

О. В. Баранюк<sup>1,2</sup>  
А. Ю. Рачинський<sup>1</sup>

## МОДЕЛЮВАННЯ ГЕНЕРАЦІЇ ВОДЯНОЇ ПАРИ ПРИ ПОЗДОВЖНЬОМУ ОМИВАННІ ПУЧКІВ ТРУБ

<sup>1</sup>Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»;

<sup>2</sup> Інститут теплоенергетичних технологій Національної академії наук України, Київ

Подано результати дослідження процесу генерації водяної пари у міжтрубному просторі прямо-точного парогенератора, що виконані за допомогою комп'ютерного моделювання з використанням програми ANSYS CFX. Також зроблено спробу визначення міцності окремих елементів парогенератора. Як граничні умови задавалися значення перепаду тиску між вхідним і вихідним патрубком. Прийнято, що корпус парогенератора теплоізолюваний. Використано  $k-\epsilon$  модель турбулентності в модифікації Realizable. Краплі вологи моделюються як дискретна фаза у вигляді сферичних частинок, розсіяних у безперервній фазі (паровий потік), за допомогою DPM (Dispersed Fluid). Розрахунок дискретної фазової траєкторії здійснюється в лагранжевому формулюванні, що включає дискретну фазову інерцію, гідродинамічний опір і силу тяжіння як для стаціонарних, так і для нестаціонарних течій. Пара розглядалась як суцільне середовище і її параметри визначались шляхом розв'язання рівнянь Нав'є–Стокса, тоді як дисперсна фаза визначалась шляхом відстеження великої кількості крапель через розрахункове поле потоку. Взаємодія крапель дискретної фази між собою не враховувалась. Сила тертя між шарами рухомої рідини визначалась за моделлю Shiller–Nauman. Для моделювання теплообміну за турбулентного режиму течії двофазного потоку використано модель Ranz-Marshall.

Моделювання засобами ANSYS-CFX дозволило візуально встановити межі фазового переходу. Визначено кількісне значення коефіцієнта тепловіддачі на поверхні пучка циліндричних труб та втрати тиску на випарній ділянці у разі кипіння води на поверхнях трубного пучка. Визначено теплову потужність парогенератора і гідравлічний опір його конструкції. Отриманий результат порівнювали з аналітичним розрахунком. У підсумку встановлено, що результати моделювання є задовільними.

**Ключові слова:** теплообмін, числове моделювання, генерація пари, фазовий перехід, парогенератор.

### Вступ

На сьогодні згідно з конструктивною концепцією, прийнятою на двоконтурних АЕС більшості західних країн, у складі реакторної установки застосовується парогенератор вертикального розташування [1]. Такі парогенератори також розроблялись і в колишньому СРСР. Інженери планували використовувати по два парогенератори на блок ВВЕР-1000. Вважалося, що використання подібних парогенераторів дозволило б істотно скоротили металоємність реакторної установки, а саме скоротити довжину трубопроводів і зменшити кількість запірної арматури та акумулювальних ємностей. Конструкція прямоточного парогенератора подана в роботі [1].

Проведено комп'ютерне моделювання процесів генерації пари у разі поздовжнього омивання двофазним потоком зовнішньої поверхні шахового пучка труб в комп'ютерній моделі прямоточного парогенератора для реактора типу ВВЕР-1000. Проте, створити CFD-модель такої конструкції майже неможливо наявними засобами персональних комп'ютерів. Тому пропонується розробити CFD-модель прямоточного парогенератора у вигляді масштабної моделі. Моделлю є циліндричний корпус, який обмежує рідинний потік парогенератора, виконаний у масштабі 1:100 з радіальним підведенням теплоносія (рис. 1).

*Метою роботи* є розроблення комп'ютерної моделі прямоточного парогенератора АЕС, яка призначена для моделювання теплогідравлічних процесів, що відбуваються в ньому під час генерації

водяної пари, та розрахунку на міцність окремих елементів парогенератора. Розроблена модель зокрема дозволить отримати візуалізацію траєкторій крапель вологи в залежності від їхнього діаметра, що визначає деякі особливості течії пари в паровому об'ємі парогенератора. Таку візуалізацію неможливо отримати наявними способами експериментального дослідження на реальному обладнанні.

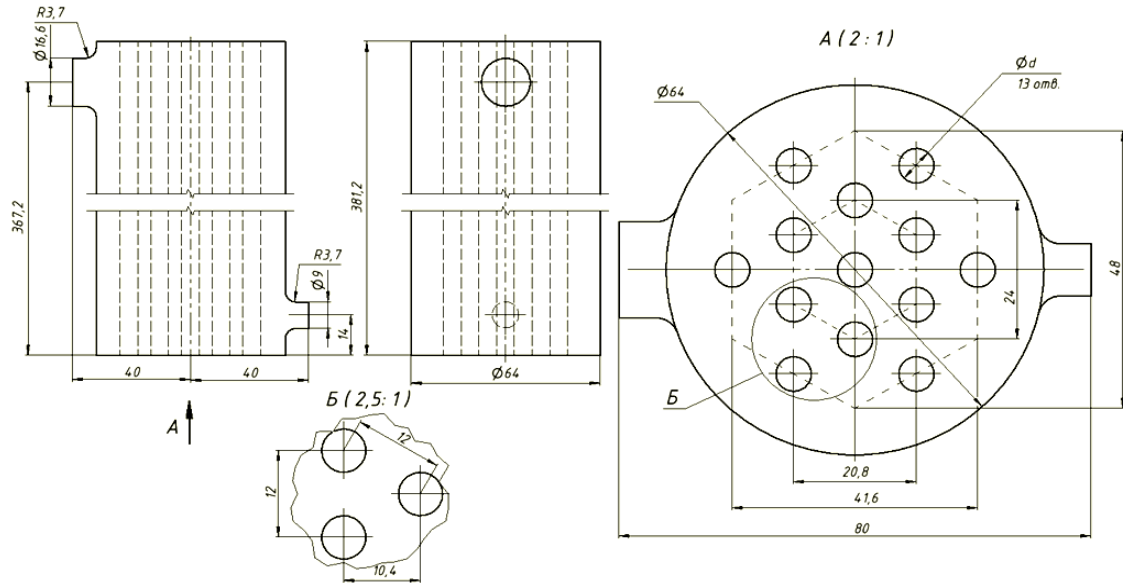


Рис. 1. Креслення моделі прямоточного парогенератора

### Методика дослідження

Для розв'язання поставленої задачі в середовищі ANSYS необхідно апроксимувати розрахункову область мережею скінчених елементів (рис. 2). В роботі використана гібридна сітка — комбінація структурованої і неструктурованої скінченно-елементної сітки.

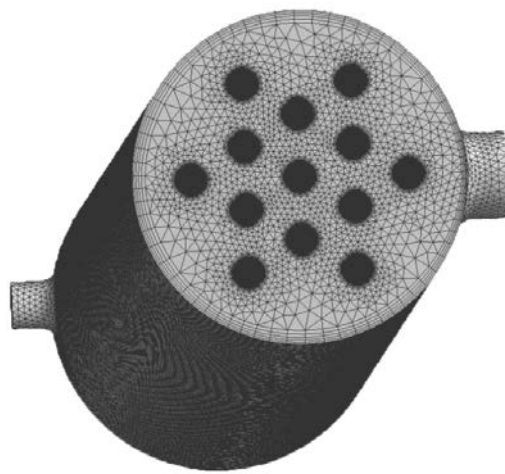


Рис. 2. Зовнішній вигляд скінченно-елементної сітки в тривимірному просторі

Структурована розрахункова сітка призначена для моделювання течії в прилеглому шарі, що розвивається на межі твердотільна поверхня—рідина. Використано не менше 20-ти шарів скінчених елементів (рис. 2), причому кожний наступний елемент більше попереднього на 10%. Зона між «прилеглими шарами» апроксимується неструктурованою розрахунковою сіткою, відстань між вузлами якої можна регулювати параметром Relevance Fine. Розмір елементів сітки  $1 \cdot 10^{-3}$  м. Для поєднання структурованої і неструктурованої розрахункових скінченно-елементних сіток використовувався метод MultiZone. Краплі вологи моделюються як дискретна фаза у вигляді сферичних частинок, розсіяних у безперервній фазі (паровий потік), за допомогою DPM (Dispersed Fluid). ANSYS-CFX [2]—[5] здатен обчислити траєкторії цих дискретних фазових об'єктів, а також тепломасообмін в них або з них. Як керувальні рівняння використовується система рівнянь Нав'є—Стокса для течії в'язкої рідини, що стискається, зі змінними властивостями [6], [7]

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu_{eff} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] + S_m, \quad (1)$$

де  $S_m$  — рівнодійна масових сил;  $\mu_{eff}$  — ефективна в'язкість, що є сумою молекулярної і турбулентної в'язкості;  $p'$  — модифікований тиск, який визначено таким чином:

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_i}. \quad (2)$$

Доданки лівої частини системи рівнянь визначають зміну властивостей потоку рідини (пари) у часі та кількості руху молекул рідини. Доданки правої частини рівнянь визначають дію масових сил, сил тиску та сил в'язкості. Таким чином, рівняння розглядаються як баланс сил інерції (ліва частина), масових сил, сил тиску та в'язкості (права частина), що діють на частинку рідини.

Осереднені по Рейнольдсу рівняння енергії

$$\frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial \tau} - \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_j h_{tot}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right) + \partial x_i \left[ u_i (\tau_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j}) \right]. \quad (3)$$

Можливо, оскільки перетворення молекулярного дифузійного члена може бути неточним, якщо ентальпія  $h_{tot}$  залежить від інших параметрів, не тільки від температури, останнє рівняння записане через турбулентну дифузію є правильним, за умови дотримання гіпотези про вихородифузійність. До того ж, оскільки турбулентна дифузія зазвичай набагато більша ніж молекулярна, то невеликі похибки в останній можна ігнорувати.

Разом з рівнянням нерозривності рівняння Нав'є–Стокса і енергії утворюють замкнуту систему:

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho u_j)}{\partial x_j} = 0. \quad (4)$$

Залежність для розрахунку турбулентної в'язкості має вигляд

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (5)$$

де  $C_\mu$  — константа, а  $k$  і  $\varepsilon$  — кінетична енергія турбулентних пульсацій і швидкість їхньої дисипації відповідно.

Розрахунок дискретної фазової траєкторії здійснюється в лагранжевому формулюванні, що включає дискретну фазову інерцію, гідродинамічний опір і силу тяжіння як для стаціонарних, так і для нестационарних течій. Лагранжева дискретна фазова модель в ANSYS-CFX відповідає підходу Ейлера–Лагранжа. Пара розглядається як суцільне середовище шляхом розв'язання рівнянь Нав'є–Стокса, тоді як дисперсна фаза розв'язується шляхом відстеження великої кількості крапель через розрахункове поле потоку. Дисперсна фаза може обмінюватися імпульсом, масою та енергією з рідкою фазою. Цей підхід значно спрощується, коли взаємодією крапель дискретної фази між собою можна знехтувати. ANSYS-CFX прогнозує траєкторію дискретної фазової частинки (або краплі) шляхом інтегрування балансу сил на частинці, яка записується в лагранжевій системі відліку. Цей баланс сил прирівнює інерцію частинки до сил, що діють на частинку, і може бути записаний як

$$m_p \frac{d\vec{u}}{d\tau} = m_p \frac{\vec{u} - \vec{u}_p}{d\tau_p} + m_p \frac{\vec{g}(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + \vec{F}, \quad (6)$$

$m_p$  — маса частинки (краплі);  $u$  — швидкість газової фази;  $u_p$  — швидкість краплі;  $\rho$ ,  $\rho_p$  — щільність газу та крапель відповідно;  $F$  — додаткові сили;  $\tau_p$  — час релаксації краплі.

Час релаксації визначається так:

$$\tau_p = \frac{\rho_p d_p^2}{18\mu} \frac{24}{C_D Re'}, \quad (7)$$

$\mu$  — молекулярна в'язкість рідини;  $d_p$  — діаметр краплі;  $Re'$  — число Рейнольдса;  $C_D$  — коефіцієнт опору.

Число Рейнольдса визначається з формули

$$Re = \frac{\rho d_p |\overline{u_p} - \vec{u}|}{\mu}. \quad (8)$$

Для подальшої роботи ANSYS-CFX потрібно задатися відривним діаметром бульбашки пари, який можна обчислити з емпіричної залежності

$$R \approx \frac{\sigma \sin \theta}{\rho' w'^2}, \quad (9)$$

де  $\sigma$  — сила поверхневого натягу рідини, Н/м;  $\theta$  — кут змочування, рад;  $\rho'$  — густина рідини на лінії насичення, кг/м<sup>3</sup>;  $w'$  — швидкість спливання бульбашок, м/с.

В [8] подано наближене співвідношення для розрахунку швидкості спливання бульбашки

$$w' = \frac{4kg\sigma(\rho' - \rho'')}{c''\rho'^2}. \quad (10)$$

Залежність (10) свідчить про те, що швидкість спливання бульбашок другої категорії в основному визначається фізичними параметрами системи  $\rho'$ ,  $\rho''$ ,  $\sigma$  і формою бульбашки  $k$ ,  $c''$ . Лінійні розміри бульбашок практично не впливають на швидкість спливання, оскільки вони є критичними, обумовленими такими обставинами. Зі збільшенням розміру бульбашки рушійна підйомна сила зростає, зростає швидкість спливання, що призводить до збільшення опору. Наслідком зростання швидкості спливання та опору є деформація бульбашок та їхнього дроблення на дрібніші. Таким чином, розміри парових бульбашок, що рухаються, обумовлені критичним станом, що характеризується взаємодією сил поверхневого натягу, виштовхування і опору.

Для моделювання турбулентного руху рідини, записані в формі Рейнольдса рівняння Нав'є-Стокса замикаються за допомогою  $k$ - $\varepsilon$  моделі турбулентності

$$\underbrace{\rho u_i \frac{\partial k}{\partial x_i}}_{\text{Convection}} = \underbrace{\mu_t \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i}}_{\text{Generation}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right]}_{\text{Diffusion}} - \underbrace{\rho \varepsilon}_{\text{Destruction}}; \quad (11)$$

$$\underbrace{\rho u_i \frac{\partial k}{\partial x_i}}_{\text{Convection}} = C_{\varepsilon 1} \left( \frac{\varepsilon}{k} \right) \underbrace{\mu_t \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i}}_{\text{Generation}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right]}_{\text{Diffusion}} - \underbrace{\rho C_{\varepsilon 2} \left( \frac{\varepsilon^2}{k} \right)}_{\text{Destruction}}, \quad (12)$$

де  $k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i}$  — кінетична енергія турбулентних пульсацій;  $\varepsilon = \nu \overline{\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)}$  — швидкість

розсіювання турбулентної кінетичної енергії;

В роботі використані так звані масштабовані пристінні функції (Scalable Wall Function). Використання таких функцій ставить за мету подолання одного з основних недоліків підходу до стандартних функцій стінки. Основна ідея підходу масштабованих функцій стінки полягає в тому, щоб обмежити значення  $y^*$ , що використовується в логарифмічному законі течії в примежовому шарі, мінімальним значенням, що знаходиться на перетині між логарифмічним і лінійним профілем біля стіни [3]. Тому всі точки сітки, які знаходяться за межами в'язкого підшару, і всі невідповідності дрібної сітки відсіюються.

Використовуючи такі функції, швидкість тертя визначається таким чином:

$$U^* = C_{\mu}^{1/4} k^{1/2}. \quad (13)$$

Ця залежність має таку корисну властивість, що вона не наближається до нуля, якщо  $U_{\tau}$  дорівнює нулю. На основі цього визначення можна отримати таке явне рівняння:

$$U_{\tau} = \frac{u^*}{\frac{1}{\kappa} \ln(y^*) + C}. \quad (14)$$

Абсолютне значення напруги зсуву біля стінки  $\tau_w$  отримують з формул

$$\tau_w = \rho u^* U_{\tau}; \quad (15)$$

де

$$y^* = (\rho u^* \Delta y) / \mu; \quad (16)$$

$$u^* = \sqrt{\tau_w / \rho}. \quad (17)$$

Scalable Wall Function можна застосовувати до довільно дрібних сіток і дозволяє виконувати послідовне уточнення сітки незалежно від числа Рейнольдса.

Швидкість дисипації кінетичної енергії турбулентних пульсацій в цьому випадку задається співвідношенням, яке справедливо в логарифмічній області,

$$\varepsilon = \frac{\rho u_*^3 C_\mu^{3/4}}{y \mu \kappa} k^{3/2}, \quad (18)$$

де  $\kappa$  — константа фон Кармана [6].

В представленій роботі взаємозв'язок між рухомими середовищами моделювався з урахуванням того факту, що в потоках з дисперсною фазою великі частинки в дисперсній фазі мають тенденцію до збільшення турбулентності в безперервній фазі через наявність слідів за частинками. Це відомо як турбулентність, індукована рухомими краплями. Для моделювання цього ефекту в ANSYS-CFX застосовується модель Sato Enhanced Eddy Viscosity. Сила тертя між шарами рухомої рідини визначалась за моделлю Shiller–Nauman. Для моделювання теплообміну за турбулентного режиму течії двофазного потоку використано модель Ranz–Marshall, яка використовує кореляцію Ренца–Маршалла [5] на стороні безперервної фази інтерфейсу і нульовий опір на стороні фази частинок фазового розділу. Можна встановити рівноважний коефіцієнт масової частки. Цей параметр використовується для моделювання випаровування рідини в частинках до відповідних видів газової фази в безперервній фазі.

Завдання граничних умов орієнтоване на незмінності витрати двофазної суміші, що потрапляє в об'єм парогенератора. Відомі тиск і температуру пари на виході і на вході в патрубкі парогенератора. Всі інші термодинамічні параметри потрібно визначити за допомогою методів CFD-моделювання. Причому пара генерується на поверхнях трубного пучка, який має постійну температуру. У вхідний патрубок діаметром 9 мм (рис. 1, 3) потрапляє тільки нагріта рідина, пара відсутня. Потік пари виходить з верхнього патрубка діаметром 16,6 мм (рис. 1, 3).

Корпус парогенератора теплоізолюваний, тому на його поверхні потрібно задати адіабатичні граничні умови.

### Результати дослідження

Моделювання засобами ANSYS-CFX дозволяє визначити візуально межі, де саме відбувається фазовий перехід. Результати розрахунку показані у вигляді полів температур (рис. 3а) і об'ємної долі компоненту двофазної суміші (Volume Fraction рис. 4а і б) вздовж парогенератора. На рис. 3б поряд з векторами показано градієнт температури на поверхні циліндричних труб.

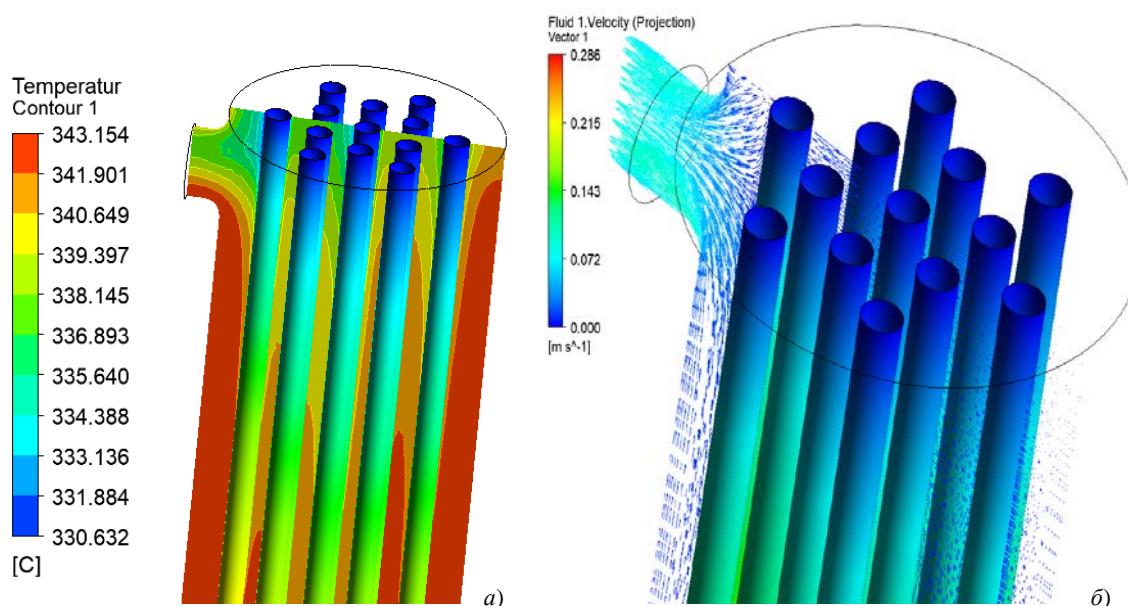


Рис. 3. Розподіл: а — температур пари на виході з парогенератора; б — векторів середньої швидкості

Аналіз даних рис. 3 свідчить, що в центральній частині трубного пучка процес випаровування відбувається інтенсивніше, оскільки температура вища ніж в зоні поблизу адіабатичної стінки корпусу парогенератора.

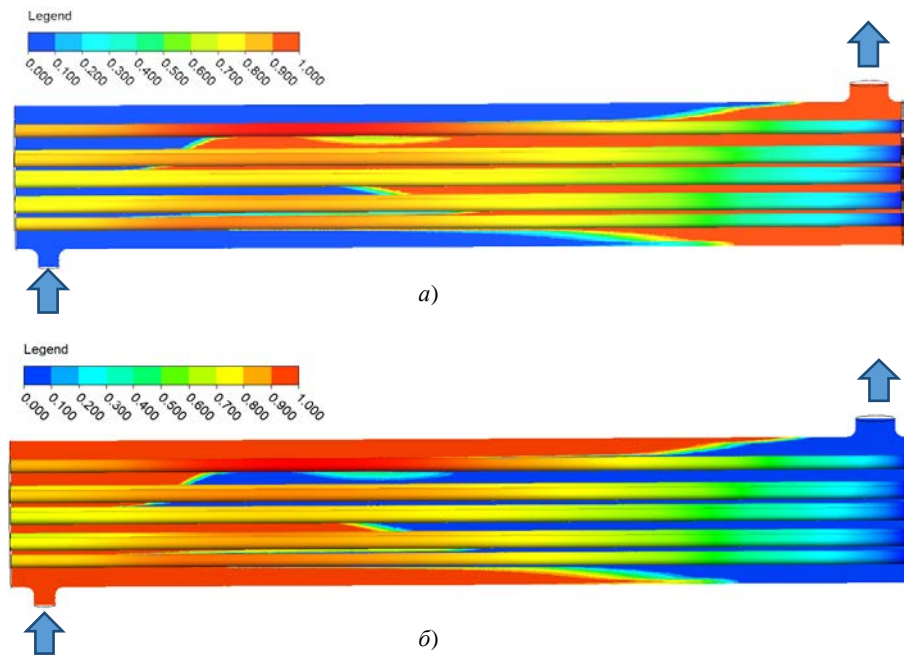


Рис. 4. Розподіл об'ємної долі в поперечному перерізі парогенератора: а — пари; б — води

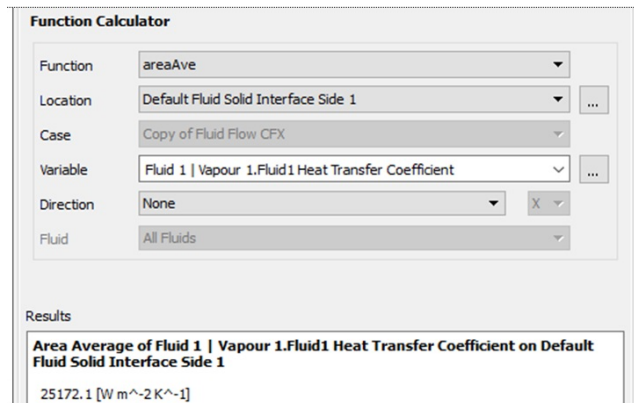


Рис. 5. Коефіцієнт тепловіддачі на поверхні пучка циліндричних труб

Засобами ANSYS-CFX є можливість визначити кількісне значення коефіцієнта тепловіддачі на поверхні пучка циліндричних труб (рис. 5).

Тим самим способом є можливість визначити втрати тиску на випарній ділянці у разі кипіння води на поверхнях трубного пучка.

Отримані вище дані порівнювались з аналітичним розрахунком, методика якого визначається за [1].

Визначивши розподіл ентальпії двофазної суміші по висоті моделі парогенератора, є можливість аналітично оцінити паровміст в міжтрубному просторі. На сьогодні існує багато інших залежностей для визначення

істинного паровмісту  $\phi_1$  при висхідному пароводяному адіабатному потоці. До таких залежностей слід віднести насамперед залежності, подані в [8], отримані на основі визначення коефіцієнта ковзання  $w$ , що є відношенням істинної швидкості пари  $w''$  до істинної швидкості рідини  $w'$  ( $\omega = w''/w'$ ). Наприклад,

$$\phi_1 = [1 + \omega(\rho'/\rho'')(1-x)/x] - 1, \quad (19)$$

де  $x$  — відносна ентальпія потоку.

### Результати розрахунку на міцність

У розрахунку на міцність потрібно визначити, чи дійсно задана згідно з кресленням товщина стінок корпусу моделі парогенератора задовольняє умовам міцності (рис. 6). Модель циліндричного корпусу містить патрубків для підведення і відведення теплоносія і патрубків для встановлення продувних труб. Ці елементи мають послаблювальний характер на корпус, який знаходиться в умовах високих температур і під тиском. Скінчено-елементну сітку для розрахунку на міцність побудовано в модулі Mechanical з відстанню між вузлами 1 мм. Для коректного розрахунку потрібно сконвертувати поле температур і тисків на внутрішній поверхні корпусу з розрахунку теплогідралічних процесів, які виконані засобами ANSYS-CFX в Ansys Static Structure.

Як граничні умови в розрахунковому модулі Static Structural задавалась фіксація торця корпусу

(Fixed Support) та визначені за допомогою описаної вище моделі характеристики теплового потоку та температури. В моделі враховано також вплив прискорення поля сили тяжіння Землі (Standard Earth Gravity). Результати розрахунку деформації конструкції показано на рис. 7.

На рис. 8 показано результати моделювання напружено-деформованого стану корпусу парогенератора під дією внутрішнього тиску і температурного навантаження потоку на стінки циліндричного корпусу з послаблювальними отворами. Внаслідок симетрії самої оболонки та навантажень в меридіальних перетинах діють тільки нормальні розтягувальні напруження  $\sigma_t$ , які зазвичай називають коловими. В колових перерізах мають також місце нормальні напруження  $\sigma_m$  — меридіональні. Перевірку на міцність проводили із застосуванням енергетичної теорії міцності (теорія Мізеса):

$$\sigma_P^{IV} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_m^2 - \sigma_t \cdot \sigma_m} < [\sigma]. \quad (19)$$

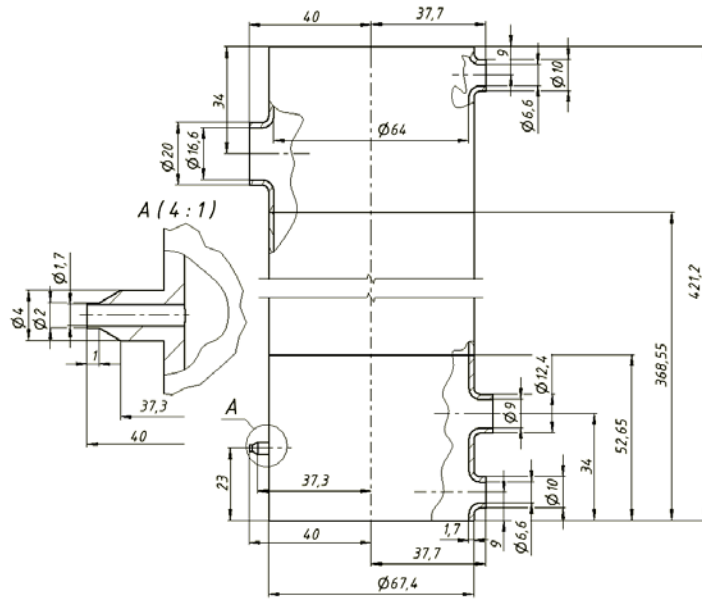


Рис. 6. Креслення моделі корпусу прямооточного парогенератора для виконання розрахунку на міцність

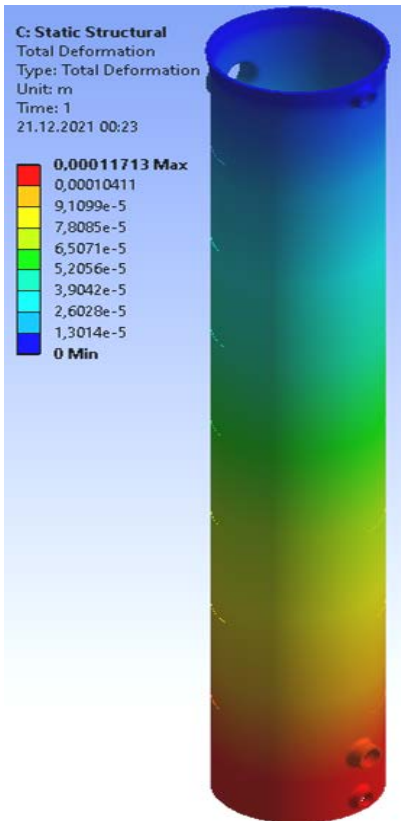


Рис. 7. Розподіл переміщень, що виникають в моделі корпусу парогенератора, засобами Ansys Static Structure

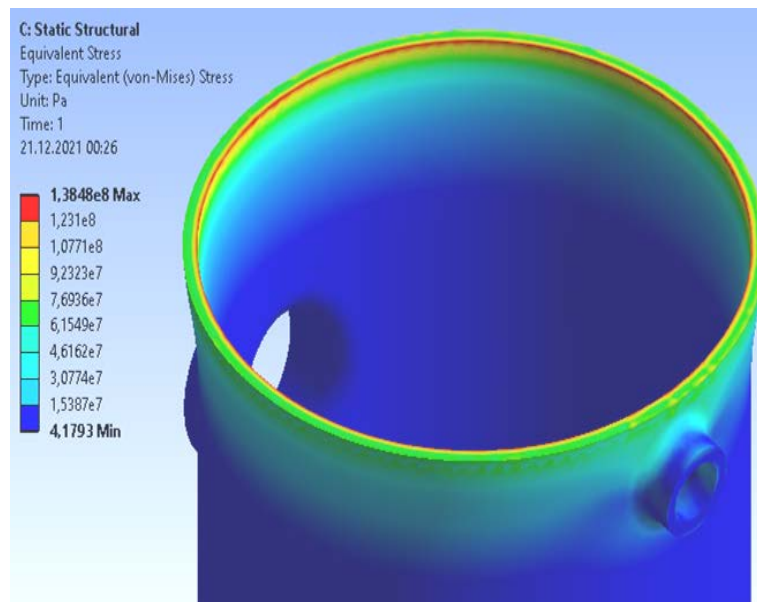


Рис. 8. Розподіл напруг, що виникають в моделі корпусу парогенератора, засобами Ansys Static Structure

Далі розрахунок характеристик міцності порівнювався з аналітичним розрахунком на міцність елементів парогенераторів, що зазвичай виконується за допомогою спеціальних норм розрахунку на міцність [8] або рекомендацій [9].

Порівняння результатів розрахунку за формулою (19) з чисельними результатами, отриманими за допомогою програмного комплексу ANSYS, показало, що максимальна похибка не перевищує 3,5 %.

### Висновки

Розроблена CFD-модель дозволяє визначити такі інтегральні технічні характеристики парогенератора як коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія до стінки всередині труб, від стінки до робочого тіла зовні труб та середній питомий тепловий потік.

Визначено розподіл ентальпії двофазної суміші по висоті моделі парогенератора, що зокрема дало можливість аналітично оцінити паровміст в міжтрубному просторі.

Отримано візуальне зображення меж, де саме відбувається фазовий перехід, що досить складно отримати на реальному обладнанні, що працює.

Проведене порівняння значень на графічних розподілах напруг і переміщень, які отримані за допомогою програмного комплексу ANSYS, свідчить, що найбільші значення згаданих характеристик міцності спостерігаються поблизу послаблювальних отворів.

Виконані аналітичні розрахунки на міцність елементів парогенераторів, які попередньо виконувались за допомогою норм розрахунку на міцність [8], свідчать, що максимальне відхилення даних CFD-моделювання не перевищувало 3,5 %.

Загалом, підсумовуючи викладене, результати моделювання процесу генерації водяної пари в міжтрубному просторі в комп'ютерній моделі прямооточного парогенератора, виконані за допомогою програми ANSYS CFX, можна вважати достатньо адекватними.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] О. В. Єфімов, та ін. *Реактори і парогенератори енергоблоків АЕС: схеми, процеси, матеріали, конструкції, моделі*, О. В. Єфімов, Ред. Харків, Україна: ТОВ «В справі», 2017, 420 с.
- [2] W. -S. Kim, J. -B. Lee, and K. -H. Kim, "Development of Empirical Correlation of Two-Phase Pressure Drop in Moisture Separator Based on Separated Flow Model," *Energies*, vol. 14(15), 4448, pp. 4-21, 2021. <https://doi.org/10.3390/en14154448> .
- [3] S. J. Green, and G. Hetsroni, "PWR steam generators," *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 21, pp. 1-97, 1995. [https://doi.org/10.1016/0301-9322\(95\)00016-Q](https://doi.org/10.1016/0301-9322(95)00016-Q) .
- [4] M. N. Mechtaeva, N. B. Ivanova, and V. A. Gorbunov, "Numerical Modeling of Moisture Separation Processes in the PGV-1000m Steam Generator Power," *Technol Eng*, no. 54, pp. 220-224, 2020. <https://doi.org/10.1007/s10749-020-01194-y> .
- [5] Yang Xuelong, Zhu Chenbing, Zhou Qiwei, Chen Jianchong, and Mou Jiegang, "Study on Performance and Operation Mechanism of a Separation Equipment for a PWR Steam Generator," *Atmosphere*, no. 14 (3), pp.4-29, 2023. <https://doi.org/10.3390/atmos14030451> .
- [6] ANSYS FLUENT 14.5 *Theory Guide*. New-York, USA: ANSYS Inc, 2012. [Electronic resource]. Available: <https://ansyshelp.ansys.com> . Accessed: Apr. 2, 2023.
- [7] Siniša Šadek and Davor Grgić, "Operation and Performance Analysis of Steam Generators in Nuclear Power Plants," in *Heat Exchangers — Advanced Features and Applications*, Edited by S M Sohel Murshed and Manuel Matos Lopes. Washington, USA: IntechOpen, 2017, 218 p. <https://doi.org/10.5772/68064> .
- [8] С. В. Шевель, і М. В. Воробйов, *Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Парогенератори та теплообмінники АЕС» для студентів спеціальності 143 «Атомна енергетика» та 142 «Енергетичне машинобудування»*. Київ, Україна: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017, 25 с.

Рекомендована до друку кафедрою теплоенергетики ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 1.05.2023

**Баранюк Олександр Володимирович** — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри атомної енергетики, Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; науковий співробітник Інституту теплоенергетичних технологій Національної академії наук України, e-mail: AleksandrW@i.ua ;

**Рачинський Артур Юрійович** — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри теплової та альтернативної енергетики, e-mail: arturrachinskiy@gmail.com .

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ



O. V. Baraniuk<sup>1</sup>  
A. Yu. Rachynskiy<sup>1</sup>

## Modeling of Water Vapor Generation at Longitudinal Washing of Tube Bundles

<sup>1</sup>National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”;

<sup>2</sup>Institute of Thermal Energy Technologies of the National Academy of Sciences of Ukraine

*The results of the study of the process of water vapor generation in the inter-tube space in the computer model of a direct-flow steam generator, performed with the help of the ANSYS CFX program, are presented. An attempt was also made to determine the strength of individual elements of the steam generator. As the boundary conditions, the values of the pressure difference between the inlet and outlet of the model were set. It is also taken into account that the body of the steam generator is thermally insulated. The  $k$ - $\epsilon$  turbulence model in the Realizable modification was used. Moisture droplets are modeled as a discrete phase in the form of spherical particles dispersed in a continuous phase (vapor flow) using DPM (Dispersed Fluid). The calculation of the discrete phase trajectory is carried out in the LaGrange formulation, which includes discrete phase inertia, hydrodynamic resistance and gravity for both stationary and non-stationary flows. The vapor was treated as a continuous medium and its parameters were determined by solving the Navier–Stokes equations, while the dispersed phase was solved by tracking a large number of droplets through the calculated flow field. The interaction of discrete phase droplets among themselves was not taken into account. The force of friction between layers of moving fluid was determined according to the Shiller–Nauman model. The Ranz–Marshall model was used to simulate heat exchange in the turbulent two-phase flow regime.*

*Modeling with ANSYS-CFX allows to visually determine the boundaries where exactly the phase transition occurs. The quantitative value of the heat transfer coefficient on the surface of the bundle of cylindrical tubes and the pressure loss in the evaporating area during boiling of water on the surfaces of the tube bundle was determined. The thermal power of the steam generator and the hydraulic resistance of its structures are determined. The obtained result was compared with the analytical calculation. Based on this, a conclusion was made about the satisfactory results of the simulation.*

**Keywords:** heat exchange, numerical modeling, steam generation, phase transition, steam generator.

**Baraniuk Oleksandr V.** — Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor, Assistant Professor of the Chair of Heat and Power Engineering of Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute; Researcher of the Institute of Thermal Energy Technologies of the National Academy of Sciences of Ukraine, e-mail: AleksandrW@i.ua ;

**Rachynskiy Artur Yu.** — Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor, Assistant Professor of the Chair of Heat and Alternative Power Engineering, e-mail: arturrachynskiy@gmail.com