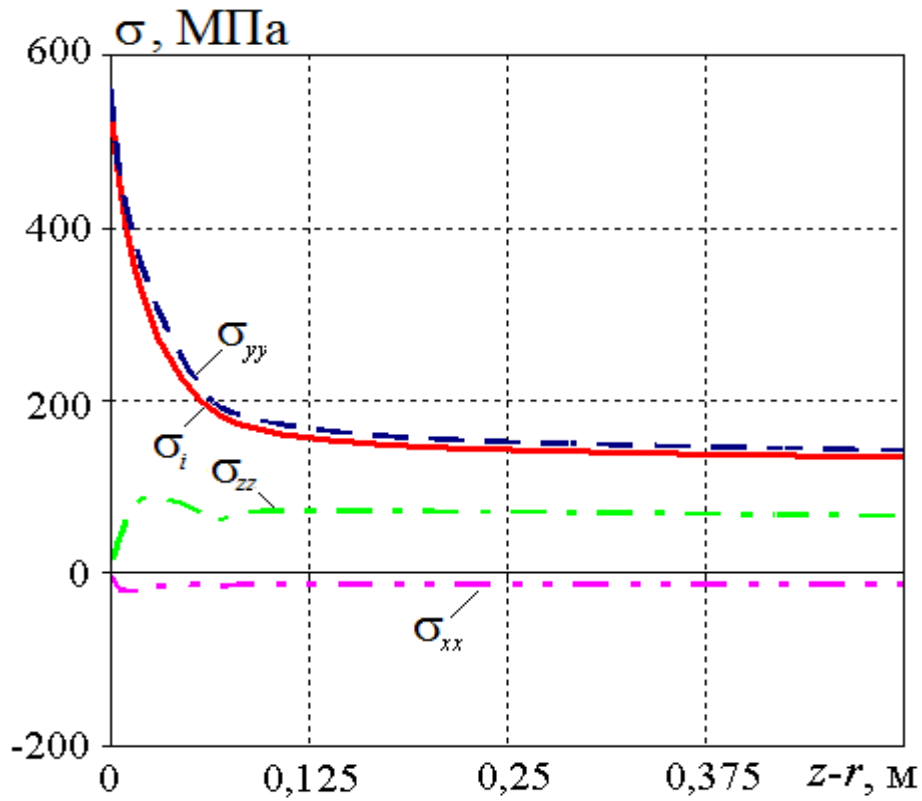


Рис. 3.34. Розподіли напружень на внутрішній поверхні барабана в околі отвору 45 з вибіркою ($h_{bt}=9$ мм; $b_{bt}=75$ мм; $l_{bt}=60$ мм; $h_{ot}=6,5$ мм; $b_{ot}=80$ мм; $l_{ot}=70$ мм) залежно від віддалі від краю отвору в поздовжньому напрямі

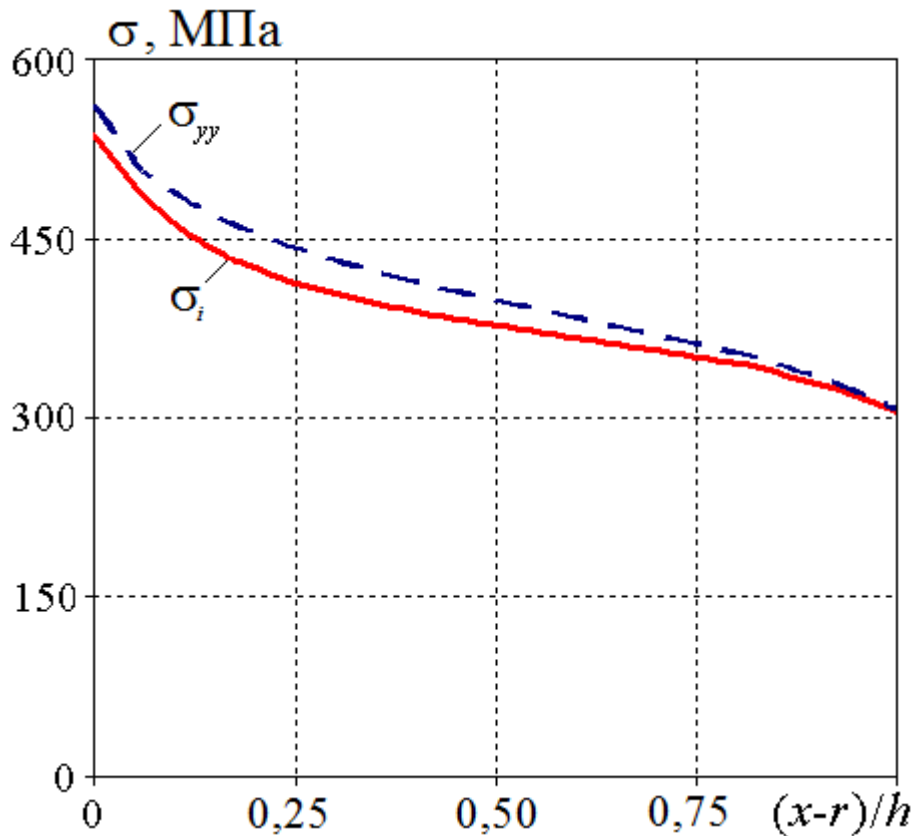


Рис. 3.35. Розподіл інтенсивності напружень та колових напружень по товщині барабана в найнавантаженішому місці на отворі № 45 з вибіркою

Максимальна інтенсивність напружень під час стаціонарної експлуатації при цьому зменшиться до 418,4 МПа (колові напруження при цьому максимально сягають величини 423,4 МПа).

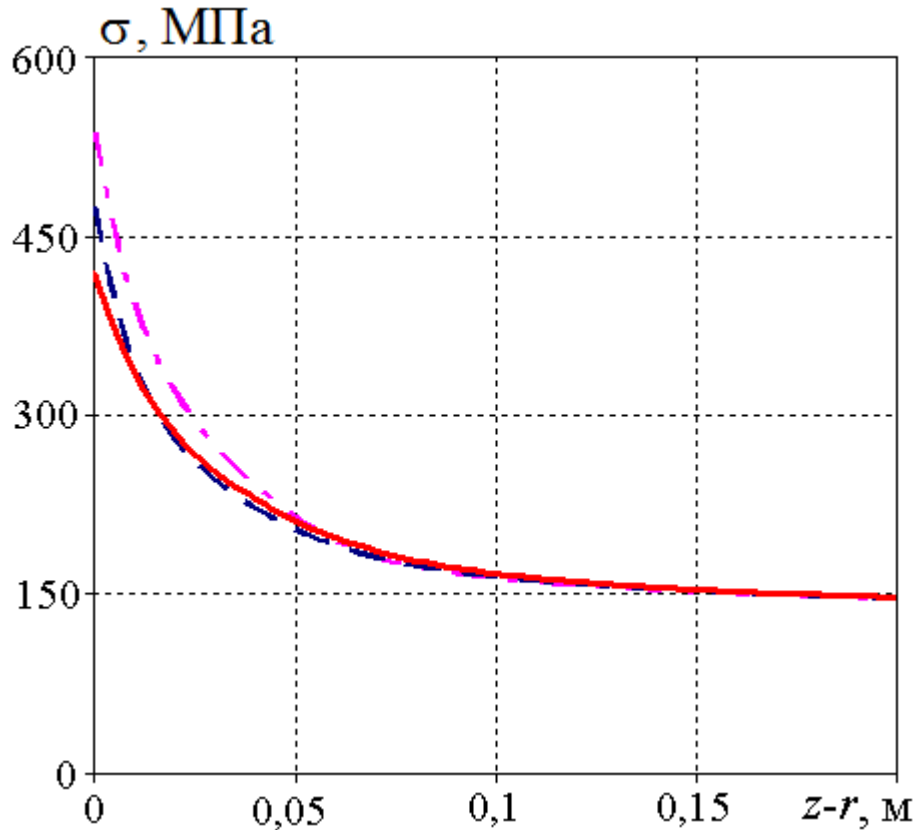


Рис. 3.36. Інтенсивність напружень барабана в околі отвору 45 залежно від віддалі від краю отвору в поздовжньому напрямі для трьох характерних випадків: для оптимальної форми вибірки (суцільна лінія); у випадку ширини вибірки рівної діаметру отвору (штрихова лінія) та за наявної вибірки ($h_{bt}=9$ мм; $b_{bt}=75$ мм; $l_{bt}=60$ мм; $h_{ot}=6,5$ мм; $b_{ot}=80$ мм; $l_{ot}=70$ мм) (штрих-пунктирна лінія)

Таким чином, оптимізуючи форму вибірки можна зменшити максимальні напруження, які спричиняють виникнення і поширення тріщин в околі отвору 45, майже на 25% (на 138,3 МПа). При цьому максимальні напруження в околі отвору збільшуються лише на 58 МПа (приблизно на 16%) у порівнянні з отвором без вибірки.

Обчислювальний експеримент показав, що з погляду міцності оптимальним є кругове розточення отвору у вигляді зрізаного конусу (напруження в цьому випадку є навіть меншими, ніж в барабані в стані поставки, тобто без вибірок) і якнайширша вибірка на тілі барабана в околі отвору. Показовими з цього погляду є результати,

отримані для вибірок в околі отворів № 22, № 33, № 47, № 54. Вибірki на цих отворах і в околі цих отворів, які також належать до «шаблону» чотирьох водоспускних отворів, є меншими, ніж вибірki в околі отвору № 45 (див. Додатки А.4). Але водночас вони є і вузкими, що і послужило основою причиною того, що максимальні напруження в околі цих отворів отримано більші, ніж в околі отвору № 45.

Якісно результати розрахунків збігаються з аналогічними, приведеними вище для отвору № 45. Тому наведемо тут лише основні кількісні показники для цих отворів без графічних ілюстрацій.

Отвір № 22. Максимальне значення інтенсивності напружень за наявних вибірок ($h_{bf}=9$ мм; $b_{bf}=50$ мм; $l_{bf}=50$ мм; $h_{of}=5,5$ мм; $b_{of}=60$ мм; $l_{of}=65$ мм) – **620,4** МПа (колові напруження в найнавантаженому місці сягають величини **665,5** МПа). Оптимізуючи форму вибірку (шляхом виконання розточення отвору у вигляді зрізаного конусу та збільшення ширини вибірки на тілі барабана в околі отвору до діаметру отвору ($b_{bf}=130$ мм)), можна зменшити відповідні показники до 413,9 (417,9) МПа (лише розточення дає відповідні максимальні показники: 536,7 та 574,3 МПа відповідно).

Тож очевидно, що шляхом оптимізації геометричних параметрів вибірок, максимальні напруження в околі отвору № 22 можна зробити меншими, ніж в околі отвору № 45, де вибірка на тілі барабана довша і вибірка на отворі глибша. Виконання вузьких вибірок спричиняє істотне зростання максимальних напружень. З іншого боку, такі великі значення напружень, отримані в рамках пружної моделі, вказують на закладений великий експлуатаційний ресурс барабана, який при таких значних напруженнях не зазнає катастрофічного руйнування.

Отвір № 33. Максимальне значення інтенсивності напружень за наявних вибірок ($h_{bt}=7,5$ мм; $b_{bt}=65$ мм; $l_{bt}=77$ мм; $h_{ot}=3,5$ мм; $b_{ot}=50$ мм; $l_{ot}=65$ мм) рівне **559,2** (колових напружень – **590,5**) МПа. Відзначимо, що глибина вибірки на отворі майже удвічі менша, ніж глибина вибірки на отворі № 45, а глибина на тілі барабана в околі отвору – на 1,5 мм, водночас максимальні напруження – істотно більші.

Виконавши розточення отвору і збільшивши ширину вибірки на тілі барабана в околі отвору, можна знизити максимальні експлуатаційні напруження в околі отвору № 33 до 419,2 (423,3) МПа (лише розточення дає максимуми: 488,6 (505,5) МПа), що є дещо меншими, ніж в околі отвору 45.

Отвір № 47. Відповідні максимуми за наявних вибірок ($h_{bt}=7$ мм; $b_{bt}=55$ мм; $l_{bt}=75$ мм; $h_{ot}=4$ мм; $b_{ot}=55$ мм; $l_{ot}=60$ мм): **560,3 (588,3)** МПа; оптимізуючи форму вибірку – 413,7 (416,6) МПа.

Отвір 54. За наявних вибірок ($h_{bf}=7$ мм; $b_{bf}=60$ мм; $l_{bf}=60$ мм; $h_{of}=5$ мм; $b_{of}=40$ мм; $l_{of}=50$ мм) максимальне значення інтенсивності напружень в околі отвору рівне **602,3** МПа (максимальні колові напруження – **646,3** МПа); оптимізуючи форму вибірки їх можна зменшити до 404,5 (407,1) МПа.

Отвір 16 також потребує оптимізації форми вибірок. За наявних вибірок максимальне значення інтенсивності напружень рівне 480,2 МПа (колові напруження – 483,4 МПа). Після кругового розточення отвору і розширення вибірки на тілі барабана в колі отвору до 130 мм максимальні напруження можна зменшити до 416,8 (429,5) МПа.

Отже, за умови виконання раціональних за геометричними параметрами вибірок, серед усіх отворів, що належать шаблонам з 4 водоспускних отворів, найбільші напруження виникали б в околі отвору № 45 з тилу. Однак виконання вузьких вибірок призводить до спричинення додаткових напружень в околах отворів № 22, № 33, № 47, № 54, так що серед усіх отворів цієї групи найнавантаженишим виявляється окіл отвору № 22 (з фронту).

Особливої уваги вимагають отвори №12, № 13, № 14 (обичайка 310551) та № 55, № 56, № 57 (310461), оскільки ряди з трьох водоспускних отворів є найнавантаженишими.

Отвір №14. Поверхневий аналіз геометричних параметрів дозволяє констатувати, що, швидше за все, максимальні напруження в барабані за умов, що моделюють експлуатаційні, виникатимуть в околі отвору № 14, хоч самі по собі вибірки на отворі і на тілі барабана з внутрішньої поверхні не є такими глибокими.

До такого висновку спонукає ширина вибірки на отворі з тилу (параметри вибірки: $h_{bt}=7,5$ мм; $b_{bt}=80$ мм; $l_{bt}=65$ мм; $h_{ot}=4$ мм; $b_{ot}=12$ мм; $l_{ot}=25$ мм) разом з належністю отвору до ряду з трьох водоспускних отворів, експлуатаційні напруження для яких є найбільшими серед усіх шаблонів отворів.

Обчислювальний експеримент засвідчив, що максимальне значення інтенсивності напружень на краю отвору рівне **773,6** МПа (максимальні колові напруження **862,5** МПа)!!! І все це внаслідок дуже малої ширини вибірки на отворі ($b_{ot}=12$ мм). Виконання кругового розточення отвору зменшує максимальні напруження на **понад третину** – до **478,8** МПа (максимальні колові напруження 491,7 МПа). Розширення вибірки на тілі барабана в околі отвору до діаметру отвору ще зменшує максимальні напруження – до **433,4** МПа (максимальні колові напруження зменшуються до 438,7 МПа).

Тож оптимізацією форми вибірки можна практично удвічі зменшити максимальні напруження в околі отвору 14. Однак, максимальні напруження в цій зоні все ж таки не вдасться зробити меншими, ніж максимальні напруження в околі отвору № 45. Вони залишатимуться більшими в середньому на 15 МПа.

На **отворі №55**, який теж належить до трійки найнавантажениших отворів, маємо найглибшу вибірку ($h_{of}=10$ мм) і доволі довгу ($l_{of}=80$ мм). Ситуацію покращує той факт, що вибірка на тілі барабана в околі цього отвору не є достатньо глибокою ($h_{bf}=4$ мм; $l_{bf}=90$ мм). У таких випадках, як бачили раніше, необхідно вибірку робити якнайширшою. За виконання кругового розточення отвору максимальні напруження можна зменшити з 507,9 (526,3) МПа до 418,8 (421,1) МПа.

У «шаблоні» п'яти отворів найслабшою зоною є окіл **отвору № 62**. З фронту отвору маємо вибірку з такими геометричними параметрами: $h_{bf}=7$ мм; $b_{bf}=160$ мм; $l_{bf}=80$ мм; $h_{of}=6,5$ мм; $b_{of}=65$ мм; $l_{of}=65$ мм. Параметри вибірки з тилу: $h_{bt}=8$ мм; $b_{bt}=230$ мм; $l_{bt}=155$ мм; $h_{ot}=4$ мм; $b_{ot}=65$ мм; $l_{ot}=75$ мм. Обчислювальний експеримент показав, що максимальні напруження під час стаціонарної експлуатації на краю отвору з фронту барабана за наявних вибірок рівні 505,4 МПа (при цьому

максимальні колові напруження, які відіграють основну роль при зародженні і поширенні тріщин, досягають 527,6 МПа). Шляхом виконання кругового розточення отвору можна знизити ці напруження до 423,4 (429) МПа. Однак, з тилу барабана вже маємо глибоку, широку і довгу вибірку, яка викликає в цій зоні під час експлуатації максимальні напруження, інтенсивністю 503,6 МПа (колові напруження – 520,4 МПа). Шляхом кругового розточення отвору максимальні напруження можна дещо зменшити – до **451,8** МПа (колові напруження – до **459** МПа), але, як бачимо, вони все одно залишаться найбільшими.

Напруження в околі двох сусідніх отворів № 60 і № 58 з доволі серйозними вибірками є дещо меншими – відповідно 487,6 (507,6) та 499,1 (520,8) МПа. Після кругового розточення отворів максимальні напруження в околах цих отворів відповідно будуть 416,3 (422,1) та 414,5 (419) МПа.

У «шаблонах» з шести водоспускних отворів найнавантаженишим є **отвір 67**. Максимальна інтенсивність напружень в околі цього отвору рівна 496,1 МПа (максимальні колові напруження 517,5 МПа). Після оптимізації геометричних параметрів вибірок відповідні максимальні значення – 388,6 (391,4) МПа.

Розрахунки для інших вибірок на тілі барабану в околі отворів вказують на аналогічні закономірності. Напруження в них є меншими від наведених вище.

Таким чином, на основі аналізу результатів комп'ютерного моделювання можна зробити висновок, що максимальні напруження в зоні вибірки суттєво залежать від форми та розмірів вибірки, зокрема, від її ширини. Вузькі вибірки самі по собі є сильними концентраторами напружень і їх слід уникати. Збільшення ширини вибірки в околі отвору сприяє зменшенню концентрації напружень в барабані у цій зоні (див. рис. 3.37). У випадку довгих вибірок (60 мм і більше) глибиною 7 мм і більше вибірки бажано робити шириною до діаметру отворів. В околі таких глибоких вибірок при меншій їх ширині максимальні напруження істотно перевищують межу пластичності матеріалу.

При виконанні вибірок на отворах рекомендовано кругове розточення отворів у вигляді зрізаного конусу. При такому розточенні отворів погіршення міцнісних характеристик барабана не відбувається (у порівнянні з барабаном без вибірок) –

максимальні напруження у випадку розточення отворів навіть стають меншими (в середньому на 5-7 МПа). Саме наявність вузьких вибірок на отворах № 14, 22, 33, 47, 54 привели до того, що експлуатаційні напруження в цих околах більші, ніж в околі отвору № 45 з найглибшою і найдовшою вибіркою. Для прикладу оптимізацією форми вибірки в околі отвору № 14 (з тилу) можна практично удвічі зменшити максимальні напруження. При цьому кругове розточення отвору зменшує максимальні напруження на понад третину. Тож з погляду міцності оптимальним є кругове розточування отвору у вигляді зрізаного конусу замість виконання стандартної вибірки на отворі і збільшення ширини вибірки на тілі барабана в околі отвору.

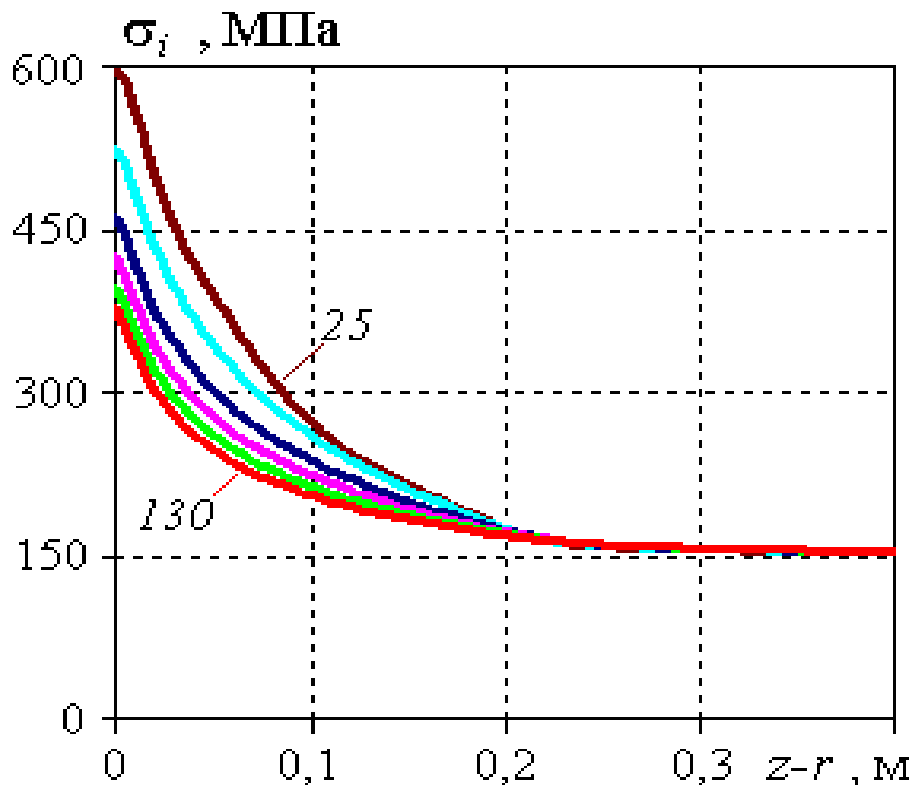


Рис. 3.37. Інтенсивність напружень на внутрішній поверхні барабана з вибіркою $h_b=8$ мм та $l_b=110$ мм за ширини: 25, 40, 60, 80, 100 і 130 мм

3.6. Пружно-пластичне деформування в околі отворів

Обчислювальний експеримент показав, що інтенсивність напружень в околах багатьох отворів під час експлуатації перевищує межу пластичності матеріалу. У зв'язку з цим виконано комп'ютерне моделювання процесів деформування барабана на основі рівнянь неізотермічної термопружно-пластичності.

Наведемо деякі з отриманих результатів, зокрема, для отвору № 14, як найнавантаженого під час експлуатації. Для більшої ілюстративності подамо результати для режиму гідравлічних випробувань, коли тиск збільшується на 25% від номінального.

Як бачимо, в околі отвору має місце пластичне деформування, яке практично охоплює всю товщину барабана в цій зоні (див. рис. 3.38). В осьовому напрямі зона пластичного деформування поширюється приблизно на 35 мм (див. рис. 3.40).

Після повного зняття навантаження біля отвору виникають залишкові стискальні напруження порядку 70% від межі пластичності (див. рис. 3.41-3.43). Причому залишкові напруження наводяться практично по всій товщині цієї області біля отвору. Матеріал в околі отвору зміцнюється внаслідок пластичного деформування і в подальшому – при номінальному навантаженні $p = 148 \text{ кгс/см}^2$ деформується винятково пружно, що ілюструють рис. 3.44-3.46.

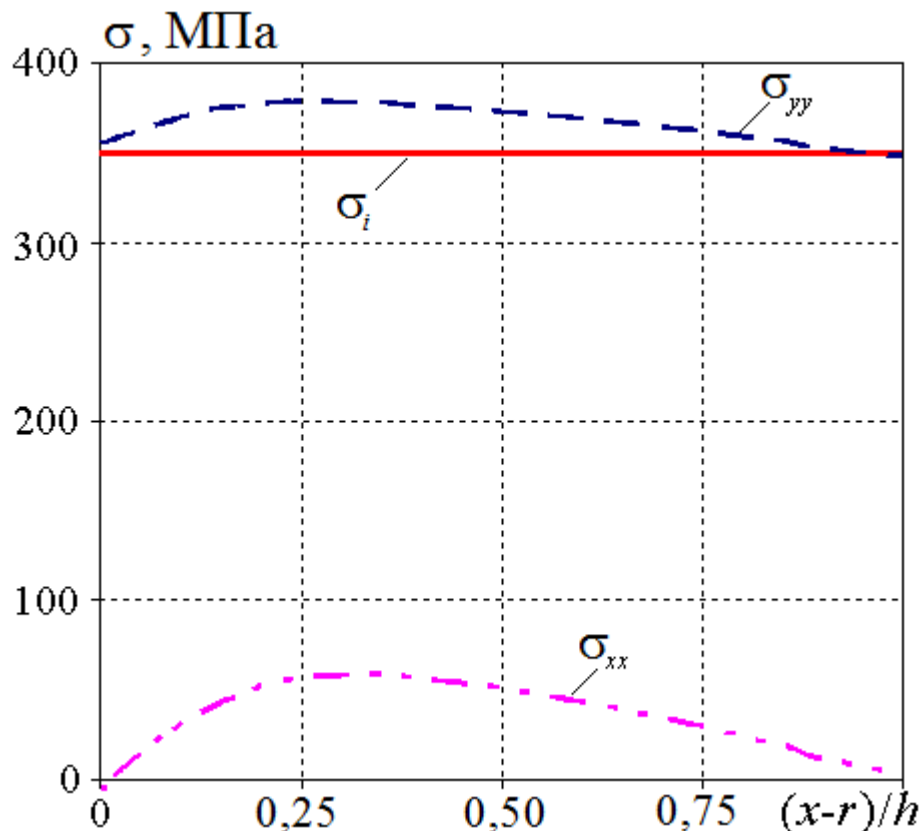


Рис. 3.38. Розподіл напружень по товщині барабана в найнавантаженому місці на отворі № 14 під час гідравлічних випробувань (за припущення, що виконано кругове розточування отвору при наявній вибірці на тілі барабана в околі отвору)

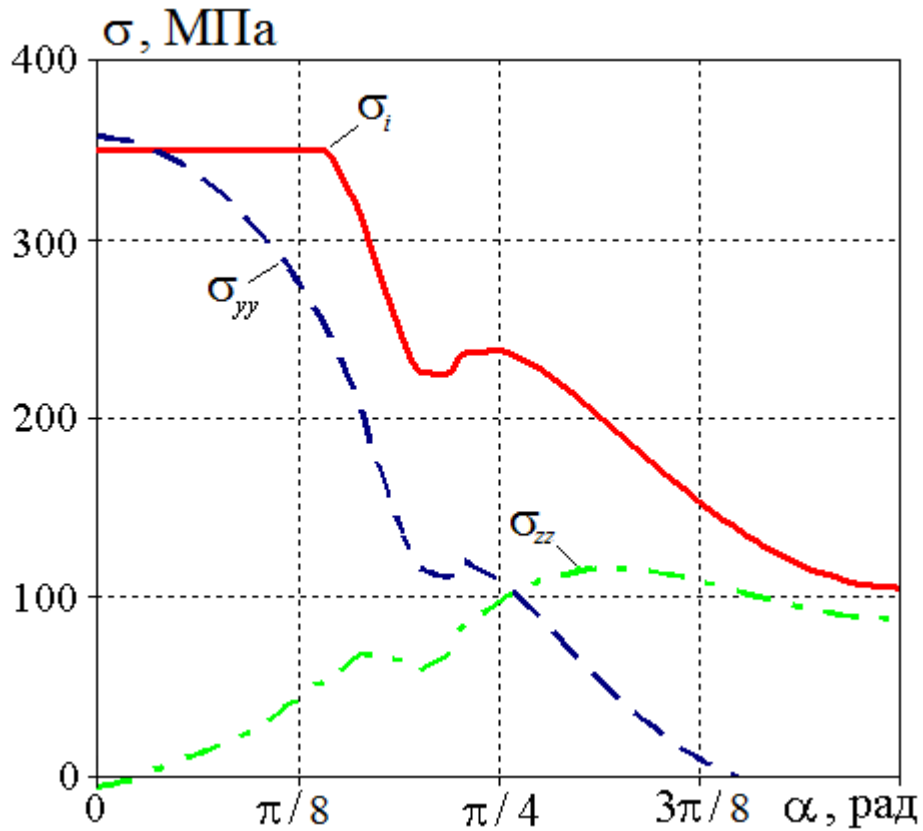


Рис. 3.39. Розподіли напружень на краю отвору № 14 з внутрішньої поверхні барабана під час гідравлічних випробувань

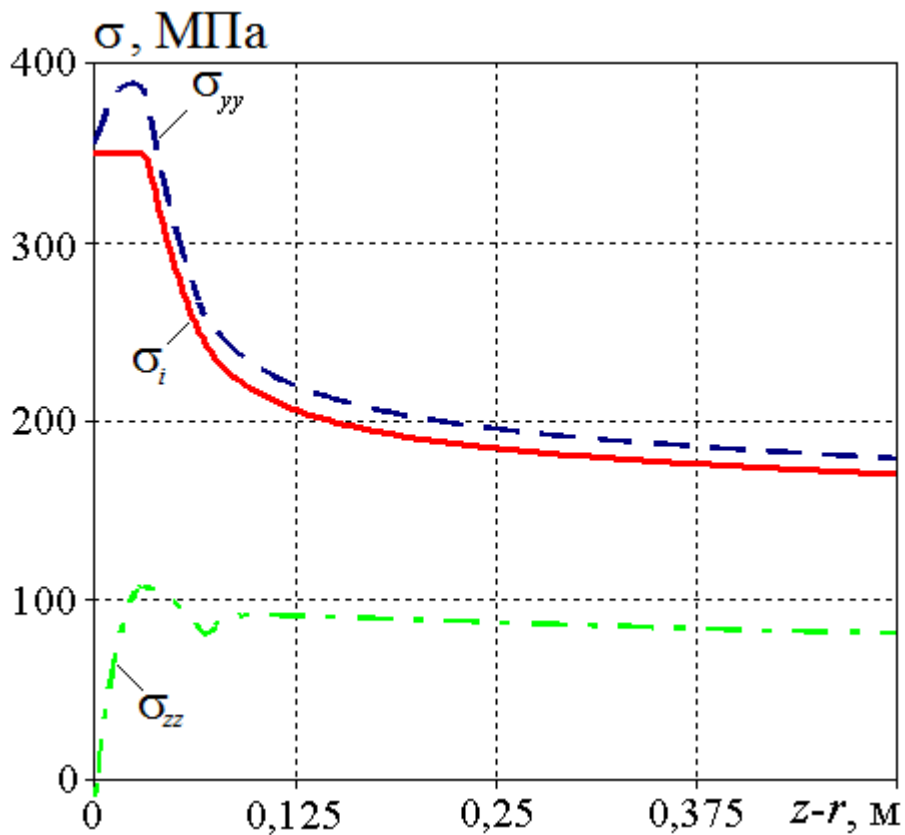


Рис. 3.40. Напруження на внутрішній поверхні барабана в околі отвору № 14 (в залежності від віддалі від отвору в повздовжньому напрямі) під час гідравлічних випробувань (межа пластичності сталі 350 МПа)

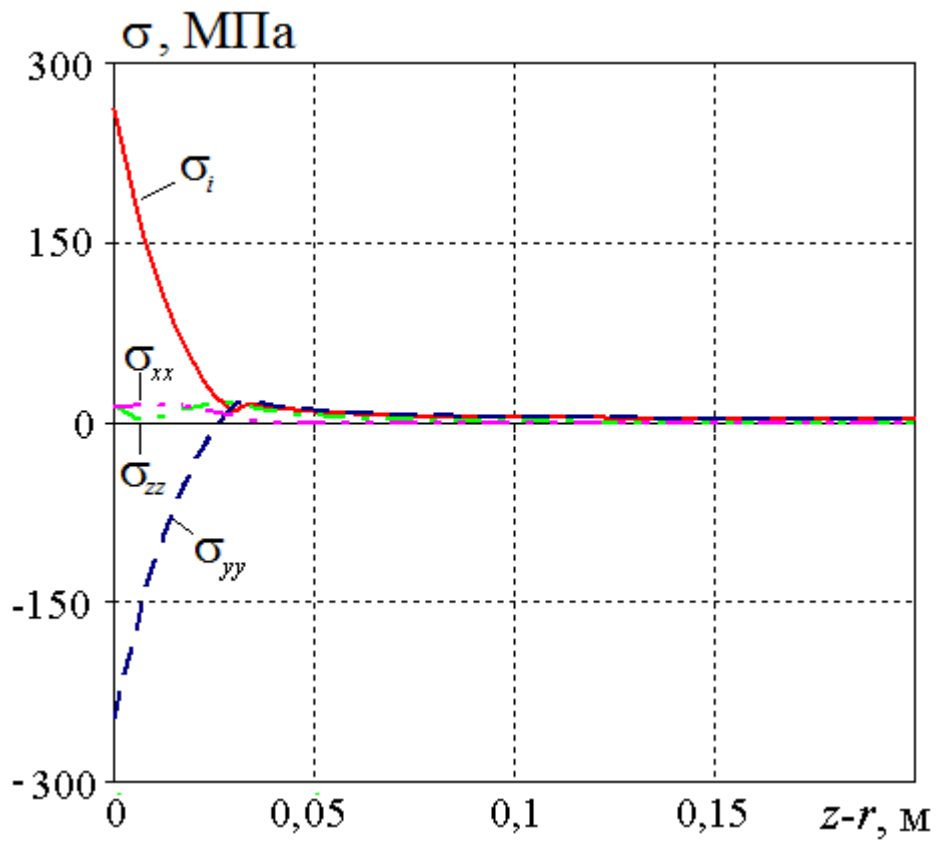


Рис. 3.41. Залишкові напруження на внутрішній поверхні барабана в околі отвору № 14 (залежно від віддалі від отвору в повздовжньому напрямі) після гідравлічних випробувань

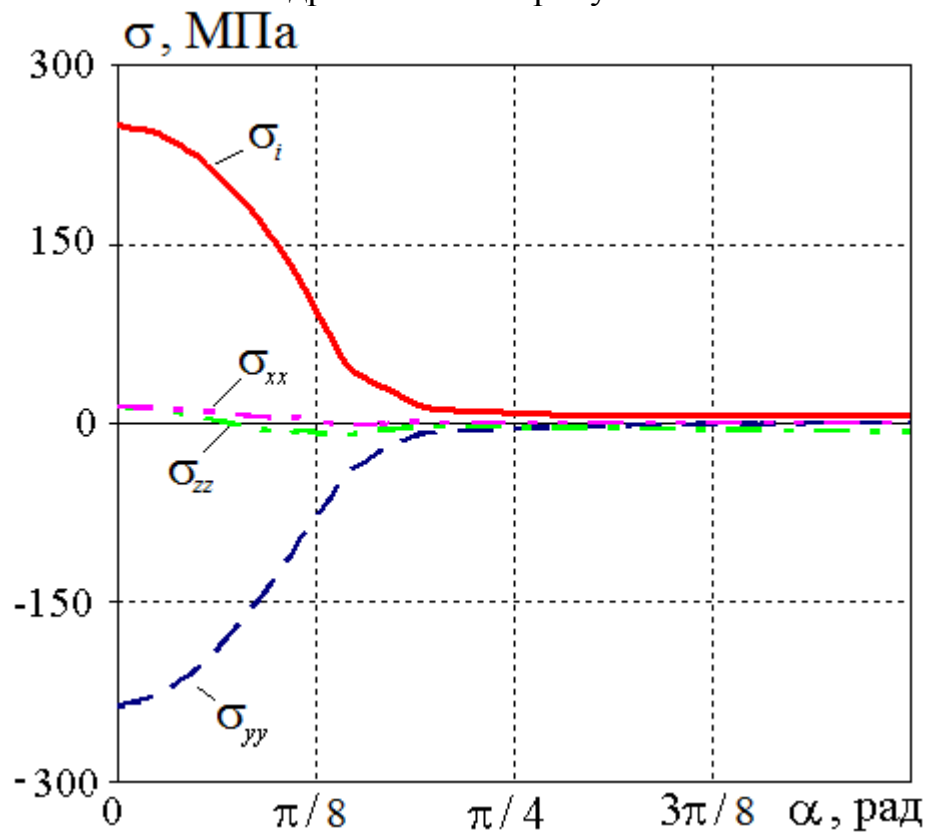


Рис. 3.42. Залишкові напруження на краю отвору № 14 з внутрішньої поверхні барабана після гідравлічних випробувань

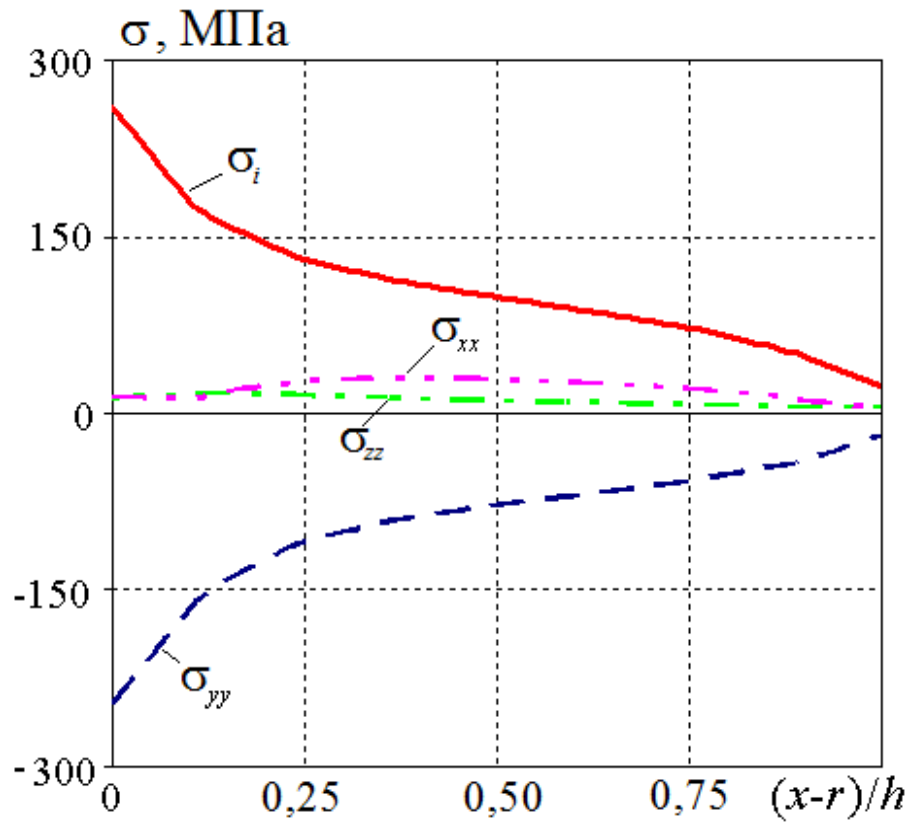


Рис. 3.43. Залишкові напруження по товщині барабана в найнавантаженішому місці на отворі № 14 після гідравлічних випробувань

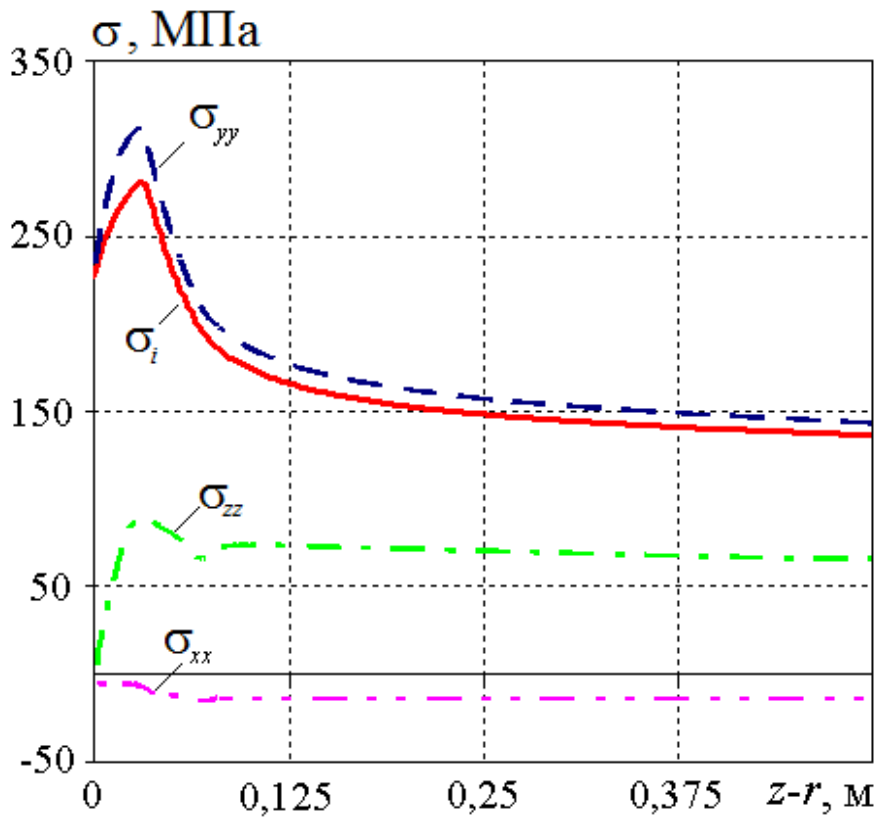


Рис. 3.44. Напруження на внутрішній поверхні барабана в околі отвору № 14 (в залежності від віддалі від отвору в повздовжньому напрямі) під час стаціонарної експлуатації після гідравлічних випробувань

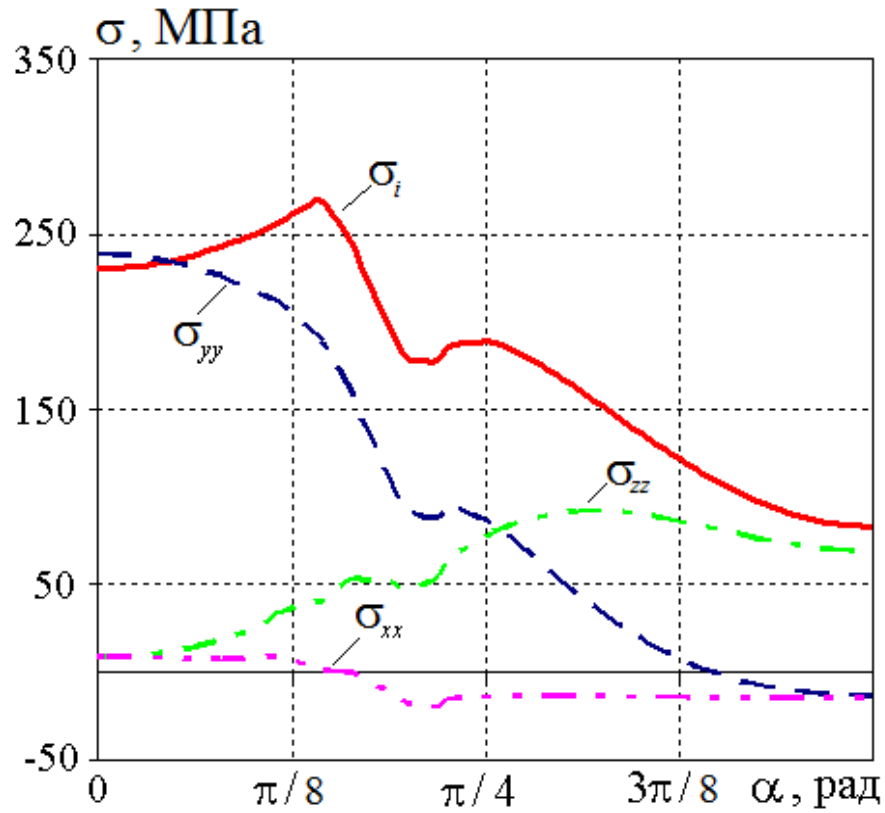


Рис. 3.45. Напруження на краю отвору № 14 з внутрішньої поверхні барабана під час стаціонарної експлуатації після гідравлічних випробувань

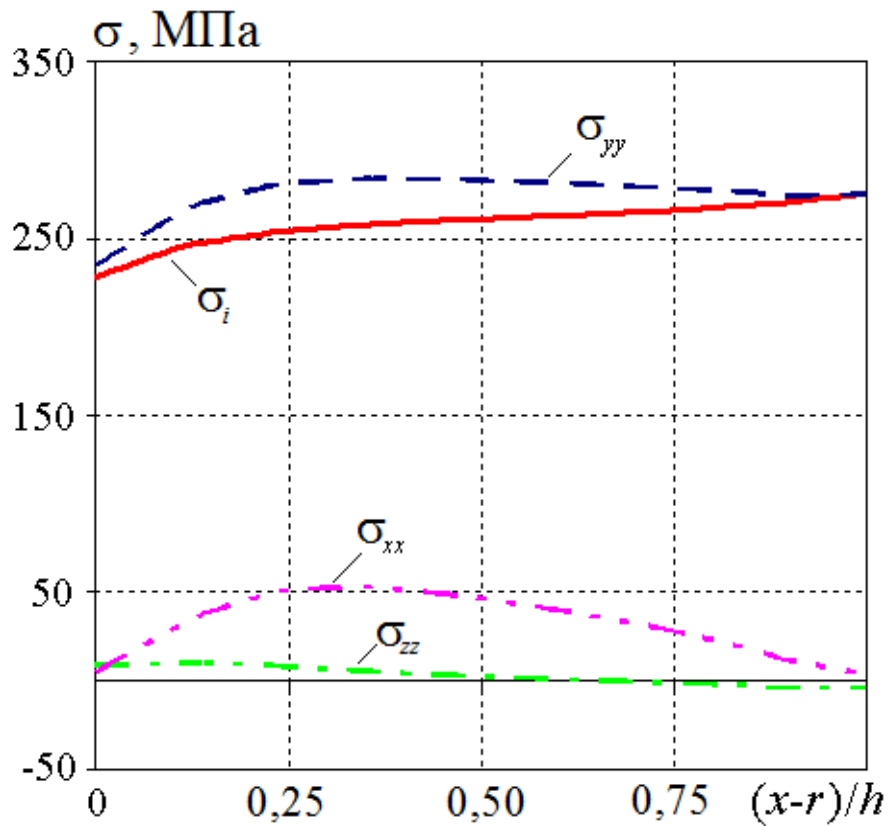


Рис. 3.46. Розподіл напружень по товщині барабана в найнавантаженішому місці на отворі № 14 під час стаціонарної експлуатації після гідравлічних випробувань

3.7. Напружений стан в околі глибокої вибірки на тілі барабана

В області перетину зварних з'єднань № 8 і №16 на тілі барабана з внутрішньої поверхні виявилась глибока вибірка розміром 128 на 90 мм (її геометричні параметри подано в Додатку А.7).

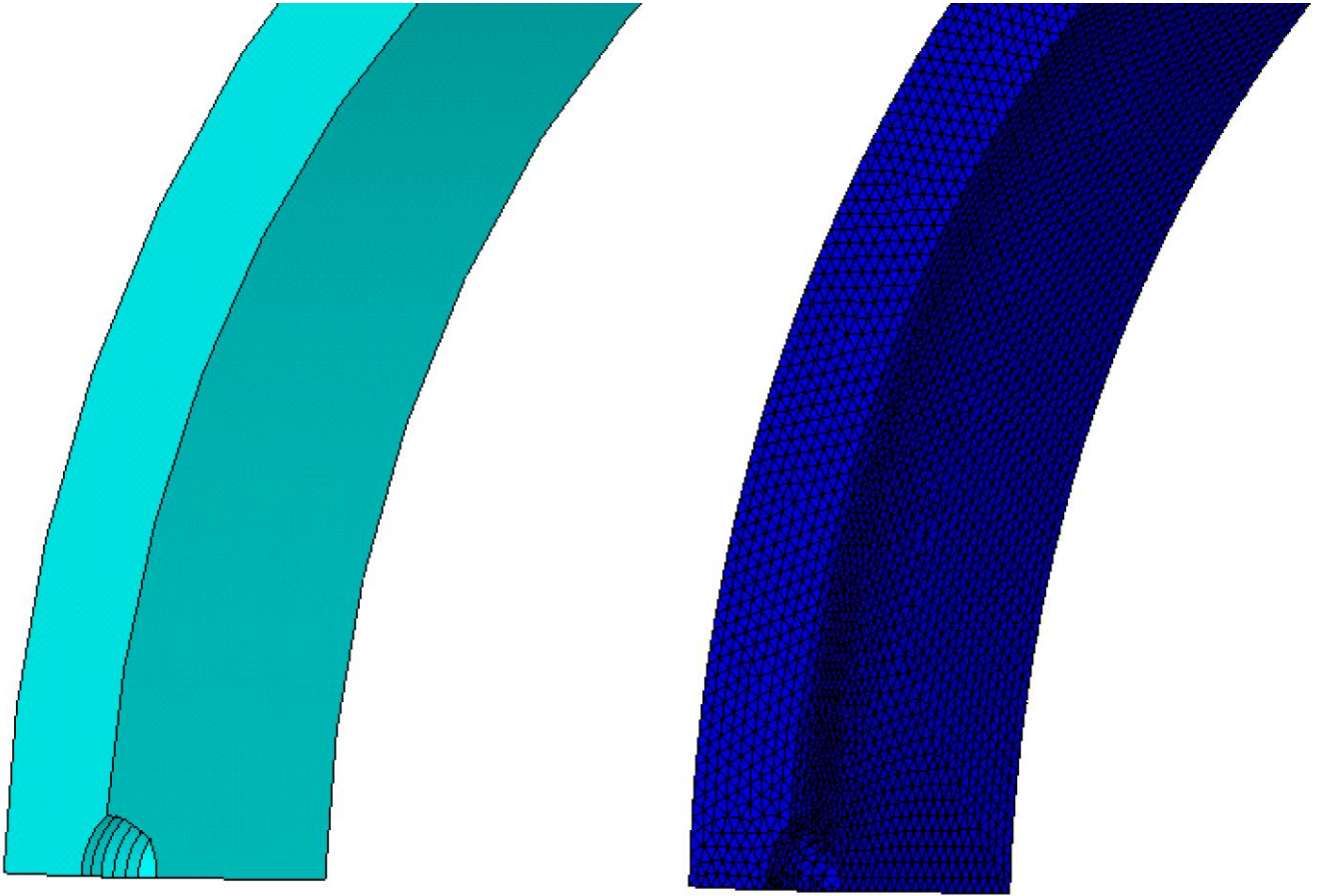


Рис. 3.47. Розрахункова модель вибірки та її скінченно-елементний поділ

Для оцінки міцності барабана в зоні цієї вибірки виконано відповідний обчислювальний експеримент. За розрахункову область взято порожнистий циліндр довжиною 0,6 м., на торцях якого задавали осьові розтягувальні напруження, що виникають внаслідок дії внутрішнього тиску на днища. На внутрішній поверхні і на поверхні вибірки задано номінальний робочий тиск. Зовнішня поверхня циліндра вільна від навантаження. Припускали, що вибірка є симетричною і розглядали четверту частину області (див. рис. 3.47). У поздовжньому напрямі задавали профіль тріщини з тилу (див. Додаток А.7). В коловому напрямі вибірку моделювали так, щоб її ширина дорівнювала 90 мм.

На рис. 3.49 відображено розподіл інтенсивності напружень в околі вибірки, а на рис. 3.50 – напруження по товщині барабана в найтоншому місці.

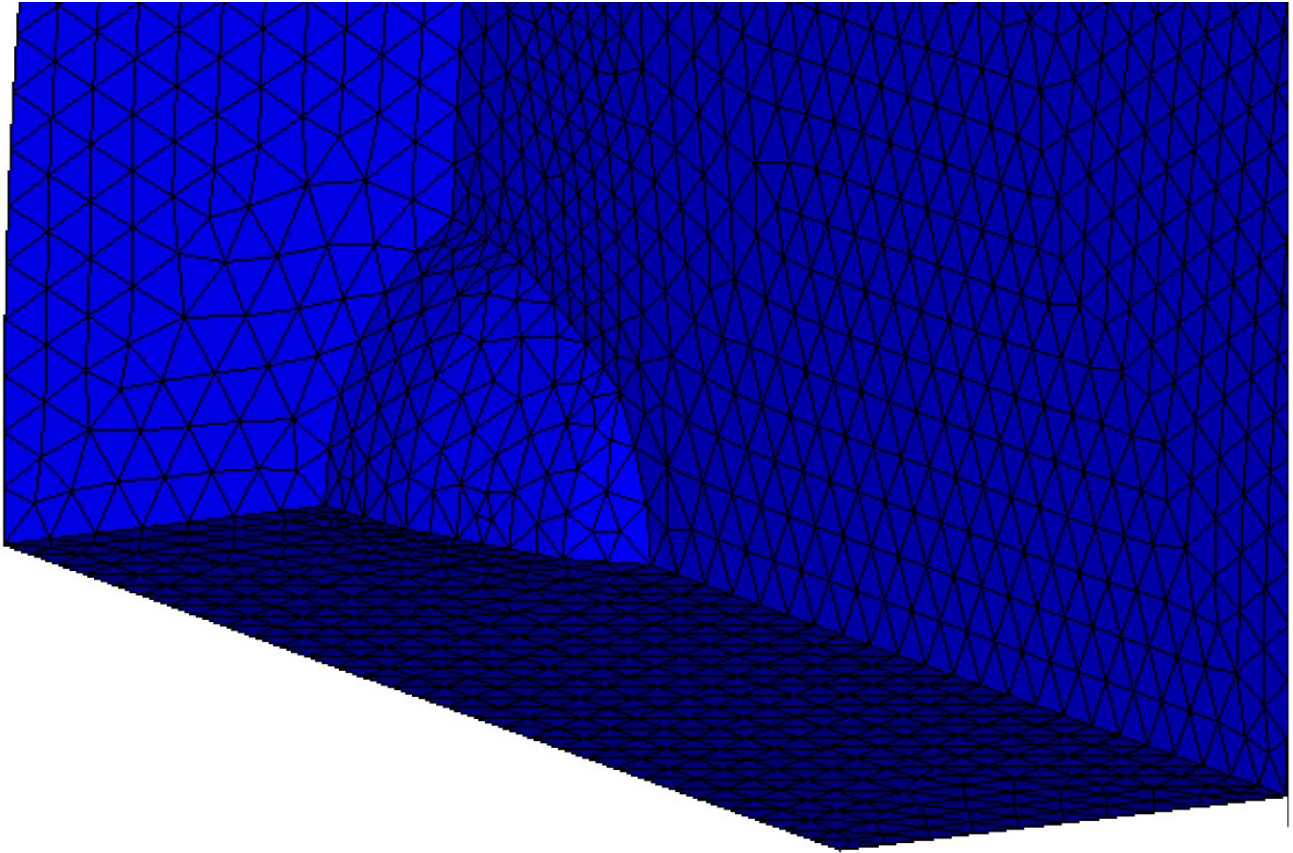


Рис. 3.48. Детальніший вигляд поділу області на квадратичні елементи у вигляді тетраєдрів

Як бачимо, максимальні напруження в найглибшому місці вибірки є істотно меншими, ніж в околі отворів з вибірками. Менші вони і за межу пластичності обичайки № 310461 (310 МПа при 350 °С і 385 МПа при 20 °С; див. Додатки А.1 – А.3). Беручи до уваги межу пластичності зварних швів (див. Додаток А.7), біля яких ця вибірка розміщена, можемо констатувати, що барабан в цьому місці під час експлуатації деформується винятково пружно.

Зауважимо, що фактичні напруження в околі цієї вибірки будуть дещо меншими, оскільки розглядувана вибірка орієнтована під певним кутом до осі циліндра, а це означає, що вона є дещо ширшою, а зі збільшенням ширини вибірки, як було показано раніше, напруження зменшуються.

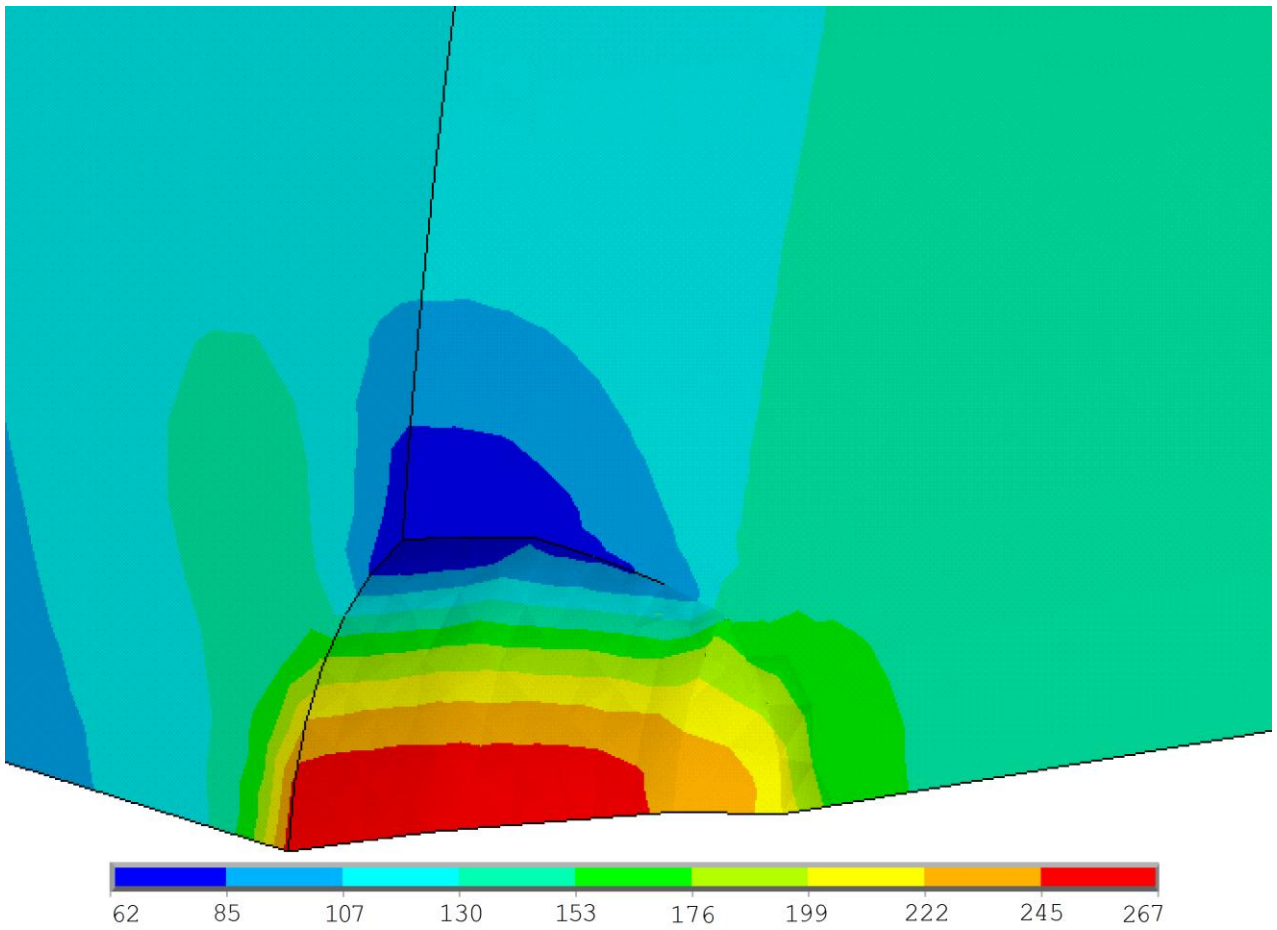


Рис. 3.49. Інтенсивність напружень в околі найглибшої вибірки

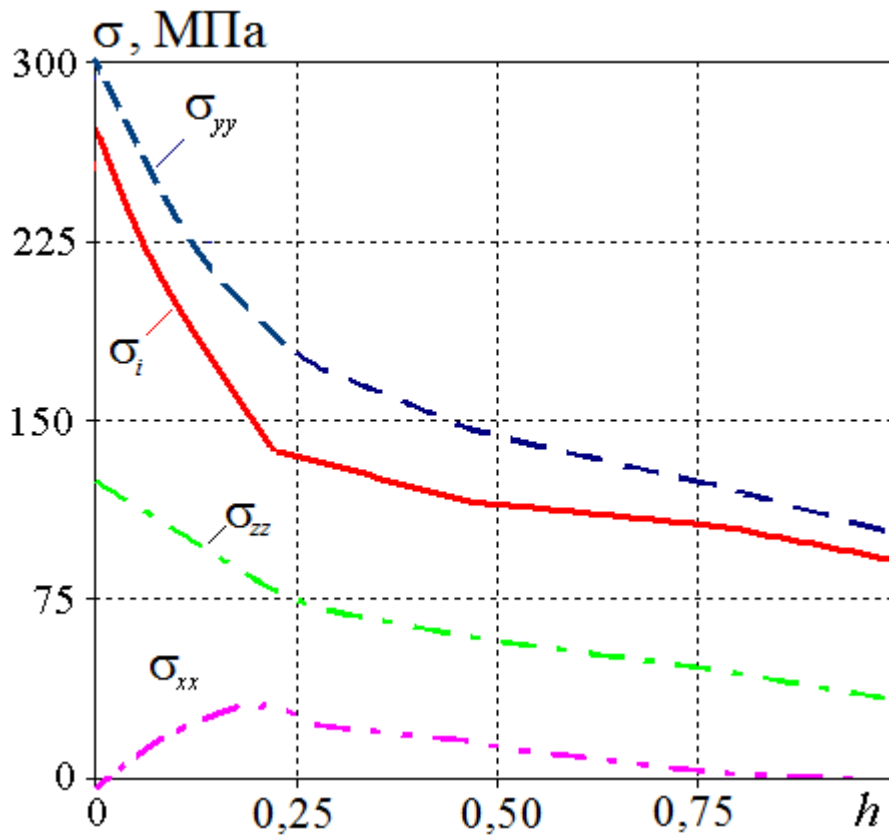


Рис. 3.50. Напруження по товщині барабана в найтоншому його місці всередині вибірки (відносна товщина $h = (x - R_1 - h_b) / (R_2 - R_1 - h_b)$, де $h_b = 0,02152$ м)

Таким чином, виконані дослідження напружено-деформованого стану барабана котлоагрегату 18/ТП-100 за умов, що відповідають експлуатаційним (температура 345°C , тиск $p=148 \text{ кгс/см}^2$) показали, що найнавантаженишими місцями барабана є невеличкі околи (порядку кількох сантиметрів) отворів у водяному об'ємі барабана з його внутрішньої поверхні. При цьому в цих місцях виявлено сильно локальний характер збурення напружень – зона концентрації напружень охоплює області порядку радіусу отвору. Наявність концентрації напружень в околах отворів може призводити до локального накопичення пошкоджень, утворення і розвитку тріщин. Саме в цих місцях слід очікувати появи пошкоджень і дефектів в першу чергу. За межами околів цих отворів практично встановлюється безмоментний напружений стан, аналогічний тому, що виникає в циліндрі таких же розмірів без отворів за аналогічних умов.

У разі виявлення тріщин в околі отворів матеріал пошкодженої зони усувають разом з тріщинами шляхом виконання технологічної вибірки. Максимальні напруження в зоні вибірки суттєво залежать від її форми та розмірів, зокрема, від її ширини. Вузькі вибірки самі по собі є сильними концентраторами напружень і їх слід уникати. Збільшення ширини вибірки в околі отвору сприяє зменшенню концентрації напружень в барабані у цій зоні. У випадку довгих вибірок (60 мм і більше) глибиною 7 мм і більше вибірки бажано робити шириною до діаметру отворів. В околі таких глибоких вибірок при меншій їх ширині максимальні напруження істотно перевищують межу пластичності матеріалу.

При виконанні вибірок на отворах рекомендовано кругове розточення отворів у вигляді зрізаного конусу. При такому розточенні отворів погіршення міцнісних характеристик барабана не відбувається (у порівнянні з барабаном без вибірок) – максимальні напруження у випадку розточення отворів навіть стають меншими (в середньому на 5-7 МПа).

Найнавантаженишими місцями барабана є відносно невеличкі ділянки його внутрішньої поверхні в околі отворів. Напруження в цих місцях за умов експлуатації перевищують межу пластичності, і характер деформування в цих зонах є пружно-пластичним. Метал в зонах пластичного деформування зміцнюється. При

розвантаженні у ньому виникають стискальні залишкові напруження, і за повторного навантаження матеріал деформується вже винятково в пружній області (вторинні пластичні деформації оберненого знаку не виникають). Тому пошкоджуватись метал може лише при першому досягненні максимальних напружень, тобто матиме місце пристосовуваність при циклічному навантаженні.

Результати, отримані під час дослідження напружено-деформованого стану барабана котлоагрегату типу ТП-100 використано в подальшому (див. Розділ 7) при оцінці його залишкового експлуатаційного ресурсу і визначенні умов і можливості продовження термінів його експлуатації понад парковий ресурс.

3.8. Напружено-деформований стан барабана за різних режимів його експлуатації

У процесі реальної промислової експлуатації неможливо забезпечити постійну температуру водно-парової суміші в барабані. Циркуляція робочої суміші по замкненому циклу, постійне поповнення суміші технічною водою призводить до того, що навіть під час стаціонарної експлуатації температура робочої суміші коливається навколо певного номінального значення. При визначенні накопиченої пошкоджуваності металу і експлуатаційного ресурсу важливо знати якою повинна бути амплітуда цього коливання, щоб стаціонарний режим з урахуванням термоциклування не впливав, або впливав мінімально на накопичувану пошкоджуваність металу, і, отже, ощадливіше використовувався б експлуатаційний ресурс обладнання.

Іноді також виникають ситуації аварійної зупинки (через розрив екранної труби чи пошкодження колектора тощо). Тому важливо також дослідити внесок режиму аварійної зупинки а накопичувану пошкоджуваність металу.

Після ремонтних робіт виконують гідравлічні випробування, щоб перевірити якість виконаних робіт і герметичність барабану. Внутрішній тиск при гідравлічних випробуваннях поступово збільшують і доводять до тиску, який на 25% від номінального робочого тиску, і після візуального огляду поступово зменшують до нуля.

Ну й звісно, що час від часу котлоагрегат зупиняють і потім знову запускають. Тому важливо всебічно дослідити напружено-деформований стан барабану під час цих циклічних режимів роботи і з'ясувати внесок кожного з цих циклічних режимів в загально пошкоджуваність металу і оптимізувати цей внесок (тобто, по-можливості, зробити якомога меншим).

Розглянемо основні результати дослідження міцності барабана № 21406 котлоагрегату 30/ТП-100 блоку №5 ДЕК "Бурштинська ТЕС" (див. Додатки Б) під час циклічних режимів роботи котлоагрегату. Цей барабан відрізняється від розглянутого вище товщиною стінки (0,105 м, замість 0,095 м) та деякими параметрами експлуатації, зокрема номінальним тиском $p = 15,5$ МПа.

Усі закономірності, отримані у попередніх підрозділах, характерні для розглядуваного тут барабану. Максимальні напруження в барабані в процесі стаціонарної експлуатації виникають в околі отворів, де наявна яскраво виражена концентрація напружень. Напруження в усіх інших місцях барабана, включаючи днища, істотно менші.

3.8.1. Стаціонарний режим експлуатації з термоциклуванням. Конкретизуємо загальне формулювання задачі для даного режиму, наведене у п. 3.1. Початкову температуру в барабані приймаємо номінальну температуру робочого середовища, тобто $T_0 = 340^\circ\text{C}$. Температура робочого середовища T_S повільно змінюється за синусоїдою в околі початкової температури T_0 з амплітудою 20°C та частотою $\omega = 6,684$ (год)⁻¹; внутрішній тиск $p = 15,5$ МПа

Обчислювальний експеримент показав, що значення напружень в барабані за умов стаціонарної експлуатації з урахуванням термоциклування коливаються навколо напружень, отриманих за внутрішнього тиску 15,5 МПа та температури 340°C (див. рис. 3.51-3.54). Максимальні значення амплітуди коливань напружень за цикл при цьому виникають на внутрішній поверхні в околі точки A' на отворі (див. рис. 3.51; на рисунку виділені лінії, на яких в подальшому виведено результати).

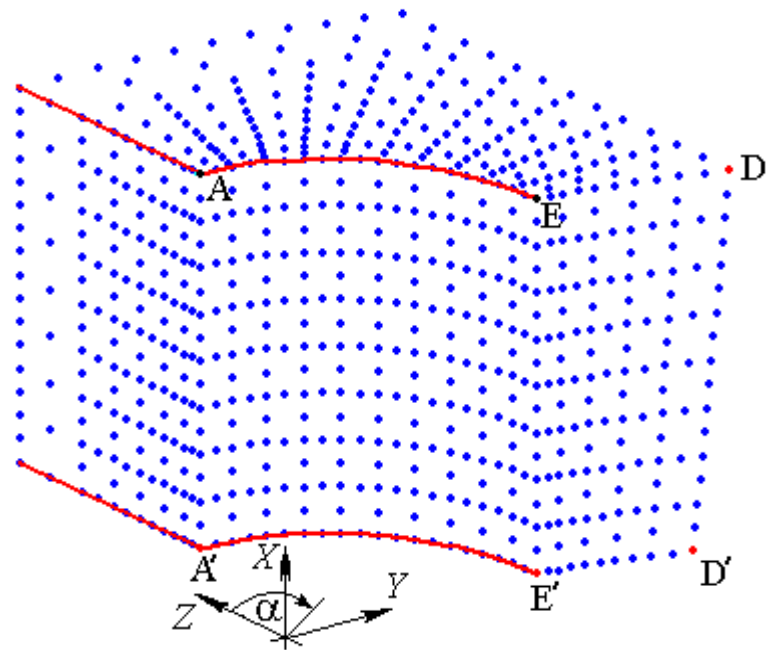


Рис. 3.51. Вузли скінченно-елементного поділу околу отвору барабана

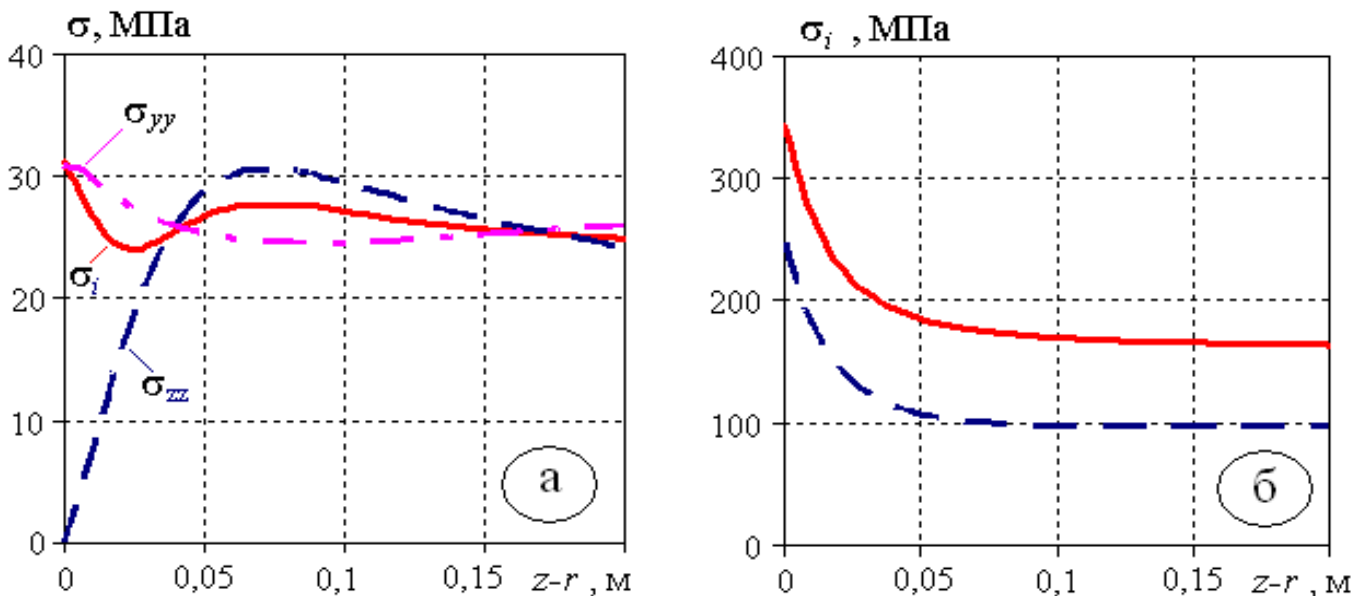


Рис. 3.52. Температурні напруження на внутрішній поверхні (уздовж лінії $A'E'$) та інтенсивність сумарних напружень на внутрішній (суцільна лінія) і зовнішній (штрихова лінія) поверхнях (уздовж ліній $A'E'$ і AE) у момент часу, коли температура робочого середовища становить $320\text{ }^{\circ}\text{C}$

За монотонного спадання температури робочого середовища всередині барабана під час стаціонарного режиму роботи (від 340 до $320\text{ }^{\circ}\text{C}$) поступово зростає перепад температури за товщиною стінки барабана (температура внутрішньої поверхні спадає при цьому швидше). На внутрішній поверхні барабана виникають розтягувальні температурні напруження (див. рис. 3.52-а), які накладаються на напруження розтягу, спричинені дією тиску водно-парової суміші.

У момент часу, коли вплив температурних напружень максимальний (коли температура робочого середовища сягає 320 °С) в околі точки A' інтенсивність напружень від впливу температури і тиску досягає значення 343,78 МПа (див. рис. 3.52-б).

Надалі температура водно-парової суміші всередині барабана починає монотонно в часі зростати (до температури 360 °С). Внаслідок взаємодії процесів теплопровідності і теплообміну змінюється характер розподілу температурних напружень за товщиною стінки барабана. Температура внутрішньої поверхні барабана з якогось часу стає більшою за температуру зовнішньої поверхні. Внаслідок цього в барабані починають виникати стискальні температурні напруження, які частково компенсують розтягувальні напруження від тиску. Коли вплив зростання температури досягає свого максимуму (при температурі водно-парової суміші 360 °С), сумарні напруження в околі найбільш навантаженої точки барабана на отворі досягають значення 224,18 МПа.

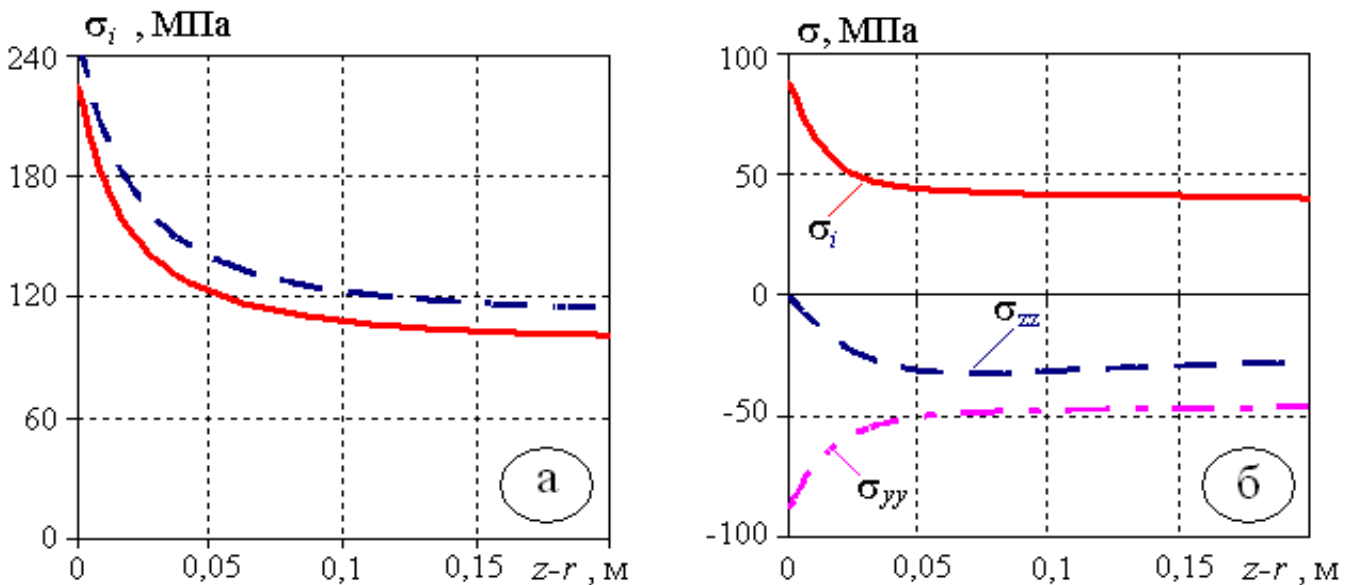


Рис. 3.53. Інтенсивність сумарних напружень на внутрішній (суцільна лінія) і зовнішній (штрихова лінія) поверхнях (уздовж ліній $A'E'$ і AE) (а) та температурні напруження на внутрішній поверхні (уздовж лінії $A'E'$) у момент часу, коли температура робочого середовища становить 360 °С (б)

Напруження на зовнішній поверхні барабана при цьому, як бачимо (див. рис. 3.53-а), є більшими від відповідних напружень на внутрішній поверхні, а максимальний розмах напружень за крок такого термоциклу в барабані виникає

саме в околі точки A' і становить 119,6 МПа. Температурні напруження в околі найбільш навантаженої точки барабана на отворі в момент часу, коли їх вплив максимальний, показано на рис. 3.53-б.

3.8.2. Режими планової зупинки і пуску. Оскільки з монотонним зростанням температури робочого середовища (під час запуску котла) температура внутрішньої поверхні барабана зростає швидше ніж температура його зовнішньої поверхні і, відповідно, стискальні температурні напруження при такому режимі частково компенсують розтягувальні напруження від внутрішнього тиску, розглянемо спочатку режим планової зупинки, напруження на якому можуть бути більші.

При формулюванні задачі про визначення напружено-деформованого стану барабана в режимі планової зупинки припускали (див. п. 3.1), що температура робочого середовища T_S і внутрішній тиск p водно-парової суміші в часі спадає з швидкостями ΔT і Δp відповідно від своїх експлуатаційних значень (340 °С і 15.5 МПа). Під час обчислювального експерименту температуру середовища T_S в часі зменшуємо зі сталою швидкістю 5 °С за хвилину [92], так що на 64-ій хвилині вона виходить на рівень 20 °С (коефіцієнт тепловіддачі $\beta = 2204$ Вт/м²/К); внутрішній тиск монотонно спадає з регламентною швидкістю 0,1 МПа/хв до свого нульового значення.

Задачу розв'язували з кроками за часом 15 с і 30 с; розміри скінченних елементів обирали такими, щоб за товщиною барабана вкладалось 8 елементів. В обох випадках отримали практично ідентичні розв'язки.

Аналіз результатів показав, що за таких умов на 15-ій хвилині режиму планової зупинки в околі отворів барабана виникають максимальні напруження (див. рис. 3.54-а). У порівнянні з номінальними експлуатаційними параметрами тиск робочого середовища в цей час падає на 1,5 МПа, а температура водно-парової суміші – на 75°С ($p = 14$ МПа; $T_S = 265$ °С). У подальшому максимальні напруження поступово зменшуються і сходять нанівець в кінці режиму планової зупинки. Хоч розтягувальні температурні напруження (зображені на рис. 3.54-б при $t = 900$ с) і далі зростають (до моменту часу $t = 1530$ с), та падіння напружень від внутрішнього

тиску після 15-ї хвилини випереджує темпи зростання температурних напружень, що й визначає динаміку сумарних напружень.

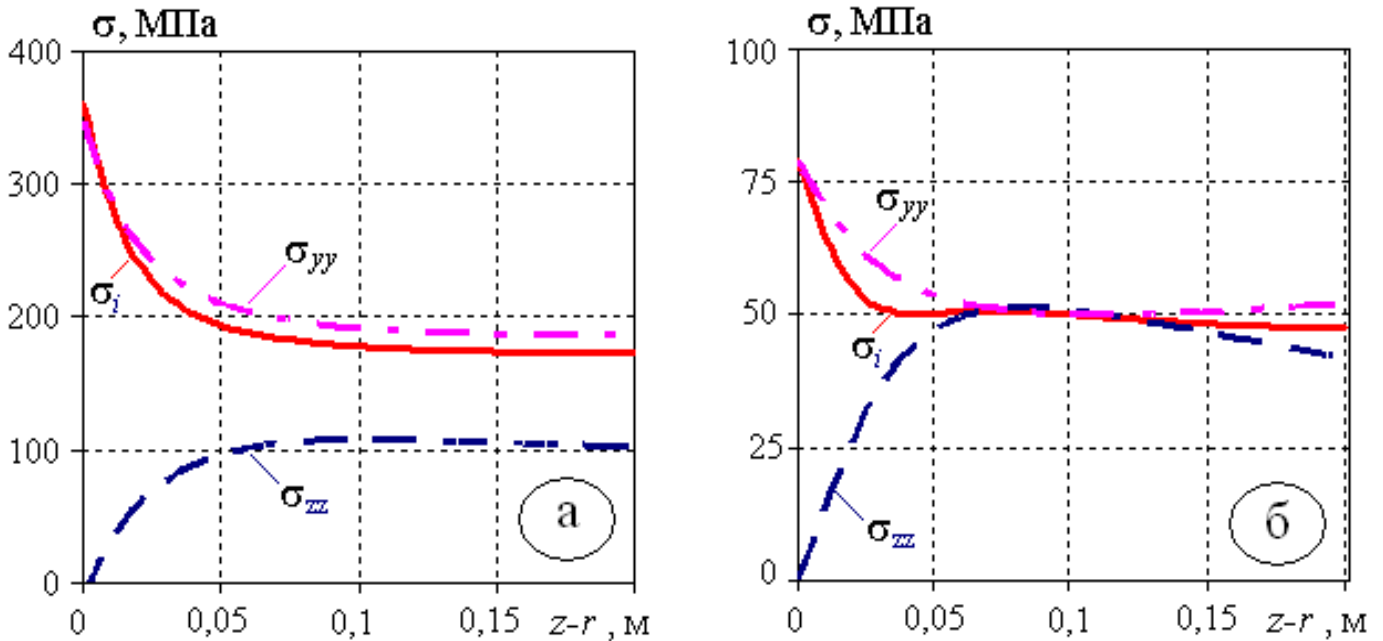


Рис. 3.54. Сумарні (а) та температурні напруження (б) на внутрішній поверхні (уздовж лінії $A'E'$) в момент часу $t = 900$ с планової зупинки

Таким чином, розмах напружень за цикл планової зупинки котла становить 361,35 МПа, що в розділі 7 буде використано при оцінці залишкового ресурсу барабана.

Варто відзначити, що момент виникнення максимальних сумарних напружень і їх значення в процесі планової зупинки визначають швидкості зменшення температури і тиску водно-парової суміші. Зокрема, за збільшення швидкості спадання тиску до 0,15 МПа/хв. максимальні напруження під час планової зупинки зменшуються приблизно на 20 МПа (з подальшим збільшенням швидкості спадання тиску максимальні напруження спадатимуть ще більше). Аналогічну закономірність спостерігаємо при зменшенні швидкості спадання температури водно-парової суміші.

Оскільки стискальні температурні напруження за режиму планового пуску дещо компенсують розтягувальні силові напруження (від внутрішнього тиску), максимальні сумарні напруження в процесі цього режиму (при швидкостях зростання температури $5\text{ }^\circ\text{C/хв}$ і тиску $0,1\text{ МПа/хв}$) визначає силове навантаження.

Відповідно розмах напружень за цикл планового пуску становить 312 МПа.

3.8.3. Режим аварійної зупинки. У випадку моделювання зупинки роботи барабана котлоагрегату в аварійному режимі приймаємо, що циліндр з отворами починає охолоджуватись від температури $T_0 = 340^\circ\text{C}$ через конвективний теплообмін (з внутрішньої поверхні та отворів) із середовищем, температура T_S якого відповідно до [92] є на 100°C меншою (тобто $T_S = 240^\circ\text{C}$). На частинах поверхні барабана, відмінних від внутрішньої поверхні та отвору, задано умову теплоізоляції (коефіцієнт тепловіддачі рівний нулю). Інші крайові умови залишаються без змін (див. п. 3.1). Внутрішній тиск при цьому з експлуатаційного зменшується до нуля зі швидкістю, яка дозволяє розглядати задачу у квазістатичному наближенні.

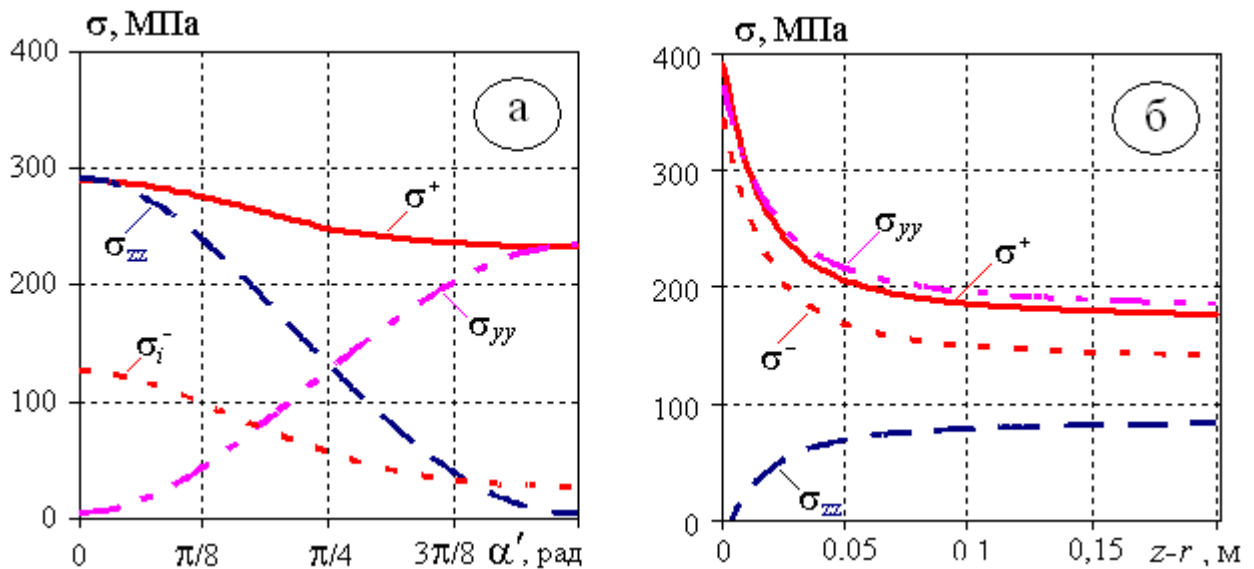


Рис. 3.55. Напруження на поверхні отвору в момент часу $t = 81$ с, коли напруження в процесі аварійної зупинки набувають своїх максимальних значень (а), та в околі отвору під час гідровипробувань (б)

Під час аварійної зупинки максимальні напруження виникають на 81 с. (перепад температури в барабані в цю мить є порядку $85,5^\circ\text{C}$). Розподіл напружень для цього моменту часу показано на рис. 3.55-а. Відповідно розмах напружень в барабані в режимі аварійної зупинки рівний 290 МПа.

Зауважимо, що при чисельних дослідженнях крок розв'язування задачі за часом в міру остигання барабана збільшувався, починаючи з 0,01 с; розміри

елементів скінченних елементів залишались такими ж як і при моделюванні режимів стаціонарної експлуатації і планових пусків-зупинок.

3.8.4. Гідравлічні випробування. Початкова і крайові умови у цьому випадку збігаються з умовами при стаціонарному режимі експлуатації (без урахування термоциклування). Внутрішній тиск при цьому $p = 19,4$ МПа.

Розрахунки показують, що максимальні напруження під час гідровипробувань виходять на рівень порядку 390 МПа (див. рис. 3.55-б).

Таким чином, в рамках запропонованого підходу отримано кількісну оцінку максимальних напружень та визначено їх розмах за цикл режиму стаціонарної експлуатації з урахуванням термоциклування, планового пуску-зупину, гідравлічних випробувань та аварійної зупинки котлоагрегату – параметр, який дасть змогу в подальшому оцінити придатність барабана до подальшої експлуатації і визначити залишковий експлуатаційний ресурс.

Обчислювальний експеримент показав, що тріщини на отворах і на тілі барабана в околі отворів найбільш ймовірно можуть виникати в процесі охолодження барабана (коли внутрішня поверхня охолоджується швидше за зовнішню), оскільки виникаючі при цьому розтягувальні температурні напруження накладаються на розтягувальні силові напруження від внутрішнього тиску, в результаті чого сумарні напруження збільшуються.

Розроблену методологію дослідження міцності елементів котлоагрегатів використано при дослідженні напружено-деформованого стану барабана котла типу ТП-10.

3.9. Розрахунок на міцність барабана котлоагрегату типу ТП-10

Для оцінки рівнів експлуатаційних напружень в околі отворів у водяному об'ємі барабана використаємо аналогічний просторово тривимірний порожнистий циліндр, розміри якого ($L = 14$ м, $R_1 = 0,8$ м, $R_2 = 0,889$ м) приймаємо відповідно до креслення К-254593 (див. Додаток В.1). Барабан виготовлено зі сталі К22. В ньому є ряди по 3 і 4 отвори в коловому напрямі (див. Додаток В.2). Номінальний робочий

тиск водно-парової суміші в ньому під час стаціонарної експлуатації 11,5 МПа, а робоча температура 311 °С. Ряди отворів радіуса розташовані на віддалі $2L_y$ один від одного у напрямі поздовжньої осі циліндра (див. рис. 3.56, 3.57). Віддалі між центрами отворів у коловому напрямі (їх вимірюють по зовнішній поверхні циліндра) рівні L_ϕ чи, відповідно до наданого креслення, визначаються кутом 16° . При цьому значення температури і тиску можуть бути змінними в часі, що залежить від конкретного режиму роботи.

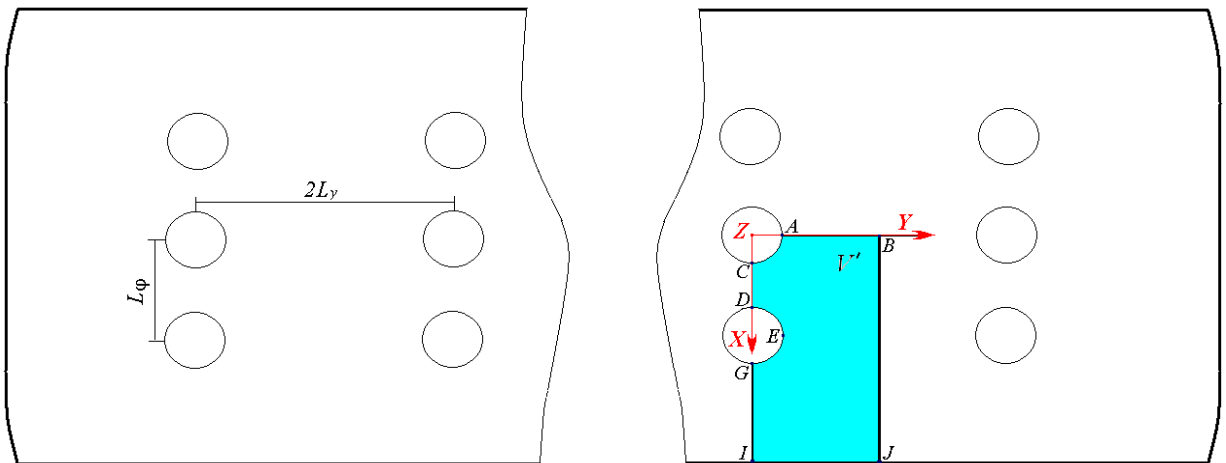


Рис. 3.56. Порожнистий циліндр V ($R_1 = 0,8$ м; $R_2 = 0,889$ м) з рядами потрійних отворів ($r = 0,0525$ м) (віддалі між отворами: $2L_y = 0,71$ м; $L_\phi = 4\pi R_2/45$ м)

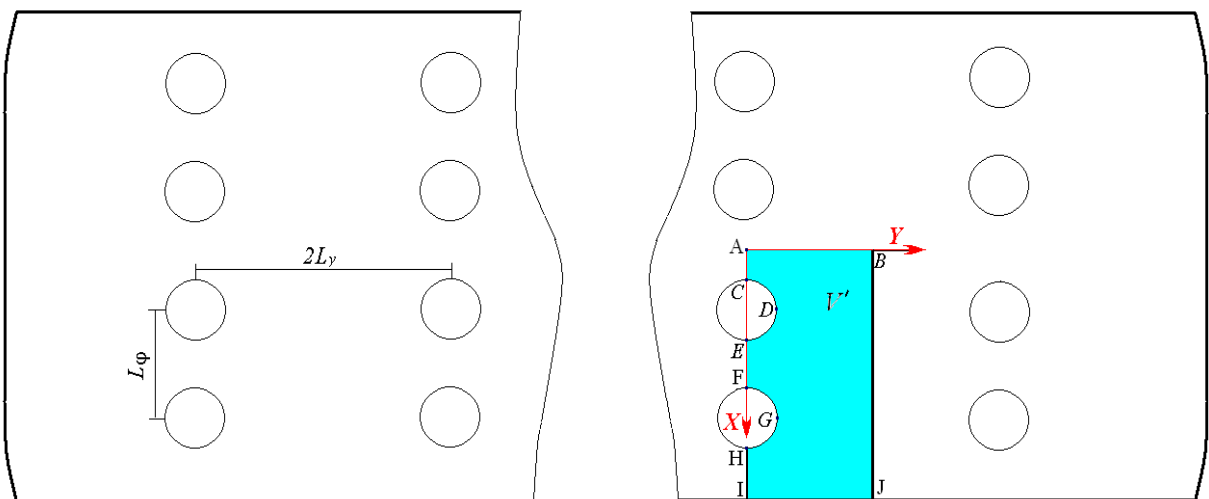


Рис. 3.57. Порожнистий циліндр V ($R_1 = 0,8$ м; $R_2 = 0,889$ м) з рядами по чотири отвори ($r = 0,0525$ м) (віддалі між отворами: $2L_y = 0,71$ м; $L_\phi = 4\pi R_2/45$ м)

При монотонному зростанні температури робочого середовища (як наприклад, під час планового пуску котлоагрегату) температура внутрішньої поверхні барабана

зростає швидше, ніж температура його зовнішньої поверхні. При цьому в барабані на внутрішній поверхні виникають стискальні температурні напруження, які в певній мірі компенсують розтягувальні силові напруження від дії внутрішнього тиску, так що сумарні напруження завжди є менші, ніж напруження від дії внутрішнього тиску.

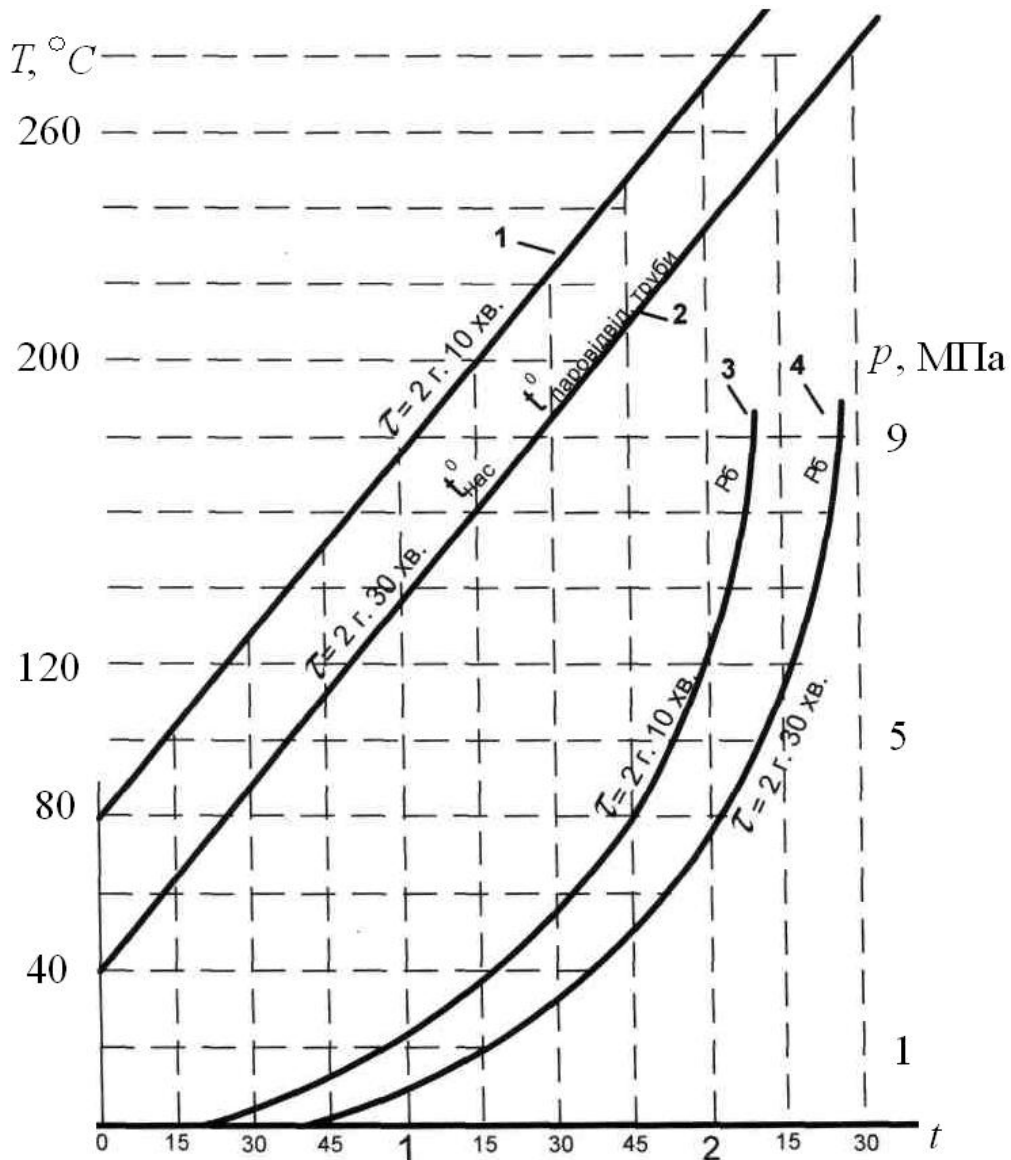


Рис. 3.58. Графік прискорення запуску котлоагрегату

На початковому етапі планового пуску, коли внутрішній тиск робочого середовища ще на рівні атмосферного (див. рис. 3.58), наявні лише стискальні температурні напруження. Свої абсолютні максимальні значення (приблизно 80 МПа в околі точки A_* на серединному отворі з внутрішньої поверхні барабана (див. рис. 3.4) при швидкостях зростання температури, що не перевищують 3°C за

хвилину в процесі планового пуску, досягають в момент часу, коли температура водно-парової суміші становить $105\text{ }^{\circ}\text{C}$. (див. рис. 3.59, 3.60).

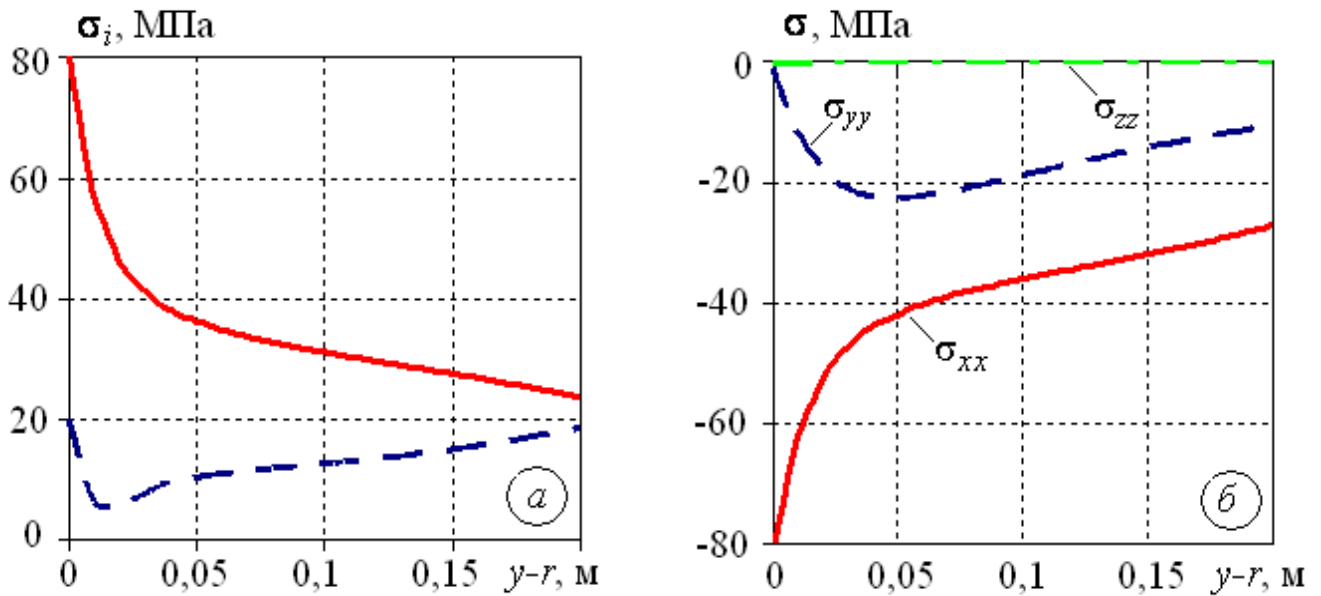


Рис. 3.59. Інтенсивність (а) та компоненти тензора напружень (б) уздовж лінії $A*B_*$ (на внутрішній поверхні барабана в залежності від віддалі від краю серединного отвору в поздовжньому напрямі), коли температура водно-парової суміші рівна $105\text{ }^{\circ}\text{C}$

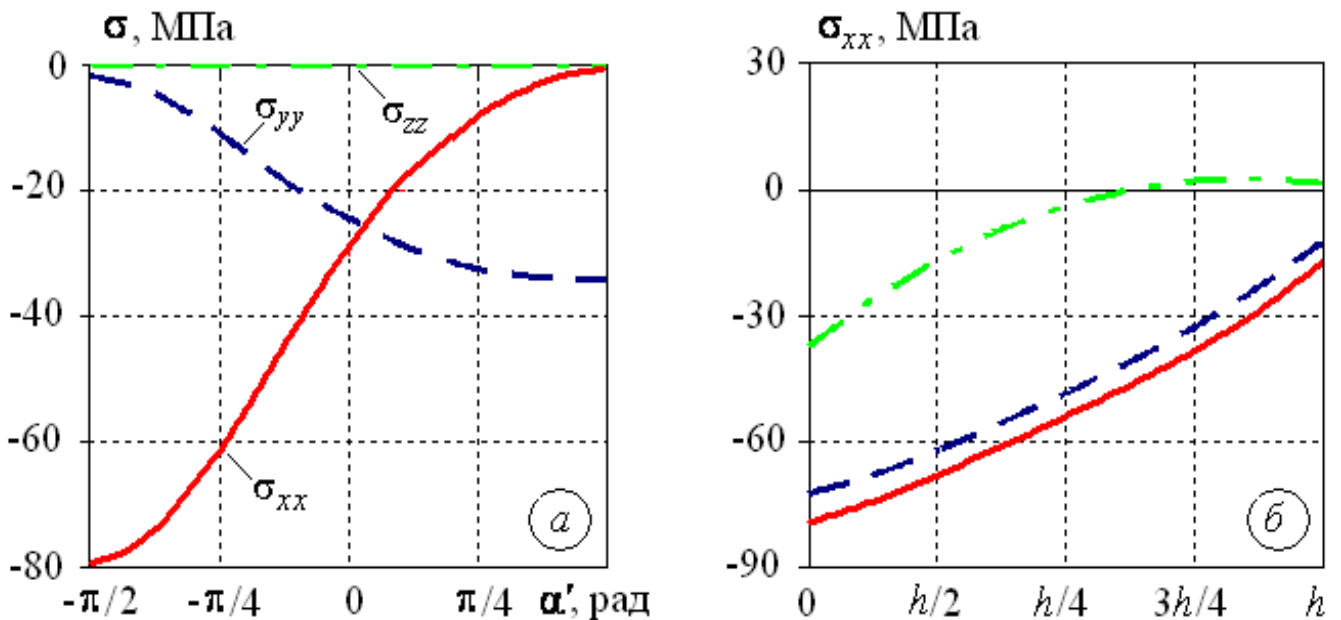


Рис. 3.60. Розподіли напружень на серединному отворі барабана з внутрішньої поверхні (а) та найбільші за абсолютною величиною компоненти тензора напружень за товщиною у найбільш характерних місцях (суцільна лінія – уздовж $A*A$; штрихова лінія – уздовж E_*E ; штрих-пунктирна лінія – уздовж L_*L) (б) за температури водно-парової суміші $105\text{ }^{\circ}\text{C}$

В подальшому зростає внутрішній тиск (відповідно до графіку; див. рис. 3.58), який компенсує стискальні температурні напруження і з часом сумарні напруження (від температурного і силового навантаження) стають розтягувальними. Максимальних своїх значень сумарні напруження в процесі режиму планового пуску (при швидкостях зростання температури, що не перевищують $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ за хвилину) досягають в момент часу, коли температура і тиск виходять на свої номінальні значення: $311\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $11,5\text{ МПа}$ відповідно.

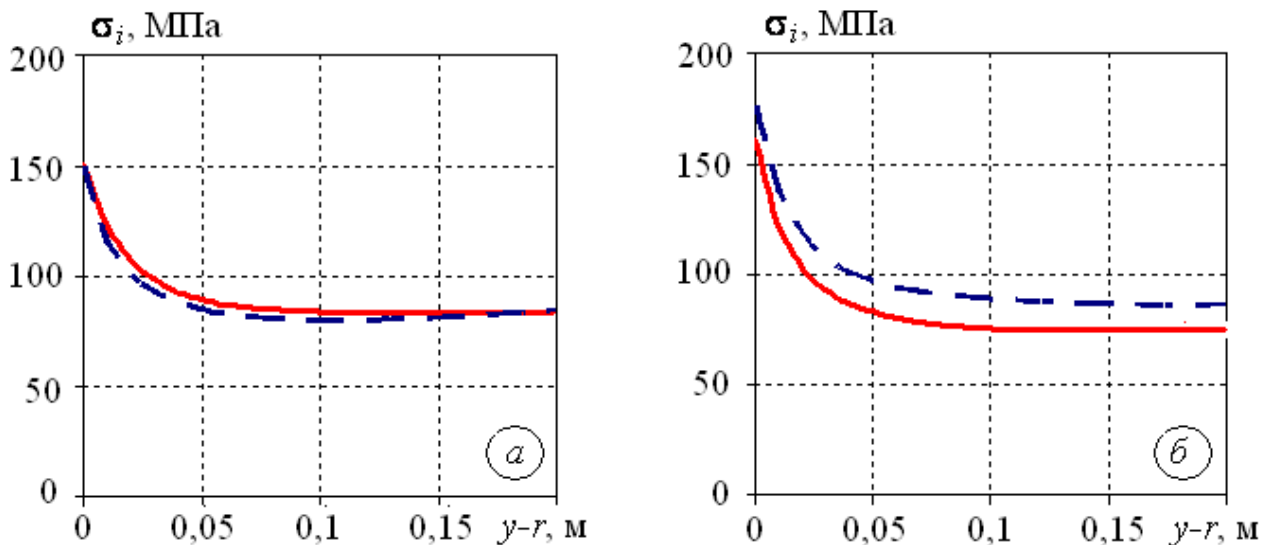


Рис. 3.61. Інтенсивність напружень уздовж ліній $A*B_*$ і AB (а) та E_*F_* і EF (б) (суцільними лініями показано напруження на внутрішній поверхні барабана) в момент виходу на стаціонарний режим експлуатації ($T_p = 311\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p = 11,5\text{ МПа}$)

На рис. 3.61, 3.62 подано розподіли сумарних (силових і температурних) напружень у найбільш характерних перерізах барабана (в околі рядів з трьох отворів) на момент виходу на стаціонарний режим експлуатації.

Як бачимо, врахування температурного навантаження дещо змінює характер розподілу напружень. Зокрема, під час запуску котлоагрегату максимальні напруження в барабані виникають вже на його зовнішній поверхні в околі точки E на крайніх отворах (див. рис. 3.4). При цьому максимальні напруження в цій точці (172 МПа) не перевищують межу пластичності, і, отже, деформування барабана при плановому запуску котла є винятково пружним.

Інтенсивність напружень в точці E_* на внутрішній поверхні, в якій виникають максимальні стискальні напруження на початку розпалювання котла, рівна $160,4$

МПа. Аналізуючи характер зміни напруженого стану барабана під час режиму планового пуску, приходимо до висновку, що саме в цій точці маємо максимальний розмах напружень за цикл планового пуску – від -80 (знак «мінус» говорить про стиск) до 160,4 МПа. Амплітуда зміни напружень за цикл планового пуску в точці E є менша (від -20 до 172 МПа).

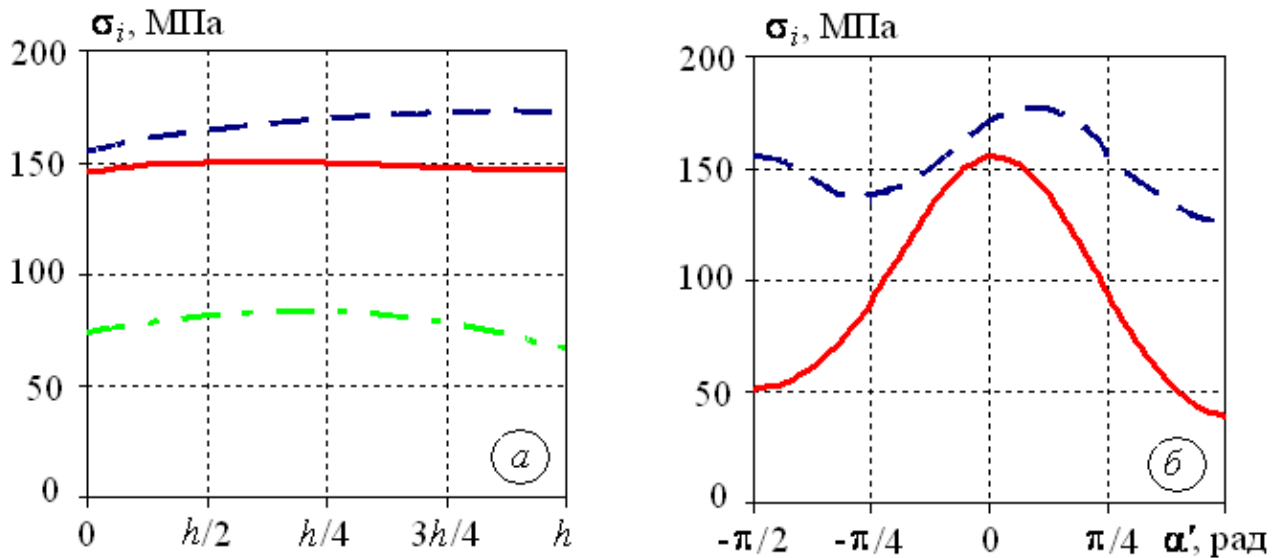


Рис. 3. 62. Інтенсивність напружень за товщиною барабана уздовж A^*A (суцільна лінія), E^*E (штрихова лінія), L^*L (штрих-пунктирна лінія) (а) та на крайніх отворах на внутрішній (суцільна лінія) і зовнішній поверхнях (б)
($T_p = 311^\circ\text{C}$, $p = 11,5 \text{ МПа}$)

Практично на таку ж амплітуду зміни напружень за цикл планового пуску виходимо при швидкості зростання температури водно-парової суміші рівної $1,6^\circ\text{C}$ (див. рис. 3.58). При цій швидкості нагріву маємо менший компенсаторний вплив температурних напружень. В результаті сумарні максимальні напруження при виході на режим стаціонарної експлуатації в точці E рівні 194 МПа. Амплітуда зміни напружень за таких швидкостей також виникає в околі точки E^* – від -48,4 до 179,7 МПа.

Таким чином, можна зробити висновок про благотворний вплив температурного навантаження під час режиму планового запуску котлоагрегату (температурне навантаження дещо компенсує вплив силового навантаження, і сумарні напруження під час режиму розпалювання котла виходять менші, ніж відпо-

відні напруження від дії внутрішнього тиску).

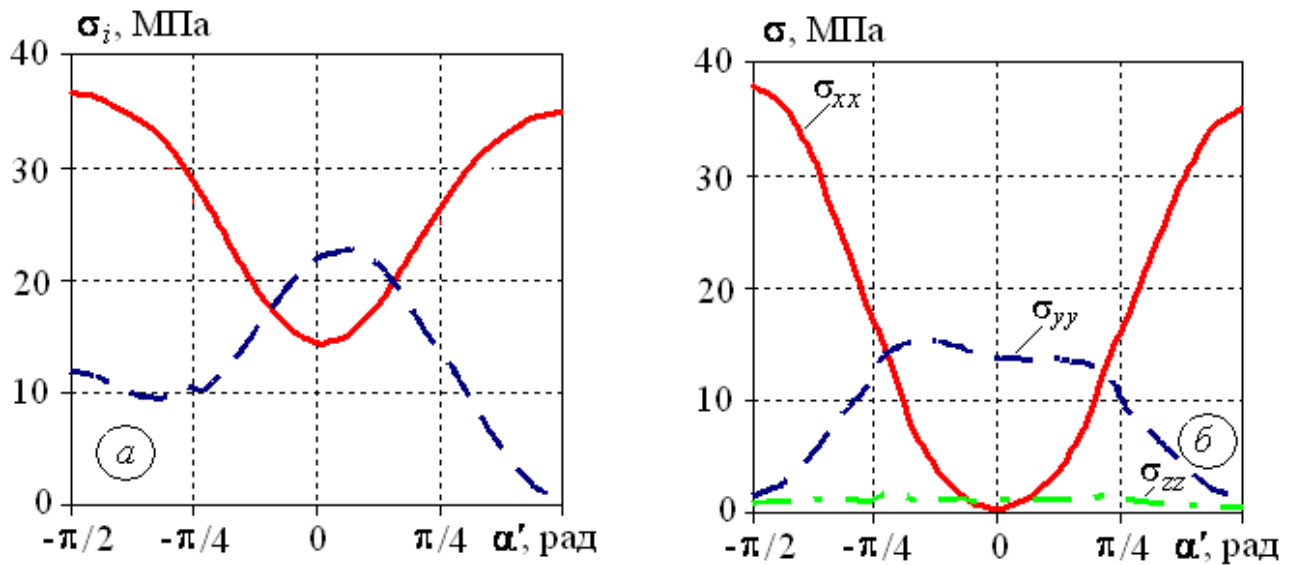


Рис. 3.63. Інтенсивність напружень на поверхнях крайніх отворів (суцільна лінія – на внутрішній поверхні; штрихова – на зовнішній) (а) та компоненти тензора напружень на цих же отворах з внутрішньої поверхні барабана (б) (на 32-ій хвилині охолодження з швидкістю $2\text{ }^{\circ}\text{C/хв.}$).

Зовсім інший вплив температурного навантаження під час планової зупинки котла, коли внутрішня поверхня барабана дещо швидше остигає за зовнішню. Саме тому обмеження на швидкість охолодження водно-парової суміші в цьому режимі є жорсткіше ($2\text{ }^{\circ}\text{C/хв.}$), ніж у випадку запуску котла.

Температурні напруження за такої швидкості охолодження є доволі незначними. Максимальні напруження при цьому виникають лише на 32-ій хвилині такого охолодження (див. рис. 3.63). Як бачимо, максимальні розтягувальні температурні напруження виникають на тій же внутрішній поверхні, на якій і максимальні силові, однак в іншому місці (в околі точок D_* і G_*). До того ж завдяки швидкому спаданню тиску на початкових етапах планової зупинки котла при незначних за величиною температурних напруженнях сумарні максимальні напруження не зростають у порівнянні з максимальними силовими.

Дослідження напружено-деформованого стану барабана під час стаціонарної експлуатації з урахуванням термоцикування показали, що за монотонного спадання температури робочого середовища всередині барабана (від 311 до $306\text{ }^{\circ}\text{C}$) поступового зростає перепад температури за товщиною стінки барабана

(температура внутрішньої поверхні спадає при цьому швидше). На внутрішній поверхні барабана виникають розтягувальні температурні напруження, які накладаються на напруження розтягу, спричинені дією тиску водно-парової суміші. У момент часу, коли вплив температурних напружень є максимальний (коли температура робочого середовища сягає $306\text{ }^{\circ}\text{C}$), максимальна інтенсивність напружень в барабані від впливу температури і тиску досягає значення $255,28\text{ МПа}$ (в околі точки E_* на внутрішній поверхні).

Надалі температура водно-парової суміші всередині барабана починає монотонно зростати (до температури $316\text{ }^{\circ}\text{C}$). Внаслідок взаємодії процесів теплоперенесення і теплообміну змінюється характер розподілу температурних напружень за товщиною барабана. Температура внутрішньої поверхні барабана з якогось часу стає більшою за температуру зовнішньої поверхні. Внаслідок цього в барабані починають виникати стискальні температурні напруження, які частково компенсують розтягувальні напруження від тиску. Коли вплив зростання температури досягає свого максимуму (при температурі водно-парової суміші $316\text{ }^{\circ}\text{C}$), сумарні напруження в околі найбільш навантаженої точки барабана (якою також є точка E_* на отворі) досягають значення $218,52\text{ МПа}$. Максимальний перепад напружень за крок такого термоциклу в барабані виникає саме в околі точки E_* і становить $36,76\text{ МПа}$.

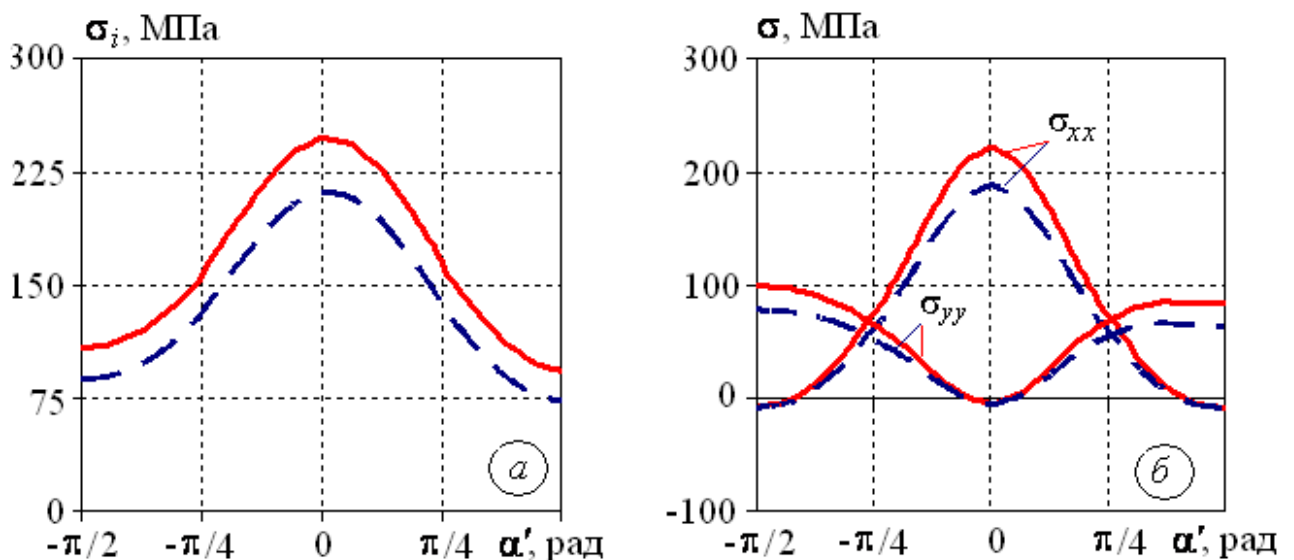


Рис. 3.64. Інтенсивність (а) та компоненти тензора напружень (б) на крайніх отворах з внутрішньої поверхні барабана (уздовж лінії $D_*E_*G_*$), коли

температура водно-парової суміші рівна 306°C (суцільні лінії) і 316°C (штрихові лінії) відповідно

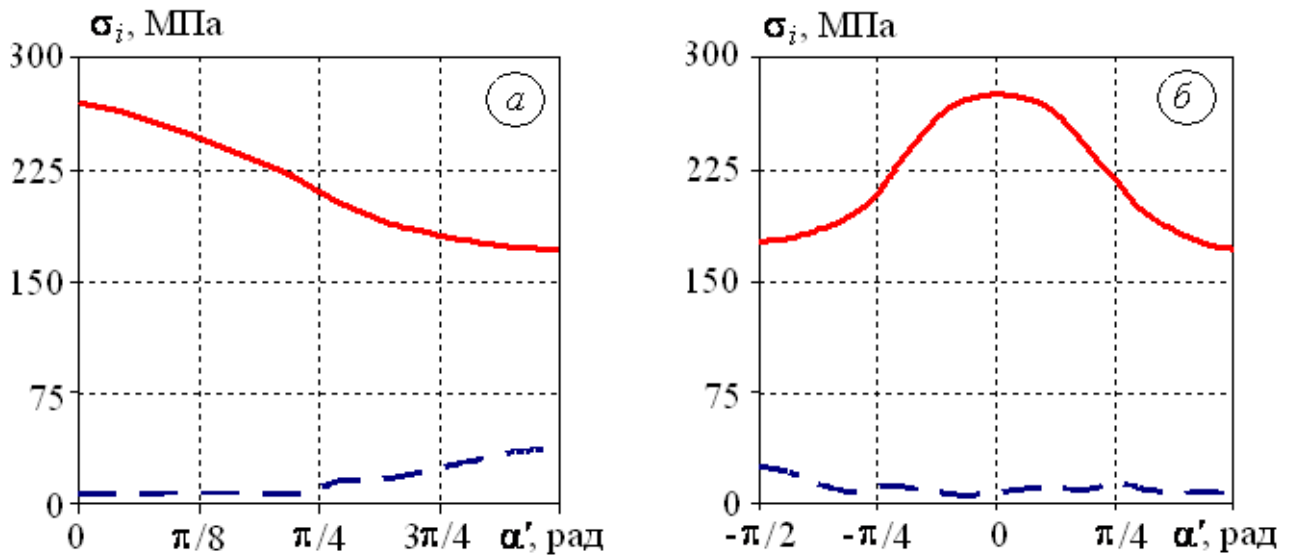


Рис. 3.65. Інтенсивність температурних напружень на серединному (а) та крайніх отворах (б) відповідно на внутрішній (суцільні лінії) і зовнішній (штрихові лінії) поверхнях барабана ($t = 79\text{с}$. після початку аварійної зупинки)

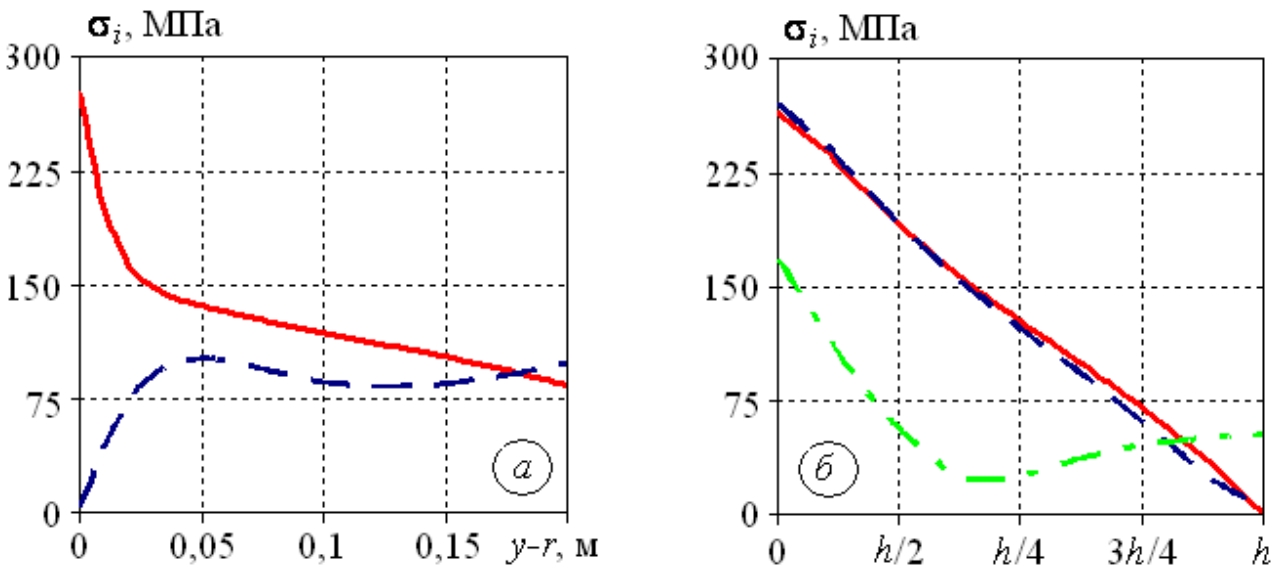


Рис. 3.66. Інтенсивність температурних напружень залежно від віддалі від країв крайніх отворів на внутрішній (суцільна лінія) і зовнішній (штрихова лінія) поверхнях (а) та за товщиною барабана у трьох характерних перерізах (б) ($t = 79\text{с}$. після початку аварійної зупинки)

У випадку моделювання зупинки роботи котла в аварійному режимі приймаємо, що циліндр з отворами починає охолоджуватись від температури $T_0 = 311^{\circ}\text{C}$ через теплообмін із водно-паровою сумішшю, температура T_S якої відповідно до [92] є на 100°C меншою ($T_S = 211^{\circ}\text{C}$). Внутрішній тиск при цьому з

номінального зменшували до нуля зі швидкістю, яка дозволяє розглядати задачу у квазістатичному наближенні.

У процесі аварійної зупинки максимальні напруження виникають на 79 с. Максимальний перепад температури за товщиною барабана в цей час встановлюється в місцях, максимально віддалених від отворів, і становить 64,3 °С (310,9 °С – на зовнішній поверхні барабана і 246,6 °С – на внутрішній). Градієнт температури за товщиною в околі отворів є значно менший (порядку 25 °С). Розподіли інтенсивності напружень для цього моменту часу в характерних перерізах барабана показано на рис. 3.65, 3.66.

Бачимо, що в процесі аварійної зупинки виникають доволі значні напруження, які перевищують межу пластичності сталі 22К (амплітуда зміни напружень за цикл аварійної зупинки становить 275,9 МПа). Водночас, виникаючі напруження є менші, ніж відповідні напруження під час гідравлічних випробувань.

Таким чином, виконані дослідження напружено-деформованого стану барабана за умов експлуатації показали, що в основних циклах навантаження інтенсивність напружень в металі корпусу не перевищує межі текучості, за винятком невеличких областей в околі отворів у водяному об'ємі барабана. У цих місцях концентрації напружень під час експлуатації метал працює за умов малоциклової втоми, що може призводити до накопичення пошкоджень, утворення і розвитку тріщин. Водночас метал в зонах пластичного деформування зміцнюється. При розвантаженні у ньому виникають залишкові напруження протилежного знаку і при повторному навантаженні матеріал деформується вже винятково у пружній області (вторинні пластичні деформації оберненого знаку не виникають). Тому пошкоджуватись метал може лише при першому досягненні максимальних напружень, тобто матиме місце пристосовуваність при циклічному навантаженні і руйнування від малоциклової втоми не буде. Тому за відсутності в барабані явних пошкоджень його термін експлуатації може бути продовжений.

Отримано кількісну оцінку максимальних напружень та визначено амплітуду їх зміни за вказаних режимів експлуатації, на основі чого можна дати теоретичну оцінку залишкового ресурсу барабана і його придатності до подальшої експлуатації.

Встановлено, що найбільші напруження виникають під час режиму гідравлічних випробувань, що узгоджується з відомими емпіричними даними [92].



Рис. 3.67-а. Типові вибірки в околі отворів барабана котлоагрегату системи №18/ТП-100 конкретного блоку Бурштинської ТЕС, виконані за рекомендаціями роботи



Рис. 3.67-б. Типові вибірки в околі отворів барабана котлоагрегату системи №18/ТП-100 конкретного блоку Бурштинської ТЕС, виконані за рекомендаціями роботи



Рис. 3.67-в. Типові вибірки в околі отворів барабана котлоагрегату системи №18/ТП-100 конкретного блоку Бурштинської ТЕС, виконані за рекомендаціями роботи



Рис. 3.67-г. Типові вибірки в околі отворів барабана котлоагрегату системи №18/ТП-100 конкретного блоку Бурштинської ТЕС, виконані за рекомендаціями роботи

3.10. Висновки по розділу

На основі рівнянь просторово тривимірної теорії термопружно-пластичності виконано дослідження міцності барабанів котлоагрегатів ТЕС з урахуванням

експлуатаційних пошкоджень і ремонтних втручань за умов, що моделюють експлуатаційні. Визначено найнапруженіші місця барабанів, з яких найімовірніше почнеться руйнування, і отримано оцінки максимальних напружень в околах цих місць.

Аналіз отриманих результатів показав, що в невеликих областях в околі отворів у водяному об'ємі барабана виникають значні напруження, які можуть перевищувати межу пластичності. У решті частині барабана рівень напружень такий, що руйнування і виникнення пошкоджень там малоімовірне.

У місцях локальної концентрації напружень (як на самих отворах, так і на тілі барабана в околі отворів з внутрішньої його поверхні) метал працює за умов малоциклової втоми, що може призводити до локального накопичення пошкоджень, утворення і розвитку тріщин. Водночас метал в зонах пластичного деформування зміцнюється. При розвантаженні у ньому виникають стискальні залишкові напруження, і за повторного навантаження деформування відбувається вже винятково у пружній області (вторинні пластичні деформації оберненого знаку не виникають). Тому пошкоджуватись метал може лише при першому досягненні максимальних напружень, тобто за умов циклічного навантаження метал буде пристосовуватись, і умов руйнування від малоциклової втоми не виникатиме. Тому за відсутності в барабані явних пошкоджень термін його експлуатації може бути продовжений.

Отримано кількісні оцінки максимальних напружень у барабанах та визначено їх розмах за цикл режимів стаціонарної експлуатації з урахуванням термоциклування, планового пуску-зупинки, гідравлічних випробувань та аварійної зупинки котлоагрегатів.

Під час обчислювальних експериментів виявлено, що тріщини на отворах і на тілі барабана в околі отворів найімовірніше можуть виникати в процесі охолодження барабана (коли внутрішня поверхня охолоджується швидше за зовнішню, як наприклад в процесі аварійної чи планової зупинки), позаяк виникаючі при цьому розтягувальні температурні напруження накладаються на такі ж розтягувальні напруження від внутрішнього тиску, в результаті чого сумарні

напруження збільшуються.

У випадках виявлення пошкоджень і тріщиноподібних утворень в місцях концентрації напружень в околі отворів метал ушкоджених зон усувають разом з дефектами шляхом технологічної вибірки. Вибірki на тілі барабана в околі отворів є одним з найістотніших факторів, що збільшує концентрацію напружень і негативно впливає на міцність барабана. Максимальні напруження в зоні вибірки суттєво залежать від форми та розмірів вибірки, зокрема, від її ширини. Збільшення ширини вибірки в околі отвору сприяє зменшенню концентрації напружень в барабані у цій зоні. При виконанні вибірок на отворах рекомендовано рівномірне розточення отворів у вигляді зрізаного конусу. При рівномірному розточенні отвору на вказану глибину і довжину погіршення міцнісних характеристик барабана не відбувається (максимальні напруження в цьому випадку не перевищують розрахункових у барабані без вибірок).

Визначено раціональні значення геометричних параметрів вибірок дефектного металу для конкретних отворів у барабанах діючих котлоагрегатів, за яких погіршення міцнісних характеристик барабана мінімальне.

Запропонована методологія дослідження міцності пройшла апробацію в конкретних виробничих умовах, вона впроваджена на Бурштинській і Добротвірській ТЕС (див. Додатки Г, а також рис. 3.67-3.70). Результати досліджень можуть бути використані при розробці технології виконання ремонтних робіт в барабанах котлоагрегатів ТЕС.

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПОДАЛЬШОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КОЛЕКТОРІВ З ПОШКОДЖЕННЯМИ

У цьому розділі подано результати досліджень міцності колекторів котлоагрегатів ТЕС з урахуванням деградації матеріалу та експлуатаційних пошкоджень. Для розрахунку напружено-деформованого стану колекторів за умов експлуатації використано запропоновану і розроблену у розділі 2, а також апробовану в розділі 3 на барабанах з пошкодженнями і ремонтними втручаннями методику математичного і комп'ютерного моделювання.

Під час експлуатації в колекторах між отворами для змійовиків на внутрішній поверхні утворюються тріщиноподібні утворення (див. рис. 4.1). Дослідимо міцність таких колекторів за умов їх експлуатації, щоб з'ясувати можливі причини виникнення пошкоджень у тілі колектора (з метою подальшого впливу на них та їх мінімізації), а також щоб оцінити міцність колекторів з наявними дефектами за умов експлуатаційного навантаження, в тому числі за гіпотетично "найгірших" умов (за наявності наскрізної тріщини між отворами), та визначити параметри пошкоджень, за яких можливе подальше використання колектора.

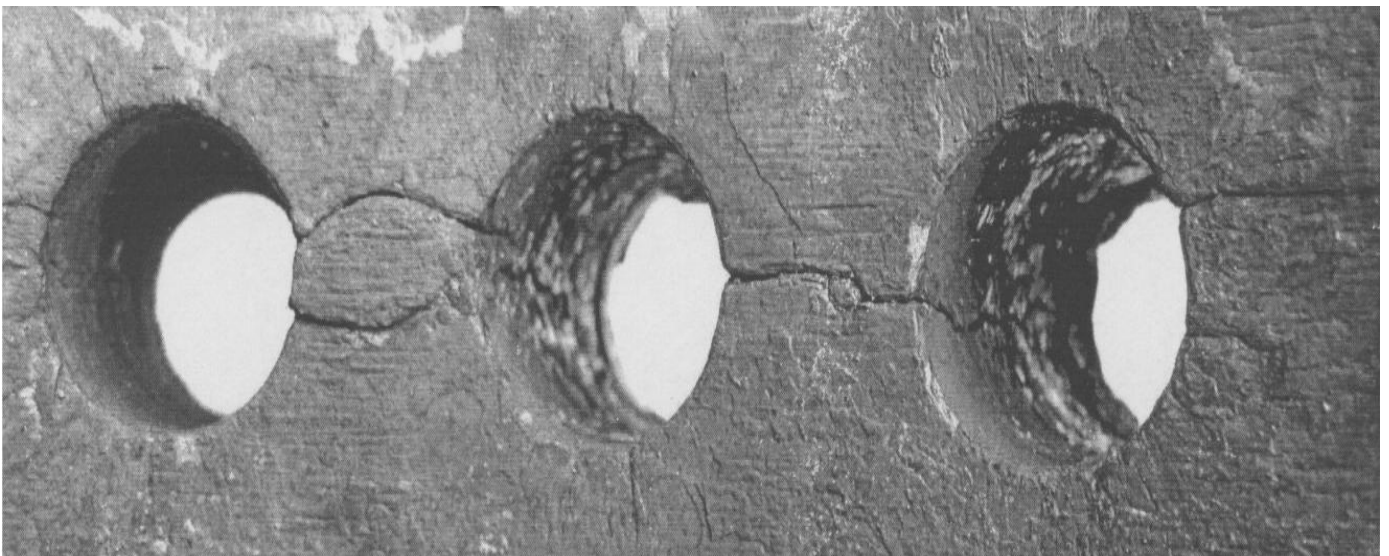


Рис.4.1. Типові експлуатаційні пошкодження колекторів з внутрішньої поверхні в околі отворів у площині пакету змійовика

4.1. Побудова розрахункових моделей

За розрахункову модель колектора приймаємо просторово тривимірний порожнистий циліндр із внутрішнім R_1 і зовнішнім R_2 радіусами, навантажений зсередини і з поверхні отворів тиском p водно-парової суміші з температурою T_p . Циліндр закритий днищами з обох боків. Ряди отворів для штуцерів радіуса r зроблено на віддаль $2L_y$ один від одного у напрямі поздовжньої осі циліндра. Аналогічні віддалі між центрами отворів у коловому напрямі (їх вимірюють по зовнішній поверхні циліндра) рівні L_ϕ .

Для виявлення причини виникнення тріщин між отворами виконаємо спочатку низку обчислювальних експериментів з визначення напруженого стану колектора без пошкоджень за умов його стаціонарної експлуатації. Виберемо довільний ряд отворів і віднесемо розглядуваний циліндр до декартової системи координат так, що вісь Z утворює вісь обертання центрального отвору, а координату Y скеруємо по осі порожнистого циліндра (див. рис. 4.2).

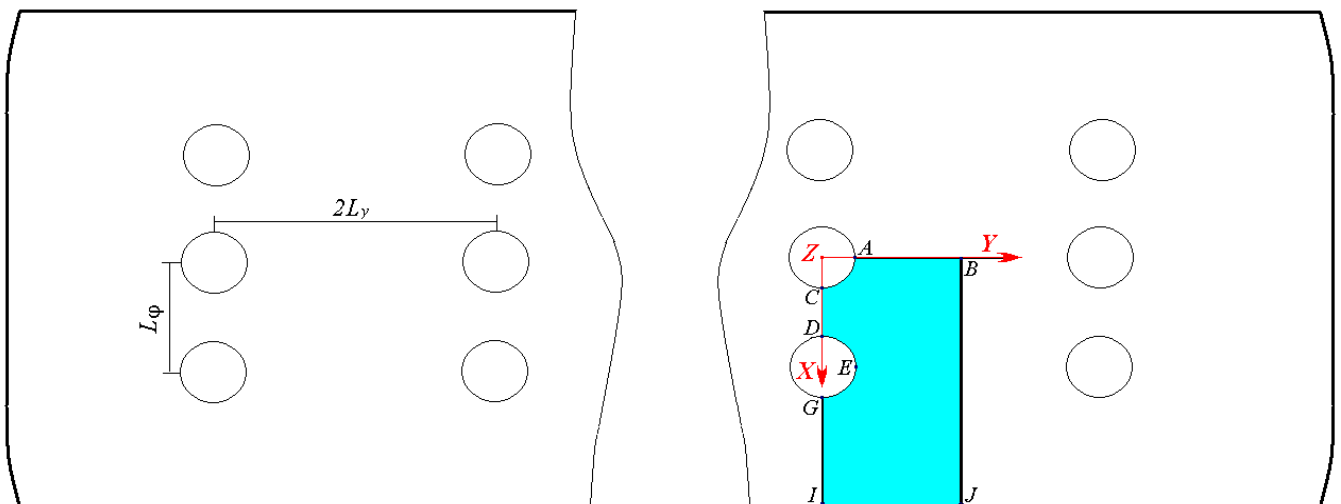


Рис. 4.2. Геометрична модель: циліндр ($R_1 = 0,1125$ м, $R_2 = 0,1625$ м)
з низкою потрійних отворів ($r = 0,01$ м);
віддалі між отворами: $2L_y = 0,08$ м; $L_\phi = \pi R_2 / 9$ м

З умов симетрії (приймаючи, що ряди отворів рівноправні і вибрана трійка отворів впливає на напружений стан в околі сусідньої трійки отворів так само, як сусідня – на напруження в околі вибраної) обмежимося розглядом фрагменту

області колектора, який подано на рис. 4.3. При цьому на поверхнях $GILL_*I_*G_*$ і CDD_*C_* (де $y=0$), а також LL_*M_*M та AA_*B_*B (де $x=0$) задано відповідно умови симетрії

$$u_y = 0 \quad (\forall(x, y, z): (x, y, z) \in GILL_*I_*G_* \cup CDD_*C_*), \quad (4.1)$$

$$u_x = 0 \quad (\forall(x, y, z): (x, y, z) \in LL_*M_*M \cup AA_*B_*B), \quad (4.2)$$

на внутрішній поверхні і поверхнях отворів – внутрішній тиск p , а на поверхні $VJMM_*J_*B_*$ – напруження $\sigma_{yy} = \sigma_0 = pR_1^2 / (R_2^2 - R_1^2)$, що моделюють вплив внутрішнього тиску на днища; зовнішня поверхня вільна від навантаження (див рис. 4.3, на якому приведено розрахункову область і задані крайові умови).

Комп'ютерне моделювання процесів деформування колектора за умов експлуатації виконаємо з використанням біквадратичних ізопараметричних елементів з двадцятьма вузлами, які точно описують геометрію колектора з отворами.

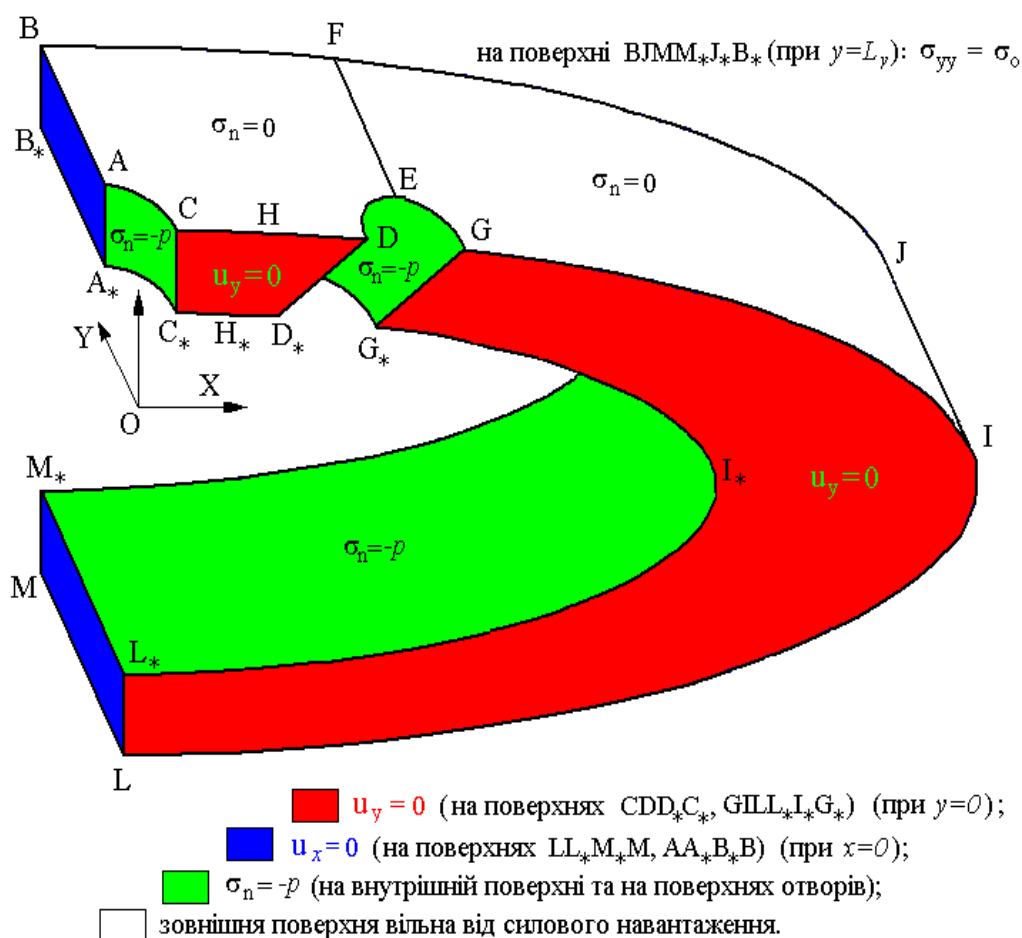


Рис. 4.3. Розрахункова область з урахуванням умов симетрії

На рис. 4.4 показано скінченно-елементний поділ фрагменту розглядуваної розрахункової області в околі отворів, на якому проілюстровано порядок нумерування вузлів (відзначених зірочками) та відповідних скінченних елементів (номери яких поміщено у кружечки). Під час обчислювальних експериментів застосовували й щільніші скінченно-елементні поділи (кількість елементів вибирали на основі критерію практичної рівності розв'язків на двох скінченно-елементних поділах, розміри елементів яких відрізняються у два рази). Максимально при моделюванні використовували двадцять скінченних елементів (з біквдратичним розподілом переміщень в межах елемента) за товщиною колектора. Зокрема, на рис. 4.5 подано фрагмент поділу області колектора з десятьма двадцятивузловими скінченними елементами за товщиною колектора.

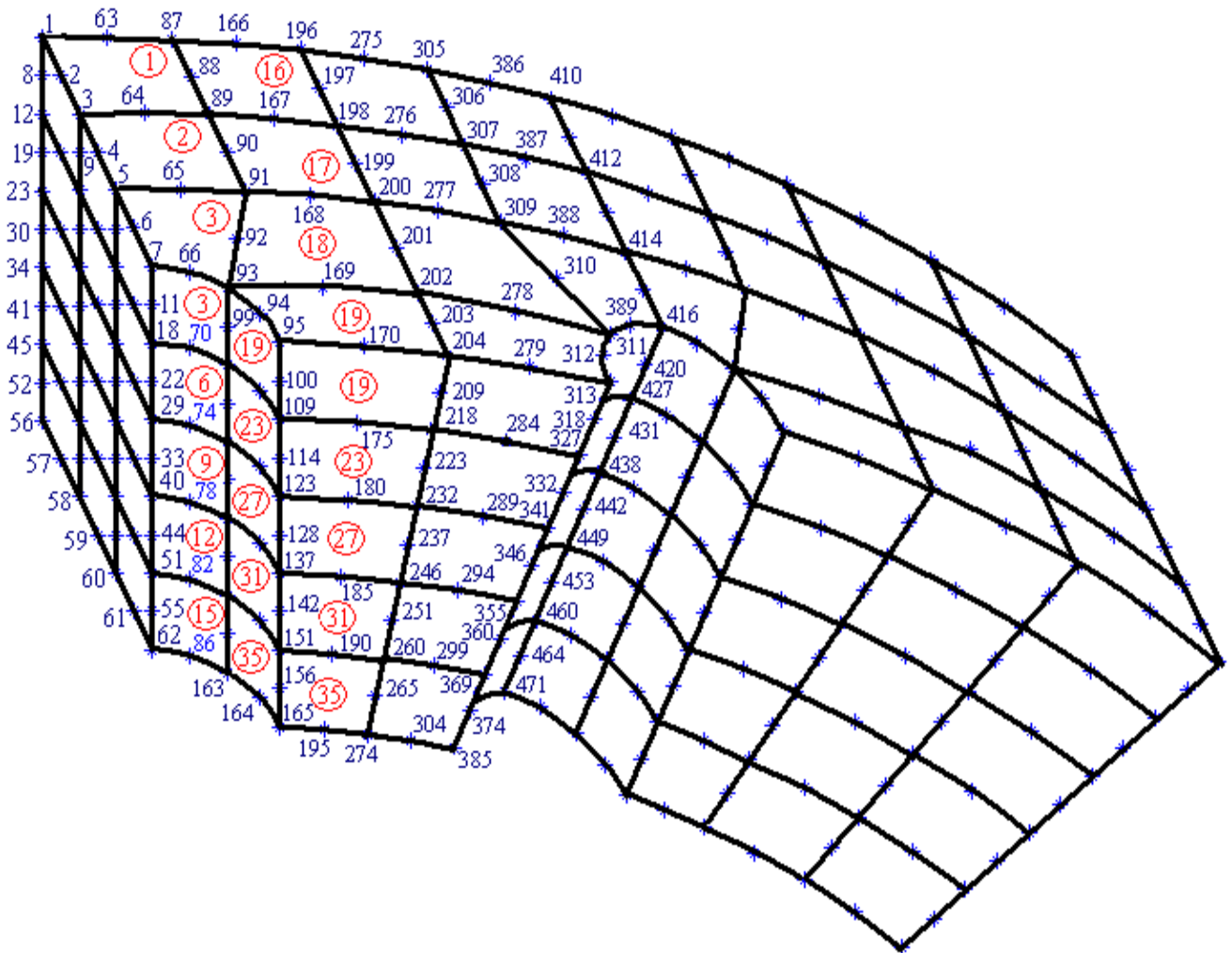


Рис. 4.4. Ілюстрація типового скінченно-елементного поділу фрагменту області колектора (порядок нумерування вузлів та елементів)

4.2. Вплив внутрішнього тиску на напружений стан у колекторі

Розглянемо колектор без пошкоджень за дії стаціонарного експлуатаційного навантаження (номінальний експлуатаційний тиск $p = 14$ МПа за температури 540°C). Обчислення виконаємо для сталі 12Х1МФ, характеристики якої прийнято відповідно до температур експлуатації [103, 107, 108] (модуль Юнга $E = 180$ ГПа, коефіцієнти Пуассона $\nu = 0,274$ та температурного розширення $\alpha_T = 13,8 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$), за таких значень числових параметрів:

$$R_1 = 0,1125 \text{ м}; R_2 = 0,1625 \text{ м}; r = 0,01 \text{ м}; L_y = 0,04 \text{ м};$$

$$L_\varphi = \pi R_2 / 9 \text{ м}; p = 14 \text{ МПа}.$$

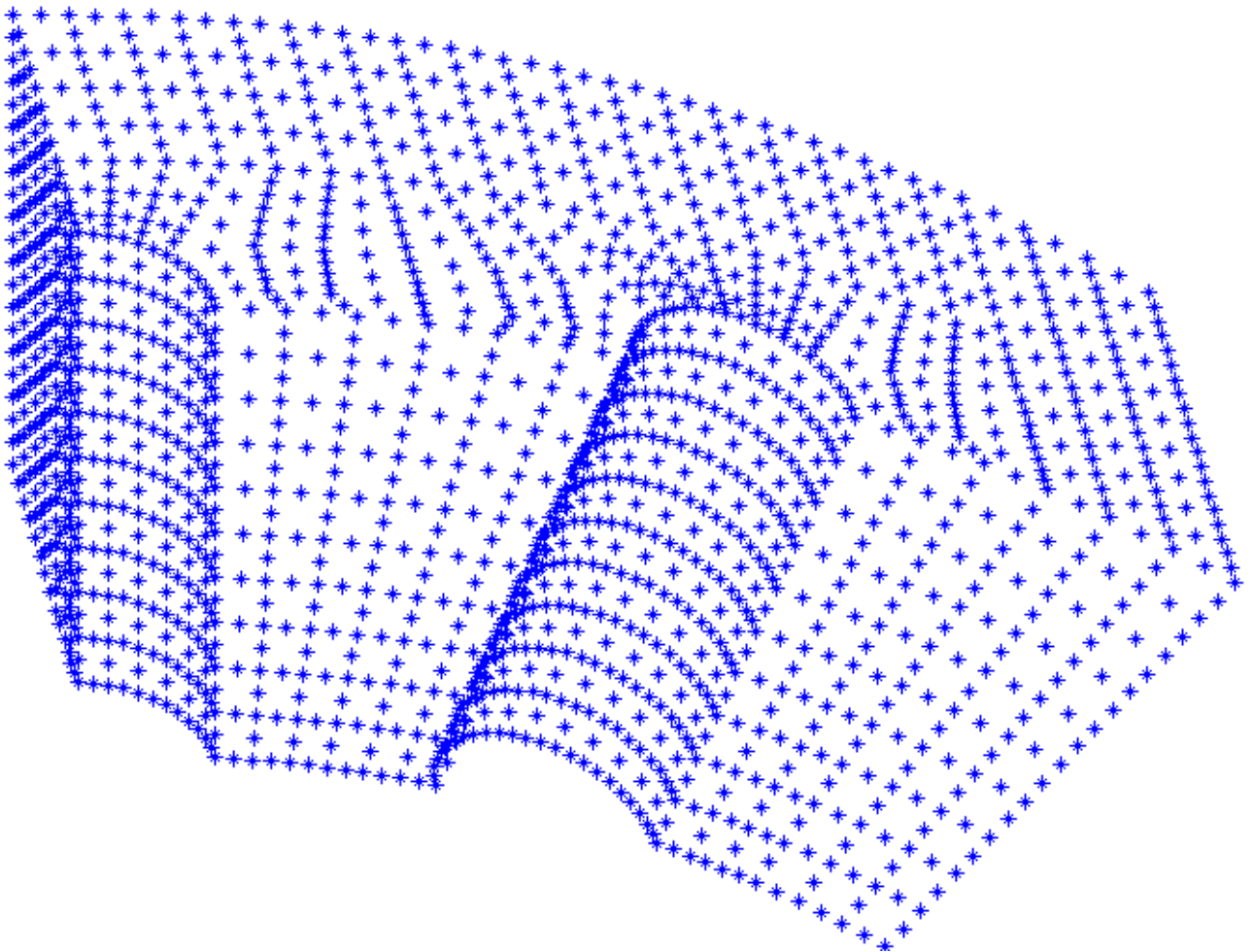


Рис. 4.5. Вузли фрагмента скінченно-елементного поділу колектора з десятима двадцятивузловими скінченними елементами

Дослідження збіжності запропонованої числової схеми розв'язування показують, що для отримання достатньо точних розв'язків достатньо п'яти біквдратичних ізопараметричних скінченних елементів за товщиною колектора.

Розв'язки на удвічі щільніших поділах області з використанням цих же елементів відрізняються від отриманих на поділах з п'ятьма елементами за товщиною менше, ніж на 1%.

На рис. 4.6 подано інтенсивність напружень уздовж ліній A^*A та E^*E (ці і всі подальші лінії, уздовж яких виведено напруження, подано на рис. 4.3). Як бачимо, за дії внутрішнього тиску 14 МПа при температурі 540°C максимальні напруження (порядку 125 МПа) у колекторі виникають на внутрішній поверхні на отворах (у точках E^* та A^*) і для сталі 12Х1МФ є значно менші від мінімально допустимої межі пластичності (180 МПа) за таких температур [62, 109]. Зазначимо, що середні значення межі пластичності розглядуваної сталі за температур експлуатації, отримані з експериментів на зразках, які відпрацювали 215 000 – 296 600 год., значно більші і становлять 228 – 248 МПа [103, 104]).

Розподіли окремих компонент тензора напружень уздовж лінії A^*A показано на рис. 4.7. Основний вклад у напружений стан вносять колові напруження (осьові напруження – на рівні заданого внутрішнього тиску і досить точно задовольняють крайові умови).

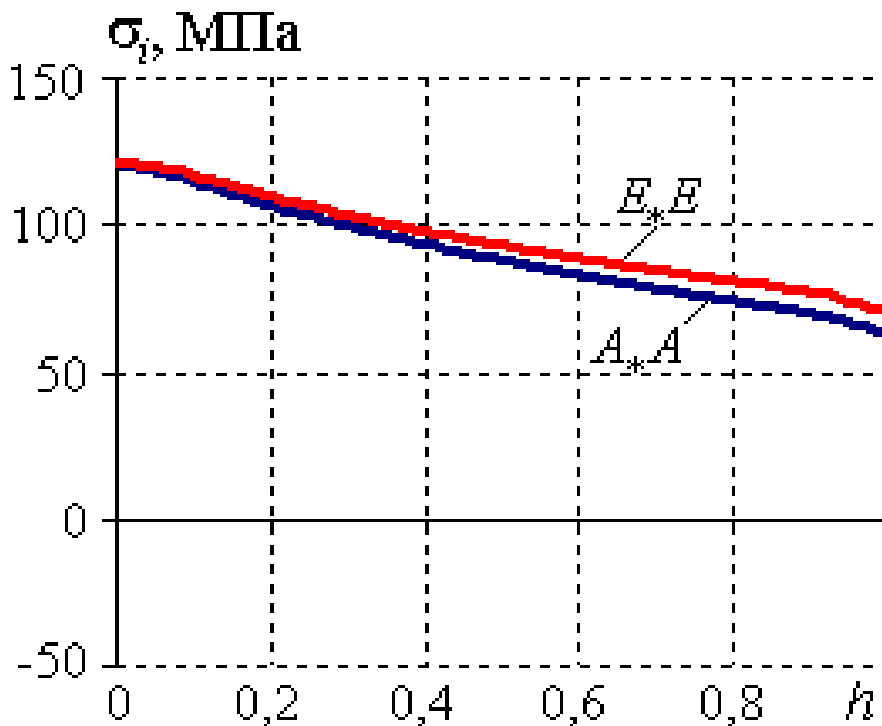


Рис. 4.6. Інтенсивність напружень (за товщиною колектора) в місцях виникнення максимальних напружень (уздовж ліній A^*A , E^*E).

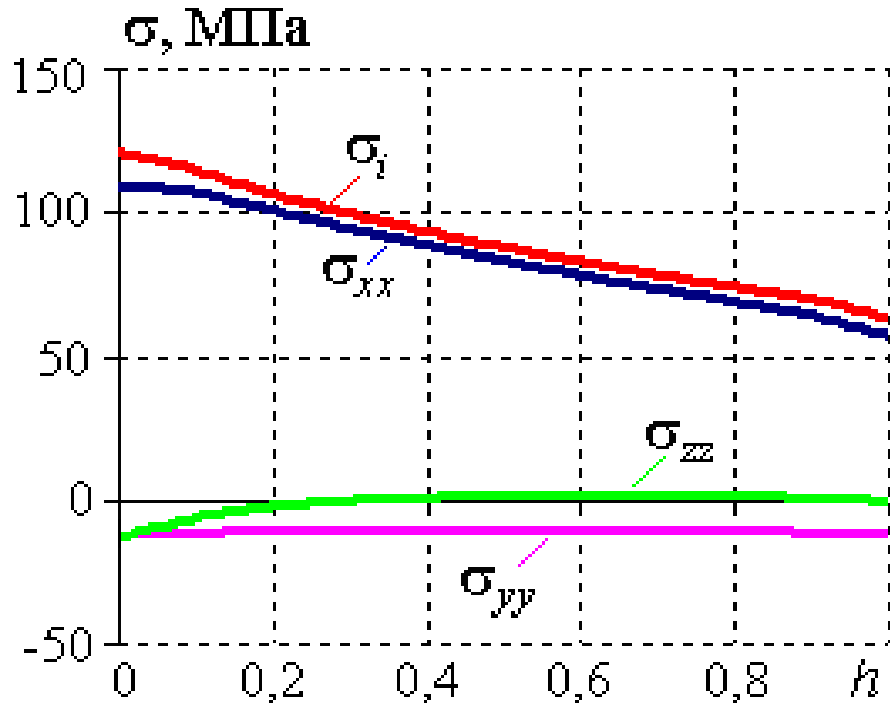


Рис. 4.7. Розподіли напружень (за товщиною колектора) в місцях виникнення максимальних напружень.

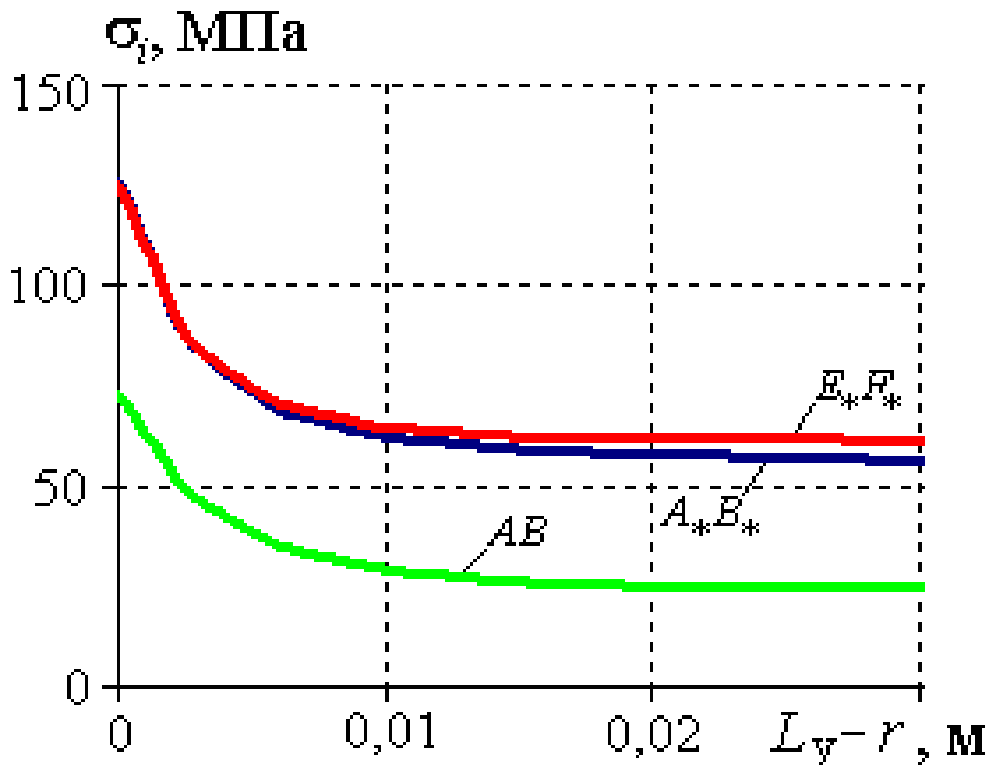


Рис. 4.8. Зміни інтенсивності напружень залежно від віддалі від місця виникнення максимальних напружень

Напруження при віддаленні від місця виникнення максимальних напружень в осьовому напрямі швидко спадають, що ілюструє рис. 4.8, на якому подано

інтенсивність напружень уздовж ліній $A*B*$ і $E*F*$ внутрішньої та AB зовнішньої поверхонь.

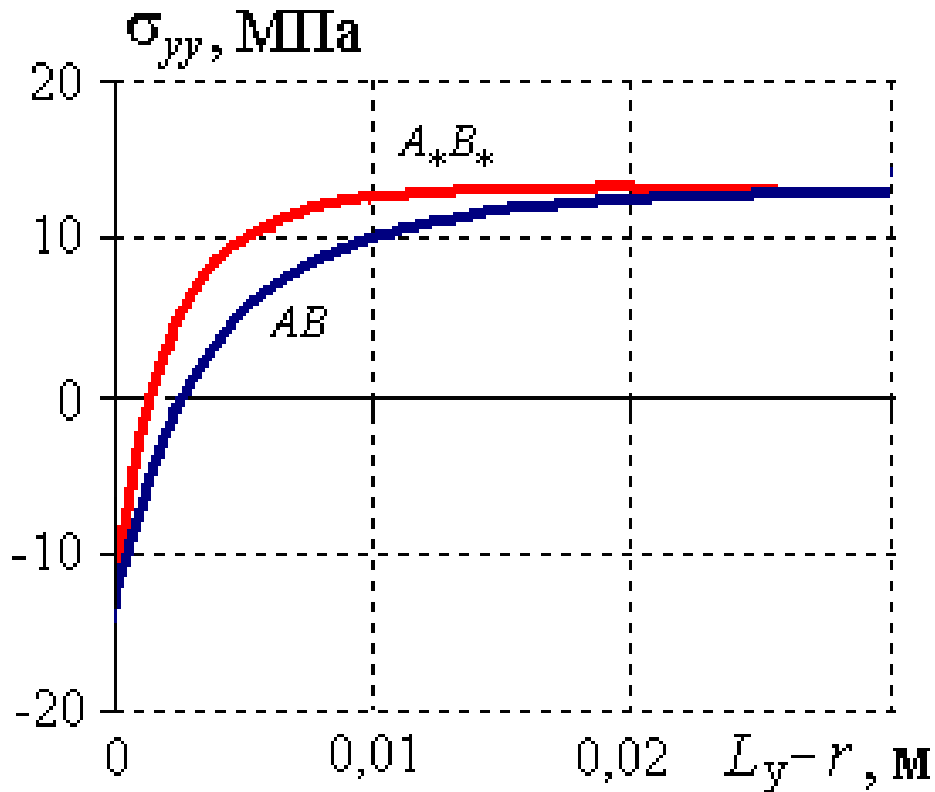


Рис. 4.9. Зміни осьових напружень залежно від віддалі від місця виникнення максимальних напружень

Осьові напруження σ_{yy} на лінях AB зовнішньої і $A*B*$ внутрішньої поверхонь наведено на рис. 4.9 (на отворі ці напруження рівні заданому тиску, а з протилежного краю – напруженню, яке виникає внаслідок врахування дії тиску на днища).

Інтенсивність напружень і осьові напруження за межами отворів – на лінях GIL зовнішньої та $G*I*L*$ внутрішньої поверхонь є незначні (див. рис. 4.10 та 4.11; кутову координату φ вимірюють в напрямі обертання навколо осі Oy за годинниковою стрілкою, починаючи від осі Oz ; φ_0 - кутова координата точки G), як і напруження у віддаленій від отворів частині колектора, що ілюструє рис. 4.12.

На рис 4.12 поруч з напруженнями уздовж лінії $L*L$ подано напруження у циліндрі без отворів за таких же умов навантаження. Як бачимо, інтенсивність напружень у циліндрі без отворів приблизно на 10% менша.

Зазначимо, що наявність днищ зменшує інтенсивність напружень у колекторі на 2-3% (у порівнянні з рівнем напружень у колекторі без днищ).

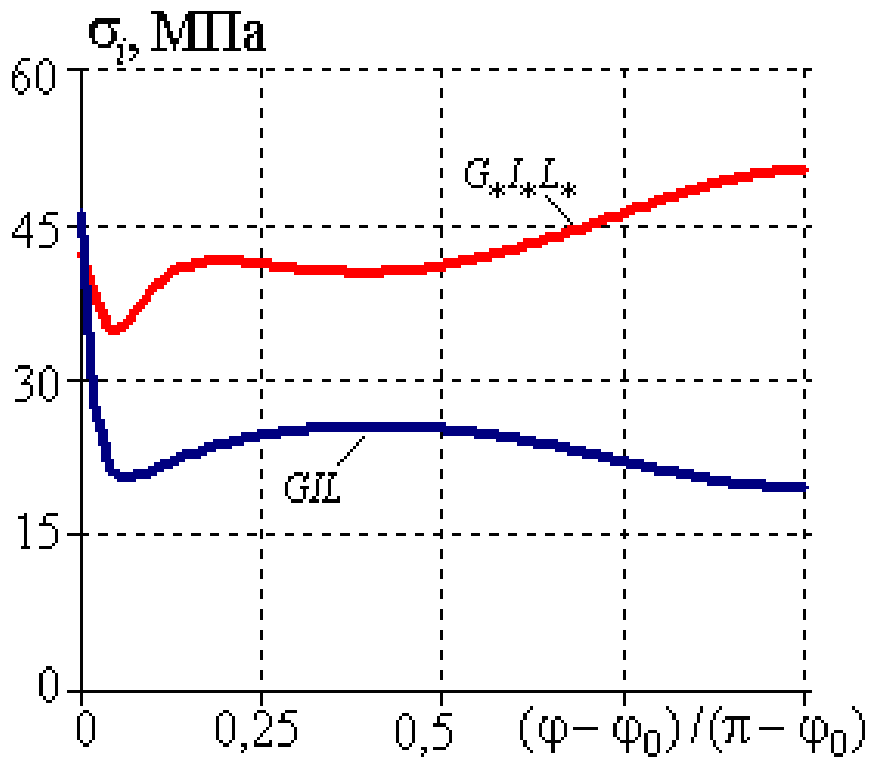


Рис. 4.10. Інтенсивність напружень за межами отворів на зовнішній та внутрішній поверхнях уздовж ліній GIL та $G*I*L^*$ (кутову координату φ вимірюють в напрямі обертання навколо осі Oy за годинниковою стрілкою, починаючи від осі Oz ; φ_0 - координата точки G)

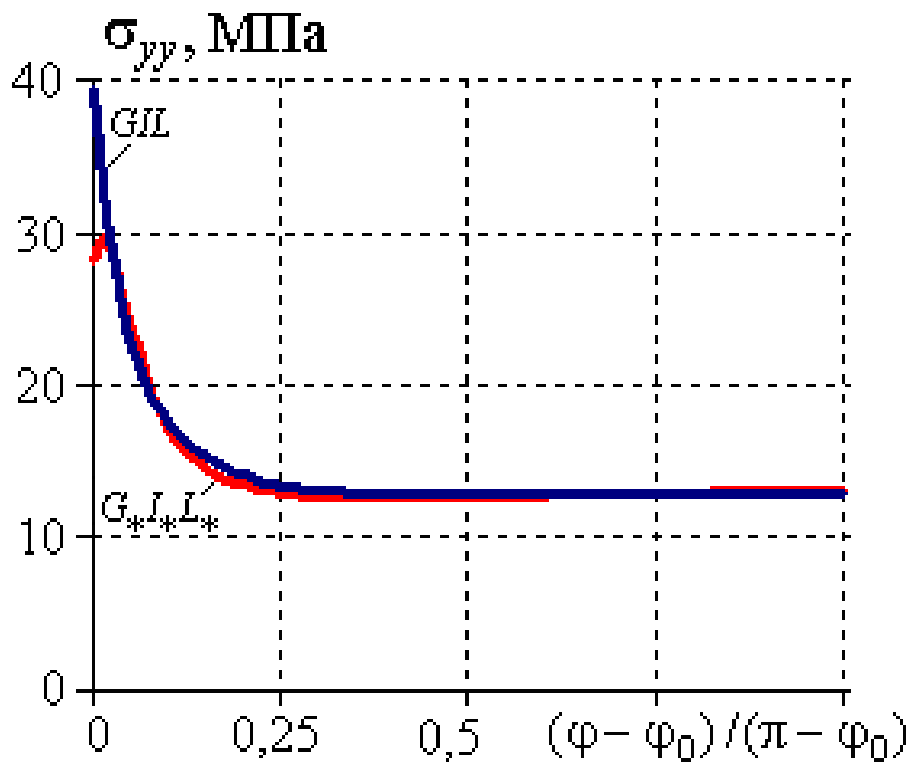


Рис. 4.11. Осьові напруження за межами отворів на зовнішній та внутрішній поверхнях

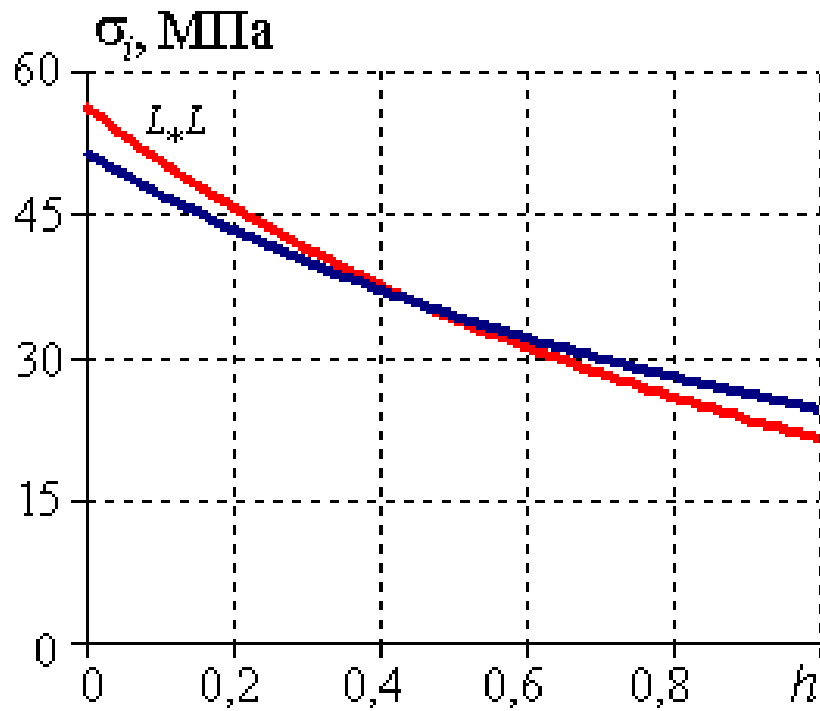


Рис. 4.12. Інтенсивність напружень (за товщиною) у віддаленій від отворів частині колектора (на лінії L_*L) та у циліндрі без отворів

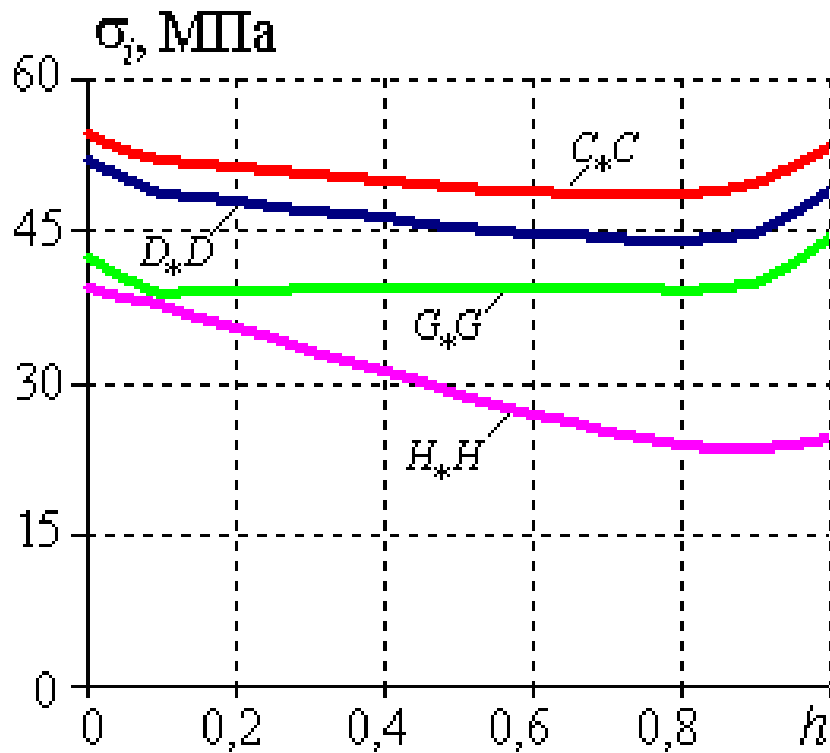


Рис. 4.13. Інтенсивність напружень на лініях C_*C , D_*D , G_*G , H_*H

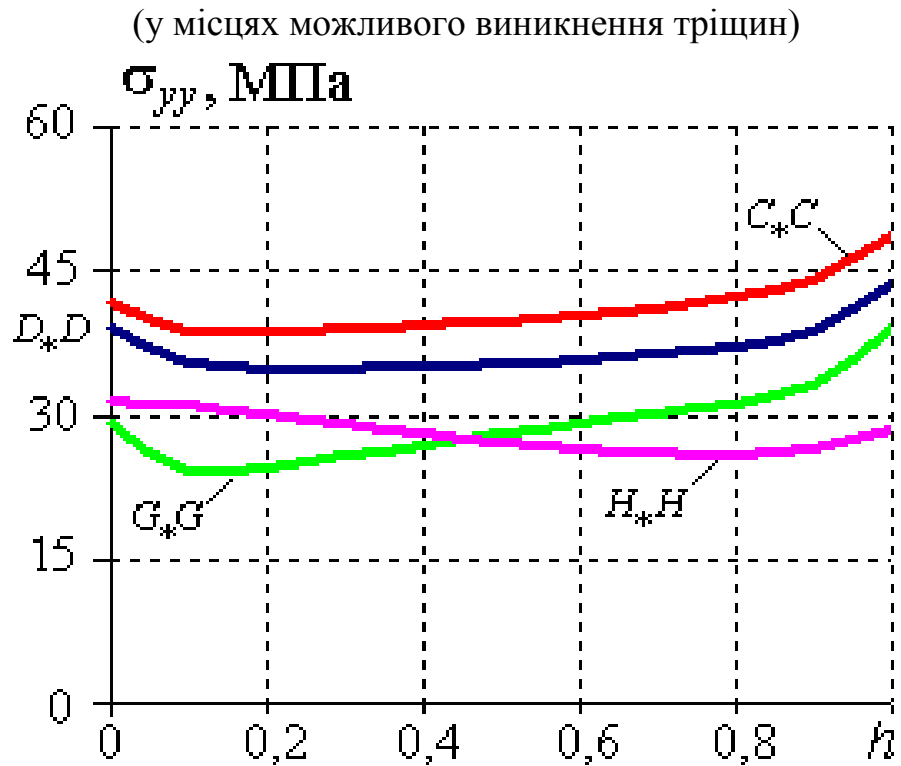


Рис. 4.14. Розподіли осевих напружень на лініях C^*C , D^*D , G^*G , H^*H (у місцях можливого виникнення поперечних тріщин)

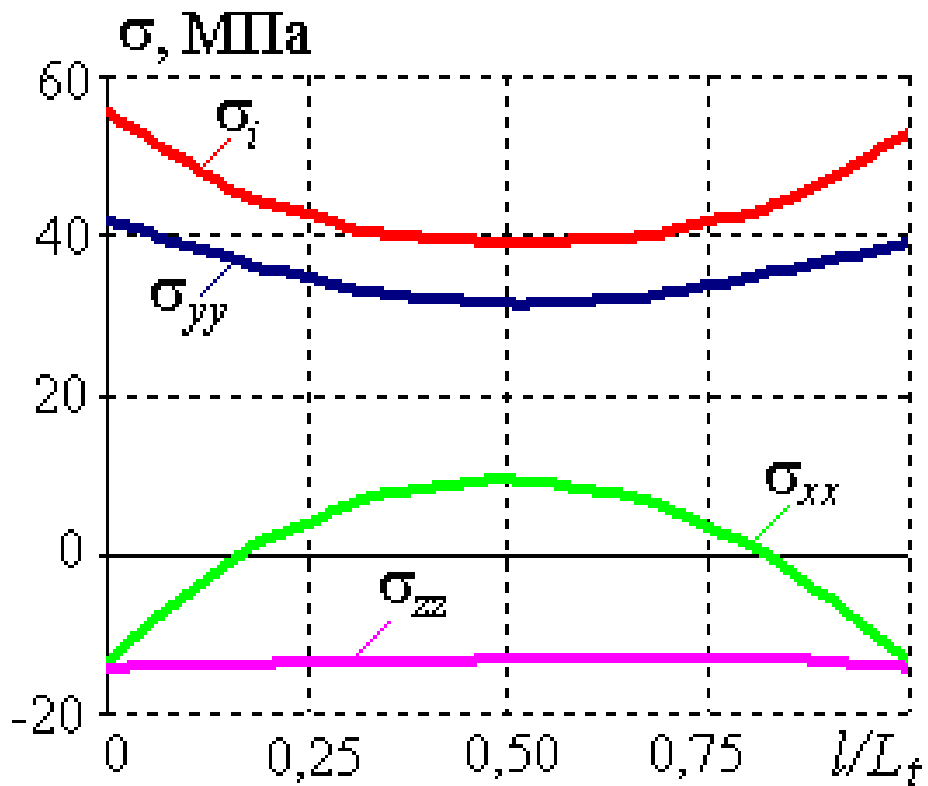


Рис. 4.15. Розподіли напружень на внутрішній поверхні між отворами (на лінії C^*D^*) в місці можливого виникнення поперечних тріщини (L_f - довжина дуги лінії C^*D^*).

За дії експлуатаційного тиску напруження у площині можливого виникнення поперечних тріщин також мало ймовірно. На рис 4.13 та 4.14 показано відповідно інтенсивність та осьові напруження (які могли б бути причиною виникнення наявних поперечних тріщин) уздовж ліній C^*C , D^*D , G^*G , H^*H .

Напруження на внутрішній поверхні колектора між отворами (уздовж лінії C^*D^*) в місці можливого виникнення тріщин подано на рис. 4.15 (L_t - довжина дуги лінії C^*D^*).

Аналіз отриманих результатів дає підстави стверджувати, що за умов стаціонарної експлуатації внаслідок силового навантаження (внутрішнього тиску 14 МПа) при температурі 540°C тріщини не повинні утворюватись.

4.3. Вплив температурного навантаження

Для подальшого з'ясування причини виникнення тріщин розглянемо колектор без пошкоджень за дії температурного поля, визначеного з розв'язування стаціонарної задачі теплопровідності (2.1) з крайовими умовами першого роду (на внутрішній поверхні задано температуру 540°C на зовнішній – 490°C). Залежність теплофізичних характеристик від температури для сталі 12Х1МФ прийнято відповідно до [103, 109].

На рис. 4.16 подано розподіли напружень в місці виникнення максимальних напружень за перепаду температур по товщині колектора 50°C (540°C – на внутрішній і 490°C – на зовнішній поверхні) і відсутності внутрішнього тиску. Таке температурне навантаження викликає протилежні за знаком напруження у порівнянні з напруженнями від внутрішнього тиску (силове і температурне навантаження за стаціонарної експлуатації взаємно компенсують одне одного). Сумарні напруження при цьому завжди є меншими, ніж ті, які виникають лише внаслідок внутрішнього тиску (чи температури), що ілюструють рис. 4.17 – 4.19 (лінії зі значком T – за дії лише перепаду температури за товщиною колектора 50°C, p – за дії лише внутрішнього тиску $p=14$ МПа; $p+T$ – за дії обох чинників).

На рис 4.20 наведено осьові напруження в місцях виникнення тріщин за такого ж перепаду температур за товщиною ($p=0$).

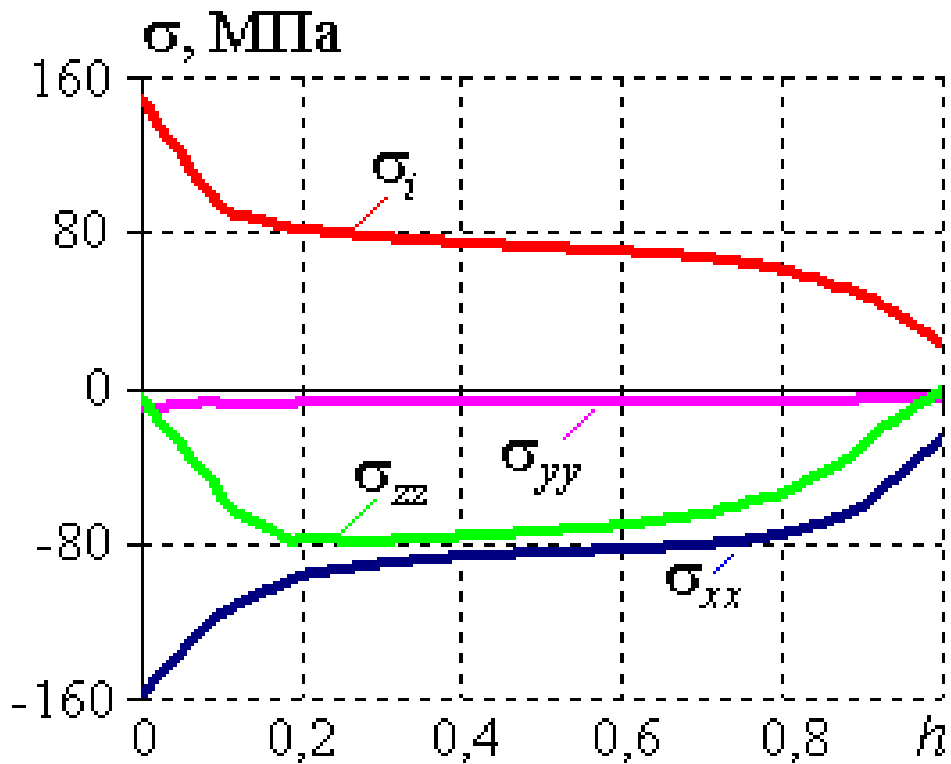


Рис. 4.16. Розподіли напружень уздовж лінії $A-A$ за дії температурного навантаження (перепад температури по товщині колектора 50°C , $p=0$).

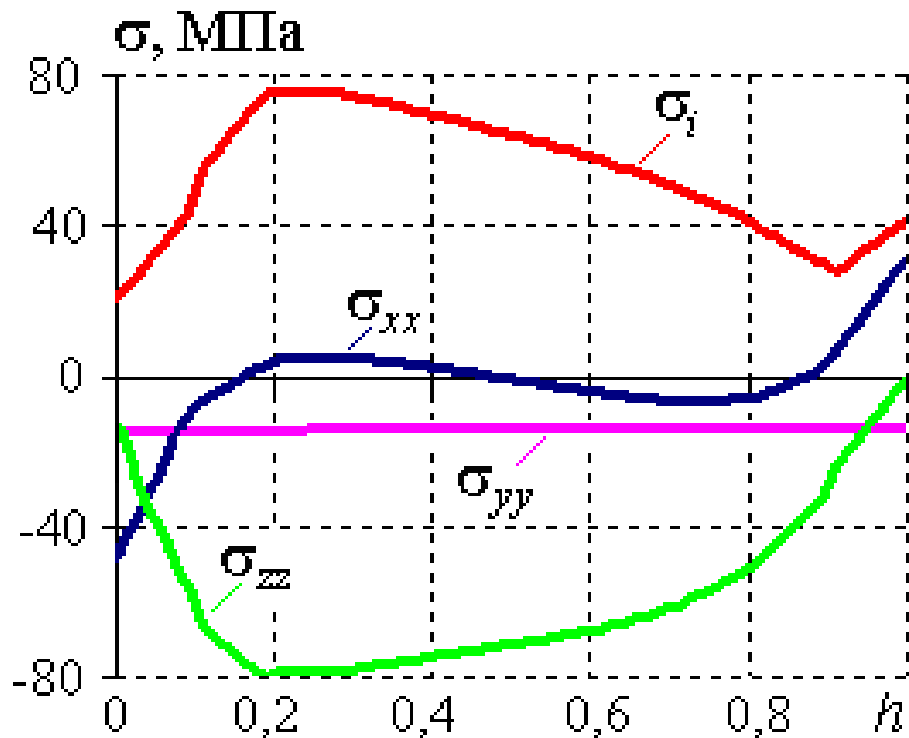


Рис. 4.17. Розподіли напружень уздовж лінії $A-A$ за стаціонарної експлуатації (перепад температури по товщині колектора 50°C ($540-490^\circ\text{C}$), внутрішній тиск $p=14$ МПа).

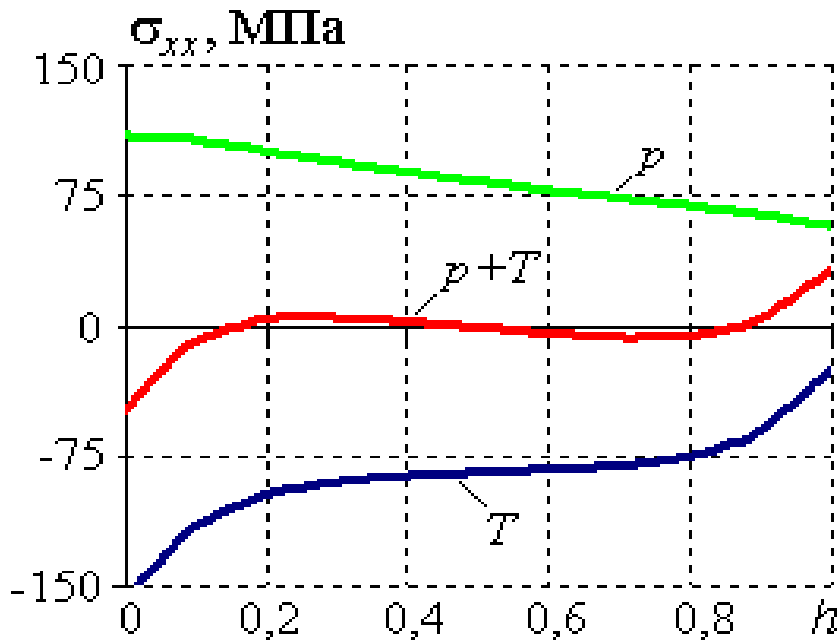


Рис. 4.18. Колові напруження σ_{xx} уздовж лінії A^*A
 (T – за дії лише перепаду температури по товщині колектора 50°C ($540\text{-}490^\circ\text{C}$),
 p – за дії внутрішнього тиску $p=14$ МПа.
 $p+T$ – за дії обох факторів).

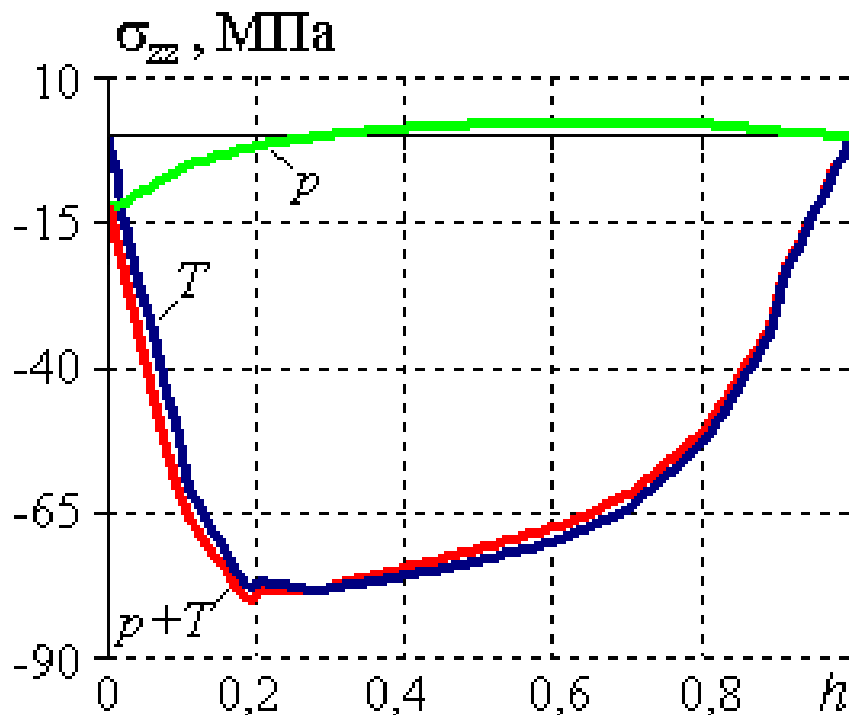


Рис. 4.19. Напруження σ_{zz} уздовж лінії A^*A
 (T – за дії лише перепаду температури по товщині колектора 50°C ($540\text{-}490^\circ\text{C}$),
 p – за дії внутрішнього тиску $p=14$ МПа.
 $p+T$ – за дії обох факторів).

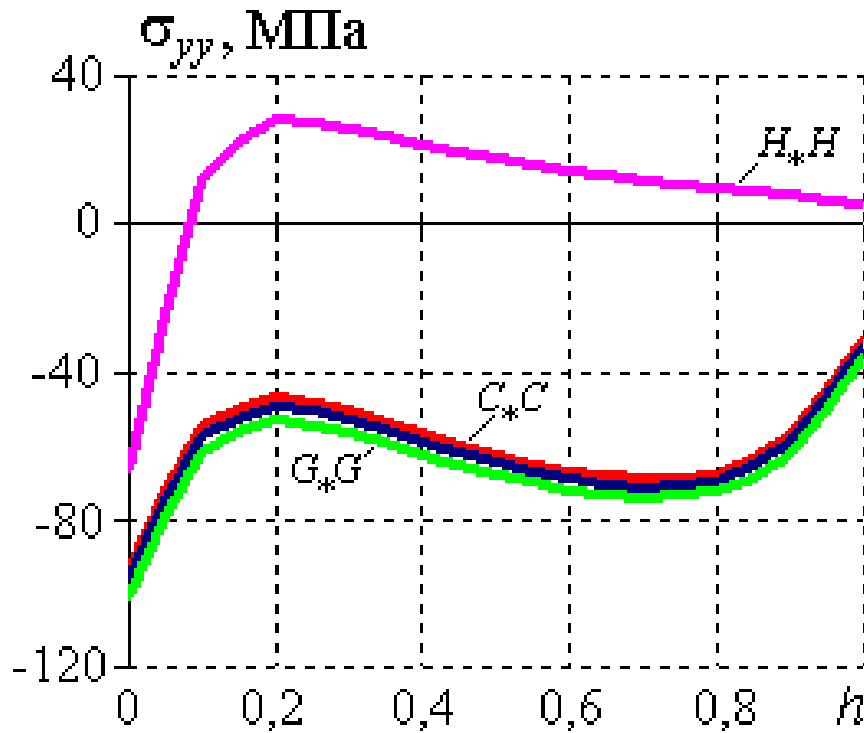


Рис. 4.20. Інтенсивність осевих напружень уздовж ліній $C*C$, $D*D$, $G*G$, $H*H$ (у місцях можливого виникнення поперечних тріщин) внаслідок дії температурного навантаження $T = 490-540^\circ\text{C}$

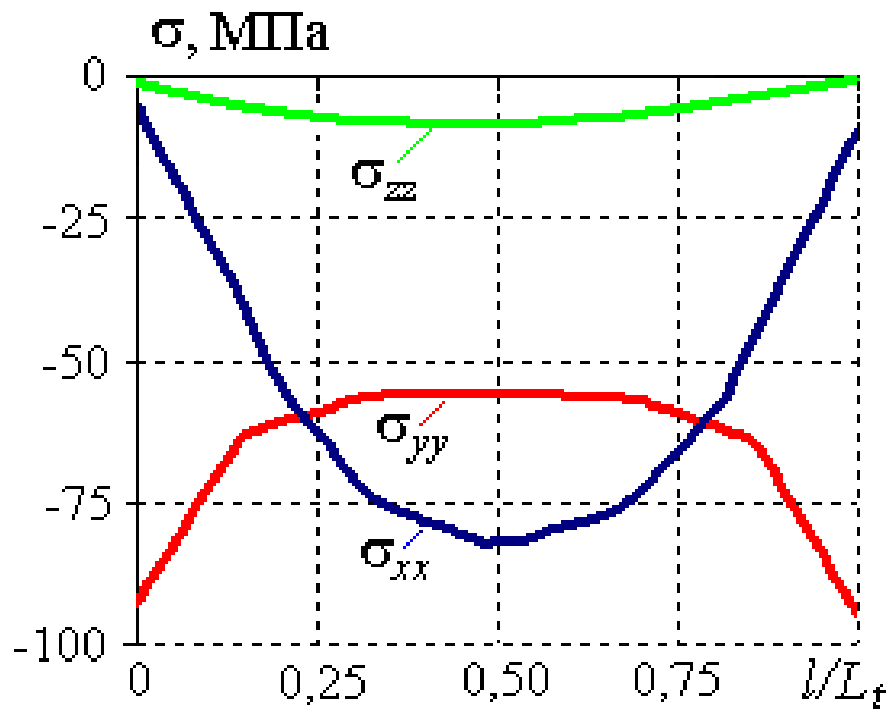


Рис. 4.21. Розподіли напружень на внутрішній поверхні між отворами у місцях можливого виникнення поперечних тріщин (уздовж лінії $C*D*$) внаслідок дії лише температурного навантаження $T = 490-540^\circ\text{C}$ ($p=0$).

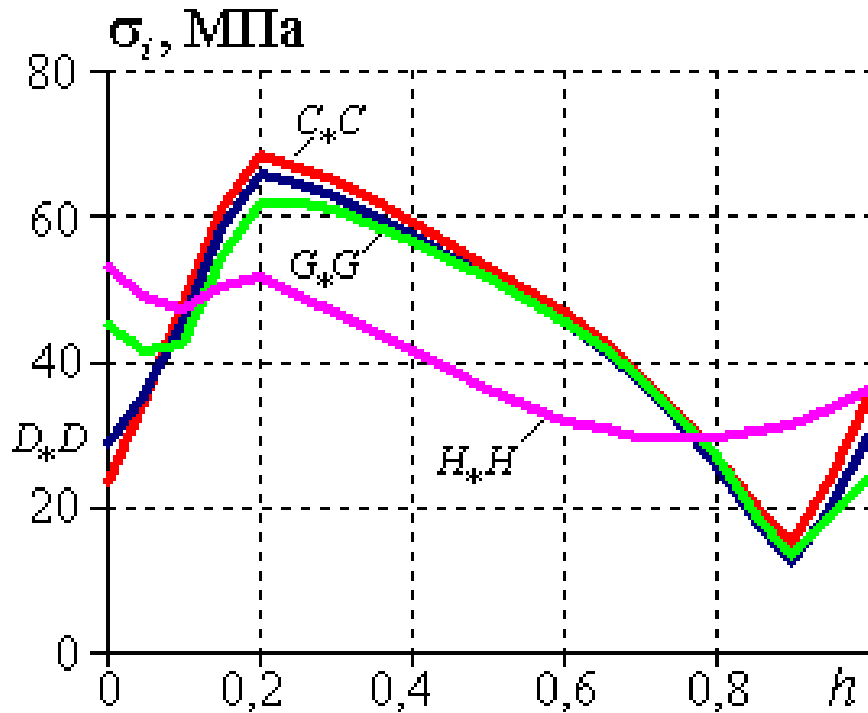


Рис. 4.22. Інтенсивність напружень в площині виникнення тріщин уздовж ліній C^*C , D^*D , G^*G , H^*H за умов стаціонарної експлуатації ($p=14,0$ МПа; $T = 490-540^\circ\text{C}$, перепад температури по товщині колектора 50°C).

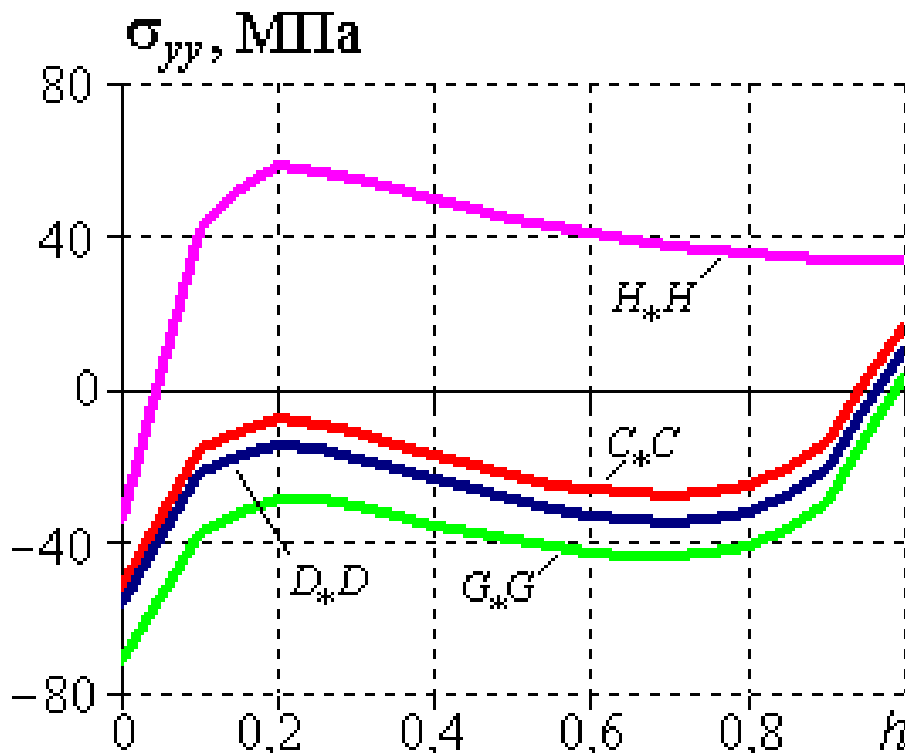


Рис. 4.23. Осьові напруження в площині виникнення тріщин уздовж ліній C^*C , D^*D , G^*G , H^*H за умов стаціонарної експлуатації ($p=14,0$ МПа; $T = 490-540^\circ\text{C}$, перепад температури по товщині колектора 50°C).

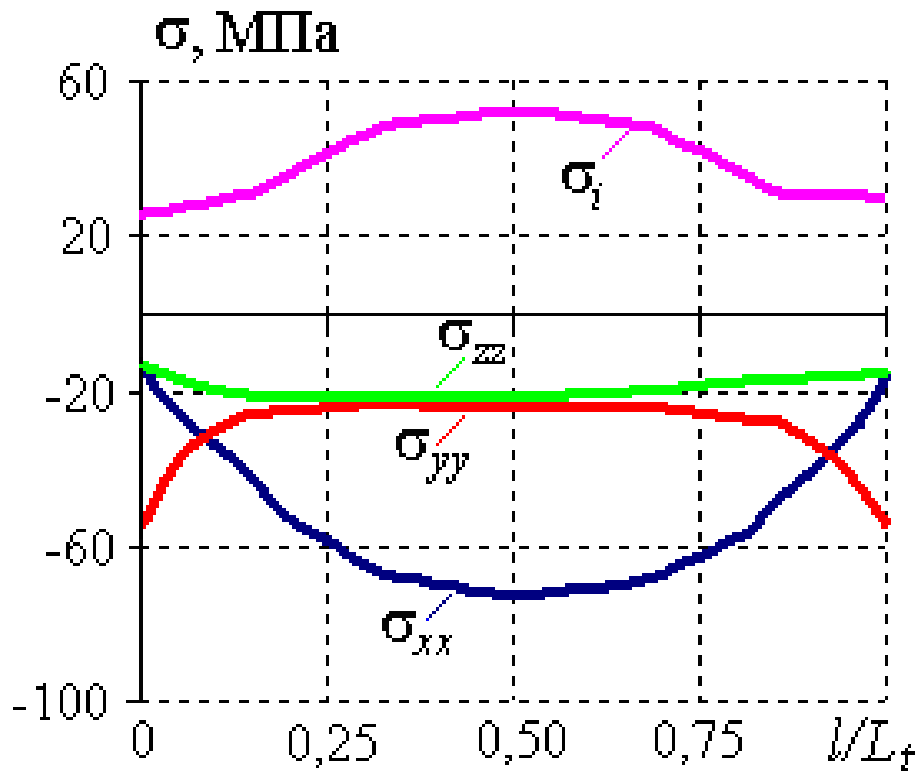


Рис. 4.24. Розподіли напружень на внутрішній поверхні між отворами у місцях можливого виникнення поперечних тріщин (уздовж лінії C^*D^*) (за умови стаціонарної експлуатації: $p=14,0$ МПа; $T=490-540^\circ\text{C}$).

Як бачимо, внаслідок такого температурного навантаження осьові напруження на отворах стискальні і тому не можуть бути причиною виникнення тріщин (вони навпаки діють в напрямі стискання берегів вже існуючої тріщини). Так само стискальними є напруження на внутрішній поверхні колектора у місці виникнення тріщин між отворами, що ілюструє рис. 4.21.

Сумарні напруження за дії температурного і силового навантаження (за стаціонарної експлуатації) у площині виникнення тріщини подано на рис. 4.22–4.24. Рівень і характер цих напружень не повинен спричиняти появу та поширення тріщин.

Отже, за умов стаціонарної експлуатації внаслідок силового й температурного навантаження тріщини між отворами не мали б утворюватись. Температурні напруження на внутрішній поверхні колектора за цих умов є стискальні і дещо компенсують розтягувальні напруження, що виникають від дії внутрішнього тиску. За наявності тріщини між отворами температурне навантаження діє в напрямі стискання її берегів.

4.4. Дослідження напруженого стану колектора за умов охолодження

Спочатку розглянуто нестационарну задачу про охолодження порожнистого циліндра ($R_1 = 0,1125$ м, $R_2 = 0,1625$ м) без отворів ($T_0 = 540$ °С) з внутрішньої поверхні шляхом конвективного теплообміну з середовищем ($T_S = 220$ °С; коефіцієнт теплообміну 1300 Вт/м²/К). На зовнішній поверхні циліндра задавали умову конвективного теплообміну з середовищем ($T_S = 540$ °С); коефіцієнт теплообміну 13 Вт/м²/К.

На рис. 4.25 подано розподіли температури за товщиною циліндра в моменти часу $t=12, 55, 186$ с, коли різниця температур внутрішньої та зовнішньої поверхонь становила відповідно $100, 140$ та 100 °С. Відповідні значення напружень в циліндрі наведено на рис. 4.26 – 4.29.

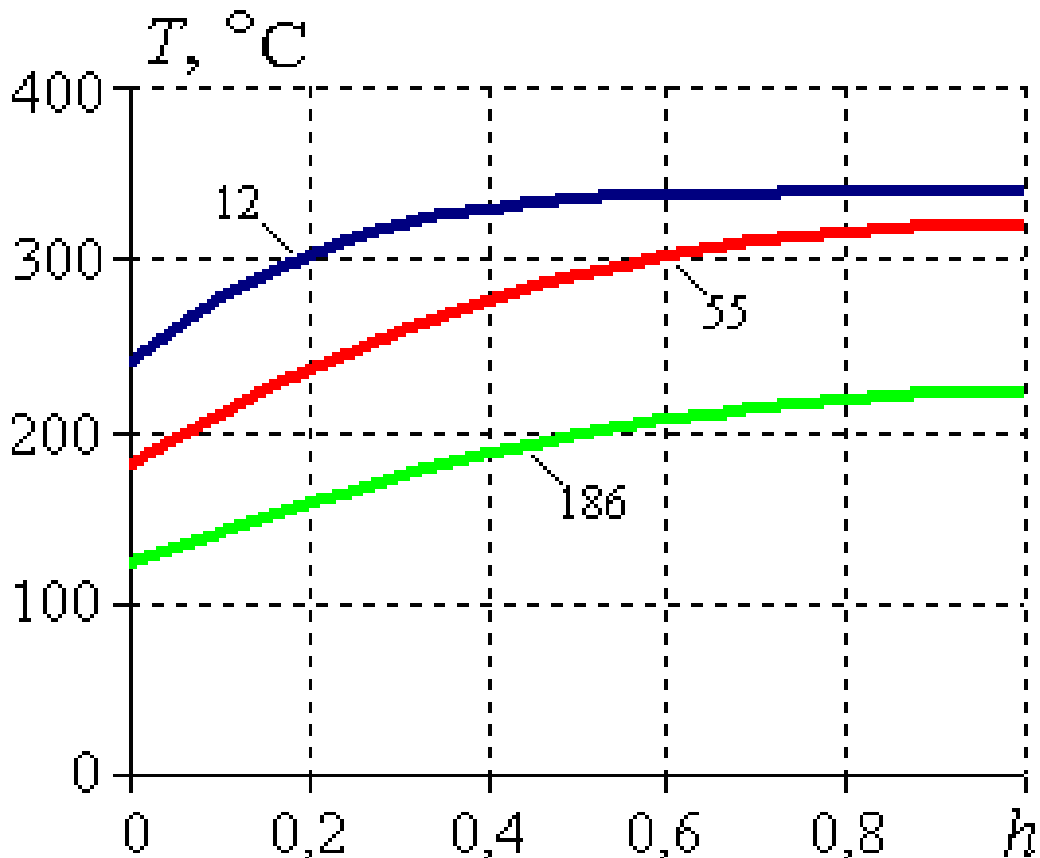


Рис. 4.25. Розподіли температури за товщиною порожнистого циліндра без отворів за умови його охолодження з внутрішньої поверхні в моменти часу 12, 55 та 186 с (перепади температур по товщині рівні відповідно $100, 140$ та 100 °С). Циліндр віднесено до циліндричної системи координат (r, φ, z) .

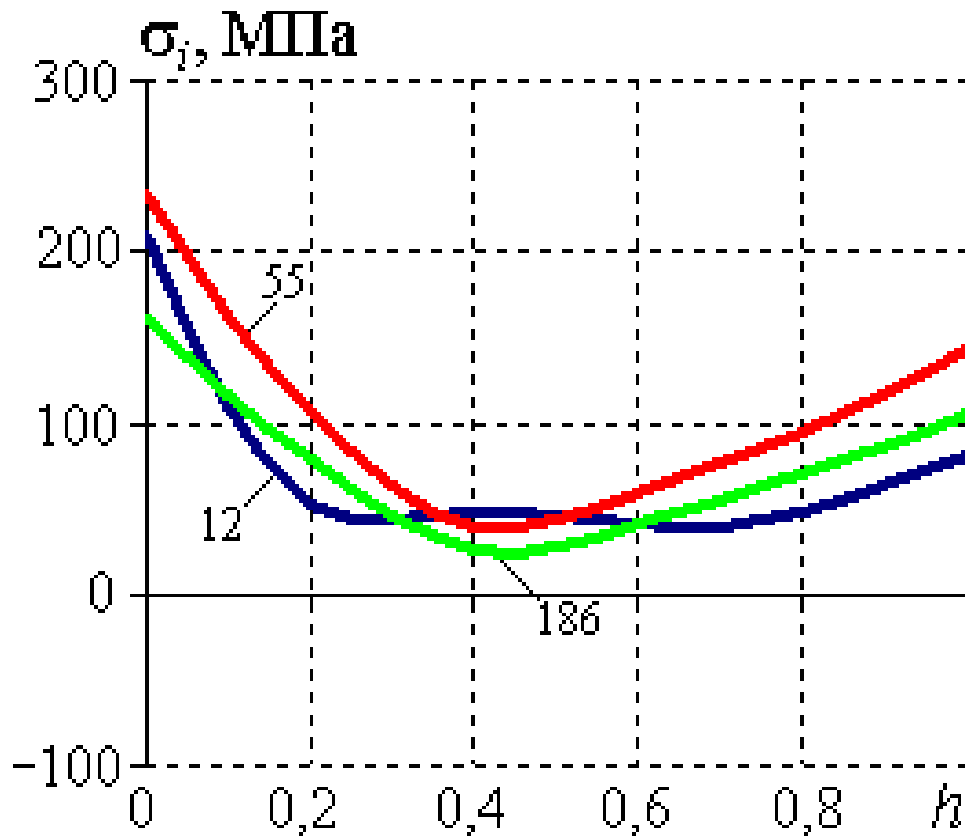


Рис.4.26. Відповідні розподіли інтенсивності напружень у циліндрі (в моменти часу 12, 55 та 186 с).

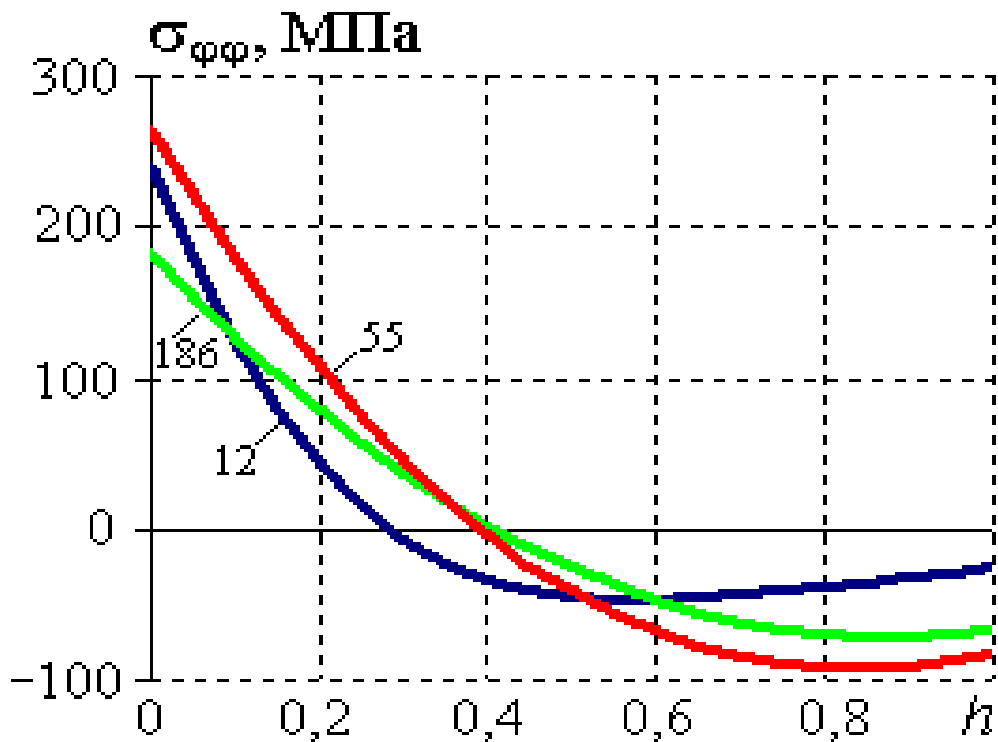


Рис. 4.27. Відповідні розподіли колових напружень у циліндрі (в моменти часу 12, 55 та 186 с – за перепадів температур за товщиною відповідно 100, 140 та 100°С)

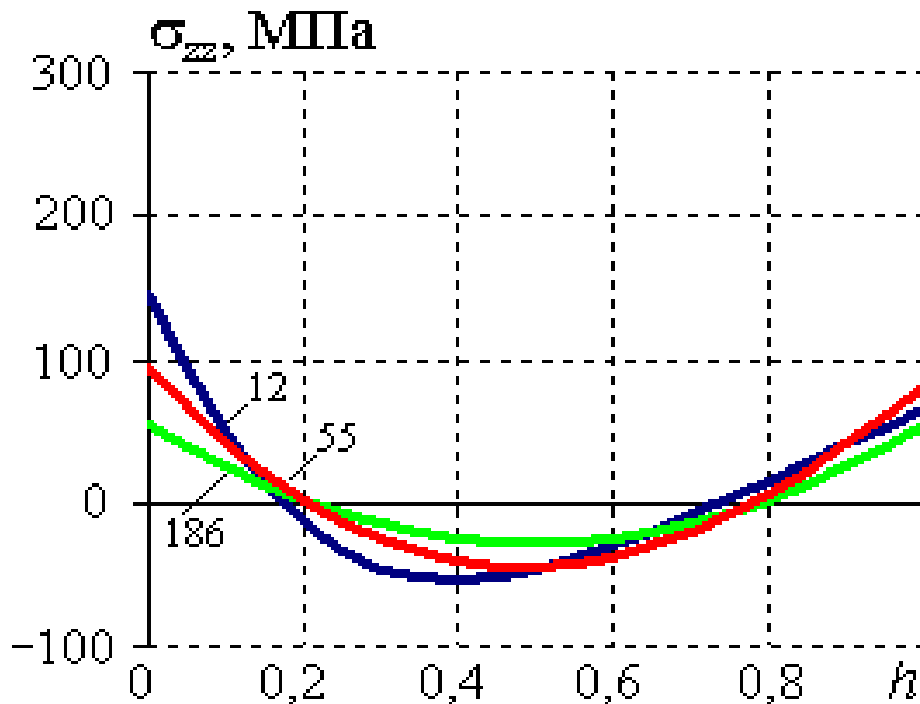


Рис. 4.28. Відповідні розподіли осьових напружень у циліндрі (в моменти часу 12, 55 та 186 с – за перепадів температур за товщиною відповідно 100, 140 та 100°C)

Аналіз отриманих результатів показав, що під час охолодження в циліндрі превалюють колові напруження. Максимальні осьові напруження виникають на початку охолодження (за перепаду температур у 100°C при $t = 12$ с вони більші, ніж за перепаду 140°C при $t = 55$ с). Як бачимо, вони є розтягувальними (див. рис. 4.28) як на внутрішній, так і на зовнішній поверхнях циліндра і за різкого охолодження (коли вони більші за колові напруження у циліндрі) могли б спричиняти виникнення з внутрішньої поверхні поперечних тріщин.

Для перевірки цієї гіпотези розв'язано аналогічну задачу для колектора в межах запропонованої раніше розрахункової моделі.

Припускали, що колектор, початкова температура якого 540°C, охолоджується з внутрішньої поверхні та поверхонь отворів шляхом теплообміну з середовищем температурою 220°C (коефіцієнт теплообміну 1300 Вт/м²/К). Деякі з результатів проведених досліджень відображені на рис. 4.29 – 4.34.

Зокрема, на рис 4.29 і 3.30 показано відповідно інтенсивність та осьові напруження в площині виникнення і поширення тріщини (уздовж ліній C^*C , D^*D , G^*G та H^*H), а на рис. 4.31 – на внутрішній поверхні колектора між отворами

(уздовж лінії C^*D^*) в момент часу, коли перепад температур (різниця між максимальною і мінімальною температурою) в колекторі становив 200°C .

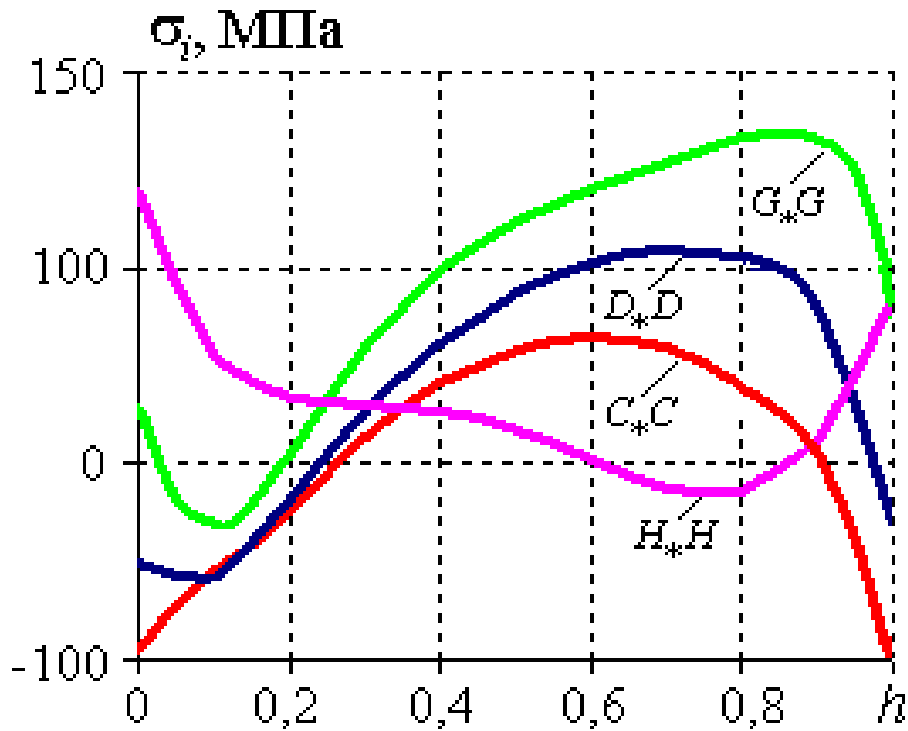


Рис. 4.29. Розподіли інтенсивності напружень в колекторі у площині виникнення тріщини (уздовж ліній C^*C , D^*D , G^*G та H^*H) за охолодження (в момент часу, коли перепад температур становив 200°C).

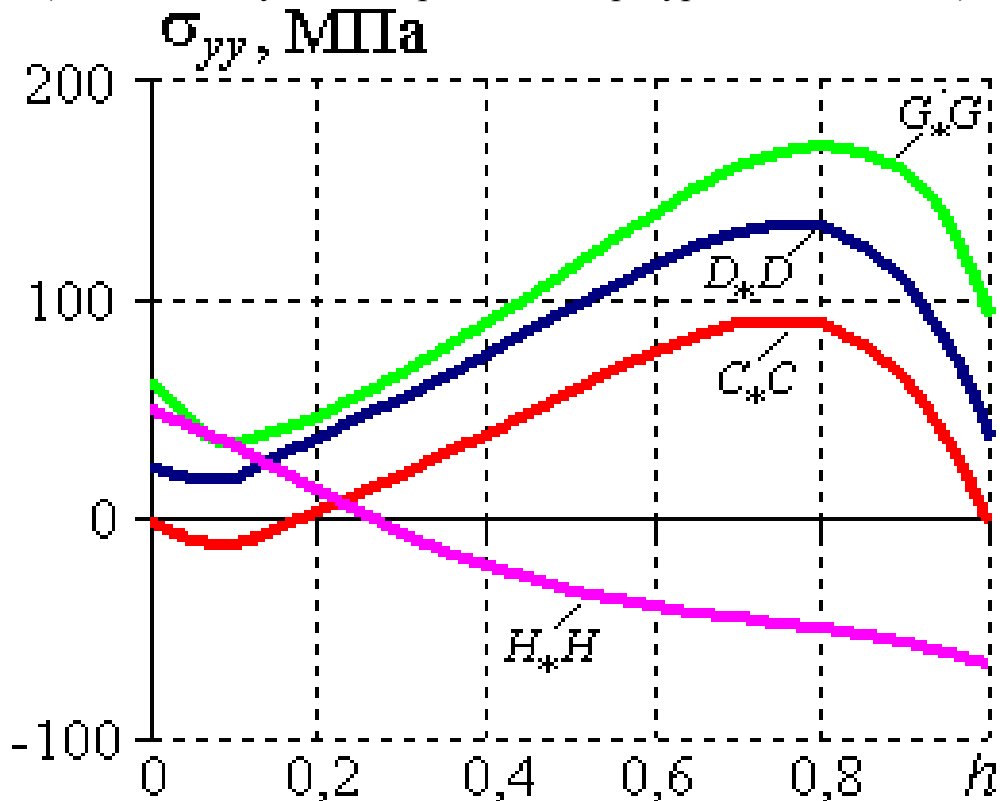


Рис. 4.30. Розподіли осьових напружень в колекторі у площині виникнення тріщини (уздовж ліній C^*C , D^*D , G^*G та H^*H) за охолодження (в момент часу, коли перепад температур становив 200°C).

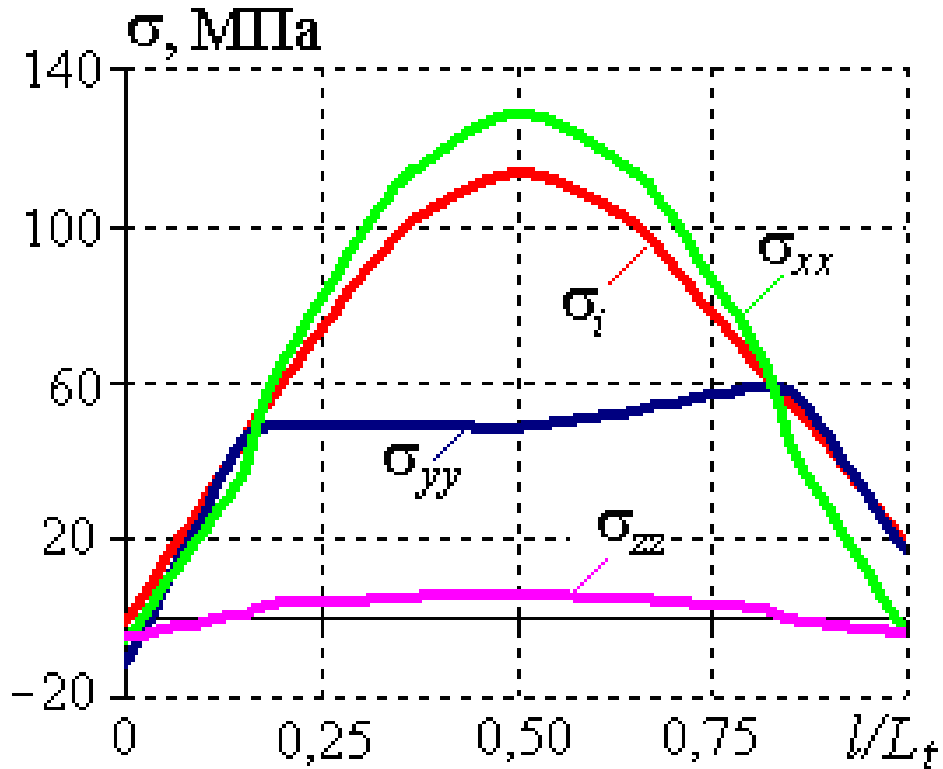


Рис. 4.31. Напруження на внутрішній поверхні колектора між отворами (уздовж лінії $C*D^*$) в момент часу, коли перепад температур в колекторі становив $200\text{ }^\circ\text{C}$

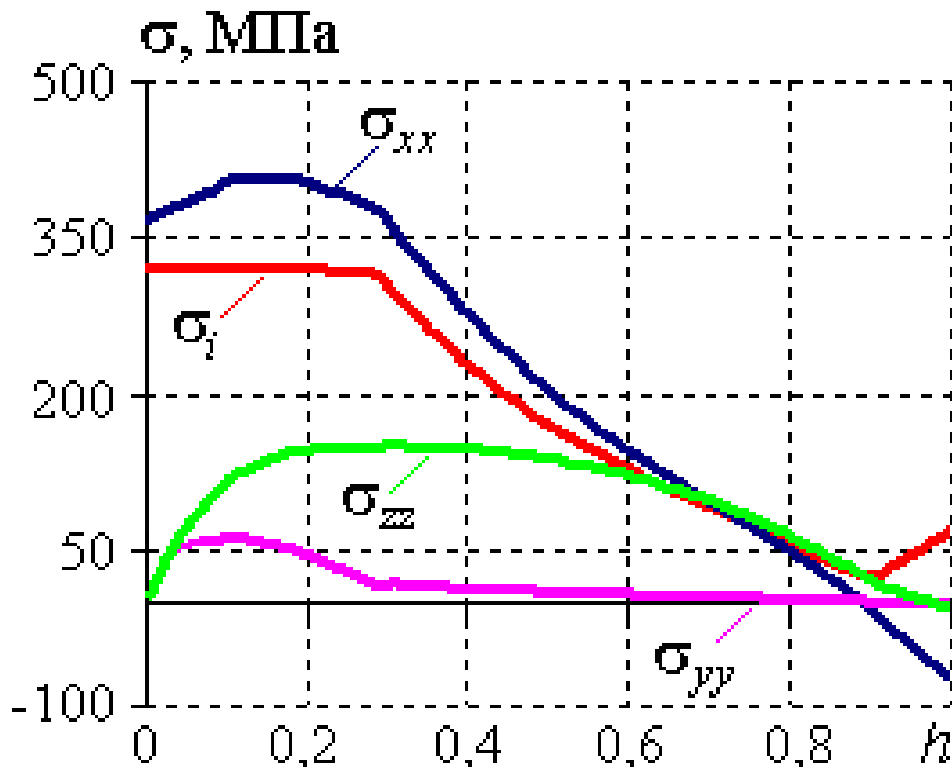


Рис. 4.32. Розподіли напружень уздовж лінії $A*A$ в момент часу, коли перепад температур в колекторі становив $200\text{ }^\circ\text{C}$ (основний вклад у напружений стан роблять кільцеві напруження).

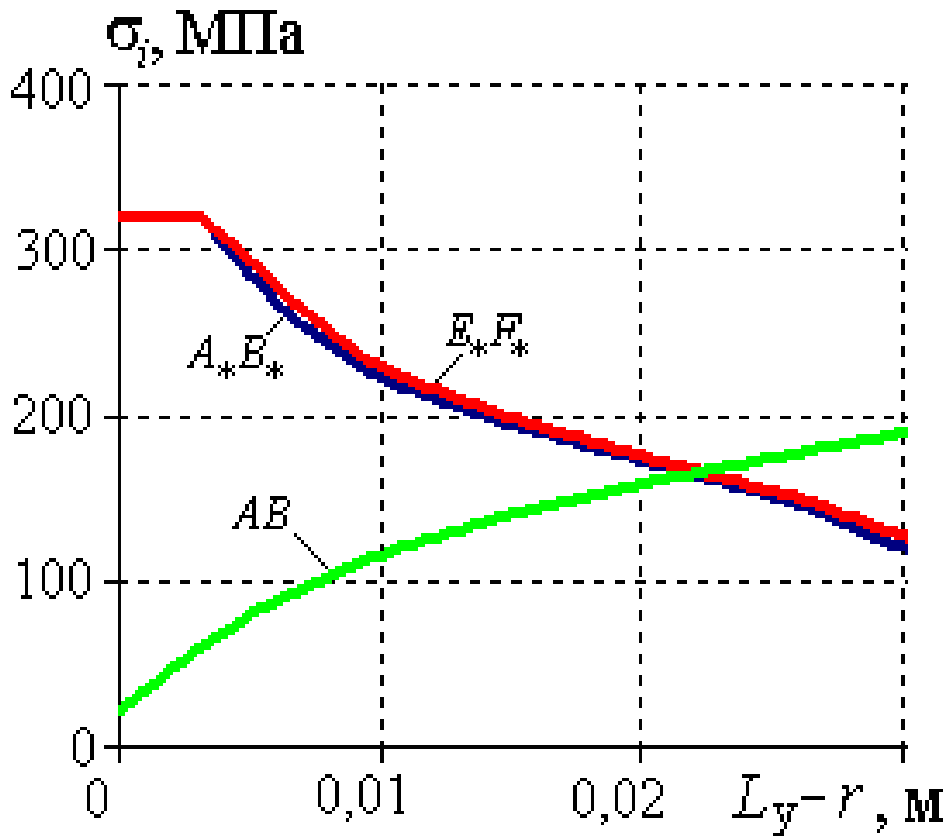


Рис. 4.33. Зміни інтенсивності напружень залежно від віддалі від місця виникнення максимальних напружень (в момент часу, коли перепад температур в колекторі становив 200 °С).

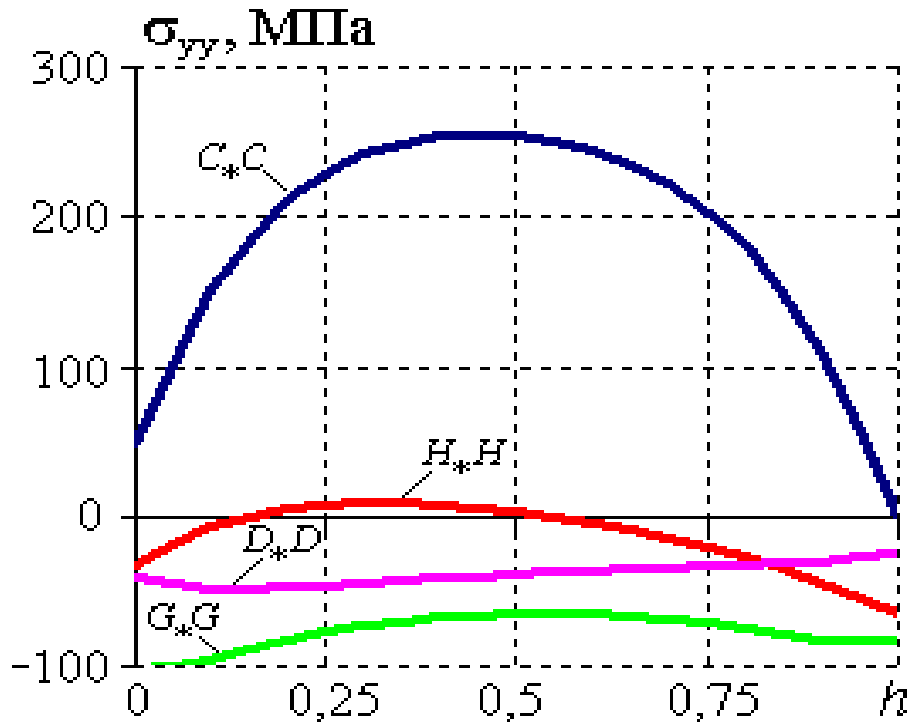


Рис. 4.34. Розподіли осьових напружень у площині виникнення тріщини (уздовж ліній C_*C , D_*D , G_*G та H_*H) за різкого охолодження поверхні центрального отвору.

Аналіз отриманих результатів показує, що високі градієнти температури за такого охолодження колектора не можуть бути причиною виникнення поперечних тріщин на його внутрішній поверхні. Максимальні осьові напруження, які могли б спричинити виникнення і поширення такого типу тріщин, виникають з протилежного боку – у зовнішньому приповерхневому шарі (на глибині $0.2h$) за крайнім отвором (уздовж лінії G_*G). Водночас максимальними за цих умов охолодження є колові напруження на внутрішній поверхні в точці A_* (що ілюструють рис. 4.32, 4.33), які можуть викликати традиційні для циліндричних тіл поздовжні тріщини в околі місця виникнення максимальних напружень. Як бачимо, за таких умов охолодження в околі точки A_* виникають значні пластичні деформації (межу пластичності за розрахунків задавали рівною 320 МПа [103]). Для зразків сталі 12Х1МФ, які відпрацювали більше 200 000 год., межа пластичності може бути нижчою (228 – 248 МПа), що може говорити про значніші області пластичного деформування.

Для того, щоб все таки з'ясувати причину появи поперечних тріщин, виконано додатковий обчислювальний експеримент. Моделювали ситуації, коли в гарячий ще колектор (з температурою $T_0=540^\circ\text{C}$) через центральний отвір вливається вода, температура якої $T_C=90^\circ\text{C}$. На поверхні отвору задавали умову конвективного теплообміну. Значенням коефіцієнта теплообміну β регулювали інтенсивність охолодження ($\beta = 1300 \div 5000 \text{ Вт/м}^2/\text{К}$) цієї області. На інших поверхнях коефіцієнт теплообміну задавали на кілька порядків менший (припускаючи, що основне тепловиділення відбувалось на поверхні отвору).

Виконані дослідження показали, що внаслідок такого інтенсивного охолодження отвору в місці можливого виникнення поперечних тріщин виникають великі осьові напруження, які й спричиняють появу та ріст таких тріщин. Зокрема, на рис. 4.34 наведено розподіли осьових напружень в площині можливого виникнення поперечних тріщин в момент часу, коли максимальна різниця температур в колекторі становила 110°C .

Як бачимо максимальні осьові напруження під час такого охолодження ($\beta = 1300 \text{ Вт/м}^2/\text{К}$) виникають всередині колектора на лінії C_*C , що може спричинити

виникнення поперечної тріщини і її поширення зсередини в напрямі внутрішньої поверхні.

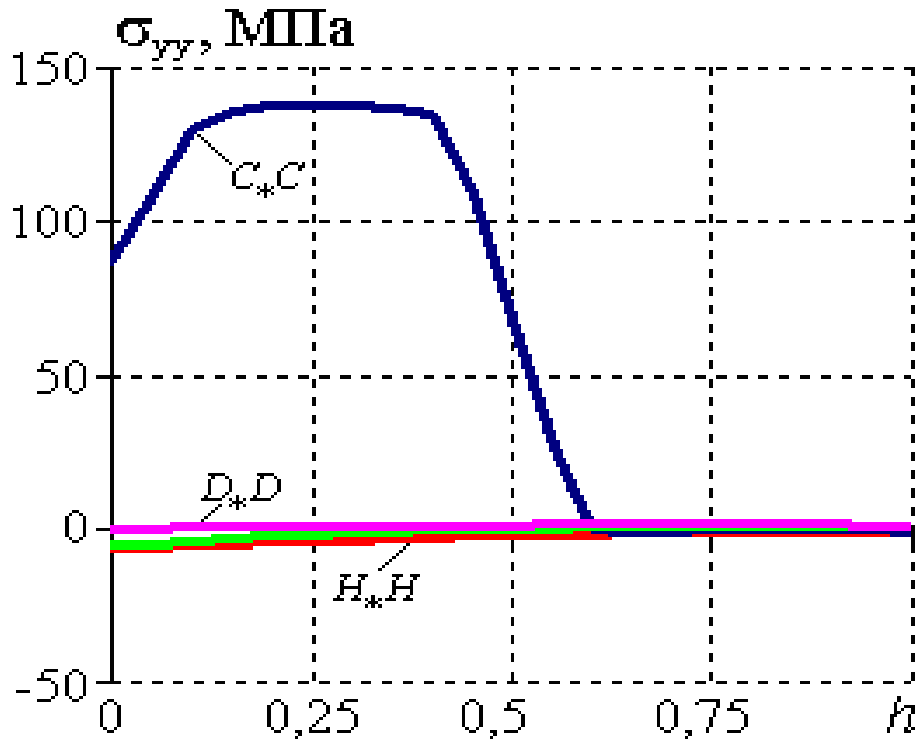


Рис. 4.35. Розподіли осьових напружень у площині виникнення тріщини (уздовж ліній C^*C , D^*D , G^*G та H^*H) за різкого охолодження нижньої половини центрального отвору (в момент часу, коли перепад температур становив 58°C).

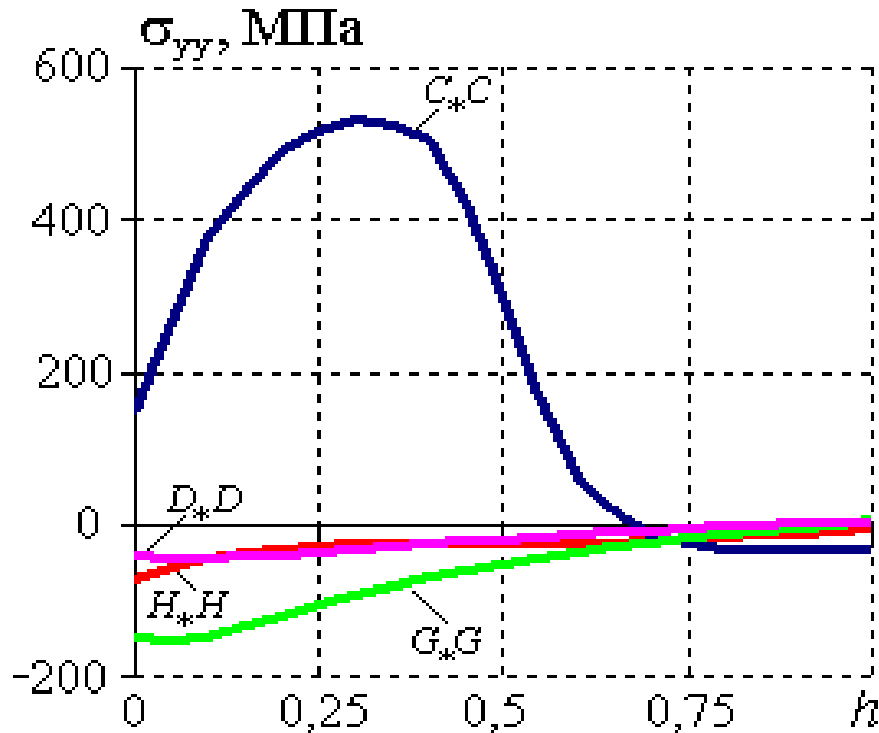


Рис. 4.36. Розподіли осьових напружень у площині виникнення тріщини (уздовж ліній C^*C , D^*D , G^*G та H^*H) за різкого охолодження нижньої половини центрального отвору (в момент часу, коли перепад температур у колекторі становив 186°C).

Оскільки верхня частина отвору практично не відбирає тепло (внаслідок специфічного приєднання штуцера), більш адекватно задавати теплообмін не на всій поверхні отвору, а в її нижній частині.

На рис. 4.25 подано осьові напруження в площині можливого виникнення поперечної тріщини в момент часу $t = 0,1$ с (коли перепад температури в колекторі становив 58°C) за інтенсивного охолодження нижньої половини центрального отвору ($\beta = 5000$ Вт/м²/К). Ці ж напруження в момент часу, коли перепад температури в колекторі становив 186°C , наведено на рис. 4.26. Як бачимо, область виникнення максимальних осьових напружень в цій зоні наблизилась до внутрішньої поверхні колектора. Рівень цих напружень значний, що цілком може спричинити виникнення і поширення поперечних тріщин.

Таким чином, найбільш ймовірною причиною виникнення поперечних тріщин на внутрішній поверхні колектора в околі отворів можуть бути значні осьові напруження, які виникають внаслідок різкого охолодження ще гарячого колектора через потрапляння в отвори води чи істотно холоднішої пари на етапі зупинки енергетичного обладнання (в аварійному чи плановому режимах).

4.5. Колектор з наскрізною тріщиною

Дослідження здійснено для гіпотетично найгірших (з погляду міцності) умов, коли маємо наскрізну поперечну тріщину між сусідніми отворами в ділянці пакета змійовиків.

Комп'ютерне моделювання виконано за всіх вихідних умов попередніх підрозділів (номінальний експлуатаційний тиск $p = 14$ МПа за температури 540°C). Додатково на поверхні $CC*D*D$ задано внутрішній тиск (див рис. 4.37; за моделювання колектора без пошкоджень на цій поверхні задавали умови симетрії, див. рис. 4.3). Зазначимо, що розглянуто лише частину розрахункової області, виходячи з умов симетрії, а це означає, що наскрізна тріщина є між центральним отвором і двома крайніми.

Оскільки невідомо точне значення межі пластичності σ_T матеріалу (який міг за роки експлуатації деградувати) за температури 540°C , розрахунки здійснено за

різних значень σ_T , а також – додатково – за припущення пружного деформування колектора.

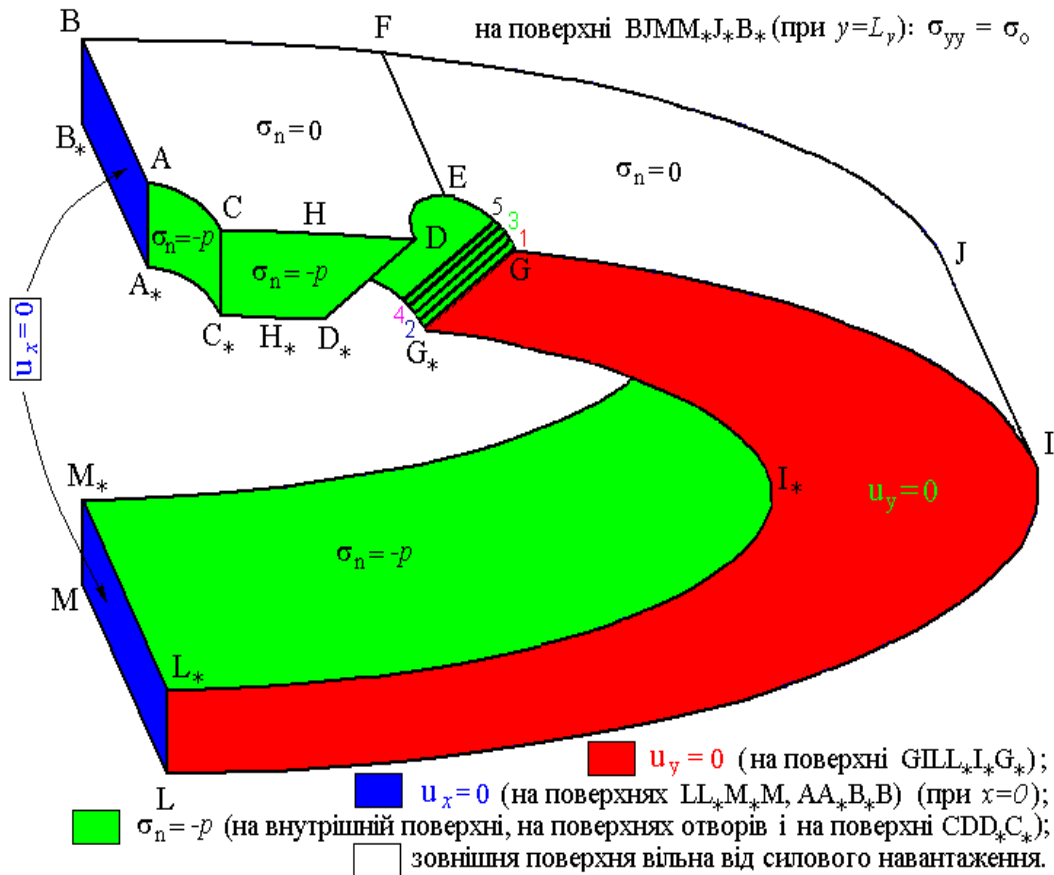


Рис. 4.37. Розрахункова область та крайові умови

На рис. 3.38 та 4.39 наведено розподіли напружень в колекторі з наскрізною тріщиною між отворами за умов експлуатації в тих областях, які були найбільш навантажені у колекторі без пошкоджень (уздовж ліній A_1A_2 та E_1E_2 відповідно).

На рис. 4.40 та 4.41 показано розподіли інтенсивності та осьових напружень за межами крайніх отворів (уздовж ліній G_1I_1 зовнішньої та $G_2I_2L_2$ внутрішньої поверхонь) за припущення пружного деформування колектора. Як бачимо, максимальні напруження в колекторі з наскрізною тріщиною виникають вже в околі лінії G_1G_2 на крайньому отворі (а не в околі точок A_1 та E_1 як у колектора без пошкоджень).

Розподіли інтенсивності і осьових напружень за товщиною в зоні виникнення максимальних напружень подано відповідно на рис. 4.42 та 4.43 (за припущення пружного деформування), 4.44 та 4.45 (за пружно-пластичного деформування; σ_T

=320 МПа [103]), 4.46 і 4.47 ($\sigma_T=290$ МПа [103]), 4.48 і 4.49 ($\sigma_T=220$ МПа [93, 94]), 4.50 ($\sigma_T=180$ МПа [103]); лінії 1, 2, 3 показано на рис. 4.37.

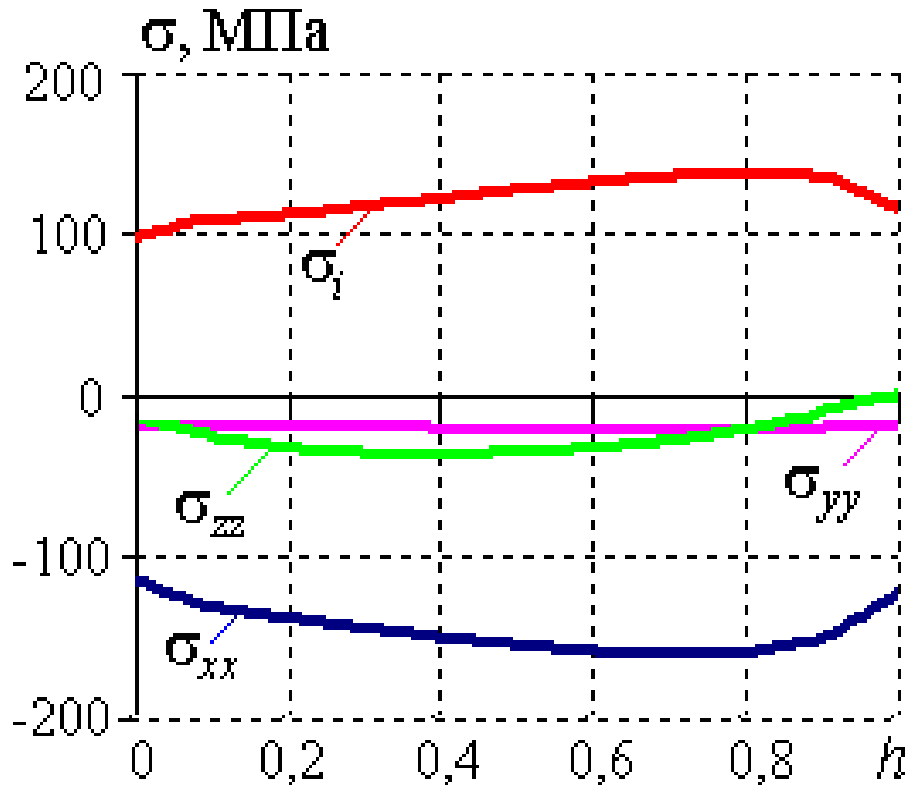


Рис. 4.38. Розподіли напружень за товщиною колектора уздовж лінії $A-A$ за дії внутрішнього тиску $p=14,0$ МПа при $T=540^\circ\text{C}$.

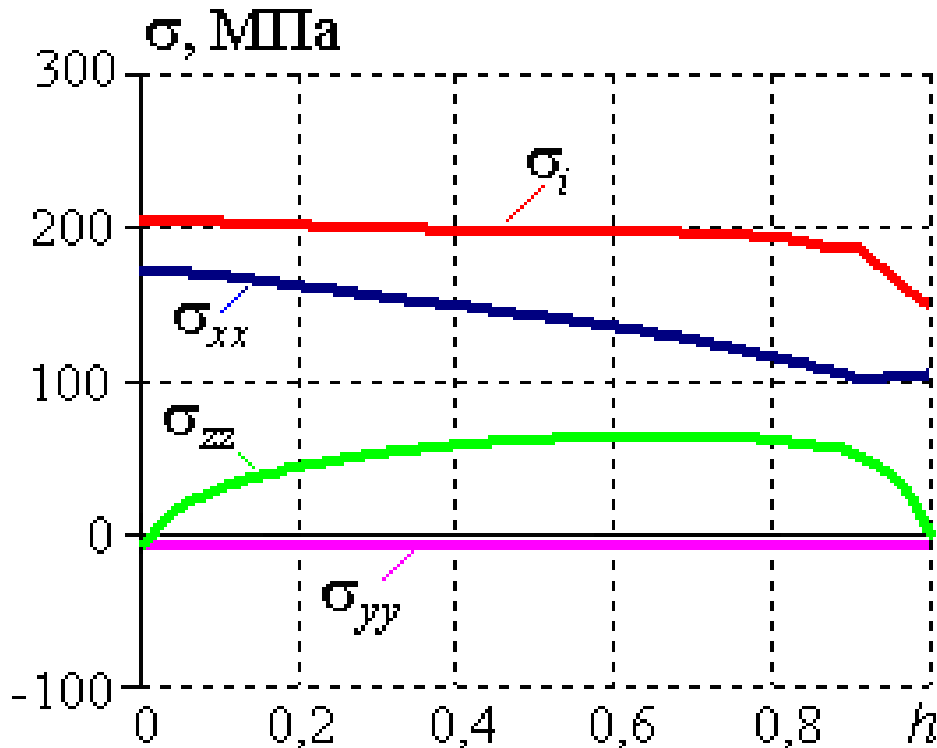


Рис. 4.39. Розподіли напружень за товщиною уздовж лінії $E-E$ за дії внутрішнього тиску $p=14,0$ МПа при $T=540^\circ\text{C}$.

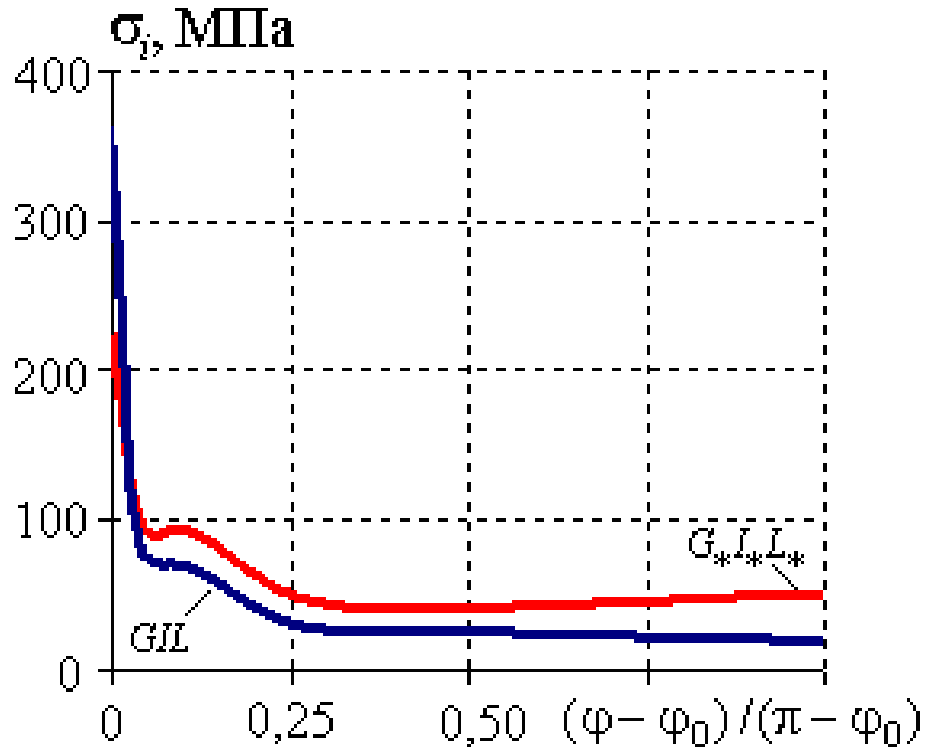


Рис. 4.40. Інтенсивність напружень за межами крайніх отворів: на лінях GIL зовнішньої та $G*I*L^*$ внутрішньої поверхонь.

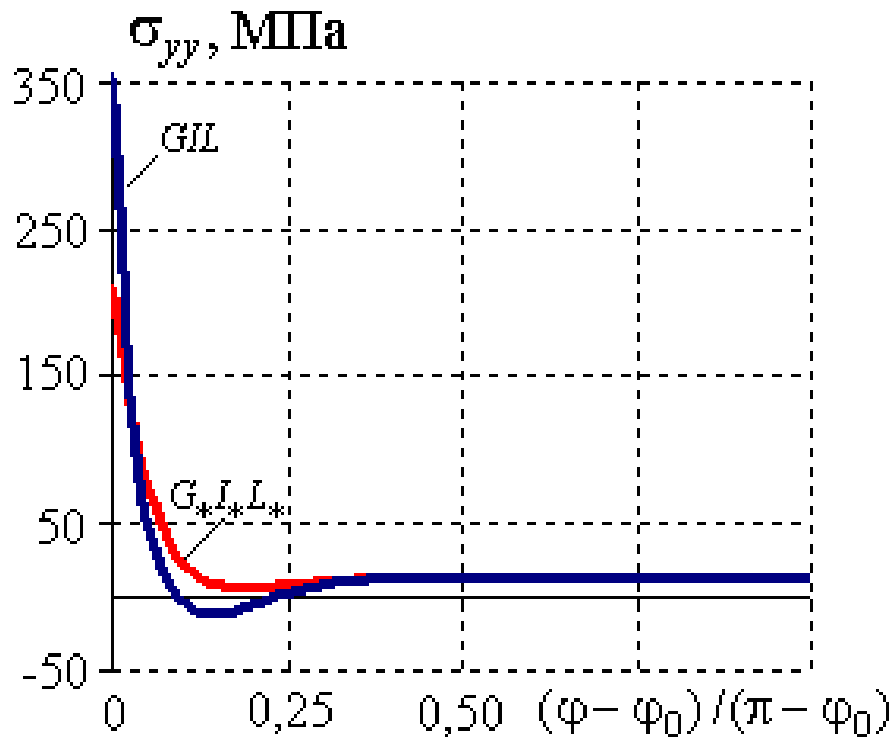


Рис. 4.41. Розподіли осьових напружень за межами крайніх отворів (на лінях GIL зовнішньої та $G*I*L^*$ внутрішньої поверхонь).

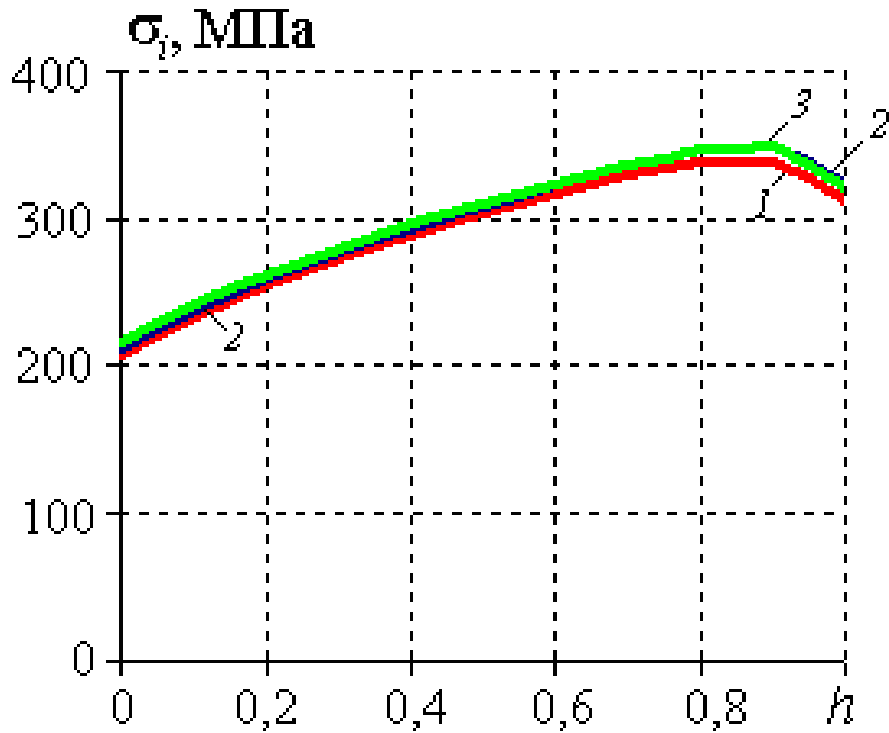


Рис. 4.42. Інтенсивність напружень уздовж ліній 1, 2, 3 в найбільш навантаженій області колектора (розв'язок задачі отриманий за припущення пружного деформування).

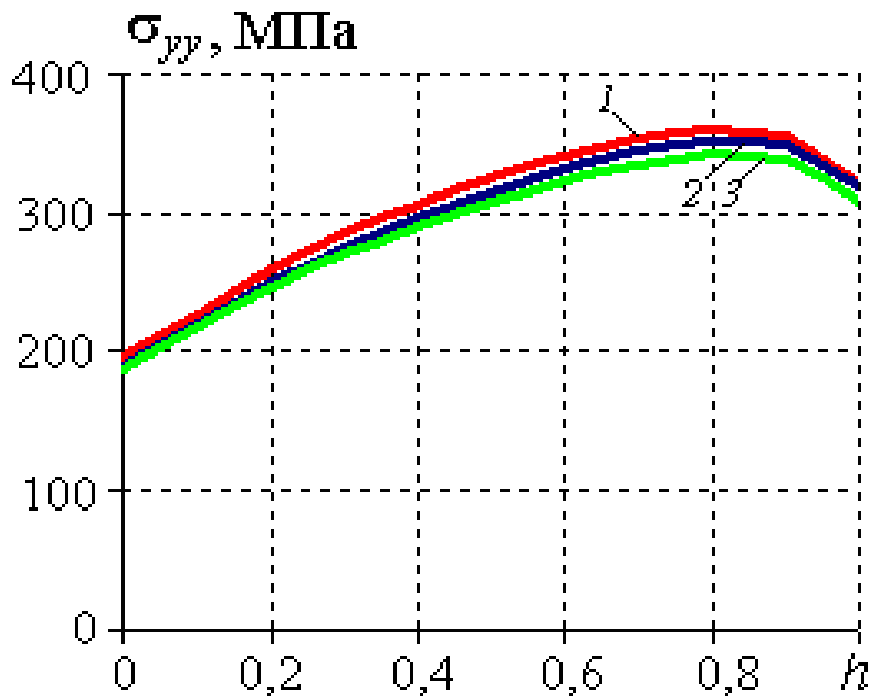


Рис. 4.43. Розподіли осьових напружень уздовж ліній 1, 2, 3 в найбільш навантаженій області колектора (розв'язок задачі отриманий за припущення пружного деформування).

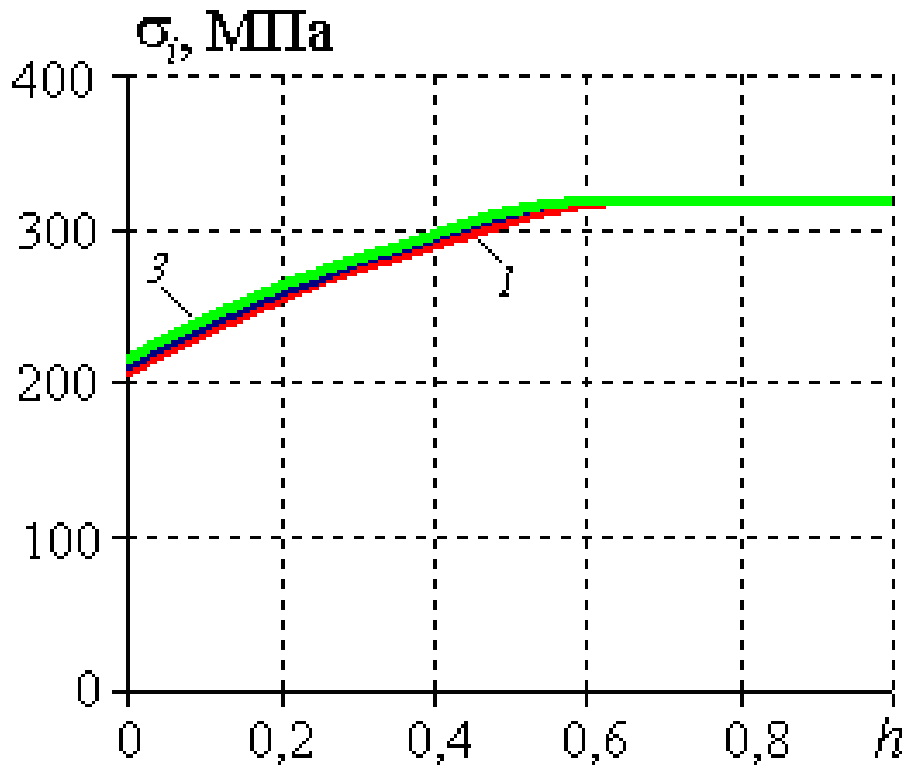


Рис. 4.44. Інтенсивність напружень уздовж ліній 1, 2, 3 в найбільш навантаженій області колектора (пружно-пластичне деформування, межа пластичності 320 МПа).

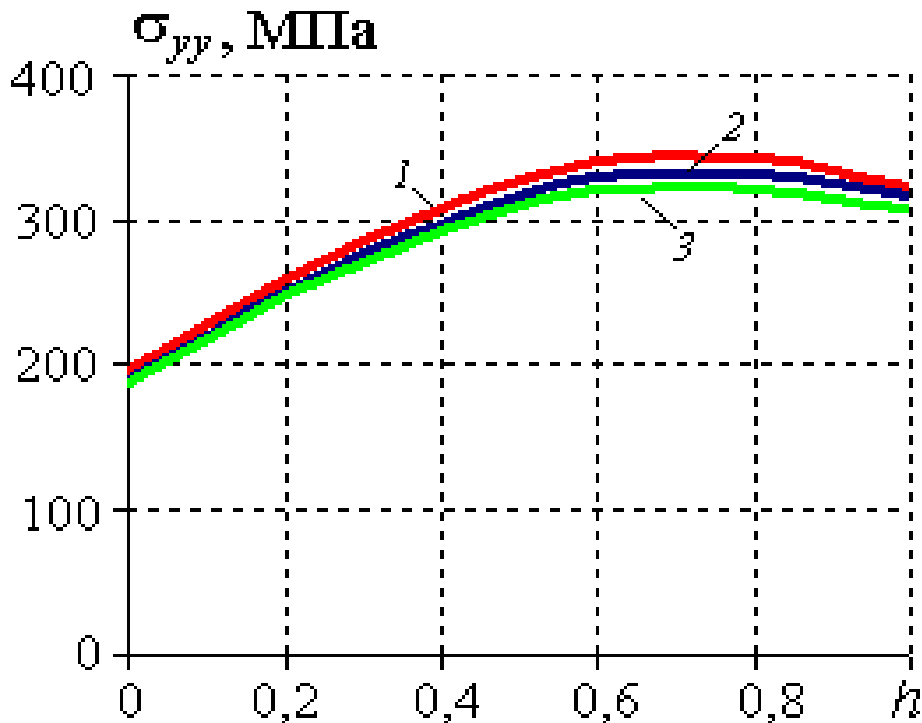


Рис. 4.45. Розподіли осьових напружень уздовж ліній 1, 2, 3 в найбільш навантаженій області колектора (пружно-пластичне деформування, межа пластичності 320 МПа).

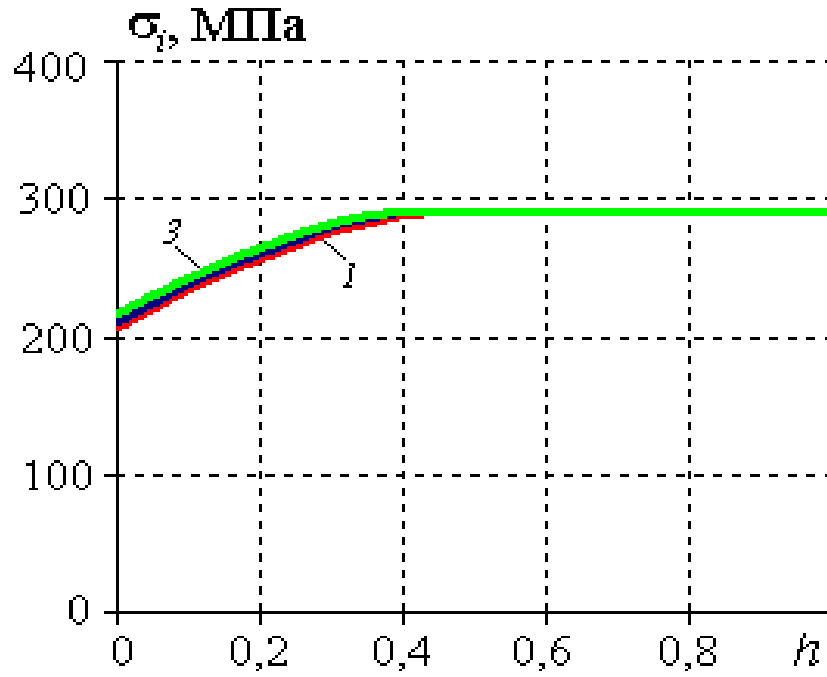


Рис. 4.46. Інтенсивність напружень уздовж ліній 1, 2, 3 в найбільш навантаженій області колектора (пружно-пластичне деформування, межа пластичності 290 МПа).

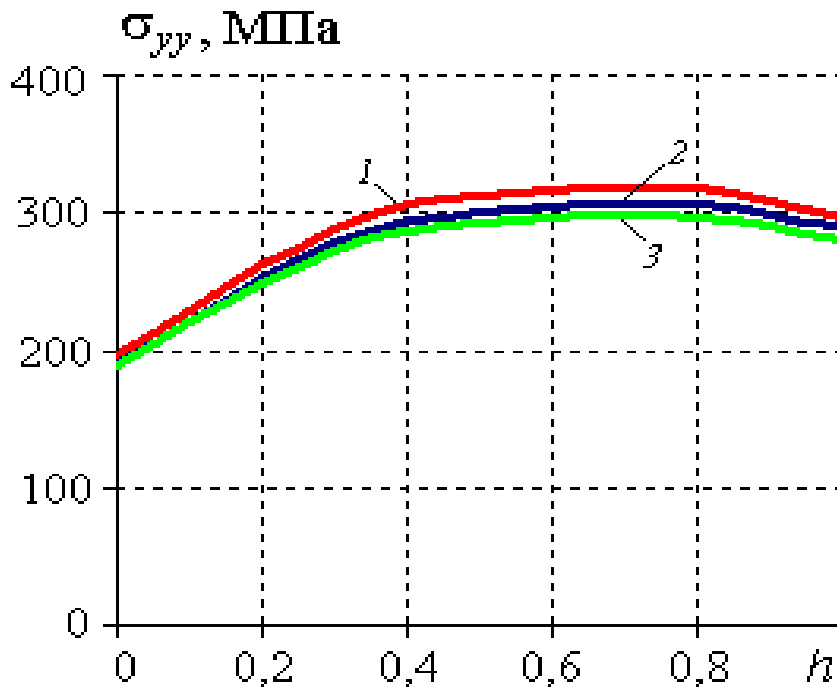


Рис. 4.47. Розподіли осьових напружень уздовж ліній 1, 2, 3 в найбільш навантаженій області колектора (пружно-пластичне деформування, межа пластичності 290 МПа).

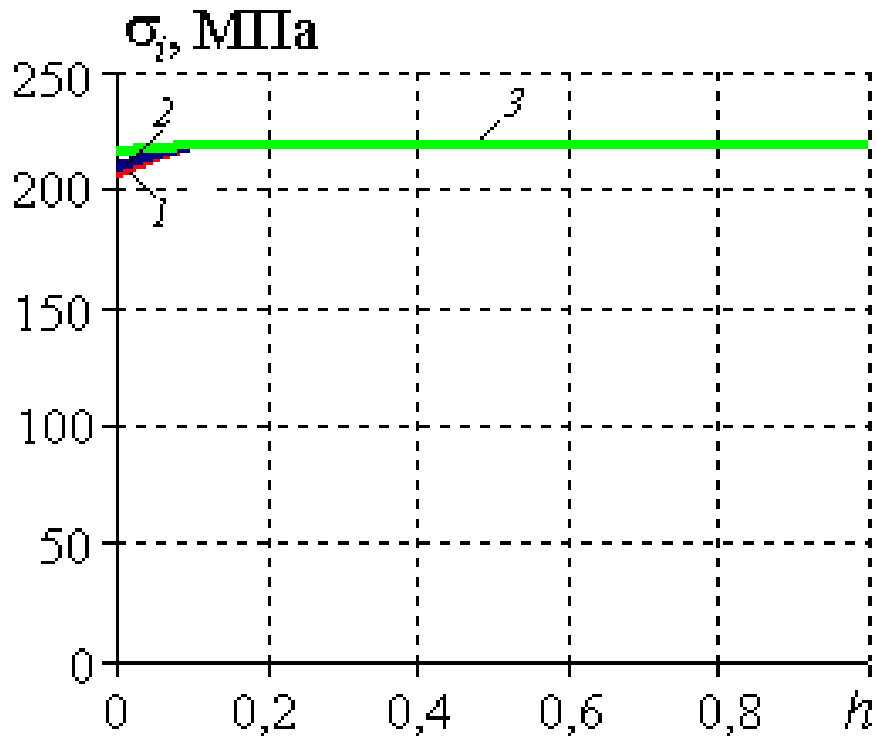


Рис. 4.48. Інтенсивність напружень уздовж ліній 1, 2, 3 у найбільш навантаженій області колектора (пружно-пластичне деформування, межа пластичності 220 МПа).

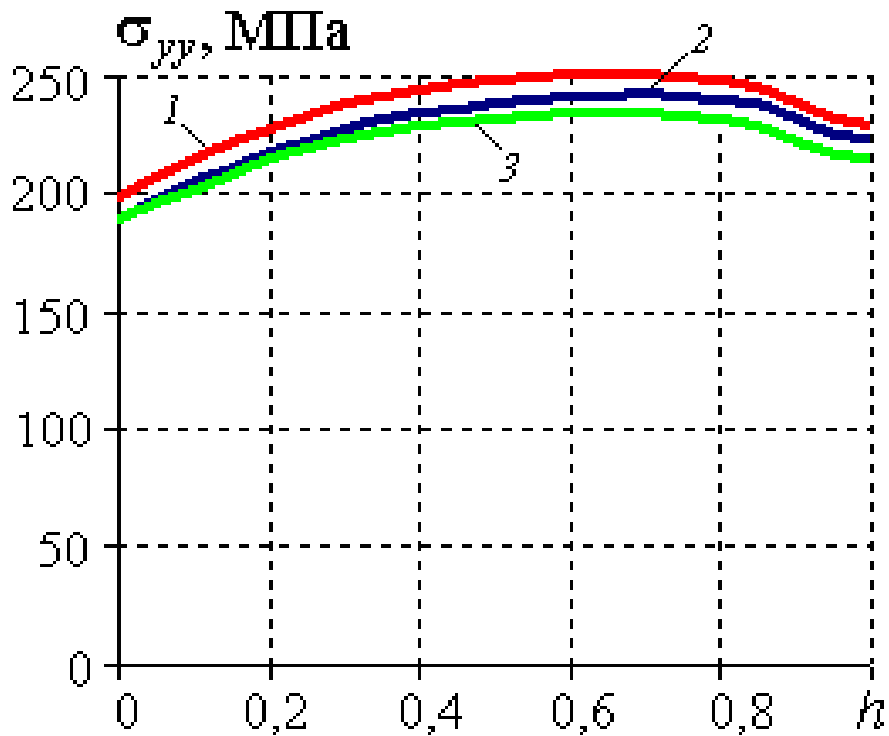


Рис. 4.49. Розподіли осьових напружень уздовж ліній 1, 2, 3 у найбільш навантаженій області колектора (межа пластичності 220 МПа).

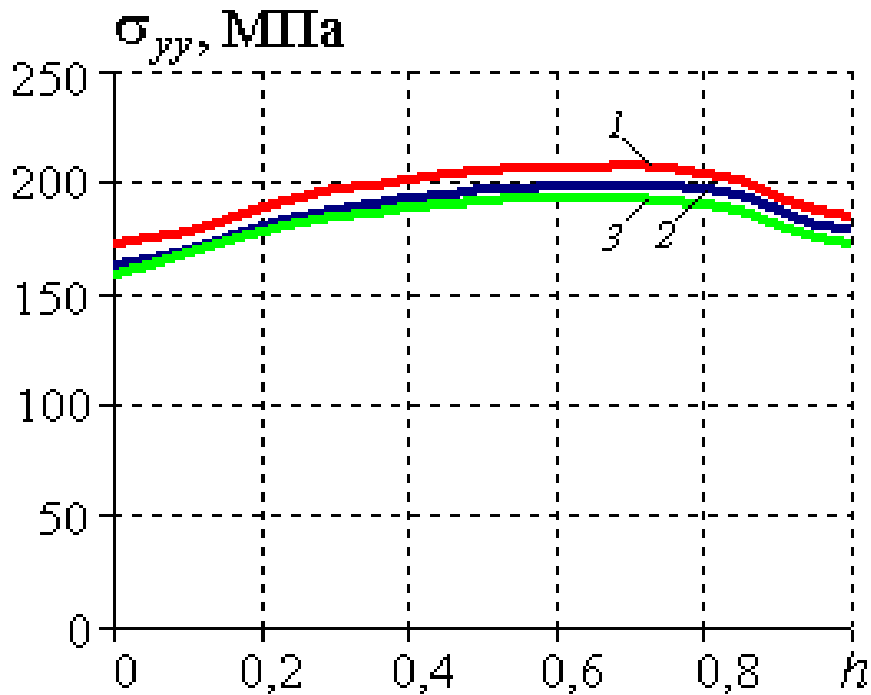


Рис. 4.50. Розподіли осевих напружень уздовж ліній 1, 2, 3 у найбільш навантаженій області колектора (пружно-пластичне деформування, межа пластичності 180 МПа)

Аналіз отриманих результатів показує, що за умов стаціонарної експлуатації при межі пластичності 220 МПа і менше матеріал у найбільш навантаженій області деформується пластично практично по всій товщині колектора (див. рис. 4.48). Максимальні розтягувальні осеві напруження, які можуть спричиняти виникнення і поширення поперечних тріщин в околі цієї області, виникають у приповерхневій зоні в околі точки *G* близько до зовнішньої поверхні.

На рис 4.51, 4.52 наведено залишкові (інтенсивність та осеві) деформації у найбільш навантаженій області колектора (уздовж ліній 1, 2, 3, 4 і 5, див. рис. 4.37), отримані за припущення пружно-пластичного деформування з мінімально допустимою для даного матеріалу межею пластичності 180 МПа [103] (по-суті, для "найгіршого" випадку, коли матеріал деградував) за дії тиску 14,0 МПа при $T=540^{\circ}\text{C}$.

Як бачимо, максимальні пластичні деформації становлять 172% від деформацій, за яких починається пластичне деформування (практично удвічі більші). Враховуючи сильну здатність сталі 12X1МФ зміцнюватись (на зображених на рис. 4.53 кривих деформування сталі за температур експлуатації досить широкі зони пластичного деформування, які у 6-10 разів більші за деформації початку пластичного

деформування [93, 94]), напруження і деформації, які виникають в області крайніх отворів у колекторі з наскрізною тріщиною між отворами, не повинні приводити до руйнування колектора (звичайно ж, за відсутності тріщин в цій області).

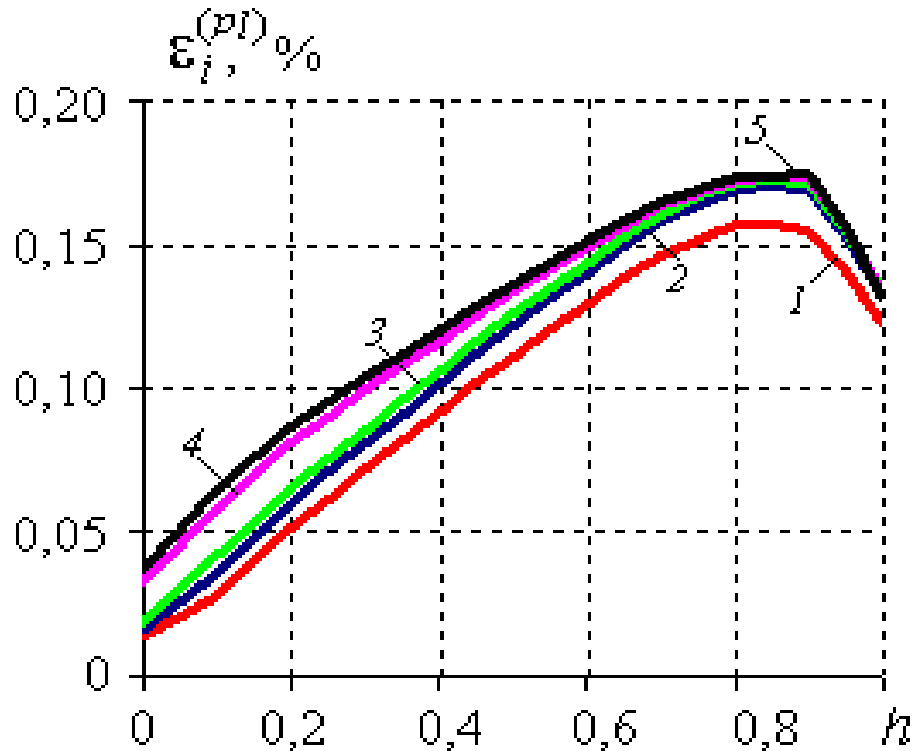


Рис. 4.51. Інтенсивність залишкових деформацій у найбільш навантаженій області колектора (уздовж ліній 1, 2, 3, 4, 5) при тиску 14,0 МПа та $T=540^\circ\text{C}$ (пружно-пластичний розв'язок за межі пластичності 180 МПа)

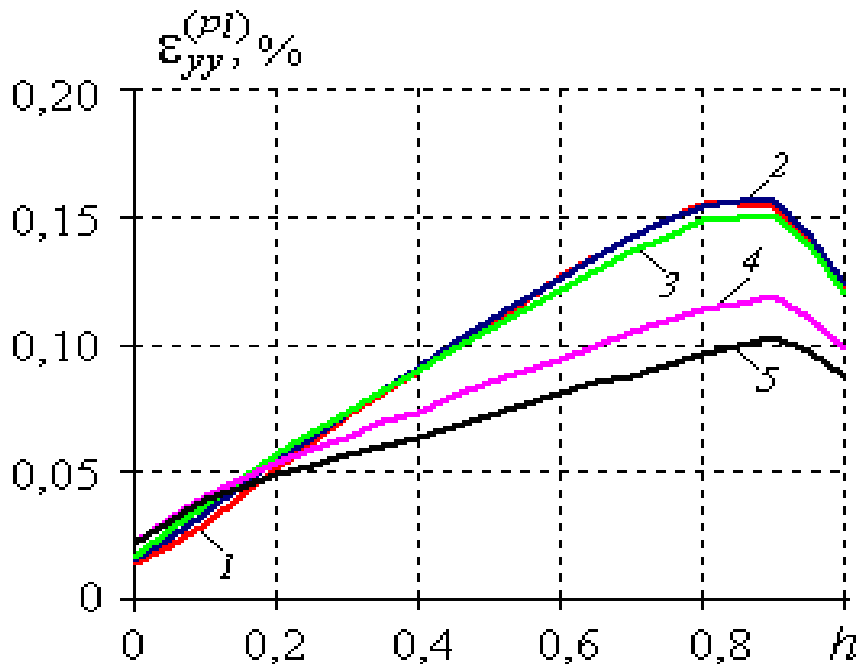


Рис. 4.52. Розподіли залишкових осевих деформацій у найбільш навантаженій області колектора (уздовж ліній 1, 2, 3, 4, 5) при тиску 14,0 МПа та $T=540^\circ\text{C}$ (пружно-пластичний розв'язок за межі пластичності 180 МПа)

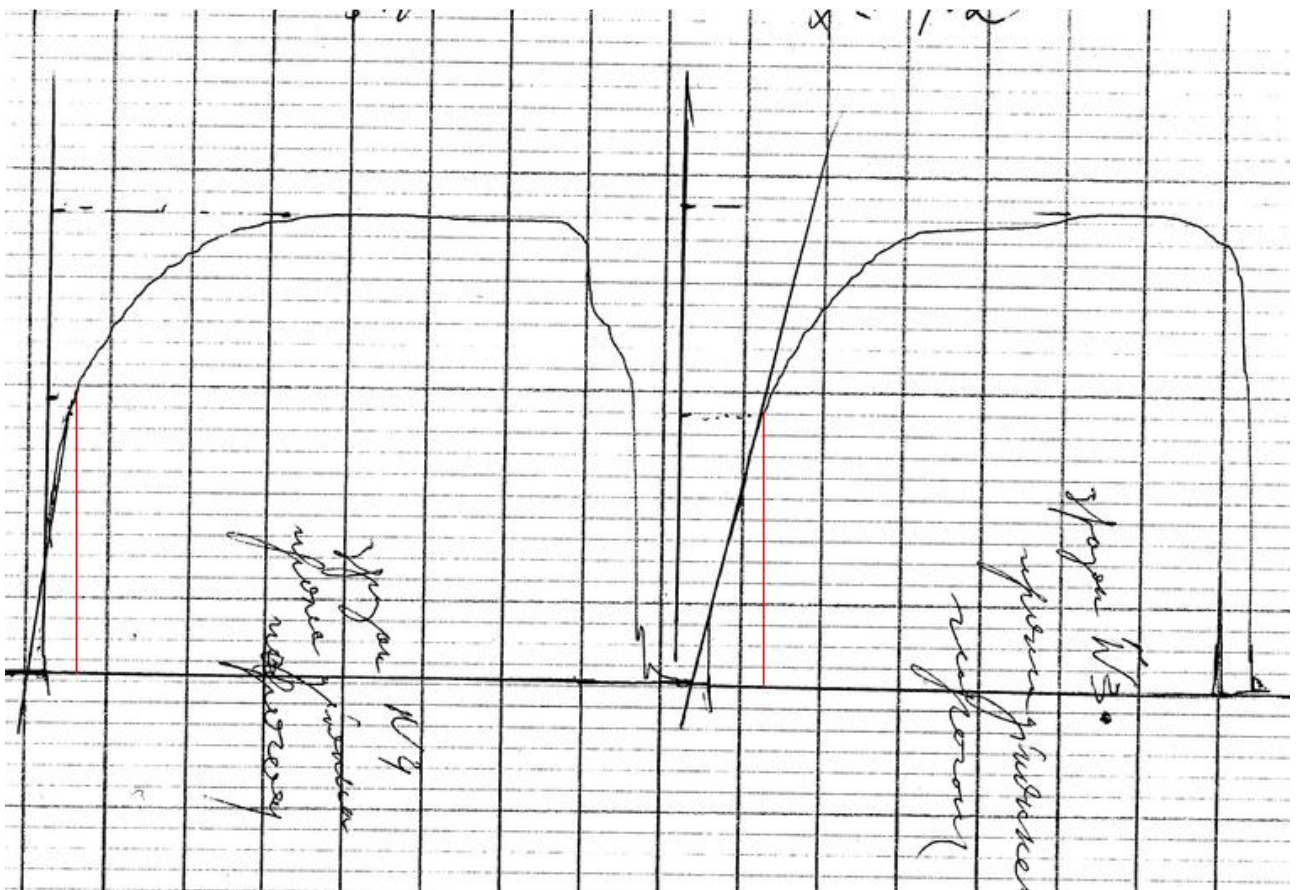


Рис. 4.53. Типові криві деформування зразків, що відпрацювали 296 000 год.

Таким чином, за наявності наскрізної тріщини між отворами (що є найгіршим варіантом з погляду міцності) напружено-деформований стан колектора є такий, що за відсутності тріщин в площині наскрізного дефекту за межами крайніх отворів практично не повинен спричиняти непрогнозоване руйнування колектора (відповідно до кривих деформування зразків із сталі 12X1МФ, що попрацювали 215 000 – 296 000 год. [93, 94], здатність матеріалу до подальшого пластичного деформування і деформаційного зміцнення у найбільш навантаженій зоні далеко не вичерпано).

4.6. Колектор з тріщиною між отворами

За дії експлуатаційного навантаження досліджено напружений стан в колекторі, на внутрішній поверхні якого між отворами є тріщина сталюї товщини h (див. рис. 4.54). Для оцінки напружено-деформованого стану колектора використано щільніші скінченно-елементні поділи розглядуваної розрахункової області (з двадцятьма біквадратичними ізопараметричними елементами за товщиною), ніж у

випадку наведених вище результатів. Внаслідок обчислювального експерименту встановлено, що в околі берега тріщини (лінія QQ_* , див. рис. 4.54) маємо яскраво виражену концентрацію напружень локального характеру.

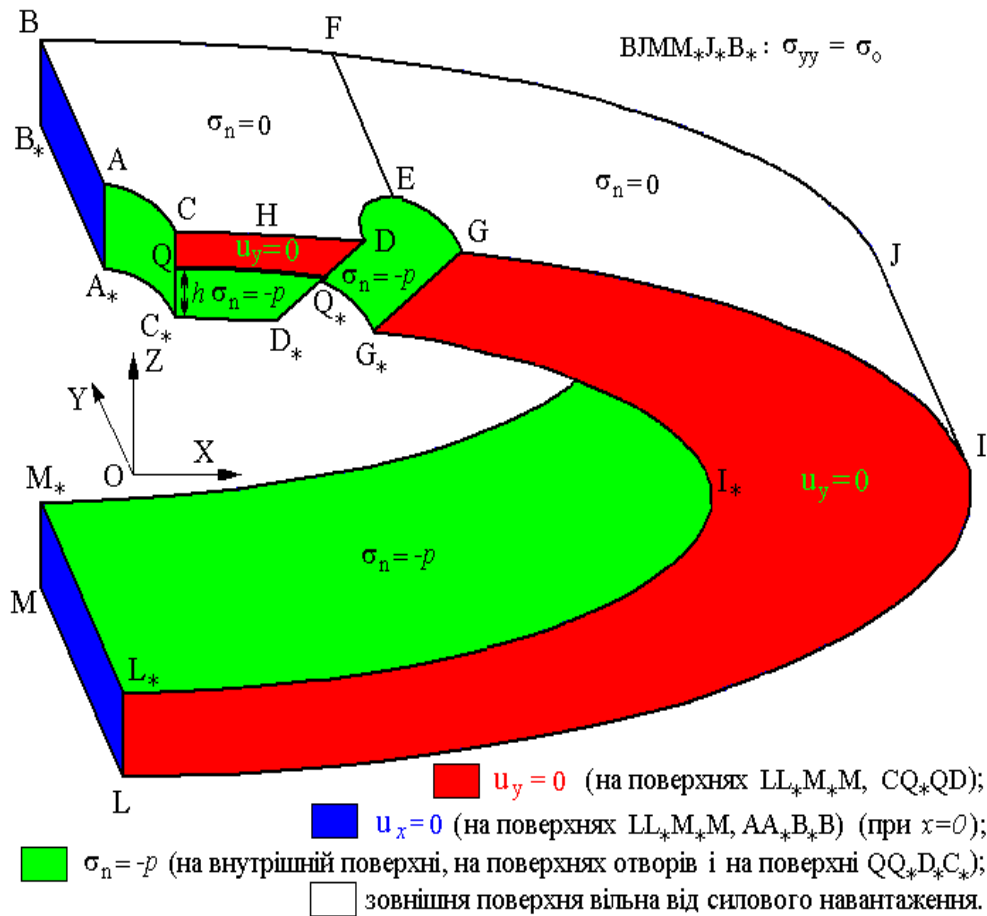


Рис. 4.54. Розрахункова область та крайові умови

На рис. 4.55 і 4.56 наведено розподіли інтенсивності та осьових напружень відповідно у площині тріщини глибиною 25 мм за межі пластичності 290 МПа.

Графіки цих же напружень за розглянутих умов уздовж берега тріщини QQ_* за наближення з боку неушкодженого матеріалу наведено відповідно на рис. 4.57 та 4.58, а розкриття тріщини уздовж ліній C_*C , H_*H , D_*D в площині тріщини – на рис. 4.59 (координату z' вимірюємо від внутрішньої поверхні у напрямі координати z).

Максимальні напруження виникають в околі вершини тріщини на центральному отворі (уздовж лінії C_*C). Розкриття тріщини на цьому отворі також є максимальне.

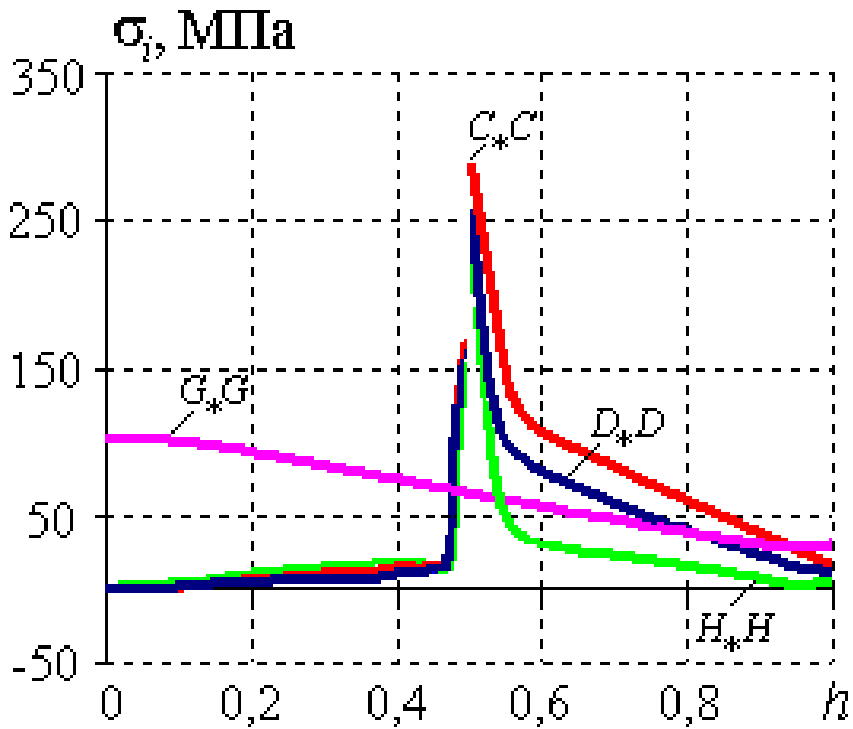


Рис. 4.55. Інтенсивність напружень за товщиною колектора у площині наявності тріщини глибиною 25 мм (уздовж ліній C^*C , H^*H , D^*D) та на дальній стороні крайнього отвору (уздовж лінії G^*G) (пружно-пластичне деформування; межа пластичності 290 МПа) за дії експлуатаційного тиску $p=14$ МПа при $T=540^\circ\text{C}$

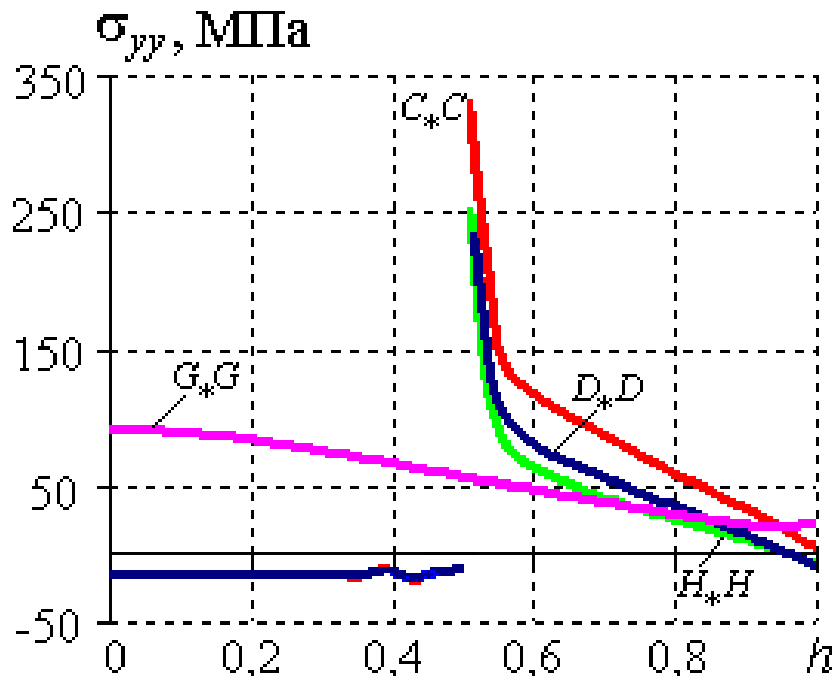


Рис. 4.56. Осьові напруження за товщиною колектора у площині наявності тріщини глибиною 25 мм (уздовж ліній C^*C , H^*H , D^*D) та на дальній стороні крайнього отвору (уздовж лінії G^*G) (пружно-пластичне деформування; межа пластичності 290 МПа).

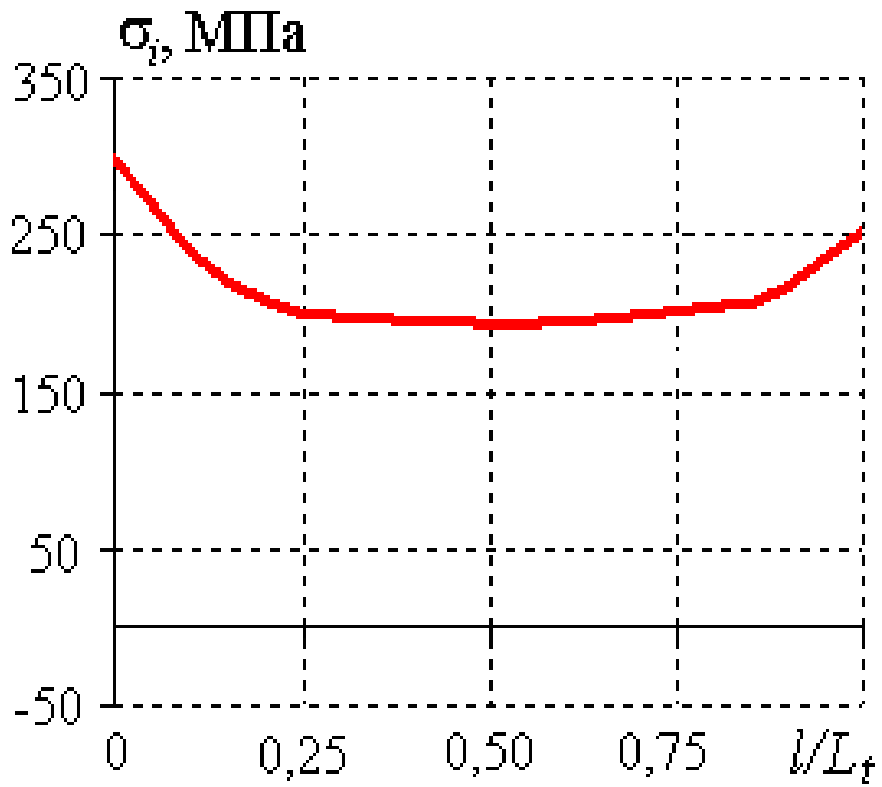


Рис. 4.57. Інтенсивність напружень уздовж берега (уздовж лінії QQ_*) тріщини глибиною 25 мм (при наближенні з боку неушкодженого матеріалу).

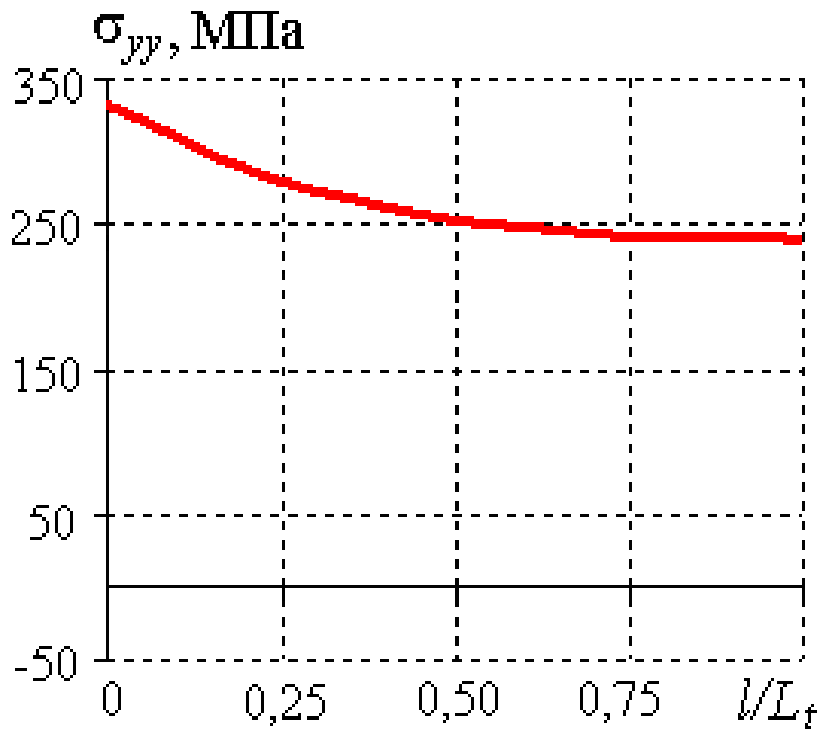


Рис. 4.58. Осьові напруження уздовж берега (уздовж лінії QQ_*) тріщини глибиною 25 мм

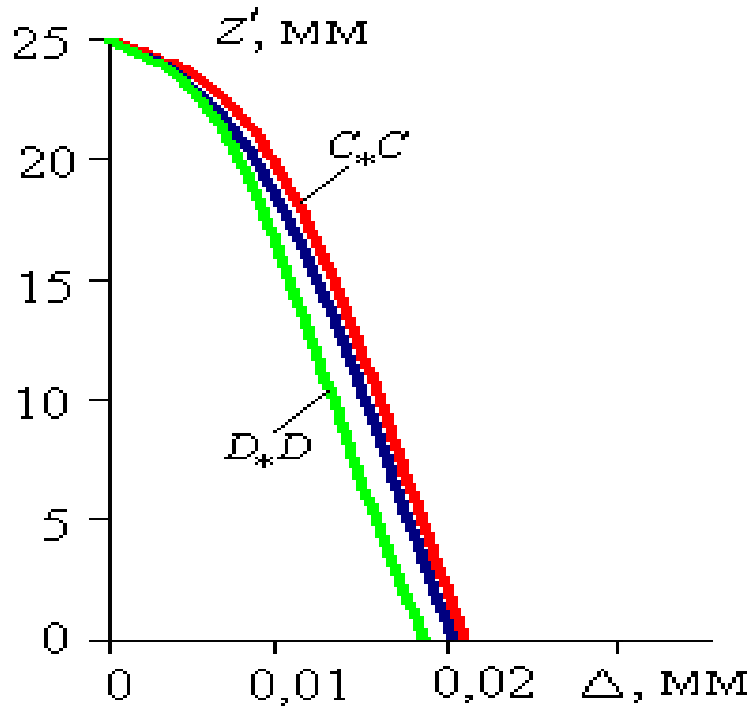


Рис. 4.59. Розкриття тріщини глибиною 25 мм уздовж ліній C^*C , H^*H та D^*D

Зауважимо, що значення межі пластичності матеріалу практично не впливає на розподіли напружень поза малим оточенням вершини тріщини, що ілюструють рис. 4.60-4.63, на яких подано відповідні значення напружень в максимально напружених зонах колектора (уздовж лінії C^*C) на центральному отворі для тріщини сталі глибини 25 і 45 мм при межі пластичності матеріалу 290 та 220 МПа, а також за припущення пружного деформування колектора.

На рис. 4.64 і 4.65 показано максимальні розкриття поперечної тріщини глибиною відповідно 25 та 45 мм (уздовж лінії C^*C). Як бачимо, розкриття тріщини дуже слабо залежить від межі пластичності сталі, значення якої задавали в досить широких межах (для меншої тріщини розв'язки практично накладаються один на одного).

Графіки переміщень і напружень у найбільш навантаженій області колектора з поперечною тріщиною між отворами різної глибини подано на рис. 4.66–4.68. Деформування колектора з поперечною тріщиною між отворами відбувається в пружній зоні, якщо глибина тріщини менша, ніж половина товщини колектора (за межі пластичності $\sigma_T = 290$ МПа) і менша, ніж третина товщини (за $\sigma_T = 220$ МПа).

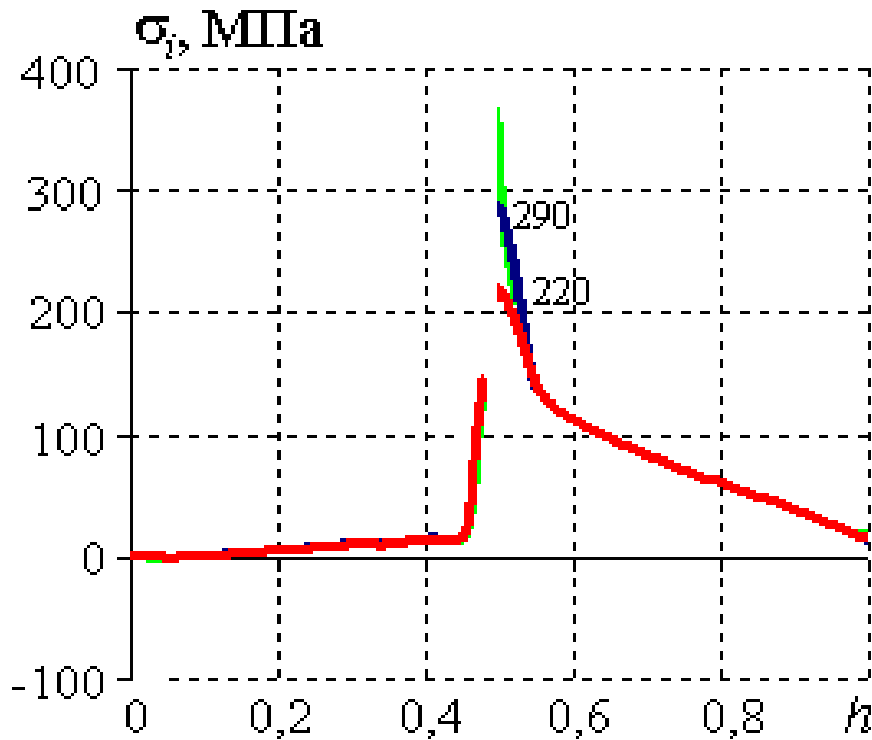


Рис. 4.60. Інтенсивність напружень (за товщиною) у місці виникнення максимальних напружень (уздовж лінії C_3C) для тріщини глибиною 25 мм (розв'язки за припущення пружного та пружно-пластичного деформування з межею пластичності відповідно 290 та 220 МПа).

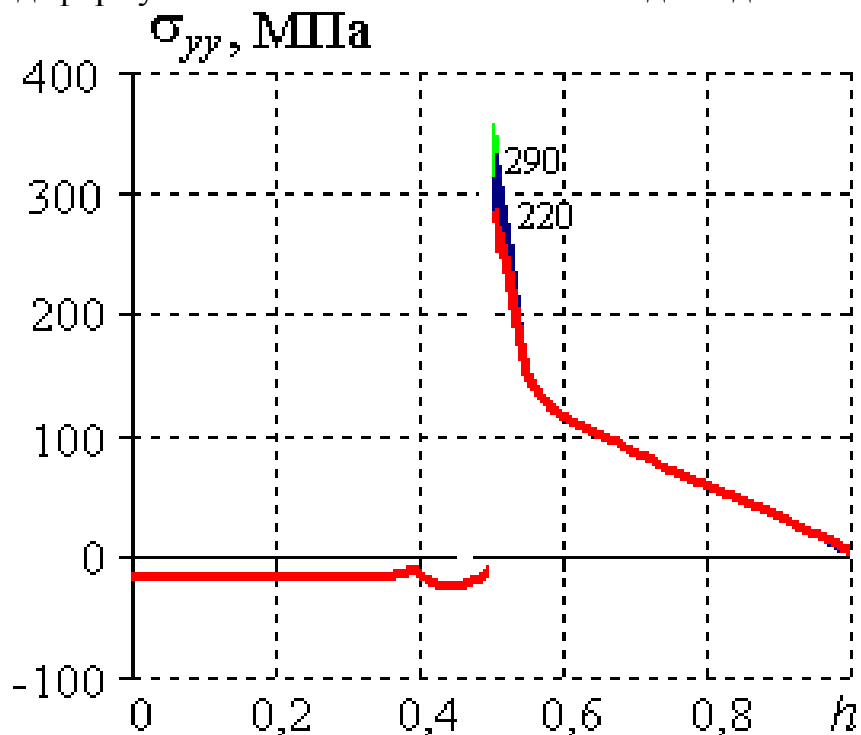


Рис. 4.61. Осьові напруження (за товщиною) у місці виникнення максимальних напружень (уздовж лінії C_3C) для тріщини глибиною 25 мм (розв'язки за припущення пружного та пружно-пластичного деформування з межею пластичності відповідно 290 та 220 МПа).

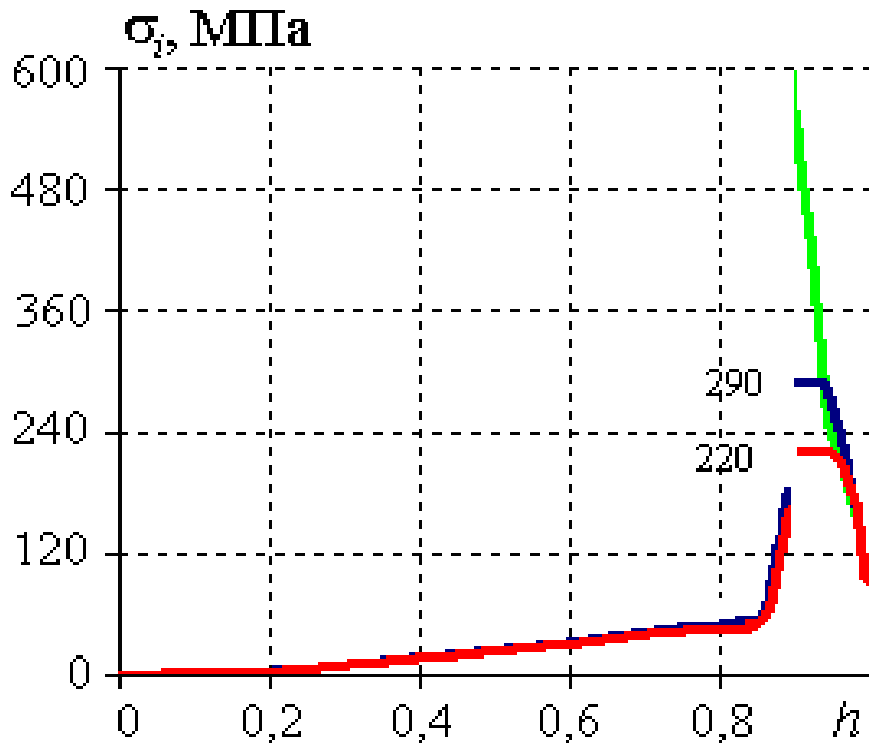


Рис. 4.62. Інтенсивність напружень (за товщиною) у місці виникнення максимальних напружень (уздовж лінії C_3C) для тріщини глибиною 45 мм (розв'язки за припущення пружного та пружно-пластичного деформування з межею пластичності відповідно 290 та 220 МПа).

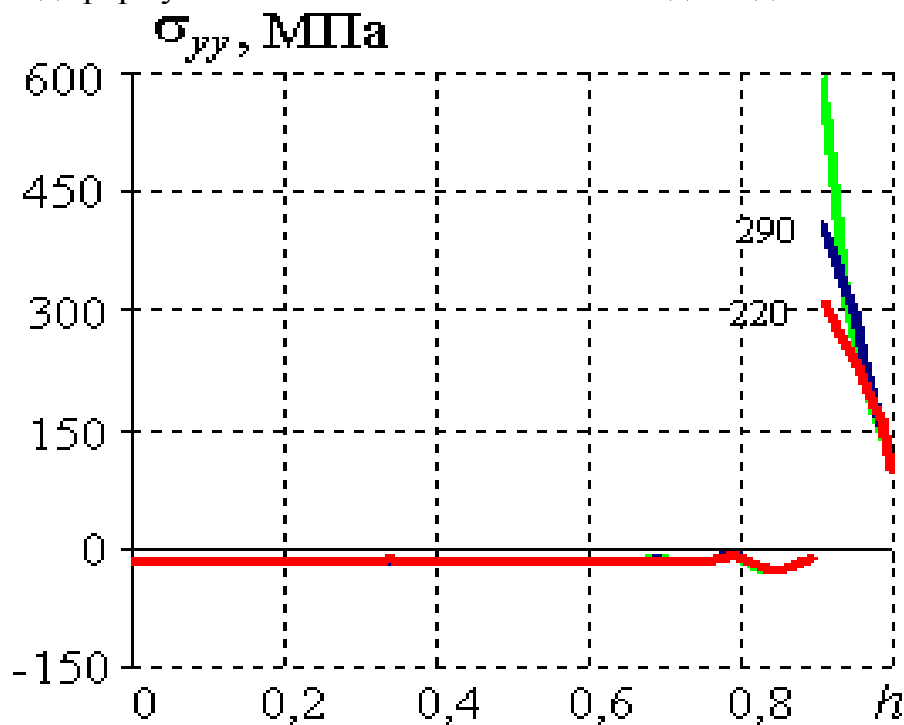


Рис. 4.63. Осьові напруження (за товщиною) у місці виникнення максимальних напружень (уздовж лінії C_3C) для тріщини глибиною 45 мм (розв'язки за припущення пружного та пружно-пластичного деформування з межею пластичності відповідно 290 та 220 МПа).

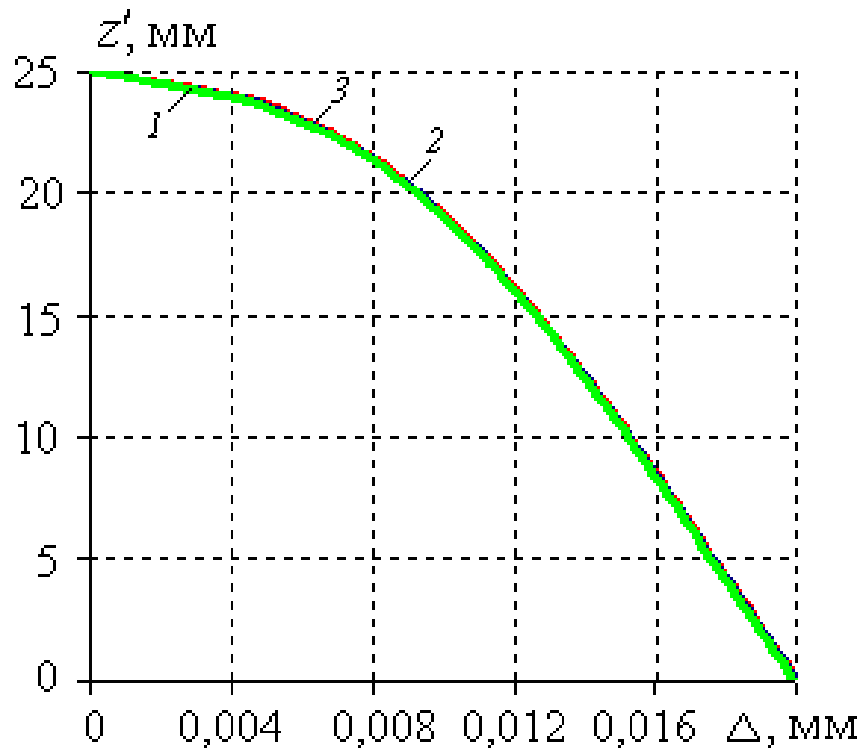


Рис. 4.64. Максимальне розкриття тріщини глибиною 25 мм (уздовж лінії C^*C)
 (1 – розв’язок за припущення пружного деформування,
 2 – пружно-пластичного деформування за межі пластичності 290 МПа,
 3 – пружно-пластичного деформування за межі пластичності 220 МПа).

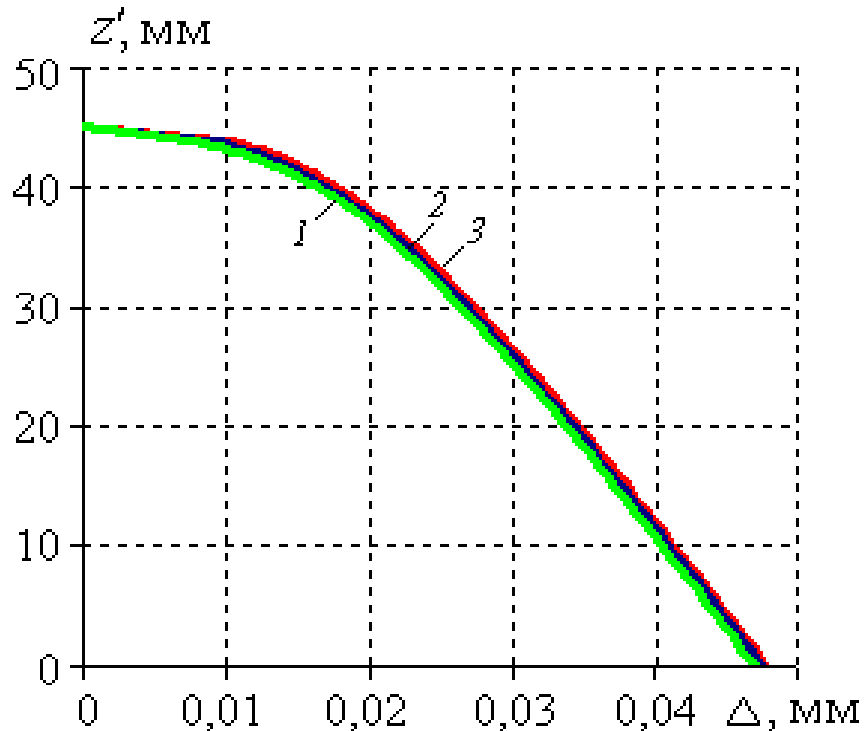


Рис. 4.65. Максимальне розкриття тріщини глибиною 45 мм (уздовж лінії C^*C)
 (1 – розв’язок за припущення пружного деформування,
 2 – пружно-пластичного деформування за межі пластичності 290 МПа,
 3 – пружно-пластичного деформування за межі пластичності 220 МПа).

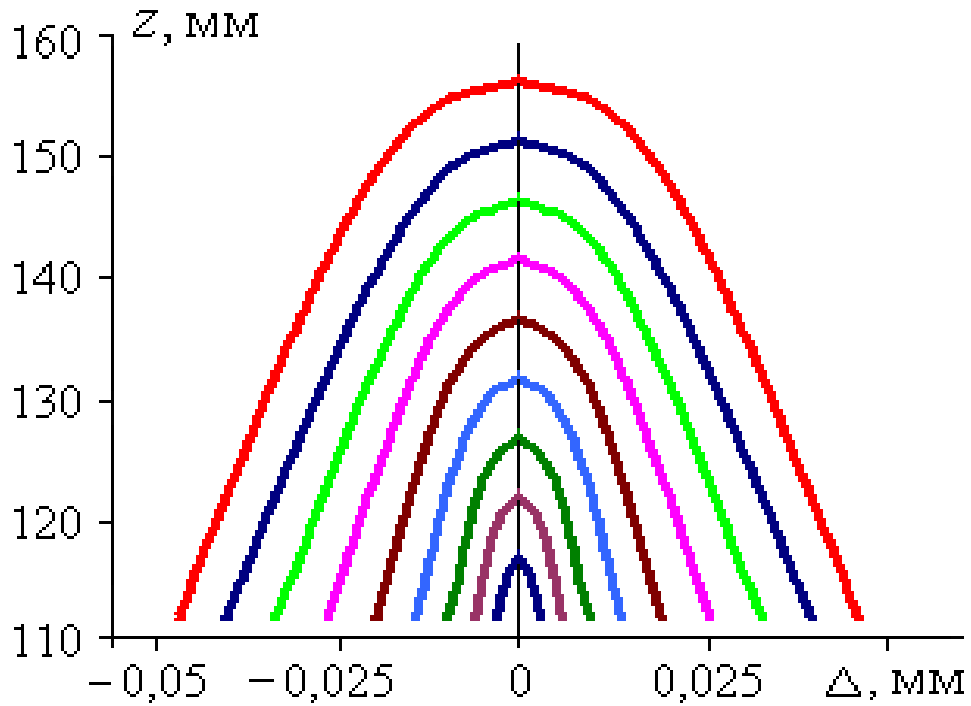


Рис. 4.66. Максимальне розкриття тріщини глибиною 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45 мм.

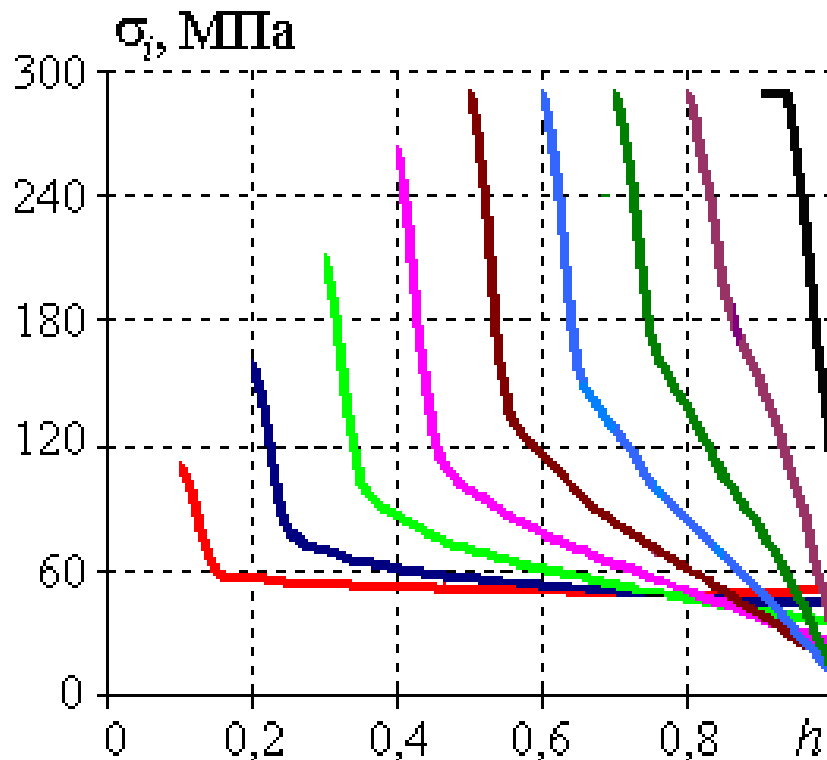


Рис. 4.67. Інтенсивність напружень (за товщиною) у місці виникнення максимальних напружень в колекторі (уздовж лінії C_3C) для тріщин глибиною відповідно 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45 мм

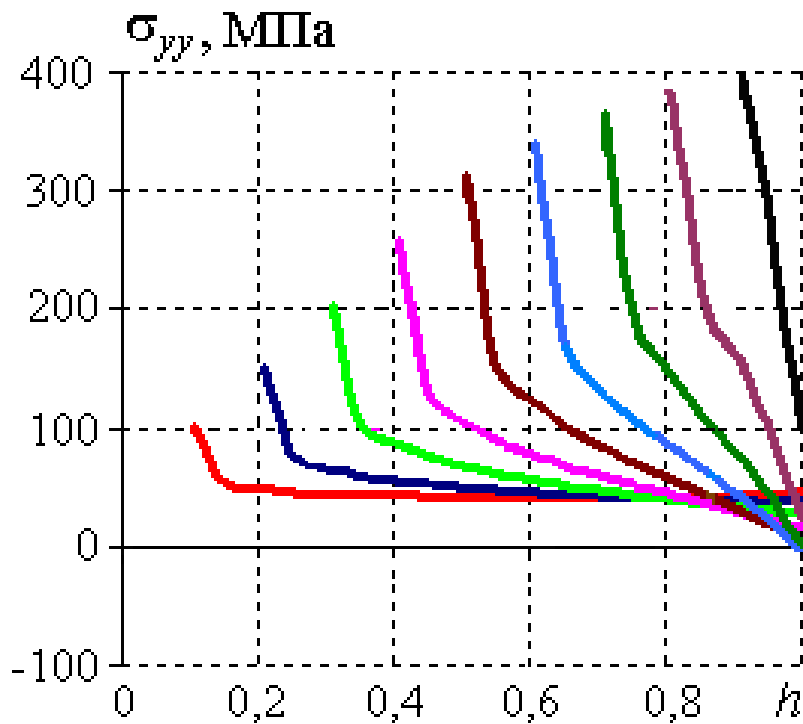


Рис. 4.68. Осьові напруження (за товщиною) у місці виникнення максимальних напружень в колекторі (уздовж лінії C_3C) для тріщин глибиною відповідно 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45 мм

Зауважимо, що за глибини тріщини у 45 мм, зона пластичного деформування в околі берега тріщини незначна, а максимальні еквівалентні пластичні деформації (біля вершини тріщини на центральному отворі) за $\sigma_T = 220$ МПа становлять 0,00373, тобто практично утричі більші, ніж деформації початку пластичного деформування ($\sigma_T/E = 0,00122\dots$), що, загалом, не вичерпує здатності матеріалу далі пластично деформуватись і зміцнюватись (див. рис. 4.53) [93, 94]. Однак, це зовсім не означає, що тріщина не може катастрофічно поширюватись, оскільки критерії поширення тріщини за відповідних умов формулюють в термінах коефіцієнта інтенсивності напружень [63, 100], межового значення енергії, яка притікає до вершини тріщини, розкриття тріщини тощо, порівнюючи їх з відповідними специфічними характеристиками матеріалу.

Розглянемо коефіцієнт інтенсивності напружень K як міру сингулярності напружень поблизу вершини тріщини (вважають, що $\sigma \approx K/\sqrt{r}$, де r – віддаль від вершини), і умову початку поширення тріщини у вигляді [86]

$$K \geq K_I, \quad (4.3)$$

де K_I – критичний коефіцієнт інтенсивності напружень (характеристика матеріалу), у нашому випадку це може бути гранична інтенсивність напружень для тріщиноутворення від корозії під напруженням. Тоді з поведінки осьових напружень при наближенні до вершини тріщини (використовуючи співвідношення $\sigma \approx K/\sqrt{r}$) можна визначити коефіцієнт інтенсивності напружень (для кожної з глибин тріщини) і (за наявності критичного коефіцієнту K_I , визначеного з експериментів на зразках, які відпрацювали відповідну кількість годин) на основі (4.3) зробити певні висновки про можливість катастрофічного поширення тріщин. Для глибин тріщини 5, 10, 15, 20, 25 мм максимальний коефіцієнт інтенсивності напружень в околі вершини тріщини відповідно рівний 2,69; 3,89; 5,18; 6,5; 7,7 МПа м^{1/2}.

Таким чином, рішення про можливість і про терміни подальшої тимчасової експлуатації колекторів з пошкодженнями у вигляді тріщин прийматимуть з урахуванням фактичного накопичення пошкоджуваності в них на основі відповідних критерію поширення тріщин.

4.7. Врахування реальної геометрії пошкоджень

З аналізу результатів обчислень напруженого стану колектора без пошкоджень і з пошкодженнями (з поперечними тріщинами між отворами) за умов його стаціонарної експлуатації чи зупинки і охолодження, стає зрозуміло, чому тріщини, які виникають внаслідок тривалої експлуатації, швидше поширюються біля отворів (там завжди інтенсивність напружень і осьові напруження, які можуть спричиняти поперечні тріщини, є максимальні). Форми таких тріщин ілюструють рис. 4.69, 4.70.

З метою порівняння напружень, які виникають в колекторі з поперечною тріщиною між отворами, форма якої наближена до реальної, з відповідними напруженнями у колекторі з тріщиною постійної глибини, виконано відповідний обчислювальний експеримент.

За умов стаціонарної експлуатації проаналізовано напружений стан колектора з тріщиною, глибина якої на отворах 45 мм, а в центральній частині між отворами 25 мм. На рис 4.71 подано розкриття такої тріщини у трьох характерних перерізах, а на рис. 4.72, 4.73 – порівняння отриманих напружень з відповідними для тріщини

між отворами сталої глибини 25 мм.

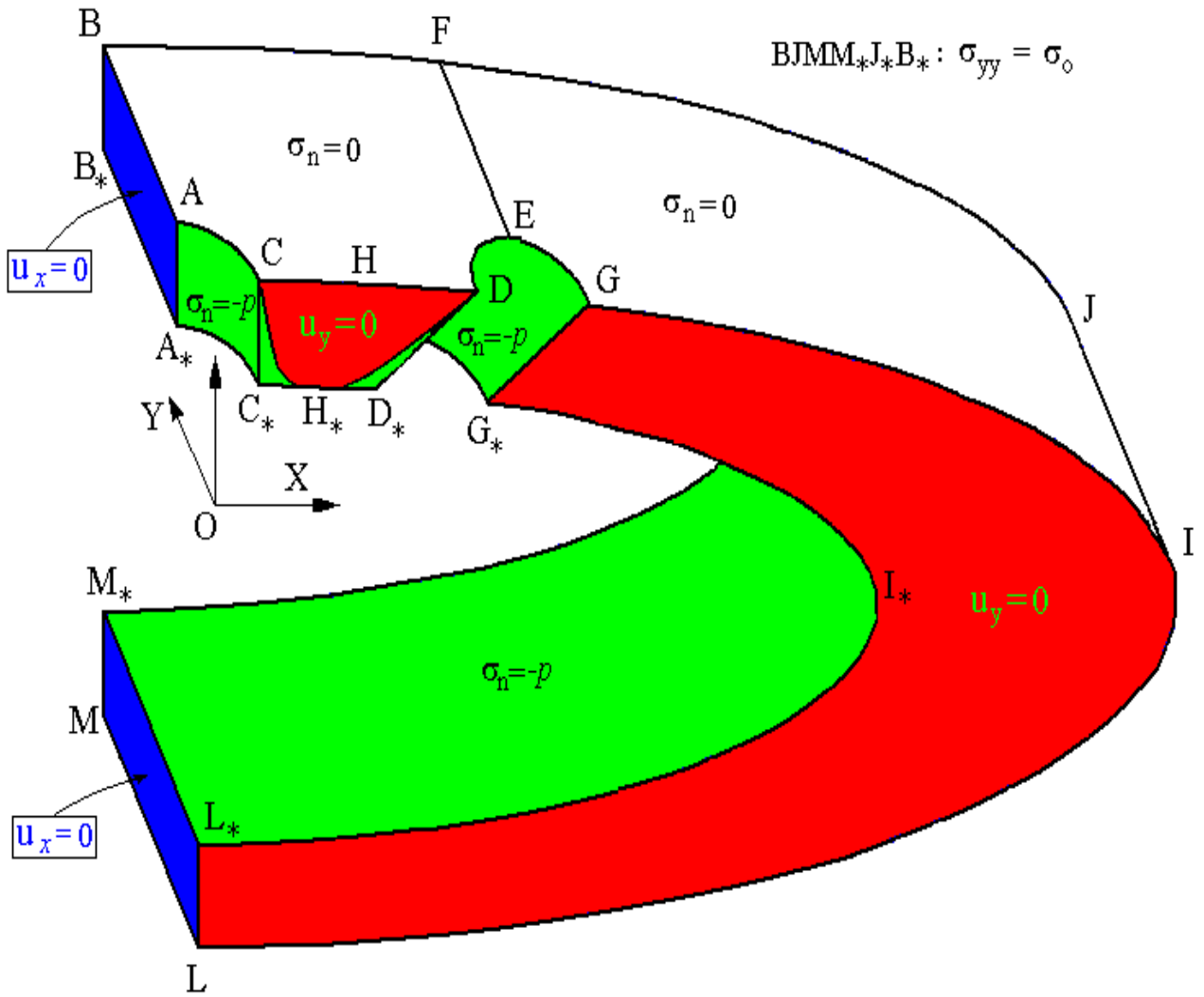


Рис. 4.69. Розрахункова область та крайові умови.

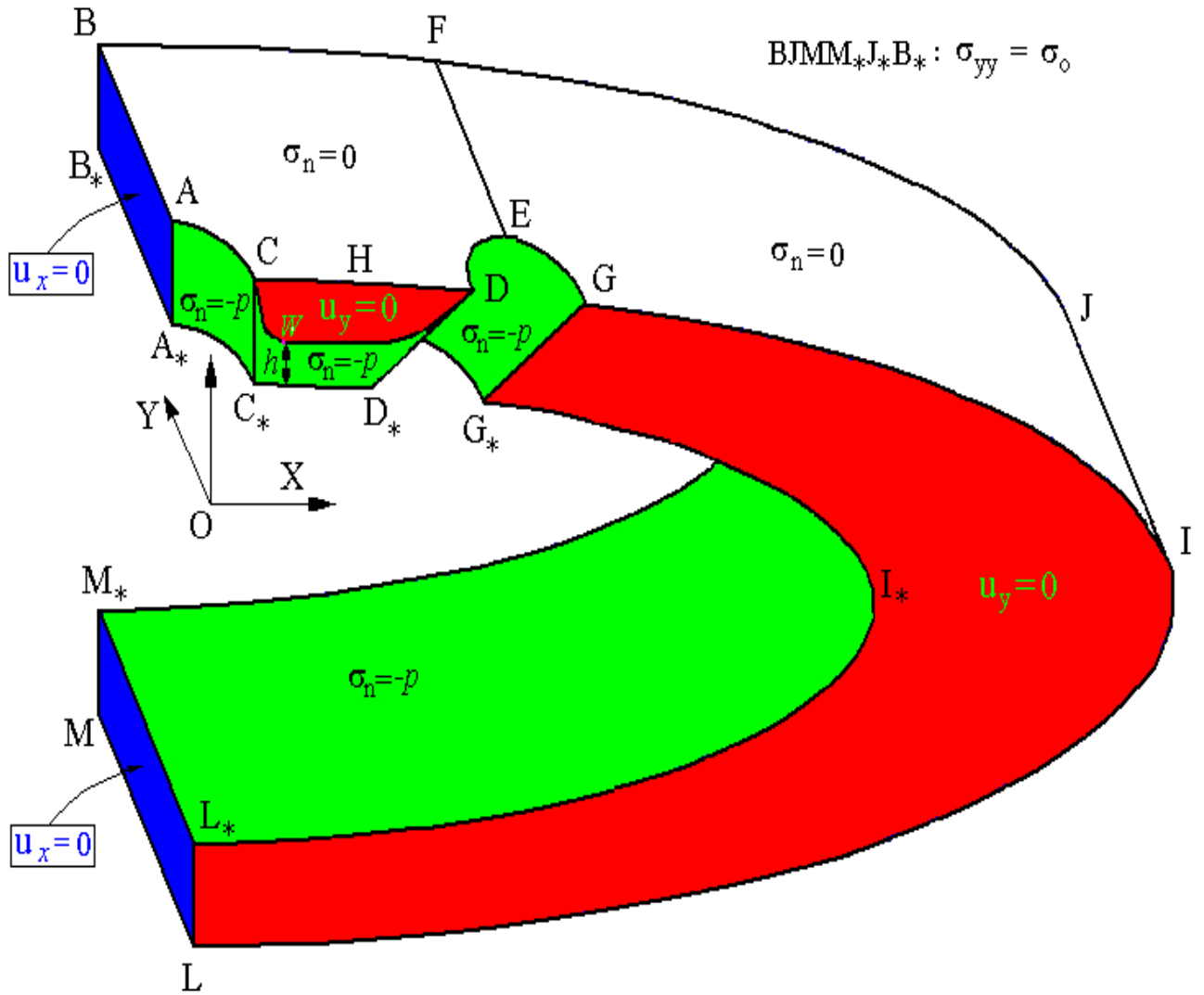


Рис. 4.70. Розрахункова область та крайові умови.

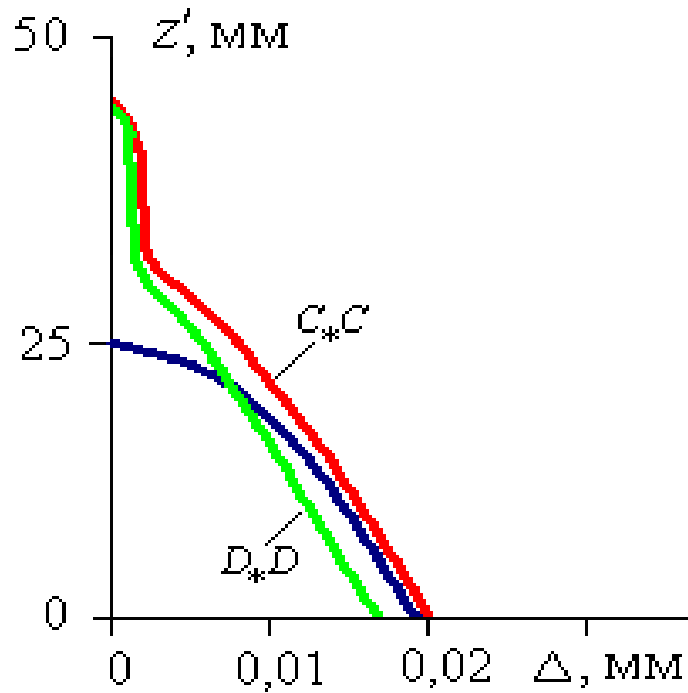


Рис. 4.71. Розкриття тріщини глибиною 25 мм посередині (на лінії $H*H$) між отворами та 45 мм на отворах (див. рис. 4.10-б) (на лініях $C*C$ та $D*D$) за дії експлуатаційного тиску $p=14$ МПа при $T=540^\circ\text{C}$.

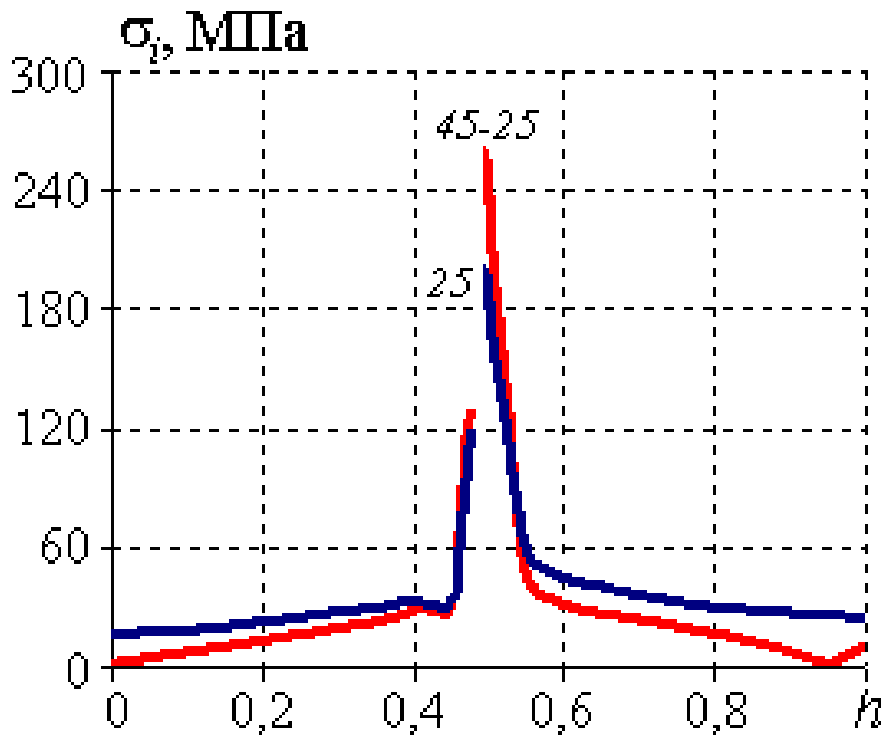


Рис. 4.72. Порівняння інтенсивностей напружень (за товщиною) посередині між отворами (уздовж лінії $H*H$) у випадках тріщини постійної глибини 25 мм та тріщини глибиною 25 мм посередині й 45 мм на отворах.

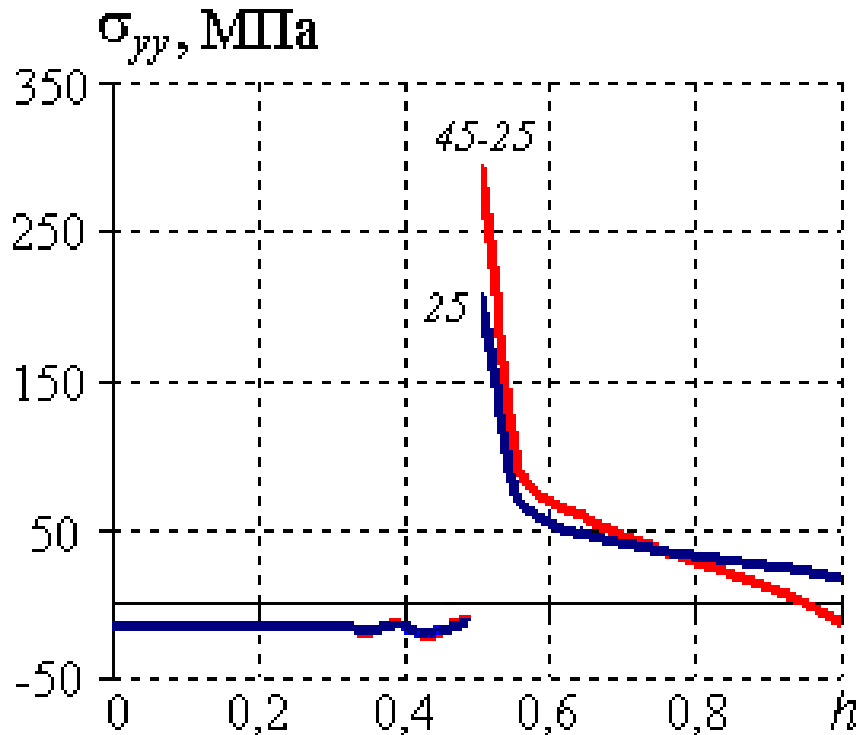


Рис. 4.73. Порівняння осевих напружень посередині між отворами (уздовж лінії $H*H$) у випадках тріщини постійної глибини 25 мм та тріщини глибиною 25 мм посередині й 45 мм на отворах.

Як бачимо, розкриття розглядуваної тріщини практично не збільшилось у порівнянні з розкриттям відповідної тріщини сталої глибини 25 мм, що може служити деякою підставою для твердження, що геометрична форма тріщини для розглядуваних параметрів істотно не впливає на можливість поширення тріщини. У випадку тріщини між отворами сталої глибини інтенсивність напружень на 25% менша, а осьові напруження – менші на 30%. Однак варто зазначити, що за експлуатаційних умов максимальні напруження виникають не в околі точок C і D (де мінімальна товщина), а в околі точки W (див. рис. 4.70), де берег тріщини виходить на нульову кривину, а коефіцієнт інтенсивності напружень біля вершини тріщини уздовж лінії $H*H$ зростає лише на 15% (у порівнянні з коефіцієнтом для тріщини сталої глибини 25 мм).

Таким чином, застосування тривимірної теорії пружно-пластичного течіння, методу скінченних елементів і засобів комп'ютерного моделювання дало можливість отримати адекватніші оцінки напружено-деформованого стану

колекторів з експлуатаційними пошкодженнями за дії внутрішнього тиску і заданого температурного навантаження з урахуванням фізично нелінійних процесів деформування колекторів та реальної геометрії колекторів і відповідних пошкоджень.

4.8. Висновки по розділу

Зародження і поширення поперечних тріщин у тілі колектора між отворами в площині пакету змійовика слід пов'язувати зі значними температурними градієнтами за товщиною колектора в нестационарних режимах різкого охолодження (наприклад, за аварійної зупинки котла чи при відхиленні в режимах охолодження).

При наявності наскрізної поперечної тріщини між отворами в ділянці пакета змійовиків (що є найгіршим варіантом з погляду міцності) напружено-деформований стан колектора є таким, що за відсутності тріщин за межами крайніх отворів практично виключає непрогнозоване катастрофічне руйнування колектора.

Рівень максимальних напружень в колекторі за наявності тріщин між отворами з нульовою глибиною в середній частині у стаціонарному режимі роботи незначно (приблизно 15 %) перевищує максимальні напруження в колекторі без пошкоджень.

Рішення про можливість і про терміни подальшої тимчасової експлуатації колекторів з пошкодженнями у вигляді тріщин необхідно приймати з урахуванням фактичного накопичення пошкоджуваності в них на основі відповідного критерію поширення тріщин.

Результати досліджень і методика оцінювання можливості та термінів подальшої експлуатації колекторів з пошкодженнями передана до використання на Бурштинській ТЕС.

РОЗДІЛ 5

ЕКРАННІ ТРУБИ КОТЛОАГРЕГАТІВ З ЕКСПУАТАЦІЙНИМИ ПОТОНШЕННЯМИ

Екранні труби котлоагрегатів теплових електростанцій працюють за умов високого тиску, підвищеної температури та абразивної дії продуктів згорання. Упродовж часу експлуатації матеріал труб змінює свої властивості, змінюється геометрична форма труб, внаслідок чого знижується їх конструктивна міцність та функціональні властивості. Найбільш істотно на експлуатаційну міцність труб впливають локальні потоншення, що виникають внаслідок тривалої експлуатації. Саме ці дефекти є причиною руйнування труб при експлуатації.

Потоншення труб виявляють при періодичних регламентних перевірках котлоагрегатів. При цьому завжди виникає питання про придатність труб до подальшої експлуатації чи про їх заміну залежно від параметрів пошкодженої ділянки труби – її довжини та максимальної глибини (мінімальної товщини стінки труби). Наслідком потоншення труби є локальне збурення напруженого стану і місцеве підвищення рівня максимальних напружень. При незначних потоншеннях це перевищення є незначним, і пошкоджена труба придатна для подальшої експлуатації.

Проблема оцінки напруженого стану екранних труб з локальними пошкодженнями є актуальною і важливою, так як знання величини максимальних напружень є підставою для прийняття інженерних рішень про продовження експлуатації труби чи її заміну. Існуючі методики розрахунку напружень в екранних трубах при їх експлуатації використовують гіпотезу про однорідність їх товщини. Відповідно до існуючої методики (ОСТ 108.031.02-75) максимальні напруження в екранних трубах визначають на підставі співвідношень, отриманих для розрахунку тонкої циліндричної труби радіусу R з товщиною стінки s за дії внутрішнього тиску p .

Співвідношення (1.1) за наявності локального потоншення оцінює максимальні напруження у трубі як такі, що виникають в однорідній циліндричній трубі з товщиною стінки в місці максимального потоншення. Ця формула не враховує геометричної форми потоншення (глибини і довжини).

Спеціального розгляду вимагає також питання врахування термічних напружень, що виникають при експлуатації екранних труб, та їх вклад у загальний напружений стан цих елементів енергетичного обладнання.

Тут подано результати досліджень термонапруженого стану екранних труб з потоншеннями за умов експлуатації, виконані на основі розробленої у розділі 2 методики та відповідного програмного забезпечення для комп'ютерного моделювання процесів деформування просторово тривимірних тіл за дії комплексного навантаження.

Геометричну форму екранної труби з потоншенням моделювали тривимірним порожнистим циліндром, внутрішній та зовнішній радіуси якого $R_1 = 0,024$ м та $R_2 = 0,03$ м; а зону потоншення визначали за допомогою параметрів l_1 , l_2 та s_{\min} (див. рис. 5.1, на якому подано переріз тривимірної моделі екранної труби площинами $x_3 = 0$ і $x_2 = 0$), де l_1 визначає довжину зони з постійною мінімальною товщиною; на ділянці труби між $x_3 = l_1$ до $x_3 = l_2$ приймали, що товщина труби s змінюється за лінійним законом від s_{\min} до $s = R_2 - R_1$. Потоншення вважали симетричним відносно площини симетрії $x_3 = 0$. В межах такої геометричної моделі ширину зони пошкодження автоматично задає її глибина.

На внутрішній поверхні циліндра задано внутрішній тиск $p = 15,5$ МПа. Зовнішню поверхню циліндра та його торець $x_3 = L$ приймали вільними від силового навантаження. На поверхнях $x_2 = 0$ та $x_3 = 0$ задавали умови симетрії $u_{x_2} = 0$ та $u_{x_3} = 0$ відповідно (див. рис. 5.2).

При дослідженні впливу градієнту температури по товщині на напружений стан циліндра розв'язували задачу теплопровідності за крайових умов 1-го роду (коли задавали різні температури на внутрішній і зовнішній поверхнях).

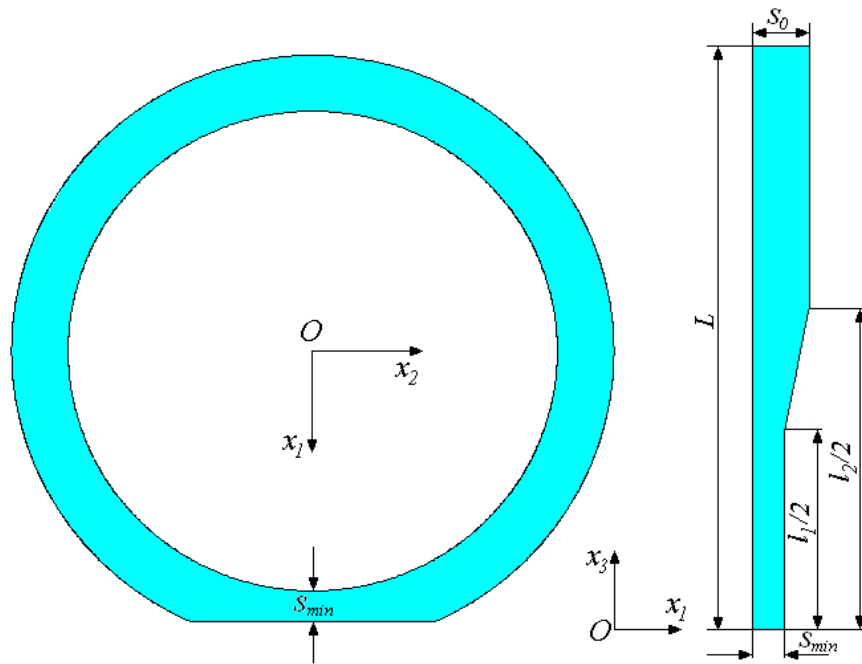


Рис. 5.1. Перерізи екранної труби з експлуатаційним потоншенням

Характеристики матеріалу труби (Ст. 20) приймали такими: модуль Юнга $E = 187 \cdot 10^3$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,274$; коефіцієнт лінійного температурного розширення $\alpha_t = 13,4 \cdot 10^{-4} 1/^\circ\text{C}$, що відповідають експлуатаційним умовам (температура 340°C) [103, 109].

Комп'ютерне моделювання з метою перевірки достовірності отриманих результатів виконано також в рамках задачі про плоский напружений стан (для ділянок довгих потоншень). При цьому з метою дослідження збіжності отримуваних результатів використовували різні за густиною та типом елементів поділи розглядуваних областей на скінченні елементи.

На рис. 5.3 наведено розподіли інтенсивності напружень за товщиною циліндра у найтоншому місці при потонненні 0,5 (крива 2); 1 (3); 1,5 (4); 2(5); 2,5 (6); 3 (7); 3,5 (8); 4 (9) мм та у трубі постійної товщини без потоншення (крива 1). Довжина зони потоншення вибрана достатньо великою ($l_1 = 0,3$ м; $l_2 = 0,4$ м); $L = 1$ м (за таких значень l_1 і l_2 розв'язки тривимірної задачі співпадають з розв'язками плоскої задачі).

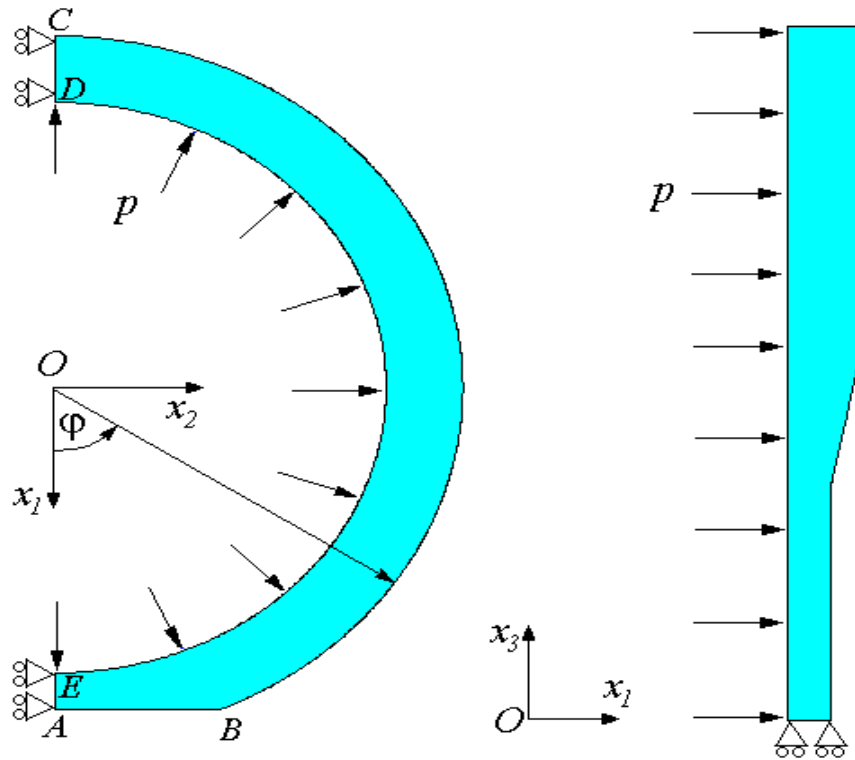


Рис. 5.2. Розрахункова модель

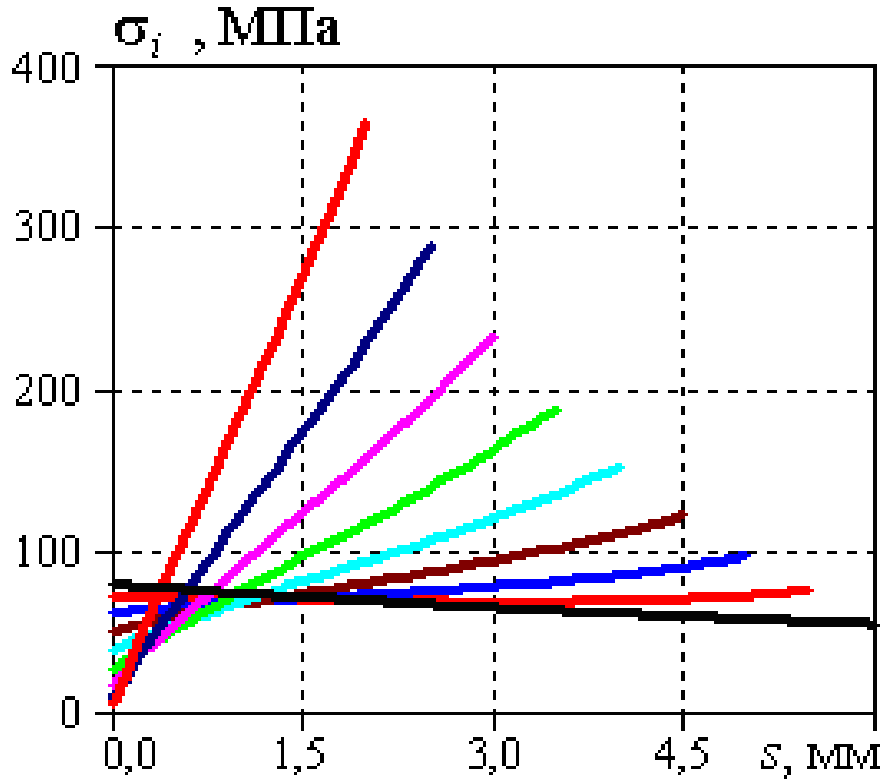


Рис. 5.3. Інтенсивність напружень за товщиною труби при різних потоншеннях стінки

У циліндрі без потоншення максимальні напруження виникають на

внутрішній поверхні. З потоншенням циліндра картина поступово змінюється і при потоншенні 1 мм та більше максимальні напруження виникають вже на зовнішній поверхні. При цьому максимальні напруження виникають саме в зоні потоншення, що ілюструють рис. 5.4, на якому показана інтенсивність напружень на зовнішній поверхні (ABC, див. рис. 5.2) циліндра по кутовій координаті φ у в напрямі від найтоншого місця ($s_{\min} = 3,8$ мм) та рис. 5.5, на якому відображено розподіли інтенсивності напружень за товщиною у зоні протилежній до найтоншого місця відповідно для постійної товщини (крива 1) та при потоншенні від 0,5 до 4 мм (з кроком 0,5 мм). Відзначимо, що величина напружень в протилежній до потоншеної зони області циліндра слабо залежать від товщини стінки потоншеної зони.

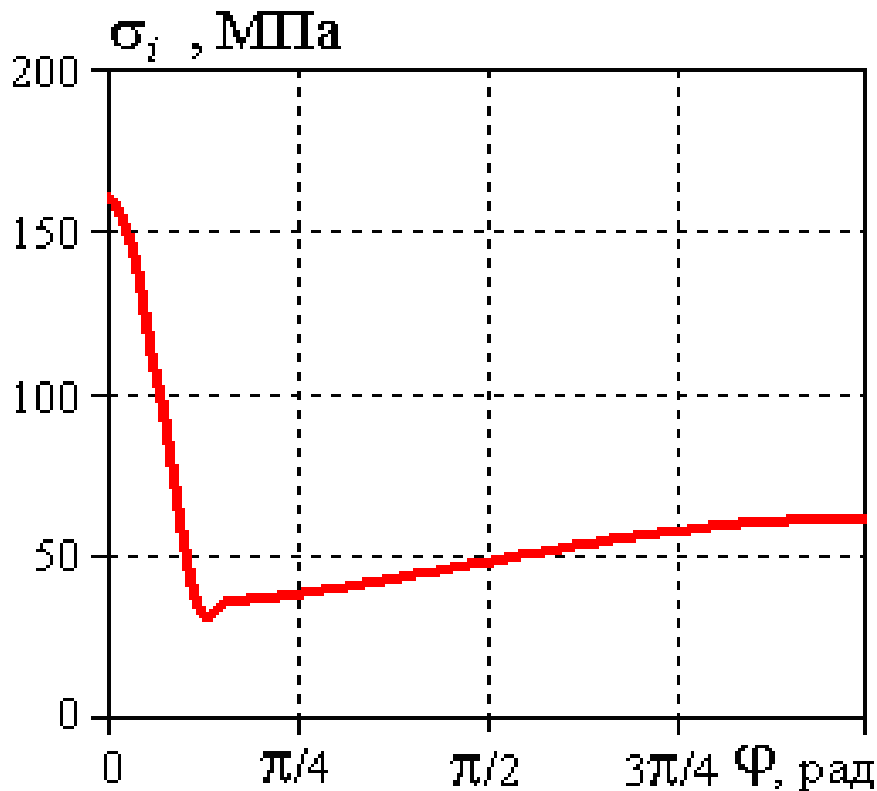


Рис. 5.4. Інтенсивність напружень на зовнішній поверхні труби в напрямі від місця потоншення

На рис. 5.6 показані розподіли компонент σ_{11} , σ_{22} , σ_{33} тензора напружень та інтенсивності напружень, яка характеризує складний напружений стан, що виникає в циліндрі з потоншенням $s_{\min} = 3,8$ мм. Нагадаємо, що залежно від того, будемо порівнювати з допустимими напруженнями σ_* максимальні напруження σ_{22} чи інтенсивність напружень σ_i , ми будемо отримувати різні оцінки мінімально

допустимої товщини (для сталей більш реальною умовою є $\sigma_i \leq \sigma_*$, яка враховує складний напружений стан циліндра за розглядуваних умов).

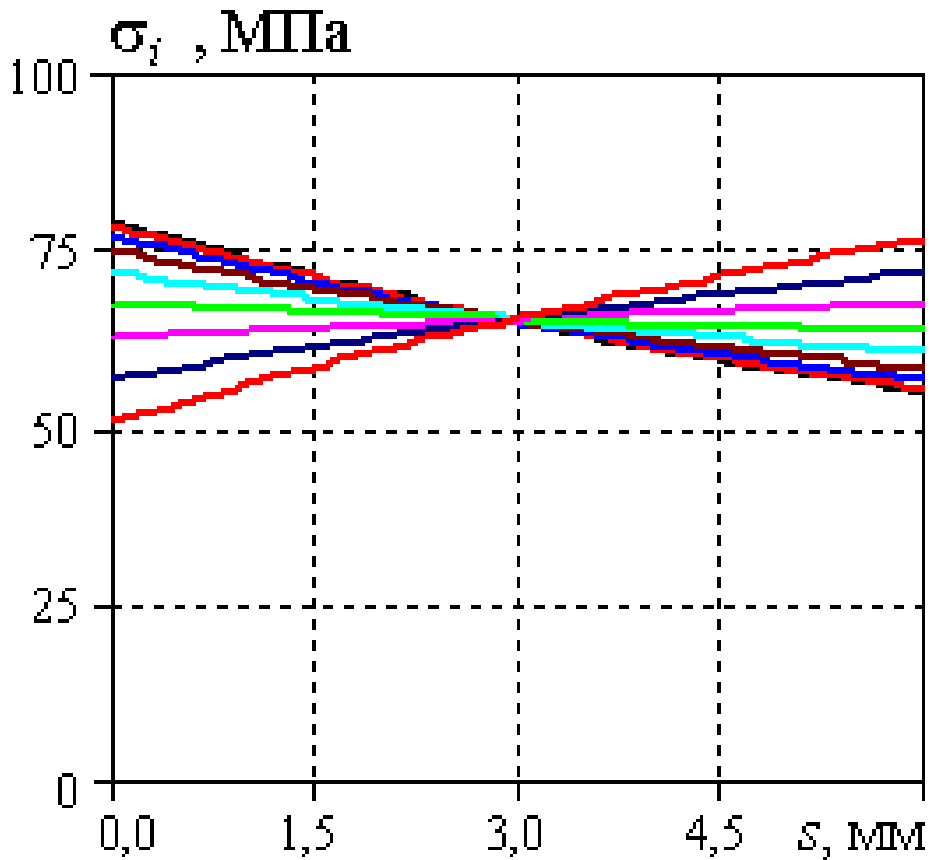


Рис. 5.5. Напруження в зоні протилежній до найтоншого місця

Внаслідок численних обчислювальних експериментів побудовано функціональну залежність максимальних значень інтенсивності напружень від товщини циліндра у місці максимального потоншення (див. рис. 5.7). Використовуючи цю залежність, можна визначити мінімальну товщину циліндра, за якої максимальні напруження не перевищують допустимого рівня. Зокрема, якщо за допустимі напруження прийняти межу пластичності (166,4 МПа при температурі 340 °С [103]), мінімальна допустима товщина циліндра в зоні потоншення становить 3,8 мм. Оскільки сталь 20 є матеріалом із зміцненням і за умов експлуатації має межу міцності близько 400 МПа, то при товщині стінки 3,8 мм коефіцієнт запасу міцності до руйнування становитиме $400/166,4 \approx 2,4$. Межу міцності труби буде досягнуто при товщині 1,85 мм (див. рис. 5.7).

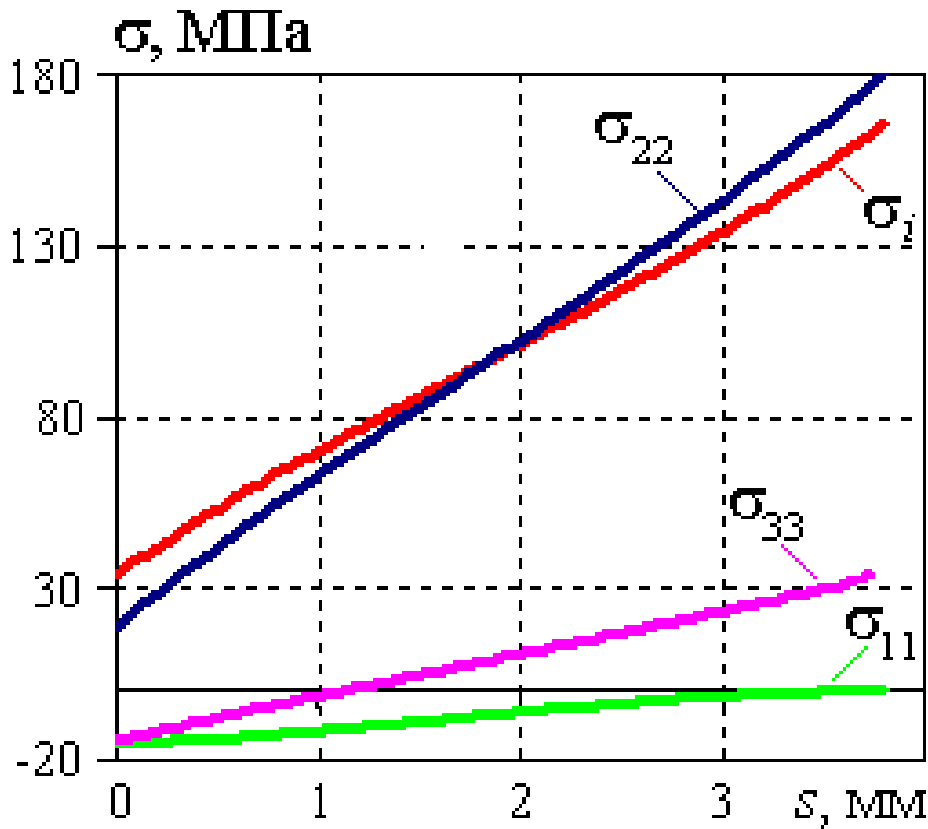


Рис. 5.6. Напруження у трубi з потоншенням $s_{\min} = 3,8$ мм

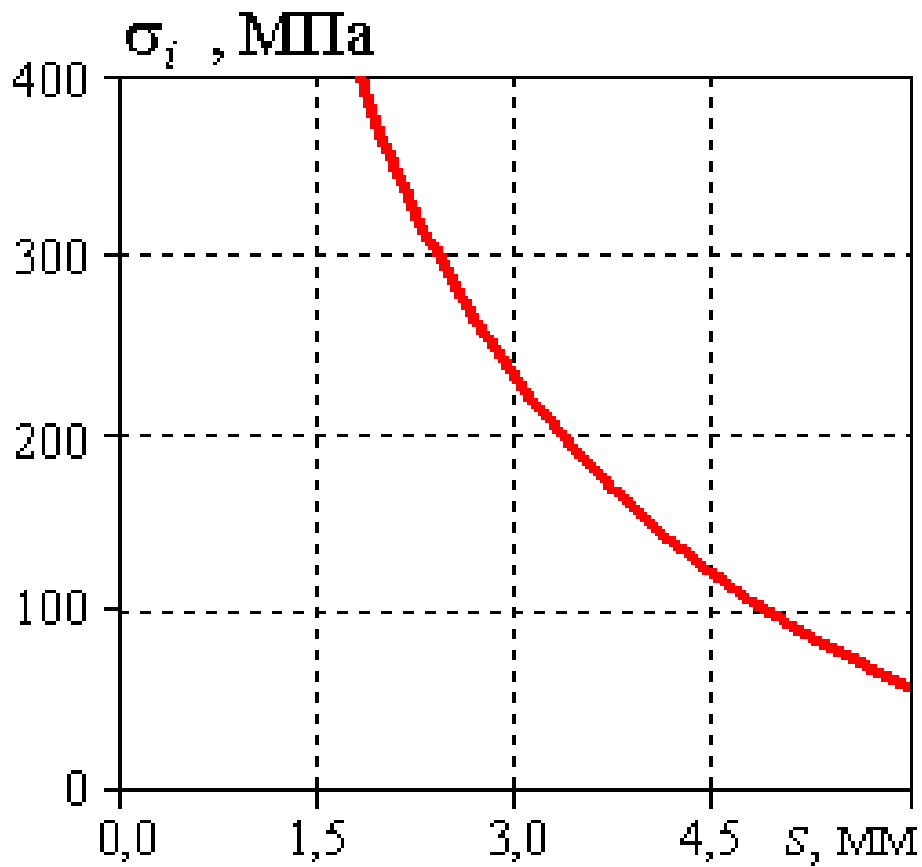


Рис. 5.7. Залежність максимальних напружень від товщини труби у місці максимального потоншення

Рис. 5.8–5.10 ілюструють вплив довжини зони потоншення на напружений стан. На рис. 5.8 подано розподіл інтенсивності напружень за товщиною труби у найтоншому місці ($s_{\min} = 4$ мм) для довгого потоншення (суцільна лінія) та для потоншень з параметрами: $l_1 = 5$ см і $l_2 = 10$ см (пунктирна лінія); $l_1 = 5$ см і $l_2 = 6$ см (штрих-пунктирна лінія).

На рис. 5.9 приведено інтенсивності напружень на зовнішній поверхні циліндра в осьовому напрямі для потоншень ($s_{\min} = 4$ мм) з параметрами довжини: $l_1 = 30$ см і $l_2 = 40$ см (суцільна лінія); $l_1 = 5$ см і $l_2 = 10$ см (пунктирна лінія); $l_1 = 5$ см і $l_2 = 6$ см (штрих-пунктирна лінія).

На рис. 5.10 відображено розподіл інтенсивності напружень на зовнішній поверхні циліндра за координатою φ (див. рис. 5.2) в напрямі від найтоншого місця ($s_{\min} = 4$ мм) для потоншень: $l_1 = 5$ см і $l_2 = 6$ см (суцільна лінія); $l_1 = 5$ см і $l_2 = 10$ см (пунктирна лінія).

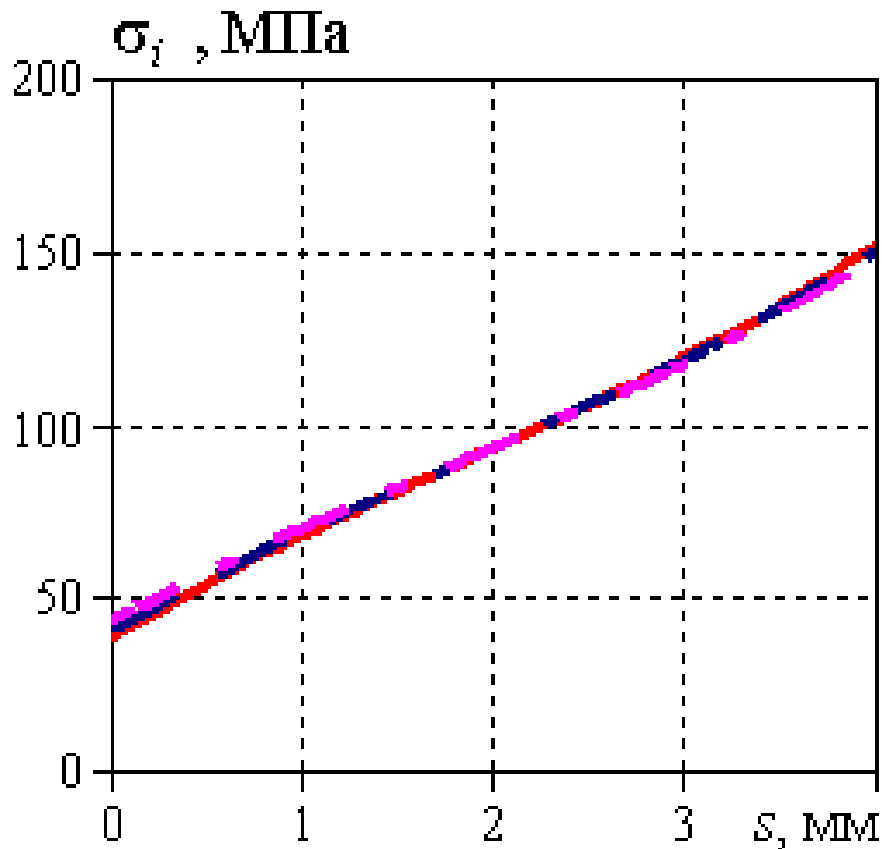


Рис. 5.8. Напруження по товщині за потоншення $s_{\min} = 4$ мм при різних довжинах потоншення

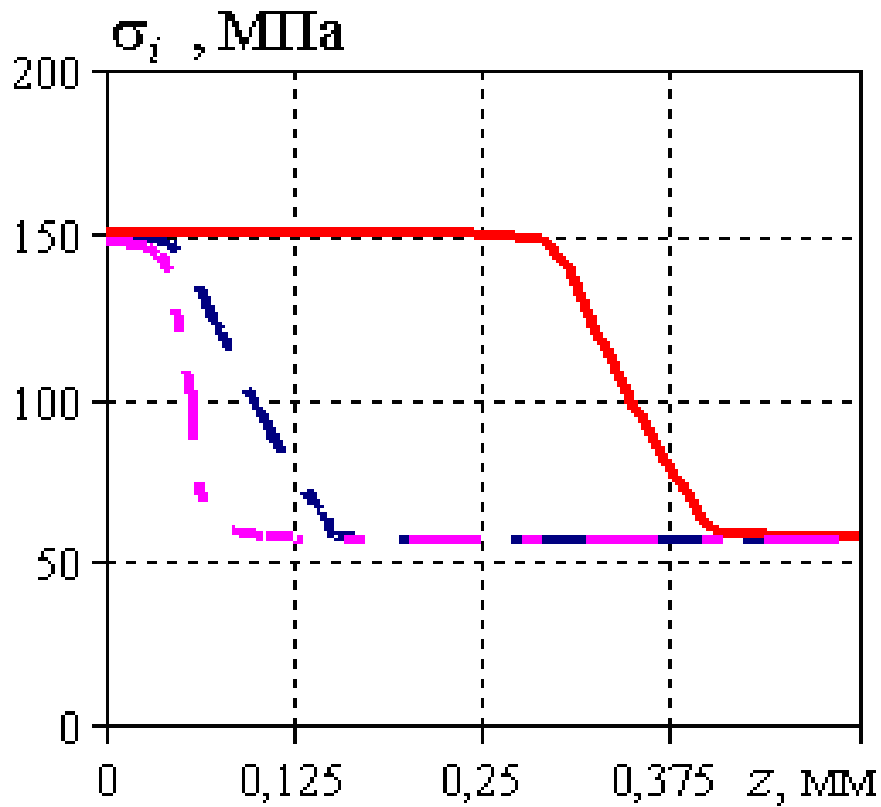


Рис. 5.9. Напруження на зовнішній поверхні труби у поздовжньому напрямі за потоншення $s_{\min} = 4$ мм при різних довжинах потоншення

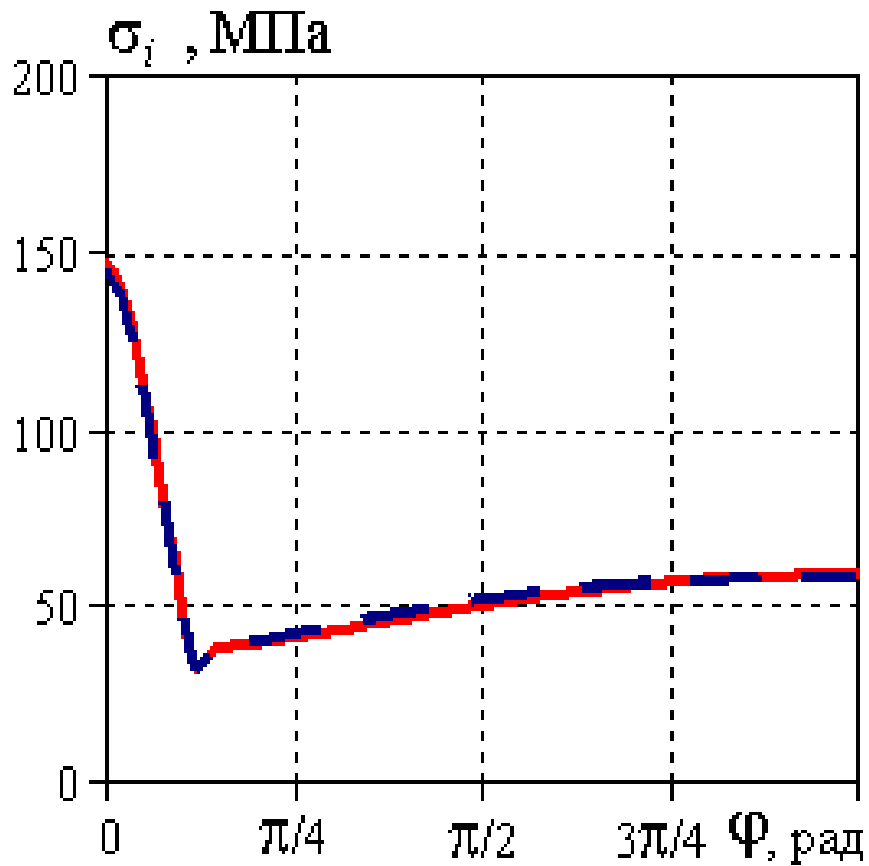


Рис. 5.10. Напруження на внутрішній поверхні труби в коловому напрямі з потоншенням $s_{\min} = 4$ мм за різних довжин зони потоншення

Як бачимо, максимальні напруження практично співпадають (в межах 3%) у випадках $l_1 = 0,05$ м, $l_2 = 0,06$ м та нескінченно довгої зони потоншення (практично потоншення довжиною 10-12 см можна вважати довгим).

Оцінку перепаду температур між зовнішньою і внутрішньою поверхнями екранної труби за умов експлуатації здійснено за припущення, що тепло, поглинуте трубами, повністю йде на утворення пари в екранних трубах. Виходячи з цього, маємо умову теплового балансу

$$q = \lambda \frac{\Delta T}{s} S, \quad (5.1)$$

де q – кількість теплоти, поглинута теплоносієм за одиницю часу; λ – коефіцієнт теплопровідності сталі; ΔT – перепад температур між зовнішньою і внутрішньою поверхнями труби; S – ефективна поверхня теплопоглинання системи екранних труб.

У розглядуваному випадку $q = m \cdot q_p$, де m – паро продуктивність котла, q_p – питома теплота пароутворення.

Досліджувану екранну систему характеризують такі параметри. Число труб на бокових стінках – 280 (довжиною 28 м), 280 (довжиною 24 м). На тильній і фронтівій сторонах пічна камера має 252 труби довжиною 34,5 м. Поверхня їх теплосприйняття $\mu = 0,5$. У камері є 130 труб довжиною 40 м. Зовнішній діаметр труб 0,06 м. Товщина стінки 0,006 м. Звідси повна ефективна поверхня теплопоглинання пічної камери становить

$$S = (0,5 \cdot (280 \cdot 25 + 280 \cdot 24 + 252 \cdot 34,5) + 130 \cdot 40) \cdot 2 \cdot 3,14159 \cdot 0,06 = 6182 \text{ м}^2.$$

Теплопровідність сталі $\lambda = 50,2$ Дж/(м·с·К); питома теплота пароутворення $q_p = 1583,6 \cdot 10^3$ Дж/кг (при $p = 16$ МПа і $T = 340$ °С).

Таким чином перепад температури, враховуючи (5.25), становить

$$\Delta T = \frac{m \cdot q_p \cdot s}{\lambda \cdot S} \approx 7-8 \text{ °С}. \quad (5.2)$$

Отже, за умов експлуатації маємо робочий перепад температур приблизно 7–8 °С.

Аналіз розв'язків з урахуванням температурного навантаження дозволяє

стверджувати, що за умови, коли температура зовнішньої поверхні циліндра більша за температуру внутрішньої, у зовнішньому приповерхневому шарі виникають стискальні температурні напруження, які складаються з відповідними розтягувальними силовими. Це дещо зменшує сумарні максимальні напруження на зовнішній поверхні зони потоншення. Зокрема, на рис. 5.11 показано розподіл радіальних σ_{11} , кільцевих σ_{22} та осьових σ_{33} напружень, а також інтенсивність напружень σ_i за товщиною циліндра сталої товщини, на зовнішній поверхні якого задана температура 344 °С, а на внутрішній – 336 °С (силове навантаження відсутнє).

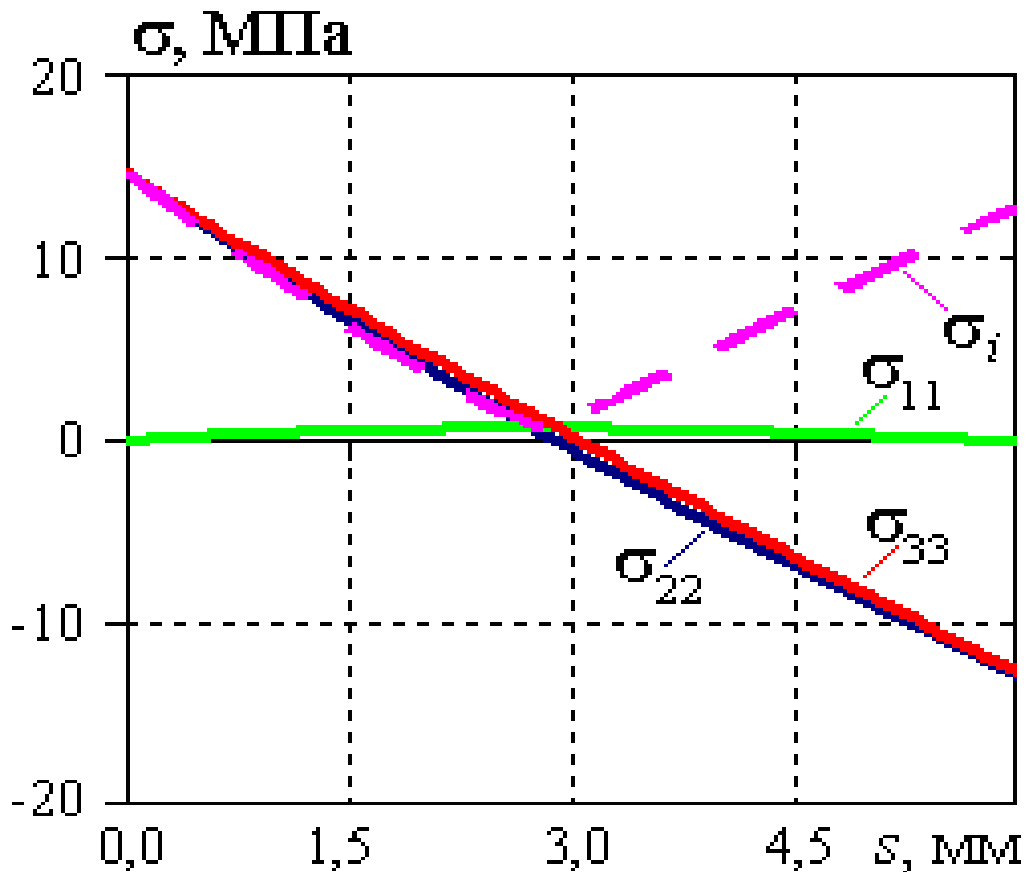


Рис. 5.11. Напруження у трубі за дії лише температурного навантаження

На рис. 5.12 приведено розподіли інтенсивності напружень за товщиною у найтоншому місці ($s_{\min} = 4$ мм) труби за дії лише силового навантаження (суцільна лінія), а також за внутрішнього тиску і наявності перепаду температури за товщиною у 8 °С (штрихова лінія) і 30 °С (штрих-пунктирна лінія).

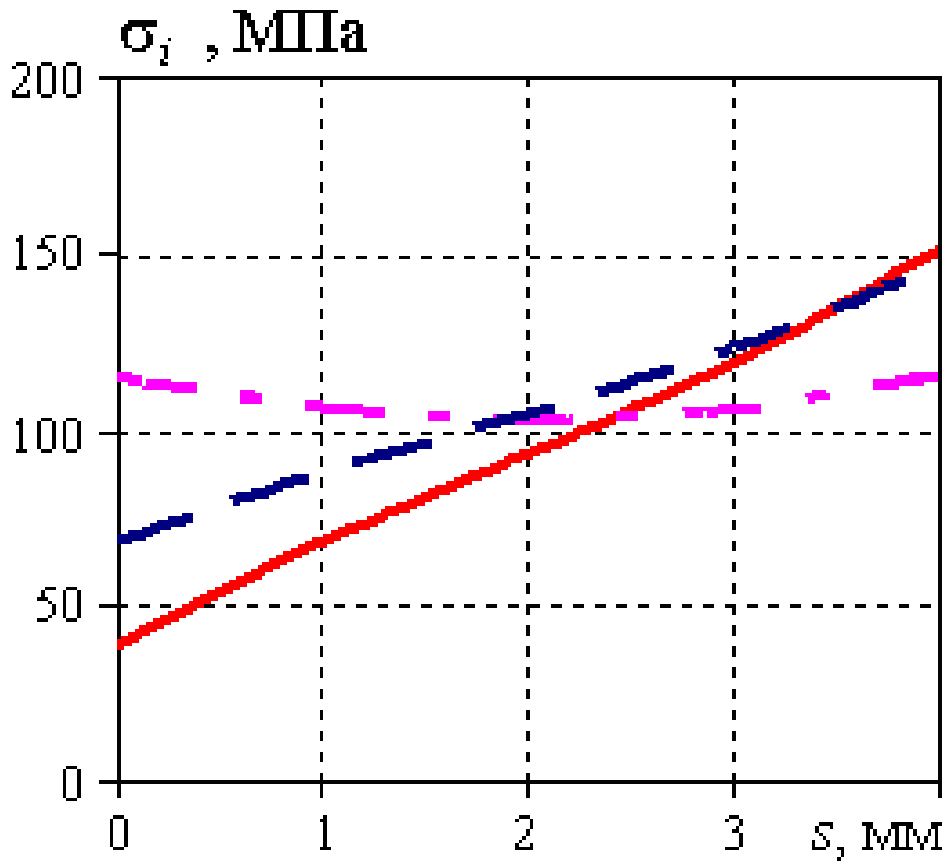


Рис. 5.12. Напруження за товщиною труби для різних видів навантаження

Рис. 5.13 ілюструє зміни напруженого стану циліндра на зовнішній поверхні залежно від віддалі (за кутовою координатою φ) від найтоншого місця ($s_{\min} = 4$ мм) за наявності лише силового навантаження (суцільна лінія), а також додаткового перепаду температури за товщиною у 8 (штрихова лінія) і 30 (штрих-пунктирна лінія)°С. Як бачимо, наявність різниці температур між зовнішньою і внутрішньою поверхнями труби в 30° С дозволяє значно зменшити мінімально допустиму товщину циліндра (з 3,8 мм до майже 3 мм, якщо за допустимі напруження прийняти межу пластичності сталі (166,4 МПа за температури 340°С); за різниці температур на внутрішній і зовнішній поверхнях у 8°С мінімально допустима товщина становить 3,65 мм).

Внаслідок проведеного обчислювального експерименту побудовано функціональні залежності між максимальними напруженнями і геометричними параметрами потоншеної ділянки труби. На основі встановлених залежностей можна визначити мінімальну товщину стінки труб, при якій експлуатаційні

напруження не перевищують заданого допустимого рівня. Проаналізовано вплив геометричних параметрів зони потоншення на напружений стан труби. Показано, що максимальні напруження виникають в місці максимального потоншення (мінімальної товщини труби). Максимальні напруження у зоні потоншення труби при довжинах пошкодженої ділянки понад 10 см однозначно визначаються глибиною пошкодження, тобто збігаються для довжин 10, 20, 30, 40... см за однакових глибин пошкодження). Зі зменшенням довжини (менше 10 см) максимальні напруження починають поступово спадати.

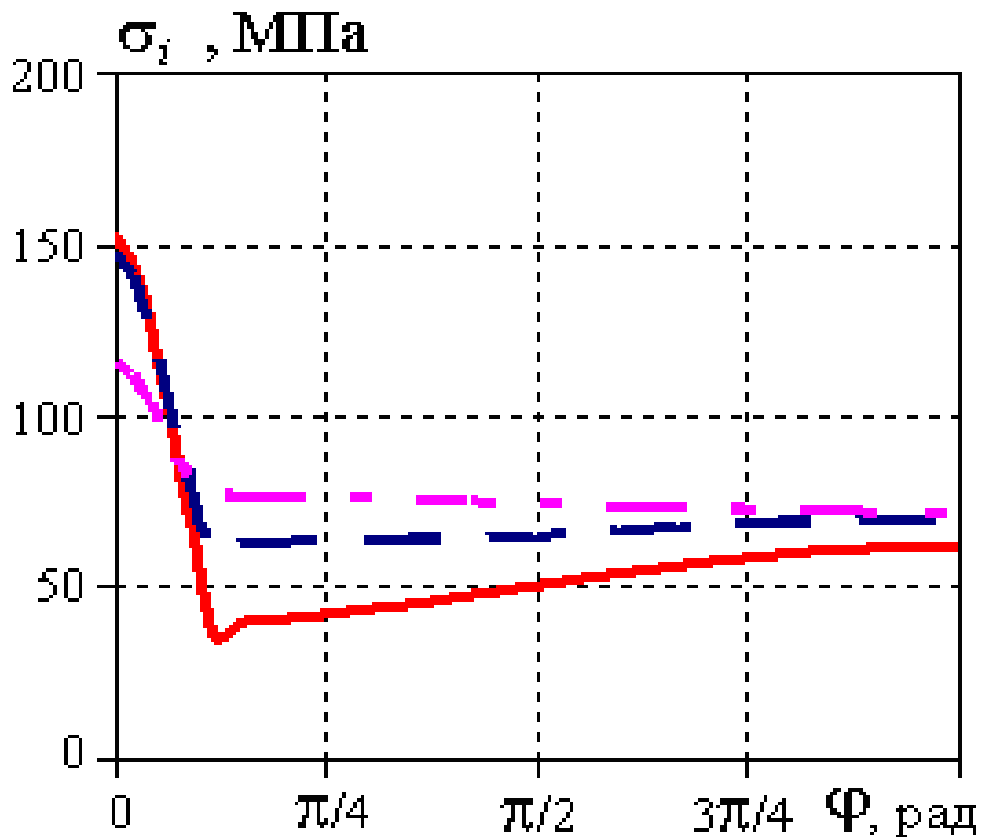


Рис. 5.13. Напруження в трубі за різних видів навантаження

Якщо за допустимий рівень напружень прийняти межу течіння матеріалу екранних труб (сталь 20; 166,4 МПа при температурі 340 °С), то мінімальна допустима товщина стінки труби в серединній зоні пошкодженої ділянки становить 3,8 мм. Оскільки сталь 20 є матеріалом із деформаційним зміцненням і за умов експлуатації має межу міцності близько 400 МПа, то при товщині стінки 3,8 мм коефіцієнт запасу міцності до руйнування становитиме 2,4. Межу міцності труби

400 МПа, виходячи із розрахунків в межах пружної моделі, буде досягнуто при товщині 1,85 мм.

Градiєнт температури за товщиною стiнки труби при її зовнiшньому обiгрiвi, спричиняє стискальнi напруження у зовнiшньому приповерхневому шарi, якi знижують рiвень сумарних розтягувальних напружень вiд внутрiшнього тиску. В мiру зменшення градiєнта температури при виходi на стацiонарний режим експлуатацiї зменшується його вплив на пониження рiвня максимальних розтягувальних напружень.

Отриманi результати використанi на Бурштинській ТЕС при оцiнцi експлуатацiйного ресурсу наявних екранних труб.

РОЗДІЛ 6

ОПТИМІЗАЦІЯ ЗА НАПУРЖЕННЯМИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВИБІРОК В ШТУЦЕРАХ

У цьому розділі подано результати досліджень напруженого стану штуцерів з ремонтними технологічними вибірками (після усунення певного об'єму деградованого чи механічно пошкодженого металу) за умов експлуатації. Побудовано функціональні залежності між глибиною, довжиною і шириною вибірки, з використанням яких можна визначити такі геометричні параметри вибірки, за яких напруження в штуцері не перевищують допустимих. За побудованими на основі виконаних розрахунків номограмами також можна перевірити чи напруження у штуцерах з уже наявними конкретними вибірками, параметри яких визначені за існуючою галузевою методикою, належать допустимій області. На основі числового аналізу напруженого стану штуцерів з двома діаметрально розташованими вибірками встановлено, що практично не має взаємовпливу протилежно розташованих вибірок на напружений стан в їх околі.

Наявність тріщин та тріщиноподібних утворень на штуцерах може стати причиною миттєвого катастрофічного руйнування енергетичного обладнання. Тому у разі виявлення таких пошкоджень їх усувають шляхом видалення ділянок металу разом з дефектами (див. рис. 6.1). Таку технологічну ремонтну операцію називають вибіркою. Рішення про подальшу експлуатацію чи заміну штуцера після ремонтних втручань приймають з урахуванням максимальних напружень у ньому під час експлуатації, які не повинні перевищувати допустимих. Оскільки існуючі галузеві методики оцінки напруженого стану штуцерів побудовані з використанням гіпотези про однорідність товщини стінки, їх застосування до конструктивних елементів, що втрачають свою первинну канонічну форму після ремонтних втручань, може призводити до істотних похибок (не лише кількісних, але й якісних).

З огляду на зазначене з використанням розробленого програмного

забезпечення проведено дослідження просторових процесів деформування штуцерів з технологічними вибірками за умов їх експлуатації (внутрішній тиск $p = 15,5$ МПа при температурі 340°C) і визначено геометричні параметри вибірок (глибини h , ширини b та довжини l), які дають можливість мінімізувати збурення напружень в околі зон з ремонтними втручаннями, враховуючи тривимірний напружений стан у штуцері. При цьому допустимі геометричні параметри вибірки визначено за критеріями:

$$\sigma_{\varphi\varphi} \leq \sigma_*, \quad (6.1)$$

$$\sigma_i \leq \sigma_*, \quad (6.2)$$

де σ_* – допустимі напруження; $\sigma_{\varphi\varphi}$ – максимальні кільцеві напруження в зоні ремонтних втручань;

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6 \cdot (\sigma_{xy}^2 + \sigma_{xz}^2 + \sigma_{yz}^2)}$$

– інтенсивність напружень ($\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yz}$ – компоненти тензора напружень σ у декартовій системі координат).

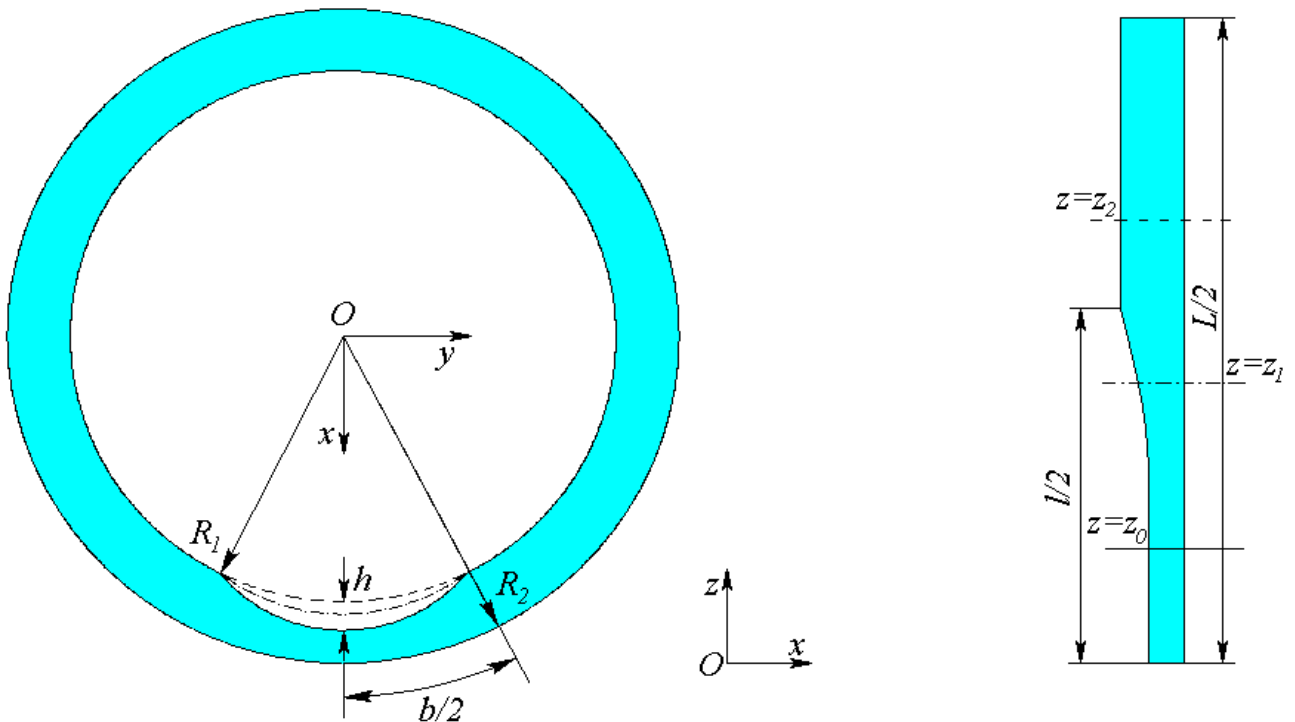


Рис. 6.1. Перерізи штуцера з вибіркою глибиною h , шириною b і довжиною l площинами $z = z_0$ (z_1, z_2) та $y = 0$ відповідно

Розглянемо спочатку випадок штуцера постійної товщини. Змоделюємо його

довгим порожнистим циліндром, радіус зовнішньої поверхні якого $R_2 = 0,0795$ м, товщина $s = 0,015$ м. Характеристики матеріалу циліндра (сталь Ст. 20) приймаємо такими, що відповідають експлуатаційним умовам [103].

Комп'ютерне моделювання з метою перевірки достовірності результатів виконаємо в межах трьох різних моделей, а саме, розглядаючи циліндр як осесиметричне тіло висотою L , як тривимірне тіло тієї ж висоти, а також розв'язуючи задачу про плоский напружений стан для поперечного перерізу циліндра. При цьому використаємо різні за густиною поділи розглядуваних областей на скінченні елементи з метою дослідження збіжності отримуваних результатів.

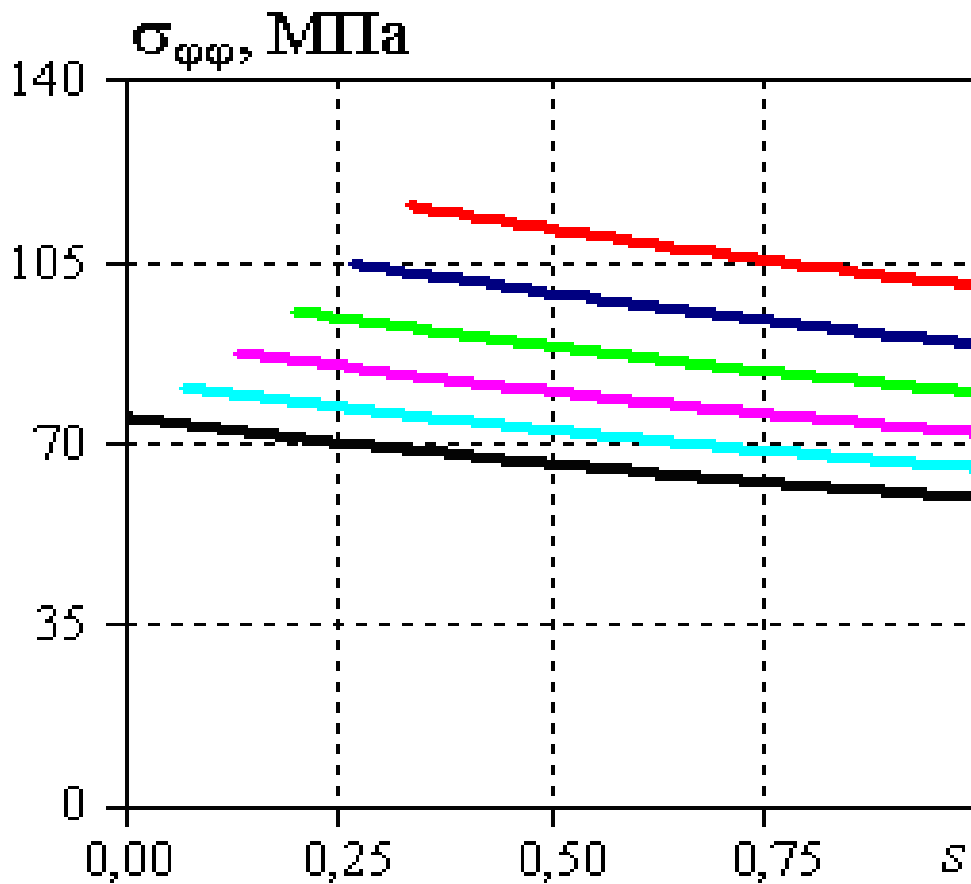


Рис. 6.2. Кільцеві напруження у циліндрах товщиною 10, 11, 12, 13, 14 та 15 мм відповідно

На рис. 6.2 показано розподіли кільцевих напружень $\sigma_{\phi\phi}$ за товщиною циліндра постійної товщини відповідно 10, 11, 12, 13, 14 та 15 мм (при цьому по осі абсцис на рисунку відкладено безрозмірну товщину $s = (r - R_1)/(R_2 - R_1)$, де r –

радіальна координата, $R_1 \leq r \leq R_2$).

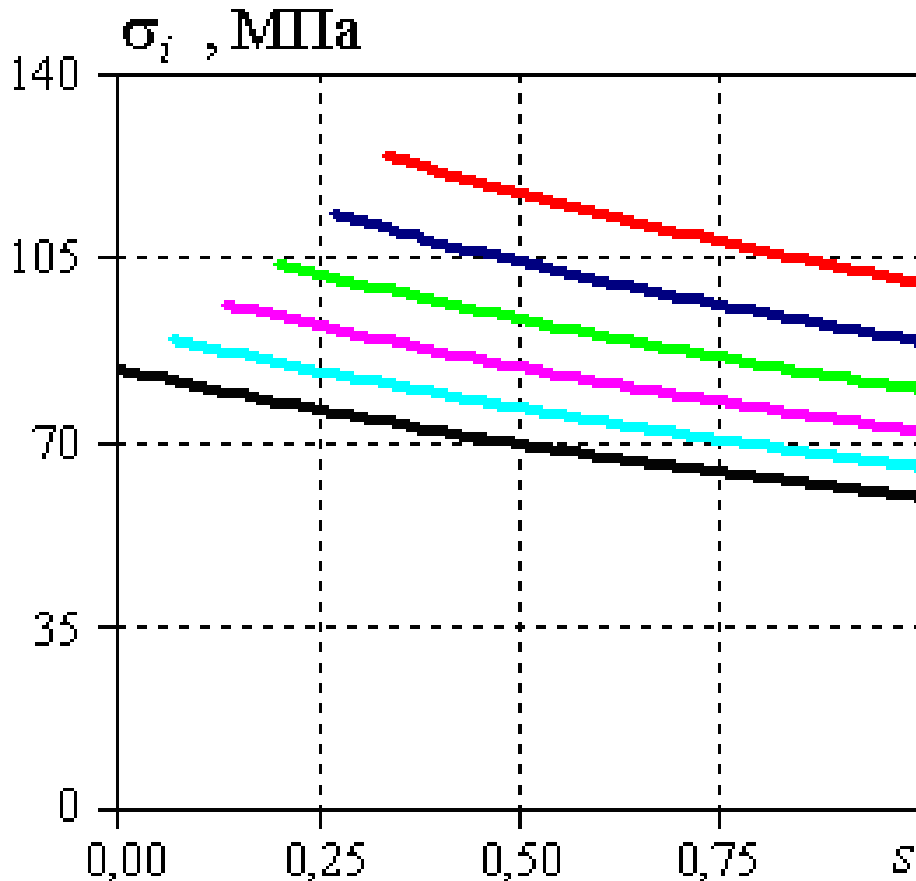


Рис. 6. 3. Інтенсивність напружень у циліндрах товщиною 10, 11, 12, 13, 14 та 15 мм відповідно

Розрахунковими (максимальними) в розглядуваних випадках є кільцеві напруження $\sigma_{\phi\phi}$ на внутрішній поверхні циліндра (допустимі напруження при температурі 340°C для сталі Ст. 20 $\sigma_* = 109$ МПа [103]). Розрахункові напруження у штуцерах з товщиною 11, 12, 13, 14 і 15 мм при цьому задовольняють умову (6.1). Кільцеві напруження у штуцері товщиною 10 мм за критерієм (6.1) перевищують допустимі. Більш детальний аналіз результатів показує, що за розглядуваних умов мінімальна допустима товщина циліндра $s_{\min} = 10,625$ мм. Саме за такої товщини кільцеві напруження на внутрішній поверхні виходять на допустимі. Тобто, якщо використовувати критерій (6.1) та існуючу галузеву методику проведення експертної оцінки міцності штуцера з вибіркою [85], за глибини вибірки більше ніж 4,375 мм штуцер заборонено експлуатувати за дії внутрішньому тиску 15,5 МПа при температурі 340°C.

На рис. 6.3 для цих же товщин подано розподіли інтенсивності напружень за товщиною циліндра. Порівняльний аналіз отриманих результатів показує, що мінімально допустима товщина циліндра (постійної товщини) у цьому разі становить 11,5 мм.

Бачимо, що наші оцінки мінімально допустимої товщини на основі двох різних критеріїв (6.1) та (6.2) відрізняються на 0,875 мм. Тобто, отримуватимемо різні оцінки допустимої глибини вибірки залежно від того, будемо порівнювати з допустимими напруженнями σ_* максимальні напруження чи інтенсивність напружень. Причому критерій (6.1) дає завищені значення для допустимих глибин вибірки штуцера. У зв'язку із зазначеним в подальшому використовуватимемо критерій (6.2).

Дослідження збіжності числових розв'язків показало, що отримання достатньо точних розв'язків забезпечує вже двошаровий поділ розглядуваної області на біквадратичні скінченні елементи (див. розділ 2) за товщиною циліндра. Кількість елементів в напрямі інших розмірів (довжини і висоти циліндра) вибирали з умови максимального наближення елементів до рівносторонніх. Розв'язки задачі в межах усіх трьох моделей при цьому співпадають з точністю до 1%. Приведені на рис. 6.2 та 6.3 результати отримані з використанням шістьох біквадратичних скінчених елементів за товщиною циліндра.

Перейдемо до оцінки впливу ширини b вибірки на напружений стан штуцера з вибіркою. Виконаємо обчислювальний експеримент для початку в межах задачі про плоский деформований стан. Форму вибірки задаємо у вигляді кола радіуса R_0 з центром у точці $(x_0, 0)$ (ширина b і глибина h вибірки однозначно визначають три точки $A(x_A, y_A)$, $B(R_1 + h, 0)$ та $C(x_A, -y_A)$, через які можна провести коло; див. рис. 6.4). Область циліндра з вибіркою і її скінченно-елементний поділ з використанням двох шарів елементів за товщиною показано на рис. 6.4. З умов симетрії розглядаємо лише половину області. При $y = 0$ ставимо умови симетрії

$$u_y = 0. \quad (6.3)$$

На внутрішній поверхні циліндра задано експлуатаційний тиск (15,5 МПа);

зовнішня поверхня вільна від навантаження.

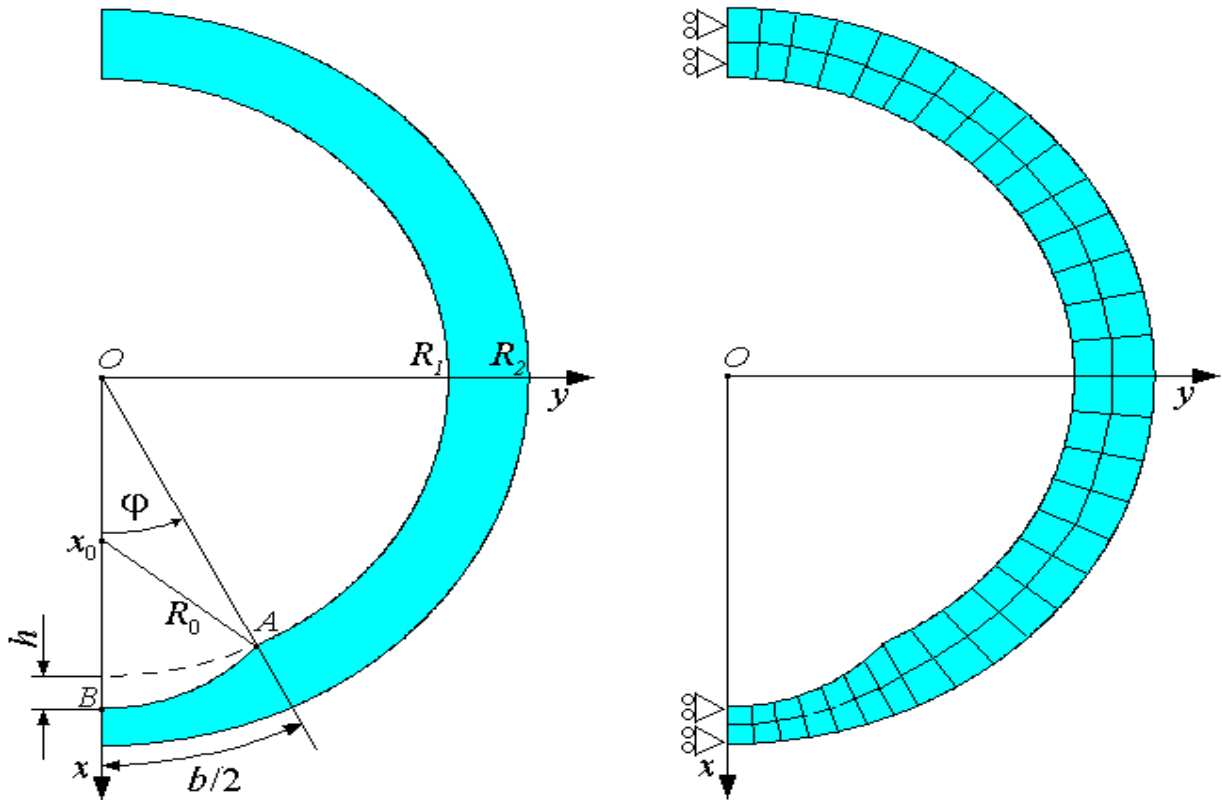


Рис. 6.4. Переріз $z = 0$ області штуцера та його скінченно-елементний поділ

Дослідження напруженого стану циліндра з вибіркою у такому формулюванні практично означає, що довжина вибірки (в напрямі перпендикулярному до площини рис. 6.4) збігається з довжиною циліндра. Тому для підтвердження достовірності отримуваних розв'язків і апробації розробленого програмного забезпечення розглянуто також тривимірну задачу про напружений стан у тривимірному порожнистому циліндрі з вибіркою шириною b , глибиною h та довжиною l , рівною довжині циліндра $2L$ (0,4 м). Розв'язки отримано з використанням біквадратичних ізопараметричних скінченних елементів (двадцятивузлових у тривимірному випадку і восьмивузлових – у плоскому) [64], які дають можливість точно апроксимувати криволінійні поверхні області. Дослідження збіжності показує, що для забезпечення адекватної точності отримуваних розв'язків і у цьому випадку достатньо двох елементів за товщиною циліндра. Результати обчислень практично збігаються з точністю до 1% для усіх розглянутих поділів (від двох до шести елементів за товщиною циліндра). Розглянемо деякі з результатів комп'ютерного моделювання процесів деформування циліндра з вибіркою та обговоримо отримані розв'язки.

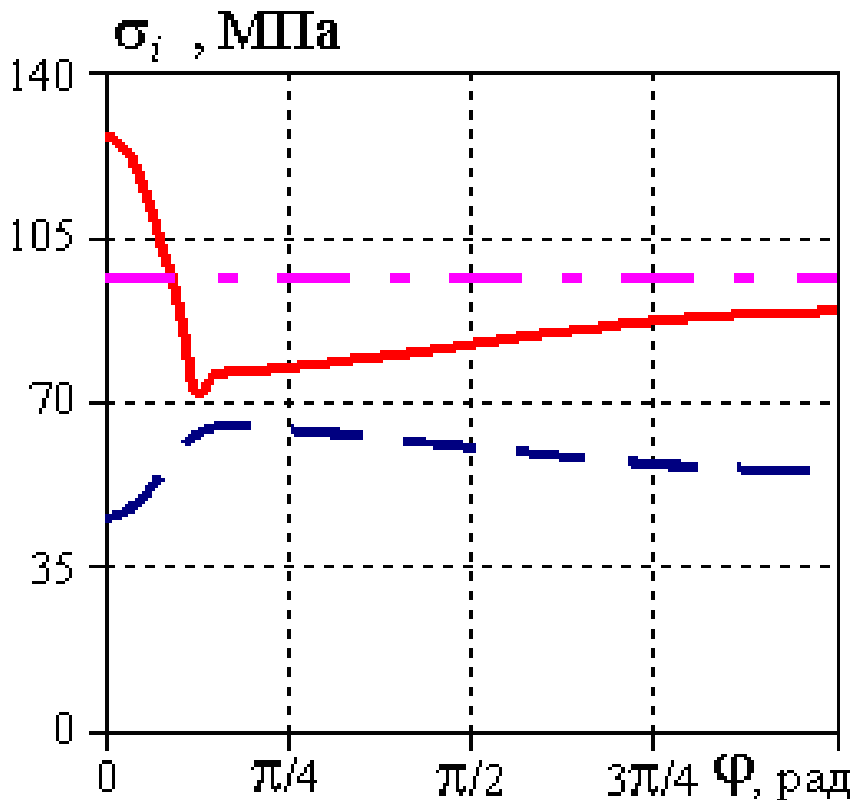


Рис. 6.5. Напруження у штуцерах з вибіркою ($h=2$ мм, $b=50$ мм) та постійної товщини 13 мм

На рис. 6.5 та 6.6 показано розподіли інтенсивності напружень на внутрішній (суцільна лінія) та зовнішній (штрихова лінія) поверхнях циліндра з типовими вибірками залежно від кутової циліндричної координати φ (див. рис. 6.4). Для порівняння на цих же рисунках штрих-пунктирною лінією зображено напруження у випадку відповідних циліндрів постійної товщини 13 мм (рис. 6.5) та 12 мм (рис. 6.6). Як бачимо, максимальні напруження виникають на внутрішній поверхні в околі максимальної вибірки (при $\varphi=0$) і значно перевищують допустимі, тоді як напруження у циліндрі відповідної постійної товщини (галузева методика) лежать в допустимих межах, що дозволяє за галузевою методикою зробити висновок про можливу подальшу експлуатацію штуцера.

Таким чином, отримання оцінки напруженого стану у штуцері з вибіркою глибиною h на основі стандартної галузевої методики (як для циліндра постійної товщини $R_2 - R_1 - h$ без врахування ширини вибірки) може приводити до істотно занижених значень напружень у порівнянні з отриманими на базі запропонованих підходів, які адекватно враховують геометрію вибірки і показують, що в зоні

максимальної глибини вибірки виникають більші напруження. При цьому вони можуть перевищувати допустимі, тоді як напруження отримані за галузевою моделлю з постійною товщиною можуть задовольняти критерії міцності (6.1) чи (6.2), як це проілюстровано на прикладі двох довільно вибраних вибірок. Аналогічні результати отримано і для інших вибірок, що практично вказує на недопустимість підходу до оцінки напруженого стану у штуцері з вибіркою без урахування геометричної форми вибірки.

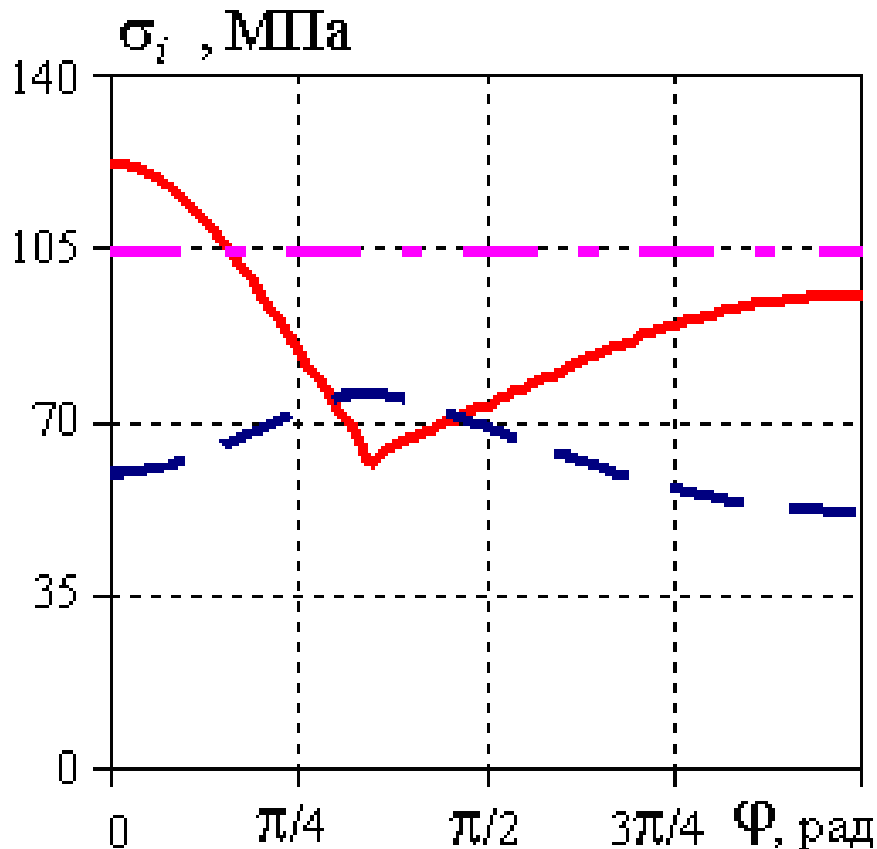


Рис. 6.6. Напруження у штуцерах з вибіркою ($h=3$ мм, $b=50$ мм) та постійної товщини 12 мм

Аналіз результатів комп'ютерного моделювання процесів деформування штуцерів з різними вибірками показує, що напружений стан у штуцері за умов експлуатації істотно залежить від ширини вибірки, що добре ілюструє рис. 6.7 (подібні результати отримано для інших значень глибини вибірок).

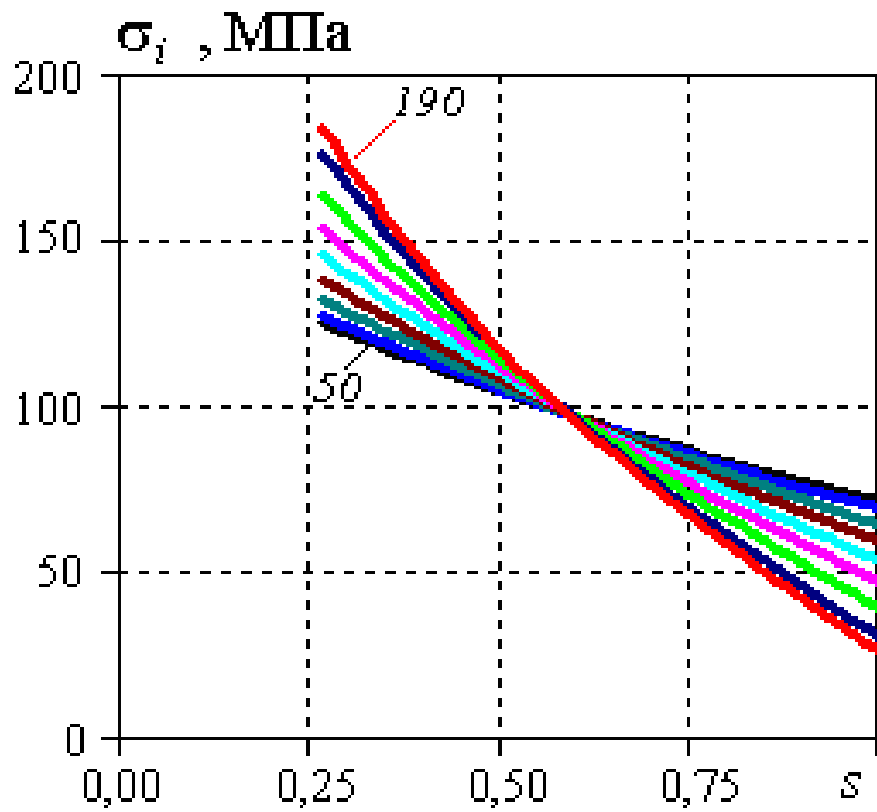


Рис. 6.7. Напруження в штуцерах з вибірками $b = 50, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180$ і 190 мм ($h=4$ мм)

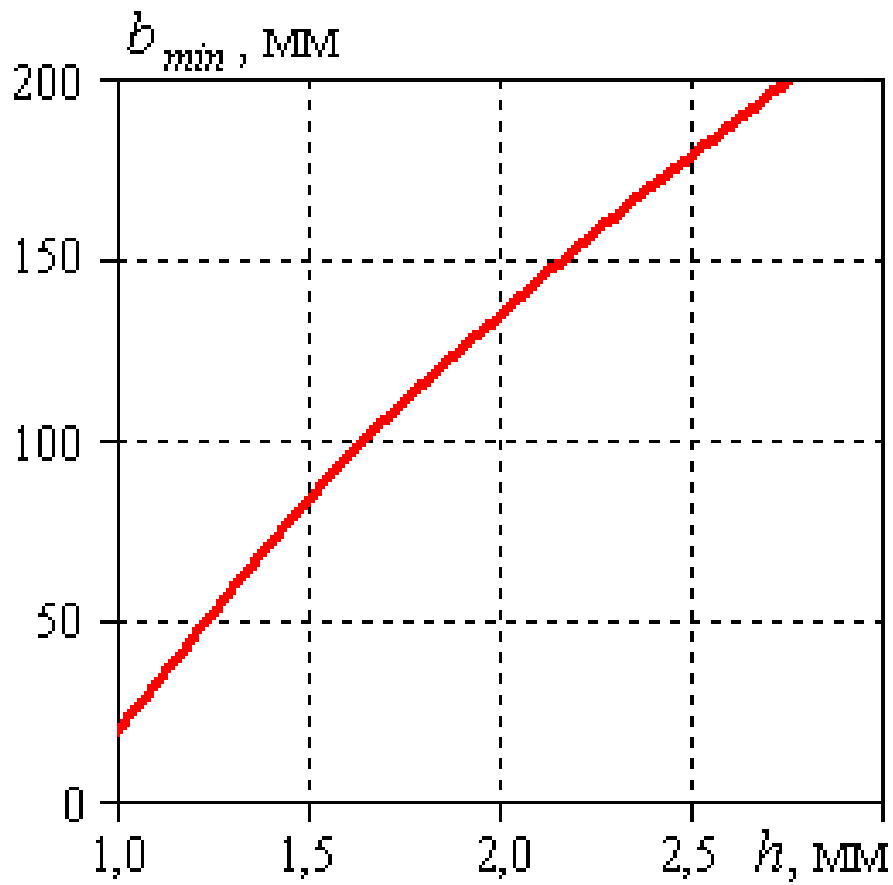


Рис. 6.8. Залежність допустимої ширини вибірки від її глибини

Зауважимо, що шириною вибірки можна у певній мірі керувати, тоді як її глибину практично визначає глибина тріщиноподібного утворення, яке треба усунути шляхом вибірки металу разом з дефектною зоною.

На основі аналізу результатів досліджень приходимо до важливого практичного висновку, що з погляду міцності вибірку (за заданої глибини) бажано робити якнайширшою.

Узагальнюючи отримані результати, побудовано залежність мінімально допустимої ширини вибірки від її глибини. Подана на рис. 6.8 крива розділяє площину параметрів на дві частини. Всі точки, які лежать вище кривої, належать до допустимої області, тобто, напруження, які виникають у штуцері за умов експлуатації за таких параметрів (ширини b та глибини h вибірки) є меншими за допустимі. Наприклад, якщо глибина вибірки у штуцері рівна 2 мм, ширина цієї вибірки повинна бути не меншою, ніж 140 мм.

Перейдемо тепер до оцінки впливу довжини вибірки на напружений стан у штуцері. За розрахункову модель приймаємо тривимірний порожнистий циліндр V (висотою $2L$ ($|z| \leq L$) з внутрішнім R_1 і зовнішнім R_2 радіусами) з вибіркою глибиною h , шириною b та довжиною l (див. рис. 6.1). За довжиною вибірку моделюємо певною перехідною областю довжиною l_1 та областю постійної товщини $R_2 - R_1 - h$ довжиною l_2 .

З умов симетрії розглядаємо лише четверту частину області циліндра ($y \geq 0, z \geq 0$). На площинах симетрії задаємо умови

$$u_y = 0 \quad \forall y: y = 0, \quad (6.4)$$

$$u_z = 0 \quad \forall z: z = 0. \quad (6.5)$$

На внутрішній поверхні циліндра з вибіркою задаємо тиск 15,5 МПа. Зовнішня поверхня і верхній край ($z = L$) – вільні від силового навантаження.

Геометричні параметри циліндра:

$$R_1 = 0,0645 \text{ м}, R_2 = 0,0795 \text{ м}, L = 0,2 \text{ м}.$$

Перехідну ділянку приймаємо довжиною $l_1 = 0,01$ м.

Комп'ютерне моделювання виконано з використанням двадцятивузлових

біквдратичних ізопараметричних елементів з чотирьохшаровою скінченно-елементною апроксимацією за товщиною (розміри елементів за кутовою та осьювою координатами такі, щоб елементи, по-можливості, були рівносторонніми).

Розглянемо деякі з отриманих результатів і обговоримо їх.

Рис. 6.9 та 6.10 ілюструють розподіли напружень (за товщиною в околі зони виникнення максимальних напружень) у штуцерах з вибірками різних геометричних розмірів. Суцільними лініями на рис. 6.9 подано напруження у циліндрі з вибіркою ($h=3$ мм, $b=50$ мм) довжиною $l=50$ мм, а на рис. 6.10 – з вибіркою ($h=5$ мм, $b=120$ мм) довжиною $l=50$ та 70 мм. Для порівняння на цих же рисунках штриховими лініями наведено напруження у циліндрах відповідної постійної товщини (12 та 10 мм) і штрих-пунктирними – у циліндрах з довгими вибірками такої ж глибини та ширини.

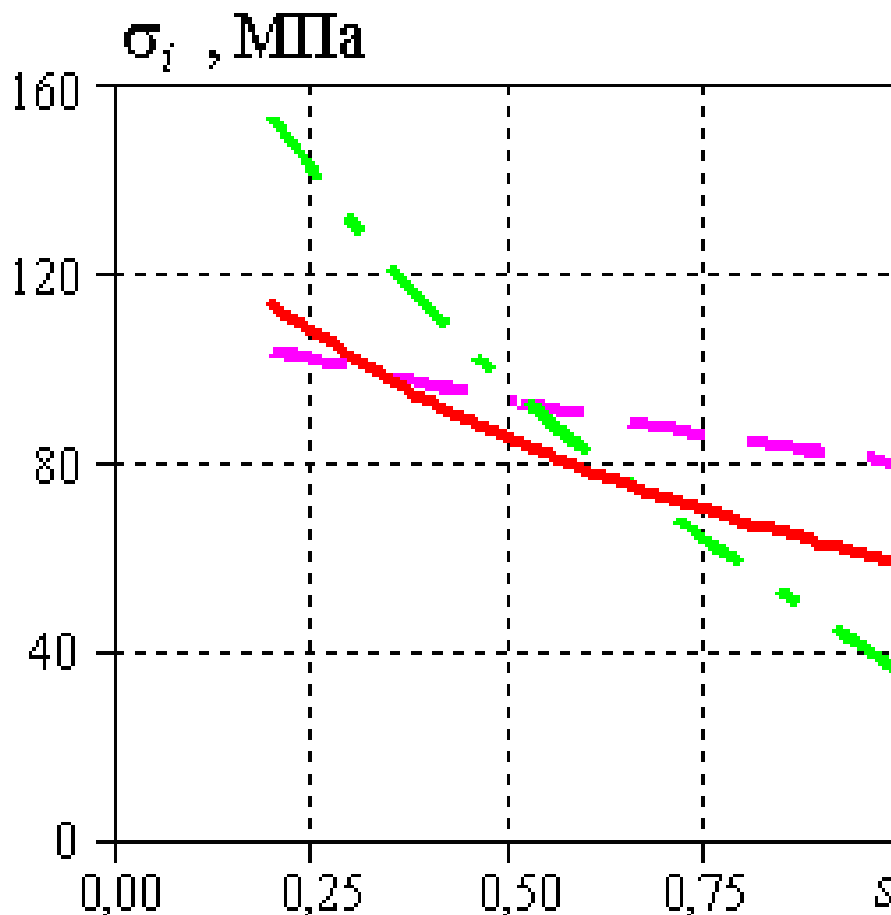


Рис. 6.9. Напруження у штуцерах з вибірками: $h=3$ мм, $b=50$ мм, $l=50, 200$ мм та сталюї товщини 12 мм

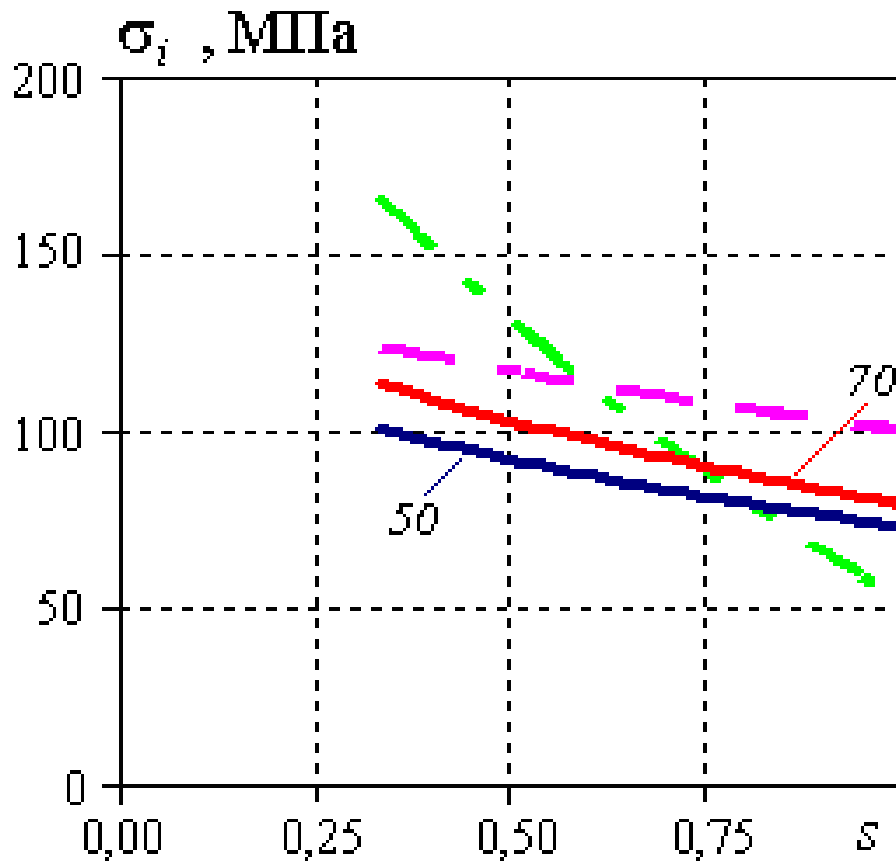


Рис. 6.10. Напруження у штуцерах з вибірками:
 $h=5$ мм, $b=120$ мм, $l=50, 70, 200$ мм та товщини 10 мм

Оцінки напруженого стану у штуцері без врахування довжини вибірки (штрих-пунктирні лінії), як бачимо, сильно завищені (інтенсивності напружень істотно перевищують допустимі напруження). В обох випадках максимальні напруження у відповідних циліндрах постійної товщини занижені у порівнянні з отриманими в межах тривимірної моделі з урахуванням реальної довжини вибірки. Наприклад, у першому випадку (див. рис. 6.9) інтенсивність напружень у вибірці з довжиною $l=50$ мм (113,6 МПа) перевищує допустимий рівень, а у штуцері відповідної постійної товщини 12 мм (104 МПа) – лежить в межах допустимих. В іншому випадку (рис. 6.10) максимальні напруження при $l=50$ мм лежать в області допустимих, а при $l=70$ мм критерій міцності (6.2) не виконується. У порівнянні з цими результатами оцінка напруженого стану у циліндрі на основі моделі постійної товщини завищена.

Узагальнюючи результати, отримані для різних геометричних параметрів вибірок, побудовано залежність мінімально допустимої ширини вибірки від двох

інших її параметрів (глибини і довжини). Зауважимо, що глибини і довжини тріщин чи тріщиноподібних утворень у штуцерах практично визначають глибину і довжину вибірки, тоді як шириною вибірки можна у певній мірі керувати.

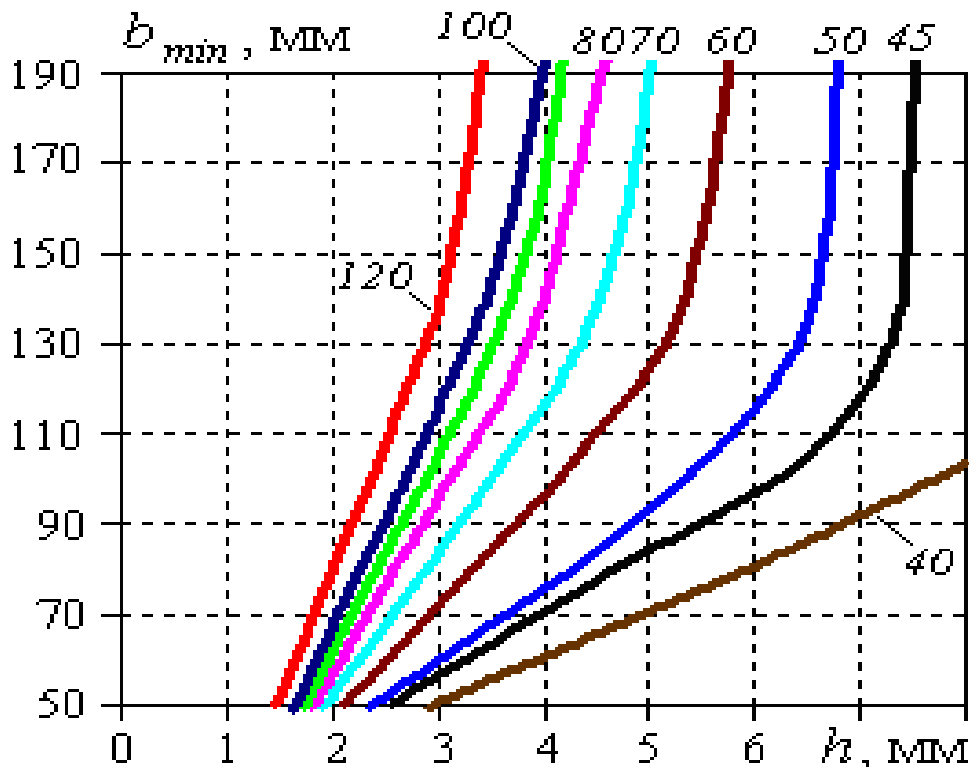


Рис. 6.11. Залежність допустимої ширини вибірки від її глибини для різних фіксованих довжин вибірки

На рис. 6.11 показано функціональну залежність мінімально допустимої ширини вибірки від її глибини для різних значень довжини вибірки (40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 120 мм відповідно). Подані на рисунку криві розділяють площину можливих параметрів на дві частини. Всі точки, які лежать вище відповідних кривих, належать допустимій області. Самі криві визначають значення геометричних параметрів, за яких інтенсивності напружень у циліндрі з відповідними вибірками виходять на допустимі. Наприклад, за параметрів вибірки

$$h=4 \text{ мм}, b=170 \text{ мм}, l=90 \text{ мм},$$

чи

$$h=4 \text{ мм}, b=190 \text{ мм}, l=100 \text{ мм},$$

максимальні значення інтенсивності напружень у відповідному циліндрі рівні допустимим (109 МПа).

Використовуючи цю функціональну залежність, за наявності фіксованих

глибин і довжин вибірок, можемо відшукати мінімальну ширину вибірки, при якій розрахункові напруження у циліндрі задовольнятимуть критерій міцності (6.2). Візьмемо, напр., штуцери з номерами 1, 7 та 23 з протоколу візуально-вимірювального контролю штуцерів барабана котла №18/ТП-100 блока ст. № 1 Бурштинської ТЕС з такими геометричними параметрами вибірок:

$$h = 5 \text{ мм}, l = 60 \text{ мм}, b = 85 \text{ мм (№ 1);}$$

$$h = 3 \text{ мм}, l = 40 \text{ мм}, b = 50 \text{ мм (№ 7);}$$

$$h = 4 \text{ мм}, l = 45 \text{ мм}, b = 70 \text{ мм (№ 23).}$$

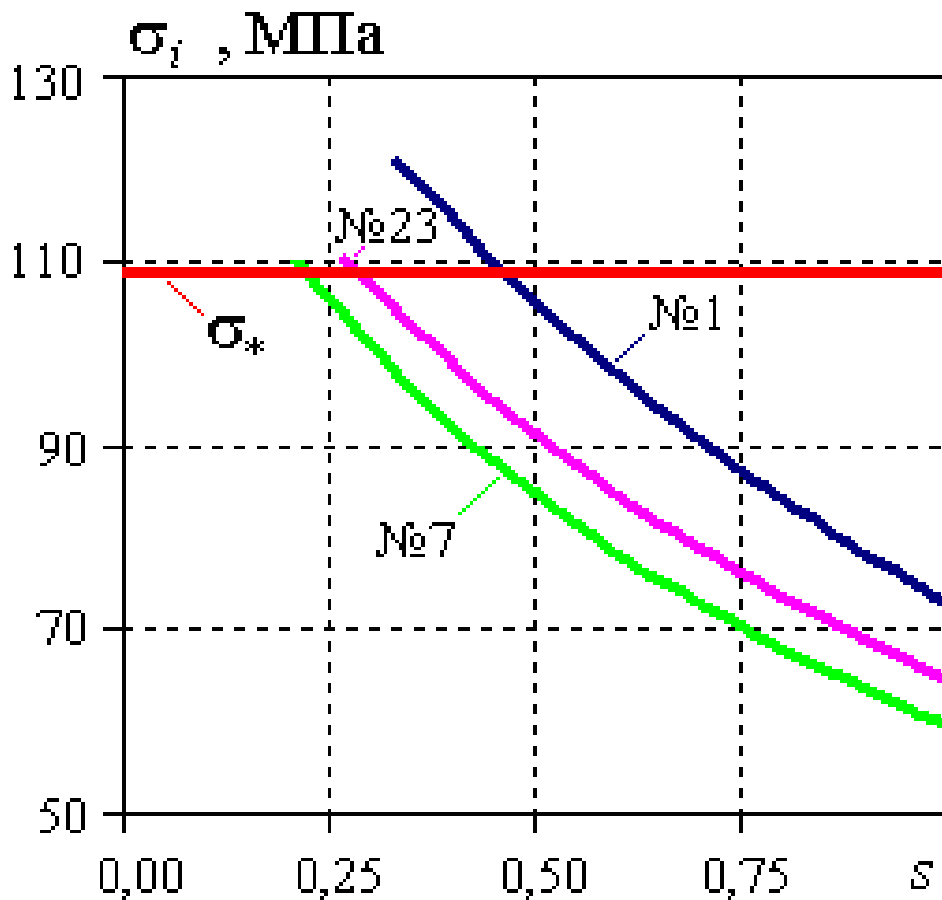


Рис. 6.12. Максимальні напруження у трьох штуцерах з різними вибірками

Розподіл інтенсивності напружень за товщиною в місці максимальної вибірки для цих штуцерів показано на рис. 6.12.

Знаходимо на рис. 6.11 точку перетину кривої, що відповідає довжині $l = 60$ мм, з вертикальною лінією $h = 5$ мм. Бачимо, що ширина вибірки повинна бути не меншою, ніж 125 мм (тоді інтенсивність максимальних напружень не перевищувала

б допустимих). Реально ж (відповідно до протоколу візуального контролю) ширина вибірки у штуцері 1 значно менша ($b = 85$ мм). Умова міцності (6.2) не виконується ($\sigma_i^{\max} = 121$ МПа, див. рис. 6.12).

Аналогічно аналізуючи напружено-деформований стан у штуцері 7, бачимо, що для $h = 3$ мм та $l = 40$ мм ширина вибірки повинна бути не меншою 51 мм. Наявна ж ширина $b = 50$ мм. Виходячи із даних рис. 6.11 можна зробити висновок: параметри вибірки у штуцері не забезпечують необхідних умов міцності (напруження перевищують допустимі; $\sigma_i^{\max} = 111$ МПа, див. рис. 6.12).

У штуцері 23 розрахункові напруження теж лежать за межею, хоч і досить близько до допустимих ($\sigma_i^{\max} = 110,4$ МПа, див. рис. 6.12). Виходячи з рис. 6.11, ширину вибірки бажано вибирати, починаючи з 80 мм.

Досліджено взаємовплив вибірок з протилежних боків штуцера на його напружений стан. З цією метою розглянуто циліндр з двома вибірками (з протилежних боків) за припущення, що ті симетрично розташовані відносно осі симетрії $y = 0$. При цьому кожна з вибірок мала свої геометричні параметри. За таких умов не виявлено суттєвого взаємовпливу вибірок на напружений стан штуцера в області іншої вибірки.

На рис. 6.13 для прикладу суцільною лінією представлено розподіл інтенсивності напружень на внутрішній поверхні штуцера з двома симетричними діаметрально розташованими (в околах $\varphi = 0$ та $\varphi = \pi$) вибірками з параметрами $h = 5$ мм, $l = 60$ мм, $b = 120$ мм. На цьому ж рисунку штриховими лініями показано напруження у штуцерах з однією вибіркою (з такими ж параметрами), яка розташована в околі $\varphi = 0$ (лінія 2) та $\varphi = \pi$ (лінія 3).

Як бачимо, наявність двох вибірок не істотно збільшує максимальні значення інтенсивності напружень ($\sigma_i^{\max} = 111,8$ МПа – у випадку двох симетричних вибірок у штуцері; $\sigma_i^{\max} = 110$ МПа – у разі лише однієї). Вплив однієї з вибірок на напружений стан в околі протилежної вибірки є незначним. Подібні результати отримані і для інших геометричних параметрів вибірок (зокрема, для штуцера 23 максимальна інтенсивність напружень у виборці з одного боку виросла на 0,9 МПа при врахуванні

наявної вибірки з протилежного боку).

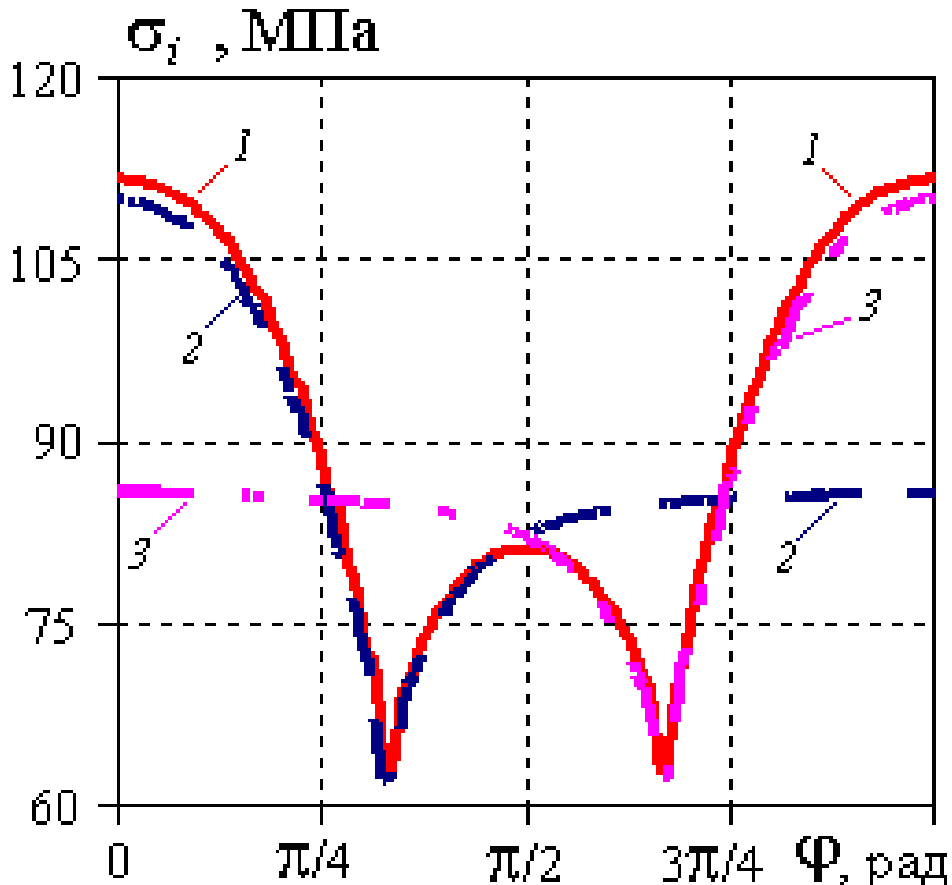


Рис. 6.13. Напруження на внутрішній поверхні штуцера з двома вибірками

На підставі виконаних досліджень можна сформулювати такі висновки:

Існуюча галузева методика оцінки напруженого стану штуцерів з вибірками дефектів не враховує усіх геометричних параметрів вибірки, а також того, що напружений стан штуцера з вибіркою за експлуатаційних навантажень є складним.

На основі загальних співвідношень просторово тривимірної термопружності без апріорних припущень про оболонкову форму штуцера розроблено методику визначення складного напруженого стану у циліндричному штуцері із заданими вибірками дефектів на внутрішній поверхні за заданих умов експлуатації (тиск 15,5 МПа; температура 340°C).

В межах запропонованого підходу побудовано функціональні залежності між глибиною, довжиною і шириною вибірки для визначення таких геометричних параметрів, за яких напруження в штуцері не перевищуватимуть допустимих. Ці залежності використані при розробці режимів ремонтних робіт на Бурштинській ТЕС шляхом вибірки дефектних ділянок штуцерів. За побудованими на основі ви-

конаних розрахунків номограмами також можна перевірити чи напруження у штуцерах з уже наявними конкретними вибірками, параметри яких визначені за існуючою галузевою методикою, належать допустимій області.

На основі числового аналізу напружено-деформованого стану штуцерів з двома діаметрально розташованими вибірками встановлено, що практично не має взаємовпливу протилежно розташованих вибірок на напружений стан в їх околі.

Результати теоретичних досліджень пройшли апробацію за виробничих умов і можуть бути використані для створення нових вітчизняних галузевих нормативно-технічних документів по ремонту елементів енергетичного обладнання.

РОЗДІЛ 7

ОЦІНКА ПРИДАТНОСТІ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО ЕКСПЛУАТАЦІЙНОГО РЕСУРСУ КОТЛОАГРЕГАТІВ І МОЖЛИВОСТІ ЇХ ПОДАЛЬШОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Основним чинником вичерпання ресурсу котлоагрегатів є накопичення пошкоджень та розвиток тріщин у процесі корозійної втоми в зонах конструктивних концентраторів напружень внаслідок циклічних навантажень, дії робочого середовища, зміни міцнісних та пластичних характеристик металу під час довготривалої експлуатації.

Оцінку ресурсу котлоагрегату виконують шляхом визначення його стану за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу [92], розрахунок якої є базою для визначення додаткового ресурсу, можливостей та умов подальшої його експлуатації.

Основним елементом котлоагрегату є барабана, експлуатаційний ресурс якого визначає відповідний ресурс котлоагрегату. Усі інші елементи циркуляційного циклу котлоагрегату відносно легко замінюються. Наприклад, екранні труби дуже часто виходять з ладу (їх прорив на діючих котлоагрегатах відбувається мало не щотижня). Тому усі конструкційні елементи котлоагрегату розраховують на міцність і в разі, коли максимальні експлуатаційні напруження на постремонтній стадії в них не перевищують допустимих, а результати візуального контролю, стан металу, його структура, твердість та інші характеристики є задовільні, ці конструкційні елементи вважають придатними до подальшої експлуатації. Тому оцінюють залишковий експлуатаційний ресурс барабана, який і визначає залишковий експлуатаційний ресурс котлоагрегату.

У цьому розділі подано опис аналітичних процедур, виконаних для оцінки придатності металу барабанів котлоагрегатів типів ТП-100 і ТП-10 Бурштинської та Добротвірської ТЕС до подальшої експлуатації відповідно до вимог СОУ40.1-

21677681-02.2009. Розрахунок накопиченої пошкодженості барабана виконано за врахування коливань температури стінки барабана при роботі котла у стаціонарному режимі (термоциклування), режимів планових пусків-зупинок та аварійних зупинок котла, а також гідравлічних випробувань.

При цьому використано технічні дані про згадані вище режими експлуатації барабанів. У випадках неповноти чи відсутності інформації про міру впливу експлуатаційних чинників на напружений стан барабана і, відповідно, вклад у показник пошкодженості металу розглядали варіант, коли такий вплив є максимально можливий. Насправді режими експлуатації барабана котла не є такими жорсткими, як це прийнято при аналізі. З цього випливає, що значення окремих складових параметра пошкодження отримано з певним запасом.

Теоретична частина стосовно розрахунку втомних характеристик металу та накопиченої пошкодженості металу описана у розділі 2 (п. 2.5).

7.1. Вплив точності обчислення розрахункових напружень на кількісну оцінку залишкового ресурсу

При обчисленні коефіцієнта накопиченої пошкодженості важливо мати достатньо точні значення напружень, адже відповідно до (2.141) саме максимальне значення амплітуди зміни напружень за цикл навантаження визначає допустиму кількість циклів для конкретного режиму експлуатації, яку використовують при обчисленні остаточної оцінки (2.146).

Отримати адекватні значення напружень для елементів енергетичного обладнання складної геометричної форми з отворами і технологічними вибірками на основі спрощених розрахункових моделей надзвичайно важко. За такого підходу ми часто отримуємо навіть якісно невірні результати. Зокрема, амплітуду напружень у барабані за стаціонарного режиму його роботи з урахуванням термоциклування чи за його аварійної зупинки із стрибкоподібною зміною температури робочого середовища (внаслідок розриву екранних труб, спрацювання запобіжних клапанів, заповнення водою ще гарячого барабана, відключення підігрівників високого тиску тощо) відповідно до стандартної галузевої методики [92] визначають за простим

співвідношенням

$$\sigma_a = 2E_T \alpha_T \Delta T, \quad (7.1)$$

де E_T – модуль Юнга; α_T – лінійний коефіцієнт температурного розширення (обидва при температурі експлуатації); ΔT – перепад температури.

Якщо застосувати це співвідношення для оцінки напруженого стану розглядуваного барабана із сталі 16 ГНМ під час його стаціонарної експлуатації з урахуванням термоциклування, отримуємо $\sigma_a = 101,9 \text{ МПа}$ ($E_{345} = 191 \text{ ГПа}$; $\alpha_{345} = 13,341 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$; $\Delta T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$).

Відповідне значення кількості допустимих циклів рівне 89455 (згідно з (2.141) при $r = -1$), а коефіцієнт накопиченої пошкоджуваності розглядуваного, наприклад, нами барабана № 18501 котлоагрегату 18/ТП-100 блоку № 1 Бурштинської ТЕС, який відпрацював 297198 год. (кількість зафіксованих планових пусків-зупинок $n_{ss} = 1591$),

$$A_{tc} = \frac{40n_{ss} + \omega\tau}{N_{tc}} = \frac{40 \cdot 1591 + 6,6836 \cdot 297198}{89455} = 22,9. \quad (7.2)$$

Таким чином, при визначенні максимальних розрахункових напружень в барабані, що виникають під час стаціонарної експлуатації з урахуванням термоциклування за існуючою галузевою методикою отримано нереалістичний коефіцієнт накопиченої пошкоджуваності $A > 22$. Практично це означає, що розглядуваний **барабан у 22 рази перевищив допустимий ресурс** лише на стаціонарному режимі експлуатації, не враховуючи режими планових пусків-зупинок, аварійних зупинок і гідравлічних випробувань.

Аналогічні якісно невірні оцінки отримано і для інших котлоагрегатів, зокрема для барабана № 21406 котлоагрегату И700, який відпрацював 283117 год., кількість допустимих циклів стаціонарної експлуатації з урахуванням термоциклування рівна 188405 (згідно з (1.141) при $r = -1$), а коефіцієнт накопиченої пошкоджуваності барабана ($n_{ss} = 1209$),

$$A_{tc} = \frac{40n_{ss} + \omega\tau}{N_{tc}} = \frac{40 \cdot 1209 + 6,6836 \cdot 283117}{188405} = 10,3. \quad (7.3)$$

Нічого дивного в отриманому результаті нема, якщо врахувати, що співвідношення (7.1) отримано для защемленого на краях стрижня, який перебуває за дії температурного навантаження, і застосовувати його до такого складного за геометричною конфігурацією як барабан не завжди правомірно.

Бачимо, що такі прості розрахункові моделі можуть приводити навіть до якісно невірних результатів. Тому при оцінюванні циклічної довговічності барабанів використано запропоновану просторово тривимірну методологію моделювання процесів деформування, яка дає можливість враховувати концентратори напружень у вигляді отворів, зміни форми барабана внаслідок ремонтних втручань та ін.

7.2. Дослідження можливості продовження експлуатації барабана № 21406 котлоагрегату И700

У розділі 3 приведено результати дослідження напружено-деформованого стану барабана № 21406 котлоагрегату И700 блоку № 5 Бурштинської ТЕС, який відпрацював 283117 год., за циклічних режимів експлуатації (див. п. 3.8). Детально проаналізовано динаміку зміни напружено-деформованого стану барабана під час режимів стаціонарної експлуатації з урахуванням термоциклування, планових пусків-зупинок, гідравлічних випробувань і аварійних зупинок. Ці дані використані в даному розділі при оцінці залишкового експлуатаційного ресурсу розглядуваного котлоагрегату і встановленні можливості його подальшої експлуатації.

7.2.1. Стаціонарний режим експлуатації. Відповідно до результатів розділу 3 значення максимальних напружень в барабані за умов стаціонарної експлуатації коливаються навколо напружень, отриманих за дії внутрішнього тиску 15,5 МПа та температури 340 °С (див. п. 3.8.1). При цьому максимальне і мінімальне значення інтенсивності напружень під час одного циклу коливання температури робочого середовища (термоциклування) досягають відповідно 343,8 МПа (див. рис. 3.52-б) і 224,2 МПа (див. рис. 3.53-а).

Відповідно, амплітуда коливань максимальних напружень за цикл розглядуваного режиму становить 59,8 МПа. За втомною кривою (2.141) для сталі 16 ГНМ ($n = 3$, $\sigma_B^T = 460$, $\Psi_T = 40\%$) [92] допустима кількість циклів термоциклування $[N_{tc}] = 5000100$ (при $r = 0,65$). Коефіцієнт, що характеризує накопичену пошкоджуваність металу, відповідну до такого циклу навантажень для розглядуваного барабана [92]

$$A_{tc} = \frac{40n_{ss} + \omega\tau}{[N_{tc}]} = \frac{40 \cdot 1209 + 6,6836 \cdot 283117}{5000100} = 0,388. \quad (7.4)$$

7.2.2. Планові пуски-зупини. Як показав обчислювальний експеримент (див. п. 3.8.2) розмах максимальних напружень за режиму планових зупинок є дещо більшим за відповідну характеристику режиму планових пусків.

Амплітуда коливання максимальних напружень за цикл планової зупинки котла становить 180,7 МПа (див. рис. 3.54-а). Відповідна допустима кількість циклів планових зупинок за втомною кривою (2.141) $[N_{s2}] = 8459$, а коефіцієнт, що характеризує накопичену пошкоджуваність металу за цикли планових зупинок,

$$A_{s2} = \frac{n_{ss}}{N_{s2}} = 0,143 \quad (7.5)$$

($n_{ss} = 1209$ - загальна кількість пусків-зупинок за час експлуатації барабана).

Амплітуду коливань максимальних напружень за цикл планового пуску визначає винятково силове навантаження від внутрішнього тиску робочого середовища на стінку барабана (стискальні температурні напруження при цьому частково компенсують розтягувальні напруженні, спричинені силовим навантаженням від внутрішнього тиску). Пуск котла починається з нульових напружень і завершується виходом на стаціонарний режим роботи при тиску 155 МПа. Розмах максимальних напружень (312 МПа) при цьому виникає на внутрішній поверхні барабана на отворі в точці A' (див. рис. 3.51). Амплітуда максимальних напружень за один цикл планового пуску при цьому рівна 156 МПа. Відповідна допустима кількість циклів планових пусків $[N_{s1}] = 14769$ (за втомною

кривою (1.141)), а коефіцієнт, що характеризує накопичену пошкодженість металу за цикл планових пусків

$$A_{s1} = \frac{n_{ss}}{N_{s1}} = 0,082. \quad (7.6)$$

Остаточно, сумарний коефіцієнт накопичених пошкоджень металу за цикл планових пусків-зупинок котлоагрегату

$$A_{ss} = 0,225. \quad (7.7)$$

Зазначимо, що при розрахунках амплітуди коливань за цикл планового пуску за спрощеною галузевою методикою [110] отримуємо коефіцієнт накопичених пошкоджень $A_{ss} = 1,632$.

7.2.3. Гідравлічні випробування. Максимальні напруження під час гідравлічних випробувань виходять на рівень порядку 390 МПа (див. рис. 3.55-б).

Аналогічно як і в попередньому випадку, відповідно до амплітуди $\sigma_a^g = 195$ МПа (що відповідає циклу гідравлічних випробувань) при $r = 0$, визначаємо допустиме число циклів $[N_{ht}]$ і далі – накопичену пошкодженість металу (кількість гідравлічних випробувань за час експлуатації барабана $n_{ht} = 7$). Коефіцієнт

$$A_{ht} = \frac{n_{ht}}{[N_{ht}]} = \frac{7}{7597} = 0,0009. \quad (7.8)$$

7.2.4. Аварійна зупинка. Амплітуда коливань максимальних напружень за цикл аварійної зупинки становить 145 МПа (див. п. 3.8.3). За втомною кривою (1.141) (при $r = 0$) відповідно до цієї амплітуди напружень кількість циклів навантаження $[N_{ts}] = 19735$. А, отже, накопичена пошкодженість металу, що відповідає циклу „аварійних зупинок”, набуває вигляду [36]

$$A_{ts} = 0,08 \frac{n_{ss}}{[N_{ts}]} = 0,08 \frac{1209}{19735} = 0,0049. \quad (7.9)$$

7.2.5. Залишковий експлуатаційний ресурс. Сумарне значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана визначаємо через параметр [92]

$$A = A_{tc} + A_{ss} + A_{ht} + A_{ts} = 0,388 + 0,225 + 0,001 + 0,005 = 0,619. \quad (7.10)$$

Таким чином, залишковий експлуатаційний ресурс розглядуваного котлоагрегату становить величину порядку 38%.

У результаті досліджень напружено-деформованого стану барабана котлоагрегату блоку № 5 ДТЕК «Бурштинська ТЕС», виконаних на основі запропонованої у розділі 2 методології з використанням загальних рівнянь просторово тривимірної теорії неізотермічної термопружно-пластичності (що дає можливість адекватно врахувати геометричну форму барабана і технологічних вибірок) відповідно до галузевої методики [92] визначення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана для перерахованих вище режимів роботи встановлено, що сумарне значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана $A \leq 0,62$. При цьому найістотніший вклад в накопичену пошкоджуваність металу внесли термоцикування під час стаціонарного режиму роботи котлоагрегату (0,388) та режим планового пуску-зупинки (0,225).

Зауважимо, що збільшення швидкості спадання тиску і зменшення швидкості спадання температури робочого середовища (водно-парової суміші) під час планової зупинки котлоагрегату дозволить зменшити максимальні експлуатаційні напруження, а отже і накопичувану пошкоджуваність металу. Як показано в розділі 3, зі збільшенням швидкості спадання тиску всього лише на 0,05 МПа/хв. максимальні напруження під час планової зупинки зменшуються на 20 МПа (з подальшим збільшенням швидкості спадання тиску максимальні напруження спадатимуть ще більше). Аналогічну закономірність спостерігаємо при зменшенні швидкості спадання температури водно-парової суміші. Добираючи швидкості зміни температури і тиску робочого середовища у вказаних напрямках, можна було зменшити накопичувану пошкоджуваність металу, відповідну режиму планових пусків-зупинок котлоагрегату, до рівня 16,5% (замість отриманих 22,5%), що дозволило б ощадливіше використовувати експлуатаційний ресурс енергетичного

обладнання.

На підставі того, що параметр накопиченої пошкодженості металу барабана $A = 0,62$, а також даних візуального та інструментального контролю можна вирішувати питання про призначення терміну подальшої експлуатації барабана з прогнозованою інтенсивністю основних циклічних режимів – до **50 000 годин** відповідно до вимог СОУ40.1-21677681-02.2009.

7.3. Дослідження можливості продовження експлуатації барабана котлоагрегату ТП-10

Наведемо опис аналітичних процедур, виконаних для оцінки придатності металу барабана котлоагрегату типу ТП-10 блоку №6 ДТЕК "Добротвірська ТЕС" до подальшої експлуатації.

Результати дослідження напружено-деформованого стану розглядуваного барабана наведено в розділі 3 (п. 3.9). Розглянуто режими стаціонарної експлуатації з урахуванням термоцикування, планового пуску-зупинки, гідравлічних випробувань та аварійних зупинок. Дані про динаміку зміни напруженого стану в барабані під час цих циклічних режимів використано при визначенні залишкового експлуатаційного ресурсу барабана і дослідженні можливості його подальшої експлуатації.

7.3.1. Стаціонарний режим експлуатації. Відповідно до результатів розділу 3 значення максимальних напружень в барабані за умов стаціонарної експлуатації коливаються навколо напружень, отриманих за дії тиску 11,5 МПа та температури 306-316 °С (див. п. 3.9). При цьому максимальне і мінімальне значення інтенсивності напружень під час одного циклу коливання температури робочого середовища (термоцикування) досягають відповідно 255,28 і 218,52 МПа (див. рис. 3.64).

Як бачимо, амплітуда коливань максимальних напружень за цикл термоцикування становить 36,76 МПа. За втомною кривою (2.141) для сталі 22К ($n = 2$, $\sigma_B^T = 390$, $\Psi_T = 40\%$) [92] допустима кількість циклів термоцикування

$[N_{tc}] = 50000100$ (при $r = 218,52/255,28 = 0,856$). За таких умов коефіцієнт, що характеризує накопичену пошкоджувальність металу відповідну до такого циклу навантажень для розглядуваного барабана [92]

$$A_{tc} = \frac{40n_{ss} + \omega\tau}{[N_{tc}]} = \frac{40 \cdot 2504 + 4,6715 \cdot 295149}{50000100} = 0,0296, \quad (7.11)$$

Отримана оцінка (7.11) дозволяє констатувати, що коливання температури робочого середовища 306-316 °С під час режиму стаціонарної експлуатації відносно слабо впливає на накопичувану пошкоджувальність металу барабана ($A_{tc} < 0,03$).

7.3.2. Планові пуски-зупини. Як показав обчислювальний експеримент (див. п. 3.9) амплітуда зміни напружень за цикл планових зупинок є дещо більшою за відповідну характеристику для режиму планових пусків.

Амплітуда коливання максимальних напружень за цикл планової зупинки котла становить 255,28 МПа (за припущення, що зупинку починають, коли температура робочого середовища рівна 316 °С). Відповідна допустима кількість циклів планових зупинок за втомною кривою (1.141) $[N_{s2}] = 7739$, а коефіцієнт, що характеризує накопичену пошкоджувальність металу за цикли планових зупинок,

$$A_{s2} = \frac{n_{ss}}{N_{s2}} = 0,324 \quad (7.12)$$

($n_{ss} = 2504$ - загальна кількість пусків-зупинок за час експлуатації барабана).

Амплітуду коливань максимальних напружень за цикл планового пуску визначає взаємовплив температурного і силового навантаження.

На початковій стадії режиму планового пуску наявні лише стискальні температурні напруження. Інтенсивність температурних напружень досягає свого максимуму (79,8 МПа) в околі точки A_* на серединному отворі з внутрішньої поверхні барабана (див. рис. 3.4) при швидкостях зростання температури, що не перевищують 3 °С за хвилину) в момент часу, коли температура водно-парової суміші становить 105 °С (див. рис. 3.59). З цього моменту починає зростати тиск (відповідно до графіку на рис. 3.58), який компенсує стискальні температурні напруження і з часом сумарні напруження (від температурного і силового

навантаження) стають розтягувальними. Максимальних своїх значень сумарні напруження в процесі режиму планового пуску досягають в момент часу, коли температура і тиск виходять на свої номінальні значення: 311 °С і 11,5 МПа відповідно. При цьому максимальна інтенсивність напружень в точці A_* на серединному отворі з внутрішньої поверхні барабана під час режиму планового пуску становить 160,4 МПа. Тобто, максимальна амплітуда зміни напружень за цикл планового пуску (яка досягається в точці A_* на серединному отворі з внутрішньої поверхні барабана) рівна 240,2 МПа.

Відповідна допустима кількість циклів планових пусків $[N_{s1}] = 11651$ (за втомною кривою (1.141) при $r = \frac{-79,8}{160,4} = 0,4975$), а коефіцієнт, що характеризує накопичену пошкоджувальність металу за цикл планових пусків

$$A_{s1} = \frac{n_{ss}}{N_{s1}} = 0,2149. \quad (7.13)$$

Остаточно, сумарний коефіцієнт накопичених пошкоджень металу за цикл планових пусків-зупинок котла

$$A_{ss} = 0,324 + 0,215 = 0,539. \quad (7.14)$$

Бачимо, що режим планового пуску-зупинки істотно впливає на накопичувану пошкоджувальність металу барабана.

7.3.3. Гідравлічні випробування. Аналогічно як і в попередньому випадку, відповідно до амплітуди зміни напружень $\sigma_a^g = 355,75$ МПа (див. п. 3.9), що відповідає циклу гідравлічних випробувань, при $r = 0$, визначаємо допустиме число циклів $[N_{ht}] = 3159$ і далі – накопичену пошкоджувальність металу (кількість гідравлічних випробувань за час експлуатації барабана $n_{ht} = 7$). Коефіцієнт

$$A_{ht} = \frac{n_{ht}}{[N_{ht}]} = \frac{7}{3159} = 0,0022. \quad (7.15)$$

Внесок режимів гідравлічних випробувань у сумарну накопичувану пошкоджувальність металу барабана мінімальний.

7.3.4. Аварійна зупинка. Амплітуда коливань максимальних напружень за цикл аварійної зупинки становить 275,9 МПа (див. п. 3.9). За втомною кривою (1.141) (при $r = 0$) відповідно до цієї амплітуди напружень кількість циклів навантаження до руйнування $[N_{ts}] = 6053$. А отже накопичена пошкоджуваність металу, що відповідає циклу „аварійних зупинок”, набуває вигляду [92]

$$A_{ts} = 0,08 \frac{n_{ss}}{[N_{ts}]} = 0,08 \frac{2504}{6053} = 0,033. \quad (7.16)$$

Отримана оцінка (7.16) підводить нас до висновку, що вплив режиму аварійної зупинки котла на накопичувану пошкоджуваність металу барабана є сумірний з впливом режиму стаціонарної експлуатації.

7.3.5. Визначення додаткового ресурсу експлуатації барабана. Сумарне значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана визначимо через параметр [92]

$$A = A_{tc} + A_{ss} + A_{ht} + A_{ts} = 0,03 + 0,539 + 0,002 + 0,033 = 0,604. \quad (7.17)$$

Теоретичну оцінку (7.17) можна інтерпретувати у такий спосіб, що залишковий ресурс барабана, який можна оцінювати за накопиченою пошкоджуваністю металу, становить приблизно 40%.

У результаті розрахунків напруженого стану барабана котла ст. №6 типу ТП-10 ДТЕК "Добротвірська ТЕС", виконаних на основі запропонованої в роботі методології відповідно до галузевої методики [92] визначення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана за врахування коливань температури робочого середовища при роботі котла у стаціонарному режимі, режимів планових пусків-зупинок та аварійних зупинок котла, а також гідравлічних випробувань встановлено, що сумарне значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана $A = 0,6$. При цьому найістотніший вклад в накопичену пошкоджуваність металу вносять режими планової зупинки (0,324) та планового пуску (0,215).

Таким чином, теоретична оцінка залишкового ресурсу барабана котла ст. №6 типу ТП-10 ДТЕК "Добровірська ТЕС" за даними міцнісних розрахунків становить 40%.

7.4. Залишковий експлуатаційний ресурс барабана № 18501 котлоагрегату 18/ТП-100

Розглянемо результати дослідження можливості продовження термінів експлуатації котлоагрегату 18/ТП-100. Цей котлоагрегат цікавий тим, що в 2011 році йому продовжили термін експлуатації на 50000 год. У 2011 році після 1315 планових пусків-зупинок значення параметру накопичуваної пошкоджуваності розглядуваного барабана № 18501 на основі запропонованої у розділі 2 методології дослідження напруженого стану в елементах котлоагрегату було оцінене як 0,3. (відповідне значення параметру A на основі наближених методик визначення напруженого стану було рівне 0,7).

У розділі 3 описано результати дослідження розглядуваного барабана на міцність, яке було виконано у 2017 році. Показано, зокрема, що максимальні експлуатаційні напруження в барабані виникають в околі отвору № 14.

7.4.1. Планові пуски-зупинки. При монотонному зростанні температури робочого середовища (під час розпалювання котла з швидкостями зростання температури робочого середовища, що не перевищують 5°C на хвилину, і швидкістю зростання тиску 0,1 МПа на хвилину температура внутрішньої поверхні барабана зростає швидше, ніж температура його зовнішньої поверхні. При цьому в барабані в околі отвору № 14 на внутрішній поверхні у найнапруженішому місці виникають стискальні температурні напруження, які в певній мірі компенсують розтягувальні силові напруження від дії внутрішнього тиску. Динаміка взаємодії силових і температурних напружень під час планового запуску котлоагрегату така, що мінімальні сумарні напруження досягають свого значення $-14,57$ МПа на 35-ій хвилині, коли перепад температури в барабані є максимальним. В подальшому перепад температури починає зменшуватись і, відповідно, зменшуються за абсолютною величиною температурні напруження на внутрішній поверхні в околі

отвору. Силові ж напруження (від наростаючого внутрішнього тиску з швидкістю 0,1 МПа/хв.) продовжують зростати до своїх максимальних значень при виході на режим стаціонарної експлуатації (747,46 МПа). Тож під час розпалювання котла в околі отвору № 14 маємо розмах інтенсивності напружень $747,46 - (-14,57) = 762,03$ МПа. Відповідно амплітуда коливання максимальних напружень за цикл планового пуску котла становить 381,02 МПа. Допустима кількість циклів планових зупинок за втомною кривою (2.141) (при $r = -14,57/747,46$) $[N_{s1}] = 957$, а коефіцієнт, що характеризує накопичену пошкоджуваність металу під час планових пусків за період з 2011 року,

$$A_{s1} = \frac{n_{ss}}{N_{s1}} = 0,288 \quad (7.18)$$

($n_{ss} = 1591 - 1315 = 276$ – кількість пусків-зупинок за час експлуатації з 2011 року по сьогоднішній день).

Під час планової зупинки силові й температурні напруження на внутрішній поверхні в околі отвору є розтягувальними (одного знаку). При цьому динаміка зміни температури та тиску (швидкість спадання температури – 5 °С/хв., тиску – 0,1 МПа/хв.) призводить до того, що сумарні напруження на внутрішній поверхні на 12-ій хвилині режиму планової зупинки досягають свого максимального значення (780,19 МПа). В подальшому градієнт температури по товщині стінки барабана починає спадати і максимальні сумарні напруження теж починають зменшуватись аж поки на завершення режиму планової зупинки зовсім не зійдуть нанівець.

Тож за амплітудою напружень 390,095 МПа під час циклу планової зупинки зі співвідношення (2.141) (при $r = 0$) знаходимо $[N_{s2}] = 895$ і, відповідно,

$$A_{s2} = \frac{n_{ss}}{N_{s2}} = 0,308. \quad (7.19)$$

Остаточо, сумарний коефіцієнт накопичених пошкоджень металу в малому околі отвору № 14 з тилу за цикл планових пусків-зупинок котлоагрегату

$$A_{ss} = A_{s1} + A_{s2} = 0,596. \quad (7.20)$$

Бачимо, що внаслідок вузької вибірки на отворі № 14 (див. розділ 3), метал барабану в невеликому околі (порядку кілька сантиметрів) цього отвору практично на 60% вичерпав свій експлуатаційний ресурс з 2011 по 2017 рік.

Зауважимо, що амплітуду зміни напружень, яка практично визначає допустиму кількість циклічних режимів відповідно до (2.141) і остаточне значення коефіцієнта, що характеризує накопичену пошкоджувальність металу, можна дещо зменшити для режиму планових пусків-зупинок, обмеживши швидкість зростання температури робочого середовища до 3 °С/хв., і встановивши швидкість зростання тиску 0,15 МПа/хв.

7.4.2. Стаціонарний режим експлуатації. Обчислювальний експеримент показав, що значення максимальних напружень в околі отвору № 14 за умов стаціонарної експлуатації при тиску 143 кгс/см² та коливаннях температури пару в барабані котла з амплітудою 7 °С (див. Додаток В) змінюються від 667,05 МПа при температурі робочого середовища 345 °С до 716,99 МПа при температурі робочого середовища 331 °С. При цьому розмах максимального значення інтенсивності напружень в цьому околі отвору під час одного циклу коливання температури робочого середовища (термоциклування) сягає 49,96 МПа.

Тож амплітуда коливань максимальних напружень за цикл термоциклування становить 24,98 МПа. За втомною кривою (2.141) для сталі 16 ГНМ ($n = 3$, $\sigma_B^T = 460$, $\Psi_T = 40\%$) [92] допустима кількість таких циклів $[N_{tc}] = 50000100$ (при $r = 667,05/716,99 = 0,931$). За таких умов коефіцієнт, що характеризує накопичену пошкоджувальність металу відповідно до такого циклу навантажень для розглядуваного барабана [92]

$$A_{tc} = \frac{40n_{ss} + \omega t}{[N_{tc}]} = \frac{40 \cdot 276 + 6,6836 \cdot 297198}{50000100} = 0,0399. \quad (7.21)$$

Отримана оцінка (7.21) дозволяє констатувати, що коливання температури водно-парової суміші з амплітудою 7°С під час режиму стаціонарної експлуатації відносно слабо впливає на накопичувану пошкоджувальність металу барабана ($A_{tc} < 0,04$). Якщо амплітуду коливання робочого середовища барабана зменшити до

5°C вплив чинника термоциклування на експлуатаційний ресурс можна звести нанівець.

7.4.3. Гідравлічні випробування. Відповідно до амплітуди зміни напружень $\sigma_a^g = 467,17$ МПа (див. розділ 3), що відповідає циклу гідравлічних випробувань, при $r=0$ визначаємо допустиме число циклів $[N_{ht}]=625$ і далі – накопичену пошкоджуваність металу (кількість гідравлічних випробувань за розглядуваний час експлуатації барабана $n_{ht} = 2$). Коефіцієнт

$$A_{ht} = \frac{n_{ht}}{[N_{ht}]} = \frac{2}{625} = 0,0032. \quad (7.22)$$

Бачимо також, що внесок режимів гідравлічних випробувань у сумарну накопичувану пошкоджуваність металу барабана мінімальний.

7.4.4. Режим аварійної зупинки. У випадку моделювання зупинки роботи барабана котла в аварійному режимі приймаємо, що циліндр з отворами починає охолоджуватись від температури $T_0 = 340^\circ\text{C}$ через конвективний теплообмін (з внутрішньої поверхні та отворів) із середовищем, температура T_S якого відповідно до [92] є на 100°C меншою ($T_S = 240^\circ\text{C}$). Внутрішній тиск при цьому з номінального зменшується до нуля зі швидкістю, яка дозволяє розглядати задачу у квазістатичному наближенні.

У процесі "аварійної зупинки" максимальні напруження виникають на 82 с. (перепад температури в барабані в цю мить є порядку 80°C). Максимальні температурні напруження в цей момент часу рівні 264 МПа. Відповідно амплітуду коливань максимальних напружень в околі отвору № 14 за цикл аварійної зупинки практично визначають напруження на початку аварійної зупинки. За втомною кривою (2.141) (при $r = 0$) відповідно до амплітуди напружень 373,73 МПа кількість циклів навантаження $[N_{ts}]=1003$. А отже накопичена пошкоджуваність металу, що відповідає циклу „аварійних зупинок” [92],

$$A_{ts} = 0,08 \frac{n_{ss}}{[N_{ts}]} = 0,08 \frac{276}{1003} = 0,022. \quad (7.23)$$

7.4.5. Залишковий експлуатаційний ресурс. Сумарне значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана визначаємо через параметр [92]

$$A = A_{2011} + A_{tc} + A_{ss} + A_{ht} + A_{ts} = 0,3 + 0,04 + 0,596 + 0,003 + 0,022 = 0,961. \quad (7.24)$$

Теоретичну оцінку (7.24) можна інтерпретувати в такий спосіб, що в невеликому околі отвору № 14 залишковий експлуатаційний ресурс металу рівний 4%.

Оцінимо залишковий ресурс барабана поза околom отвору № 14. Для цього візьмемо другий за максимальними експлуатаційними напруженнями отвір № 22. Термомеханічна поведінка барабана в околі цього отвору під час режимів експлуатації дещо відрізняється від такої поведінки барабана в околі № 14. І основною причиною такої відмінності є вузька вибірка на отворі № 14.

В околі отвору № 22 під час запуску котлоагрегату стискальні температурні напруження на внутрішній поверхні отвору до 35 хв. виходять на свої максимальні значення – 193,33 МПа у найнавантаженому місці на отворі. Розтягувальні силові напруження від внутрішнього тиску за абсолютною величиною в цей момент часу є меншими на 44,61 МПа. Тож на 35 хв. сумарні напруження в найнавантаженому місці в околі розглядуваного отвору рівні – 44,61 МПа. В подальшому температура робочого середовища перестає зростати, оскільки досягла свого робочого значення, і температурні напруження спадають. Силові ж напруження продовжують зростати, досягаючи при виході на стаціонарний режим експлуатації свого максимального значення 599,44 МПа.

Таким чином, за цикл запуску котлоагрегату розмах максимальної інтенсивності напружень в барабані рівний 644,05 МПа. Відповідно амплітуда коливання максимальних напружень за цикл планового запуску котла становить 322,025 МПа. Допустима кількість циклів планових зупинок за втомною кривою (2.141) $[N_{s1}] = 1235$ при $r = -44,61/599,44$, а коефіцієнт, що характеризує накопичену пошкоджуваність металу під час планових пусків за період з 2011 року,

$$A_{s1} = \frac{n_{ss}}{N_{s1}} = 0,22348. \quad (7.25)$$

Під час циклу планової зупинки силові і температурні напруження на внутрішній поверхні в околі отвору є розтягувальними. При цьому динаміка зміни температури та тиску (швидкість спадання температури рівна $5\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{хв.}$, а тиску - $0,1\text{ МПа}/\text{хв.}$) призводить до того, що сумарні напруження на внутрішній поверхні на 12-ій хвилині режиму планової зупинки досягають свого максимального значення ($642,47\text{ МПа}$). В подальшому градієнт температури по товщині стінки барабана починає спадати і максимальні сумарні напруження теж починають зменшуватись аж поки на завершення режиму планової зупинки не спадуть до нуля.

Тож, відповідно, за втомною кривою (2.141) $[N_{s2}] = 1225$ і

$$A_{s2} = \frac{n_{ss}}{N_{s2}} = 0,22531. \quad (7.26)$$

Остаточно, сумарний коефіцієнт накопичених пошкоджень металу барабана в околі отвору № 22 за цикл планових пусків-зупинок котла

$$A_{ss} = A_{s1} + A_{s2} = 0,449. \quad (7.27)$$

Бачимо, що це на третину менше, ніж в околі отвору № 14.

За стаціонарної експлуатації значення максимальних напружень в барабані змінюються від $519,01\text{ МПа}$ при температурі робочого середовища $345\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $568,97\text{ МПа}$ при температурі робочого середовища $331\text{ }^{\circ}\text{C}$. При цьому амплітуда коливань максимальних напружень за цикл термоцикування становить $24,98\text{ МПа}$. За втомною кривою (2.141) для сталі 16 ГНМ допустима кількість таких циклів $[N_{tc}] = 50000100$ (при $r = 0,912$). Відповідно коефіцієнт, що характеризує накопичену пошкоджувальність металу в околі отвору № 22 [92]

$$A_{tc} = \frac{40n_{ss} + \omega\tau}{[N_{tc}]} = \frac{40 \cdot 276 + 6,6836 \cdot 297198}{50000100} = 0,04. \quad (7.28)$$

Відповідно до амплітуди зміни напружень $\sigma_a^g = 374,65\text{ МПа}$, що відповідає циклу гідравлічних випробувань, при $r = 0$ визначаємо допустиме число циклів $[N_{ht}] = 1105$ і далі – накопичену пошкоджувальність металу (кількість гідравлічних випробувань за розглядуваний час експлуатації барабана $n_{ht} = 2$). Коефіцієнт

$$A_{ht} = \frac{n_{ht}}{[N_{ht}]} = \frac{2}{1105} = 0,0018. \quad (7.29)$$

Як і в попередньому випадку, амплітуду коливань максимальних напружень в околі отвору № 22 за цикл аварійної зупинки визначають максимальні напруження в цьому околі на початку циклу аварійної зупинки (практично це напруження під час стаціонарної експлуатації). Тому, відповідно до амплітуди напружень 299,72 МПа кількість циклів навантаження $[N_{ts}] = 1839$. А отже накопичена пошкоджуваність металу, що відповідає циклу „аварійних зупинок”, набуває вигляду [92]

$$A_{ts} = 0,08 \frac{n_{ss}}{[N_{ts}]} = 0,08 \frac{276}{1839} = 0,012. \quad (7.30)$$

Сумарне значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу в розглядуваному околі № 22 визначаємо через параметр [92]

$$A = A_{2011} + A_{tc} + A_{ss} + A_{ht} + A_{ts} = 0,3 + 0,04 + 0,449 + 0,002 + 0,012 = 0,8. \quad (7.31)$$

Отриманий результат можна інтерпретувати так: залишковий ресурс барабана (за винятком малого околу отвору № 14) становить, як мінімум, 20% (в околі отвору № 14 залишковий експлуатаційний ресурс рівний 4%).

Тому під час виконання ремонтних робіт було рекомендовано отвору № 14 приділити особливу увагу з погляду дослідження поширення тріщин та тріщиноподібних дефектів, виконання оптимальних за геометричними параметрами вибірок, оцінювання властивостей металу тощо. Особливо ретельно необхідно дослідити стан металу в околі отвору після гідравлічних випробувань.

Таким чином, параметр накопиченої пошкоджуваності металу барабана $A = 0,96$. Ця оцінка стосується кількасантиметрової зони околу отвору № 14 з тилу барабана. Основною причиною такого великого значення параметру, що характеризує накопичену пошкоджуваність металу в цій зоні, є доволі вузька вибірка на отворі (12 мм). Виконання вибірок за рекомендаціями розділу 3 дозволило б як мінімум удвічі зменшити накопичувану пошкоджуваність металу в околі отвору 14. Залишковий ресурс барабана за межами цієї зони становить, як мінімум, 20%.

На підставі даних візуального та інструментального контролю можна буде вирішувати питання про призначення терміну подальшої експлуатації барабана № 18501 з прогнозованою інтенсивністю основних циклічних режимів – до 25 000 годин відповідно до вимог СОУ40.1-21677681-02.2009 [92].

7.5. Висновки по розділу

Досліджено можливість продовження термінів експлуатації низки котлоагрегатів Бурштинської та Добротвірської ТЕС. Виконані на основі розробленої в праці методології дослідження міцності обчислювальні експерименти дозволяють констатувати, що найістотніший вклад в накопичену пошкоджувальність металу вносить режим планового "пуску-зупинки". Практично це означає, що чим менше буде таких пусків-зупинок, тим більший буде залишковий ресурс котлоагрегату. З іншого боку це означає, що треба надзвичайно відповідально підходити до цього режиму. Для зменшення внеску цього режиму в накопичувану пошкоджувальність металу можна дещо зменшити швидкість зростання (спадання) температури робочого середовища – до 3 °С/хв (і, по-можливості, ще менше в перші хвилини зупинки) і збільшити швидкість зростання (спадання) тиску робочого середовища (водно-парової суміші) хоча б до 0,15 МПа/хв (а краще 0,25 МПа/хв).

Нормативна документація [92] радить у разі відсутності інформації про амплітуду термоциклування, брати при розрахунках 20 °С. Дослідження показали, що це за велика амплітуда, при якій внесок стаціонарного режиму в накопичувану пошкоджувальність стає максимальним (див. п. 7.2). Коливання температури водно-парової суміші під час режиму стаціонарної експлуатації з амплітудою, що не перевищує 5°С, дозволить вплив чинника термоциклування на експлуатаційний ресурс звести нанівець.

Результати і висновки розділу носять цілком практичний характер. Упродовж 2007-2017 років вони неодноразово впроваджувались на ТЕС Західного регіону.

На основі результатів проведених досліджень з урахуванням великої тривалості експлуатації котлоагрегатів, що супроводжується збільшенням ризику їх крихких руйнувань, принциповим завданням на поточний момент є:

- поглиблення перевірки і періодичний міцнісний розрахунок елементів котлоагрегатів з найбільшими корозійно-втомними пошкодженнями та ремонтними вибірками;
- розробка спеціальних технічних рішень і заходів з підвищення надійності і безпеки експлуатації барабанів;
- вдосконалення процедури технічного діагностування барабанів і оцінки їх технічного стану.
- встановлення граничного терміну експлуатації барабанів, за межею якого їх робота вже не є безпечною;
- розробка і впровадження нових нормативних документів для визначення експлуатаційних показників роботи котлів на основі сучасних наукових надбань і можливостей комп'ютерної техніки.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота містить вирішення важливої науково-прикладної проблеми енергетичного машинобудування – розроблення наукових основ забезпечення міцності, збільшення експлуатаційного ресурсу і продовження термінів експлуатації котлоагрегатів енергоблоків ТЕС з урахуванням пошкоджень, деградації металу та ремонтних втручань. При цьому:

1. Для оцінювання міцності котлоагрегату, враховуючи його високотемпературні навантаження і наявність зон пластичного деформування, запропоновано варіант просторово тривимірної теорії неізотермічної термопружно-пластичності, що дає можливість врахувати складну геометричну форму елементів котлоагрегату, експлуатаційних пошкоджень чи змін форми після ремонтних впливів, а також зміну властивостей матеріалу в часі і пружно-пластичний характер деформування.

2. На цій основі розроблено методику моделювання процесів деформування елементів котлоагрегату за різних нестационарних режимів його експлуатації з використанням сучасних числових методів.

3. Запропоновано методологію визначення експлуатаційного ресурсу котлоагрегату шляхом визначення його стану за рівнем накопиченої пошкоджуваності металу на основі уточненої математичної моделі оцінювання міцності елементів котлоагрегату.

4. Визначено небезпечні з погляду міцності зони в циркуляційних елементах котлоагрегатів енергоблоків ТЕС, з яких найімовірніше почнеться руйнування, і отримано оцінки максимальних напружень в околах цих зон. Показано, що тріщини і пошкодження в цих зонах можуть виникати лише в процесі охолодження (коли внутрішня поверхня елементів котлоагрегату охолоджується швидше за зовнішню, як наприклад в процесі аварійної чи планової зупинки), позаяк виникаючі при цьому розтягувальні температурні напруження накладаються на такі ж розтягувальні напруження від внутрішнього тиску, в результаті чого сумарні напруження збільшуються. Поза цими зонами рівень напружень такий, що руйнування і виникнення пошкоджень там малоімовірне.

5. Отримано кількісні оцінки максимальних напружень у барабанах котлоагрегатів та визначено їх амплітуду за цикл режимів стаціонарної експлуатації з урахуванням термоцикування, планового пуску-зупинки, гідравлічних випробувань та аварійної зупинки котлоагрегатів.

6. Виявлено, що в невеликих областях в околі отворів у водяному об'ємі барабана виникають значні напруження, які можуть перевищувати межу пластичності. За межами околів цих отворів напруження істотно менші, і руйнування чи пошкодження там малоімовірне.

7. За циклічних режимів роботи котлоагрегату в місцях локальної концентрації напружень в барабані руйнування від малоциклової втоми не відбуватиметься; пошкоджуватись метал може лише при першому досягненні максимальних напружень.

8. Теоретично обґрунтовано технологію ремонту барабанів шляхом виконання вибірок матеріалу з пошкодженнями. Визначено раціональні форми геометричних параметрів вибірок в барабанах в околі отворів і на отворах, які дають можливість істотно понизити рівень концентрації напружень в околі зон з ремонтними втручаннями. Запропоновано робити вибірки на внутрішній поверхні барабана в околі отворів розширеними аж до діаметру отвору, а вибірки на отворах замінити рівномірним розточенням отворів у вигляді зрізаного конусу на глибину, що відповідає розміру локальної вибірки на отворі (погіршення міцнісних характеристик барабана у порівнянні з барабаном без вибірки при цьому не відбувається).

9. В результаті дослідження міцності колекторів з урахуванням деградації матеріалу та експлуатаційних пошкоджень встановлено, що зародження і поширення поперечних тріщин у тілі колектора між отворами слід пов'язувати зі значними температурними градієнтами за товщиною колектора в нестационарних режимах різкого охолодження (наприклад, за аварійної зупинки котла чи при відхиленнях в режимах охолодження).

10. Побудовано залежності між максимальними напруженнями і геометричними параметрами потоншеної ділянки екранної труби, які дозволяють

визначити мінімальну товщину стінки труб, при якій експлуатаційні напруження не перевищують заданого допустимого рівня. Проаналізовано вплив геометричних параметрів зони потоншення на напружений стан труби. Показано, що максимальні напруження у зоні потоншення труби при довжинах пошкодженої ділянки понад 10 см однозначно визначає глибина пошкодження. Зі зменшенням довжини (менше 10 см) максимальні напруження починають поступово спадати.

11. Якщо за допустимий рівень напружень прийняти межу течіння матеріалу екранних труб (сталь 20), то мінімальна допустима товщина стінки труби всередині пошкодженої ділянки становить 3,8 мм. Оскільки сталь 20 є матеріалом із деформаційним зміцненням і за умов експлуатації має межу міцності близько 400 МПа, то при товщині стінки 3,8 мм коефіцієнт запасу міцності до руйнування становить 2,4. Межу міцності, виходячи із розрахунків в межах пружної моделі, буде досягнуто при товщині 1,85 мм.

12. В межах запропонованого підходу побудовано функціональні залежності між глибиною, довжиною і шириною вибірки для визначення таких її геометричних параметрів, за яких напруження у штуцері котлоагрегату не перевищують допустимих.

13. Досліджено можливість продовження термінів експлуатації на визначені періоди трьох котлоагрегатів енергоблоків ТЕС за чітко окреслених умов. Виявлено, що найістотніший вклад в накопичену пошкоджуваність металу вносить режим планового "пуску-зупинки" котлоагрегату. Обчислювальний експеримент показав, що внаслідок вибору швидкості зростання/спадання тиску робочого середовища в межах регламентного інтервалу 0,125–0,15 МПа/хв. під час планових пусків-зупинок можна зменшити накопичену пошкоджуваність металу барабана, що відповідає цьому режиму, приблизно на 25%, а отже у такий спосіб ошадливіше витратити його експлуатаційний ресурс.

14. Нормативна документація [92] рекомендує в разі відсутності інформації про амплітуду термоциклування, брати при розрахунках 20 °С. Дослідження показали, що це завелика амплітуда, при якій внесок стаціонарного режиму в накопичувану пошкоджуваність стає максимальним (див. п. 7.2). Коливання

температури водно-парової суміші під час режиму стаціонарної експлуатації з амплітудою, що не перевищує 5°C , дозволяє звести нанівець вплив чинника термоцикування на експлуатаційний ресурс.

15. Поставлену в дисертації мету досягнуто, а наукові задачі розв'язано. Результати і висновки роботи носять цілковито практичний характер. Запропонована методологія дослідження міцності і збільшення залишкового експлуатаційного ресурсу пройшла апробацію в конкретних виробничих умовах і впроваджена на Бурштинській і Добротвірській ТЕС (див. Додатки Г). На її основі побудована технологія виконання ремонтних робіт в барабанах котлоагрегатів ТЕС, яка дала можливість продовжити експлуатацію трьох котлоагрегатів, що вичерпали свій парковий ресурс, на терміни від 25000 до 50000 годин кожний.

Результати виконаних досліджень можуть бути використані для створення нових вітчизняних галузевих нормативно-технічних документів по ремонту елементів енергетичного машинобудування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Акімов А. Чорнобильська АЕС, Вуглегірська ТЕС... Хто на черзі? // Дзеркало тижня. – 2013, № 15.
2. Андрейків О.Є., Долінська І.Я., Штойко І.П. та ін. Розрахунок залишкового ресурсу магістральних трубопроводів з урахуванням дії середовища і деградації їх матеріалів // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2018, №5. – С.33-39.
3. Андрейків О.Є., Лисак А.Р., Штаюра Н.С., Бабій А.В. Оцінювання залишкового ресурсу тонкостінних елементів конструкцій з короткими корозійно-втомними тріщинами // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2017, №4. – С. 84-90.
4. Андрейків О., Сас Н. Визначення залишкового ресурсу труби з поверхневою тріщиною при довготривалому тиску і високій температурі// Машинознавство. – 2005, №4 (94). – С. 3-6.
5. Андрейків О., Хиль С., Долінська І. Методи оцінювання залишкового ресурсу елементів конструкцій за блочного навантаження // Вісник ТНТУ. – 2011. – Спецвипуск, частина 2. – С.20-28.
6. Антикайн П. А. Металлы и расчет на прочность котлов и трубопроводов. –3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 368 с.
7. Асташкин В., Боженко Б., Будз С., Дробенко Б. Компьютерное моделирование процесса деформирования при эксплуатации барабана котла высокого давления теплоэлектростанции, имеющего ремонтные выборки // Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). Studia i monografie z. 493 (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Nachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 5. – С. 99-116.
8. Асташкін В., Будз С., Василик А., Дробенко Б., Палашук Є. Дослідження напруженого стану циліндричних елементів енергетичного обладнання з локальними вибірками дефектів // Сучасні проблеми механіки та математики: Збірник праць II Міжнародної наукової конференції, Львів. – 2008. – Т.2. – С. 259-261.

9. Асташкин В., Будз С., Гачкевич А., Дробенко Б. Математическое моделирование термомеханических процессов в элементах действующего энергооборудования// Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). Studia i monografie z. 493 (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Nachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole. – 2018. Глава 1. – С. 33-52.
10. Асташкин В., Будз С., Гачкевич А., Дробенко Б. Оценка эксплуатационного ресурса элементов энергооборудования с использованием моделирования напряженного состояния при учете деградации материала, повреждений и ремонтных выборок дефектов // Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). Studia i monografie z. 493 (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Nachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 6. – С. 117-134.
11. Асташкін В.І., Будз С.Ф., Дробенко Б.Д. Аналітичні можливості інтерполяційних моделей при розрахунках фазового складу низьколегованих сталей // Машинознавство. – 2002, №3 (57). – С. 38-41.
12. Асташкін В.І., Будз С.Ф., Дробенко Б.Д. Оцінювання можливості подальшого використання колекторів первинного пароперегрівача котла з експлуатаційними пошкодженнями // Прикладні проблеми механіки і математики. – 2018. – Вип. 16. – С. 74-81.
13. Асташкин В.И., Будз С.Ф., Дробенко Б.Д., Иванчова Т.Н. Температурное поле и фазовый состав металла ЗТВ при подводной сварке // Автоматическая сварка. – 1991. №1. – С. 45-47.
14. Асташкин В., Будз С., Дробенко Б., Торский А. Математическое моделирование при оценке пригодности к дальнейшей эксплуатации экранных труб котлоагрегатов с приобретенными дефектами // Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes

- (Моделирование и оптимизация производственных процессов). *Studia i monografie z. 493* (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Nachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 8. – С. 151-160.
15. Асташкін В.І., Будз С.Ф., Онишко О.Є. Напружений і фазовий стан консолі з матеріалу з пам'яттю форми при дії термомеханічного навантаження // *Мат. методи і фіз.-мех. поля.* – 1999. – **42**, №3. – С. 114-116.
 16. Афанасьев М. Причины возникновения трещин у паровых котлах. Вид-во АН УРСР, 1938.
 17. Биргер И.А. Некоторые общие методы решения задач теории пластичности // *Прикл. математика и механика.* – 1951. – **15**, вып. 6. – С. 765–770.
 18. Боженко Б., Будз С., Дробенко Б., Равска-Скотничны А. Моделирование напряженного состояния штуцеров с ремонтными выборками дефектов // *Manufacturing processes. Actual Problems* – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). *Studiaimonografie z. 493* (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Nachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 4. – С. 87-98.
 19. Будз С.Ф. Типові пошкодження та напружений стан в елементах енергообладнання за умов їх експлуатації // *Вісник Національного університету «Львівська політехніка»*. Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2019. № 910. – с. 3-9.
 20. Будз С., Асташкін В., Будз І. Методика визначення і кількісна оцінка напруженого стану скляних тіл // *Машинознавство.* – 2009, № 10 (148). – С. 21-24.
 21. Будз С.Ф., Асташкін В.І., Дробенко Б.Д. Дослідження процесу просторового розподілу фаз при швидкому охолодженні сталевих тіл // *Мат. методи і фіз.-мех. поля.* 2004, – **47**, № 1. – С. 134-139.
 22. Будз С., Волчаньски Т., Дробенко Б., Станик-Бэслер А. Моделирование режимов работы коллекторов котлов ТЭС с учетом деградации материала и приобретенных повреждений с целью оценки пригодности к эксплуатации //

- Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). Studia i monografie z. 493 (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Hachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 7. – С. 135-150.
23. Будз С., Гачкевич А., Дробенко Б., Кушнир Р. Численное моделирование термомеханических процессов в элементах энергооборудования// Manufacturing processes. Actual Problems – 2018. Vol 2: Modelling and optimization of manufacturing processes (Моделирование и оптимизация производственных процессов). Studia i monografie z. 493 (ISBN 978-83-66033-23-8, podred. nauk.: O. Hachkevych, A. Stanik-Besler, T. Wołczański). Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole, 2018. Глава 2. – С. 53-70.
24. Будз С.Ф., Гачкевич О.Р., Дробенко Б.Д., Асташкін В.І., Василик А.В. Кількісна оцінка впливу тиску і температури на напруження у локально пошкоджених екранних трубах котлоагрегату // Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки 2009», (Дніпродзержинськ, 20-23 квітня 2009 року). – Дніпродзержинськ, 2009. – С. 116-117.
25. Будз С., Дробенко Б., Асташкін В., Будз І., Чупик І. Локальний нагрів циліндричної оболонки у діапазоні температур фазового переходу матеріалу: розрахунок і оптимізація // Машинознавство. – 2002, № 9 (63). – С. 14-19.
26. Гачкевич О., Асташкін В., Будз С. Напружений стан титанової оболонки обертання при локальному нагріві із врахуванням фазових перетворень // Вісник Львівського університету. Серія мех.-мат. – 2010. – Вип. 73. – С. 16 – 22.
27. Гачкевич О., Асташкін В., Будз С., Козакевич Т. Розрахунок параметрів режимів локального нагріву сталевих деталей машин, які забезпечують задані міцнісні характеристики // Машинознавство. – 2002, № 7 (61) – С. 3-8.
28. Гачкевич О.Р., Гачкевич М.Г., Будз С.Ф. Оптимізація за напруженим станом режимів нагріву скляних кусково-однорідних оболонок. – Львів: Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН

- України. – 2014. – 334 с.
29. Гачкевич О., Дробенко Б., Асташкін В., Будз С. Модельний опис фазових перетворень і залишкових напружень в елементах конструкцій при термічному навантаженні // Фізико-математичне моделювання та інформаційні технології. – 2017. Вип. 26. – С. 17-30.
30. Гачкевич О.Р., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф. До проблеми оцінки напруженого стану та можливої безпечної експлуатації елементів діючого енергетичного обладнання // Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки - 2018», (Київ, Черкаси, Кам'янське, 16-19 квітня 2018 року). – Київ, Черкаси, Кам'янське, 2018. – С.4-6.
31. Гринь Е.А. Повреждаемость барабанов котлов из стали 16ГНМ. – ОАО «ВТИ», «Технический комитет по надёжной и безопасной работе ТЭС», Москва, 2009.
32. Гринь Е.А., Зеленский А.В., Анохин А.Е. Анализ состояния парка барабанов котлов высокого давления ТЭС в России // Электрические станции. – 2009. – № 3. – С. 32-39.
33. Гринь Е.А., Зеленский А.В., Анохин А.Е. Оценка влияния длительной эксплуатации на свойства металла барабанов котлов высокого давления // Электрические станции. – 2009, № 10. – С. 15-22.
34. ГОСТ 5520-79. Прокат листовой из углеродистой, низколегированной и легированной стали для котлов и сосудов, работающих под давлением. Технические условия.
35. Демидов С.П. Теория упругости. – М.: Высшая школа, 1979. – 432 с.
36. Длительная прочность оболочек / А.В. Бурлаков, О.К. Морачковский и др. – Харьков: Вища школа, 1981. – 102 с.
37. Дробенко Б, Будз С., Асташкін В. До проблеми подовження експлуатації котлоагрегатів енергоблоків теплових електростанцій // Математичні проблеми механіки неоднорідних структур: Збірник праць X Міжнародної наукової конференції – Львів: ІППММ ім. Я. Підстригача НАН України, 2019. – Вип. 5. – С. 253-254.

38. Дробенко Б., Будз С., Асташкін В. Числове моделювання 3D-напруженого стану елементів енергетичного обладнання з локальними вибірками дефектів // 9-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. 20-22 травня 2009. – С. 121-122.
39. Дробенко Б., Асташкін В., Будз С. До проблеми продовження терміну експлуатації елементів енергетичного обладнання // Фізико-математичне моделювання та інформаційні технології. – 2018. Вип. 27. – С. 48-55.
40. Дробенко Б., Будз С., Асташкін В. Кількісна оцінка експлуатаційного ресурсу елементів діючого енергетичного обладнання з урахуванням деградації матеріалу, пошкоджень та ремонтних втручань // 10-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. 25-27 травня 2011. – С. 148-149.
41. Дробенко Б., Будз С., Асташкін В. Моделювання термомеханічних процесів в елементах діючого енергообладнання та оцінки їхнього експлуатаційного ресурсу // Сучасні проблеми термомеханіки: Збірник праць Міжн. наук. конф. – Львів: ІППММ ім. Я. Підстригача НАН України, 2016. – С. 83-84.
42. Дробенко Б., Будз С., Асташкін В. Просторовий напружено-деформований стан елементів діючого енергетичного обладнання // Математичні проблеми механіки неоднорідних структур: Збірник праць ІХ Міжнародної наукової конференції – Львів: ІППММ ім. Я.С. Підстригача НАН України, 2014. – С. 112-113.
43. Дробенко Б., Будз С., Асташкін В. Розрахунок на міцність та оцінка придатності елементів котлоагрегатів енергоблоків потужністю 200 МВт до експлуатації понад парковий ресурс // Сучасні проблеми механіки та математики: Збірник праць Міжнародної наукової конференції. – Львів, 2013. – Т.1. – С. 234-236.
44. Дробенко Б., Будз С., Асташкін В. Структурна складова напружень у скляних тілах за неперервного охолодження // Математичні проблеми механіки неоднорідних структур: Збірник праць ІХ Міжнародної наукової конференції – Львів: ІППММ ім. Я. Підстригача НАН України, 2014. – С. 206-208.
45. Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Моделювання термомеханічних

- процесів в елементах діючого енергообладнання та оцінка їх експлуатаційного ресурсу з урахуванням деградації матеріалу, пошкоджень та ремонтних втручань // Наука та інновації. – 2013. – Т.9, № 1. – С. 21 – 32.
46. Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Оцінка придатності барабанів енерго-блоків потужністю до 200 МВт до експлуатації понад парковий ресурс // Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки - 2013», (Дніпродзержинськ, 15-18 квітня 2013 року). – Дніпродзержинськ, 2013. – С.60-62.
47. 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, № 6. –С. 5 – 17.
48. Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Уточнений розрахунок ресурсу барабана котла з експлуатаційними пошкодженнями // Проблеми машинобудування. 2012, – **15**, № 5-6. – С. 25-30.
49. Дробенко Б.Д., Будз В.І., Асташкін С.Ф., Василик А.В., Задорожний М.В. Визначення довготривалої міцності барабана парового котла високого тиску // Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки – 2011», (Дніпропетровськ, Дніпродзержинськ, 13-15 квітня 2011 року). – Дніпропетровськ, Дніпродзержинськ, 2011. – С.110-112.
50. Дробенко Б. Д., Будз С. Ф., Асташкін В. І., Василик А.В., Задорожний М.В. Оцінка придатності колекторів з ушкодженнями до подальшої експлуатації // Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки – 2012», (Дніпродзержинськ – Дніпропетровськ, 16-19 квітня 2012 року). – Дніпродзержинськ – Дніпропетровськ, 2012. – С.69-71.
51. Дробенко Б. Д., Гачкевич О.Р., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Кількісна оцінка накопиченої пошкоджуваності металу барабана котла високого тиску // Матеріали XVII Всеукраїнської наукової конференції «Сучасні проблеми прикладної математики та інформатики» (Львів, 6-7 жовтня 2011 року). – Львів: ЛНУ імені І. Франка, 2011. – С. 45.
52. Дюво Г., Лионс Ж.-Л. Неравенства в механике и физике. – М.: Наука, 1980. –

384 с.

53. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация – М.: Мир, 1986. – 319 с.
54. Ильюшин А.А. К теории малых упругопластических деформаций // Прикл. математика и механика. – 1946. – **10**, вып. 3. – С. 347–356.
55. Ильюшин А.А. Связь с теорией Сен-Венана, Леви, Мизеса и с теорией малых упругопластических деформаций // Прикл. математика и механика. – 1945. – **9**, вып. 3. – С. 207–218.
56. Качанов Л.М. Основы теории пластичности. – М.: Наука, 1969. – 420 с.
57. Крылов В.И. Приближенное вычисление интегралов. – М.: Наука, 1967. – 500 с.
58. Людвик П. Основы технологической механики // Расчеты на прочность. – 1971. – Вып. 15. – С. 132–166.
59. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.
60. Махненко В.И. Расчетные методы исследования кинетики сварочных напряжений и деформаций. – К.: Наукова думка, 1976. – 320 с.
61. Мацевитый Ю.М., Шульженко Н.Г., Голощапов В.Н. и др. Расчетная оценка уровня эксплуатационных нагрузок и ресурса металла корпусов барабана котлов ТП-100 и ТМГЕ-464 // Міжн. наук.-техн. конф. «Ресурс, надійність і ефективність використання енергетичного обладнання». 15-18 жовтня 2012 р. – Харків. ІПМаш НАН України. – С. 37-44.
62. Машиностроительные материалы. Справочник / Под ред. В.М. Раскатова. – М.: Машиностроение, 1980. – 511 с.
63. Мелехов Р. К., Похмурський В. І. Конструкційні матеріали енергетичного обладнання. – К.: Наук. думка, 2003. – 384 с.
64. Метод конечных элементов в механике твердых тел: Под ред. А.С. Сахарова, И. Альтенбаха. – К.: Вища школа, 1982. – 480 с.
65. Метод конечных элементов: теория, алгоритмы, реализация / Толоч В.А., Киричевский В.В., Гоменюк С.И., Гребенюк С.Н., Бувайло Д.П. – К.: Наук. думка, 2003. – 316 с.

66. Метод конечных элементов: Учебное пособие / П.М. Варвак, И.М. Бузун, А.С. Городецкий и др. // Под ред. П.М. Варвака. – К.: Вища школа, 1981. –176 с.
67. Методы расчета оболочек: в 5-и томах. Т. 1. Теория тонких оболочек, ослабленных отверстиями/ Гузь А.Н., Чернышенко Н.С., Чехов К.И. –К.: Наукова думка. – 1980.
68. Механіка руйнування та міцність матеріалів: Довідн. пос. / Під заг. ред. В.В. Панасюка. – К.: Академперіодика, 2005. Т.8. – 542 с.
69. Морозов Е.М., Никишков Г.П. Метод конечных элементов в механике разрушения. – М.: Наука, 1980. – 256 с.
70. Немченко В., Василик А., Дробенко Б., Будз С., Асташкін В. Математичні проблеми вибору раціональних за напруженнями геометричних параметрів ремонтних вибірок в елементах енергообладнання з метою подовження їх експлуатації // Обчислювальна математика і математичні проблеми механіки: Збірник праць Міжнародної наукової конференції – Львів: ІППИМ ім. Я.С. Підстригача НАН України, 2009. – С. 172-174.
71. Немченко В. І., Гачкевич О. Р., Дробенко Б. Д., Будз С. Ф. Напружений стан барабана парового котла з ремонтними вибірками дефектів// Матеріали Міжнародної наукової конференції «Математичні проблеми технічної механіки 2010», (Дніпродзержинськ, 19-22 квітня 2010 року). – Дніпродзержинськ, 2010. – С.195-198.
72. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф, Асташкін В.І. Напружений стан барабана на післяремонтній стадії за умов його експлуатації з урахуванням пружно-пластичного деформування // Енергетика і електрифікація. – 2012, №8. – С. 7-18.
73. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф, Асташкін В.І. Напружений стан колекторів первинного пароперегрівача котла з експлуатаційними пошкодженнями // Енергетика і електрифікація. – 2011, № 7. – С. 29-35.
74. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф, Асташкін В.І. Оптимізація за напруженнями геометричних параметрів

- ремонтних вибірок пошкоджень барабана котла високого тиску // Енергетика і електрифікація. – 2011, № 6. – С. 22-28.
75. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Оцінка експлуатаційного ресурсу елементів енергообладнання з урахуванням деградації матеріалу пошкоджень та ремонтних втручань // Енергетика і електрифікація. – 2012, №11. – С. 26-32.
76. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Оцінка напруженого стану екранних труб з локальними пошкодженнями // Енергетика і електрифікація. – 2009, № 11. – С. 18-23.
77. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Уточнений розрахунок напруженого стану колектора первинного пароперегрівача котла з урахуванням деградації матеріалу та експлуатаційних пошкоджень // Енергетика і електрифікація. – 2012, № 5. – С. 10-16.
78. Немченко В.І., Задорожний М.В., Василик А.В., Дробенко Б.Д., Будз С.Ф., Асташкін В.І. Уточнений розрахунок напруженого стану штуцерів з локальними вибірками дефектів // Енергетика і електрифікація. – 2010, № 10. – С. 17-22.
79. Никифорчин Г.М., Студент О.З., Г.В. Кречковська, Марков А.Д. Оцінювання впливу зупинок технологічного процесу на зміну технічного стану металу головних прогонів ТЕС // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2010, №2. – С.42-54.
80. Никифорчин Г.М., Ткачук Ю.М., Студент О.З. Експлуатаційна деградація сталі 20Х13 лопаток парових турбін ТЕС // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2011, №4. – С. 28-35.
81. Норри Д., де Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов. – М.: Мир, 1981. – 304 с.
82. Обобщенный материал по технологии ремонта барабанов паровых котлов, изготовленных из стали марки 16 ГНМ. Министерство энергетики и электрификации СССР. – 1966.

83. Оден Дж.Т. Конечные элементы в нелинейной механике сплошных сред. –М.: Мир, 1976. – 464 с.
84. Основные положения по обследованию и технологии ремонта барабанов котлов высокого давления из стали 16ГНМ, 16ГНМА и 22К. Министерство электрификации СССР. Министерство энергетического машиностроения, 1978. – 38 с.
85. ОСТ 108.031.02-75. Котлы стационарные паровые и водогрейные и трубопроводы пара и горячей воды. Нормы расчета на прочность.
86. Панасюк В.В. Механика квазихрупкого разрушения материалов. – К.: Наук. думка, 1991. – С. 416.
87. Панасюк В.В., Подстригач Я.С., Ярема С.Я. Температурные напряжения в стенках барабанов котлов высокого давления. Вопросы машиностроения и прочности в машиностроении. Вып. 4. – Изд-во АН УССР, 1956.
88. Писаренко Г.С., Можаровский Н.С. Уравнения и краевые задачи теории пластичности и ползучести: Справ. пособие. –К.: Наукова думка, 1981. – 496 с.
89. Патент на корисну модель № 81212. Спосіб захисту від корозійно втомного руйнування елементів обладнання високого тиску / Асташкін В.І., Будз С.Ф., Ванкевич П.І. / Зареєстровано в державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.06.2013, № 2-19-13-19478-А, Бюл. № 12.
90. Патент на корисну модель № 81386. Спосіб коригування фазового стану сталевих деталей / Асташкін В.І., Будз С.Ф., Ванкевич П.І. / Зареєстровано в державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.06.2013, № 2-19-13-19652-А, Бюл. № 12.
91. Патент на корисну модель № 82699. Спосіб пониження рівня експлуатаційних навантажень гнутих ділянок паропровідів / Асташкін В.І., Будз С.Ф., Ванкевич П.І. / Зареєстровано в державному реєстрі патентів України на корисні моделі 12.08.2013, № 2-19-13-24871-А, Бюл. № 15.
92. Порядок продовження терміну експлуатації барабанів котлів високого тиску. Інструкція СОУ 40.1-21677681-02:2009.
93. Протокол № 586. Випробування на статичний розтяг за підвищеної темпера-

- тури металу вирізки з пароперепускної труби в парозбірну камеру блока № 11 Бурштинської ТЕС. ВАТ „Західенерго”. Відділ організації технічного діагностування устаткування (дозвіл № 1106.04.30-74.30.0). Грудень 2007 р.
94. Протокол № 605. Про механічні властивості та мікроструктуру металу вирізки з пароперепускної труби турбіни ст. № 5 Добротвірської ТЕС. ВАТ "Західенерго". Відділ організації технічного діагностування устаткування (дозвіл № 1106.04.30-74.30.0). Січень 2008 р.
95. Розин Л.А. Вариационные постановки задач для упругих систем. – Л.: Изд-во Ленинград. ун-та, 1978. – 224 с.
96. Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении. Рук. указания. Вып. 16. Часть 1 / Авторы составления Л.Я. Либерман, М.И. Пейсихис. – Ленинград: ОНТИ ЦКТИ им. И.И. Ползунова, 1966. – С. 220.
97. Савула Я. Числовий аналіз задач математичної фізики варіаційними методами. – Львів: Видавничий центр ЛНУ ім. Ів. Франка. 2004. – 222 с.
98. Савула Я.Г. Метод скінченних елементів: Навчальний посібник. – К.: НМК ВО, 1993. – 100 с.
99. Савула Я.Г., Шинкаренко Г.А. Метод конечных элементов. – Львов: Вища школа, 1976. – 80 с.
100. Саврук М.П. Двумерные задачи упругости для тел с трещинами. – К.: Наук. думка, 1981. – 323 с.
101. Седов Л.И. Механика сплошной среды. – М.: Наука, 1976. – Т. 1. – 536 с.
102. Скальський В.Р., Рудавський Д.В., Дубицький О.С. Розрахунок залишкового ресурсу ресорного листа з наявною поверхневою тріщиною // Проблеми прочності. – 2013, №1. – С. 33-42.
103. Сосуды и трубопроводы высокого давления. Справочник / Хисматулин Е.Р., Лившиц В.И. и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 384 с.
104. Стренг Г., Фикс Дж. Теория метода конечных элементов. – М.: Мир, 1977. – 349 с.
105. Студент О.З. Кречковська Г.В., Палащук Т.Є, Гладкий Я.М. Вплив тривалої експлуатації сталі 12Х1МФ гинів головних парогонів ТЕС на її механічні

- властивості // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2017, №4. – С. 34-41.
106. Таблицы физических величин. Справочник / Под ред. акад. И. К. Кикоина. – М.: Атомиздат, 1976. – 1008 с.
107. Теплотехнический справочник. –М.: Энергия, 1975. – Т. 2. – 897 с.
108. Термопрочность деталей машин / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, И.В. Демьянушко и др. – М.: Машиностроение, 1975. – 456 с.
109. Труби сталеві безшовні для парових котлів та трубопроводів. Технічні умови. ТУ 14-3-460: 2009/ ТУ У 27.2-05757883-207: 2009.
110. Туляков Г.А. Термическая усталость в теплоэнергетике. –М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.
111. Тьюарсон Р. Разреженные матрицы. –М.: Мир, 1977. – 189 с.
112. Уилкинсон Дж., Райнш К. Справочник алгоритмов на языке АЛГОЛ. Линейная алгебра. – М.: Машиностроение, 1976. –389 с.
113. Фадеева В.Н. Вычислительные методы линейной алгебры. –М.: Гостехиздат, 1950. – 240 с.
114. Харченко В.В. Моделирование процессов высокотемпературного деформирования материалов с учетом вязкопластических эффектов. – Институт проблем прочности НАН Украины, Киев. 1999. – 280 с.
115. Харченко В.В., Чирков А.Ю., Кобельский С.В., Кравченко В.И. Моделирование процессов высокотемпературного деформирования материалов с учетом вязкопластических эффектов. – Институт проблем прочности НАН Украины, Киев. 1999. – 280 с.
116. Цыбенко А.С., Крищук Н.Г. Модифицированный метод Краута для решения системы линейных алгебраических уравнений высокого порядка // Проблемы прочности. – 1983, – № 6. – С. 62-65.
117. Шевченко Ю.Н. Термопластичность при переменных нагружениях. – К.: Наук. думка, 1970. – 288 с.
118. Шевченко Ю.Н. Численные методы решения прикладных задач. – К.: Наук. думка, 1986. – 272 с. – Пространственные задачи теории упругости и пластичности: в 6-и т. Т. 6 .

119. Шевченко Ю.Н., Бабешко М.Е., Пискун В.В., Савченко В.Г. Пространственные задачи термопластичности / Под редакцией Ю.Н. Шевченко. – К.: Наук. думка, 1980. –262 с.
120. Шевченко Ю.Н., Бастун В.Н. К построению зависимостей между напряжениями и деформациями с учетом анизотропного упрочнения материала // Прикл. механика. – 1978. –Т. 14, №. 6. – С. 3-8.
121. Шевченко Ю.Н., Прохоренко И.В. Теория упруго-пластических оболочек при неизотермических процессах нагружения. – К.: Наук. думка, 1987. –295 с.
122. Шевченко Ю.Н., Терехов Р.Г., Брайковская Н.С., Тормахов Н.Н. Об определяющих уравнениях термоупруговязкопластических процессов деформирования материала по трехмерным траекториям нагружения с ортогональными звеньями // Прикл. механика. – 1997. –Т. 33, №. 12. – С. 40-49.
123. Ярема С.Я. Анализ температурных напряжений в цилиндрической части барабана котла. Вопросы машиностроения и прочности в машиностроении. – Вып. 5. – Изд-во АН УССР, 1957.
124. Allen D.H. Computational aspects of the non-isothermal classical plasticity // Computers & Structures. – 1982. – **15**, № 5. – P. 589–599.
125. Allen D.H., Heisler W.E. A theory for analysis of thermoplastic materials // Computers & Structures. – 1981. – **13**. – P. 129–135.
126. Argyris J.H. Die Methode der Finiten Elemente. Band 2. Kraft- und gemichte Methoden, Nichtlinearitäten. – Braunschweig: F. Vieweg Sohn, 1987. – 614 p.
127. Astashkin V., Bozhenko B., Budz S., Drobenko B. Optymalizacja względem naprężeń procesu odkształcania walczaka kotłowego elektrowni cieplnej, posiadającego poremontowe ubytki materiału // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – С.51.
128. Astashkin V., Budz S., Drobenko B., Hachkevych O. Do modelowania matematycznego procesów odkształcania w elementach działających urządzeń energetycznych // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). –

- Opole, 2018. – C.47.
129. Astashkin V., Budz S., Drobenko B., Hachkevych O.. Eksploatacyjny resurs elementów pracujących urządzeń energetycznych // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – C.52.
130. Astashkin V., Budz S., Drobenko B., Tors'kyi A. Ocena przydatności do dalszej eksploatacji kotłowych rur ekranowych z nabtzmami defektami na podstawie analizy stanu sprężyst-odksytałcalnego // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – C.54.
131. Astashkin V.I., Budz S.F., Drobenko B.D., Mykhailyshyn V.S. Analysis of the Thermoelastoplastic State of a Plate by the Finite-Element Method // Materials Science. – 1999. – **35**, № 1. – P. 23-29.
132. Astashkin V. I., Budz S.F., Hachkevych O. R., Drobenko B. D. Residual Structural Stresses in a Steel Body // Materials Science. – 2003. – **38**, № 5. – C. 717-723.
133. Astashkin V. I., Budz S.F., Hachkevych O. R., Drobenko B. D., Irza E., Kozakevych T.V Phase State of a Steel Plate Caused by the Action of Distributed Heat Sources // Materials Science. – 2002. – **38**, № 2. – C. 214-219.
134. Astashkin V.I., Budz S.F., Hachkevych O.R., Drobenko B.D., Kozakevych T.V. Structural State of Steel Plates under the Action of Moving Heat Sources // Materials Science. – 2003. – **39**, № 1. – C. 42-47.
135. Astashkin V.I., Budz S.F., Onyshko O.E., Myronchuk O.M. Changes in the physicomechanical state of an elastic layers with memory of the shape under bending and heating // Materials science. – 1995. – **31**, № 3. – P. 371-376.
136. Astashkin V.I., Budz S.F., Onyshko O.E. Quantitative description of physico-mechanical processes in shape-memory materials // Materials science. – 1995. – **30**, № 4.– P. 453-459.
137. Bathe K.J. Finite Element Procedures Analysis. – Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1995. – 1037 p.
138. Brebbia C.A. Software for Engineering Workstations – Finite Element Codes. –

- Southampton: Computational Mechanics Publ., 1987. – 102 p.
139. Bozhenko B., Budz S., Drobenko B., Rawska-Skotniczny A. Ocena możliwości następnej eksploatacji króćców y poremontowymi ubytkami materiału // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – C. 50.
140. Budz S., Drobenko B., Hachkevych O., Kushnir R. Do modelowania numerycznego procesów odkształcania w elementach urządzeń energetycznych // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – C.48.
141. Budz S., Drobenko B., Hachkevych O., Stanik-Besler A. Do modelowania stanu sprężysto-odkształcalnego oraz określenia eksploatacyjnego resursu wybranych elementów działających urządzeń energetycznych // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – C.18-20.
142. Budz S., Drobenko B., Stanik-Besler A., Wołczański T. Stan sprężysty oraz przydatność do eksploatacji kolektorów w kotłach elektrowni ciepłych z uwzględnieniem nabytych uszkodzeń materiału // Materiały Międzynarodowego seminarium naukowego «Optymalizacja struktur procesów wytwórczych - 2018» (Opole, 7 grudnia 2018). – Opole, 2018. – C. 53.
143. Budz S. F., Drobenko B.D., Astashkin V. I. Residual Structural Stresses in Glass Bodies // *Materials Science*. – 2014. – **50**, № 3. – C. 406-411.
144. Budz S.F., Gachkevich N.G. Optimization of the thermostressed state of piecewise homogeneous glass shells of revolution during thermal processing // *Journal of Mathematical Sciences*. – 1993. – **67**, No 5. – P. 3311-3314.
145. Budz S.F., Irza E.M. Determination of the residual stresses in the welded joints of glass structures // *Journal of Mathematical Sciences*. – 1997. – **86**, No 2. – P. 2633-2636.
146. Chen W.F., Han D.J. *Plasticity for Structural Engineers*. – New York: Springer-Verlag, 1988. – 606 p.
147. *Computational Experiments* / Ed. by Liu W.K. – New York: ASME, 1989. – 137 p.

148. Computational Methods for Nonlinear Problems / Ed. by C. Taylor, D.R.J. Owen, E. Hinton – Swansea: Pineridge Press, 1987. – 384 p.
149. Computational Plasticity / Ed. by D.R.J. Owen, E. Hinton, E. Onate. – Models, Software and Applications. – Swansea: Pineridge Press, 1989. – 1500 p.
150. Drobenko B., Budz S. Assessment of suitability of screen tubes with damages for further use on the basis of mathematical modeling // *Mathematical Modeling and Computing*. – 2019. Vol. 6, No. 1. – P. 21–29.
151. Drobenko B., Budz S., Astashkin V. A Numerical Estimation of the Energetic Equipment Operation Life // *Porous Materials VIII International Conference «Mathematical Modelling and Optimization in Mechanics»*(Lviv-Briukhovychi, September 18-21, 2012). –Lviv-Briukhovychi, 2012. – C. 39-40.
152. Drobenko B.D., Budz S.F., Budz I.S., Kuz I.S. Stressed State of Nozzles with Local Extractions of Defects // *Materials Science*. – 2019. Vol. 54, No. 6. – P.883-888.
153. Drobenko B. D., Kushnir R. M., Budz S. F.. Estimation of Operatoinal Life of Acting Energetic Equipment with Accoutning for a Material Degradation, Damages and Repair Procedures // *14th International Conference on Fracture* (Rhodes, Greece, June 18-23, 2017) – Rhodes, Greece, 2017.
154. Elastic-Plastic Fracture / Ed. by J.D. Landes, J.A. Begley, G.A. Clarke. – Atlanta: ASTM Special Technical Publication 668, 1979. – 771 p.
155. Finite Element Methods for Nonlinear Problems / Ed. by P.G. Bergan, K.J. Bathe, W. Wunderlich. – Berlin: Springer-Verlag, 1986. – 817 p.
156. Finite Element Systems – A Handbook / Ed. by Brebbia C.A. – New York: Springer-Verlag, 1985. – 767 p.
157. Falkner J.C., Napier D.W., Kellstedt C.W. Latest Technique for Quick Starts on Large Turbines and Boilers. *Trans ASME*, vol. 72, N 8. 1950.
158. Falkner J.C. Quick-Starting of Large High-Pressure High Temperature Boilers. *Trans ASME*, vol. 75, N 8. 1953.
159. Formulations and Computational Algorithms in Finite Element Analysis / Ed. by K.J. Bathe, J.T. Oden, W. Wunderlich. – Cambridge: MIT, 1977. – 1091 p.
160. Hybrid and Mixed Finite Element Methods / Edited by Atluri S.N. – Chichester:

- John Wiley & Sons, 1983. – 582 p.
161. Hsu T.R. The Finite Element Method in Thermodynamics. – Boston: Allen & Undwin, 1986. – 391 p.
162. Hubner K.H. Thornton E.A. The Finite Element Method for Engineers. – Chichester-New York: John Wiley & Sons, 1983. – 622 p.
163. Kardestuncer H, Norrie D.H. Finite Element Handbook. – New York: McGraw-Hill Book Co., 1987. – 1424 p.
164. Kleiber M. Incremental Finite Element Modelling in Non-Linear Solid Mechanics // John Wiley & Sons, 1989. – 187 p.
165. Korneev V.G., Langer U. Approximate Solution of Plastic Flow Theory Problems. – Leipzig: Teubner, 1984. – 252 p
166. Nayak G.C., Zienkiewicz O.C. Elasto-plastic stress analysis. A generalization for various constitutive relations including strain softening // Int. J. for Numerical Methods in Engineering. – 1972. – 5, № 1. –P. 113–135.
167. Numerical Methods for Coupled Problems / Ed. by Hinton E., Bettess P., Lewis R.W. – Swansea: Pineridge Press, 1981. – 1040 p.
168. Numerical Methods for Transient and Coupled Problems / Ed. by Lewis R.W. – Swansea: Pineridge Press, 1984. – 1006 p.
169. Numerical Methods in Coupled Systems / Ed. by Lewis R.W., Bettess P., Hinton E. – Chichester: John Wiley, 1984. – 632 p.
170. Norrie D.H. De Vries G. An Introduction to Finite Element Analysis. – New York: Academic Press, 1978. – 301 p
171. Owen D.R.J., Hinton E. Finite Element in Plasticity – Theory and Practice. – Swansea: Pineridge Press, 1980. – 594 p.
172. Rao S.S. The Finite Element Method in Engineering. – Oxford: Pergamon Press, 1989. – 625 p.
173. Reddy J.N. An Introduction to the Finite Element Method. – New York: McGraw-Hill Book Co., 1984. – 495 p.
174. Robinson J. Integrated Theory of Finite Element Methods. – London: John Wiley, 1973. – 428 p.

175. Ross J. Integrated Theory of Finite Element Methods. – New York: John Wiley & Sons, 1985. – 319 p.
176. Ronne P. Krumungen zylindrischer Kesselteile wahrend des Betriebes, Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesents. № 292, 1927.
177. Schaeffer H.G. MSC/NASTRAN Primer, Static and Normal Modes Analysis. – Mont Vernon: Schaeffer Analysis, 1979. – 365 p.
178. Segerlind L.J. Applied Finite Element Analysis. – New York: John Wiley & Sons, 1984. – 427 p.
179. Sewell G. Analysis of a Finite Element Method: PDE/PROTRAN. – Berlin: Springer-Verlag, 1985. – 154 p.
180. Shevchenko Yu. N. The non-stationary 2D and 3D coupled problems of thermal-elastic-plasticity / Shevchenko Yu. N., P.A. Steblyanko // TS2005-6th International Congress on Thermal Stresses Related Topics, May26-29, 2005. Vienna, Austria. – P. 231-234.
181. Smith T.M., Griffith D.V. Programming the Finite Element Method. – Chichester: John Wiley, 1988. – 624 p.
182. State-of-the-art. Surveys on Computational Mechanics/ Ed. by Noor A.K., Oden J.T. – New York: ASME, SME, 1989. –566 p.
183. State-of-the-art. Surveys on Finite Element Technology/ Ed. by Noor A.K., Pilkey W.D. – New York: ASME, 1983. –546 p.
184. Structural Analysis System – Software, Hardware, Capability, Compatibility, Applications. Vol. 1 / Ed. by Niku-Lari A. – Oxford: Pergamon Press, 1986. – 300 p.
185. Structural Analysis System – Software, Hardware, Capability, Compatibility, Applications. Vol. 2 / Ed. by Niku-Lari A. – Oxford: Pergamon Press, 1986. – 222 p.
186. Structural Analysis System – Software, Hardware, Capability, Compatibility, Applications. Vol. 3 / Ed. by Niku-Lari A. – Oxford: Pergamon Press, 1986. – 264 p.
187. Structural Analysis System – Software, Hardware, Capability, Compatibility, Applications. Vol. 4 / Ed. by Niku-Lari A. – Oxford: Pergamon Press, 1986. – 475 p.
188. Structural Analysis System – Software, Hardware, Capability, Compatibility, Applications. Vol. 5 / Ed. by Niku-Lari A. – Oxford: Pergamon Press, 1986. – 204 p.

189. Structural Analysis System – Software, Hardware, Capability, Compatibility, Applications. Vol. 6 / Ed. by Niku-Lari A. – Oxford: Pergamon Press, 1987. – 224 p.
190. Structural Mechanics Computer Programs – Surveys, Assessments and Availability / Ed. by V. Pilkey, K. Sachalski, H. Shaeffer. – Charlottesville: University Press of Virginia, 1974. – 1106 p.
191. Structural Mechanics Pre- and Postprocessor Programs – Survey and Availability / Ed. by Fredriksson B. Mackerle J. – Linköping: Linköping Institute of Technology, 1977. – 872 p.
192. Structural Mechanics Software Series. Volume 4 / Ed. by Perrone N., Pilkey W. – Charlottesville: University Press of Virginia, 1982. – 468 p.
193. Structural Mechanics Software Series. Volume 5 / Ed. by Perrone N., Pilkey W. – Charlottesville: University Press of Virginia, 1984. – 342 p.
194. Three-Dimensional Continuum Computer Programs for Structural Analysis/ Edited by Cruse T.A., Griffin D.S. – New York: ASME, 1972. – 52 p.
195. Thomas J.N. An improved accelerated initial stress procedure for elasto-plastic finite element analysis // Int. J. for Num. Meth. in Geomech. – 1984. – **8**. – P. 359–379.
196. Tong P. Rossettos J.N. Finite Element Method – Basic Technique and Implementation. – Cambridge: MIT Press, 1977. – 332 p.
197. Weaver W. Jonston P.R. Finite Elements for Structural Analysis. – Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1984. – 403 p.
198. What Every Engineer Should Know about Finite Element Analysis / Ed. by Brauer J.R. – New York: Marcel Dekker, 1988. – 232 p.
199. Ziegler H. A modification of Prager's hardening rule // Quart. Appl. Math. – 1959. – **17**. – P. 55–65.
200. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. Finite Element Method: Vol. 1. The Basis. – London: Butterworth Heinemann, 2000. – 689 p.
201. Zienkiewicz O.C., Wood W.L., Nine N.W. A unified set of single step algorithm. Part 1: general formulation and applications // Int. J. for Num. Meth. in Eng. – 1984. – **20**. – P. 1529–1552.

ДОДАТКИ: Додаток А.1. Сертифікат на барабан. Креслення № К-392695

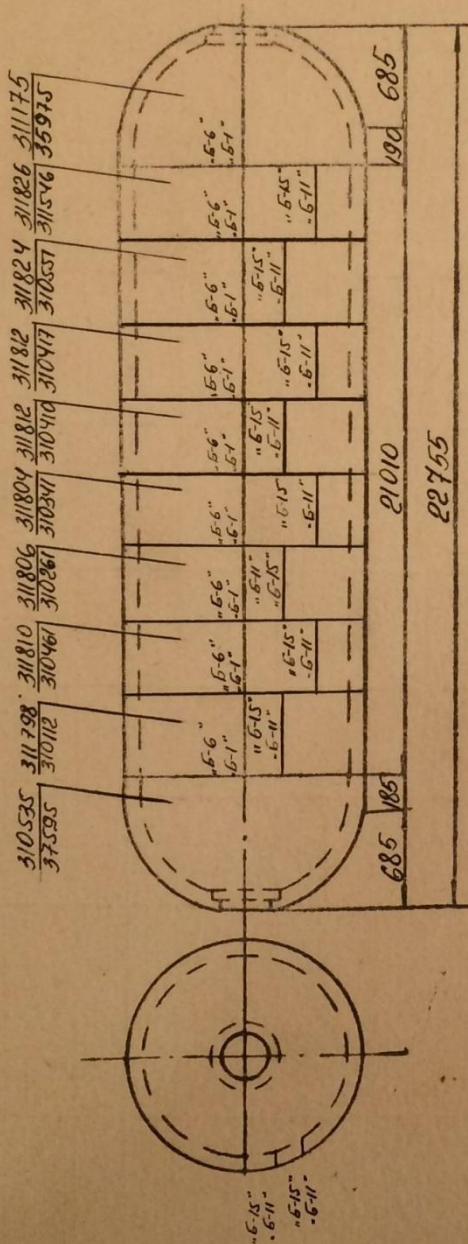
К паспорту парового котла заводской № 18/тп-100

Сертификат на барабан заводской № 18501

1. Основная характеристика:

Наименование барабана Барабан Рабочее давление 155 атм
 Материал сталь 16 мм № чертежа к-392695
 Наружный диаметр 1800 мм ТУ на изготовление 151-57
 Изготовитель барабана завод "Красный котельщик" в г. Таганроге

2. Эскиз расположения сварных швов и листов с указанием номеров листов и плавок.



ПРИМЕЧАНИЕ:

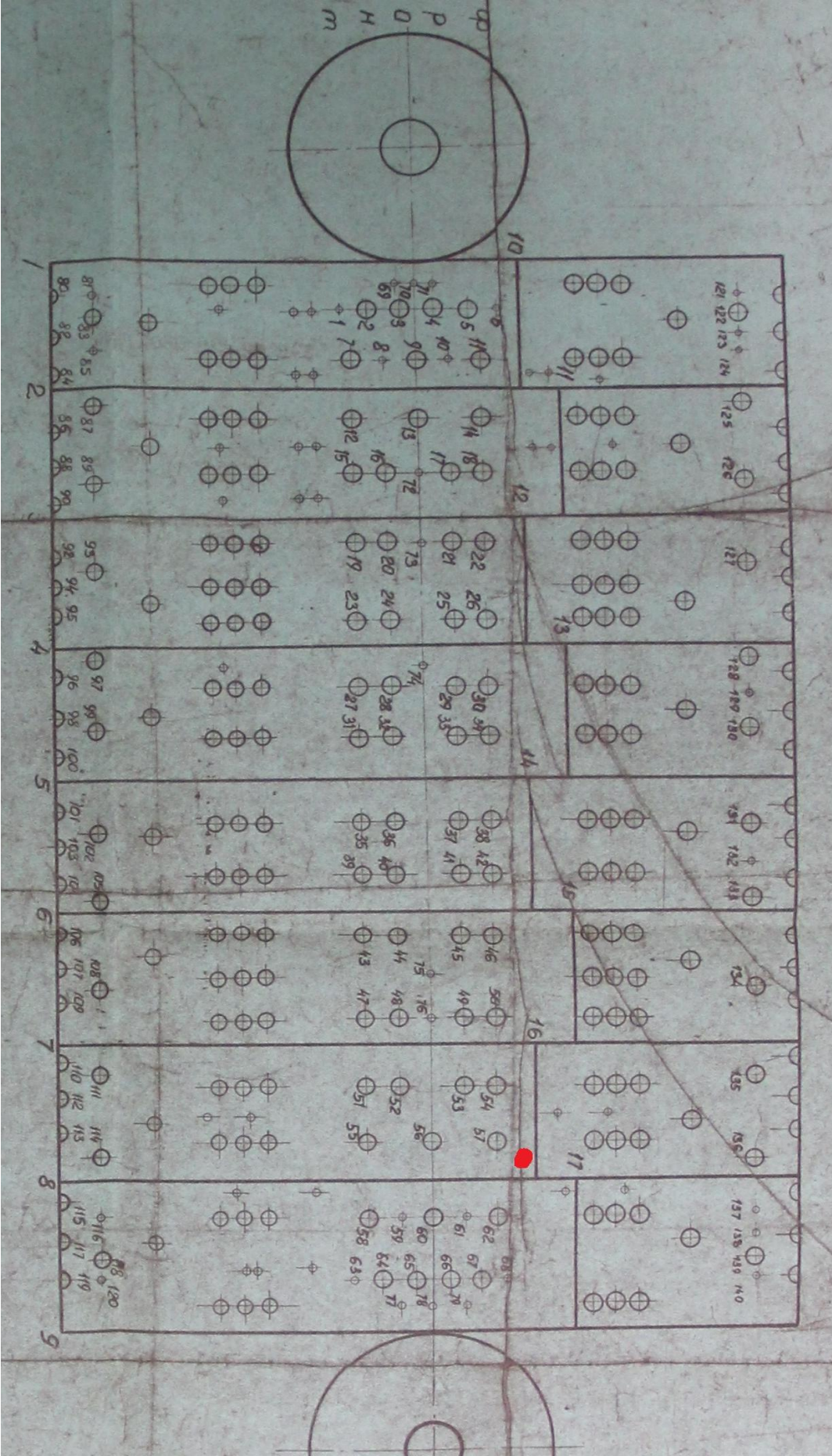
Буквами и цифрами "Б-15", "Б-11", "Б-6", "Б-1"

у каждого сварного шва через 1 метр длины, выбиты клейма сварщиков.

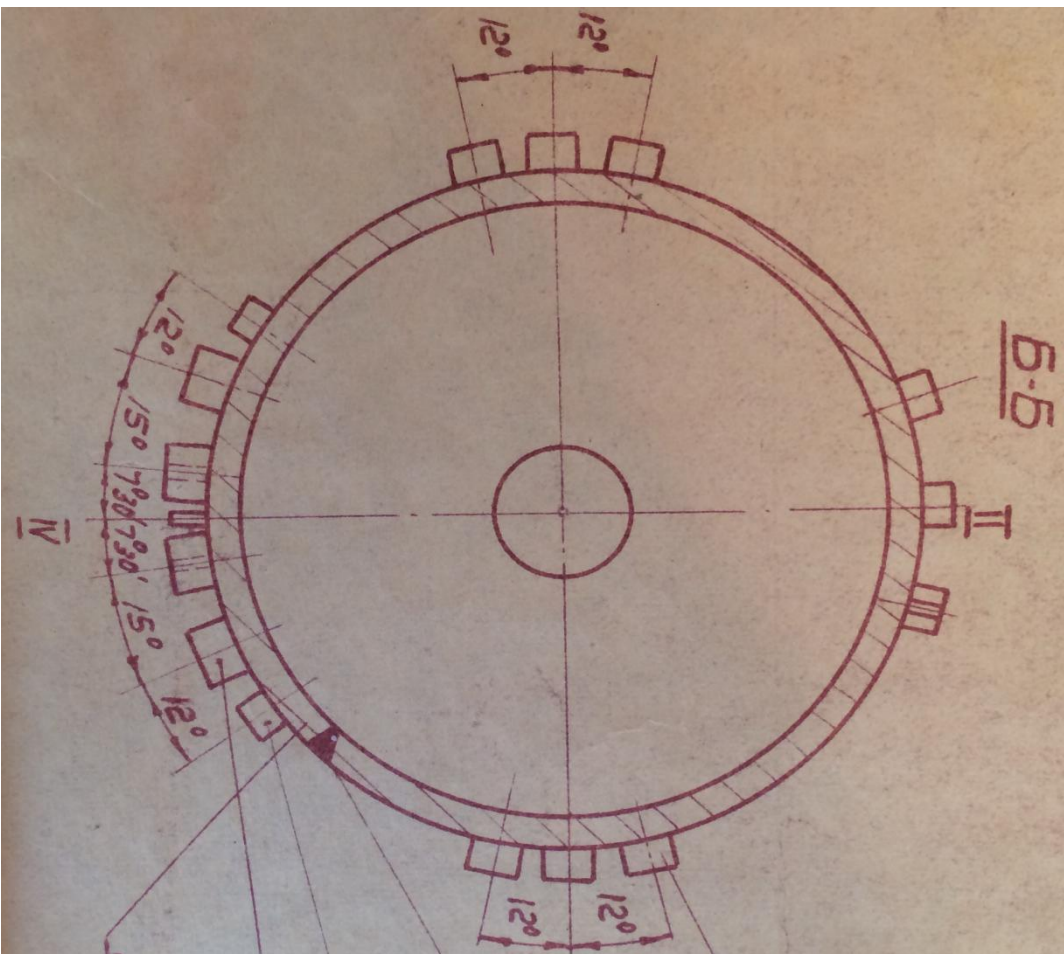
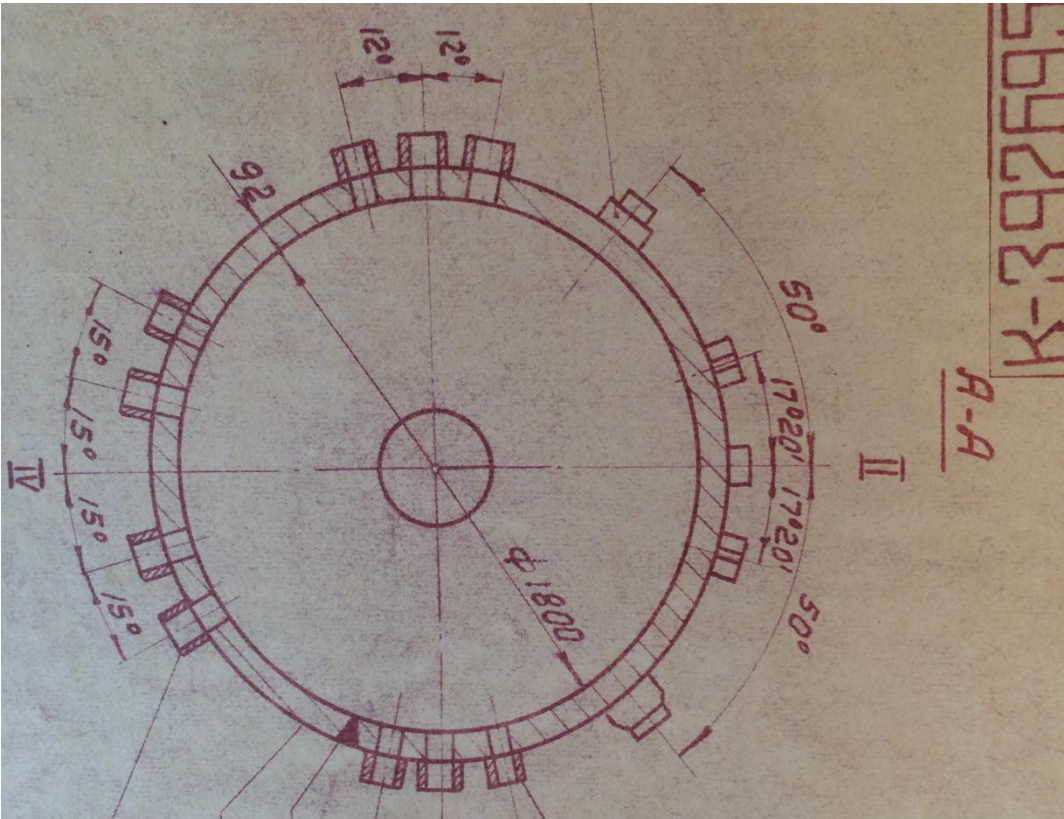
Додаток А.2. Властивості матеріалу, товщини обичайок барабана

№ листа	№ пазівки	Толщина мм	Марка сталі	ГОСТ норм ТВ	Предел прочности σв кг/мм ²		Предел текучести σс кг/мм ²		Относительное удлинение δ %	Относительное сжатие ψ %	Загиб холодный	Ударная вязкость Ак кг/см ²	Ударная вязкость после старения Ак кг/см ²
					20°С	350°С	20°С	350°С					
310112	311798	95	16гнш	100-59	54,0	58,0	37,0	29,0	20,5	-	29	113-121	7,1-7,1
310461	311810	95	"	"	55,0	53,5	40,0	29,0	18,0	-	29	132-139	7,4-6,1
310261	311806	95	"	"	53,5	54,0	38,5	31,0	19,0	-	29	103-113	6,1-6,6
310341	311804	95	"	"	56,0	53,0	40,0	38,5	17,5	-	29	108-108	6,6-6,8
310410	311812	95	"	"	57,0	57,0	39,0	36,0	19,0	-	29	129-129	6,4-6,6
310417	311812	95	"	"	58,0	57,0	40,0	36,0	19,0	-	29	134-127	7,8-7,6
310551	311824	95	"	"	53,0	53,0	35,0	30,0	21,0	-	29	118-118	4,3-5,5
310417	311812	95	"	"	54,0	54,0	39,0	31,5	20,0	-	29	129-136	6,1-6,0
310551	311824	95	"	"	52,0	56,0	37,5	32,0	21,0	-	29	101-7,4	6,0-4,9
311546	311826	95	"	"	53,5	55,5	39,0	35,0	18,5	-	29	117-13,6	6,4-7,1
310551	311824	95	"	"	51,0	54,5	35,5	31,5	19,5	-	29	121-11,3	5,6-5,8
310551	311824	95	"	"	51,5	55,0	36,5	31,5	18,0	-	29	109-12,1	7,1-6,8
310551	311824	95	"	"	51,0	54,5	36,0	35,0	18,0	-	29	100-10,8	7,4-6,0
310551	311824	95	"	"	52,0	55,0	37,0	31,0	18,0	-	29	127-9,5	8,5-6,1
310551	311826	95	"	"	53,0	53,0	40,0	34,0	17,0	-	29	152-11,5	9,5-5,3
310551	311826	95	"	"	52,0	52,0	38,0	37,0	21,0	-	29	124-13,6	8,6-12,0
310551	310535	-	16гнш	100-59	57,0	57,0	42,5	38,0	16,0	-	29	113-11,6	6,9-7,9
310551	311775	-	"	"	58,0	53,0	42,5	38,0	16,5	-	29	111-11,4	7,4-7,1

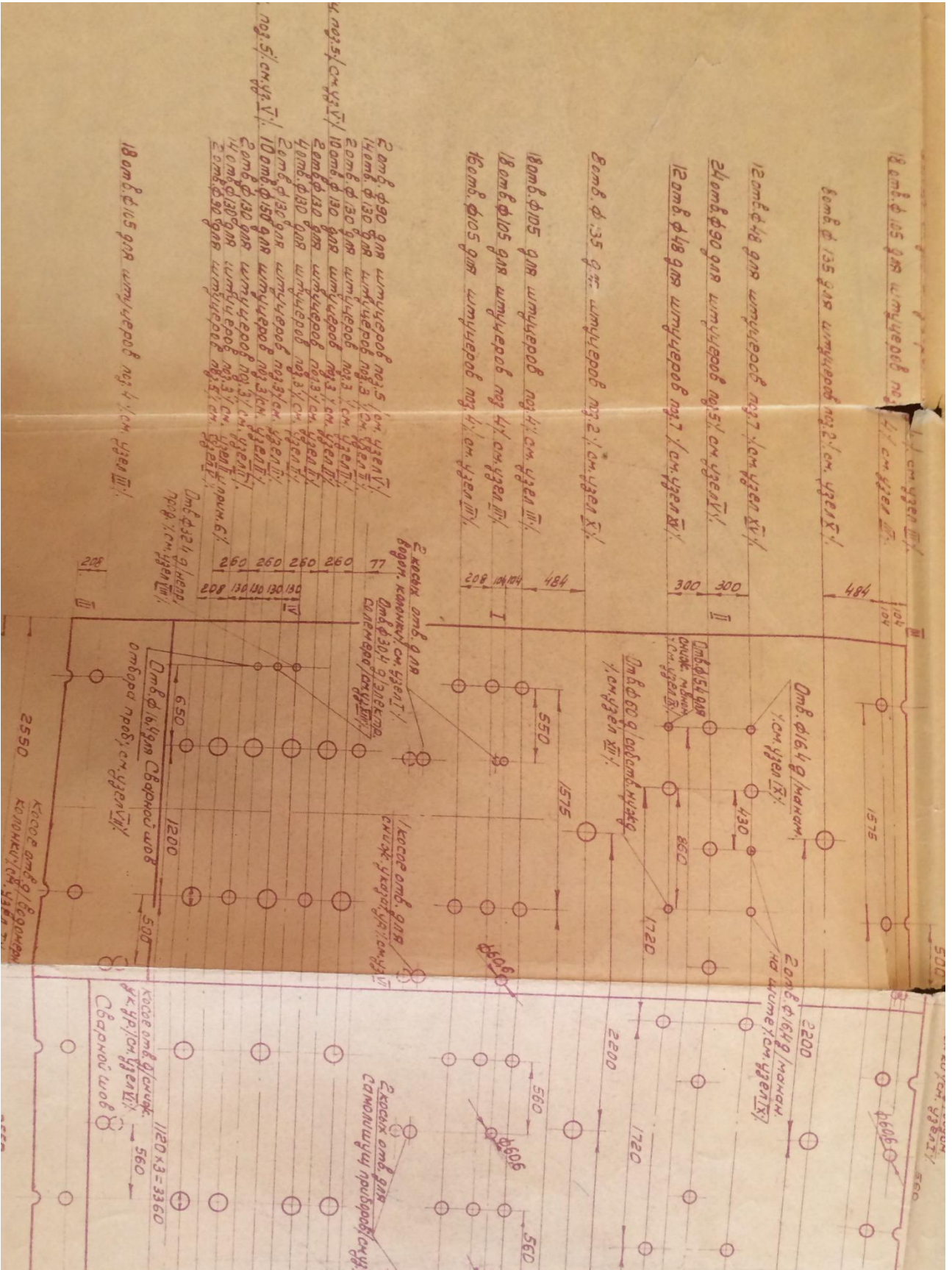
Додаток А.3. Формуляр № 2009



Додаток А.4. Фрагменти креслення К-392695



Додаток А.5. Розміри отворів і віддалей між ними. Креслення К-392695





Додаток А.6
ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО "ДТЕК ЗАХІДЕНЕРГО"
ВІДОКРЕМЛЕНИЙ ПІДРОЗДІЛ "БУРШТИНСЬКА ТЕПЛОВА
ЕЛЕКТРИЧНА СТАНЦІЯ " ПУБЛІЧНОГО АКЦІОНЕРНОГО
ТОВАРИСТВА "ДТЕК ЗАХІДЕНЕРГО"

Лабораторія металів (Дозвіл № 1644.30.12 – 35.11)

Бурштинська ТЕС

(електростанція)

Блок № 1

(блок, котел, турбіна, ст. №)

ВИСНОВОК № 20900 від 01.12.2014 р.

за результатами візуально-оптичного та вимірювального контролю вибірок тріщин в металі по внутрішній поверхні обичайок навколо отворів, по поверхні отворів від внутрішньої поверхні обичайок барабана котла К-1

(найменування, реєстр. № об'єкта контролю)

1. Технічна характеристика об'єкта контролю:

1.1. *Номінальні розміри:* обичайка – внутрішній діаметр 1800 мм, товщина стінки 92 мм, водоопускні труби – Ø 159×15 мм, Ø 108×9 мм; отвори: Ø 129 мм, Ø 88 мм.

1.2. *Марка сталі:* барабан – 16 ГНМ.

1.3. *Вид зварювання:* автоматичне під флюсом, ручне електродугове.

2. НД на контроль: СОУ40.1-21677681-02:2009 « Порядок продовження терміну експлуатації барабанів котлів високого тиску . Інструкція.». РД 34.26.608-78 „Основные положения по обследованию и технологии ремонта барабанов котлов высокого давления из стали 16 ГНМ, 16 ГНМА и 22 К”. Програма контролю металу барабана блоку № 1 під час середнього ремонту 2014 р.

3. Обсяг контролю: а). внутрішня поверхня обичайок навколо отворів – 100%; б). поверхня отворів від внутрішньої поверхні обичайок - 100%;

4. Підготовка контрольованої поверхні: поверхня отворів водоопускних труб та внутрішня поверхня обичайок в районі трубних отворів зачищена до металічного блиску, чистота поверхні не менше Rz 40.

5. Засоби контролю (тип, зав. №): лінійка металева вимірювальна 0-500 мм, штангенциркуль ШЦО-320, зав. № 622676, універсальний шаблон зварника УШС-3, лупа 4^x, глибиномір, переносний ліхтар.

6. Методика контролю: ГОСТ 23479 – 79.

7. НД на оцінку якості: СОУ40.1-21677681-02:2009 , РД 34.26.608-78.

Результати контролю:

№ от-вору на розгортці	Розміри вибірок					
	По поверхні отвору, мм			По внутрішній поверхні обичайок навколо отворів, мм		
	h_{of}	b_{of}	l_{of}	h_{bf}	b_{bf}	l_{bf}
	h_{ot}	b_{ot}	l_{ot}	h_{bt}	b_{bt}	l_{bt}
1	2	40	20	до1 мм	до1 мм	до1 мм
	до1 мм	до1 мм	до1 мм	до1 мм	до1 мм	до1 мм
2	3,5	45	70	до1 мм	до1 мм	до1 мм
	4,5	45	55	7	42	15
3	3,5	35	65	до1 мм	до1 мм	до1 мм
	5	45	65	8	75	22
4	7	60	55	відсутні	відсутні	відсутні
	7,5	45	55	відсутні	відсутні	відсутні

5	4,5	70	65	1,5	35	30
	4	45	65	5,5	42	55
6	до1 мм	до1 мм	до1 мм	до1 мм	до1 мм	до1 мм
	до1 мм	до1 мм	до1 мм	до1 мм	до1 мм	до1 мм
7	2	100	60	2,5	155	100
	3	65	50	3	55	35
8	4	60	65	3,5	80	40
	6	45	42	4,5	50	35
9	5	60	45	4	60	38
	3	35	35	відсутні	відсутні	відсутні
10	2	4	15	відсутні	відсутні	відсутні
	2	5	10	відсутні	відсутні	відсутні
11	4	80	70	4	110	50
	6	90	70	5	85	25
12	2	4	3	4	105	20
	4	10	14	3	92	40
13	3	60	70	6	120	75
	6	100	70	3,5	140	75
14	4	30	20	4	65	25
	4	12	25	7,5	80	65
15	4	125	65	7	120	65
	5	80	70	7	85	25
16	3,5	110	65	5,5	95	75
	5	95	60	9	95	55
17	5,5	75	65	5	130	65
	5,5	90	75	3,5	115	50
18	6,5	75	65	5	100	45
	6	85	70	7	80	25
19	5	95	75	3	85	60
	5	60	85	4,5	50	15
20	6	65	70	5,5	55	22
	5,5	55	65	7,5	50	25
21	5,5	75	65	8	75	23
	5	65	65	8,5	90	69
22	5,5	60	65	9	50	50
	5,5	65	65	9	60	30
23	5	65	65	4	45	20
	5	63	65	6	70	43
24	5	40	55	7	90	55
	4,5	35	50	4,5	30	17
25	4	25	40	4,5	95	55
	до1 мм	до1 мм	до1 мм	5,7	85	55
26	3,5	70	65	4,5	90	41
	2,5	70	65	2,5	70	10
27	3,5	60	65	7,5	105	45
	2,5	80	65	5	100	65
28	4,5	75	70	5,5	155	80
	4	80	65	6,5	135	65
29	4,5	80	70	4,5	92	60
	5,5	85	65	5,5	95	80
30	4,5	70	65	5,5	110	45
	4	60	65	7,5	95	65
31	5,5	85	70	8	130	70
	5	80	65	7,5	80	55

32	3,5	100	65	5,5	110	75
	4,5	80	62	5,5	145	75
33	4	90	65	4	70	37
	3,5	50	65	7,5	65	77
34	3,5	50	50	5,5	105	86
	3,5	50	55	7	70	55
35	4	65	65	6	75	30
	4	65	80	5	80	27
36	3	35	47	5	50	65
	3,5	35	50	6,5	60	80
37	4	70	65	8	160	80
	3,5	50	60	7,5	155	87
38	4,5	45	60	2,5	60	20
	4,0	80	70	7	75	30
39	3	50	65	6	60	27
	4	80	65	7,5	60	30
40	4	45	61	5,5	70	60
	4,5	90	95	5,5	100	55
41	4	90	95	6,5	100	80
	3,5	70	63	7,5	130	55
42	5,5	65	55	8	105	45
	5,5	90	70	7,5	65	25
43	3,5	65	65	7	70	35
	4,5	80	65	7	50	70
44	3,5	85	70	6	115	55
	4	90	65	5,5	135	70
45	5	65	70	8	110	60
	6,5	80	70	9	75	60
46	4	83	65	7,5	70	35
	4	70	65	6,5	65	50
47	4	55	50	7	85	30
	4	55	60	7	55	75
48	3,5	100	65	7	83	43
	3	90	65	7	90	23
49	4	90	65	8,5	140	50
	3,5	95	65	7,5	90	80
50	5,5	115	70	8,5	70	45
	5	80	80	6	80	50
51	4	60	43	5	60	50
	4	60	65	6,5	80	60
52	4	105	60	7	115	110
	4,5	95	65	7	145	90
53	4	90	65	7	160	70
	5	55	65	6	115	90
54	5	40	50	7	60	60
	5	75	65	6	130	65
55	10	70	80	4	135	90
	2,5	50	45	7	135	80
56	6	100	80	6,5	220	130
	5	85	80	5	125	100
57	7	120	70	6	175	80
	5	90	55	5	175	80
58	6	115	65	8	120	60
	8	70	35	8	170	75

59	відсутні	відсутні	відсутні	3,5	55	20
	3,5	50	40	2,5	75	55
60	5,5	60	65	7	150	55
	2,5	70	70	6	160	90
61	3	70	60	5	120	65
	2	40	50	6	190	75
62	6,5	65	65	7	160	80
	4	65	75	8	230	155
63	відсутні	відсутні	відсутні	7,5	70	30
	відсутні	відсутні	відсутні	4,5	45	15
64	9	60	55	4	175	50
	4	110	65	5	75	35
65	4,5	60	55	6	180	80
	5	110	65	5	140	35
66	8	70	30	6	170	110
	6	45	45	5,5	170	90
67	6	80	40	6	115	60
	5	90	39	8,5	65	45
68	4	35	35	4,5	42	45
	3	40	30	5	70	15

Примітка: l – довжина вибірки, b – ширина вибірки, h – глибина вибірки.

Вибірка на ділянці в районі перетину зварних з'єднань №№ 8, 16:

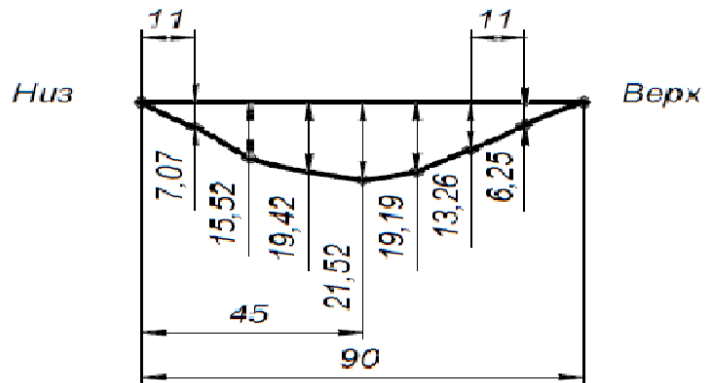
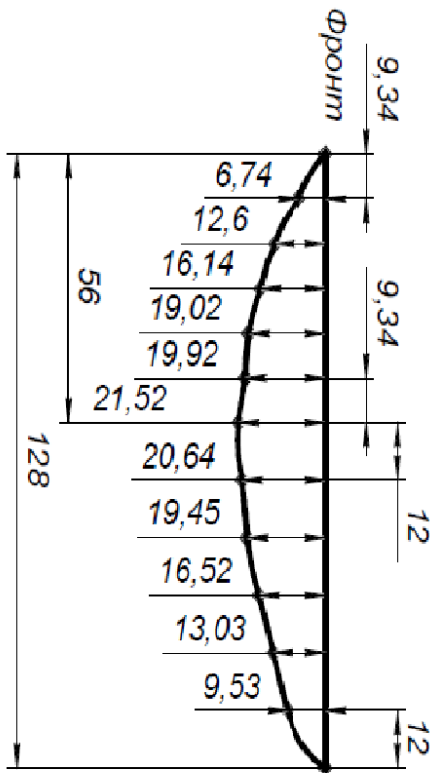
Довжина $l = 110\text{мм}$

Ширина $b = 95\text{ мм}$

Мінімальна товщина металу в місці вибірки становить $72,4\text{мм}$. (Звіт дефектоскопа УД2-70 від 28.11.2014р.)

Висновок: за результатами візуально – оптичного контролю, на поверхні вибірок тріщин в металі по внутрішній поверхні обичайок навколо отворів, по поверхні отвору від внутрішньої поверхні обичайок, по внутрішній поверхні штуцерів не виявлено. Різкі переходи, гострі кути відсутні.

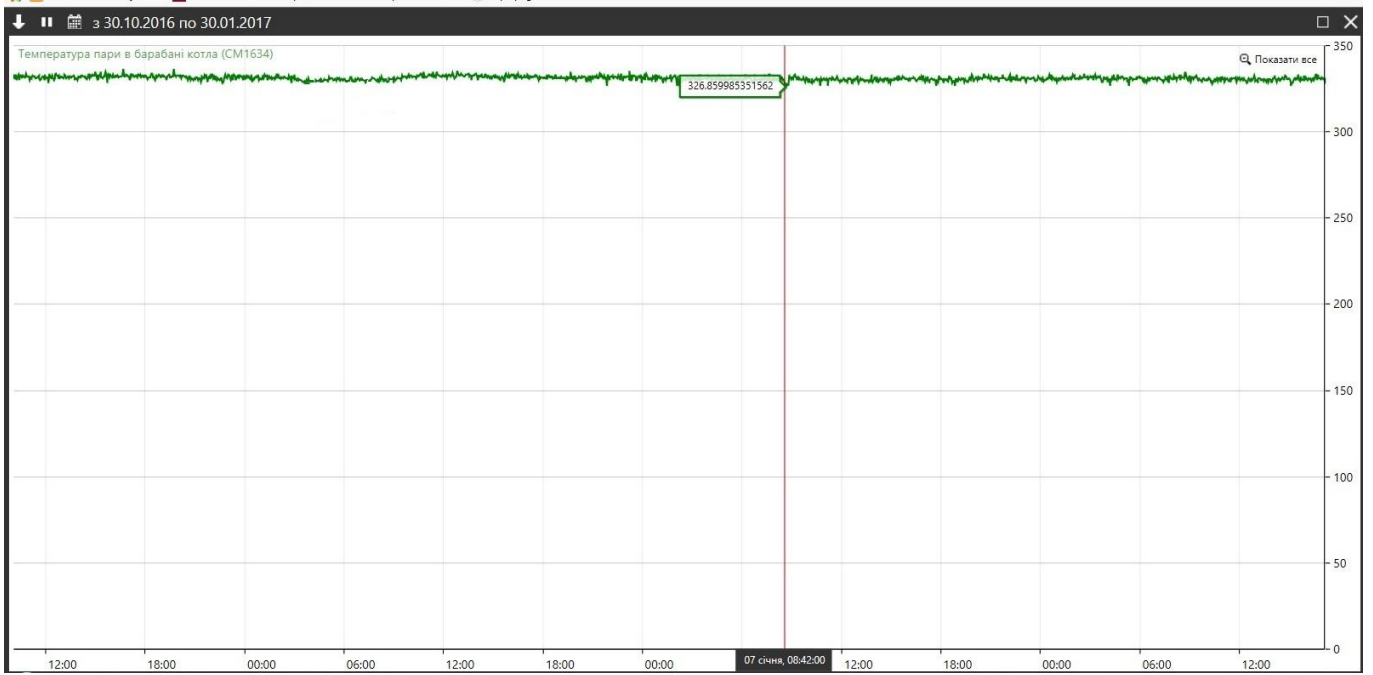
Додаток А.7. Геометричні параметри вибірки на тілі барабана в області перетину зварних з'єднань №№ 8, 16 та механічні властивості швів



5. Основные данные по сварке

Наименование шва	Род сварки	Механич. испытания наплавл. электрод. металла					
		предел прочности σ_B кг/мм ²		предел текучести σ_S кг/мм ²		удлинение 6% 5	ударная вязкость Ак кгм/см ²
		20°C	350°C	20°C	350°C		
<i>Горизонтальные</i>	<i>электрошлаковая автоматической однопроводная ветка</i>	52,0	61,0	32,0	36,0	25,5	19,4
<i>Поперечные</i>	<i>электросварка автоматической ленточной ветки</i>	55,7	49,0	43,7	37,0	23,7	11,6

Додаток А.8. Коливання температури водно-парової суміші в барабані



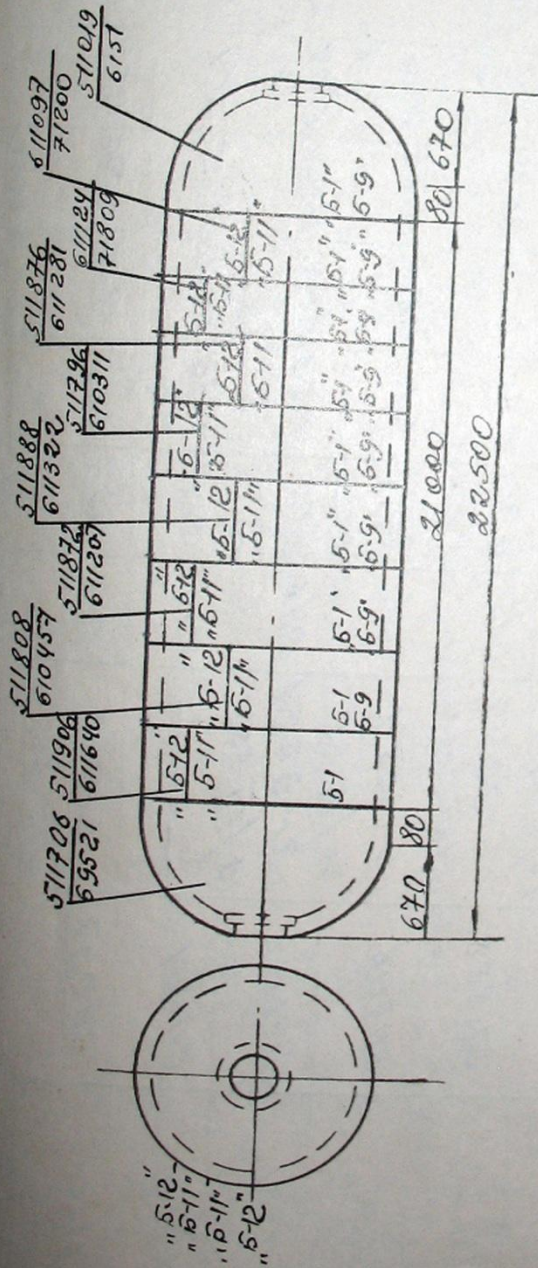
Додаток Б.1. Сертифікат на барабан № 21406

К паспорту парового котла, заводской № 30/тп-100
Сертификат на барабан заводской № 21406

1. Основная характеристика

наименование барабана Барабан Рабочее давление 155 атм
 материал сталь 16гп/лс № чертежа К-340.968
 внутренний диаметр 1800 мм ТУ на изготовление 151-57
 завод-изготовитель барабана завод "Красноярские Котельники" в г. Тисогорск

2. Эскиз расположения сварных швов и листов с указанием номеров листов и плавок



ПРИМЕЧАНИЕ:

Буквами и цифрами "Б-12", "Б-11", "Б-1", "Б-9" у каждого сварного шва через 1 метр длины выбиты клейма сварщиков.

Додаток. Б.2. Межі пластичності та міцності обичайок барабана

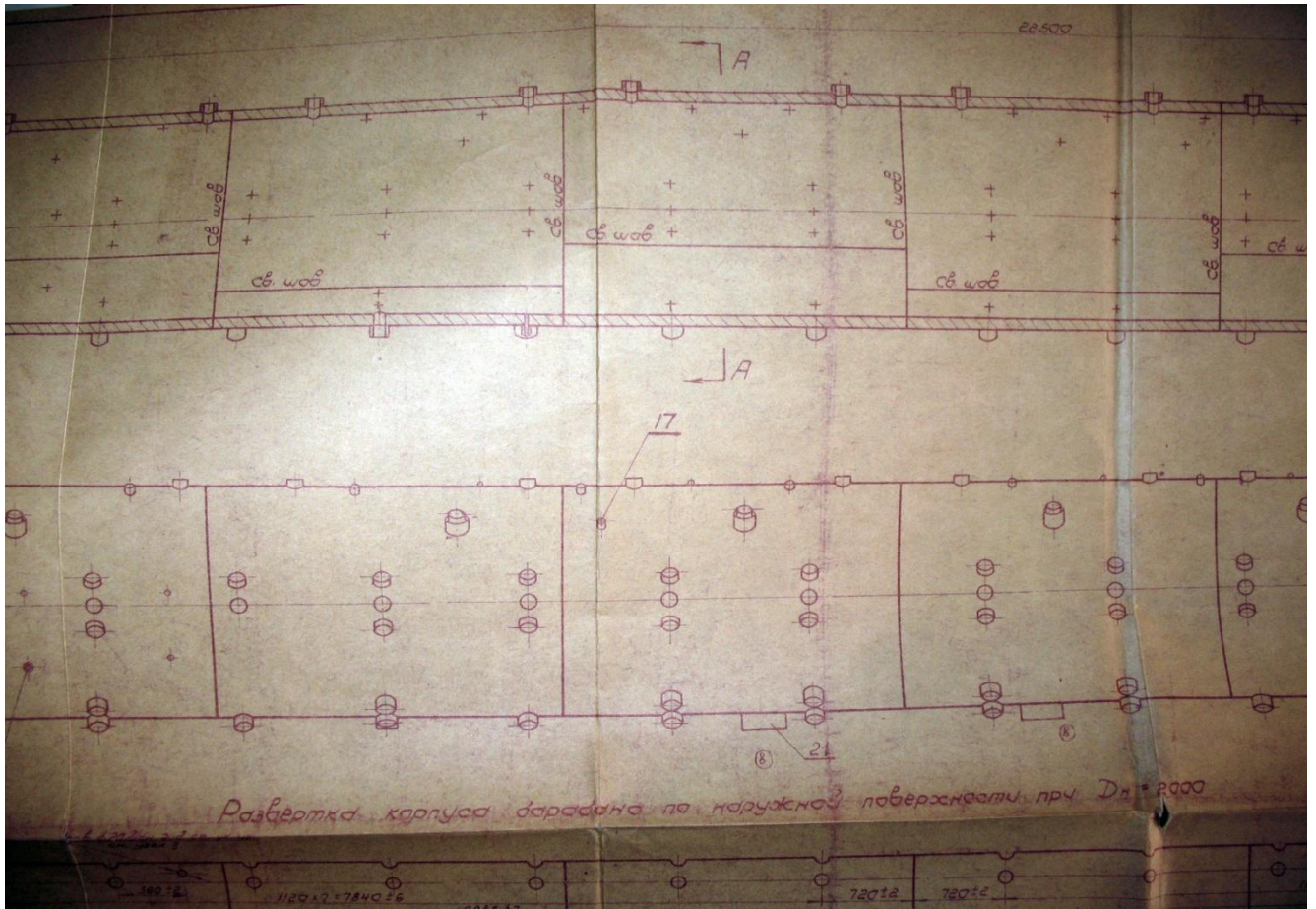
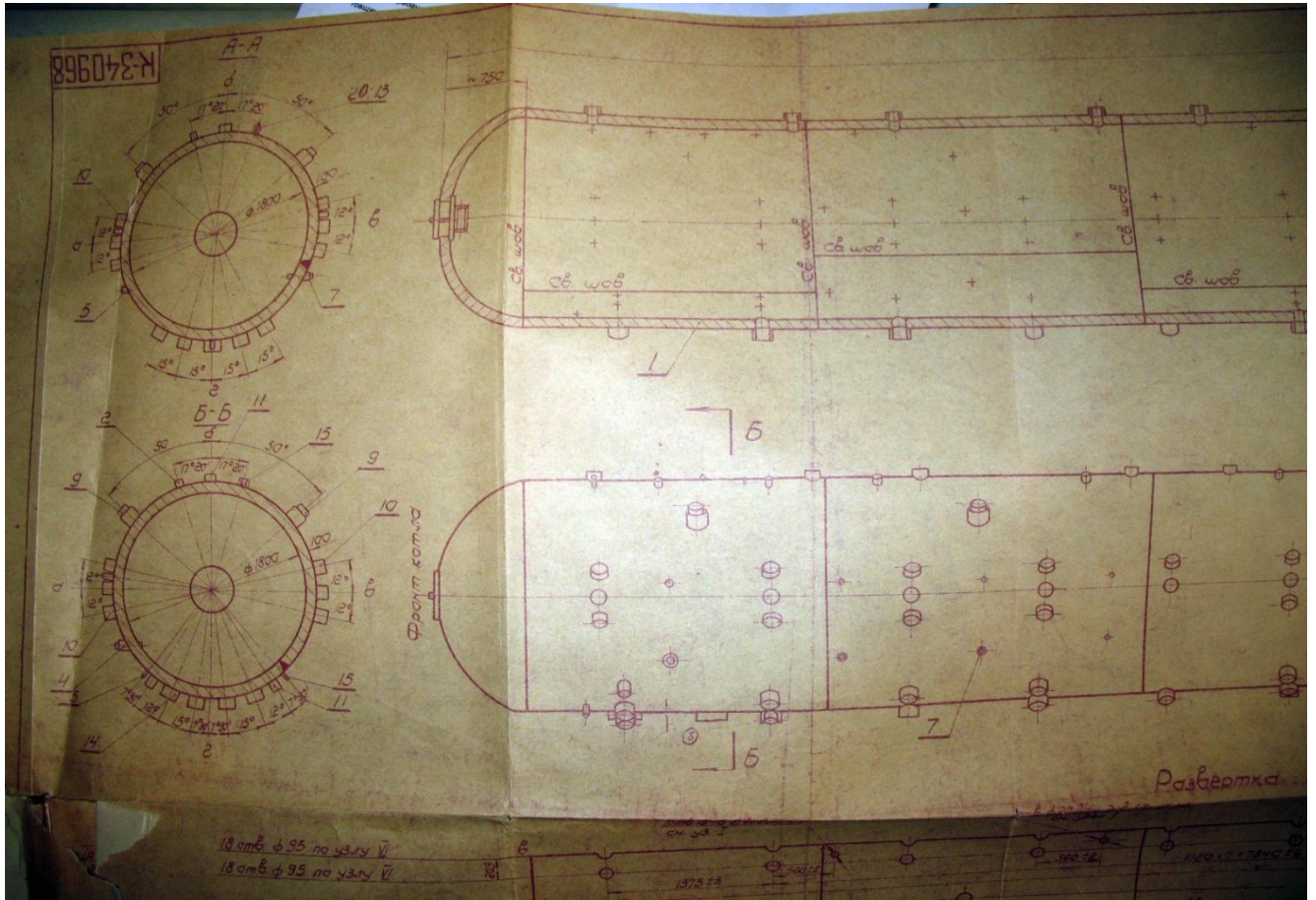
№ листа	№ плавки	Толщина, мм	Марка сталі	ГОСТ или ТУ	Предел прочности σв, кг/мм²		Предел текучести σс, кг/мм²		Отклонение от номинального значения σв, кг/мм²	Отклонение от номинального значения σс, кг/мм²	Затяг холодный, мм²	Был ли поврежден	Результат	Ударная вязкость, кДж/см²	Ударная вязкость после старения, кДж/см²
					20°C	350°C	20°C	350°C							
611640	511906	105	1624/4	10059	54,0	54,0	39,0	31,0	8,1	8,3	19,0	У	2	10,4-11,1	7,4-5,6
610457	511808	105	"	"	56,0	54,0	39,0	31,0	0,1	7,8	19,5	У	2	11,7-12,1	5,6-6,8
611207	511872	105	"	"	55,0	54,0	40,0	37,0	8,1	3,8	17,0	У	2	9,6-10,8	7,1-6,9
611322	511888	105	"	"	55,1	53,0	41,0	37,0	8,8	4,6	17,0	У	2	10,1-10,5	5,5-8,9
610311	511796	105	"	"	56,0	57,0	41,0	37,0	1,2	9,6	19,0	У	2	15,2-16	9,1-9,7
611281	511876	105	"	"	53,0	51,0	39,0	27,0	1,4	10,8	21,0	У	2	16,3-17,5	12,3-12,3
71809	611124	105	"	"	53,0	51,0	38,0	27,0	8,1	7,1	19,0	У	2	14,8-10,4	6,1-6,0
71200	611097	105	"	"	54,0	53,0	38,0	27,5	10,5	7,4	20,0	У	2	12,1-12,8	7,1-7,4
69521	511706	-	1624/4	10059	6,30	53,5	47,0	33,5	10,8	6,6	18,0	У	2	11,6-12,1	6,6-6,9
6151	511019	-	"	"	56,0	53,0	40,5	32,0	7,4	8,0	19,0	У	2	10,1-10,9	6,0-6,4

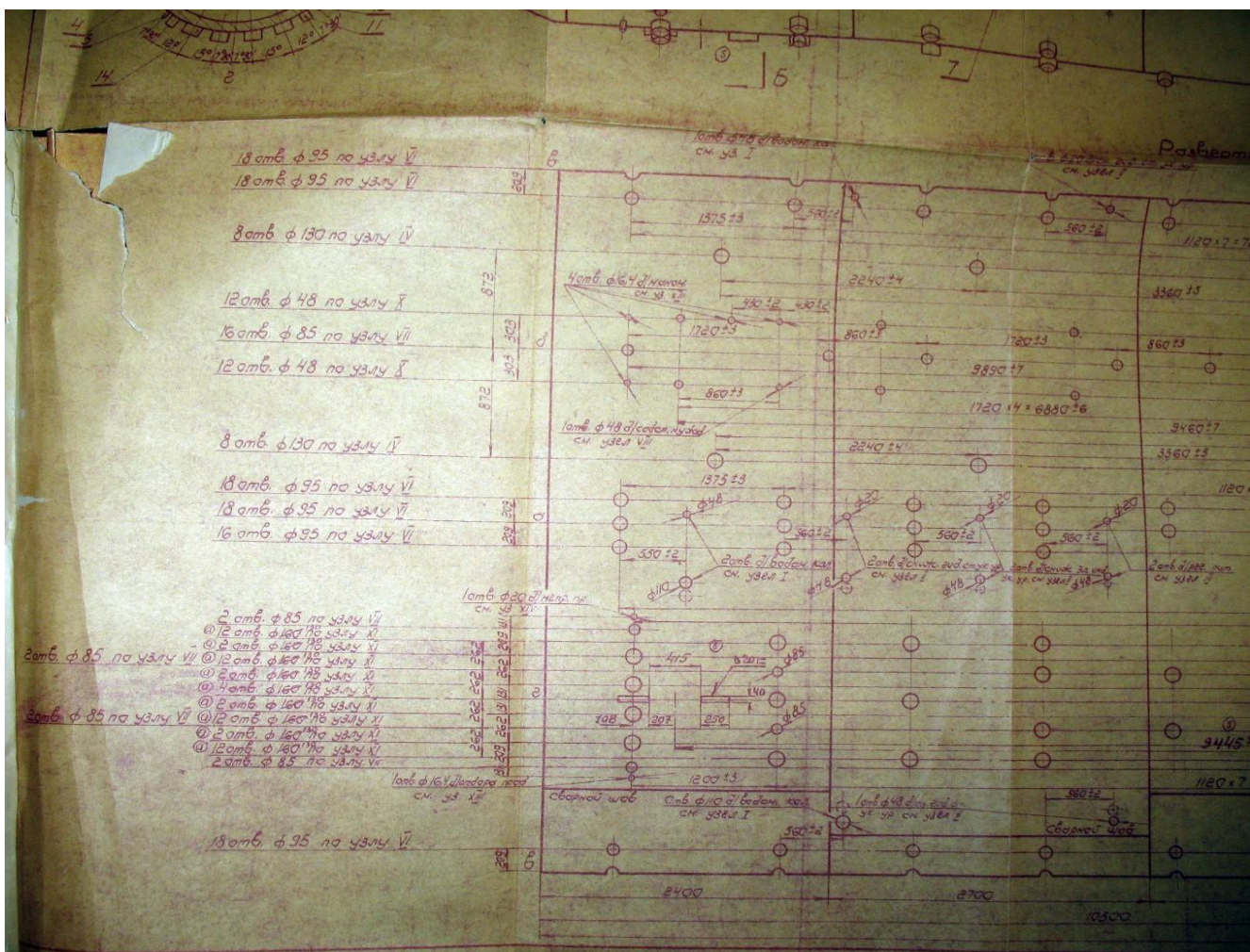
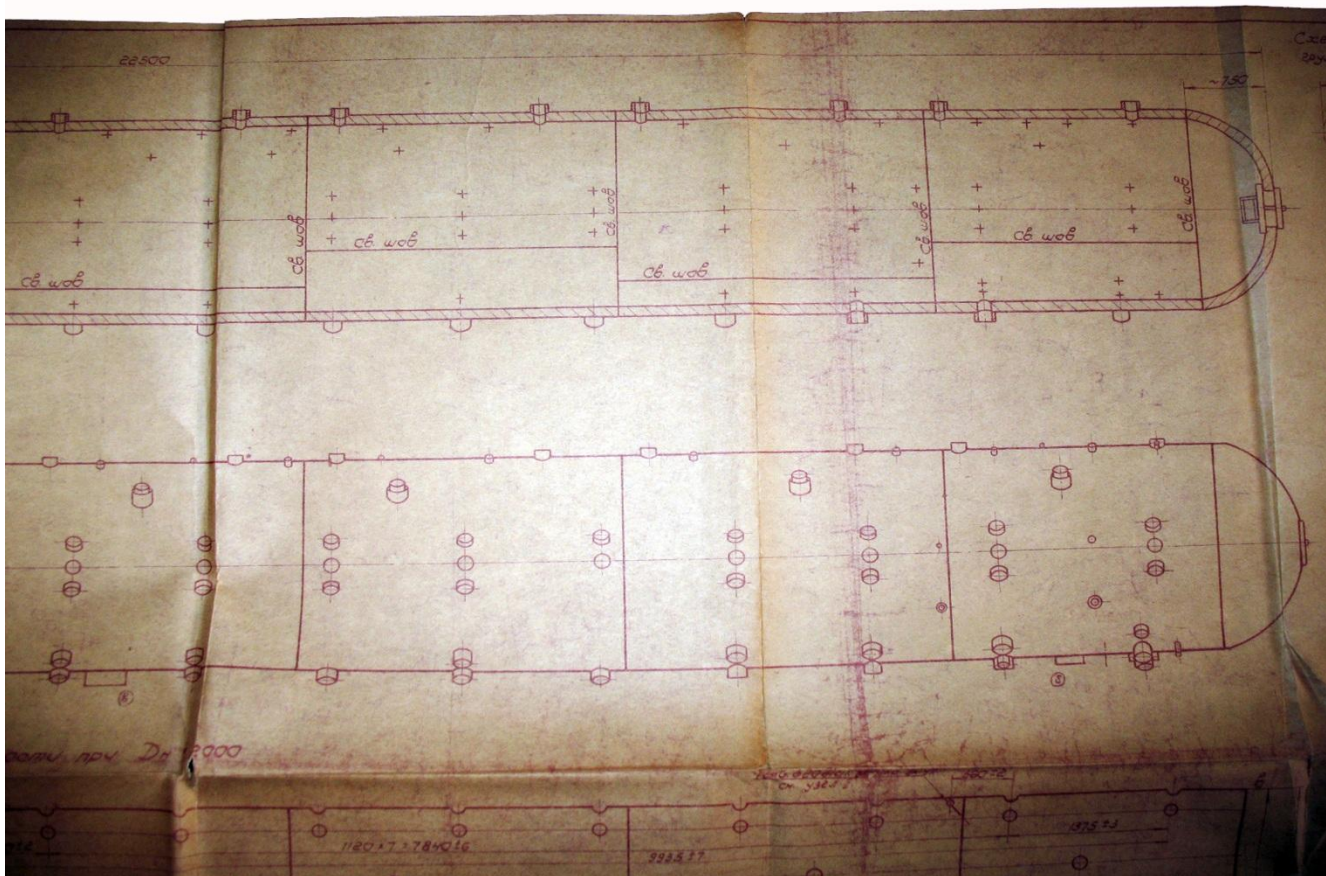
3. Результаты химического анализа исходного материала

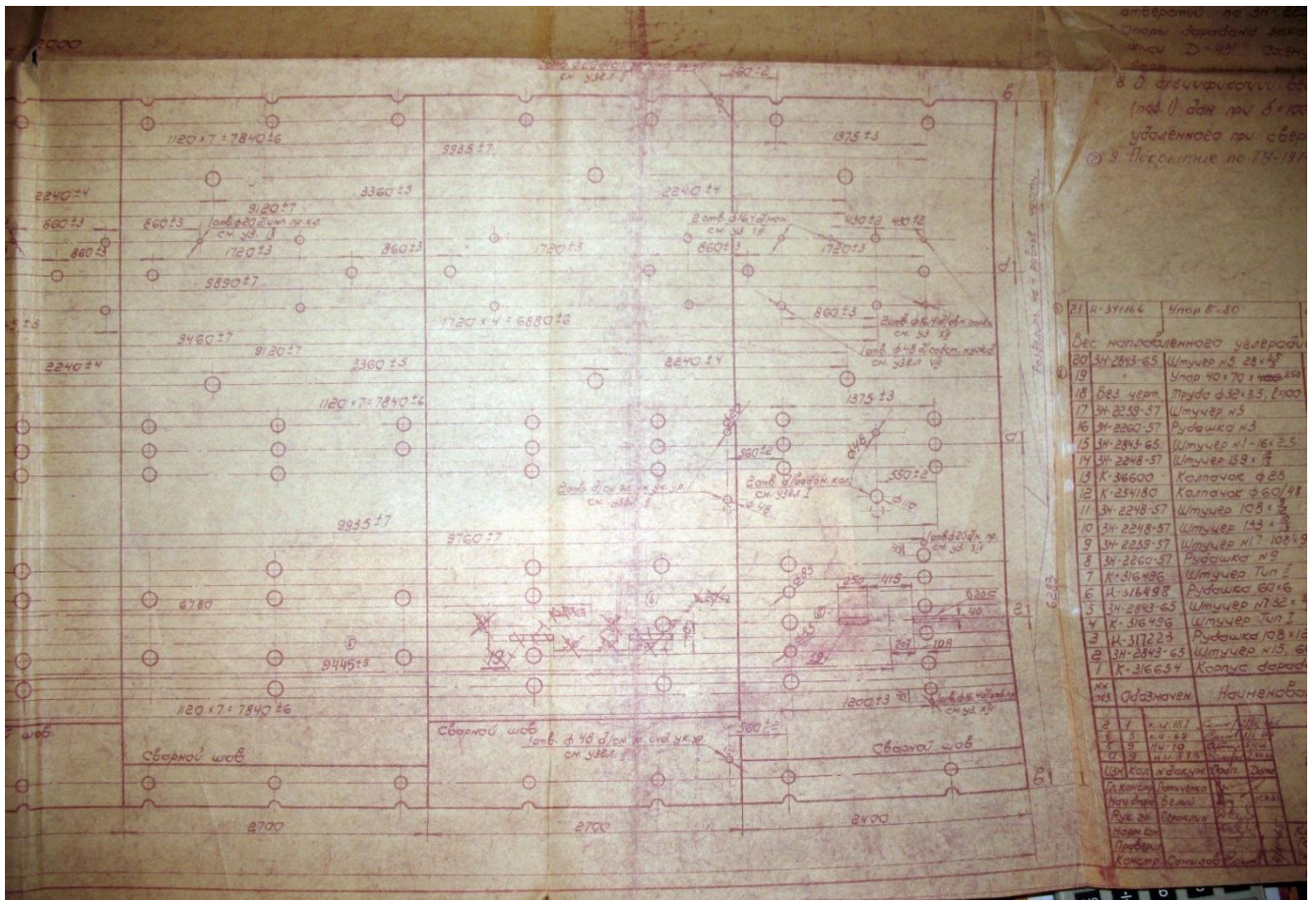
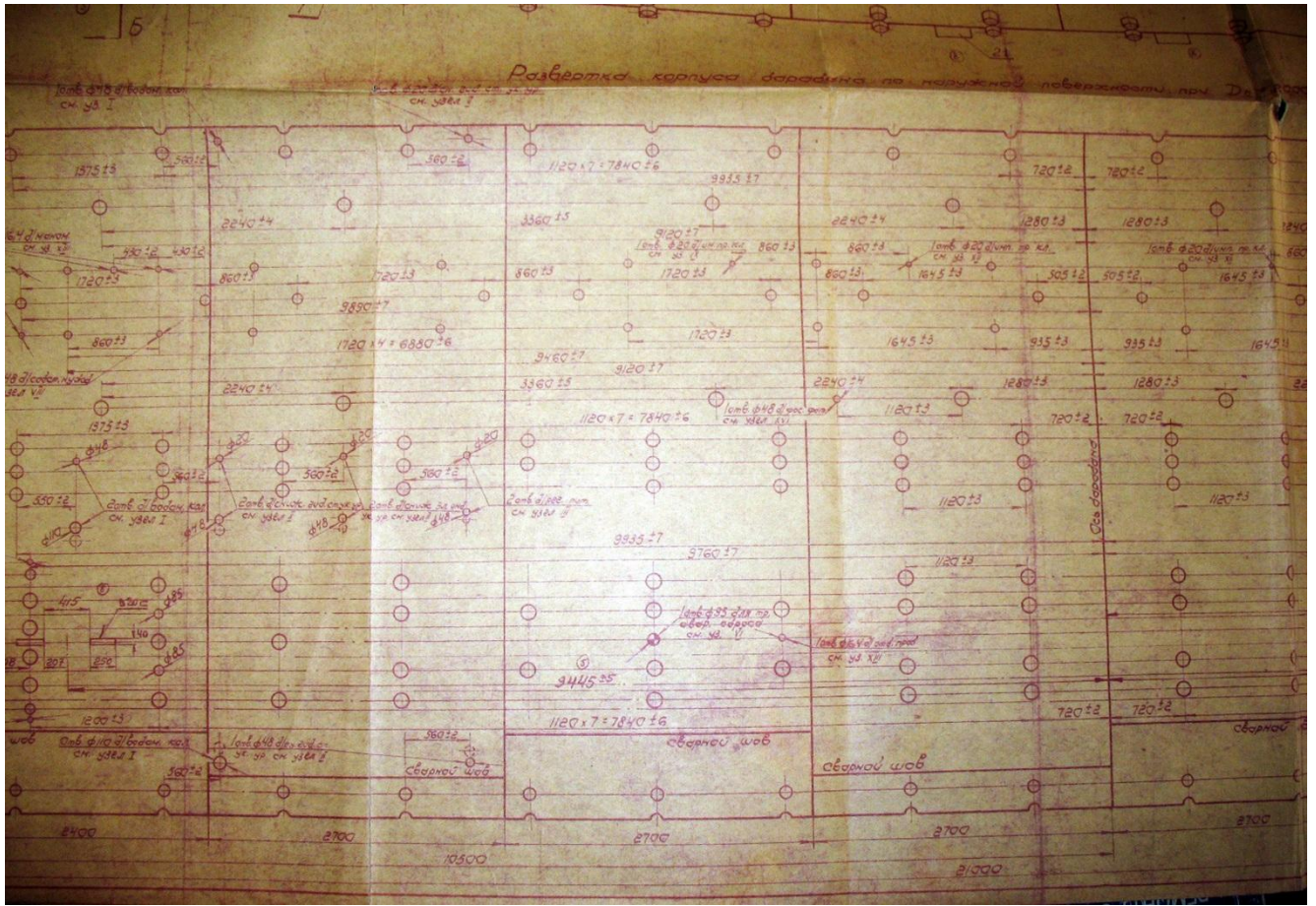
№ листа	№ плавки	№ сертификата и дата его выдачи	Углерод С	Марганец Mn	Кремний Si	Фосфор P	Сера S	Мель Cu	Никель Ni	Хром Cr	Молибден Mo
611640	511906	№-3399 30/XII-652	0,16	1,00	0,27	0,011	0,023	0,04	1,11	0,30	0,41
610457	511808	№-2952 17/XI-652	0,18	0,98	0,29	0,019	0,011	0,04	1,10	0,27	0,43
611207	511872	№-7267 17/XII-652	0,14	1,00	0,30	0,016	0,018	0,04	1,10	0,28	0,45
611322	511888	№-3249 15/XII-652	0,15	0,92	0,30	0,010	0,024	0,04	1,13	0,24	0,45
610311	511796	№-3057 26/XI-652	0,16	1,00	0,30	0,018	0,026	0,04	1,12	0,25	0,45
611281	511876	№-3234 13/XII-652	0,16	1,04	0,29	0,010	0,022	0,04	1,13	0,30	0,45
71809	611124	"	0,16	0,97	0,32	0,020	0,025	0,04	1,07	0,27	0,44
71200	611097	№-402 15/XI-662	0,16	0,98	0,30	0,020	0,020	0,04	1,10	0,25	0,45
69521	511706	БКЗ, XI-652	0,17	0,88	0,26	0,014	0,021	0,04	1,12	0,30	0,45

расованная электросварных швов

Додаток. Б.3. Креслення барабана







21 И-31166 Члор Б-30

Всг. исполненного чертёжов

20	34-2813-65	Штычек № 2813
19	Упор 40 x 70 x 100	
18	Болт 48mm	Пруда Ø 32 x 135 L1000
17	34-2239-57	Штычек № 5
16	34-2260-57	Рудавка № 3
15	34-2843-65	Штычек № 11-1612.5
14	34-2848-57	Штычек 69 x 3
13	К-36600	Копачок Ø 60
12	К-234180	Копачок Ø 60/118
11	34-2248-57	Штычек 108 x 3
10	34-2248-57	Штычек 143 x 3
9	34-2239-57	Штычек № 108 x 9
8	34-2260-57	Рудавка № 9
7	К-316496	Штычек Тур 1
6	К-316498	Рудавка 60 x 6
5	34-2843-65	Штычек Тур 2
4	К-316496	Штычек Тур 1
3	К-317223	Рудавка 108 x 6
2	34-2843-65	Штычек № 13, 6
1	К-316634	Копач дарадина

ММ
№ 1
№ 2
№ 3
№ 4
№ 5
№ 6
№ 7
№ 8
№ 9
№ 10
№ 11
№ 12
№ 13
№ 14
№ 15
№ 16
№ 17
№ 18
№ 19
№ 20
№ 21

Одзачем. Наименова

Додаток Б.4. Розміри вибірок барабана котлоагрегату блоку № 5

Лабораторія металів

(Дозвіл Держгірпромнагляду № 486.10.30-74.30.0 від 19.02.2010 р., дійсний до 19.02.2015 р.)

Висновок

№2183 від 20.11.2012 р.

за результатами візуально-вимірювального контролю вибірок металу в трубних отворах, на внутрішній поверхні обичайок між отворами та на штуцерах водоопускних труб на предмет повноти вибірок барабана котлоагрегату ст. №5 ВП ДТЕК Бурштинська ТЕС

1 Об'єкт контролю

1.1 Котел ст. №5 Бурштинської ТЕС:

- заводський № 30;
- реєстраційний №И-700;
- виготовлений на Таганрозькому заводі «Красный котельщик» в травні 1966 р.;
- введений в експлуатацію в квітні 1967 р.

1.2 Барабан котла (формуляр №2032):

- завод-виготовлювач – «Красный котельщик»;
- заводський номер – 21406;
- робочий тиск – 155 атм;
- матеріал – 16 ГНМ;
- водоопускні труби – Ø 159×15 мм., сталь 20.

2 Обсяги контролю:

– 100% – отворів і штуцерів у водяному об'ємі з прилеглими до отворів ділянками шириною 30-40 мм від кромки отворів де виявлено тріщини відповідно до висновку візуального контролю №2180, та висновку магніпорошкового контролю №2181.

3 Засоби контролю:

- лупа з 6 – ти кратним збільшенням;
- універсальний шаблон зварника УШЗ-3, св. про повірку №175 чинне до 17.02.2013;
- штангенциркуль ШЦ-1, зав. №33659, св. про повірку №2344 чинне до 15.11.2013;
- переносний ліхтарик.

4 Нормативна документація:

- СОУ 40.1-21677681-02:2009 «Порядок продовження терміну експлуатації барабанів котлів високого тиску. Інструкція»;
- РД 34.26.608-78 «Основные положения по обследованию и технологии ремонта барабанов котлов высокого давления из стали 16ГНМ, 16ГНМА и 22К»;
- ГОСТ 23479-79 Контроль неразрушающий. Методы оптического вида. Общие требования

5 Результати контролю

5.1 Результати контролю металу поверхні отворів і штуцерів у водяному об'ємах з прилеглими до отворів ділянками поверхні барабану шириною 30-40 мм від кромки отворів представлено в таблиці 1.

Результати контролю металу отворів і штуцерів у водяному об'ємі барабана

№п /п	Номер отвору	Номер ділянки заміру за схемою	Розміри вибірок								
			По поверхні отворів внутрішньої поверхні штуцерів барабана, мм			По поверхні отворів внутрішньої поверхні водоопускних отворів барабана, мм			По внутрішній поверхні обичайок навколо водоопускних отворів барабана, мм		
			h, мм	b, мм	l, мм	h, мм	b, мм	l, мм	h, мм	b, мм	l, мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	205	2	до 2	60	20	до 2	40	10	-	-	-
		4	до 4	40 (60)	30	до 2	30	10	-	-	-
2	187	1	до 3	45	15	до 1	45	8	-	-	-
3	211	1	до 5	60	20	до 4	50	20	-	-	-
4	241	2	-	-	-	до 1	40	10	-	-	-
5	186	1	до 3	35 (40)	20	до 2	30	10	-	-	-
		3	до 3	45	30	до 1,5	35	10	-	-	-
6	210	1	до 9	65	32	до 5	50	15	-	-	-
		3	до 3	60	10	до 4	60	10	-	-	-
7	185	1	до 2	40	20	до 1	40	10	-	-	-
		3	до 1	35	10	-	-	-	-	-	-
8	202	1	до 3	50	20	до 2	40	10	-	-	-
		4	до 1	30	20	до 1	30	5	-	-	-
9	239	4	до 3	35 (40)	20	до 2	30	8	-	-	-
10	201	1	до 6	50 (70)	20	до 3	50	15	5	50	8
		3	до 9	65 (70)	15	до 8	60	15	-	-	-
11	225	1	до 4	55	20	до 4	40	20	-	-	-
		4	до 5	50 (70)	30	до 4,5	50	30	-	-	-
12	184	1	до 5	70	35	до 4,5	70	35	-	-	-
		3	до 5	45 (65)	20	до 3	40	30	-	-	-
13	200	1	до 4	40 (55)	25	до 3	40	20	-	-	-
		2	до 2	40	25	до 2	20	15	-	-	-
		3	до 1	30	20	до 2	20	10	2	75	10
		4	до 1	30	10	до 1	20	10	-	-	-
14	224	1	до 7	70 (80)	20	до 5	70	10	-	-	-
		3	до 4	50	15	до 2	50	8	-	-	-
15	199	1	до 8	70 (100)	35	до 7	60	20	-	-	-
		3	до 4	70	15	до 4,5	70	30	-	-	-
16	223	3	до 4	60	30	до 3	60	20	-	-	-
17	183	3	до 1	75	25	-	-	-	-	-	-
18	198	1	до 6	60 (70)	15	до 3	50	20	-	-	-
		3	до 4	80	15	-	-	-	-	-	-
19	222	1	до 3	80	15	до 5	80	15	-	-	-
		2	до 6	80	15	до 7	80	15	-	-	-
		3	до 2	75	15	до 2	75	15	-	-	-
		4	до 1	60	15	до 1	60	15	-	-	-
20	237	1	до 5	60	20	до 3	60	20	-	-	-
21	182	1	до 5	50 (65)	20	до 4	60	10	-	-	-
		3	до 5	60	15	до 3	40	10	-	-	-
22	197	2	до 1	40	10	до 1	40	10	-	-	-
		3	до 2	65	20	до 2	65	20	-	-	-
		4	до 2	40	15	до 2	35	20	-	-	-

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
23	221	1	до 2	60	15	до 2	60	10	-	-	-
		2	до 2	65	15	до 2	50	15	-	-	-
		3	до 2	70	20	до 2	65	10	-	-	-
		4	до 2	70	20	до 2	65	10	-	-	-
24	236	1	до 9	70	15	до 8	80	20	-	-	-
		4	до 3	70	15	до 3	70	15	-	-	-
25	181	1	до 3	40	20	до 2	40	10	-	-	-
		3	до 2	45	15	до 2	35	15	-	-	-
26	196	1	до 4	60	20	до 3	50	15	-	-	-
		2	до 2	40	15	-	-	-	-	-	-
		3	до 7	60 (90)	35	до 2	40	35	до 2	60	20
27	220	1	до 8	80 (90)	30	до 7	75	25	-	-	-
		3	до 4	75	20	до 2	60	20	-	-	-
28	235	1	до 6	80	20	до 5	75	25	-	-	-
29	180	1	до 5	80	25	до 5	75	25	-	-	-
		3	до 2	75	15	до 3	70	30	-	-	-
30	195	1	до 6	65 (80)	35	до 2	70	25	-	-	-
		2	до 3	60	15	до 2	60	15	-	-	-
		3	до 3	45	30	до 2	40	25	-	-	-
31	219	1	до 2	60	20	до 1	60	10	-	-	-
		3	до 7	50 (85)	30	до 4,5	60	30	-	-	-
32	234	1	до 7	65 (85)	30	до 6	65	20	-	-	-
		3	до 2	50	30	до 2	50	20	-	-	-
33	194	1	до 6	90	20	до 4	90	10	-	-	-
		3	до 5	65	20	до 3	65	25	-	-	-
34	218	1	до 6	50 (60)	10	до 5	50	10	-	-	-
		3	до 3	70	35	до 2	70	15	-	-	-
35	179	3	до 2	60	15	до 2	60	15	-	-	-
36	193	1	до 3	80	20	до 3	80	10	-	-	-
		2	до 2	60	15	до 2	80	20	-	-	-
		3	до 4,5	65	25	до 4	70	15	-	-	-
37	217	3	до 5	80	30	до 4,5	60	30	-	-	-
		4	до 3	60	25	до 2	60	20	-	-	-
38	233	1	до 4	60	35	до 2	30	10	-	-	-
		3	до 6	70 (85)	40	до 6	55	25	-	-	-
39	216	1	до 2	40	25	до 3	45	15	-	-	-
		3	до 4	50	30	до 3	50	20	-	-	-
40	215	1	до 1	50	25	до 1,5	50	15	-	-	-
		3	до 2	65	15	до 1	65	10	-	-	-
41	191	4	до 3	40	15	до 3	40	10	-	-	-
42	178	1	до 1	40	20	до 1	40	10	-	-	-
43	231	1	до 1	70	10	до 1	70	15	-	-	-
		3	до 5	100	20	до 4,5	120	30	-	-	-
44	207	1	до 1	40	20	до 1	40	15	-	-	-
		3	до 3	75	20	до 3	70	15	-	-	-
45	177	1	до 3	65	20	до 2	60	10	-	-	-
		3	до 3	70	40	до 3	70	20	-	-	-
46	230	1	до 4	75	25	до 3,5	70	20	-	-	-
		2	до 5,5	60 (75)	35	до 3	50	20	-	-	-
47	206	1	до 3	45	20	до 2	40	10	-	-	-
48	228	2	до 3	70	25	до 2	70	25	-	-	-
		4	до 2	70	25	до 2	70	20	-	-	-

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
49	212	2	до 4	80	20	до 4	80	25	-	-	-
		3	до 3	60	20	до 3	60	20	-	-	-
50	204	1	до 3	60	35	до 3	60	30	-	-	-
		3	до 2	60	25	до 2	60	25	-	-	-
		4	до 6	90	35	до 4	90	20	-	-	-
51	187	3	до 2	60	20	до 2	60	10	-	-	-
		4	до 4	80	35	до 2	80	10	-	-	-

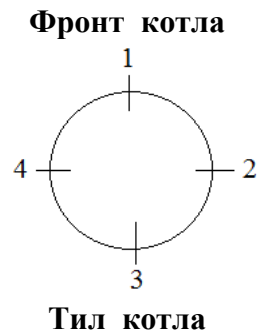
Примітка:

1. Червоним кольором в дужках позначено довжину штуцерів, за якої при вказаних глибині й ширині напруження не перевищують допустимі (за довжин менших від вказаних напруження перевищують допустимі).
2. Жовтим кольором відзначено штуцер (№ 210), напруження в якому з фронту котла перевищує допустимі (за будь-якої ширини вибірки).
3. Результати отримані в припущенні, що

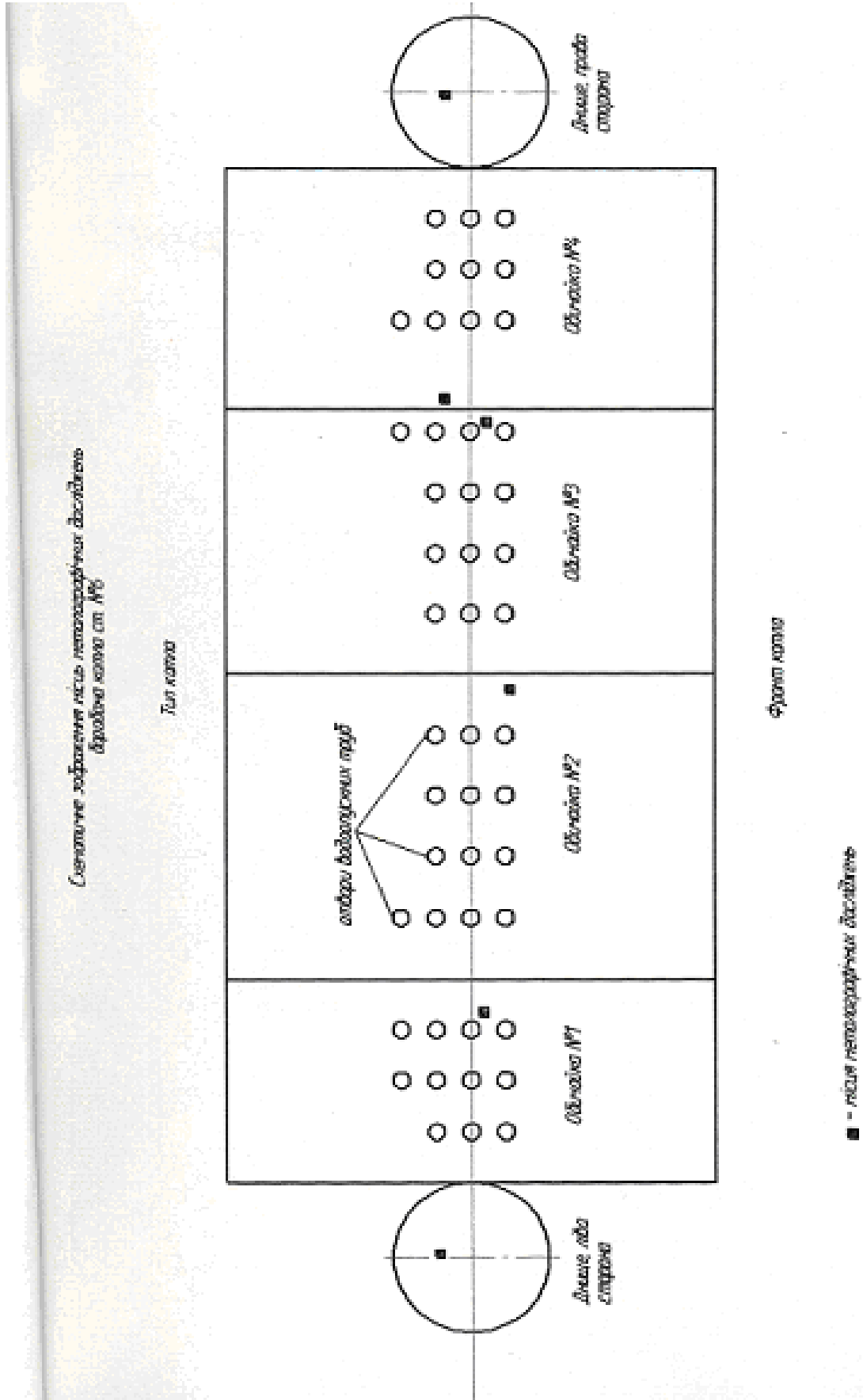
h – глибина вибірки;

l – довжина вибірки (**вимірюється по колу – як довжина дуги**);

b – ширина вибірки (**вимірюється в напрямі перпендикулярному до перерізу штуцера площиною**):



Додаток В.2. Схема барабана котлоагрегату ТП-10



Додаток Д. Акти впровадження результатів роботи

„Затверджую”
 Директор Бурштинської ТЕС
 М. Романів
 ” 09 12. 2011 р.

Акт

про впровадження результатів інноваційного науково-технічного проекту

„Кількісна оцінка експлуатаційного ресурсу елементів діючого енергетичного обладнання з урахуванням деградації матеріалу, експлуатаційних пошкоджень та ремонтних втручань”:

Розділ 1. “Математичне і чисельне моделювання процесів деформування діючого енергообладнання. Визначення експлуатаційного ресурсу обладнання з урахуванням деградації матеріалу, експлуатаційних пошкоджень та ремонтних втручань”.

Комісія у складі співробітників Бурштинської ТЕС заступника головного інженера Кона Ю.О., начальника лабораторії металів Задорожного М.В., провідного інженера Василика А.В. склала цей акт про впровадження результатів, одержаних виконавцями науково-технічного проекту „Кількісна оцінка експлуатаційного ресурсу елементів діючого енергетичного обладнання з урахуванням деградації матеріалу, експлуатаційних пошкоджень та ремонтних втручань”: Розділ 1. “Математичне і чисельне моделювання процесів деформування діючого енергообладнання. Визначення експлуатаційного ресурсу обладнання з урахуванням деградації матеріалу, експлуатаційних пошкоджень та ремонтних втручань” (Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України).

Розроблені у рамках проекту математична модель, методика, алгоритми і програми для комп’ютерного моделювання напруженого стану елементів діючого енергообладнання з урахуванням деградації матеріалу, експлуатаційних пошкоджень та ремонтних втручань передані Бурштинській ТЕС і використовуються у лабораторії металів.

Розроблений підхід до моделювання процесів деформування конструктивних елементів енергетичного обладнання за умов їх термосилового навантаження з урахуванням їх реальної форми, локалізації та геометричних параметрів експлуатаційних пошкоджень чи змін форми після ремонтних впливів, часової зміни характеристик матеріалу, термочутливості властивостей матеріалів у всьому діапазоні зміни температури (усі фізико-механічні характеристики залежать від температури) та пружно-пластичного деформування. Запропонований підхід дає можливість точніше у порівнянні з існуючими галузевими підходами кількісно оцінити напружено-деформований стан в околі пошкоджених ділянок чи технологічних вибірок і, як наслідок, експлуатаційний ресурс енергетичного обладнання загалом. З використанням цього підходу:

- досліджено напружено-деформований стан конкретних діючих елементів енергетичного обладнання (барабанів котлів високого тиску з ремонтними вибірками дефектів, колекторів первинного пароперегрівача котла з

- дефектами у вигляді тріщин, штуцерів барабанів котлів з вибірками дефектів) за умов, що відповідають різним режимам їх експлуатації;
- визначено оптимальні параметри геометричних форм ремонтних технологічних вибірок металу в околі ушкоджених тріщинами зон барабана котла високого тиску, які дають можливість максимально понизити концентрацію напружень в околі зон ремонтних втручань (рекомендації щодо вибору геометричних параметрів вибірок використано при розробці технології ремонту у барабані котла системи ТП-100 № 18 Бурштинської ТЕС, внаслідок чого продовжено його експлуатація);
 - виконано дослідження придатності до подальшої експлуатації колекторів пароперегрівача ~~ТП~~-100 з урахуванням часової деградації металу та пошкоджень, що виникли внаслідок довготривалого використання, а також визначено причини зародження і дано кількісну оцінку їх впливу на поширення поперечних тріщин між отворами в площині пакету змійовика;
 - побудовано функціональні залежності між глибиною, довжиною і шириною вибірок на штуцерах барабана котла для вибору таких їх геометричних параметрів, за яких напруження у штуцерах не перевищують допустимих (ці залежності використано при розробці режимів проведення ремонтних робіт шляхом вибірки дефектних ділянок штуцерів у барабані котла системи ТП-100 № 18 Бурштинської ТЕС).
 - встановлено, що за наявності наскрізної тріщини між отворами колектора його напружено-деформований стан є таким, що практично виключає його непрогнозоване катастрофічне руйнування у площині поширення дефекту за відсутності тріщин за межами крайніх отворів (відповідно до кривих деформування зразків металу, що відпрацювали 296000 год., здатність матеріалу до подальшого пластичного деформування і деформаційного зміцнення у найбільш навантаженій зоні у цьому випадку далеко не вичерпано);
 - на основі досліджень процесів деформування отримано кількісну оцінку експлуатаційного ресурсу барабана ТС №1 Бурштинської ТЕС з урахуванням пошкоджень, часової деградації матеріалу та ремонтних втручань за умов планових режимів «пуску-зупинки», режимів стаціонарної експлуатації з термоциклюванням, аварійної зупинки («тепловий удар») та гідравлічних випробувань (з використанням результатів досліджень прийнято науково обґрунтоване рішення про продовження на 25000 годин терміну експлуатації барабана, що вичерпав свій паспортний ресурс).

Голова комісії,
заступник головного інженера

_____ Кон Ю. О.

Члени комісії:
начальник лабораторії металів

_____ Задорожний М. В.

провідний інженер, к.т.н.

_____ Василик А. В.

„Затверджую”
 Головний інженер АТ «ЛьвівОРГРЕС»
 В.Г. Кондратенко
 2013 р.

Акт



про впровадження результатів інноваційного науково-технічного проекту

”Уточнений розрахунок на міцність та оцінка придатності елементів котлоагрегатів енергоблоків потужністю 200 МВт до експлуатації понад парковий ресурс”:

Розділ 1. ”Математичне і чисельне моделювання фізико-механічних процесів в елементах котлоагрегатів енергоблоків потужністю 200 МВт за умов їх експлуатації.

Кількісна оцінка їх придатності до експлуатації понад парковий ресурс.”

Розділ 2. ”Розробка програмного забезпечення для комп’ютерного моделювання фізико-механічних процесів в елементах котлоагрегатів енергоблоків потужністю 200 МВт.

Комісія у складі співробітників АТ «ЛьвівОРГРЕС» заступника головного інженера В.С. Наумчика, начальника турбінного цеху М.О. Мороза та керівника лабораторії металів Ю.С. Рубанова склала цей акт про впровадження результатів, отриманих виконавцями науково-технічного проекту ”Уточнений розрахунок на міцність та оцінка придатності елементів котлоагрегатів енергоблоків потужністю 200 МВт до експлуатації понад парковий ресурс”: Розділ 1. ”Математичне і чисельне моделювання фізико-механічних процесів в елементах котлоагрегатів енергоблоків потужністю 200 МВт за умов їх експлуатації. Кількісна оцінка їх придатності до експлуатації понад парковий ресурс” (Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України). Розділ 2. ”Розробка програмного забезпечення для комп’ютерного моделювання фізико-механічних процесів в елементах котлоагрегатів енергоблоків потужністю 200 МВт (Центр математичного моделювання Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України).

Цим актом підтверджуємо, що розроблені в рамках проекту математична модель, методика, алгоритми та програмне забезпечення для визначення напружено-деформованого стану використані при розрахунках на міцність і циклічну втому та при оцінках придатності барабана котла ТП-100 блоку №5 ДТЕК Бурштинська ТЕС та барабана котла ст. №6 типу ТП-10 ДТЕК Добротвірська ТЕС, які вичерпали свій парковий ресурс, до подальшої експлуатації.

На основі аналізу результатів комп'ютерного моделювання процесів деформування барабана ТП-100 блоку №5 ДТЕК «Бурштинська ТЕС» за умов експлуатації визначено геометричні параметри ремонтних вибірок на штуцерах, отворах і тілі барабана, за яких погіршення міцнісних характеристик барабана практично відсутнє (у порівнянні з барабаном без вибірок), а напруження не перевищує допустимих значень, встановлено сумарне значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабана і отримано кількісну оцінку залишкового експлуатаційного ресурсу. На підставі виконаних досліджень зроблено висновок про можливе продовження терміну подальшої експлуатації барабана з прогнозованою інтенсивністю основних циклічних режимів на 50 000 годин.

Аналогічні роботи виконані для барабана котла ст. №6 типу ТП-10 ДТЕК «Добротвірська ТЕС». Враховуючи результати розрахунків барабана на міцність і циклічну втому та відповідність результатів контролю металу вимогам чинних нормативних документів в енергетичній галузі, зроблено висновок про можливе продовження терміну подальшої експлуатації барабана на 50 000 годин.

Запропонований підхід до моделювання напружено-деформованого стану елементів котлоагрегатів використано при дослідженні можливості пере-призначення термінів служби теплообмінників автоматичного розхолодження і теплообмінників розхолодження басейну витримки енергоблоків №1 та №2 Запорізької атомної електростанції.

Розрахунок на циклічну міцність теплообмінників показав, що максимально допустима кількість циклів навантаження-розвантаження за існуючих умов експлуатації для теплообмінників автоматичного розхолодження рівна 204 цикли, а для теплообмінників розхолодження басейну витримки – на порядок більше (2000).

З урахуванням виконаних досліджень напружено-деформованого стану теплообмінників та відповідності технічного стану елементів теплообмінного обладнання вимогам нормативної документації зроблено висновок про можливе продовження термінів експлуатації теплообмінників автоматичного розхолодження і розхолодження басейну витримки з обов'язковим дотриманням умов експлуатації і виконанням рекомендацій з моніторингу процесів старіння елементів теплообмінників.

Голова комісії:

Заступник головного інженера

Начальник турбінного цеху

Начальник лабораторії металів

В.С. Наумчик

М.О. Мороз

Ю.С. Рубанов

„Затверджую”
 Головний інженер АТ «ЛьвівОРГРЕС»
 _____ Г. Кондратенко
 _____ 2014 р.
 Акт



про впровадження наукових розробок
 Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача
 НАН України

Комісія у складі співробітників АТ «ЛьвівОРГРЕС» заступника головного інженера В.С. Наумчика, начальника турбінного цеху М.О. Мороза та керівника лабораторії металів Ю.С. Рубанова склала цей акт про впровадження результатів, отриманих в Інституті прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України.

Цим актом підтверджуємо, що розроблені в Інституті упродовж 2012-2014 рр. математична модель, методика, алгоритми та програмне забезпечення для чисельного моделювання процесів деформування твердих деформівних тіл за комплексного навантаження використані (в рамках госпдоговорів з ІППММ ім. Я.С. Підстригача НАН України) при розрахунках на міцність і циклічну втому та при оцінках експлуатаційного ресурсу і придатності елементів енергетичного обладнання до подальшої їх експлуатації на енергоблоках теплоелектростанцій ДТЕК «Західенерго» та ВП Запорізька АЕС.

В результаті виконаних обчислювальних експериментів визначено раціональні значення геометричних параметрів ремонтних вибірок на штуцерах, отворах і тілах барабанів котлів високого тиску типу ТП-10 та ТП-100, за яких напруження не перевищує допустимих значень, встановлено сумарне значення параметрів накопиченої пошкоджуваності металу барабанів і отримано кількісну оцінку їх залишкового експлуатаційного ресурсу. На підставі виконаних досліджень зроблено висновок про можливе продовження терміну подальшої експлуатації барабанів на відповідні терміни.

Запропонований підхід до моделювання напружено-деформованого стану елементів енергетичного обладнання використано при дослідженні можливості перепризначення термінів служби теплообмінників автоматичного розхолодження і теплообмінників розхолодження басейну витримки енергоблоків №1 та №2 ВП Запорізька АЕС.

Голова комісії:

Заступник головного інженера

В.С. Наумчик

Начальник турбінного цеху

М.О. Мороз

Начальник лабораторії металів

Ю.С. Рубанов



Б. Р. Гетьман

2016 р.

Акт

про використання наукових розробок Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України

Цим актом підтверджуємо, що розроблені в Інституті математична модель, методика, алгоритми та програмне забезпечення для визначення напруженого стану пружно-пластичних тіл складної форми за дії інтенсивних термосилових навантажень використані при розрахунках на міцність і циклічну втому та при оцінках придатності барабанів котлів ТП-100 енергоблоків ДТЕК Бурштинська ТЕС, які вичерпали свій парковий ресурс, до подальшої експлуатації.

На основі аналізу результатів комп'ютерного моделювання процесів деформування барабанів за умов експлуатації визначено геометричні параметри ремонтних вибірок на штуцерах, отворах і тілі барабанів, за яких погіршення міцнісних характеристик практично відсутнє (у порівнянні з барабанами без вибірок), а напруження не перевищує допустимих значень, встановлено сумарне значення параметра накопиченої пошкоджуваності металу барабанів і отримано кількісну оцінку залишкового експлуатаційного ресурсу. На підставі виконаних досліджень зроблено висновок про можливе продовження термінів подальшої експлуатації барабанів.

Начальник лабораторії металів БТЕС

A blue ink handwritten signature, likely belonging to T.S. Palashuk.

Т.Є. Палащук