

УДК 539.4:621.165

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРМОМІЦНОСТІ ДІАФРАГМ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ ПРИ ЗМЕНШЕННІ ОСЬОВИХ ГАБАРИТІВ

<sup>1</sup> **Б. П. Зайцев**, д-р техн. наук[b.zajtsev@gmail.com](mailto:b.zajtsev@gmail.com)

ORCID: 0000-0003-2411-0370

<sup>2</sup> **В. Л. Швецов**, канд. техн. наук[shvetsov@turboatom.com.ua](mailto:shvetsov@turboatom.com.ua)

ORCID: 0000-0002-2384-1780

<sup>2</sup> **О. М. Губський**<sup>2</sup> **С. А. Пальков**[sergpalkov@gmail.com](mailto:sergpalkov@gmail.com)

ORCID: 0000-0002-2215-0689

<sup>1</sup> **Т. В. Протасова**, канд. техн. наук[tatyprotasova@gmail.com](mailto:tatyprotasova@gmail.com)

ORCID: 0000-0003-1489-2081

<sup>1</sup> Інститут проблем  
машинобудування  
ім. А. М. Підгорного  
НАН України,

61046, Україна, м. Харків,  
вул. Пожарського, 2/10

<sup>2</sup> Акціонерне товариство

«Турбоатом»,

61037, Україна, м. Харків,  
пр. Московський, 199

*Постановка задачі зменшення осьових габаритів діафрагм парових турбін пов'язана з проблемою їхньої модернізації, що виконується шляхом збільшення кількості ступенів з реактивним облопаченням та використанням існуючих фундаментів. Оцінку придатності варіантів конструкцій діафрагм з встановленими характеристиками потоку пари проведено з обмеженнями на виконання умов короткочасної та довготривалої міцності, а також накопичення осьових прогинів внаслідок повзучості. Для розрахункових досліджень запроваджено методологію, що використовує метод скінченних елементів та деформаційну теорію повзучості старіння Ю. М. Работнова. Розрахунок повзучості зведено до розв'язання пружно-пластичної задачі з діаграмою деформування, яку подано ізохронною кривою повзучості для вибраного часу. Використано програмне забезпечення, де передбачено автоматизацію побудови вихідної комп'ютерної моделі діафрагми з залученням креслень профілю напрямних лопаток, осьових перерізів тіла і обода та декількох геометричних параметрів. Розрахункова модель зварної діафрагми відтворює основні суттєві особливості її конструкції, властивостей матеріалів її елементів та навантаження парю. Пошукові дослідження діафрагм зі зменшеними осьовими розмірами проведено на прикладі діафрагм 2-го та 3-го ступенів циліндра високого тиску парової турбіни К-325-23,5. Вихідні конструкції 2-го та 3-го ступенів розглянуто як базові, по відношенню до яких за параметрами міцності і жорсткості співставлялись конструкції діафрагм, які вважалися за альтернативні. Отримано розрахункові дані для базових варіантів конструкції діафрагм для часу експлуатації 100 тисяч годин. Згідно з розрахунками максимальні прогини досягаються на краях діафрагми, а напруження, що є максимальними в місцях кріплення лопаток до обода і тіла, зазнають значного перерозподілу через повзучість. Задіяно різні підходи до зменшення осьових габаритів конструкції діафрагми 2-го ступеня циліндра високого тиску. При першому підході зменшення габаритів досягнуто пропорційним зменшенням профілю напрямних лопаток з відповідним збільшенням їх кількості. При другому – профіль залишився незмінним, але зменшено осьові розміри тіла і обода діафрагми. Досліджено параметри міцності в пружному стані на початку експлуатації і в умовах повзучості, а також накопичення осьових прогинів. На підставі порівнянь з базовою конструкцією встановлено, що більш дієвим є другий підхід. Наведено додаткові рекомендації щодо використання більш жароміцних сталей в крайніх напрямних лопатках та умов кріплення діафрагм в корпусі турбіни.*

**Ключові слова:** парова турбіна, діафрагма, осьові габарити, повзучість, осьовий прогин, короткочасна і довготривала міцність.

### Вступ

Одним з напрямів глибокої модернізації парових турбін є збільшення кількості ступенів, зокрема в циліндрі високого тиску (ЦВТ), та використання реактивного облопачення, що дозволяє суттєво підвищити коефіцієнт корисної дії. Модернізація парових турбін виконується з використанням існуючого фундаменту, що обумовлює необхідність зменшення осьових габаритів ступенів. Найбільш простим є шлях зменшення осьових розмірів за рахунок більшої компактності діафрагм парової турбіни. Однак при цьому необхідно забезпечити основні показники довготривалої жорсткості і міцності діафрагм. Тому виникає задача оцінки можливості конструктивних змін найбільш наванта-

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.  
© Б. П. Зайцев, В. Л. Швецов, О. М. Губський, С. А. Пальков, Т. В. Протасова, 2021

жених діафрагм ЦВТ парової турбіни за критеріями міцності в умовах високої температури, яка розглядається на прикладі парової турбіни К-325-23,5.

Основними питаннями надійної роботи діафрагм є оцінка короткочасної й тривалої міцності їхніх елементів; визначення швидкості наростання прогинів, спричинених повзучістю матеріалу (для ступенів з температурою пари понад 450 С); забезпечення достатньої щільності прилягання діафрагм по всій поверхні обпирання.

Теоретичні й експериментальні розв'язки зазначених задач знайшли відображення в роботах [1–4], в яких пропонуються моделі й методи розрахунків діафрагм у пружній постановці. Контактні взаємодії опорних елементів діафрагм й корпусу турбіни, що впливають на напружено-деформований стан (НДС) і щільність контакту, розглядаються в [5–7], а стан діафрагм при повзучості – в [8–10].

В більшості робіт використовуються пластинчато-стрижневі моделі, в яких обід і тіло діафрагми моделюються напівкільцевими пластинами, а лопатковий апарат – регулярною системою стрижнів, що зазнають косої вигину. Ці моделі відображують основні особливості деформування діафрагм, але не дозволяють розглянути вплив ряду важливих конструктивних факторів, що викликає необхідність застосування тривимірних моделей. При цьому суттєвим є таке:

- моделювання НДС лопаток діафрагм циліндрів середнього й високого тиску, які не є стрижневими тілами;
- моделювання зв'язків лопаток з тілом і ободом діафрагм, особливо складних для зварних діафрагм;
- відображення реальних особливостей виходу крайніх напрямних лопаток за межі рознімання, в яких рівень напружень значно вище, ніж у серединних лопатках пакета;
- врахування піддатливості опорного контуру діафрагми;
- врахування деформації повзучості, що впливає на накопичення осьових прогинів діафрагми й напружень у зварних швах напрямних лопаток діафрагми для визначення їх довговічності.

При проектуванні діафрагм для спрощення припускається, що основним режимом роботи парових турбін є стаціонарний режим з усталеним температурним полем і постійною системою навантажень, обумовлених течією пари. За таких припущень підхід до розрахунків на повзучість спрощується, що дає можливість застосувати суттєво більш прості деформаційні теорії старіння [11]. Застосування теорії старіння виправдане тим, що повзучість діафрагм парових турбін відбувається переважно на стаціонарних режимах [1], для яких характерним є сталий стан повзучості, де традиційно використовуються розрахунки за ізохронними кривими [12].

В реальності робота діафрагм парових турбін супроводжується значним числом часткових або повних скидань навантаження, що особливо характерно для маневрених режимів. При цьому навантаження на діафрагму є змінним, що висуває підвищені вимоги до методології розрахунків на повзучість і зумовлює необхідність застосування інкрементальних теорій повзучості, здатних до відстеження всього процесу навантаження [13].

В ряді робіт тривимірне моделювання в розрахунках діафрагм проводилося методом суперелементів [14] в пружній області деформування і багатосітковим методом в пружній області [7] і в стані повзучості [13, 15].

Таким чином, зазначені проблеми забезпечення надійної експлуатації зварних діафрагм парових турбін можуть бути вирішені на основі тривимірного моделювання пружного деформування й стану повзучості з використанням методу скінченних елементів (МСЕ) й побудови ефективного математичного забезпечення розрахунків параметрів НДС, що визначають короткочасну й тривалу міцність.

### **Метод розрахунку зварних діафрагм при пружному деформуванні та з урахуванням повзучості**

Під час проектування діафрагм має бути забезпечена короткочасна міцність, тобто в кожен момент часу протягом експлуатації турбіни. Це вимагає обмеження максимальних напружень, особливо на початку роботи турбіни, коли діафрагма знаходиться ще в пружній області деформування і процеси повзучості ще не розвинулися. Саме в пружній області деформування напруження в діафрагмі набувають максимальних значень, і тому оцінка короткочасної міцності виконується за даними розрахунків для пружного стану. Виконання умов тривалої експлуатації пов'язано з дослідженням процесів повзучості, що розвиваються з часом і обумовлюють накопичення осьових прогинів, перерозподіл напружень і накопичення пошкоджень, що є причиною обмеження довготривалої міцності.

Методологія розрахунків на міцність зварних діафрагм парових турбін побудована на використанні МСЕ, що застосовується для розв'язання задач теорії пружності і повзучості у тривимірній постановці. Використовується ізопараметричний скінченний елемент, співвідношення якого для переміщень і декартових координат однакові

$$u_x = \sum u_{xi} N_i(\xi, \eta, \zeta), \quad u_y = \sum u_{yi} N_i(\xi, \eta, \zeta), \quad u_z = \sum u_{zi} N_i(\xi, \eta, \zeta); \quad (1)$$

$$x = \sum x_i N_i(\xi, \eta, \zeta), \quad y = \sum y_i N_i(\xi, \eta, \zeta), \quad z = \sum z_i N_i(\xi, \eta, \zeta), \quad (2)$$

де  $N_i(\xi, \eta, \zeta)$  – функції форми;  $\xi, \eta, \zeta$  – локальні координати в скінченному елементі;  $u_{xi}, u_{yi}, u_{zi}$  та  $x_i, y_i, z_i$  – відповідно вузлові значення компонентів вектора переміщень і декартових координат вузлів скінченного елемента.

Задача термопружності формулюється в варіаційній постановці з використанням принципу мінімуму повної потенційної енергії системи для ортотропного неоднорідного тіла з функціоналом

$$\Phi = 0,5 \int_V \hat{D} \hat{E} \cdot \hat{E} dV - \int_V \bar{F}_V \bar{u} dV - \int_{S_F} \bar{F}_S \bar{u} dS - \int_V \alpha T \hat{D} \hat{E} \cdot \hat{E} dV, \quad (3)$$

де  $\hat{D}$  – тензор пружних сталей неоднорідного ортотропного середовища;  $\bar{u}$  – вектор переміщень;  $\hat{E}$  – тензор деформацій;  $\hat{E}$  – одиничний тензор;  $\bar{F}_V, \bar{F}_S$  – об'ємні і поверхневі сили;  $S_F$  – частина поверхні, де діють сили  $\bar{F}_S$ ;  $\alpha$  – коефіцієнт теплового розширення.

Останній член у виразі (3), що відповідає температурному навантаженню, може бути поданий у такій формі:

$$- \int_V \frac{\alpha E}{1-2\nu} \theta T dV, \quad (4)$$

де  $E$  – модуль повздовжньої пружності;  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона;  $\theta = \epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z$  – об'ємна деформація.

Виходячи з (4) на підставі співвідношень (1), (2) отримується загальний вираз для вузлових значень температурного навантаження  $F_T$  на скінченному елементі, при цьому для простоти вважається, що характеристики матеріалу є постійними

$$F_T = - \frac{\alpha E}{1-2\nu} \int_{CE} T(x, y, z) \sum_i \left( u_{xi} \frac{\partial N_i}{\partial x} + u_{yi} \frac{\partial N_i}{\partial y} + u_{zi} \frac{\partial N_i}{\partial z} \right) dV. \quad (5)$$

Величини  $\partial N_i / \partial x, \partial N_i / \partial y, \partial N_i / \partial z$ , що входять до виразу (5), визначаються у вузлах інтегрування Гаусса. При цьому використовується зв'язок декартових і локальних координат (2) для отримання в кожній точці скінченного елемента (вузли Гаусса) компонент матриці Якобі ( $\partial \xi / \partial x, \partial \xi / \partial y, \partial \xi / \partial z, \partial \eta / \partial x, \partial \eta / \partial y, \partial \eta / \partial z, \partial \zeta / \partial x, \partial \zeta / \partial y, \partial \zeta / \partial z$ ) перетворення координат  $\xi(x, y, z), \eta(x, y, z), \zeta(x, y, z)$ , зворотного до (2). Повний вектор температурного навантаження отримується підсумовуванням на всіх скінченних елементах.

Застосування процедури МСЕ при мінімізації (3) призводить до скінченно-елементної моделі задачі визначення НДС у постановці тривимірної теорії пружності, що подана системою лінійних алгебраїчних рівнянь високого порядку

$$Ku = f, \quad (6)$$

де  $K$  – матриця жорсткості;  $u$  – вектор переміщень;  $f$  – вектор правих частин.

Система (6) зазвичай має стрічкову структуру, а її розв'язання виконується за допомогою триангуляції матриці жорсткості  $K$ , зокрема за методом квадратних коренів.

При розв'язанні задачі повзучості залучається теорія повзучості старіння, що достатньо добре відображає розвиток деформацій повзучості за сталей або мало змінних навантажень і температури. Для збереження прийнятної часу розв'язання задачі використано найбільш просту теорію повзучості типу старіння Ю. М. Работнова [11], що ґрунтується на залученні фізичних співвідношень теорії малих пружно-пластичних деформацій. Для визначення НДС розв'язується пружно-пластична задача з використанням ізохронних кривих повзучості, що приймаються за діаграму деформування.

Розв'язання пружно-пластичної задачі здійснюється за методом змінних параметрів пружності [11] в лінеаризованих співвідношеннях стану матеріалу

$$\varepsilon_{ii} = \frac{1}{E^*} [\sigma_{ii} - \mu^* (3\sigma_0 - \sigma_{ii})], \quad \varepsilon_{ij} = \frac{\sigma_{ij}}{G^*}, \quad (8)$$

де змінні параметри пружності визначаються за формулами

$$E^* = \frac{\frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}}{1 - \frac{1-2\mu}{3E} \cdot \frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}}; \quad G^* = \frac{\sigma_i}{3\varepsilon_i}; \quad \mu^* = \frac{\frac{1}{2} \frac{1-2\mu}{3E} \cdot \frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}}{1 - \frac{1-2\mu}{3E} \cdot \frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}}. \quad (9)$$

Застосування методу змінних параметрів пружності зводиться до ітерацій, на яких розв'язується пружна задача зі змінними за об'ємом тіла параметрами пружності, що визначаються із розв'язків задачі на попередній ітерації, або з пружними сталими матеріалу (на першій ітерації). Параметри пружності на поточній ітерації розраховуються за січним модулем  $\sigma_i/\varepsilon_i$  з використанням діаграми деформування  $\sigma_i(\varepsilon_i)$ . Збіжність ітераційного процесу контролюється за досягненням заданої точності за величиною деформації.

#### Побудова розрахункової моделі для визначення параметрів НДС діафрагми

Існують різні технології виготовлення діафрагм парових турбін, але останнім часом перевага надається зварним діафрагмам. У таких діафрагмах напрямні лопатки приєднані силовими зварними швами до тіла і обода діафрагми не по всій торцевій поверхні лопаток, тобто залишається зона непровару – конструкційне джерело концентрації напружень. Основне уявлення про геометричні особливості конструкції зварної діафрагми дають рис. 1, 2, де зображено загальний вигляд половини діафрагми, що є самостійним силовим вузлом, та її схематичний осьовий переріз з елементами, які є суттєвими для моделювання НДС.

Побудова розрахункової моделі ґрунтується на аналізі геометричних особливостей конструкції, умов навантаження та взаємодії елементів турбіни, що з'єднуються, і зводиться коротко до такого.

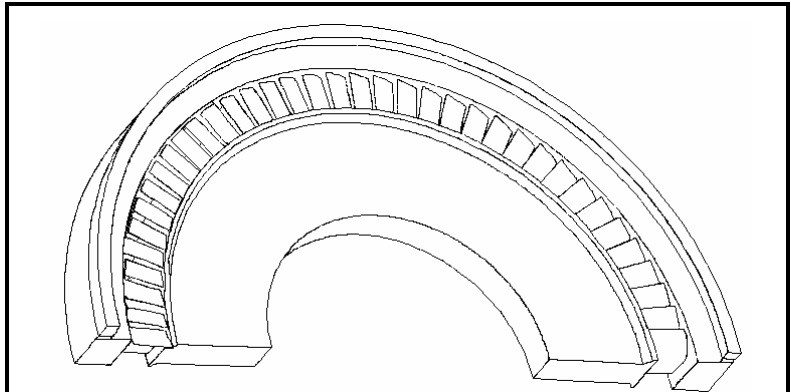


Рис. 1. Конструктивна схема діафрагми парової турбіни

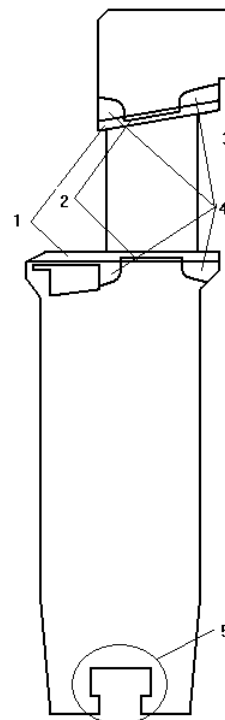


Рис. 2. Схема перерізу діафрагми:

- 1 – бандажі лопаток; 2 – технологічний отвір під лопатками; 3 – виступ для осьового спирання діафрагми; 4 – області зварних швів; 5 – область кріплення ущільнення діафрагми з валом турбіни

Діафрагма парової турбіни має горизонтальне рознімання, яке розділяє її на дві з'єднані шпонками половини. Приймається, що в розніманні не виникає значних зусиль і обидві половини діафрагми деформуються незалежно, тому розглядається лише її половина з вільними від навантажень поверхнями рознімання. Скінченно-елементну модель діафрагми наведено на рис. 3, де показано суттєві для моделювання НДС елементи.

Зовнішнє навантаження на елементи діафрагми зумовлене тиском пари, параметри якого на вході і виході з діафрагми відомі. Тому розподіл тиску на робочій частині поверхні приймався рівномірним з передачею підсумованого зусилля, що відповідає перепаду тиску і площі кільця, яке займає пакет лопаток. До обода і тіла діафрагми з боку вхідного парового потоку прикладалося навантаження, що дорівнює перепаду тиску, а до тіла діафрагми по торцю осьової проточки під вал прикладалося система сил, що імітує передачу зусиль з боку сегментів ущільнення валу, які також знають дію тиску пари.

Рівнодіюче зусилля від газодинамічних сил на лопатковому апараті має осьову та окружну складові. Осьова складова всіх навантажень на діафрагму сприймається опорним виступом, який виконаний в корпусі турбіни, а окружна складова – шпонками, які розташовані між діафрагмою і корпусом. Кріплення діафрагми в корпусі турбіни моделювалося защемленням зуба по зовнішній циліндричній поверхні і дискретним закріпленням обода в окружному напрямку на трьох ділянках зовнішньої поверхні – біля рознімання та посередині обода.

Таким чином, наведена розрахункова модель враховує всі основні особливості конструкції і навантаження діафрагми.

Вихідні властивості матеріалу при повзучості зображені кривими повзучості (рис. 4) матеріалів лопаток (сталь 15X11МФ), тіла і обода діафрагми (сталь 15X1М1Ф).

Дані з ізохронних кривих для основного матеріалу лопаток, тіла і обода, а також матеріалу зварних швів (рис. 5) отримано на основі кривих повзучості матеріалу діафрагми.

Ізохронні криві сталі 15X1М1Ф за температури 503°C для 10<sup>5</sup> годин експлуатації визначалися згідно з залежністю

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + 10^{-2} \left( \frac{\sigma}{\sigma_{1/10^5}} \right)^m,$$

де  $m=4$ ;  $E=1,77 \cdot 10^5$  МПа;  $\sigma_{1/10^5}=160$  МПа.

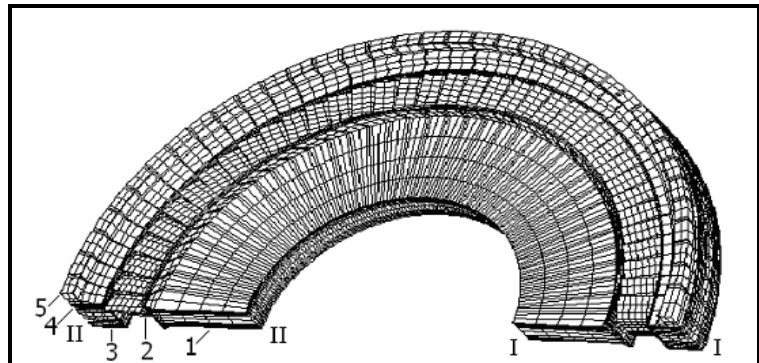


Рис. 3. Скінченно-елементна модель діафрагми:  
1 – тіло; 2 – напрямні лопатки; 3 – обід; 4 – опорний виступ;  
5 – зуб корпусу; I, II – площини рознімання

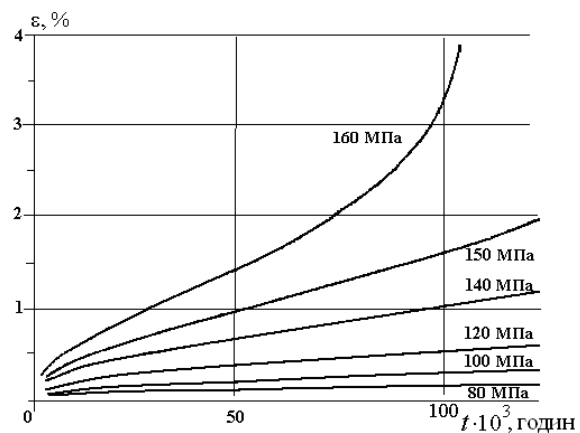


Рис. 4. Криві повзучості матеріалу діафрагми

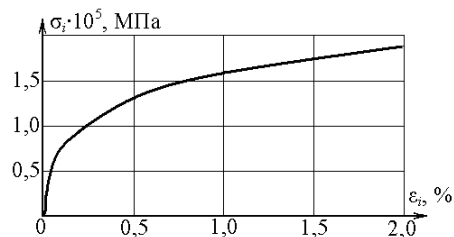


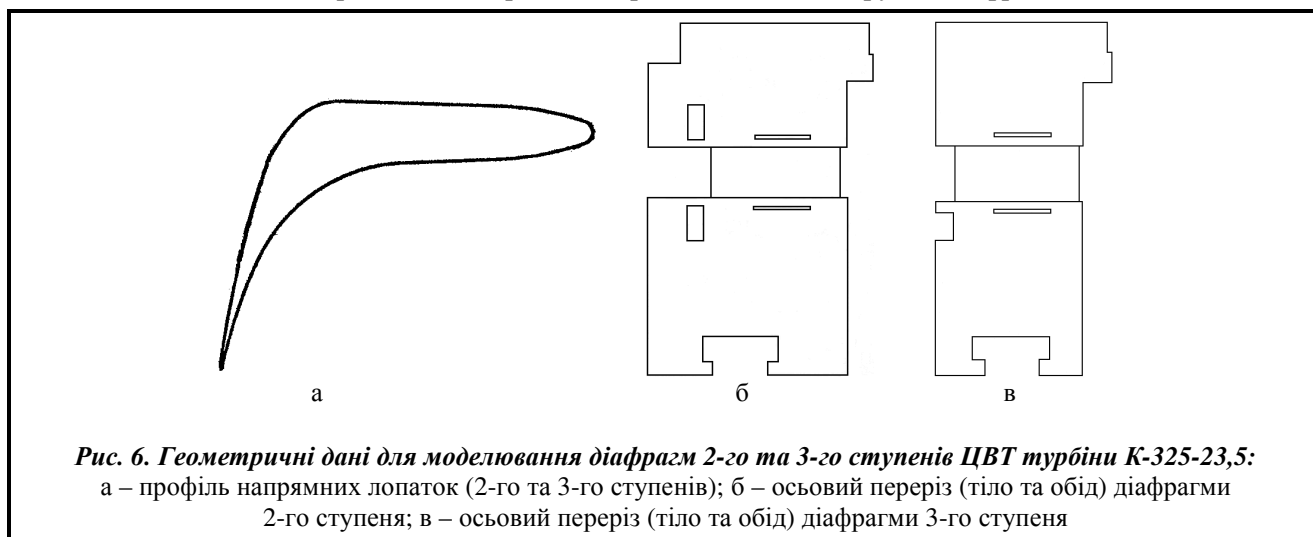
Рис. 5. Ізохронна крива для сталі 15X1М1Ф  
за температури 503 °C для 10<sup>5</sup> годин роботи

Важко прогнозованими є властивості матеріалу зварних швів, що залежать від багатьох факторів: матеріалу електродів, якості і рівномірності зварки, ступеня вигорання присадок тощо [16, 17]. Для матеріалу зварних швів опір повзучості може значно знижуватись, що змінює форму ізохронних кривих. Прикладом досліджень з урахуванням впливу зварних швів на повзучість діафрагм є робота [15]. Нами ж приймалась однаковість механічних властивостей матеріалів напрямних лопаток, обода і тіла діафрагми, а також зварних швів.

Задіяний в розрахункових дослідженнях програмний комплекс [15] має розвинуті вхідний і вихідний інтерфейси та параметричну схему побудови розрахункових моделей, що значно спрощує підготовку даних та підвищує надійність їх формування. При побудові розрахункової комп'ютерної моделі діафрагми вихідними даними є креслення напрямних лопаток та осьового перерізу діафрагми, що можуть бути зображені фоновими рисунками, числові дані щодо кількості напрямних лопаток, геометричних параметрів про розташування пакета лопаток вздовж осі, виходу крайньої лопатки за межі площини рознімання, радіального ущільнення та дані з пружних характеристик й повзучості.

### Дослідження короткочасної та довготривалої міцності базового варіанта конструкції діафрагм ЦВТ турбіни К-325-23,5

Найбільш напруженими, особливо за критерієм довготривалої міцності, є діафрагми 2-го та 3-го ступенів ЦВТ. Оскільки в статті ставиться задача зміни конструкції діафрагм зі зменшенням осьових габаритів при збереженні показників міцності, то необхідним є наявність розрахункових даних з НДС вихідних конструкцій діафрагм. Саме за співвідношенням параметрів короткочасної та довготривалої міцності вихідних конструкцій діафрагм до даних щодо межі плинності і довготривалої міцності [18] визначається придатність варіанта запропонованої конструкції діафрагми.



**Рис. 6. Геометричні дані для моделювання діафрагм 2-го та 3-го ступенів ЦВТ турбіни К-325-23,5:**  
а – профіль напрямних лопаток (2-го та 3-го ступенів); б – осьовий переріз (тіло та обід) діафрагми 2-го ступеня; в – осьовий переріз (тіло та обід) діафрагми 3-го ступеня

**Таблиця 1. Дані з конструкції, матеріалу та умов роботи діафрагм 2-го і 3-го ступенів ЦВТ**

Показник	2-й ступінь	3-й ступінь
Температура перед ступенем, °С	506	483
Кількість лопаток (половина діафрагми)	29	29
Модуль пружності, ГПа	177,6	182,2
Мінімальний радіус діафрагми, см	30,5	30,5
Максимальний радіус діафрагми, см	52,5	52,9
Товщина діафрагми, см	14	11,2
Перепад тиску, МПа	2,491	2,135
Висота ущільнення, см	1,5	1,5
Ширина профілю лопатки (вздовж осі), см	8,0092	8,0092
Висота профілю лопатки (вздовж окружності), см	5,7080	5,7079
Вихід крайньої лопатки за площину рознімання, см	1,71	1,72
Матеріал лопатки	15X11МФ	15X11МФ
Матеріал тіла і обода	15X1М1Ф	15X1М1Ф

На рис. 6 зображено спільний для двох діафрагм профіль напрямних лопаток та осьові перерізи тіла та обода діафрагми. Числові дані з конструкції, матеріалу і умов навантаження зведені в табл. 1.

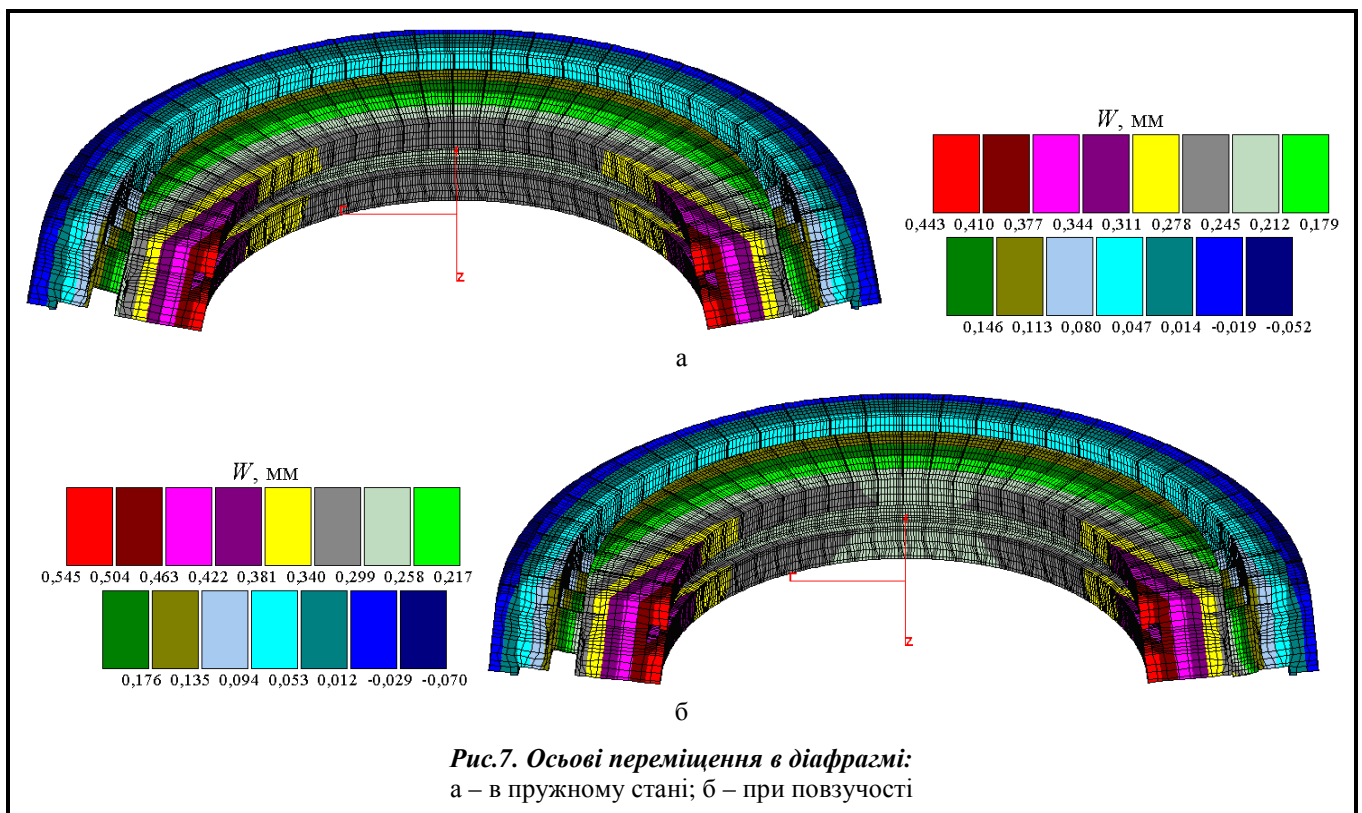
У розрахунках діафрагм парових турбін, що працюють при високій температурі, обмежуються максимальні напруження в пружній стадії деформування, які не мають перевищувати межу пластичності за даної температури з необхідним запасом (за ОСТ 108961.02-79 межа пластичності для сталі 15Х1М1Ф за температури 500 °С – 210 МПа, за температури 475 °С – 220 МПа). Окрім цього, висуваються вимоги щодо накопичення осьових прогинів внаслідок повзучості, які можуть зменшити необхідні зазори, та максимальних напружень, що визначають довготривалу міцність.

Виходячи з цього в дослідженнях виконувались розрахунки НДС діафрагм в пружній області деформування та при повзучості на період 100 тис. годин експлуатації. Детальні дані з розрахунків конструкції діафрагми 2-го ступеня ЦВТ наведені на рис. 7–9. При побудові розрахункової моделі розглядалося два варіанти моделювання пакета напрямних лопаток, пов'язаних з урахуванням установлювальних бандажів напрямних лопаток. В першому варіанті бандажі вважались силовими елементами та приєднувались до тіла і обода діафрагми, причому довжина лопаток була коротшою. В другому варіанті бандажі не враховувались і, відповідно, довжина лопаток була більшою. Результати розрахунків в цих випадках дещо відрізнялись між собою. Зокрема, в пружній області деформування максимальні переміщення в першому випадку склали 0,443 мм, в другому – 0,503 мм, тобто вплив на переміщення є суттєвим.

В діафрагмі з короткими лопатками вплив повзучості на деформований стан є незначним, тоді як напружений стан зазнає значних змін. Максимальні напруження зменшуються (релаксація), і навантаження з більш напружених крайніх напрямних лопаток передається в середину пакета лопаток.

Деформації і напруження в діафрагмі 3-го ступеня в цілому аналогічні, але їх рівень нижчий, ніж у діафрагмі 2-го ступеня. В табл. 2, 3 наведено максимальні значення параметрів НДС, які визначались із всієї конструкції, а саме – прогини  $W$  вздовж осі діафрагми, радіальне напруження  $\sigma_r$  (вздовж лопаток) та окружне напруження  $\sigma_\theta$ .

При моделюванні з'єднання лопаток з тілом і ободом враховувалась жорсткість установлювального бандажу лопаток, а дискретизація профілю лопатки по товщині становила два скінченних елементи.



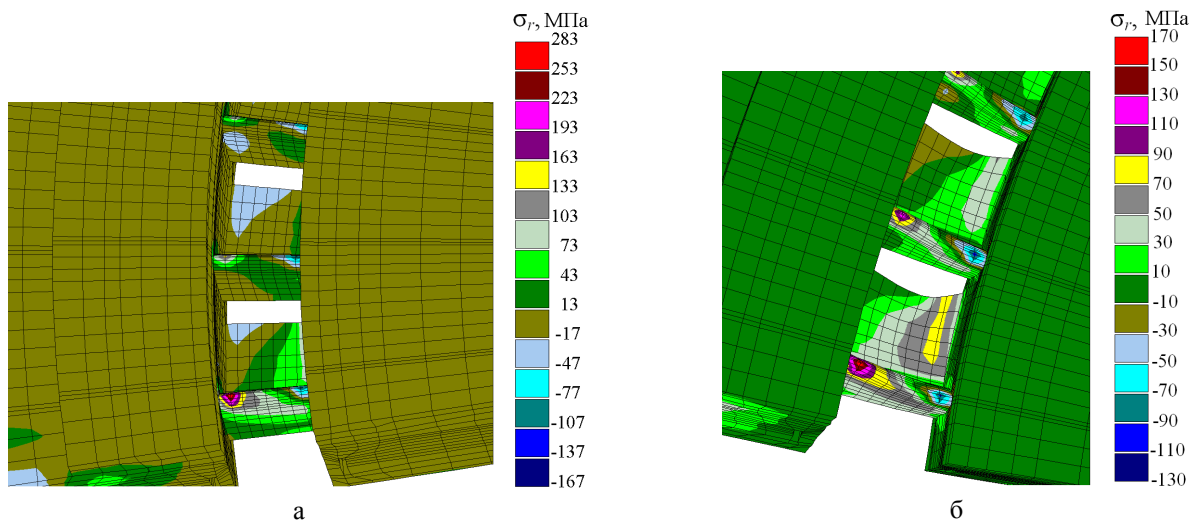


Рис. 8. Радіальні (вздовж лопаток) напруження в лопатках діафрагми біля площини розімання:  
а – в пружному стані; б – при повзучості

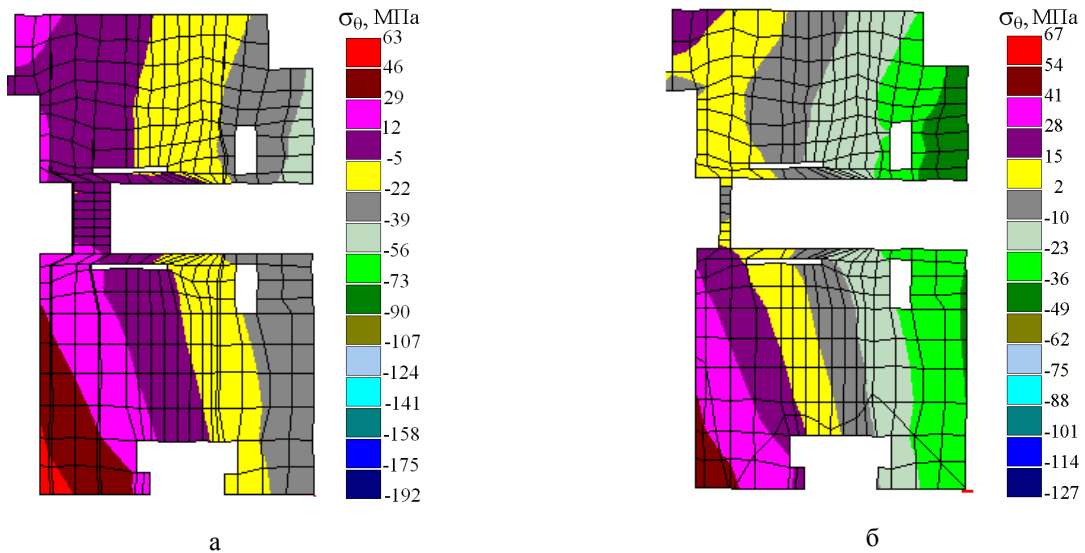


Рис. 9. Окружні напруження в тілі та ободі в середньому перерізі діафрагми:  
а – в пружному стані; б – при повзучості

Таблиця 2. Максимальні значення параметрів НДС діафрагми 2-го ступеня ЦВТ турбіни К-325-23,5 в пружному стані та при повзучості (100 тисяч годин)

Стан	Параметр НДС							Окружне напруження $\sigma_\theta$ , МПа	
	Прогин $W$ , мм		Радіальне напруження $\sigma_r$ , МПа				Тіло	Обід	
	По ущільненню	По кореню лопатки	Вхідна кромка лопатки – тіло	Вхідна кромка лопатки – обід	Вихідна кромка лопатки – тіло	Вихідна кромка лопатки – обід			
Пружність	0,443	0,240	-90	268	148	118	54	-46	
Повзучість	0,545	0,280	-104	161	120	80	48	-43	

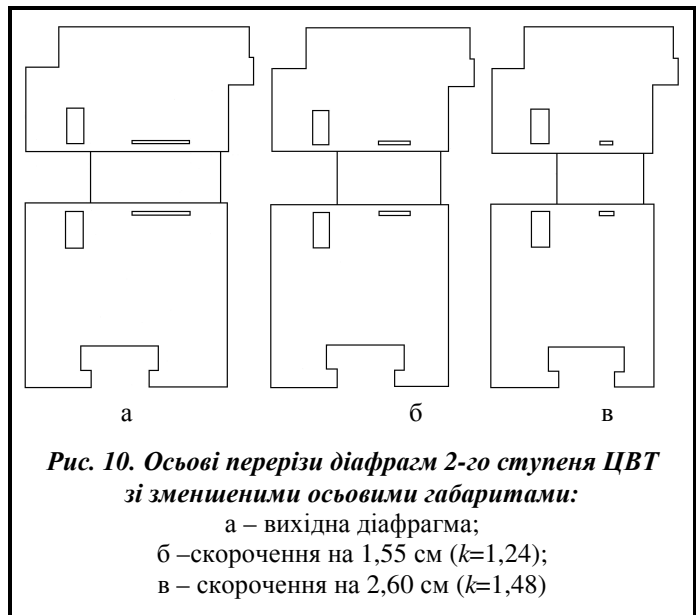


Таблиця 3. Максимальні значення параметрів НДС діафрагми 3-го ступеня ЦВТ турбіни К-325-23,5 в пружному стані та при повзучості (100 тисяч годин)

Стан	Параметр НДС							
	Прогин $W$ , мм		Радіальне напруження $\sigma_r$ , МПа				Окружне напруження $\sigma_\theta$ , МПа	
	По ущільненню	По кореню лопатки	Вхідна кромка лопатки – тіло	Вхідна кромка лопатки – обід	Вихідна кромка лопатки – тіло	Вихідна кромка лопатки – обід	Тіло	Обід
Пружність	0,610	0,310	-68	187	187	102	78	-64
Повзучість	0,762	0,380	-93	126	109	92	63	-50

### Пошукові дослідження конструктивних варіантів діафрагми 2-го ступеня ЦВТ зі зменшеними осьовими габаритами

Основною вимогою при варіюванні конструкції діафрагми для зменшення її осьових габаритів є збереження газодинамічних показників ступеня, що може досягатися різними способами. В роботі запропоновано два підходи зміни конструкції діафрагми. При першому підході вводяться перетворення лопаткового апарата, що зумовлює пропорційне зменшення розмірів профілю напрямної лопатки за всіма напрямками (коефіцієнт зменшення  $k$ ). Для збереження газодинамічних показників ступеня відповідним чином збільшується кількість лопаток в пакеті. Зменшення осьових габаритів досягається лише за рахунок зміни профілю лопаток. При другому підході лопатковий апарат залишається незмінним, зменшуються товщини тіла і обода. Геометричні дані з конструкцій діафрагм для розглянутих варіантів наведено на рис. 10 та в табл. 4.



Таблиця 4. Параметри розрахункових моделей діафрагми ЦВТ 2-го ступеня турбіни К-325-23,5

Варіант	Коефіцієнт зменшення профілю лопатки $k$	Кількість лопаток	Зміни тіла і обода діафрагми
1	1,00	29	Вихідні
2	1,24	36	Зменшення довжини вздовж осі на 1,55 см
3	1,48	43	Зменшення довжини вздовж осі на 2,60 см
4	1,00	29	Зменшення довжини вздовж осі на 3,50 см

Дані щодо максимальних значень параметрів НДС діафрагм, отриманих в розрахунках, для всіх вказаних варіантів змін конструкції наведені в табл. 5–7. Треба відзначити, що зі зменшенням профілю напрямних лопаток осьові прогини, тобто жорсткість діафрагми, суттєво і швидко збільшуються зі зростанням параметра  $k$ . Це стосується також і максимальних напружень, що розвиваються, перш за все, на вхідній кромці крайньої напрямної лопатки біля обода діафрагми. Напруження суттєво вищі, ніж допустимі згідно з [18], причому як в пружній стадії деформування, так і у фазі усталеної повзучості. Ця закономірність впливає з того факту, що напружений стан в крайніх напрямних лопатках схематично може бути охарактеризований як косий вигін консольного стрижня з защемленнями з двох кінців, один з яких переміщується. При зменшенні перерізу стрижнів (профілю лопатки) і відповідного збільшення їх кількості відбувається, з одного боку, зростання жорсткості системи стрижнів за лінійним законом (внаслідок збільшення їх кількості), а з іншого – зменшення жорсткості за кубічним законом (внаслідок зменшення перерізу). Таким чином, максимальні напруження в стрижнях (лопатках) зростають значно швидше. Це умовна і досить наближена інтерпретація пояснює причину зростання параметрів НДС при

такому підході до зміни осьових габаритів конструкції діафрагми. Також треба відмітити локалізованість областей високих напружень в крайніх напрямних лопатках.

При другому підході зменшення розмірів конструкції діафрагми в осьовому напрямку (варіант 4, вихідний профіль) спостерігаються досить значні осьові прогини, що пояснюється зниженням жорсткості на кручення в більшій мірі обода і в меншій – тіла діафрагми. Максимальні напруження дещо зросли, причому в стані повзучості задовольняють критерій довготривалої міцності.

При моделюванні з'єднання пакета напрямних лопаток з тілом і ободом діафрагми враховувалась жорсткість установлювального бандажу лопаток, а дискретизація профілю лопатки за товщиною становила два скінченних елементи.

**Таблиця 5. Максимальні значення параметрів НДС діафрагми 2-го ступеня ЦВТ турбіни К-325-23,5 в пружному стані та при повзучості (100 тисяч годин), варіант 2 ( $k=1,24$ )**

Стан	Параметр НДС							
	Прогин $W$ , мм		Радіальне напруження $\sigma_r$ , МПа				Окружне напруження $\sigma_\theta$ , МПа	
	По ущільненню	По кореню лопатки	Вхідна кромка лопатки – тіло	Вхідна кромка лопатки – обід	Вихідна кромка лопатки – тіло	Вихідна кромка лопатки – обід	Тіло	Обід
Пружність	0,657	0,330	-222	355	266	178	78	-48
Повзучість	0,912	0,460	-155	210	154	97	54	-63

**Таблиця 6. Максимальні значення параметрів НДС діафрагми 2-го ступеня ЦВТ турбіни К-325-23,5 в пружному стані та при повзучості (100 тисяч годин), варіант 3 ( $k=1,48$ )**

Стан	Параметр НДС							
	Прогин $W$ , мм		Радіальне напруження $\sigma_r$ , МПа				Окружне напруження $\sigma_\theta$ , МПа	
	По ущільненню	По кореню лопатки	Вхідна кромка лопатки – тіло	Вхідна кромка лопатки – обід	Вихідна кромка лопатки – тіло	Вихідна кромка лопатки – обід	Тіло	Обід
Пружність	0,845	0,430	-315	453	335	217	98	-63
Повзучість	1,250	0,630	-213	277	201	126	75	-56

**Таблиця 7. Максимальні значення параметрів НДС діафрагми 2-го ступеня ЦВТ турбіни К-325-23,5 в пружному стані та при повзучості (100 тисяч годин), варіант 4 (напрямні лопатки вихідні, зменшено товщини тіла і обода діафрагми)**

Стан	Параметр НДС							
	Прогин $W$ , мм		Радіальне напруження $\sigma_r$ , МПа				Окружне напруження $\sigma_\theta$ , МПа	
	По ущільненню	По кореню лопатки	Вхідна кромка лопатки – тіло	Вхідна кромка лопатки – обід	Вихідна кромка лопатки – тіло	Вихідна кромка лопатки – обід	Тіло	Обід
Пружність	0,839	0,420	-183	248	215	149	89	-54
Повзучість	1,150	0,570	-168	181	132	82	63	-57

### Висновки та пропозиції

Проведено пошукові дослідження з більш компактних конструкцій діафрагм ЦВТ парової турбіни К-325-23,5, що мають зменшені осьові габарити та задовольняють вимоги до показників короткочасної та довготривалої міцності. Дослідження виконані розрахунковим способом та ґрунтуються на апробованій методологічній основі з використанням автоматизованого програмного забезпечення.

Задіяні два підходи щодо визначення перспективних варіантів конструкцій діафрагм. Виконаними розрахунками встановлено, що підхід, який використовує пропорційне зменшення профілів напрямних лопаток з одночасним збільшенням кількості напрямних лопаток і дає змогу зменшити осьові габарити діафрагми, не є прийнятним. Під час реалізації цього підходу максимальні значення

осьових прогинів та напружень в напрямних лопатках швидко зростають зі збільшенням коефіцієнта зменшення профілю лопатки. При цьому умови з короткочасної та довготривалої міцності не виконуються, починаючи зі значення коефіцієнта зменшення профілю  $k=1,24$ .

Більш прийнятним виявився підхід, згідно з яким профіль напрямної лопатки залишається таким, як у вихідній конструкції, а осьові розміри тіла і обода діафрагми зменшено на 3,5 см (при початковій товщині діафрагми 14 см). Головним в оцінках НДС є досить обмежені максимальні напруження в крайній напрямній лопатці, які задовольняють критерій довготривалої міцності, а за критерієм короткочасної міцності напруження трохи перебільшують допустимі значення.

Таким чином, запропонований варіант конструкції діафрагми 2-го ступеня ЦВТ зі зменшеними розмірами тіла і обода при збереженні вихідного профілю напрямних лопаток може розглядатися як перспективний.

Відомо, і це треба підкреслити, що основну проблему за напруженістю становлять крайні напрямні лопатки пакета, що виходять за межі площини рознімання діафрагми. Цілком зрозумілим є пропозиція використання в крайніх напрямних лопатках матеріалу з підвищеними показниками жароміцності, зокрема межі довготривалої міцності. Прикладом матеріалу, що використовується в енергомашинобудуванні, є сталь 15X12ВНМФ (ЭИ-802), яка має підвищені механічні характеристики за температури 500 °С: межа плинності  $\sigma_T=440$  МПа, межа довготривалої міцності при 100 тисяч годин роботи  $\sigma_{10^5}=244$  МПа.

Для зменшення осьових прогинів, що накопичуються при повзучості, також можна рекомендувати заміну матеріалу тіла і обода на матеріал, що є більш опірним повзучості, а саме, матеріал лопаток (сталь 15X11МФ). Відомим конструктивним заходом для зменшення прогинів при повзучості може бути заміна кріплення обода діафрагми до корпусу ЦВТ, за якого обмежується поворот обода при навантаженні, тобто замість вільного спирання реалізується защемлення. Окрім вказаних заходів, можуть існувати інші, що сприятиме основній меті роботи – зменшенню осьових габаритів діафрагм.

## Література

1. Прочность паровых турбин / под ред. Л. А. Шубенко-Шубина. М.: Машиностроение, 1973. 456 с.
2. Taylor V. L. Stress and deflection tests of steam-turbine diaphragm. *Trans. ASME*. 1951. No. 7. P. 877–890.
3. Наумов В. К. Расчет диафрагм паровых и газовых турбин. *Исследования элементов паровых и газовых турбин и осевых компрессоров*. Л.: Машгиз, 1960. С. 310–312.
4. Сенцов Н. Д. О некоторых результатах исследования прогибов и напряжений в сварных диафрагмах паровых турбин. *Энергомашиностроение*. 1958. № 8. С. 6–11.
5. Ингульцов В. Л. Расчет диафрагмы как полукольца на упругом опорном контуре. *Энергомашиностроение*. 1961. № 11. С. 1–5.
6. Кулагина Г. Ф. Экспериментальное исследование напряжений и прогибов диафрагм. *Исследование элементов паровых и газовых турбин и осевых компрессоров*. Л.: Машгиз, 1960. С. 333–346.
7. Зайцев Б. Ф., Шулженко Н. Г., Асаенко А. В. Напряженно-деформированное состояние и контактные явления в опирании диафрагмы паровой турбины. *Пробл. машиностроения*. 2006. Т. 3. № 3. С. 35–45.
8. Розенблюм В. И. Расчет ползучести турбинных диафрагм ступеней высокого давления. *Инж. сб.* 1954. Т. 20. С. 49–54.
9. Цейтлин И. З. Расчет ползучести диафрагм паровых турбин. *Энергомашиностроение*. 1974. № 12. С. 6–11.
10. Виноградов Н. Н. Исследование ползучести натуральных диафрагм мощных паровых турбин. *Тепловые напряжения в элементах конструкций*. 1970. Вып. 10. С. 35–43.
11. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 400 с.
12. Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность корпусов цилиндров и клапанов: ОСТ 108.020.132-85. М.: Мин-во энерг. машиностроения, 1986. 31 с.
13. Shul'zhenko N. G., Zaitsev B. F., Asaenok A. V., Grishin N. N., Gubskii A. N. Creep of steam-turbine diaphragm under variable loading conditions. *Strength Materials*. 2016. Vol. 48. Iss. 6. P. 733–739. <https://doi.org/10.1007/s11223-017-9819-y>.
14. Шабров Н. Н., Знаменская М. В. Расчет диафрагмы паровой турбины методом суперэлементов. *Тр. Центр. котлотурбин. ин-та*. 1991. № 265. С. 43–47.
15. Shulzhenko N. G., Asaenok A. V., Zaitsev B. F., Grishin N. N., Gubskii A. N. Creep analysis of steam turbine welded diaphragm. *Strength Materials*. 2012. Vol. 44. Iss. 4. P. 419–428. <https://doi.org/10.1007/s11223-012-9396-z>.

16. Шахматов М. В., Шахматов Д. М. Прочность механически неоднородных сварных соединений. Челябинск: ООО «ЦПС Сварка и контроль», 2009. 223 с.
17. Винокуров В. А., Куркин С. А., Николаев Г. А. Сварные конструкции. Механика разрушения и критерии работоспособности. М.: Машиностроение, 1996. 576 с.
18. Диафрагмы паровых стационарных турбин. Расчеты на прочность. ОСТ 108.210.01-86. М.: Мин-во энерг. машиностроения, НПО Центр. котлотурбин. ин-т, 1987. 39 с.

Надійшла до редакції 22.03.2021

### **Исследование термпрочности диафрагм паровой турбины при уменьшении осевых габаритов**

**<sup>1</sup>Б. Ф. Зайцев, <sup>2</sup>В. Л. Швецов, <sup>2</sup>А. Н. Губский, <sup>2</sup>С. А. Пальков, <sup>1</sup>Т. В. Протасова**

<sup>1</sup> Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины,  
61046, Украина, г. Харьков, ул. Пожарского, 2/10

<sup>2</sup> Акционерное общество «Турбоатом», 61037, Украина, г. Харьков, пр. Московский, 199

*Постановка задачи уменьшения осевых габаритов диафрагм паровых турбин связана с проблемой их модернизации, которая выполняется путем увеличения количества ступеней с реактивным облопачиванием и использованием существующих фундаментов. Оценка пригодности вариантов конструкций диафрагм с установленными характеристиками потока пара проведена с ограничениями на выполнение условий кратковременной и длительной прочности, а также накопления осевых прогибов вследствие ползучести. Для расчетных исследований принята методология, использующая метод конечных элементов и деформационную теорию ползучести старения Ю. Н. Работнова. Расчет ползучести сведен к решению упруго-пластической задачи с диаграммой деформирования, представленной изохронной кривой ползучести для выбранного времени. Использовано программное обеспечение, предусматривающее автоматизацию построения исходной компьютерной модели диафрагмы с привлечением чертежей профиля направляющих лопаток, осевых сечений тела и обода и нескольких геометрических параметров. Расчетная модель сварной диафрагмы отображает основные существенные особенности ее конструкции, свойств материалов ее элементов и нагружения паром. Поискные исследования диафрагм с уменьшенными осевыми размерами выполнены на примере диафрагм 2-й и 3-й ступени цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5. Исходные конструкции 2-й и 3-й ступеней рассмотрены как базовые, по отношению к которым по параметрам прочности и жесткости сопоставлялись конструкции диафрагм, которые считались альтернативными. Получены расчетные данные для базовых вариантов конструкции диафрагм для времени эксплуатации 100 тысяч часов. Согласно расчетам максимальные прогибы достигаются на краях диафрагмы, а напряжения, максимальные в местах крепления лопаток к ободу и телу, претерпевают значительное перераспределение из-за ползучести. Задействованы различные подходы к уменьшению осевых габаритов конструкции диафрагмы 2-й ступени цилиндра высокого давления. При первом подходе уменьшение габаритов достигнуто пропорциональным уменьшением профиля направляющих лопаток с соответствующим увеличением их количества. При втором – профиль оставался неизменным, но уменьшены осевые размеры тела и обода диафрагмы. Исследованы параметры прочности в упругом состоянии в начале эксплуатации и в условиях ползучести, а также накопление осевых прогибов. На основании сравнений с базовой конструкцией установлено, что более действенным является второй подход. Приведены дополнительные рекомендации по использованию более жаропрочных сталей в крайних направляющих лопатках и условий крепления диафрагм в корпусе турбины.*

**Ключевые слова:** паровая турбина, диафрагма, осевые габариты, ползучесть, осевой прогиб, кратковременная и длительная прочность.