



МІНІСТЕРСТВО  
ЕКОНОМІЧНОГО  
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) UA

(11) 119890

(13) C2

(51) МПК

G21C 15/18 (2006.01)

## (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

(21) Номер заявки: а 2017 07011

(22) Дата подання заявки: 16.11.2015

(24) Дата, з якої є чинними  
права на винахід: 27.08.2019

(31) Номер попередньої  
заявки відповідно до  
Паризької конвенції: 2014148910

(32) Дата подання  
попередньої заявки  
відповідно до  
Паризької конвенції: 04.12.2014

(33) Код держави-учасниці  
Паризької конвенції,  
до якої подано  
попередню заявку: RU

(41) Публікація відомостей  
про заявку: 25.01.2018, Бюл. № 2

(46) Публікація відомостей  
про видачу патенту: 27.08.2019, Бюл. № 16

(86) Номер та дата  
подання міжнародної  
заявки, поданої  
відповідно до  
Договору РСТ RST/RU2015/000784,  
16.11.2015

(72) Винахідник(и):

Белєпкін Владімір Вікторовіч (RU),  
Сємашко Сергєй Євгєн'євіч (RU),  
Івков Ігорь Міхайловіч (RU),  
Алексєєв Сергєй Борисовіч (RU),  
Варданідзе Теймураз Георгієвіч (RU),  
Петров Юрій Юр'євіч (RU),  
Солодовніков Александр Сергєєвіч (RU),  
Крилов Юрій Владіміровіч (RU)

(73) Власник(и):

АКЦІОНЕРНОЄ ОБЩЕСТВО "НАУЧНО-  
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ І ПРОЕКТНО-  
КОНСТРУКТОРСКИЙ ІНСТИТУТ  
ЕНЕРГЕТИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЙ  
"АТОМПРОЕКТ" (АО "АТОМПРОЕКТ"),  
ул. Савушкина, 82, г. Санкт-Петербург,  
197183, Российская Федерация (RU)

(74) Представник:

Дроб'язко Руслан Володимирович,  
реєстр. №122

(56) Перелік документів, взятих до уваги  
експертизою:

UA 58520 U, 11.04.2011  
UA 88845 U, 10.04.2014  
RU 85029 U1, 20.07.2009  
RU 96104459 A, 20.03.1998  
US 5126099 A, 30.06.1992  
US 5303274 A, 12.04.1994  
CN 103267423 A, 28.08.2013  
EP 1755129 A2, 21.02.2007

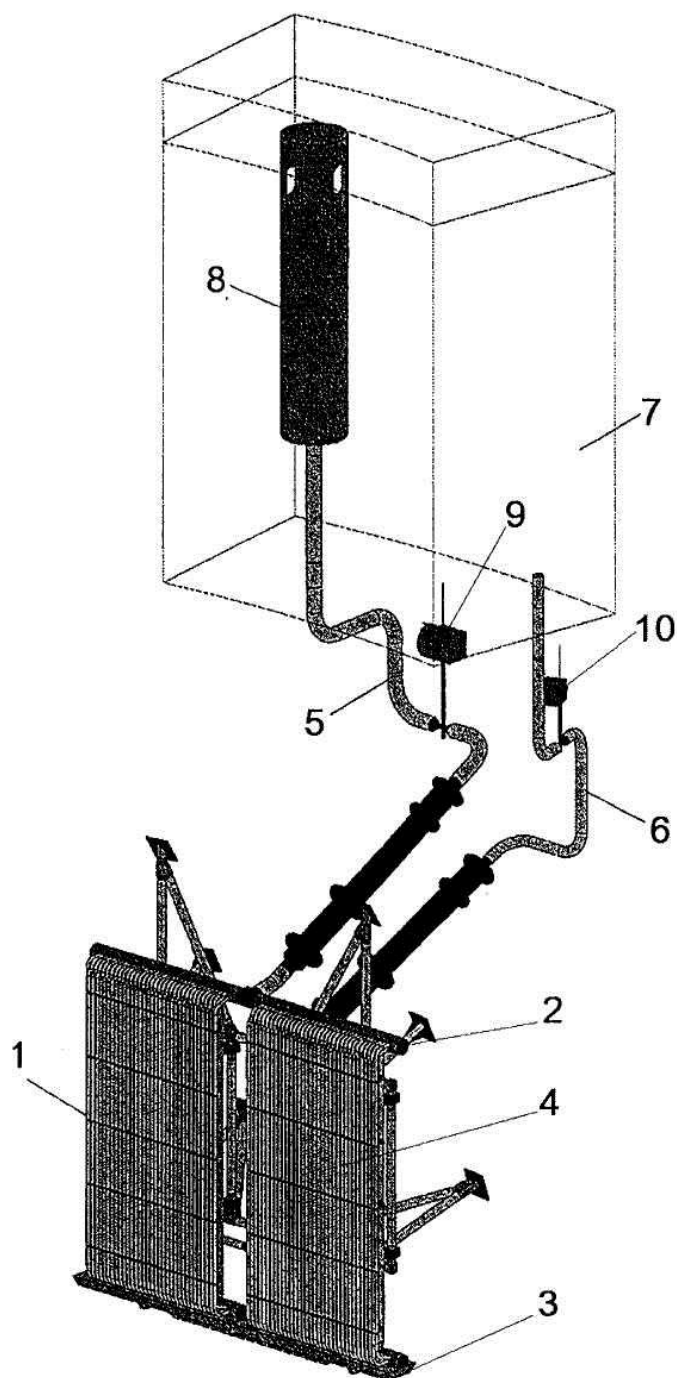
## (54) СИСТЕМА ПАСИВНОГО ВІДВЕДЕННЯ ТЕПЛА З ВНУТРІШНЬОГО ОБ'ЄМУ ЗАХИСНОЇ ОБОЛОНКИ

(57) Реферат:

Винахід належить до галузі атомної енергетики, а саме до систем пасивного відведення тепла з внутрішнього об'єму захисної оболонки водоводяного енергетичного реактора (СПВТ 3О), і призначене для охолодження захисної оболонки реактора шляхом природної циркуляції охолоджуючої рідини (води) в контурі системи. Технічний результат - підвищення ефективності тепловідведення, стійкості потоку в контурі і, як наслідок, надійності роботи системи. Система включає щонайменше один контур циркуляції охолоджуючої води, що містить теплообмінник, що розміщений всередині об'єму захисної оболонки і включає верхній і нижній колектори, з'єднані теплообмінними трубками, підйомний і опускний трубопроводи, пов'язані з теплообмінником, ємність запасу охолоджуючої води, розміщену вище теплообмінника поза об'ємом захисної оболонки і з'єднану з опускним трубопроводом, пароскидний пристрій, поєднаний з підйомним трубопроводом, розміщений в ємності запасу води і гідравлічно пов'язаний з останнім. При цьому верхній і нижній колектори теплообмінника розбиті на секції

UA 119890 C2

теплообмінних трубок, виходячи з умови:  $L/D \leq 20$ , де  $L$  - довжина секції колектора,  $D$  - внутрішній діаметр колектора.



Фіг. 1

Винахід відноситься до галузі атомної енергетики, а саме до систем пасивного відведення тепла з внутрішнього об'єму захисної оболонки водоводяного енергетичного реактора (СПВТ 3О), і призначений для охолодження захисної оболонки реактора шляхом природної циркуляції охолоджуючої рідини (води) в контурі системи.

З рівня техніки відомо безліч конструкцій систем відведення тепла з захисної оболонки реактора з використанням природної циркуляції тепла.

У патенті РФ RU2125744, G21C15/18, 27.01.1999 розкрита система для пасивного відведення тепла з внутрішнього об'єму захисної конструкції ядерного реактора, що містить перший теплообмінник, розміщений зовні захисної конструкції, другий теплообмінник, розташований всередині захисної конструкції реактора. Перший і другий теплообмінники гідравлічно з'єднані один з одним в замкнутому контурі за допомогою труб, що містять теплоносії і що проходять через захисну конструкцію і витяжну трубу зверху, що сполучається з зовнішньою атмосферою. Система також включає резервуар, заповнений водою до заданого рівня, пов'язаний із захисною конструкцією і розташований поблизу її верхньої стіни. Перший теплообмінник занурений під воду в резервуарі і витягнений вертикально від основи, що примикає до дна резервуара, до верхнього ділянки, розділяючи резервуар на дві гідравлічно пов'язані області. Резервуар обладнаний перекриттям, яке визначає перший і другий канали, кожен з яких перекриває відповідну область, утворених першим вертикальним теплообмінником і з'єднаний тільки з відповідною областю. Один з каналів пов'язаний із зовнішнім повітряозбірником, а інший - з витяжною трубою, а сполучення між каналами блокується водою, що знаходиться в резервуарі, коли він заповнений до заданого рівня.

У патенті РФ RU2302674, G21C9/00, 10.07.2007 розкрита система відведення тепла з захисної оболонки, яка містить змонтований під захисною оболонкою теплообмінник, вхід і вихід якого пропущені через захисну оболонку і підключені до замкнутого контуру циркуляції легкозакипного теплоносія, що включає турбіну з електрогенератором, розташовані під захисною оболонкою енергоблок з парогенератором і установки для забезпечення безпеки енергоблоку, одна з яких має гідропристрій і пароводяну турбіну. Теплообмінник встановлений під куполом захисної оболонки і виконаний у вигляді двохярусно розташованих кільцеподібних труб, з'єднаних між собою С-образними оребреними трубками, кінці яких спрямовані до стінки захисної оболонки і охоплюють гідропристрій установки для забезпечення безпеки енергоблоку.

Найбільш близьким аналогом заявленого винаходу є система СПВТ, розкрита в патенті РФ на корисну модель RU85029, G21C15/18, 20.07.2009, і яка містить контур циркуляції теплоносія, що включає принаймні один теплообмінник, розміщений всередині об'єму захисної оболонки, і ємність з запасом теплоносія, встановлену вище теплообмінника поза об'ємом захисної оболонки, з'єднані між собою підвідний і відвідний трубопроводами. Система також обладнана пароприймальним пристроєм, встановленим в ємності з запасом теплоносія, гідравлічно пов'язаних з останньою і з'єднаних з відвідним трубопроводом.

Недоліком відомих пристроїв є можливість виникнення гідроударів в системі.

Завданням винаходу є створення системи для ефективного відводу тепла з захисної оболонки реактора.

Технічним результатом винаходу є підвищення ефективності тепловідведення, стійкості потоку в контурі (відсутність гідроударів) і, як наслідок, надійності роботи системи.

Зазначений технічний результат досягається за рахунок того, що система пасивного відведення тепла з внутрішнього об'єму захисної оболонки водоводяного енергетичного реактора, що включає щонайменше один контур циркуляції охолоджуючої води, містить теплообмінник, розміщений всередині об'єму захисної оболонки і включає верхній і нижній колектори, з'єднані теплообмінними трубками, підйомний і опускний трубопроводи, пов'язані з теплообмінником, ємність запасу охолоджуючої води, розміщену вище теплообмінника поза об'ємом захисної оболонки і з'єднану з опускним трубопроводом, пароскідний пристрій, поєднаний з підйомним трубопроводом, розміщений в ємності запасу води і гідравлічно пов'язаний з останнім. При цьому верхній і нижній колектори теплообмінника розбиті на секції теплообмінних трубок, виходячи з умови:

$$L/D \leq 20,$$

де L - довжина секції колектора;

D - внутрішній діаметр колектора,

причому конструкція підйомного трубопроводу забезпечує мінімальну висоту тягової ділянки  $h_{\text{ту}}$ , що задовольняє умові:

$$\Delta P_{\text{сопр}}^{\text{к}} = \Delta \rho_{\text{ту}} g h_{\text{ту}} + \Delta \rho_{\text{мо}} g h_{\text{мо}};$$

$$h_{\text{ту}} = (\Delta P_{\text{сопр}}^{\text{к}} - \Delta \rho_{\text{мо}} g h_{\text{мо}}) / \Delta \rho_{\text{ту}} g,$$

де  $\Delta P_{\text{сопр}}^{\text{к}}$  - сумарний гідравлічний опір контуру;

$h_{mo}$  - висота теплообмінника;

$g$  - прискорення вільного падіння;

$\Delta\rho_{my} = \rho_{xb} - (\rho'(1-x) + \rho''x)$ ;

$\Delta\rho_{mo} = \rho_{xb} - \rho_{gb}$ ,

5 де  $\rho_{xb}$  - щільність води в опускному трубопроводі;

$\rho_{gb}$  - щільність води в підйомному трубопроводі в діапазоні висот теплообмінника;

$\rho'$ ,  $\rho''$  - щільність води і пара в стані насичення;

$x$  - середній масовий паровміст двохфазної суміші в тяговій ділянці.

Зазначений технічний результат досягається також в приватних варіантах реалізації винаходу за рахунок того, що:

- система включає чотири канали, в кожному з яких встановлені по чотири контури циркуляції охолоджуючої води,

- принаймні частина підйомного трубопроводу від верхніх колекторів секцій теплообмінників до пароскидного пристрою виконана з нахилом вгору щодо горизонталі на кут не менше  $10^\circ$ ,

15 - підйомний трубопровід включає ділянки, виконані з кутом нахилу щодо горизонталі менш  $10^\circ$ , при цьому зазначені ділянки мають довжину  $L_{дін1}$  і внутрішній діаметр  $D_{дін1}$ , що задовольняють наступному співвідношенню:  $L_{дін1}/D_{дін1} \leq 10$ ,

- принаймні частина опускного трубопроводу виконана з нахилом вниз щодо горизонталі на кут не менше  $10^\circ$ ,

20 - опускний трубопровід включає ділянки, виконані з кутом нахилу відносно горизонталі менш  $10^\circ$ , при цьому зазначені ділянки мають довжину  $L_{дін2}$  і внутрішній діаметр  $D_{дін2}$ , що задовольняють наступному співвідношенню:  $L_{дін2}/D_{дін2} \leq 10$ ,

- висота теплообмінних трубок забезпечує виконання умов наявності турбулентного режиму конвекції на зовнішній поверхні теплообмінника, при якому:

25  $R_a > 4 \cdot 10^{12}$ ,

$$\text{де } R_a = \frac{gl^3 S_c}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_w - \rho_{зо}}{\rho_{зо}};$$

$R_a$  - критерій Релея;

$g$  - прискорення вільного падіння;

$l$  - характерний розмір конструкції - висота трубок теплообмінника;

30  $\nu$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості пароповітряного середовища;

$\rho_w$  - щільність пароповітряного середовища на зовнішній стінці трубочатки теплообмінника;

$\rho_{зо}$  - щільність пароповітряного середовища в обсязі захисної оболонки;

$$S_c = \frac{\nu}{D_{диф}} - \text{число Шмідта};$$

$D_{диф}$  - коефіцієнт дифузії пара.

35 - теплообмінник розміщений в підкупольному просторі захисної оболонки,

- секція теплообмінника має однорядний вертикальний пучок,

- в секції теплообмінника крок між сусідніми трубками задовольняє умові еквівалентної плоскої стінки.

У цій заявці тяговою ділянкою називається частина підйомного трубопроводу, в якому теплоносії знаходиться в вигляді пароводяної (двофазної) суміші із середнім масовим паровмістом  $x$ . Дана ділянка називається "тяговою", тому що вона вносить основний вклад в розвиток природної циркуляції в контурі і визначає її інтенсивність.

Проведені експерименти показали, що зазначені співвідношення параметрів системи забезпечують найбільш ефективний тепловідвід без виникнення гідроударів і пульсацій витрат теплоносія завдяки вибору найкращих геометричних характеристик системи - співвідношення довжини і внутрішнього діаметра секцій колекторів теплообмінника, довжини тягової ділянки контуру циркуляції, висоти теплообмінних трубок і оптимальному розміщенню теплообмінників системи в обсязі захисної оболонки.

Вибір співвідношення довжини секції і внутрішнього діаметра колекторів теплообмінника виконувався виходячи з умов мінімізації нерівномірності розподілу витрат теплоносія по трубках теплообмінника, тобто зниження, так званого, "колекторного ефекту". Забезпечення рівномірного розподілу потоку по трубочатці є одним з головних умов щодо підвищення енергетичної ефективності і продуктивності теплообмінних апаратів. Одним із способів поліпшення розподілу теплоносія по каналах колекторних теплообмінників є зниження втрат тиску по ходу середовища в колекторі. Це досягається шляхом зниження довжини колектора і збільшення його внутрішнього діаметра в межах можливостей технологічного виготовлення апарату та інших його конструкційних особливостей. Для колекторів, які відповідають

співвідношенню  $L/D \leq 20$  втрати тиску по довжині колектора є мінімальними, а розподіл витрат теплоносія по трубках теплообмінника найбільш рівномірним. При перевищенні зазначеного критерію рівномірність розподілу середовища по каналах теплообмінника погіршується, що викликає виникнення нестійкості і пульсацій в загальній витраті теплоносія і, як наслідок, зниження теплової потужності теплообмінника.

Конструкція винаходу пояснена кресленнями, де:

на фіг. 1 показана конструкція контуру циркуляції охолоджуючої води;

на фіг. 2 показана експериментальна залежність потужності контуру охолодження СПВТ 30 від тиску парогазового середовища в ємності;

на фіг. 3 показана розрахункова залежність тиску і температури від часу в процесі аварії.

Заявлена система являє собою сукупність контурів циркуляції охолоджуючої води. У кращому варіанті реалізації винаходу заявлена система складається з чотирьох повністю незалежних один від одного каналів, в кожному з яких встановлені чотири таких контуру циркуляції.

Контур циркуляції (фіг. 1) містить теплообмінник (1), розміщений в об'єму захисної оболонки (в підкупольному просторі) і включає верхній (2) і нижній (3) колектори, з'єднані теплообмінними трубками (4), що утворюють однорядний вертикальний теплообмінний пучок. До теплообміннику (1) підключені підйомний (5) і опускний (6) трубопроводи. Над теплообмінником поза об'ємом захисної оболонки розміщена ємність (7) запасу охолоджуючої води (бак аварійного відведення тепла (БАВТ)), поєднана з опускним трубопроводом (6). При цьому до підйомного трубопроводу (5) підключений пароскидний пристрій (8), розміщений в ємності (7) запасу води і гідравлічно пов'язаний з нею. Пароскидний пристрій (8) призначений для виключення конденсаційних гідроударів і підвищеного рівня вібрації в підйомному трубопроводі (5) системи. Для забезпечення виконання цих функцій на підйомній трубці пароскидного пристрою (8) є сполучний отвір.

Верхній (2) і нижній (3) колектори теплообмінника розбиті на секції теплообмінних трубок, виходячи з умови:

$$L/D \leq 20,$$

де L - довжина секції колектора;

D - внутрішній діаметр колектора,

при цьому конструкція підйомного трубопроводу забезпечує мінімальну висоту тягової ділянки  $h_{\text{тд}}$ , що задовольняє умові:

$$\Delta P_{\text{опір}}^{\text{к}} = \Delta \rho_{\text{мг}} g h_{\text{мг}} + \Delta \rho_{\text{мо}} g h_{\text{мо}};$$

$$h_{\text{мг}} = (\Delta P_{\text{опір}}^{\text{к}} - \Delta \rho_{\text{мо}} g h_{\text{мо}}) / \Delta \rho_{\text{мг}} g,$$

де  $\Delta P_{\text{опір}}^{\text{к}}$  - сумарний гідравлічний опір контуру;

$h_{\text{мо}}$  - висота теплообмінника;

g - прискорення вільного падіння;

$$\Delta \rho_{\text{мг}} = \rho_{\text{хв}} - (\rho'(1-x) + \rho''x);$$

$$\Delta \rho_{\text{мо}} = \rho_{\text{хв}} - \rho_{\text{гв}};$$

$\rho_{\text{хв}}$  - щільність води в опускному трубопроводі;

$\rho_{\text{гв}}$  - щільність води в підйомному трубопроводі в діапазоні висот теплообмінника;

$\rho'$ ,  $\rho''$  - щільності води і пари в стані насичення;

x - середній масовий паровміст двохфазної суміші в тяговій ділянці.

Секція теплообмінника має однорядний вертикальний пучок. Крок між сусідніми трубками секції, переважно, задовольняє умові еквівалентної плоскої стінки.

У кращому варіанті реалізації висота теплообмінних трубок забезпечує виконання умови наявності турбулентного режиму конвекції на зовнішній поверхні теплообмінника, при якому:

$$Ra > 4 \cdot 10^{12},$$

$$\text{де } Ra = \frac{g l^3 S_c}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_w - \rho_{\text{зо}}}{\rho_{\text{зо}}};$$

$Ra$  - критерій Релея;

g - прискорення вільного падіння;

l - характерний розмір конструкції - висота трубок теплообмінника;

$\nu$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості пароповітряного середовища;

$\rho_w$  - щільність пароповітряного середовища на зовнішній стінці трубочки теплообмінника;

$\rho_{\text{зо}}$  - щільність пароповітряного середовища в обсязі захисної оболонки;

$$S_c = \frac{\nu}{D_{\text{диф}}} - \text{число Шмідта};$$

$D_{\text{диф}}$  - коефіцієнт дифузії пара.

Підйомний трубопровід від верхніх колекторів секцій теплообмінників до пароскидного пристрою виконаний з нахилом вгору щодо горизонталі на кут не менше  $10^\circ$ , за винятком деяких ділянок, виконаних з кутом нахилу менше  $10^\circ$ , що мають довжину  $L_{\text{дін1}}$  і внутрішній діаметр  $D_{\text{дін1}}$ , що задовольняють співвідношенню  $L_{\text{дін1}}/D_{\text{дін1}} \leq 10$ .

5 Опускний трубопровід виконаний з нахилом вниз щодо горизонталі на кут не менше  $10^\circ$ , за винятком окремих ділянок, розташованих під кутом менше  $10^\circ$  і мають довжину  $L_{\text{дін2}}$  і внутрішній діаметр  $D_{\text{дін2}}$ , що задовольняють співвідношенню  $L_{\text{дін2}}/D_{\text{дін2}} \leq 10$ .

У приватному варіанті реалізації винаходу для реакторної установки на Ленінградській АЕС-2 теплообмінники (1) контурів розташовані по периметру на внутрішній стінці контейнменту над відміткою 49,3 м. Кожен теплообмінник має площу теплообміну  $75 \text{ м}^2$ . Висота теплообмінного пучка становить 5 м і набрана з вертикальних трубок  $38 \times 3 \text{ мм}$ . Загальна площа теплообмінної поверхні кожного каналу становить  $300 \text{ м}^2$ . Довжина (L) верхньої і нижньої секцій колекторів теплообмінника складає 2755 мм. При цьому зовнішній / внутрішній діаметр (D) верхнього колектора становить 219/195 мм, нижнього колектора - 194/174 мм.

15 Теплова потужність системи обрана з урахуванням забезпечення зниження і підтримки в заданих проектом межах тиску всередині захисної оболонки при запроектованих аваріях реакторів, включаючи аварії з важким пошкодженням активної зони.

На підйомному (5) і опускному (6) трубопроводах встановлена локалізувальна арматура (9) і (10), призначена для відсікання теплообмінника (1) в разі його течі. Для запобігання перепресування контурів СПВТ 3О в разі аварійного закриття відсічної арматури встановлені запобіжні клапани (не показані) зі скиданням середовища під рівень ємності (7).

Локалізувальна арматура і запобіжні клапани розташовуються в приміщеннях кільцевого оббудування зовнішньої оболонки будівлі реактора на позначці +54,45 м.

25 Робота заявленої системи здійснюється за рахунок природної циркуляції теплоносія і не вимагає ніяких дій по запуску. Теплова енергія з захисної оболонки відводиться за рахунок конденсації пари з пароповітряної суміші на зовнішній поверхні теплообмінника (1), від якого шляхом природної циркуляції теплоносія передається в ємність запасу води (7). Остаточний відвід тепла від ємності запасу води до кінцевого поглинача здійснюється шляхом випаровування води в ємності. З пароскидного пристрою (8) теплоносій надходить в об'єм ємності запасу охолоджуючої води (7), після чого охолоджений теплоносій (вода) надходить по опускному трубопроводу (6) назад в теплообмінник (1). Таким чином, за допомогою контуру циркуляції шляхом випаровування води в ємності (7) здійснюється передача теплової енергії від внутрішнього об'єму захисної оболонки до кінцевого поглинача - навколишній атмосфері.

35 Для експериментального обґрунтування ефективності пропонованої конструкції системи виконано великий обсяг експериментальних робіт на кількох експериментальних установках.

Дослідження проводилися на повномасштабній моделі контуру охолодження СПВТ 3О, встановленої на експериментальному стенді ВАТ ОКБМ Африкантов. Модель контуру СПВТ 3О включала в себе модель теплообмінника-конденсатора, розташовані в ємності моделі захисної оболонки штатні трубопроводи, а також штатний пароскидний пристрій, розташований в ємності з запасом води.

40 Потужність теплоз'єму досліджуваного контуру охолодження і параметри парогазового середовища в ємності максимально наближені до реальних умов штатної системи в умовах аварії реакторів. Тому при практично повній відповідності по геометричним і параметричним характеристикам контуру охолодження СПВТ 3О натурної конструкції контуру охолодження результати досліджень, отримані в моделі контуру охолодження СПВТ 3О, є представницькими і можуть бути перенесені на штатний контур охолодження СПВТ 3О.

45 Проведені випробування повномасштабної петлі контуру охолодження СПВТ 3О показали, що при максимальній температурі охолоджуючої води  $100^\circ \text{C}$  в ємності для охолоджуючої води і при заданій проектній потужності однієї петлі контуру охолодження тиск в ємності не перевищує граничного проектного тиску в 500 кПа.

50 На фіг. 2 представлена експериментальна залежність потужності контуру охолодження СПВТ 3О від тиску парогазового середовища в ємності.

На фіг. 3 показано вплив функціонування СПВТ 3О на параметри всередині захисної оболонки при позапроектній аварії з розгерметизацією першого контуру реакторної установки (теча великого діаметра) і відмовою систем безпеки (лінією I показані параметри без роботи СПВТ, а лінією II - з роботою СПВТ).

60 Проведені випробування повномасштабної моделі контуру охолодження СПВТ 3О показали, що задані проектні характеристики контуру забезпечуються як за ефективністю тепловідведення, так і по стійкості потоку в контурі. У всьому діапазоні режиму роботи контуру охолодження - на потужності від вихідного стану до кипіння води - в ємності не спостерігалось

гідроударів і вібрацій елементів і конструкцій випробуваного контуру, які могли б вплинути на його працездатність.

Таким чином, заявлена система дозволяє підтримувати тиск під оболонкою на рівні нижче розрахункового без участі оператора протягом тривалого часу і у всьому спектрі позапроектних аварій, пов'язаних з виходом маси і енергії під захисну оболонку.

#### ФОРМУЛА ВИНАХОДУ

1. Система пасивного відведення тепла з внутрішнього об'єму захисної оболонки водоводяного енергетичного реактора, що включає щонайменше один контур циркуляції охолоджуючої води, що містить:

- теплообмінник, що розміщений всередині об'єму захисної оболонки і включає верхній і нижній колектори, з'єднані теплообмінними трубками,

- підйомний і опускний трубопроводи, пов'язані з теплообмінником,

- ємність запасу охолоджуючої води, розміщену вище теплообмінника поза об'ємом захисної оболонки і з'єднану з опускним трубопроводом,

- пароскидний пристрій, поєднаний з підйомним трубопроводом, розміщений в ємності запасу води і гідравлічно пов'язаний з останньою, яка **відрізняється** тим, що верхній і нижній колектори теплообмінника розбиті на секції теплообмінних трубок, виходячи з умови:

$L/D \leq 20$ ,

де L - довжина секції колектора;

D - внутрішній діаметр колектора,

при цьому конструкція підйомного трубопроводу забезпечує мінімальну висоту тягової ділянки  $h_{тд}$ , що задовольняє умову:

$$\Delta P_{опир}^K = \Delta \rho_{my} g h_{my} + \Delta \rho_{mo} g h_{mo},$$

$$h_{my} = (\Delta P_{опир}^K - \Delta \rho_{mo} g h_{mo}) / \Delta \rho_{my} g,$$

де  $\Delta P_{опир}^K$  - сумарний гідравлічний опір контуру;

$h_{mo}$  - висота теплообмінника;

g - прискорення вільного падіння;

$$\Delta \rho_{my} = \rho_{жв} - (\rho'(1-x) + \rho''x);$$

$$\Delta \rho_{mo} = \rho_{жв} - \rho_{гв};$$

$\rho_{жв}$  - щільність води в опускному трубопроводі;

$\rho_{гв}$  - щільність води в підйомному трубопроводі в діапазоні висот теплообмінника;

$\rho', \rho''$  - щільності води і пари в стані насичення;

x - середній масовий паровміст двофазної суміші в тяговій ділянці.

2. Система за п. 1, яка **відрізняється** тим, що вона включає чотири канали, в кожному з яких встановлені по чотири контури циркуляції охолоджуючої води.

3. Система за п. 1, яка **відрізняється** тим, що принаймні частина підйомного трубопроводу від верхніх колекторів секцій теплообмінників до пароскидного пристрою виконана з нахилом вгору щодо горизонталі на кут не менше  $10^\circ$ .

4. Система за п. 3, яка **відрізняється** тим, що підйомний трубопровід включає ділянки, виконані з кутом нахилу відносної горизонталі менше  $10^\circ$ , при цьому зазначені ділянки мають довжину  $L_{діл1}$  і внутрішній діаметр  $D_{діл1}$ , що задовольняють співвідношення  $L_{діл1} / D_{діл1} \leq 10$ .

5. Система за п. 1, яка **відрізняється** тим, що принаймні частина опускного трубопроводу виконана з нахилом вниз щодо горизонталі на кут не менше  $10^\circ$ .

6. Система за п. 5, яка **відрізняється** тим, що опускний трубопровід включає ділянки, виконані з кутом нахилу щодо горизонталі менше  $10^\circ$ , при цьому зазначені ділянки мають довжину  $L_{діл2}$  і внутрішній діаметр  $D_{діл2}$ , що задовольняють співвідношення  $L_{діл2} / D_{діл2} \leq 10$ .

7. Система за п. 1, яка **відрізняється** тим, що теплообмінні трубки мають висоту, що забезпечує виконання умови наявності турбулентного режиму конвекції на зовнішній поверхні теплообмінника, при якому:

$$Ra > 4 \cdot 10^{12},$$

$$\text{де } Ra = \frac{g l^3 S_c \cdot \rho_w - \rho_{зо}}{\nu^2 \rho_{зо}};$$

$R_a$  - критерій Релея;

$g$  - прискорення вільного падіння;

$l$  - характерний розмір конструкції - висота трубок теплообмінника;

$\nu$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості пароповітряного середовища;

5  $\rho_w$  - щільність пароповітряного середовища на зовнішній стінці трубочки теплообмінника;

$\rho_{30}$  - щільність пароповітряного середовища в об'ємі захисної оболонки;

$$S_c = \frac{v}{D_{\text{диф}}} \text{ число Шмідта;}$$

$D_{\text{диф}}$  - коефіцієнт дифузії пари.

8. Система за п. 1, яка **відрізняється** тим, що теплообмінник розміщений в підкупольному просторі захисної оболонки.

9. Система за п. 1, яка **відрізняється** тим, що секція теплообмінника має однорядний вертикальний пучок.

10. Система за п. 1, яка **відрізняється** тим, що в секції теплообмінника крок між сусідніми трубками задовольняє умові еквівалентної плоскої стінки.

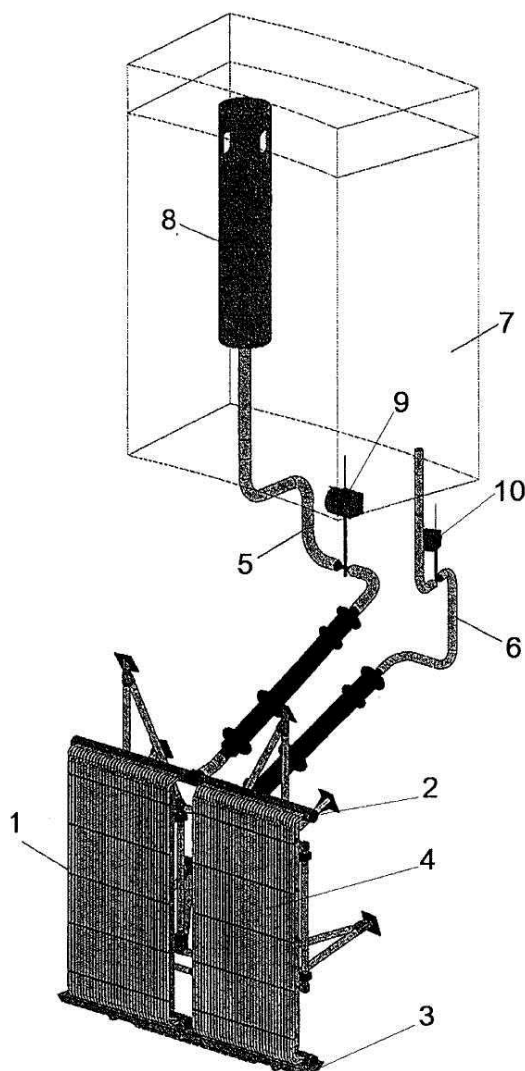
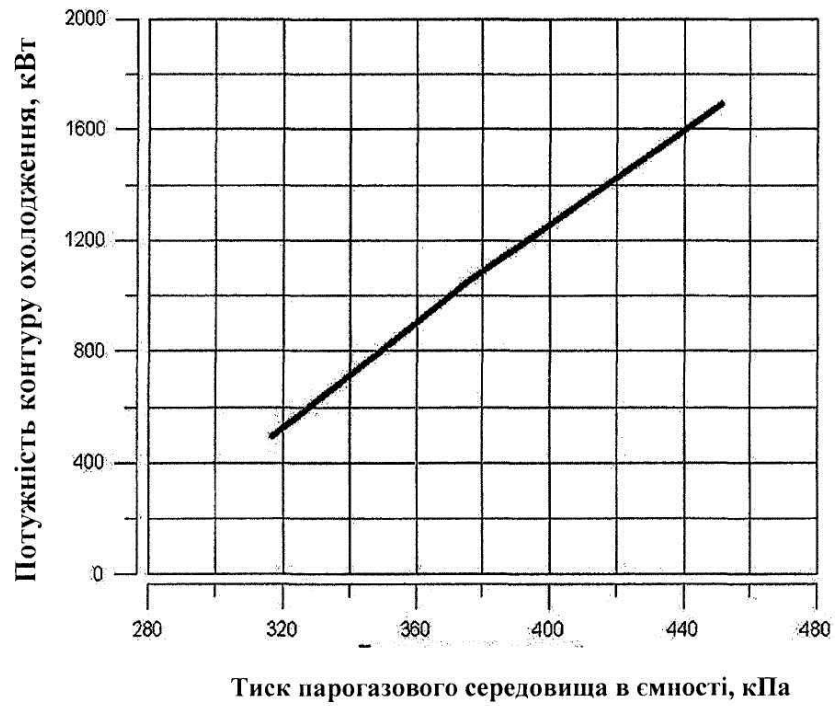
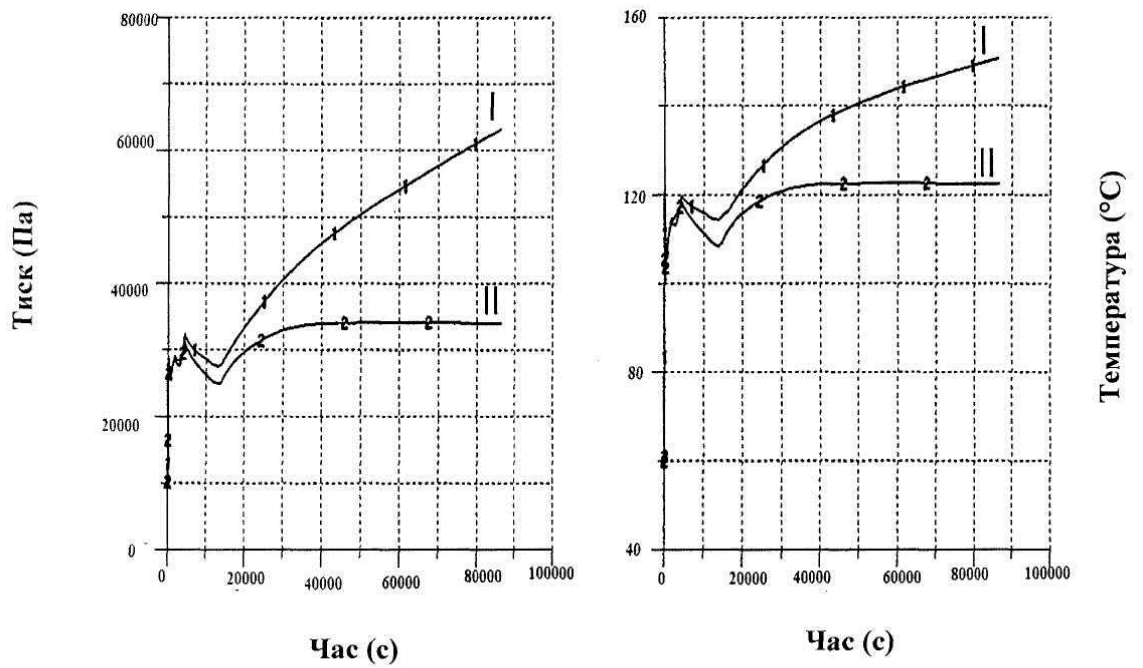


Fig. 1





Фіг. 2



Фіг. 3

Комп'ютерна верстка Г. Паяльніков

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601