

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА

Соломонюк Денис Миколайович

УДК 621.438

**ПОЛІПШЕННЯ МАСОВИХ ПОКАЗНИКІВ
ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК ШЛЯХОМ ВИБОРУ
РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ РЕГЕНЕРАТОРІВ**

Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Миколаїв – 2018

Дисертація є рукописом.

Робота виконана в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник — кандидат технічних наук, професор
Горбов Віктор Михайлович,
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Міністерство освіти і науки України, завідувач кафедри суднових та стаціонарних енергетичних установок

Офіційні опоненти — доктор технічних наук, професор
Тарасов Олександр Іванович
Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Міністерство освіти і науки України, професор кафедри турбінобудування

кандидат технічних наук
Кантор Сергій Анатолійович
Публічне акціонерне товариство "Завод "Екватор", голова наглядової ради.

Захист відбудеться «22» березня 2018 р. о 12:00 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 38.060.01 в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки України за адресою: ауд. 360, просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, Україна, 54025.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова за адресою: просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, Україна, 54025.

Автореферат розісланий «___» лютого 2018 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 38.060.01
доктор технічних наук, професор

 А. П. Шевцов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Газоперекачувальні агрегати (ГПА) з газотурбінним приводом є основним технологічним обладнанням газокompресорних станцій. Сумарна потужність газотурбінних установок (ГТУ) газотранспортної системи (ГТС) України становить більше 80 % загальної потужності всіх газоперекачувальних агрегатів. На сьогодні більша частина цих агрегатів вичерпала свій ресурс, фізично й морально застаріла. Середній ККД ГТУ, що встановлені на газокompресорних станціях України, не перевищує 26 %. До 20 % газоперекачувальних агрегатів обладнано ГТУ з регенерацією теплоти, пластинчасті регенератори яких вийшли з ладу внаслідок розгерметизації теплообмінної матриці, що привело до суттєвого зниження їх ККД (з 28 % до 20–21 %). Заміна пошкоджених регенераторів новими, високоефективними теплообмінниками дозволить підвищити ККД існуючих регенеративних ГТУ до 28–31 %. Значного збільшення економічності транспортування газу можна досягти за рахунок встановлення на компресорних станціях ГТС України нових регенеративних ГТУ, ККД яких при помірних початкових температурах газу може досягти 38–40 % і 50 % при комбінації регенерації з іншими способами підвищення паливної ефективності.

В той же час використання регенерації теплоти збільшує масу й вартість установки, час пуску та переходу з режиму на режим, ускладнює компонування ГТУ. При заміні регенераторів на компресорній станції потрібно також дотримуватись жорстких вимог, які накладаються умовами розміщення регенератора на станції у складі існуючих ГТУ, обладнанням та комунікаціями, що не підлягають модернізації, припустимими навантаженнями на існуючі фундаменти, необхідністю скорочення обсягу демонтажних і монтажних робіт. Тому досягнення мінімальної маси регенератора при забезпеченні потрібних значень паливної економічності, ресурсу та габаритів є актуальною науково-прикладною задачею.

Вдосконаленню газотурбінних установок шляхом застосування регенерації теплоти і проектуванню теплообмінного обладнання присвячені роботи А. А. Халатова, Б. П. Поршакова, А. В. Сударева, В. Б. Сударева, В. Ю. Тихоплава, В. І. Романова, Л. Г. Гельфейнбейна, Є. М. Письменного, А. М. Антонова, Ю. І. Аношкіна, В. В. Огнева, С. L. Weiler, S. J. Valentino, D Teraji, В. Кейса, А. Лондона та інших відомих вчених. Проте на теперішній час недостатньо розроблені питання вибору значень параметрів регенератора ГТУ та його теплообмінної матриці, які забезпечують зниження маси регенеративних газотурбінних установок при заданих питомій витраті палива, ресурсі та габаритах з урахуванням обмежень, що накладаються на конструкцію регенератора за умов його надійності, технологічності, розміщення на об'єкті, транспортування, при узгодженні характеристик ГТУ з характеристиками об'єктів призначення та споживачів енергії.

Науково-прикладною задачею, яка вирішується у дисертаційній роботі є зниження маси регенеративних газотурбінних установок шляхом вибору раціональних параметрів регенераторів при забезпеченні заданих значень питомої витрати палива, ресурсу і габаритів з врахуванням додаткових обмежень, що накладаються на конструкцію регенератора.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Наведені у дисертаційному дослідженні матеріали отримані автором у Машинобудівному

навчально-науковому інституті Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова в рамках НДР № 0110U001324 "Підвищення технічного рівня газотурбінних установок на основі енергоефективного і енергозбережного теплопередавального обладнання" (2010-2011р.), при виконанні якої здобувач брав участь як виконавець на посаді старшого наукового співробітника.

Метою наукового дослідження є зниження маси регенеративних газотурбінних установок шляхом вибору раціональних параметрів регенераторів при забезпеченні заданих значень питомої витрати палива, строку служби і габаритів установки з врахуванням обмежень, що накладаються на конструкцію регенератора із умов його надійності, технологічності, розміщення на об'єкті, транспортування, при узгодженні характеристик ГТУ з характеристиками об'єктів призначення та споживачів енергії.

Основні задачі наукового дослідження:

- визначення впливу масогабаритних показників основних елементів регенеративної ГТУ на її масу;
- визначення впливу параметрів регенератора на його масогабаритні показники і питому витрату палива регенеративної ГТУ;
- визначення впливу геометричних параметрів теплообмінної матриці регенератора та обмежень, що виходять із умов технологічності, надійності, розміщення на об'єкті і транспортування на масу регенератора;
- вдосконалення методу вибору параметрів регенератора;
- визначення раціональних параметрів регенераторів ГТУ різних схемних рішень;
- впровадження результатів досліджень у процеси проектування регенеративних ГТУ, експериментального дослідження регенераторів і методики обробки їх результатів, а також у діагностику стану обладнання ГТУ в процесі їх експлуатації.

Об'єктом дослідження є процеси регенерації теплоти в газотурбінних установках.

Предметом дослідження є параметри і характеристики процесів регенерації теплоти та їх вплив на масогабаритні показники регенераторів теплоти і газотурбінних установок.

Методика і методи дослідження. Використано математичний і фізичний методи дослідження. Теоретичний аналіз процесів регенерації теплоти в газотурбінних установках проводився методом математичного моделювання із застосуванням фундаментальних законів термодинаміки, гідромеханіки і теплообміну. Визначення раціональних параметрів з мінімізацією маси регенератора проводилось квадратичним методом пошуку екстремуму з використанням матриці других похідних функції, що мінімізується. Експериментальне дослідження характеристик регенератора ГТУ проводилось в стендових умовах ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект". Теплотехнічні вимірювання параметрів виконувалися стандартними методами, при постановці дослідження використана загальна теорія планування експериментів, при обробці даних і перевірці гіпотез - статистичний аналіз.

Наукові результати, які захищає автор та їх новизна:

вперше:

– розроблено спосіб забезпечення сукупності техніко-економічних, надійностних і масогабаритних показників регенеративних газотурбінних установок шляхом визначення комплексу раціональних значень теплообмінних і аеродинамічних характеристик елементів регенератора і газоходів з мінімізацією маси регенератора при обмеженні його габаритів, що дозволяє для ресурсу регенератора на рівні 100 тис. годин забезпечити питомі значення витрати палива і маси установки відповідно 163–203 г/(кВт·год) та 8,41–8,94 кг/кВт при їх проектуванні та 252–260 г/(кВт·год) та 18,5–20 кг/кВт при їх модернізації;

– визначено, що при модернізації регенеративних ГТУ з питомою витратою палива 252–260 г/(кВт·год) зменшення ресурсу регенератора до рівня 50 тис. годин знизить його питому масу з 9,2–10,6 кг/кВт до 6,6–8,3 кг/кВт і, відповідно, питому масу установки до 15,9–17,6 кг/кВт;

– обґрунтовано, що мінімум загальної маси регенератора досягається при співвідношенні мас теплообмінної матриці і регенератора на рівні 0,44–0,56 для гладких трубок і 0,48–0,61 – з інтенсифікаторами тепловіддачі, при цьому сама маса регенератора по відношенню до маси ГТУ промислового типу складає 26–67 % і 69–82 % для ГТУ конвертованого типу;

удосконалено:

– процеси проектування і модернізації регенеративних ГТУ з визначенням їх параметрів на різних режимах роботи шляхом заміни ступеня регенерації теплоти показником теплової ефективності регенератора та процеси експериментального дослідження і експлуатації для узгодження характеристик ГТУ з характеристиками об'єктів призначення та споживачів енергії;

отримали подальший розвиток:

– способи поліпшення масових показників ГТУ складних циклів з регенерацією, зокрема з додатковим охолодженням повітря при стисканні, перегрівом газу при розширенні, утилізацією теплоти газів повітрям і проміжною регенерацією.

Достовірність результатів дослідження забезпечується коректним застосуванням методик досліджень, використанням основних законів збереження й перетворення енергії, фундаментальних закономірностей технічної термодинаміки, теплообміну і газодинаміки, підтвердженням адекватності отриманих автором теоретичних залежностей, застосуванням сучасних методів чисельного моделювання, прийнятною точністю отримання експериментальних даних.

Практичне значення отриманих результатів полягає в:

– розроблених алгоритмі і методиці визначення раціональних параметрів регенераторів ГТУ, які забезпечують мінімальну масу газотурбінних установок і їх регенераторів при заданих значеннях питомої витрати палива ГТУ і габаритів з врахуванням обмежень, що накладаються на конструкцію регенератора із умов його надійності, технологічності, розміщення на об'єкті, транспортування, при узгодженні характеристик ГТУ з характеристиками об'єктів призначення та споживачів енергії;

– рекомендованих значеннях теплової ефективності, сумарних втрат тиску, раціональних співвідношень втрат тиску повітряного і газового робочого тіла і

геометричних параметрів теплообмінної матриці гладкотрубчастого регенератора і регенератора з інтенсифікованими трубами (лунки, канавки, виступи);

- рекомендаціях з поліпшення масових показників гладкотрубчастого регенератора за рахунок інтенсифікації тепловіддачі;

- розробленій методиці визначення параметрів (теплової ефективності і втрат тиску) регенератора в умовах, відмінних від розрахункових;

- рекомендаціях з використання результатів дисертаційного дослідження при проектуванні регенеративних ГТУ, в експериментальному дослідженні регенераторів і у процесі експлуатації ГТУ.

Впровадження результатів досліджень. Основні наукові результати дисертаційної роботи впроваджені на Державному підприємстві Науково-виробничий комплекс газотурбобудування "Зоря"- "Машпроект" при проектуванні гладкотрубчастих змішувальних регенераторів газотурбінної установки ГТУ-16Р для приводу нагнітача природного газу, гладкотрубчастого регенератора для газотурбінної установки UGT-2500, підігрівача повітря для стенду дослідження характеристик камер згоряння, експериментальних зразків охолоджувачів повітря для двофазової ГТУ, а також у навчальному процесі кафедри ССЕСУ НУК імені адмірала Макарова при виконанні дипломних проектів та магістерських робіт за спеціальністю 144 "Теплоенергетика".

Апробація результатів дисертації. Основні наукові та практичні результати дисертаційної роботи доповідалися і були позитивно оцінені на наступних науково-технічних конференціях і семінарах: II, V, VI, VII Міжнародних науково-технічних конференціях "Суднова енергетика: стан та проблеми" (м. Миколаїв, НУК, 2005, 2011, 2013, 2015); V міжнародній конференції "Проблеми промислової теплотехники" (м. Київ, ІТТФ, 2007); X Міжнародній науково-практичній конференції (Миколаїв-Коблеве, 2008 р.); I, II, III, IV Міжнародних конференціях "Сучасний стан та проблеми двигунобудування" (Миколаїв, НУК, 2010, 2012, 2014, 2016); VI Міжнародній науково-практичній конференції. "Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування" (Херсон, ХДМА, 2015).

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 20 наукових праць, із яких 7 наукових статей у спеціалізованих наукових виданнях по технічним наукам, які входять до переліку, затвердженого ДАК МОН України (із них опубліковано без співавторів – 1 стаття, опубліковано у виданнях, включених у міжнародні наукометричні бази – 2 статті), 1 патент України на корисну модель і 12 тез доповідей на міжнародних і українських конференціях.

Особистий внесок здобувача. Наукові результати, висновки й рекомендації, які наведені в дисертації і виносяться на захист, отримані особисто автором під науковим керівництвом к.т.н., професора Горбова В.М. і опубліковані у 7 наукових роботах, одна з яких опублікована без співавторів.

У роботах, опублікованих у співавторстві, здобувачем отримані функціональні залежності, що пов'язують параметри ГТУ, регенератора, робочого тіла і геометрію теплообмінної матриці; проаналізовано вплив на масу ГТУ та регенератора вказаних величин, інтенсифікаторів тепловіддачі і обмежень, що накладаються на конструкцію регенератора із умов його надійності, технологічності, розміщення на

об'єкті, транспортування; вдосконалені процеси проектування і експериментального дослідження регенераторів ГТУ та визначення їх стану у процесі експлуатації.

Приведені в роботі результати експериментального дослідження регенератора ГТУ отримані на стенді Науково-дослідницького відділення Центру науково-дослідницьких і дослідно-конструкторських робіт "Машпроект" за участю автора. Проведений у дисертаційній роботі аналіз результатів експериментального дослідження виконано автором індивідуально.

Структура й обсяг дисертації. Дисертація складається із наступних структурних елементів: титульного аркуша, анотації, змісту, переліку умовних скорочень, вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг складає 232 сторінки, обсяг основного тексту – 140 сторінок, рисунків – 59, таблиць – 12. Список використаних джерел містить 131 найменування на 15 сторінках. У додатках наведені акти впровадження і перелік публікацій за темою дисертації, параметри, схеми і компонування регенеративних газотурбінних установок, коефіцієнти для розрахунку питомої витрати палива у регенеративних ГТУ, геометричні співвідношення для розрахунку трубчастих регенераторів, результати розрахунку енергетичних і масових показників регенераторів ГТУ.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі дисертаційної роботи обґрунтовано актуальність теми, сформульовано об'єкт і предмет дослідження, мету і головні задачі, наведено методи дослідження, обґрунтовано достовірність отриманих результатів та висновків, визначено наукову новизну та практичне значення результатів роботи, зазначено зв'язок роботи з науковими програмами, відображено повноту викладення результатів в публікаціях та ступінь апробації на конференціях.

У першому розділі проведено огляд теоретичних праць, присвячених впровадженню ГТУ у різні галузі господарства, їх подальшому розвитку і підвищенню паливної економічності. Обґрунтована актуальність використання ГТУ з регенерацією теплоти для модернізації ГТС України, проаналізовано перспективи використання регенеративних ГТУ у енергетиці та суднобудуванні. Розглянуто існуючі та перспективні схеми ГТУ з регенерацією теплоти, конструкції трубчастих та пластинчастих регенераторів, їх параметри, визначені можливі шляхи їх вдосконалення. Показано, що регенератори характеризуються великими масою та габаритами, в зв'язку з чим поліпшення їх масових показників є однією із головних задач проектування ГТУ.

У другому розділі обґрунтована тема дисертаційного дослідження, сформульовані його мета й основні задачі, обрані методи дослідження: методи математичного і фізичного моделювання. Для визначення раціональних параметрів регенератора з мінімізацією його маси обрано квадратичний метод пошуку екстремуму з використанням матриці других похідних функції, що мінімізується. Описані моделі ГТУ і регенератора, приведено основні залежності для розрахунку їх параметрів, схему експериментального стенду, методику і результати експериментального дослідження пластинчастого регенератора газотурбінної установки UGT–2500 проекту ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект".

У третьому розділі для рішення задачі мінімізації маси регенератора отримано зв'язок між техніко-економічними показниками ГТУ, масовими показниками ГТУ і регенератора, тепловою ефективністю регенератора, відносними втратами тиску теплоносіїв, геометрією теплообмінної матриці та параметрами теплоносіїв. Масу ($M_{ГТД}$, т) конвертованих ГТД виробництва ДП НВКГ "Зоря"– "Машпроект" представлено у вигляді:

$$M_{ГТД} = M(G) \cdot M(\pi_k),$$

де $M(G) = -1,40 \cdot 10^{-4} \cdot G^2 + 0,193 \cdot G - 1,60$ – враховує вплив на масу ГТД витрати робочого тіла (G), а $M(\pi_k) = 0,3262 \cdot \pi_k^{0,4105}$ – вплив ступеня підвищення тиску (π_k).

Із аналізу даних фірм-виробників газотурбінних установок встановлено, що в загальному випадку у регенеративних ГТУ промислового типу з пластинчастими регенераторами маса двигуна складає від 19 до 63 % від маси установки, регенератора – від 12 до 56 %. Для ГТУ з трубчастими регенераторами ці величини знаходяться у діапазонах, 8 – 51 % і 26 – 67 %, відповідно. В сучасних установках з конвертованими ГТД маса двигуна складає 7–11 % від загальної маси установки, маса пластинчастих регенераторів може досягти 70–78 %, а трубчастих – 78–82 %. Частка допоміжного обладнання у загальній масі установки для регенеративних ГТУ промислового типу складає 19–31 % і 11–19 % для ГТУ з конвертованими ГТД. Співвідношення між масою матриці (M_M) та масою всього теплообмінника (M_P) знаходиться у діапазоні $k_M = M_M / M_P = 0,48–0,71$.

ККД (η), питому витрату палива (b_e) і потужність (N_e) ГТУ з регенерацією було виражено через відповідні параметри ГТУ без регенерації (позначені штрихом) за допомогою безрозмірного комплексу, який залежить від теплової ефективності регенератора (ε), сумарних відносних втрат тиску ($\delta P_{P\Sigma}$) або коефіцієнту втрат тиску у регенераторі (v_P):

$$\eta = C_\eta \eta' = \frac{1 - [C_v (v_P^{-m} - 1) + C_\varepsilon C_Q \varepsilon]}{1 - C_t \cdot C_Q \cdot \varepsilon} \eta' = \frac{1 - [C_P \cdot \delta P_{P\Sigma} + C_\varepsilon C_Q \varepsilon]}{1 - C_t \cdot C_Q \cdot \varepsilon} \eta',$$

$$b_e = C_b b_e' = b_e' / C_\eta,$$

$$N_e = [1 - (C_v (v_P^{-m} - 1) + C_\varepsilon C_Q \varepsilon)] N_e' = [1 - (C_P \cdot \delta P_{P\Sigma} + C_\varepsilon C_Q \varepsilon)] N_e',$$

де ε – теплова ефективність регенератора, яка є відношенням теплового потоку в регенераторі (Q_P) до максимального теплового потоку, що можна передати від гарячого теплоносія до холодного ($Q_{\max}$); $v_P = (1 - \delta P_{P_X}) / (1 + \delta P_{P_X})$; $\delta P_{P\Sigma} = \delta P_{P_X} + \delta P_{P_T}$; ΔP_{P_T} і ΔP_{P_X} та $\delta P_{P_X} = \Delta P_{P_T} / P_{Г\text{ВХ}}$ і $\delta P_{P_X} = \Delta P_{P_X} / P_{Х\text{ВХ}}$ – абсолютні і відносні втрати тиску гарячого і холодного теплоносіїв у регенераторі; $P_{Х\text{ВХ}}$, $P_{Г\text{ВХ}}$, Па – тиск холодного і гарячого теплоносіїв на вході до регенератора, $Q_{\max} = W_{P\text{min}}(t_4 - t_2)$, Вт – максимальний тепловий потік; $W_{P\text{min}}$ і $W_{P\text{max}}$, Вт/К – найменший і найбільший з водяних еквівалентів холодного ($W_X = G_X \cdot c_{pX}$) і гарячого ($W_T = G_T \cdot c_{pT}$) теплоносіїв; t_4 , t_2 , °С – температура газів та повітря перед регенератором.

Величини, що розраховуються за параметрами ГТУ без регенерації теплоти: $C_Q = Q_{\max} / Q'_{K3}$ – показує, яка максимальна частина теплоти, що підводиться у

камерах згоряння (КЗ), може бути передана у регенераторі при повній регенерації теплоти ($\varepsilon = 1$); $C_t = \left[1 - \left((L_0 + 1) \cdot c_{p_{пз\ 0-3}} - L_0 \cdot c_{p_{п\ 0-3}} \right) \cdot t_3 / Q_p^H \right]^{-1}$ – враховує вплив на ККД зміни витрати робочого тіла, що виходить із КЗ; $C_v = 1 / \left(\pi'^{t_2 - m_{t_2}} - 1 \right) \cdot N'_{t_2} / N'_e$ – характеризує вплив втрат тиску на потужність ГТУ; $C_p = m_{t_3} \cdot C_v$ – показує, на скільки зменшиться потужність ГТУ при збільшенні сумарних втрат тиску у регенераторі на 1 %; $C_\varepsilon = N'_{t_3} / (\eta' \cdot W_r \cdot T_4)$ – пов'язує теплоту, що передана у проміжному регенераторі, з втратами корисної роботи; N'_{t_2} і N'_{t_3} , Вт – потужності процесів розширення між останньою камерою згоряння та регенератором (зі ступенем зниження тиску π_{t_2}) і після регенератора (зі ступенем зниження тиску π_{t_3}), $m = R/c_p$; R , Дж / (кг К) – газова стала робочого тіла; $Q'_{KЗ} = G'_{пал} \cdot \eta_{KЗ} \cdot Q_p^H$, Вт – кількість теплоти, що підводиться за 1 с до робочого тіла у камерах згоряння ГТУ без регенерації; Q_p^H , Дж/кг – нижча робоча теплота згоряння палива, $c_{p\ t_1-t_2}$, Дж/кг – питома середня масова ізобарна теплоємність робочого тіла у діапазоні температур t_1 і t_2 ; L_0 , кг/кг – теоретично необхідна кількість окислювача для спалення 1 кг палива; $G_{пал}$, кг/с – витрата палива; $\eta_{KЗ}$ – ККД камери згоряння; t_3 , °C – початкова температура газу у процесі розширення.

Для визначення теплової ефективності регенератора використана залежність:

$$\varepsilon = \frac{2 \left(\exp(z_t NTU) - 1 \right)}{\left[z_t + \left(p_{e4} \bar{W} + 1 \right) \right] \exp(z_t NTU) + \left[z_t - \left(p_{e4} \bar{W} + 1 \right) \right]},$$

де $z_t = \sqrt{p_{e1} \bar{W}^3 + p_{e2} \bar{W}^2 + p_{e3} \bar{W} + 1}$, $p_{e1...4}$, – коефіцієнти, що залежать від схеми течії теплоносіїв, NTU – кількість одиниць переносу теплоти; $\bar{W} = W_{P\ min} / W_{P\ max}$ – відношення мінімального і максимального водяних еквівалентів теплоносіїв.

Приведена формула є уточненням формули Г. Є. Каневця, порівняно з якою вона забезпечує меншу максимальну похибку розрахунку ε (2 % проти 6 %) і може бути використана для розрахунку теплообмінників, в яких обидва теплоносія не перемішуються.

Кількість одиниць переносу теплоти представлено у вигляді:

$$NTU = \left(\left(\left(A \cdot \frac{f_q}{l^{(1-a)} s_q^a} \right) \cdot \left(\phi_t \frac{\lambda^{(1-a)}}{Pr^{(a-b)}} \right) \right)^{-1} + \bar{W} \cdot \left(\left(A \cdot \frac{f_q}{l^{(1-a)} s_q^a} \right) \cdot \left(\phi_t \frac{\lambda^{(1-a)}}{Pr^{(a-b)}} \right) \right)^{-1} \right)^{-1},$$

W_{min}
 W_{max}

де A , a , b – коефіцієнт та показники ступенів у критеріальному рівнянні тепловіддачі: $Nu = A \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot \phi_l \cdot \phi_b$; $Nu = \alpha l / \lambda$ – критерій Нусельта; $Re = w l / \nu$ – критерій Рейнольдса; $Pr = \mu \cdot c_p / \lambda$ – число Прандтля; l , м – характерний розмір поверхні теплообміну зі сторони відповідного теплоносія, за яким розраховується відповідний критерій; w , м/с – характерна швидкість потоку; λ , Вт/(м К) – теплопровідність теплоносія; μ , Па·с – динамічна в'язкість теплоносія; ϕ_l і ϕ_b – коефіцієнти, що враховують геометричні параметри теплообмінної матриці і зміну

властивостей теплоносія внаслідок різниць температур між стінкою каналу та ядром потоку, $s_q = S/W$ і $f_q = F/W$, $\text{м}^2/(\text{Вт}/\text{К})$ – відношення площ для проходу теплоносія (S , м^2) і поверхні теплообміну (F , м^2) до водяного еквіваленту теплоносія.

Залежність відносних втрат тиску від параметрів теплоносіїв і геометрії теплообмінної матриці представлена у вигляді:

$$\delta P = 1 - \sqrt{1 - \left(C \cdot C_{L/d} \left(f_q / (4k_L s_q) \right) l^{-p} \cdot (\lambda \text{Pr})^p \cdot s_q^p + \zeta_\Sigma \right) \cdot s_q^{-2} \frac{R}{c_p^2} \frac{T_{\text{сер}}}{P_{\text{вх}}^2}},$$

де C , p – величини, які входять до залежності для розрахунку коефіцієнту опору тертя (ξ) у каналах регенератора ($\xi = C \cdot \text{Re}^p$); $C_{L/d}$ – коефіцієнт, що залежить від відношення довжини каналу (L , м) до його гідравлічного діаметру (d_r , м); k_L – відношення довжини руху теплоносія у матриці до довжини руху у регенераторі; ζ_Σ – сума коефіцієнтів місцевих опорів, приведених до швидкості теплоносія у каналах матриці, $T_{\text{сер}}$, К – середня температура теплоносія у регенераторі.

Встановлено зв'язок між масою регенератора, віднесеною до мінімального водяного еквіваленту ($m_q = M_p / W_{p \text{ min}}$, $\text{кг}/(\text{Вт} \cdot \text{К})$), тепловою ефективністю регенератора, втратами тисків теплоносіїв і геометричними параметрами теплообмінної матриці, який представлений у вигляді системи із трьох рівнянь:

$$\begin{aligned} m_q &= \frac{1}{z_t} \cdot \ln \left(\frac{2 + \varepsilon \left[z_t - (p_{e4} \bar{W} + 1) \right]}{2 - \varepsilon \left[z_t + (p_{e4} \bar{W} + 1) \right]} \right) \cdot \left[\left(\left(\frac{A \phi_l k_F k_M \psi}{\rho_M} l^{-(1-a)} s_q^{-a} \right) \left(\lambda^{(1-a)} \text{Pr}^{-(a-b)} \right) \right)^{-1} \right]_{W \text{ min}} + \\ &+ \left[\left(\left(\frac{A \phi_l k_F k_M \psi}{\rho_M} l^{-(1-a)} s_q^{-a} \right) \left(\lambda^{(1-a)} \text{Pr}^{-(a-b)} \right) \right)^{-1} \right]_{W \text{ max}}, \\ \left(C \cdot C_{L/d} \left(\frac{\psi m_q}{4k_L k_M \rho_M s_q} \right) l^{-p} \cdot (\lambda \text{Pr})^p \cdot s_q^{p-2} + \zeta_\Sigma s_q^{-2} \right)_{W \text{ min}} &= \left(\left(1 - (1 - \delta P)^2 \right) \frac{c_p^2}{R} \frac{T_{\text{сер}}}{P_{\text{вх}}^2} \right)_{W \text{ min}}, \\ \left(C \cdot C_{L/d} \left(\frac{\psi m_q}{4k_L k_M \rho_M s_q} \right) l^{-p} \cdot (\lambda \text{Pr})^p \cdot s_q^{p-2} + \zeta_\Sigma s_q^{-2} \right)_{W \text{ max}} &= \left(\left(1 - (1 - \delta P)^2 \right) \frac{c_p^2}{R} \frac{T_{\text{сер}}}{P_{\text{вх}}^2} \right)_{W \text{ max}}, \end{aligned}$$

де ψ , $\text{м}^2/\text{м}^3$ – коефіцієнт компактності теплообмінної матриці з боку відповідного теплоносія, $\rho_M = \rho_{\text{ст}} \cdot V_{\text{ст}}/V_M$, $\text{кг}/\text{м}^3$ – умовна густина матриці, V_M – об'єм матриці, $V_{\text{ст}}$, м^3 – об'єм матриці за винятком об'єму каналів для проходу теплоносіїв, $\rho_{\text{ст}}$, $\text{кг}/\text{м}^3$ – густина матеріалу, з якого виконано матрицю.

У четвертому розділі розроблено алгоритм визначення раціональних параметрів регенератора, в якому мінімізація маси виконана квадратичним методом пошуку екстремуму функції багатьох змінних з використанням матриці її других похідних. Проведено аналіз впливу на масу регенератора геометричних параметрів теплообмінної матриці, параметрів теплоносіїв і обмежень, що виникають із умов надійності, технологічності, розміщення на об'єкті і транспортування.

Розрахунки проведено для трубчастого змійовикового регенератора проекту ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (рис. 1) для двох наборів параметрів теплоносіїв, характерних для ГТУ, що модернізуються ($t_r = 462$ °С, $t_x = 175$ °С, $P_r = 0,11$ МПа,

$P_x=0,4$ МПа), і для ГТУ, що проектується ($t_r = 590$ °С, $t_x = 223$ °С, $P_r=0,107$ МПа, $P_x=0,57$ МПа).

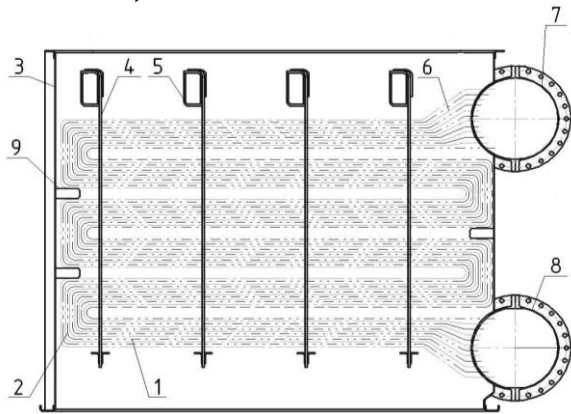


Рис. 1 Трубчастий змійовиковий регенератор:

1 – теплообмінний пакет із плоских змійовиків; 2 – калачі; 3 – корпус; 4 – проставки; 5 – балки; 6 – відводи; 7 – роздавальний повітряний колектор; 8 – збиральний повітряний колектор; 9 – витискувач.

Для варіанту проектування ($\varepsilon = 0,84\text{--}0,87$) встановлено наявність мінімуму відносної маси регенератора m_q при зовнішніх діаметрах труб $d_3 = 20\text{--}22$ мм і кількості ходів повітря у регенераторі $n_x = 6\text{--}8$ (рис. 2, 3). Для варіанта модернізації ($\varepsilon=0,8\text{--}0,82$) мінімум відносної маси отримано при $d_3 = 18\text{--}20$ мм і $n_x = 4\text{--}6$.

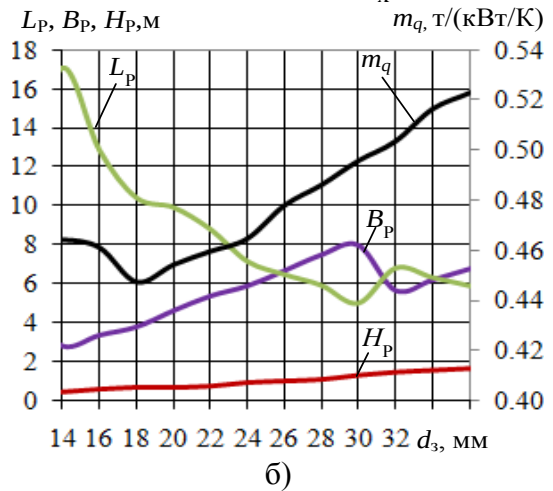
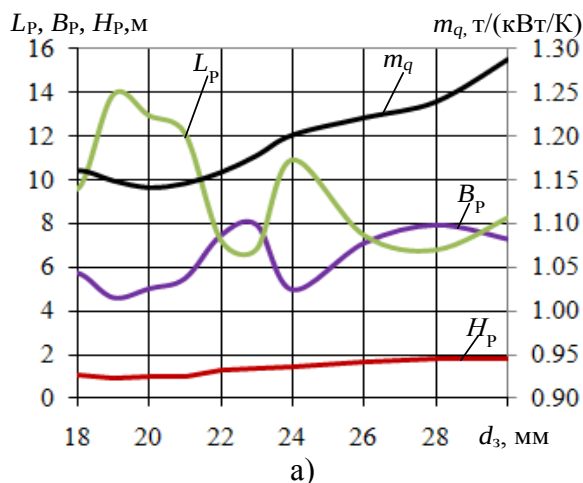


Рис. 2. Вплив діаметру труб на відносну масу та габарити регенератора: а – при проектуванні; б – при модернізації; L_p , B_p , H_p , – довжина, ширина, висота регенератора.

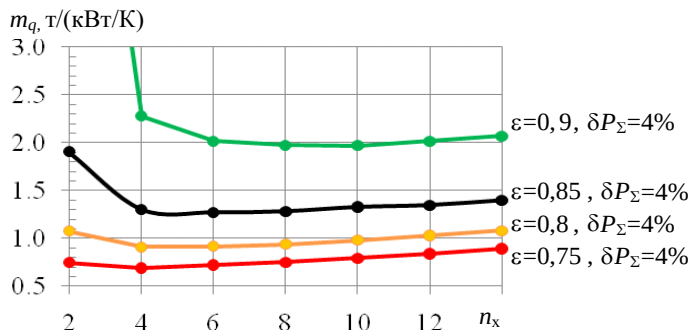


Рис. 3. Вплив кількості ходів на відносну масу гладкотрубчастого змійовикового регенератора

Зменшення маси регенератора можна добитись зменшенням товщини труб, яке при цьому не впливає на його енергетичні параметри та габарити. Мінімальні допустимі значення діаметру труб і товщини стінки $d_{3\min}$ і $\delta_{\text{ст}\min}$ визначаються існуючими типорозмірами труб, можливістю виконання якісного згинання і зварювання та із умови міцності (при $d_3 \leq 30$ мм і ресурсі 100 тис. год $\delta_{\text{ст}\min} = 1$ мм).

Відносна маса регенератора також знижується на 5–6 % при зменшенні відносних кроків трубок на 0,1 (рис. 4). Мінімальні значення кроків труб обмежуються із умов забезпечення: мінімального конструктивного зазору між трубами, мінімального радіусу згинання змійовика та міцності колекторів. Малі кроки знижують міцність колекторів і ускладнюють закріплення в них труб, що погіршує надійність конструкції регенератора. При ресурсі 100 тис. годин товщина колектора діаметром 700 мм для пучка труб із зовнішнім діаметром 22 мм, поперечним і повздовжнім кроками 30 мм і 22 мм буде 14 мм. Зменшити товщину колекторів до 4,5 мм, їх масу – у 3,2 разу, а масу регенератора – на 25 % можна, якщо виконати під'єднання труб до колектору за допомогою гнутих відводів (рис. 1) зі збільшенням повздовжнього кроку труб при їх вході у колектор у 2 рази.

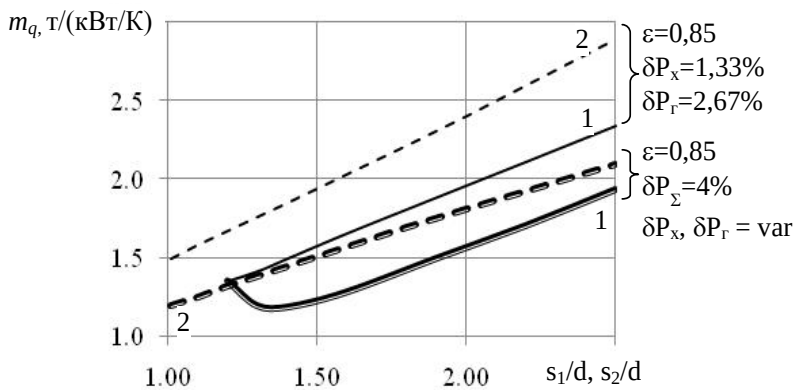


Рис. 4. Вплив кроків труб на відносну масу гладкотрубчастого змійовикового регенератора (варіант проектування) при постійних втратах тиску по сторонах регенератора ($\varepsilon = 0,85$, $\delta P_{P\Sigma} = 4,0\%$, $\delta P_{Px} = 1,3\%$, $\delta P_{Pr} = 2,7\%$) і при перерозподілі втрат тиску між δP_{Px} і δP_{Pr} ($\varepsilon = 0,85$, $\delta P_{P\Sigma} = 4,0\%$): 1 – поперечний крок; 2 – повздовжній крок.

Перерозподіл сумарних втрат тиску між холодною та гарячою сторонами регенератора, який характеризується величиною $k_p = \delta P_{Px}/\delta P_{P\Sigma}$, приводить до зменшення маси теплообмінника у 1,4 разу (рис. 4), при цьому, для варіанту проектування ГТУ мінімум маси отримано при $1,25 < s_2/d < 1,38$, для модернізації – при $1,3 < s_2/d < 1,45$. Зміна k_p при постійному значенні сумарних втрат тиску може привести до суттєвої (у 3 рази) зміни маси регенератора (рис. 5) при майже постійній питомій витраті палива. Мінімальна маса гладкотрубчастого змійовикового регенератора отримується при $k_p = 0,4–0,8$.

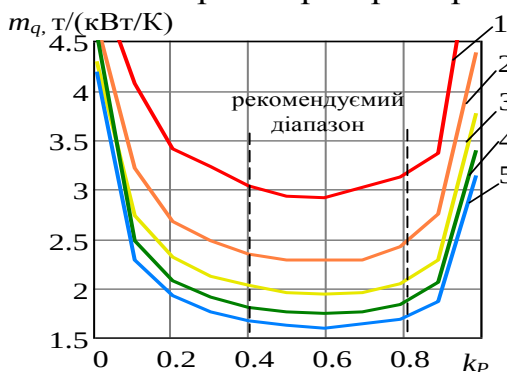
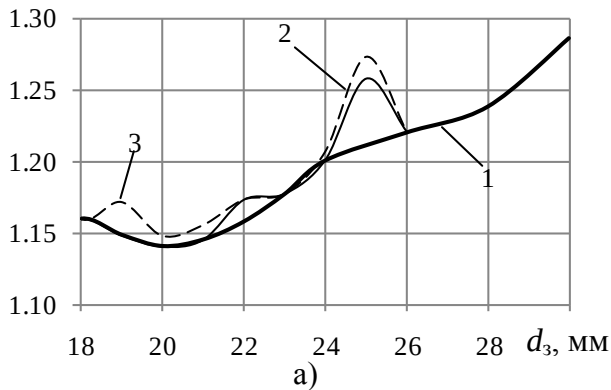


Рис. 5. Вплив зміни співвідношення між втратами тиску теплоносіїв на масу регенератора ($t_3 = 1000^\circ\text{C}$, $\pi_k = 4$ і $\varepsilon = 0,85$): 1 – $\delta P_{P\Sigma} = 2\%$; 2 – $\delta P_{P\Sigma} = 4\%$; 3 – $\delta P_{P\Sigma} = 6\%$; 4 – $\delta P_{P\Sigma} = 8\%$; 5 – $\delta P_{P\Sigma} = 10\%$

Обмеження одного з габаритів регенератора збільшує його масу до 15 % (рис. 6, а), а обмеження співвідношення сторін (L_p/B_p) – до 50 % (рис. 6, б). Перше виходить із умов розміщення регенератора на об'єкті або транспортування, друге – із раціонального компонування регенератора і газоходу: мінімальні кути розкриття дифузору перед регенератором (і, відповідно, мінімальні втрати тиску) досягаються при квадратному перерізі регенератора ($L_p/B_p = 1$). Виконання другої умови збільшує значення діаметрів труб, які забезпечують мінімальну масу регенератора, з

20 мм (без обмежень) до 22 мм (при обмеженні $L_p/B_p = 1$). Якщо зробити цю умову менш жорсткішою, можна обмежити зростання маси: при припустимому відхиленні L_p/B_p від заданого значення на 30 % збільшення маси не перевищує 10 % (рис. 6, б).

$m_q, \text{т/(кВт/К)}$



$m_q, \text{т/(кВт/К)}$

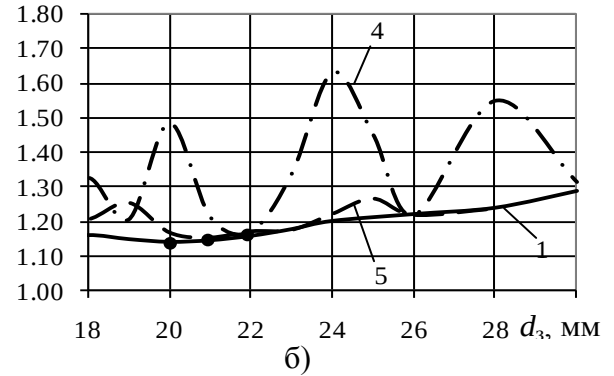


Рис. 6. Вплив діаметру труб і обмежень по габаритам і співвідношенням сторін на масу регенератора: 1 – розрахунок без обмежень габаритів; 2 – розрахунок при обмеженні ширини (B_p); 3 – розрахунок при обмеженні довжини (L_p); 4 – розрахунок при точному дотриманні $L_p/B_p = 1$; 5 – розрахунок при $0,7 \leq L_p/B_p \leq 1,3$.

При розміщенні на зовнішній поверхні труб інтенсифікаторів тепловіддачі у вигляді лунок або канавок (теплогідравлічні характеристики цих поверхонь досліджені ІТТФ НАН України по договору із ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект") маса зменшується до 33 %, при розміщенні на внутрішній поверхні трубок одиночних виступів – на 18 %, гвинтових – на 5 % (рис. 7). Інтенсифікація тепловіддачі зовнішньої поверхні зменшує масу на 3–20 % більше, ніж інтенсифікація тепловіддачі внутрішньої поверхні. Мінімальні маси забезпечуються у діапазонах діаметрів труб 20–24 мм, поперечного кроку 1,2–1,3, кількості ходів 6–10, співвідношенні втрат тиску 0,60–0,85. При використанні овальних труб з вісями 15,6 мм, і 7,8 мм маса регенератора знизилась на 17 % порівняно з конструкцією із круглих труб. Зниження маси можна досягнути і у тих випадках, коли фактор аналогії Рейнольдса менший 1 (тобто при $(Nu_{in} / Nu_{gl}) / (\xi_{in} / \xi_{gl}) < 1$).

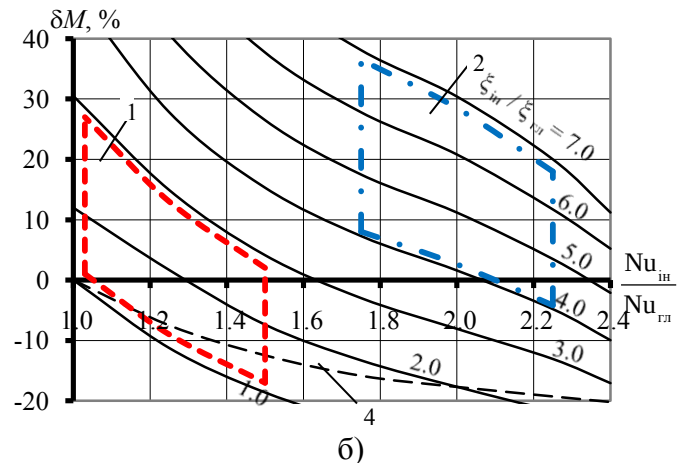
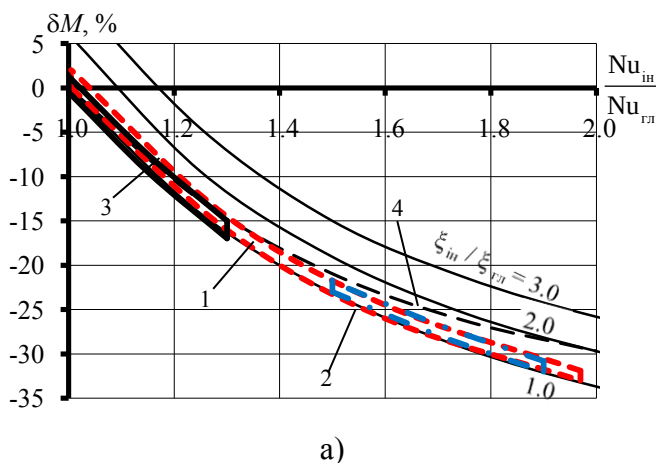


Рис. 7. Зміна маси трубного пакету змійовикового регенератора при використанні поверхонь з різним ступенем інтенсифікації теплообміну ззовні труб (з боку гарячого теплоносія) (а) та у середині труб (з боку холодного теплоносія) (б): 1 – поверхня, інтенсифікована лунками, 2 – труби з гвинтовими канавками; 3 – пучок овальних труб; 4 – лінія $(Nu_{in}/Nu_{gl}) / (\xi_{in}/\xi_{gl}) = 1$.

Встановлено, що мінімум загальної маси регенератора, до складу якого входить теплообмінна матриця із гладких або профільованих для інтенсифікації теплопередачі труб, досягається при співвідношенні мас теплообмінної матриці і регенератора 0,44–0,56 для гладких і 0,48–0,61 для профільованих труб (рис. 8).

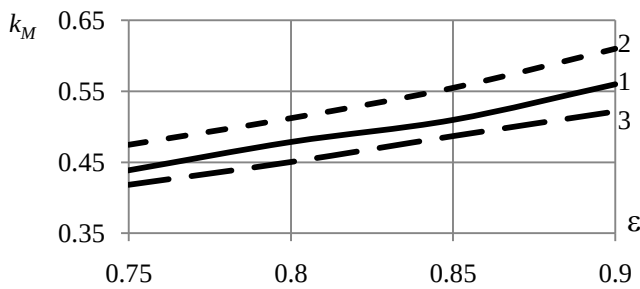


Рис. 8. Значення k_M , яким відповідають мінімальні маси регенераторів з матрицями із гладких та профільованих трубок :

1 – гладкі труби; 2 – труби з інтенсифікацією по внутрішній поверхні (зі сторони повітря); 3 – труби з інтенсифікацією по зовнішній поверхні (зі сторони газу).

Наявність протікання теплоносіїв повз поверхню теплообміну у кількості 1 % від загальної витрати призводить до зменшення ефективності регенератора на 0,5 % і втрат тиску на 1,8 %, з відповідним збільшенням питомої витрати палива на 0,25–0,35 %. Збільшення втрат теплоти до навколишнього середовища на 1 % призводить до зменшення величини ε на 1 %, зі збільшенням b_e на 0,45–0,65 %. Внаслідок цього для підтримання постійної витрати палива потрібно збільшити масу регенератора на 3–5 % на кожний відсоток перетікання і на 9,5 % на кожний відсоток втрат теплоти (при $\varepsilon = 0,85$).

У п'ятому розділі визначено раціональні параметри регенераторів ГТУ різних схемних рішень. Раціональні значення ε і $\delta P_{P\Sigma}$ вибирались із умови мінімуму маси регенератора, при цьому для забезпечення заданого зменшення питомої витрати палива внаслідок введення регенерації теплоти ($C_{b\text{зд}}$) зв'язок між ε і $\delta P_{P\Sigma}$ встановлювався за допомогою залежності:

$$\delta P_{P\Sigma} = \left((1 - C_\varepsilon C_Q \cdot \varepsilon) C_b - (1 - C_t C_Q \cdot \varepsilon) \right) / C_b C_P.$$

Розрахунки параметрів регенераторів ГТУ різних схемних рішень, зокрема з додатковим охолодженням повітря при стисканні (ГТУ з Р і ПО), перегрівом газу при розширенні (ГТУ з Р і ПП), охолодженням та перегрівом (ГТУ з Р, ПО і ПП) показали, що зв'язок між значенням $C_{b\text{зд}}$ і тепловою ефективністю регенератора, яка його забезпечує, можна представити у вигляді:

$$\varepsilon = -5,5463 \cdot 10^{-2} \cdot (C_{b\text{зд}})^{-6} + 8,3168 \cdot 10^{-1} \cdot (C_{b\text{зд}})^{-5} - 5,1388 \cdot (C_{b\text{зд}})^{-4} + 16,771 \cdot (C_{b\text{зд}})^{-3} - 30,599 \cdot (C_{b\text{зд}})^{-2} + 29,815 \cdot (C_{b\text{зд}})^{-1} - 11,331,$$

а зв'язок між $C_{b\text{зд}}$ і мінімальною відносною масою – у вигляді:

$$m_q = 0,0518 \cdot (C_{b\text{зд}})^{-6,5}, \text{ при } 0,5 \leq C_{b\text{зд}} \leq 0,83 \text{ і} \\ m_q = 0,141 \cdot \exp(1,664/C_{b\text{зд}}), \text{ при } C_{b\text{зд}} < 0,5.$$

Граничним значенням зменшення витрати палива у ГТУ з гладкотрубчастим змійовиковим регенератором можна вважати величину $C_{b\text{зд}} = 0,625$, нижче якої спостерігається різке збільшення маси теплообмінника. Їй відповідають граничні значення ефективності $\varepsilon = 0,87$, відносної маси $m_q = 1,6$ т/(кДж/К), втрат тиску $\delta P_\Sigma = 4,1$ %. Для регенеративної ГТУ при $t_3 = 1100^\circ\text{C}$, це забезпечує питому витрату палива $b_e = 201$ г/(кВт·год), що на 16,4–24,5 % нижче, ніж у сучасних ГТУ

виробництва ДП НВКГ "Зоря"–"Машпроект". При зміні потужності від 10 до 32 МВт абсолютна маса регенератора змінюватиметься від 75 до 239,7 т ($M_p/N_e=7,5$ кг/кВт), маса ГТУ – від 87,7 до 287 т ($M_{ГТУ}/N_e = 8,77\text{--}8,97$ кг/кВт). Рациональні значення зовнішнього діаметру труб знаходяться у діапазоні 20–22 мм, відносного поперечного кроку – 1,25–1,38, кількості ходів повітря – 6–8.

Проведені розрахунки гладкотрубчастого змійовикового регенератора для агрегату ГТК-10 показали (рис. 9), що розроблені у дисертаційному дослідженні рекомендації з вибору теплової ефективності, втрат тиску та геометричних параметрів дозволяють при однакових питомих витратах палива отримати конструкцію регенератора з масою меншою за маси більшості регенераторів, що запропоновані для модернізації цієї установки (різниця може досягати 50 %). Маса ГТУ при цьому буде меншою на 5–20 %, ніж у аналогів.

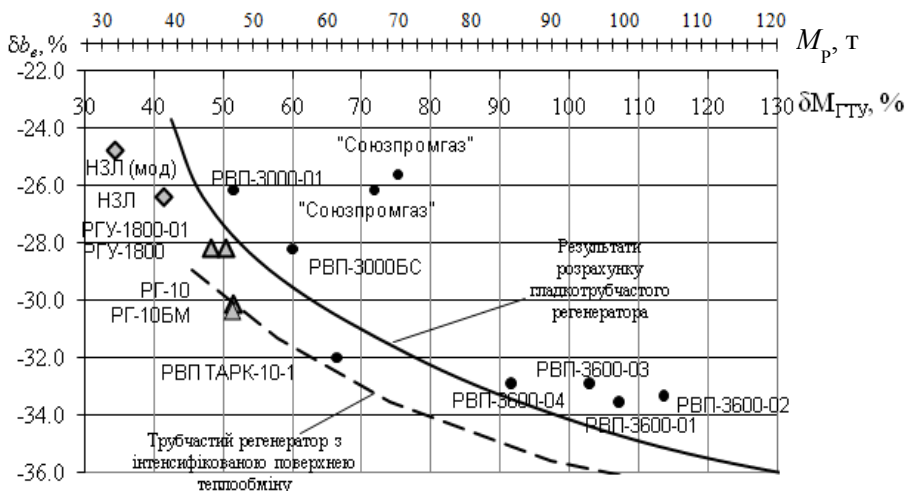


Рис. 9. Зв'язок мас регенераторів, призначених для модернізації ГТК-10, та мас установки зі зменшенням питомої витрати палива (● – гладкотрубчасті регенератори, ◆ – пластинчасті регенератори, ▲ – трубчасті регенератори інтенсифікацією теплообміну).

Таким чином (рис. 9), при модернізації ГТК-10 за рахунок встановлення нових регенераторів можливо добитись зниження питомої витрати палива на рівні 32–34 % (подальше підвищення економічності супроводжується істотним збільшенням маси установки – на 100 % і вище). Питома витрата палива на ГТУ складе 226–230 г/кВт·год ($\eta=30,3\text{--}31,2$ %), а маса установки збільшиться на 78,2–98,0 % порівняно з ГТУ без регенератора. Маса гладкотрубчастого змійовикового регенератора буде 73–91,5 т, відносна маса регенератора $m_q = 0,8\text{--}1,0$ т/(кВт/К), питомі маси регенератора – $M_p/N_e = 9,2\text{--}10,6$ кг/кВт, установки $M_{ГТУ}/N_e = 18,5\text{--}20$ кг/кВт. При цьому теплова ефективність регенератора буде 0,8–0,82; сумарні відносні втрати тиску робочого тіла 3,2–3,5 %; зовнішній діаметр труб 18–20 мм, відносні кроки поперечний 1,3–1,45 і повздовжній 1,1; кількість ходів повітря 4–6.

Використання поверхонь, інтенсифікованих лунками (штрихова лінія), приведе до зниження маси регенератора до 30 % (порівняно з гладкотрубчастим варіантом), і вона може стати меншою, ніж маса пластинчастого регенератора, а маса установки зменшиться при цьому на 6–14 %.

При модернізації ГПА їх ресурс подовжується на 50–60 тис. годин. У даному випадку при встановленні нового регенератора буде доцільним проектувати його на ресурс 50 тис. годин, замість 100 тис. годин. Це приведе до зменшення товщин труб і колекторів та відповідного зменшення маси теплообмінної матриці на 9,4 %, регенератора – на 7,2 %, а ГТУ – на 3,5 % (рис. 10). Питома маса регенератора знизиться до 6,6–8,3 кг/кВт, а установки – до 15,9–17,6 кг/кВт.

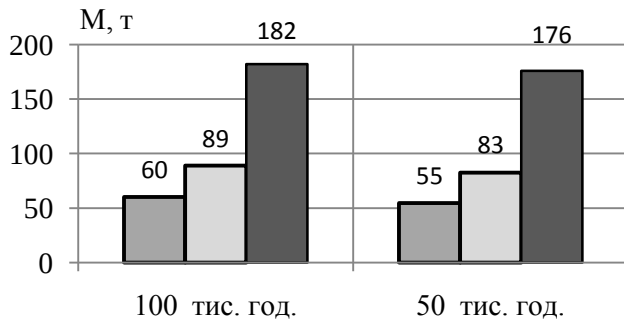


Рис. 10. Зміна масових показників регенеративної ГТУ внаслідок зменшення заданого ресурсу: ■ – маса теплообмінної матриці, ■ – маса регенератора; ■ – маса ГТУ

При однакових відносних масах регенератора витрата палива у ГТУ з Р та ПО менша на 1,8 % ніж у ГТУ з Р та ПП. Питова маса ГТУ з Р і ПО (8,43 кг/кВт) на 6,2 % менша ніж у регенеративної ГТУ (8,94 кг/кВт) і на 2,7 % ніж у ГТУ з проміжним перегрівом (8,65 кг/кВт). Питова маса ГТУ з Р, ПО і ПП (8,41 кг/кВт) майже така ж, як і у ГТУ з Р і ПО, проте її витрата палива менша на 9 г/(кВт·г).

За рахунок використання повітряного утилізаційного контуру потужність ГТУ можна збільшити на 13–16 %. Проте через низький тиск повітря перед утилізаційним теплообмінником (приблизно 0,3 МПа) його маса перевищує масу регенератора ГТУ аналогічної потужності на 22 %, а маса установки – на 18 %, при питомій витраті палива більший на 1,4 %.

У ГТУ з проміжною регенерацією внаслідок збільшення тиску газу перед регенератором його відносна маса знижується на 40–50 %. Проте передача теплоти у проміжному регенераторі знижує питому потужність ГТУ і збільшує витрату робочого тіла з відповідним збільшенням маси ГТД, регенератора, газоходів і повітроводів. В результаті використання проміжної регенерації (при ступені розширення газу після регенератора $\pi_{T3}=1,09$) зменшує масу ГТУ на 2 % порівняно з ГТУ з кінцевою регенерацією.

Використання результатів дисертаційної роботи в процесах експериментального дослідження і експлуатації регенераторів ГТУ спрощує визначення їх параметрів в умовах, відмінних від проектних, дозволяє встановити причину розбіжності між проектними та фактичними параметрами регенератора і дає можливість істотно скоротити кількість замірів. Для цього (рис. 11) автором використано графічне представлення отриманих у дисертаційному дослідженні залежностей параметрів регенератора від параметрів режиму:

$$\varepsilon = f(W_{\min}; \bar{W}) \text{ і } \delta P = f(G; T_{\text{сер}} / P_{\text{вх}}^2).$$

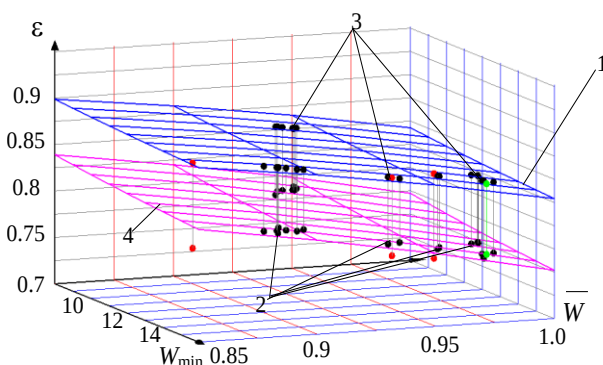


Рис. 11. Обробка результатів експериментального дослідження моделі кільцевого пластинчастого регенератора для UGT–2500:

1 – проектна залежність ефективності регенератора від параметрів теплоносіїв $\varepsilon = f(W_{\min}; \bar{W})$; 2 – отримані експериментальні значення; 3 – ефективність, яку за розрахунком повинен мати регенератор в умовах експерименту; 4 – характеристика, побудована за результатами експерименту, за якою відкореговано критеріальні рівняння тепловіддачі.

Так, в результаті експериментального дослідження кільцевого пластинчастого регенератора проекту ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" для газотурбінної установки UGT–2500 його теплова ефективність виявилась на 8–12 % меншою за розрахункову (рис. 11), відносні втрати тиску холодного теплоносія у 2,4–2,7 разу менші розрахункових, а гарячого – на 11–22 % більші розрахункових. За отриманими експериментальними даними автором були побудовані нові характеристики регенератора, за якими виконано корегування критеріальних рівнянь тепловіддачі та втрат тиску, що використовувались при його проектуванні. Після цього розбіжність між розрахунковими та експериментальними значеннями стала: для ефективності регенератора – не більше 1 %; для втрат тиску холодного теплоносія – не більше 1,5 %; для втрат тиску гарячого теплоносія – не більше 2,5 %. Такі ж результати були отримані при обробці половини всіх експериментальних замірів.

ВИСНОВКИ

1. Розроблено спосіб забезпечення сукупності наступних техніко-економічних, надійностних і масогабаритних показників регенеративних ГТУ, а саме: питома витрата палива на рівні 163–203 г/(кВт·год) при проектуванні і 252–260 г/(кВт·год) при модернізації, потужність 10–32 МВт, витрата відпрацьованих газів 16–150 кг/с, температура газів 485–860 °С, ресурс 50–100 тис. годин шляхом визначення комплексу раціональних значень для теплообмінних і аеродинамічних характеристик елементів регенератора з мінімізацією його маси.

2. Встановлено вплив масогабаритних показників основних елементів регенеративної ГТУ на її масу: у регенеративній ГТУ промислового типу потужністю 10 МВт з пластинчастим регенератором маса ГТД складає 34,9 % (56 т) від загальної маси установки (160 т), регенератора – 41,8 % (67 т), допоміжного обладнання – 23,3 % (37,3 т). Загальна маса цієї ГТУ з трубчастим регенератором – 199,3 т, а частка маси ГТД в ній складає 28,1 % (56 т), регенератора – 53,2 % (106 т), допоміжного обладнання – 18,7 % (37,3 т). У регенеративній ГТУ потужністю 16 МВт з ГТД конвертованого типу і трубчастим регенератором при загальній масі 113,2 т маса ГТД складає 6,7 % (7,6 т), регенератора 81,8 % (92,6 т), допоміжного обладнання 11,5 % (13 т). У самому регенераторі, в залежності від конструкції, маса матриці становить 48–71 % від загальної маси теплообмінника.

3. Встановлено комплекс раціональних значень характеристик елементів регенератора у складі: теплової ефективності регенератора 0,86–0,87; сумарних відносних втрат тиску робочого тіла 3,6–4,1 %; співвідношення втрат тиску по холодній стороні до сумарних 0,4–0,8; геометричних параметрів теплообмінної матриці з зовнішнім діаметром труб 20–22 мм, відносними кроками: поперечним 1,25–1,38 і повздовжнім 1,1; кількістю ходів повітря 6–8, який при проектуванні нової ГТУ визначає її мінімальну питому масу 8,41–8,94 кг/кВт при питомій масі регенератора 5,4–6,6 кг/кВт і питомій витраті палива 163–203 г/(кВт·год).

4. Встановлено комплекс раціональних значень характеристик елементів регенератора при модернізації регенеративних ГТУ, який порівняно з проектуванням має наступні відмінності: теплова ефективність 0,8–0,82, сумарні відносні втрати тиску 3,2–3,5 %, зовнішній діаметр труб 18–20 мм, відносний

поперечний крок 1,3–1,45, кількість ходів повітря 4–6, що визначило мінімальну питому масу ГТУ 18,5–20 кг/кВт при питомій масі регенератора 9,2–10,6 кг/кВт і питомій витраті палива 252–260 г/(кВт·год).

5. Визначено, що при модернізації регенеративних ГТУ з питомою витратою палива 252–260 г/(кВт·год) зменшення ресурсу регенератора до рівня 50 тис. годин знизить його питому масу з 9,2–10,6 кг/кВт до 6,6–8,3 кг/кВт, а питому масу установки до 15,9–17,6 кг/кВт.

6. Обґрунтовано, що мінімум загальної маси регенератора, до складу якого входить теплообмінна матриця із гладких або профільованих для інтенсифікації теплопередачі трубок, при їх зовнішніх діаметрах від 14 до 30 мм, товщинах – від 1 до 2 мм, відносних кроках – від 1,0 до 2,5, кількості ходів повітря від 2 до 10 досягається при співвідношенні мас теплообмінної матриці і регенератора 0,44–0,56 для гладких і 0,48–0,61 для профільованих трубок, при цьому маса регенератора по відношенню до маси ГТУ промислового типу складає 26 – 67 % і 69–82 % для ГТУ конвертованого типу.

7. Встановлено, що мінімум загальної маси регенератора з теплообмінною матрицею із профільованих для інтенсифікації теплопередачі труб забезпечується при діаметрах труб 20–24 мм, поперечному кроці 1,2–1,3, кількості ходів 6–10, співвідношенні втрат тиску 0,60–0,85, при чому досягається додаткове зменшення мінімальної маси до 33 % порівняно з гладкотрубчастою теплообмінною матрицею.

8. Встановлено, що у ГТУ з підігрівом повітря в утилізаційному циклі з рівнями температур гріючих газів 480–520 °С та рівнем тиску повітря 0,2–0,4 МПа, порівняно з регенеративною ГТУ з підігрівом повітря у основному циклі з рівнями температур 485–860 °С і рівнем тиску 0,5–2,8 МПа, при однакових потужностях ГТУ і теплових ефективностях теплообмінників відносна маса повітропідігрівача буде у 1,4–1,5 разу більше відносної маси регенератора, що приведе до збільшення маси ГТУ з повітряним утилізаційним циклом на 18 % порівняно з регенеративним ГТУ, при питомій витраті палива на 1,4 % вищої, ніж у регенеративній ГТУ.

9. Встановлено, що у ГТУ з проміжною регенерацією з рівнями температур гріючих газів 560–900 °С та рівнем тиску газів перед регенератором 0,1–0,42 МПа, порівняно з регенеративною ГТУ з рівнями температур 485–860 °С і атмосферним тиском перед регенератором, при однакових потужностях ГТУ і теплових ефективностях теплообмінників можна добитись зниження маси на 2 % при ступені розширення газу після регенератора 1,09.

10. Удосконалені залежності, що виражають питому витрату палива і потужність регенеративної ГТУ через параметри ГТУ без регенерації, шляхом заміни ступеня регенерації теплоти показником теплової ефективності регенератора, що дозволило отримати додаткові позитивні результати при проектуванні, експериментальних дослідженнях і дослідно-доводочних роботах, а саме: забезпечити мінімізацію маси ГТУ і регенератора, скоротити кількість вимірювань до 50 % для узгодження характеристик ГТУ з характеристиками об'єктів призначення та споживачів енергії та визначити стан ГТУ і регенератора на часткових режимах в умовах, відмінних від розрахункових, і зробити прогноз їх сумісної роботи.

11. Результати роботи впроваджені на Державному підприємстві Науково-виробничий комплекс газотурбобудування "Зоря"-Машпроект" при проектуванні гладкотрубчастого змішувача регенератора газотурбінної установки ГТУ-16Р для приводу нагнітача природного газу, гладкотрубчастого регенератора для газотурбінної установки UGT-2500, підігрівача повітря для стенду дослідження характеристик камер згорання, експериментальних зразків охолоджувачів повітря для двохпаливної ГТУ, а також у навчальному процесі кафедри ССЕСУ НУК імені адмірала Макарова при виконанні дипломних проектів та магістерських робіт за спеціальністю 144 "Теплоенергетика".

Основні результати дисертації опубліковано в спеціалізованих виданнях:

1. Горбов В.М. Сравнительная эффективность газотурбинных установок разных схемных решений [Текст] / В.М. Горбов, Д.Н. Соломонюк // Збірник наукових праць УДМТУ. – 1999. – №5 (365). – С. 47-54. *Здобувачу належать результати розрахунку параметрів регенеративних ГТУ.*

2. Соломонюк Д.Н. Зависимость коэффициента полезного действия цикла регенеративной ГТУ от критерия энергетической эффективности регенератора [Текст] / Д.Н. Соломонюк // Збірник наукових праць УДМТУ. – 2000. – №1. – С.81-87.

3. Кузнецов В.В. Проектирование теплообменных аппаратов для ГТУ сложных циклов [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // Вестник Национального технического университета "ХПИ". – Харьков.: НТУ ХПИ, 2008. – №35. – С.78-88. *Результати розрахунків масових показників гладкотрубчастих регенераторів, аналіз впливу геометричних параметрів, конструктивних і габаритних обмежень, ступеню інтенсифікації теплообміну на масогабаритні параметри регенератора.*

4. Кузнецов В.В. Оптимизация массогабаритных показателей регенераторов ГТУ [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк. // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2009. – №4/6(40). – С.48-52. *Результати розрахунків масових показників регенератора із овальних труб, розробка елементів конструкції.*

5. Мовчан С.Н. Регенераторы проекта ЦНИОКР "Машпроект" для стационарных и судовых газотурбинных установок [Текст] / С.Н. Мовчан, Ю.В. Бочкарёв, Д.Н. Соломонюк // Наукові праці. Серія «Техногенна безпека». Том111: Видавництво МДГУ ім. П.Могили. – 2009. – Випуск 98. – С. 206-215. *Результати розрахунків трубчастих регенераторів, порівняння їх конструкцій, аналіз впливу параметрів об'єкту, ступеня регенерації теплоти та втрат тиску на масогабаритні параметри регенераторів.*

6. Gorbov V. Decreasing the mass indices of gas turbine engines regenerators by means of choosing rational parameters [Текст] / V. Gorbov, D. Solomonuk // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2016 – №6/8(84) – С. 12 – 23. *Результати розрахунків масових показників трубчастих регенераторів ГТУ різних схемних рішень, встановлення зв'язку між масою регенератора, його параметрами і ККД ГТУ (Внесено до баз даних Scopus).*

7. Мовчан С. М. Перспективи використання у регенераторах ГТУ поверхонь теплообміну з інтенсифікацією теплообміну виступами та западинами [Текст] / С. М. Мовчан, Д. М. Соломонюк // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та

теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 9(1231). – С.45–51. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.09.07. *Результати розрахунків масових показників регенераторів ГТУ з інтенсифікованими поверхнями теплообміну (Внесено баз даних Ulrich's Periodicals Directory).*

8. Пат. 78601 Україна, МПК F28D 7/06, F28D 7/08, F02C 7/08. Регенератор газотурбінної установки / О. М. Безделова, Д. М. Соломонюк, С. М. Мовчан, В. М. Чобенко, Ю. В. Бочкарьов; заявник та патентовласник ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект», Центр НДДКР «Машпроект» – опубл. 25.03.2013. *Здобувачем розроблено конструктивне рішення з трасування труб у трубному пучку регенератора.*

Основні публікації, в яких додатково викладено зміст дисертації:

9. Соломонюк Д. Н. Проблемы применения регенерации теплоты в судовых ГТУ и пути их решения [Текст] / Д. Н. Соломонюк // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів, молодих вчених та спеціалістів. – Миколаїв: НУК, 2005 – С. 33–34.

10. Кузнецов В.В. Оценка влияния интенсификации процессов теплопередачи на технико-экономические и массогабаритные показатели теплообменных аппаратов газотурбинных установок [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // Материалы V-й международной конференции "Проблемы промышленной теплотехники". Киев, ИТТФ, 22-26 мая 2007 г. Опубл.: Промышленная теплотехника. – 2007. – Том 29. – №7 – С. 117–119. *Аналіз впливу оптимізації на параметри регенератора.*

11. Мовчан С.Н. Конструкции регенераторов ЦНИОКР "Машпроект" для ГТД мощностью 3...16 МВт [Текст] / С.Н. Мовчан, Ю.В. Бочкарев, Д.Н. Соломонюк // Энергоефективність: проблеми та рішення. Тези 10-ї міжнародної науково-практичної конференції. 18-20 червня 2008 р. – Миколаїв–Коблеве. – Вид-во Південнослов'янського інституту КСУ, 2008.– С. 34-35. *Розрахунки трубчастих регенераторів, аналіз впливу геометрії теплообмінної матриці та особливостей конструкції на їх масогабаритні параметри, розробка елементів конструкції.*

12. Соломонюк Д.Н. Анализ циклов регенеративных ГТУ различных схемных решений [Текст] / Д.Н. Соломонюк // Сучасний стан та проблеми двигунобудування: Матеріали міжнародної конференції. 11-12 листопада 2010 р. – Миколаїв: НУК, 2010. – С. 79.

13. Ушаков В.Ю. Експериментальне дослідження і обробка результатів випробувань регенераторів ГТУ [Текст] / В.Ю. Ушаков, С.Н. Мовчан, Д.Н. Соломонюк // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2011. – С. 231–232. *Розробка методики і аналіз результатів експериментального дослідження пластинчастого регенератора, уточнення критеріальних рівнянь тепловіддачі та опору.*

14. Горбов В.М. Вибір раціональних параметрів регенеративних ГТУ [Текст] / В.М. Горбов, Д.Н. Соломонюк // Сучасний стан та проблеми двигунобудування: Матеріали міжнародної конференції. – Миколаїв: НУК, 2012 – С. 188-190. *Розробка алгоритму пошуку раціональних параметрів регенератора ГТУ.*

15. Мовчан С.Н. Разработка конструкции регенератора для ГПА мощностью 16 МВт [Текст] / С.Н. Мовчан, Ю.В. Бочкарьев, Д.Н. Соломонюк // Сучасний стан та

проблеми двигунобудування: Матеріали міжнародної конференції. – Миколаїв: НУК, 2012 – С. 213-214. *Розрахунки трубчастих регенераторів, аналіз впливу геометричних параметрів і технологічних обмежень на їх масогабаритні показники, розробка елементів конструкції.*

16. Соломонюк Д. Н. Визначення характеристик регенераторів ГТУ в умовах відмінних від номінальних [Текст] / Д.Н. Соломонюк // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2013 г. – С. 90-92.

17. Мовчан С. Н. Перспективы применения трубчатых поверхностей профилированных лунками в регенераторах ГТУ [Текст] / С.Н. Мовчан, Д.Н. Соломонюк // Сучасний стан та проблеми двигунобудування: Матеріали III Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2014 р. – С. 275-276. *Розрахунки масових показників регенератора з трубчастою поверхнею профільованою лунками.*

18. Соломонюк Д.М. Вплив габаритних обмежень на вибір раціональних параметрів регенераторів ГТУ [Текст] / Д.Н. Соломонюк // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції, присвяченої 75-річчю кафедри ССЕСУ : у двох частинах – Миколаїв: НУК 2015. – Ч. 2. – С. 67–69.

19. Горбов В.М. Визначення параметрів регенеративних ГТД різних схемних рішень [Текст] / Горбов В.М., Д.Н. Соломонюк // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування: матеріали 6-ї Міжнародної науково-практичної конференції. – Херсон: ХДМА, 2015. – С. 125-126. *Встановлення зв'язку між параметрами регенератора, ККД та потужністю ГТУ.*

20. Соломонюк Д.Н. Вплив технології виробництва теплообмінних поверхонь регенераторів ГТД на їх конструкцію та параметри / Д.Н. Соломонюк // Сучасний стан та проблеми двигунобудування: матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: Видавець Торубара В.В., 2016. – С. 142–143.

АНОТАЦІЯ

Соломонюк Д. М. Поліпшення масових показників газотурбінних установок шляхом вибору раціональних параметрів регенераторів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки (технічні науки). – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Міністерство освіти і науки України, Миколаїв, 2017.

Вирішена задача зниження маси регенеративних газотурбінних установок шляхом вибору раціональних параметрів регенераторів при забезпеченні заданих значень питомої витрати палива, ресурсу та габаритів з врахуванням обмежень, що накладаються на конструкцію регенератора із умов його надійності, технологічності, розміщення на об'єкті, транспортування. Визначено комплекс раціональних параметрів регенератора, які при проектуванні ГТУ з ресурсом регенератора на рівні 100 тис. годин забезпечують питомі значення витрати палива

163–203 г/(кВт·год) і маси установки 8,41–8,94 кг/кВт, а при модернізації – 252–260 г/(кВт·год) та 18,5–20 кг/кВт відповідно.

Зменшення ресурсу регенератора до рівня 50 тис. годин знизить при модернізації ГТУ її питому масу до 15,9–17,6 кг/кВт. Використання профільованих для інтенсифікації теплопередачі труб забезпечує додаткове зменшення мінімальної маси до 33 % порівняно з гладкотрубчастою теплообмінною матрицею.

Встановлено, що мінімум загальної маси регенератора досягається при співвідношенні мас теплообмінної матриці і регенератора на рівні 0,44–0,56 для гладких трубок і 0,48–0,61 – з інтенсифікаторами тепловіддачі.

Представлено використання результатів досліджень у експериментальному дослідженні регенераторів і методиці обробки його результатів, а також для діагностування стану обладнання ГТУ в процесі їх експлуатації.

Ключові слова: газотурбінна установка, регенерація теплоти, регенератор, маса, ККД, питома витрата палива, теплова ефективність, втрати тиску.

SUMMARY

Solomonuk D.N. Improvement of mass indexes of gas-turbine plants by the choice of rational regenerators parameters – The qualification research work as a manuscript.

The dissertation for the degree of the Candidate of Technical Sciences (Ph.D.) in the specialty 05.05.03 "The Engines and power plants". – Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Nikolaev, 2017.

Problem of mass reduction of regenerative gas-turbine plants (GTP) by means of choosing rational parameters of regenerators with providing of set values of specific fuel consumption, resource parameters and overall dimensions taking into account additional limitations applied to regenerator structure from regenerator reliability, workability, location at the site and transportation was decided.

Relations between parameters GTP, efficiency of regenerator and relative losses of pressure of fluids, parameters of fluids and geometry of the heat exchange core was improved. The algorithm of determination of rational parameters of regenerator of GTP that provide minimum of its mass is worked out. Influence on mass indexes of GTP and their regenerators of parameters of heat-exchange core, resource, overall dimensions and technological limitations and heat transfer intensifiers was determinate.

The complex of the following rational values for modernized GTP was determined: heat efficiency of regenerator (0,8–0,82), total relative pressure losses 3,2–3,5 %, geometrical parameters of heat exchange core: external diameter of tubes 18–20 mm, relative pitches transversal one 1,3–1,45 and longitudinal one 1,1, number of air moves 4–6. This complex defines minimal specific mass of heavy hard GTP 18,5–20 g/kW and specific fuel consumption 252–260 g/(kW·h). When designing new regenerative GTP: heat efficiency – 0,86–0,87, total relative pressure losses - 3,6–4,1 %, external diameter of tubes – 20–22 mm, relative transversal pitch - 1,25–1,38, number of air moves 6–8. These values defined the minimal specific mass of aeroderivative GTP 8,41–8,94 and specific fuel consumption of 163–203 g/(kW·h). If operating life of regenerator equal to 50 thousand hours specific mass of the heavy hard GTP will decrease down to 15,9–17,6 kg/kW.

Limitations of overall dimensions of regenerator structure lead to change (up to 10 %) in diameter of tubes and increase the minimal mass up to 15 % (if one of dimensions is limited), up to 50 % (if the set correlation of sides is followed). It was determined that in case of locating intensifiers on the external surface of tubes (in form of holes or grooves) the mass of regenerator is decreased down to 33 %; and in case of locating chess projections on the tube surface the mass may be decreased by 18 % or by 5 % (in case with screw ones). It has been proved that the minimum of total mass of regenerator is archived at correlation of masses of heat exchange matrix and regenerator 0,44-0,56 for bare tubes and 0,48–0,61 for contoured tubes.

It was demonstrated that in case of equal relative masses of regenerator specific fuel consumption of a GTP with regeneration and intermediate cooling is by 1,8 % (and mass - by 2,7 %) lower than in GTP with regeneration and intermediate overheating. Specific mass of GTP with regeneration and intermediate cooling and intermediate overheating (8,41 kg/kW) is almost the same as in GTP with regeneration and intermediate cooling (8,43 kg/kW), but fuel consumption of the first variant is less by 9 g/(kW·g), that gave an opportunity to increase the efficiency factor by more than 50 % at $t_3 = 1100^\circ\text{C}$. Mass of GTP with air bottoming cycle greater by 18 % and specific fuel consumption greater by 1,4 % than in regenerative GTP. In GTP with intermediate regeneration mass can be decreased by 2% if the ratio of gas expansion after regenerator is 1,09.

Application of research results into the processes of experimental researches of regenerators and methods of processing their results as well as into diagnostics of GTP equipment status in the process of exploitation was presented.

Key words: gas-turbine plant, heat regeneration, regenerator, mass, coefficient of useful effect, specific fuel consumption, thermal efficiency, losses of pressure.

Підп. до друку 15.02.2018. Формат 60×84/16.
Обл.-вид. арк. 0,9. Ум. друк. арк. 0,9.
Тираж 100 прим. Зам. 1502-1.

Поліграфічне підприємство СПД Румянцева Г. В.
54038, м. Миколаїв, вул. Бузника, 5/1.
Свідоцтво МК № 11 від 26.01.2007 р.