

2. Suslov, A.A., Shyshkov, L.K., and Bol'shagin, S.N., 1998. Instruction on neutron-physics calculations in complex programs CASCADE [text], RSC "Kurchatov Institute", 53 pages.
3. Normative document of Ukraine SOU-N YEK 1.001:2006 [text].

Виконана порівняльна оцінка теплоаеродинамічної ефективності шахових пакетів труб з поперечним орєбренням. На прикладі варіантних теплових і аеродинамічних розрахунків теплообмінного пристрою показані переваги і недоліки кожного з розглянутих типів орєбраних труб

Ключові слова: труба, ребро, пакет, теплообмін, аеродинаміка, ефективність, порівняння

Выполнена сравнительная оценка теплоаэродинамической эффективности шахматных пакетов труб с поперечным орєбрением. На примере варіантних теплових и аэродинамических расчетов теплообменного устройства показаны преимущества и недостатки каждого из рассмотренных типов орєбренных труб

Ключевые слова: труба, ребро, пакет, теплообмен, аэродинамика, эффективность, сравнение

Comparative evaluation of the effectiveness of heat aerodynamic efficiency of staggered bundles of tubes with a cross-ribbing is performed. In the case of variation of thermal and aerodynamic calculations of heat exchange device shows the advantages and disadvantages of each of the above types of finned tubes

Keywords: tube, rib, bundle, heat transfer, aerodynamics, efficiency, comparison

a – ширина газоходу; b – висота газоходу; H – площа поверхні; k – коефіцієнт теплопередавання; L – довжина труб; M – маса труб; q – щільність теплового потоку; S – крок труб; t – температура; W – швидкість; ΔP – втрати тиску; μ – коефіцієнт орєбрення; Π – компактність пакета.

Нижні індекси: l – довжина; pr – приведений; r – ребро; $1pm$ – один погонний метр; 0 – на один поперечний ряд; 1 – поперечний; 2 – поздовжній.

УДК 536.24:533.6.011

ТЕПЛОАЕРОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПАКЕТІВ ТРУБ З ПОПЕРЕЧНИМИ РЕБРАМИ

О.М. Терех

Кандидат технічних наук, старший науковий співробітник*

Контактний тел.: (044) 454-97-87

E-mail: teram57@meta.ua

О.В. Семеняко

Асистент*

E-mail: infinitum@lan.com.ua

В.А. Рогачов

Кандидат технічних наук, доцент*

Контактний тел.: (044) 454-97-87

E-mail: teram57@meta.ua

О.В. Баранюк

Кандидат технічних наук, асистент*

Контактний тел. (044) 454-97-87

E-mail: teram57@meta.ua

П.І. Багрій

Здобувач вченого ступеня кандидата технічних наук

*Кафедра атомних електростанцій і інженерної теплофізики

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут»

пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна 03056

Контактний тел. (044) 454-97-87

E-mail: teram57@meta.ua

Загальні положення

Оцінка і порівняння ефективності орєбраних поверхонь є досить складним завданням, насамперед, через необхідність враховування великої кількості зв'язаних між собою показників, що характеризують економічну роботу теплообмінного апарату. До таких показників можна віднести: коефіцієнт тепловіддачі і теплопередавання, аеродинамічний опір, компактність, довжину труб, масу, габарити, вартість теплообмінної секції і т.п.

Розробці методів порівняння теплоаеродинамічної ефективності оребрених поверхонь на основі різних умов і критеріїв присвячено досить багато досліджень [1-5]. У них, як правило, досконалість того або іншого типу поверхні характеризується співвідношенням переданої кількості теплоти через дану поверхню й енергії, що витрачена на подолання опору. Порівняння ж оребрених поверхонь між собою (або з еталонною) і виявлення найефективнішої з них, здійснюється шляхом встановлення взаємозв'язку між тепловіддачею (теплопередаванням) та опором при рівності чисел Рейнольдса із залученням відомостей про масогабаритні характеристики порівнювальних об'єктів. В удосконаленому узагальненому способі [6], як умова порівняння, використовуються ефективні числа Нусельта при рівності ефективних чисел Рейнольдса, що характеризують робочі параметри теплообмінних поверхонь: теплова потужність, витрата й потужність на прокачування теплоносія, його теплофізичні властивості і температурний напір.

Таким чином, розроблювачеві варто вибирати таку конструкцію оребреної поверхні, що може передати задану кількість теплоти при її мінімальних габаритах і можливо меншій витраті енергії на прокачування теплоносія через поверхню.

Одним зі способів оцінки теплової ефективності розвинених поверхонь з труб із зовнішнім поперечним оребренням (табл.1, рис.1,2) є обробка й подання даних у вигляді графічних залежностей $\alpha_k \cdot \psi = f(W)$. Для шахових пакетів труб з зовнішнім оребренням, які порівнюються, на рис.3 нанесені розрахункові криві такої залежності.

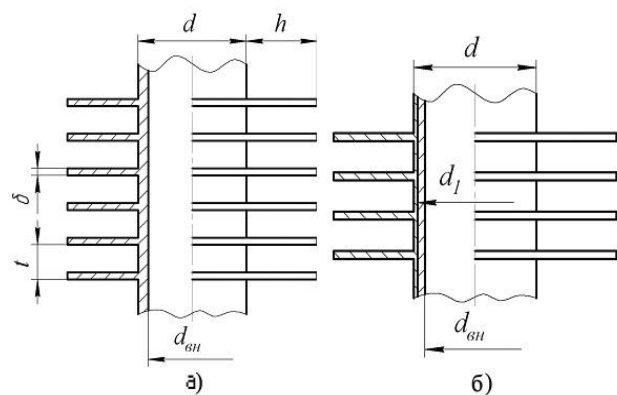


Рис. 1. Труба з оребренням: а) з привареним стрічковим оребренням [7]; б) біметалева труба з накатаним алюмінієвим оребренням [10]

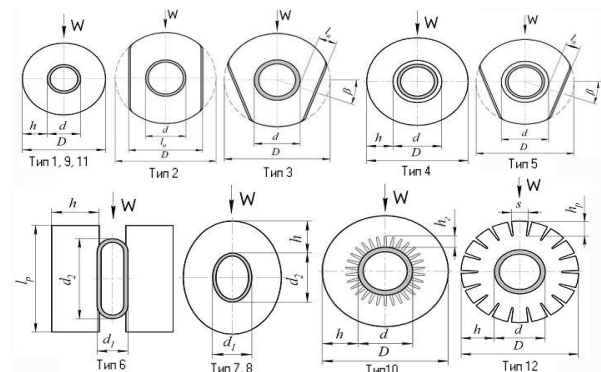


Рис.2. Типи труб, що порівнюються (табл. 1)

Таблиця 1

Геометричні характеристики оребрених труб

Тип труби	d ₁ мм	d ₂ мм	d мм	h мм	t мм	δ мм	ψ	N _{1ПМ} м ²	Джер.
1	-	-	42.0	14.5	8.0	1.3	5.98	0.789	[7]
2	-	-	42.0	14.5	8.0	1.3	5.98	0.789	[8]
3	-	-	42.0	14.5	8.0	1.3	5.98	0.789	[9]
4	-	-	28.0	13.5	3.0	0.5	14.50	1.275	[10]
5	-	-	28.0	13.5	3.0	0.5	14.50	1.275	[11]
6	15.0	42.0	-	20.0	3.75	0.8	12.8	1.296	[12-13]
7	14.0	36.0	-	10.0	3.0	0.5	10.20	0.841	[14]
8	18.0	55.0	-	13.0	3.0	0.5	12.2	1.494	[14]
9	-	-	38.0	12.5	4.2	1.25	8.37	1.00	[7]
10	-	-	38.0	16.5	4.5	1.0	11.71	1.397	[15]
11	-	-	32.0	11.5	5.0	1.0	7.4	0.744	[7]
12	-	-	32.0	14.5	5.0	1.0	9.3	0.934	[16]

Зіставлення кривих $\alpha_k \cdot \psi = f(W)$ свідчить, що кращі показники з інтенсивності тепловіддачі при однаковій швидкості набігання повітряного потоку ($a = \text{const}$, $b = \text{const}$, $DP = \text{var}$) мають пакети № 4, 6, 8, 10 труб тип 4; пакет № 12 труб тип 6; № 16 труб тип 10; № 18, № 20 труб тип 12 (див. табл.1, 2). Гірші показники у поверхонь № 1, № 2, № 15, № 17.

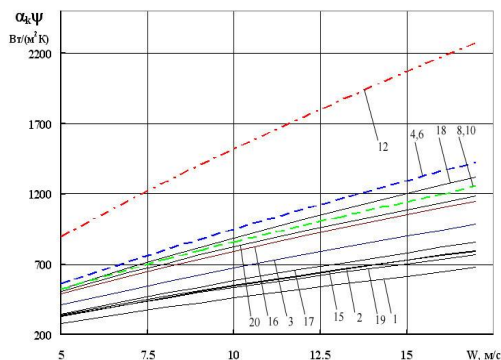


Рис.3. Залежність $\alpha_k \cdot \psi = f(W)$ для шахових пакетів труб 1-20 номера пучків згідно таблиці 2

Наведений спосіб оцінки ефективності базується лише на конвективних коефіцієнтах тепловіддачі пакетів, які не враховують термічний опір теплопровідності, обумовлений формою, перетином, матеріалом ребра [17].

При розробці різних конструкцій оребрених теплообмінних поверхонь велику увагу приділяють аеродинамічному опору поверхонь, прагнучи зменшити цей показник. З метою наочності на рис. 4 нанесені розрахункові криві залежності втрат тиску ΔP_0 , віднесених до одного поперечного ряду, від швидкості потоку $\Delta P_0 = f(W)$ для порівнюваних пакетів оребрених труб.

Таблиця 2

Характеристики порівнюваних шахових пакетів при $\Delta P = var$

№ пакета	Тип труб	S ₁ мм	S ₂ мм	ΔP Па	kψ Вт/(м ² К)	q ₁ кВт/м	L м	M кг	Π м ² /м ³	Джер
1	1	111	54	495	365	9.4	1228	8000	132	[7]
2	2	111	54	677	392	10.6	1091	7160	132	[8]
3	3	111	54	701	460	12.1	955	6265	132	[9]
4	4	86	41	404	574	9.5	1215	2828	345	[10]
5	5	86	41	408	710	12.2	955	2265	345	[11]
6	4	86	41	406	552	9.5	1221	2900	345	[10]
7	5	86	41	427	676	11.6	998	2370	345	[11]
8	4	60.5	52	527	580	10.0	1088	2530	388	[10]
9	5	60.5	51	536	705	12.0	967	2250	388	[11]
10	4	60.5	52	576	555	9.6	1210	2810	388	[10]
11	5	60.5	52	536	670	12	967	2250	388	[11]
12	6	86	60	210	599	12.1	955	5100	251	[12,13]
13	7	62	42	220	425	6.9	1693	4000	323	[14]
14	8	80	41	450	466	11.3	1023	4100	455	[14]
15	9	91	79	498	460	11.6	1000	7200	139	[7]
16	10	91	79	687	539	12.6	921	6880	194	[15]
17	11	111	50	382	406	8.5	1364	6250	134	[7]
18	12	111	50	458	567	12.1	955	5190	168	[16]
19	11	65	55	601	451	9.2	1262	5780	208	[7]
20	12	65	55	725	617	12.6	918	4990	261	[16]

економайзера котла-утилізатора. Економайзер мав наступні параметри: температура води на вході $t_1=70^{\circ}\text{C}$, температура води на виході $t_2=175^{\circ}\text{C}$, температура відхідних газів на вході $\theta_1=520^{\circ}\text{C}$, температура газів після економайзера $\theta_2=180^{\circ}\text{C}$, витрата води $D = 94$ т/год, витрата відхідних газів $G=52.5$ м³/с, теплова потужність економайзера $Q = 11.6$ МВт, температурний напір $\Delta t=205.6^{\circ}\text{C}$. Розрахунки проведені для двох випадків: при фіксованому фронтальному перерізі на вході газів в теплообмінник $a = const$, $b=const$ (ширина секції $a = 2.465$ м, висота $b = 3.1$ м), та при фіксованому аеродинамічному опорі економайзера ΔP (при однаковій потужності на перекачування димових газів через поверхню).

В якості універсального теплообмінного параметру при такому методі використовується, широко розповсюджений в практиці інженерних розрахунків теплообміну пакетів

Аналіз наведених графічних залежностей рис.4 свідчить, що поверхні №3,5,7-11,14,16,20 мають більший аеродинамічний опір, що погіршує експлуатаційні характеристики цих поверхонь і призводить до збільшення витрат потужності вентилятора (або димотягу) на подолання опору. До пакетів, що мають помірні і низькі значення аеродинамічного опору, відносяться поверхні № 1, 2, 4, 6, 12, 13, 15, 17, 18, 19.

З вищесказаного випливає, що для прийняття правильного рішення про найбільш вигіднішу за теплоаеродинамічною ефективністю оребрену поверхню, недостатньо мати один порівняльний критерій. Тому, для даного аналізу, слід застосовувати багатокритеріальний підхід [13] з остаточним визначенням важливих для практики показників теплообмінної поверхні.

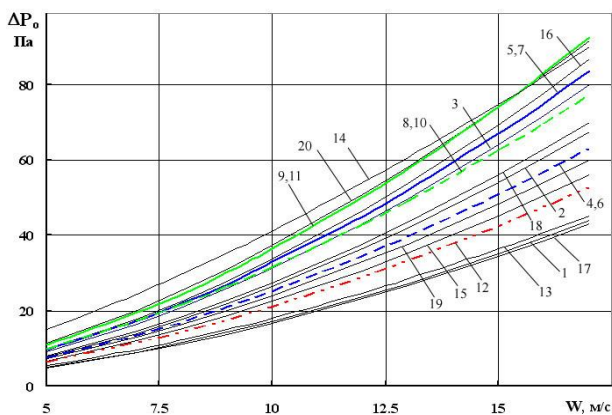


Рис. 4. Залежність $\Delta P_0=f(W)$ для шахових пакетів оребрених труб. 1-20 номера пучків згідно з табл.2

Оцінка, порівняння та вибір найбільш ефективного пакету на прикладі конкретної теплообмінної поверхні –

теплообмінні поверхні оребрених труб, приведений коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{пр}$. Приведений коефіцієнт тепловіддачі – це осереднений, умовно введений коефіцієнт, що враховує тепловіддачу від поверхні ребра і поверхні неоребреної частини труби, а також коефіцієнт ефективності ребра E [17].

При порівнянні поверхонь з різними тепловіддаючими площами, які відповідно мають різні коефіцієнти оребрення ψ , варто використовувати узагальнений параметр $\alpha_{пр} \cdot \psi$. Цей параметр доцільно застосовувати для труб, які не мають контактної термічної опору між стінкою труби і ребрами (тип труб 1-3, 6-12). Коефіцієнт контактної термічної опору суттєво впливає на теплопередавальну спроможність поверхні і дорівнює для біметалевих труб, що не були в експлуатації, $R_k = 1.89 \cdot 10^{-4}$ м²К/Вт (пакети № 4, 5, 8, 9 труб типу 4,5), для біметалевих труб після 80-100 циклів пуску і зупини економайзера - $R_k = 2.5 \cdot 10^{-4}$ м²К/Вт (пакети № 6, 7, 10, 11 труб типу 4,5) [10, 11]. Тому, для порівняння приведених на рис. 2 та таблиці 1 оребрених труб обов'язково застосовувати замість $\alpha_{пр} \cdot \psi$ коефіцієнт теплопередачі $k\psi$.

2. Теплова ефективність пакетів

Для оцінки теплоаеродинамічної ефективності шахових пакетів із найбільш розповсюджених типів оребрених труб і порівняння їх показників відібрано 12 типів поперечно-оребраних труб (рис.2) з приварним поперечно-стрічковим оребренням [7-9, 15, 16] (типу 1-3, 6, 9-12), біметалевих труб з алюмінієвими ребрами [10,11] (типу 4, 5), плоско-овальних труб з неповним оребренням [12, 13] (типу 6), сталевих труб овального профілю з насадженими ребрами [14] (типу 7, 8).

Результати зіставлення шахових пучків (табл. 2) за теплоаеродинамічною ефективністю при $a, b=const$, $\Delta P = var$

представлені на рисунках 5, 6 у вигляді графіків $\alpha_{пр} \cdot \psi = f(\Delta P)$, $k \cdot \psi = f(\Delta P)$ та графіків залежності коефіцієнта теплопередачі $k \cdot \psi$ від швидкості газів (рис. 7) та в таблиці 2.

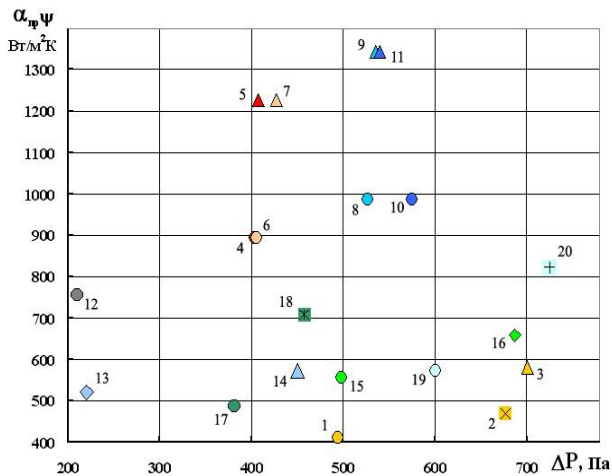
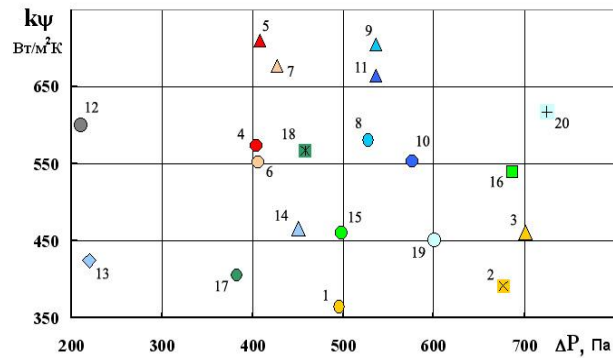


Рис. 5. Порівняння теплової ефективності пакетів труб при $a, b = const, \Delta P = var$: 1 – 20 номера пучків згідно з табл. 2

Аналізуючи отримані графічні залежності на рис. 5, можна відмітити наступне. Найбільш ефективними з досліджених пакетів в розглянутому діапазоні зміни ΔP є пакети № 4-11 труб типу 4, 5. Найменш ефективними є пакети № 1-3, 15, 17, 19 труб з приварним звичайним поперечним оребренням [7] та пакети № 13, 14 з овальних труб з насадженими ребрами [14]. Приведені на рис. 5 розрахункові дані не враховують факт суттєвого зниження теплопередавальних властивостей труб типу 4, 5 з причин наявності в таких трубах термічного контактного опору між сталевіюю і алюмінієвою частинами труби. Цей факт враховує залежність коефіцієнта теплопередачі, розрахованого на поверхню труби, яка несе оребрення, від аеродинамічного опору економайзера. Дані, які наведені на рис. 6, 7 свідчать, що теплопередавальні властивості пакетів № 4, 6, 8, 10 біметалевих труб типу 4 знизилась до рівня пакетів з плоско-овальних труб з неповним оребренням № 12 [12,13] та пакетів з круглих труб з приварним розрізним оребренням № 18, 20 [16]. Самою високою теплоаеродинамічною ефективністю володіють поверхні № 5, 7, 9, 11 з біметалевих труб з конфузорно підігнутими ребрами типу 5 [11]. Теплопередавальні властивості цих поверхонь на 10-20% вищі, ніж у поверхонь № 12, 18, 20 при незмінному поперечному перетині газоходу перед поверхнею економайзера.

В умовах фіксованого аеродинамічного опору порівнюваних пакетів $\Delta P = 240 \text{ Па} = const$ за рахунок зниження швидкості омивання труб, теплоаеродинамічна ефективність пакетів з опором, який більше ніж 240 Па, знижується на (10-15)% для пакетів з біметалевих труб, для пакетів з труб типу 1-3 на (20-22)%, для пакетів труб з розрізним оребренням на (15-17)%. Різниця між теплоаеродинамічною ефективністю пакетів з біметалевих труб з конфузорно підігнутими ребрами № 5, 7 і пакету з плоско-овальних труб з неповним оребренням



№12 знизилась до (7-8)%, хоча і залишилася самою високою з розглянутих пучків (табл.3, рис. 8).

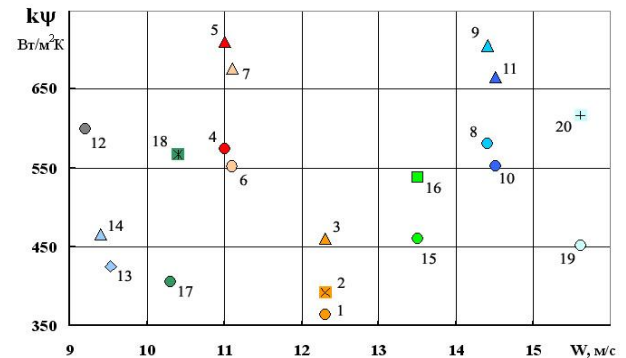


Рис.6. Залежність $k \cdot \psi = f(\Delta P)$ при $a, b = const, \Delta P = var$

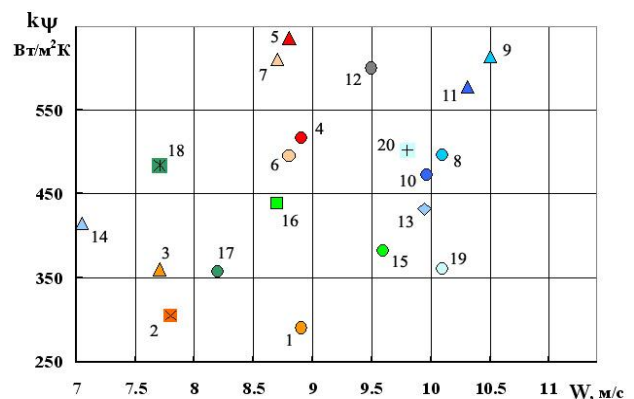


Рис.7. Залежність $k \cdot \psi = f(W)$ при $a, b = const, \Delta P = var$

Рис.8. Залежність $k \cdot \psi = f(W)$ при $a, b = var, \Delta P = 240 \text{ Па}$

Для більшої наочності на рис. 9-10 у вигляді діаграм представлені результати розрахунків таких показників, як аеродинамічний опір пакетів ΔP , коефіцієнт теплопередачі $k \cdot \psi$, тепловідведення з одного погонного метру труби q_1 , загальна довжина труб економайзера L , маса труб M , компактність поверхні Π при фіксованих розмірах поперечного перерізу на вході газів в пакет ($a, b = const, \Delta P = var$) (рис. 9) та при фіксованій потужності на перекачування газів крізь поверхню економайзера ($\Delta P = 240 \text{ Па} = const, a, b = var$) (рис. 10).

При фіксованому перерізі $a, b = \text{const}$ діаграма рис. 9,а показує, що аеродинамічний опір шахових пакетів плоско-овальних труб № 12 [12,13] та овальних труб № 13 [14] у 3 рази менший, ніж у пакетів круглих труб

Загальна довжина L труб економайзера для різних типів труб (табл. 1) пов'язана з розвиненістю зовнішньої поверхні та інтенсивністю тепловіддачі для різних типів труб. Найгірший показник у пакета №13 з труб овального профілю та пакетів №№17, 19 труб круглого профілю, саме з причини малої поверхні теплообміну і низької інтенсивності теплообміну в них (рис. 9,г).

Таблиця 3

Характеристики порівнюваних шахових пакетів при $\Delta P = \text{const}$

№ пучка	Тип труб	S_1 мм	S_2 мм	$k\psi$ Вт/(м ² К)	q_1 кВт/м	L м	M кг	Джер
1	1	111	54	290	7.9	1475	9670	[7]
2	2	111	54	305	8.3	1400	9190	[8]
3	3	111	54	360	9.7	1193	7830	[9]
4	4	86	41	517	8.9	1310	3050	[10]
5	5	86	41	635	10.5	1106	2620	[11]
6	4	86	41	495	8.5	1365	3237	[10]
7	5	86	41	610	10.5	1109	2630	[11]
8	4	60.5	52	496	9.0	1294	3000	[10]
9	5	60.5	51	615	11.1	1045	2430	[11]
10	4	60.5	52	475	8.5	1358	3253	[10]
11	5	60.5	52	580	10.4	1112	2580	[11]
12	6	86	60	590	12.1	955	5000	[12,13]
13	7	62	42	432	7.1	1640	3870	[14]
14	8	80	41	415	10.4	1120	4480	[14]
15	9	91	79	383	9.4	1237	8870	[7]
16	10	91	79	438	10.7	1083	8080	[15]
17	11	111	50	357	7.4	1571	7200	[7]
18	12	111	50	484	10.0	1163	6320	[16]
19	11	65	55	361	7.6	1536	7040	[7]
20	12	65	55	502	10.4	1120	6100	[16]

№1-3, 16, 19, 20 [7-9, 15, 16] та у 2 - 2.5 рази менший, ніж у пакетів з біметалевих труб № 4-11 і пакетів з круглих труб № 17, 18 [7, 16].

Пакети з біметалевих труб з конфузorno підігнутими ребрами мають вищий на (20-25)% коефіцієнт теплопередачі, ніж пакети труб типу 4 без підгинання ребер та на (15-16)% пакету № 12 з плоско-овальних труб типу 6 (рис.9,б). З цього питання треба зробити зауваження: біметалеві ребристі труби не „люблять” змінних теплових навантажень. Після 80-100 циклів роботи теплообмінного апарату, який обладнаний такими трубами, за даними авторів [10], термічний контактний опір між сталевною трубою і алюмінієвою оребреною трубою збільшується на (30-35)%. Через це погіршується коефіцієнт теплопередачі на (4-6)%, а це в свою чергу призводить до зменшення тепловідведення q_1 . Невисокими значеннями $k\psi$ володіють пучки труб типу 1-3, 13, 17, 19 (рис. 9,б, табл. 2).

Найбільші значення тепловідведення q_1 (рис. 9,г) у пакетів труб, які мають більшу зовнішню поверхню теплообміну та високі теплопередавальні властивості. Це пакети круглих оребрених труб №№ 3, 5, 7, 9, 11, 16, 18, 20 та пакети №12, 14 плоско-овального і овального профілю труб. Гірші показники у пакетів № 13, 17, 19 з причини невисокої поверхні зовнішнього теплообміну.

Масовий показник труб круглого профілю типів 1-3, 9-11 [7, 15], що виконані із вуглецевої сталі, у 2.5-3 рази гірший, в порівнянні з пакетами біметалевих труб, ребра яких виконані з алюмінію (рис. 1,2). У 2 рази цей показник гірший, ніж для пакетів з біметалевих труб у пакетів сталевих труб типів 6 [12-13], 12 [16], та в 1.6 разів гірший для пучків труб типу 7,8 овального профілю [14]. Конфузорне підгинання ребер труб типу 4 дозволило знизити масу труб економайзера на (19-20)% (рис. 9,д).

На діаграмах рис.10 і табл. 3 приведені результати розрахунків, які показують зміну різноманітних показників порівнюваних пакетів при однаковій потужності на перекачування газів крізь економайзер ($\Delta P = \text{const} = 240$ Па, $a, b = \text{var}$). Аналізуючи приведені дані, можна сказати, що в умовах $\Delta P = \text{const}$ пакети із біметалевих труб типів 4,5, погіршили свої показники по масі, тепловідведенню на (8-15)%, всі труби круглого профілю типів 1-3, 9-12, які виготовлені із сталі, також погіршили свої показники на (15-22)%. Дещо покращив свої масо-габаритні показники (на 2-3%) пакет №13 з овальних труб типу 7 з насадженими ребрами.

При проектуванні теплообмінників розроблювачі та конструктори приділяють велику увагу компактності поверхонь нагріву. На думку автора [18], основним показником ефективності пакету є його ви-

сока компактність $\Pi = \frac{H_{\text{пм}}}{S_1 \cdot S_2 \cdot l} \text{ (м}^2/\text{м}^3\text{)}$ – відношення повної

зовнішньої поверхні теплообмінника до об'єму, який він займає.

Розрахункові значення коефіцієнту компактності порівнюваних пакетів приведені в табл.1,2 та на рис.10,д. Коефіцієнт компактності пакетів з біметалевих труб типів 4,5 сягає значення (345-388) м²/м³ при зовнішній поверхні одного погонного метра труби 1.275 м²/м, що дещо нижче, ніж для пакета №14 з овальних труб типу 8 [14] ($H_{\text{пм}} = 1.494$ м²/м). Пакети труб типів 1-3, та пакети №15,17 мають найнижчу компактність ($\Pi = 132-139$ м²/м³). У пакетів №12,19,20 коефіцієнт компактності досягає середніх значень 200-250 м²/м³. Дуже великий вплив на компактність мають крокові характеристики пучків S_1, S_2 , за рахунок цього компактність пучків №4-11,14 висока.

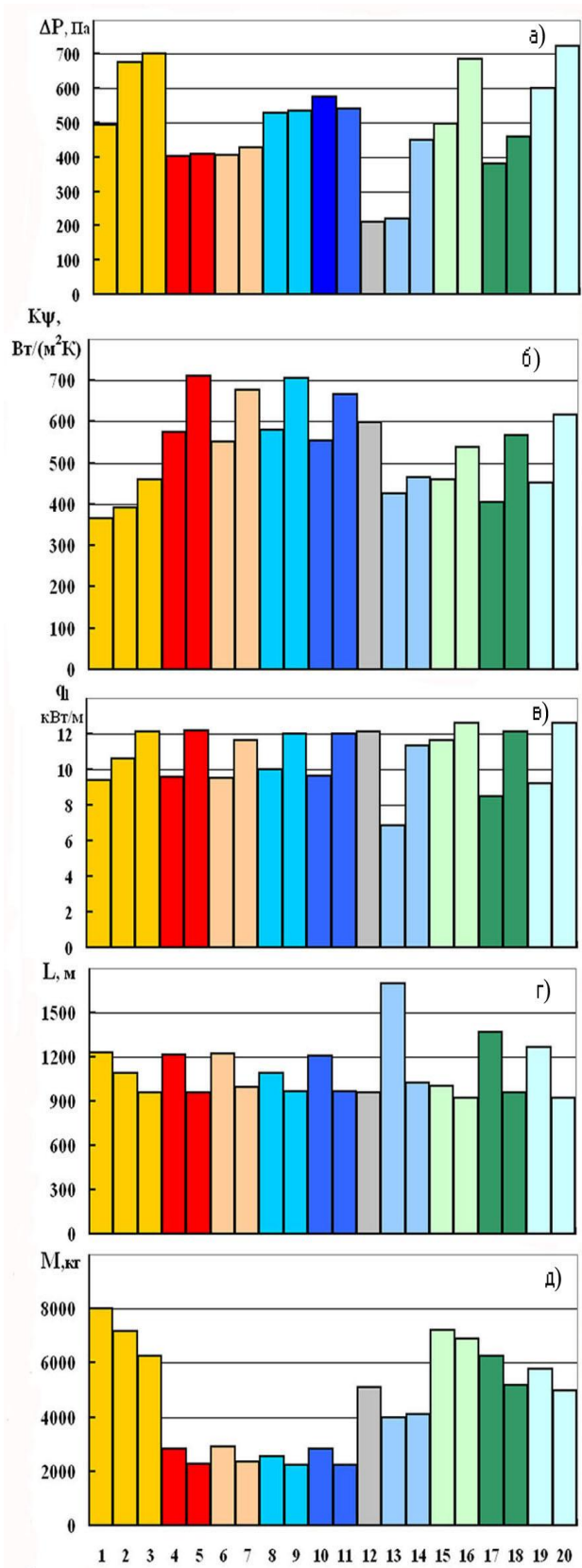


Рис.9. Критерії ефективності оребрених поверхонь економайзера при $a, b = const, \Delta P = var$. 1-20 – номери пучків згідно табл.2, 3

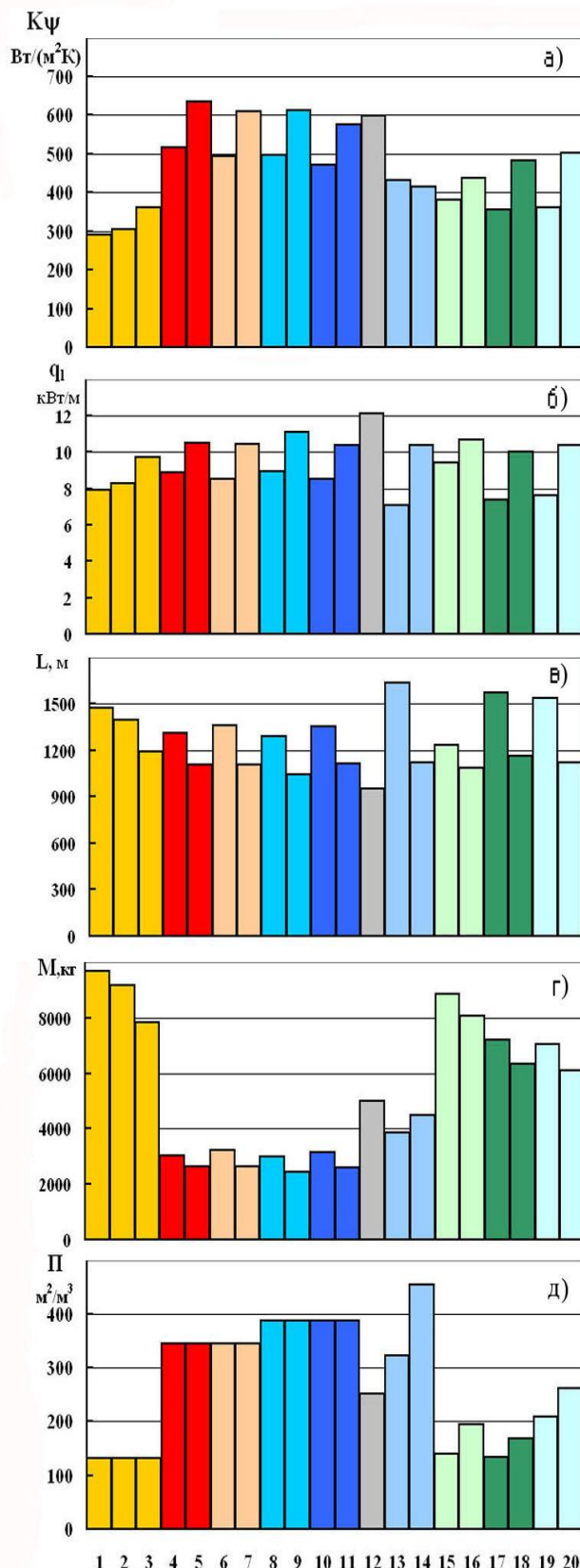


Рис.10. Критерії ефективності оребрених поверхонь економайзера при $\Delta P = const = 240 \text{ Па}, a, b = var$.

Висновки

З приведеного в статті матеріалу порівнювані пакети труб можна розділити на три групи: з низькою тепловою ефективністю $k\psi < 450 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, середньою $k\psi = (450-550) \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ і високою $k\psi = (550-600) \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ при фіксованій потужності на прокачування зовнішнього теплоносія через пакет. До труб з високими показниками, взятих за критерій ефективності, відносяться шахові пакети з біметалевих труб з конфузорно підігнутими ребрами (пакети №5,7,9,11) і шаховий пакет з плоско-овальних труб з неповним оребренням №12. Ці типи труб мають безперечні переваги перед іншими порівнюваними типами труб. Біметалеві труби з конфузорно підігнутим оребрен-

ням при їх виготовленні не вимагають додаткових виробничих приміщень. Виробництво таких труб виконується за безвідходною технологією, хоча і потребують значних витрат потужності при накатуванні ребер. Плоско-овальні труби з неповним оребренням виготовляються за допомогою контактної зварювання ребер до труби і мають практично ідеальний тепловий контакт ребра і труби, які не вимагають великих витрат потужності на їх виробництво.

Тому необхідно пришвидшити процес впровадження у виробництво вищезгаданих труб, які мають високу технологічність, теплопередавальні характеристики, що визначають короткі терміни окупності теплообмінного устаткування.

Література

1. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В.М. Антуфьев. – М. Л.: Энергия, 1966. – 184 с.
2. Юдин В.Ф. Теплообмен поперечно оребренных труб / В.Ф. Юдин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 189 с.
3. Кирпичев М.В. О наиболее выгоднейшей форме поверхности нагрева / М.В. Кирпичев // Известия энергетического института им. Кржижановского. Т. XII. 1944. – с.5-9.
4. Калинин Э.К. Интенсификация теплообмена в каналах / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярхо. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 208с.
5. Гухман А.А. Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей / А.А. Гухман. // Теплоэнергетика. – 1977. – №4. – с.5-8.
6. Дрейцер Г.А. Интенсификация теплообмена и анализ методов сравнения теплогидравлической эффективности теплопередающих поверхностей / Г.А. Дрейцер, Б.В. Дзюбенко, Р.И. Якименко // Интенсификация теплообмена: Тр. Второй Рос. Нац. Конф. По теплообмену. М.: Изд-во МЭИ, 1998. – с. 99-102.
7. РТМ 108.030.140-87. Расчет и рекомендации по проектированию поперечно- оребренных конвективных поверхностей нагрева стационарных котлов. – Л.: Минэнергомаш, 1988. – 30 с.
8. Письменный Е.Н. Конвективный теплообмен пакетов труб с параллельной подгибкой поперечных ребер / Е.Н. Письменный, А.М. Терех, А.И. Руденко // Промышленная теплотехника. – 2010. – Т.32. – С. 31-41.
9. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-орбренных труб / Е.Н. Письменный. – Киев: Альтер-прес, 2004. – 244 с.
10. Кунтыш В.Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения / В.Б. Кунтыш, Н.М. Кузнецов. – С-Пб.: Энергоатомиздат. Санкт-Петербург. отд., 1992. – 280 с.
11. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамическое сопротивление шахматных пакетов биметаллических труб с конфузорной подгибкой поперечных ребер / Е.Н. Письменный, А.М. Терех, А.В. Семеняко, А.И. Руденко, В.Д. Бурлей // Вестник Национального технического университета „ХПИ“. Сборник научных трудов. Тематический выпуск: „Новые решения в современных технологиях“. – 2011. – №10. – С. 99-107.
12. Патент на корисну модель № 25025 Україна, МПК F28F1/12 Теплообмінна труба / Є.М. Письменный, О.М. Терех, В.А. Рогачов, В.Д. Бурлей; заявник та володар патенту на корисну модель НТУУ „КПІ” – u2007 02332; заявл. 03.03.2007; опубл. 25.07.2007. Бюл. №11.
13. Багрий П.И. Сравнение тепловой эффективности шахматных пучков поперечно-орбренных труб различного профиля / П.И. Багрий, А.М. Терех, В.А. Рогачев // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2007. - №6/5 (30). – С. 51-56.
14. Юдин В.Ф. Теплообмен пучков оребренных труб овального профиля / В.Ф. Юдин, Е.Д. Федорович // Теплообмен. ММФ-92. Конвективный теплообмен. Т.1, ч.1. Минск: АНК ИТМО АНБ, 1992. С.58-61.
15. Письменный Е.Н. Теплоаэродинамические характеристики шахматных пучков труб с гофрированным спирально-ленточным оребрением / Е.Н. Письменный, В.А. Рогачев, А.М. Терех, В.Д. Бурлей // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2007. – № 3/3 (27). – С. 11-15.
16. Терех О.М. Теплообмін та аеродинаміка поперечно-омиваних пучків труб з гвинтовим, підігнутим та сегментним оребренням / : автореф. дис. ... канд. Техн. наук: 05.14.05/О.М. Терех; [НТУУ „КПІ“]. – Киев, 1997. – 16 с.
17. Стасюлявичюс Ю.К. Теплоотдача поперечно-обтекаемых пучков ребристых труб / Ю.К. Стасюлявичюс. – Вильнюс: Минтис, 1974. – 243 с.
18. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас. М.: Наука, 1982. – 472 с.