

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Теплоенергетичний факультет

Кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики

ТЕПЛОМАСООБМІН – 3

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи

для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика»

Рекомендовано вченою радою теплоенергетичного факультету

Київ
«КПІ ім. Ігоря Сікорського»
2017

Методичні вказівки до виконання курсової роботи з кредитного модуля «Тепломасообмін – 3» для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / Уклад.: О. В. Семеняко, Є. В. Новаківський – К.: «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2017. – 31 с.

*Гриф надано вченою радою теплоенергетичного
факультету
(протокол № 2 від 25 вересня 2017 р.)*

Електронне навчальне видання

ТЕПЛОМАСООБМІН – 3

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсової роботи

для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика»

Укладачі: *Семеняко Олександр Володимирович,
асистент каф. АЕС і ІТФ;
Новаківський Євген Валерійович, к.т.н., доцент*

Відповідальний редактор: *Туз Валерій Омелянович, д.т.н., професор*

Рецензент: *Пуховий І. І., д.т.н., професор каф. ТПТ*

За редакцією укладачів

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Тепловий баланс та теплофізичні властивості теплоносіїв	5
2 Геометричні характеристики ГВТ і швидкості руху теплоносіїв	9
2.1 Питомі геометричні характеристики ребристих труб	10
2.2 Розміри газоходу, крокові характеристики теплообмінника і швидкості теплоносіїв	12
3 Теплопередача і розміри поверхні нагріву ГВТ	16
3.1 Площа теплообмінної поверхні	16
3.2 Коефіцієнт теплопередачі	16
3.3 Приведений коефіцієнт тепловіддачі	17
3.4 Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією α_k	18
3.5 Коефіцієнт тепловіддачі до внутрішнього середовища α_2	20
3.6 Коефіцієнт теплової ефективності	21
3.7 Середній температурний напір	22
3.8 Результати теплового розрахунку	23
4 Техніко-економічний розрахунок.....	25
Література	28
Додаток А. Варіанти і вхідні дані для виконання курсової роботи з кредитного модуля „Тепломасообмін – 3”	29
Додаток Б. Варіанти тем розділу курсової роботи „Літературний огляд”	30
Додаток В. Положення про рейтингову систему оцінки успішності студентів теплоенергетичного факультету спеціальності 144 «Теплоенергетика» з кредитного модуля “Тепломасообмін – 3” (курслова робота)	31

ВСТУП

Методичні вказівки до виконання курсової роботи на тему „Тепловий розрахунок ребристих поверхонь нагрівання” з кредитного модуля «Тепломасообмін – 3» призначені для студентів теплоенергетичного факультету спеціальності 144 «Теплоенергетика».

Метою курсової роботи є набуття студентами досвіду методичних і алгоритмічних основ розрахунків для вирішення прикладних і наукових завдань в галузі енергомашинобудування, а саме аналізу та розрахунку внутрішніх і зовнішніх задач процесів конвективного теплообміну, параметрів процесу теплопередачі в технологічних пристроях. В процесі виконання курсової роботи студенти повинні закріпити теоретичні знання отриманні на лекційних заняттях та набуті практичні навички теплотехнічних розрахунків рекуперативних газоводяних теплообмінників (ГВТ).

В методичних вказівках стисло наведені теоретичні основи необхідні для виконання курсової роботи, викладені методики розрахунку:

- теплового балансу теплообмінного апарату при різних початкових умовах;
- теплового та конструктивного розрахунку теплообмінника типу газ-рідина виконаного з поперечно ребрених труб;
- техніко-економічного розрахунку теплообмінника що складається з біметалевих труб (сталь-алюміній) з поперечним ребренням.

Перед виконанням розрахунків студент має виконати літературний огляд різних типів теплообмінних апаратів та процесів, що відбуваються в них згідно варіанту.

Курсова робота оформлюється відповідно до [1] та вимог ДСТУ 3008:2015 „Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлювання”. Перелік джерел посилань –

відповідно до ДСТУ ГОСТ 7.1:2006 „Бібліографічний запис. Бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання”.

Курсова робота виконується згідно листа завдання, підписаного студентом та керівником. Початкові данні для курсової роботи обираються згідно варіанту. Розподіл завдань за варіантами наведено в додатках А, Б.

Після виконання розрахунків і оформлення курсової роботи яка виконується згідно календарного плану зазначеного в листі завдання, студент захищає курсову роботу перед викладачем або комісією особисто.

Залікова оцінка з курсової роботи визначається згідно системи рейтингового оцінювання (додаток В).

1 ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС ТА ТЕПЛОФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ТЕПЛОНОСІЇВ

Завданням розрахунку теплового балансу теплообмінного апарату являється визначення його потужності та кінцевих температур (при наявності фазового переходу - ентальпій) робочих рідин.

Теплова потужність ГВТ з газової сторони, кВт

$$Q = G_m c_{pg} (\vartheta' - \vartheta''), \quad (1.1)$$

де $G_m = \rho_g \cdot G$ – масова витрата газу, кг/с; $\rho_g = f(P_g; \bar{\vartheta})$ – густина газу при його середній температурі $\bar{\vartheta}$, кг/м³; $\bar{\vartheta} = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}$ – середня температура газу, °С; $c_{pg} = f(P_g; \bar{\vartheta})$ – масова теплоємність газу при його середній температурі $\bar{\vartheta}$, кДж/(кг·К).

Теплова потужність ГВТ з водяної сторони, кВт

$$\begin{aligned}
 Q &= D \cdot c_{pf} (t'' - t'); \\
 Q &= D(i'' - i'),
 \end{aligned}
 \tag{1.2}$$

де $c_{pf} = f(P_f; \bar{t})$ – масова теплоємність води, кДж/(кг·К); $\bar{t} = \frac{t' + t''}{2}$ – середня температура води, °С; $i' = f(P_g; t')$ – ентальпія води на вході в ГВТ, кДж/кг; $i'' = f(P_g; t'')$ – ентальпія води на виході з ГВТ, кДж/кг.

Температури води (без урахування втрат) на вході t' або виході t'' з ГВТ, °С:

- при її нагріванні:

$$\begin{aligned}
 t' &= t'' - \frac{Q}{D \cdot c_{pf}}; \\
 t'' &= t' + \frac{Q}{D \cdot c_{pf}}.
 \end{aligned}
 \tag{1.3}$$

- при її охолодженні:

$$\begin{aligned}
 t' &= t'' + \frac{Q}{D \cdot c_{pf}}; \\
 t'' &= t' - \frac{Q}{D \cdot c_{pf}}.
 \end{aligned}
 \tag{1.4}$$

Температури газу (без урахування втрат) на вході ϑ' або виході ϑ'' з ГВТ, °С:

- при нагріванні:

$$\begin{aligned}
 \vartheta' &= \vartheta'' - \frac{Q}{G_m c_{pr}}; \\
 \vartheta'' &= \vartheta' + \frac{Q}{G_m c_{pr}}.
 \end{aligned}
 \tag{1.5}$$

- при охолодженні:

$$\begin{aligned}
 \vartheta' &= \vartheta'' + \frac{Q}{G_m c_{pr}}; \\
 \vartheta'' &= \vartheta' - \frac{Q}{G_m c_{pr}}.
 \end{aligned}
 \tag{1.6}$$

Фізичні властивості зовнішнього теплоносія, яким зазвичай є повітря або димові гази, знаходяться за його середньою температурою $\bar{\vartheta}$.

Густина ρ , теплоємність c_p , кінематичний коефіцієнт в'язкості ν , коефіцієнт теплопровідності λ та число Прандтля Pr для повітря та димових газів середнього складу при тиску 760 мм рт.ст. та температурі від 0 до 1000 °С наведені в табл. 1.1 – 1.2. Середній склад газів відповідає об'ємним часткам водяних парів та вуглекислого газу рівним $r_{H_2O} = 0,11$ та $r_{CO_2} = 0,13$.

Таблиця 1.1 – Фізичні властивості повітря при тиску 760 мм рт.ст. [2]

$\bar{\vartheta}$, °С	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	Pr
0	1,293	1,005	13,28	2,44	0,707
10	1,247	1,005	14,16	2,51	0,705
20	1,205	1,005	15,06	2,59	0,703
30	1,165	1,005	16,00	2,67	0,701
40	1,128	1,005	16,96	2,76	0,699
50	1,093	1,005	17,95	2,83	0,698
60	1,060	1,005	18,97	2,90	0,696
70	1,029	1,009	20,02	2,96	0,694
80	1,000	1,009	21,09	3,05	0,692
90	0,972	1,009	22,10	3,13	0,690
100	0,946	1,009	23,13	3,21	0,688
120	0,898	1,009	25,45	3,34	0,686
140	0,854	1,013	27,80	3,49	0,684
160	0,815	1,017	30,09	3,64	0,682
180	0,779	1,022	32,49	3,78	0,681
200	0,746	1,026	34,85	3,93	0,680
250	0,674	1,038	40,61	4,27	0,677
300	0,615	1,047	48,33	4,60	0,674
350	0,566	1,059	55,46	4,91	0,676

Продовження таблиці 1.1

400	0,524	1,068	63,09	5,21	0,678
500	0,456	1,093	79,38	5,74	0,687
600	0,404	1,114	96,89	6,22	0,699
700	0,362	1,135	115,4	6,71	0,706
800	0,329	1,156	134,8	7,18	0,713
900	0,301	1,172	155,1	7,63	0,717
1000	0,277	1,185	177,1	8,07	0,719

Таблиця 1.2 – Фізичні властивості димових газів середнього складу [2]

$\bar{\vartheta}$, °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	Pr
0	1,295	1,042	12,20	2,28	0,72
100	0,950	1,068	21,54	3,13	0,69
200	0,748	1,097	32,80	4,01	0,67
300	0,617	1,122	45,81	4,84	0,65
400	0,525	1,151	60,38	5,70	0,64
500	0,457	1,185	76,30	6,56	0,63
600	0,405	1,214	93,61	7,42	0,62
700	0,363	1,239	112,1	8,27	0,61
800	0,330	1,264	131,8	9,15	0,60
900	0,301	1,290	152,5	10,0	0,59
1000	0,275	1,306	174,3	10,90	0,58

Фізичні властивості повітря (зовнішнього теплоносія) при тисках відмінних від атмосферного знаходяться за довідковою літературою [3] за його середньою температурою $\bar{\vartheta}$.

Фізичні властивості внутрішнього теплоносія, яким зазвичай є вода або пароводяна суміш, знаходяться за довідковою літературою [4 – 7] за його середньою температурою \bar{t} .

2 ГЕОМЕТРИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГВТ І ШВИДКОСТІ РУХУ ТЕПЛОНОСІЇВ

Газоводяний теплообмінник виконується у вигляді пакету труб із зовнішнім квадратним або гвинтовим оребренням. Труби об'єднуються в поздовжні по ходу газу змійовики, вигини яких розташовуються поза межею газоходу (рис. 2.1).

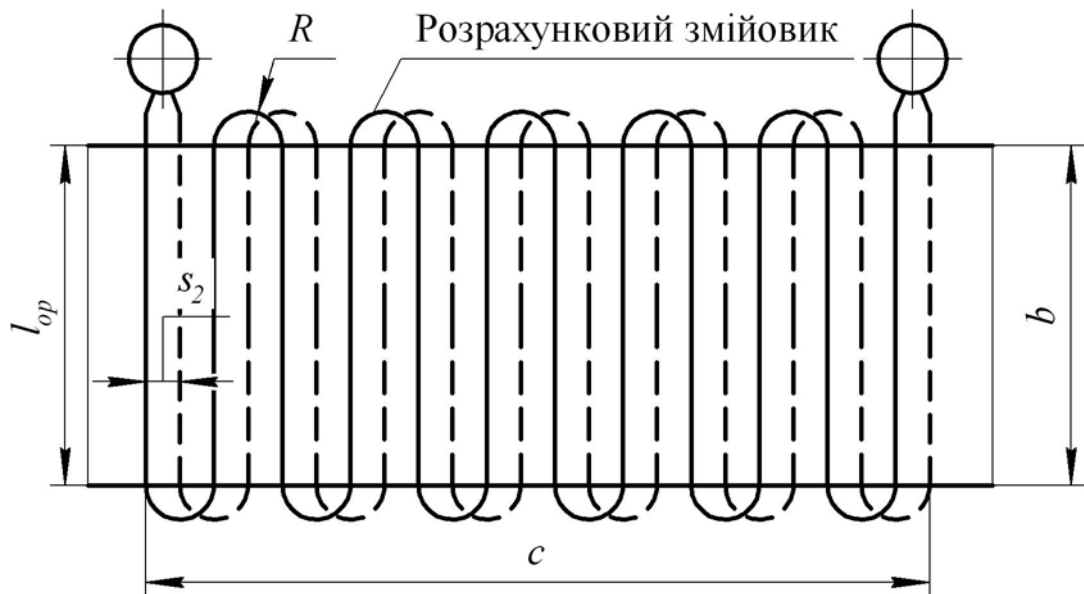


Рисунок 2.1 – Ескіз теплообмінника

Згідно завдання вибираються біметалічні труби з наступними характеристиками (рис. 2.2):

1. Внутрішня труба: матеріал – Сталь 20; внутрішній діаметр – $d_{вн}$, м; товщина стінки δ''_t , м.
2. Зовнішня труба з квадратним або гвинтовим оребренням: матеріал – алюміній марки АД1; діаметр труби, що несе оребрення d , м; висота ребер h , м; крок ребер S_p , м; середня товщина ребер δ_p , м;
3. Контактний термічний опір на границі «сталь–алюміній» R_k , $(m^2 \cdot K)/Wt$.

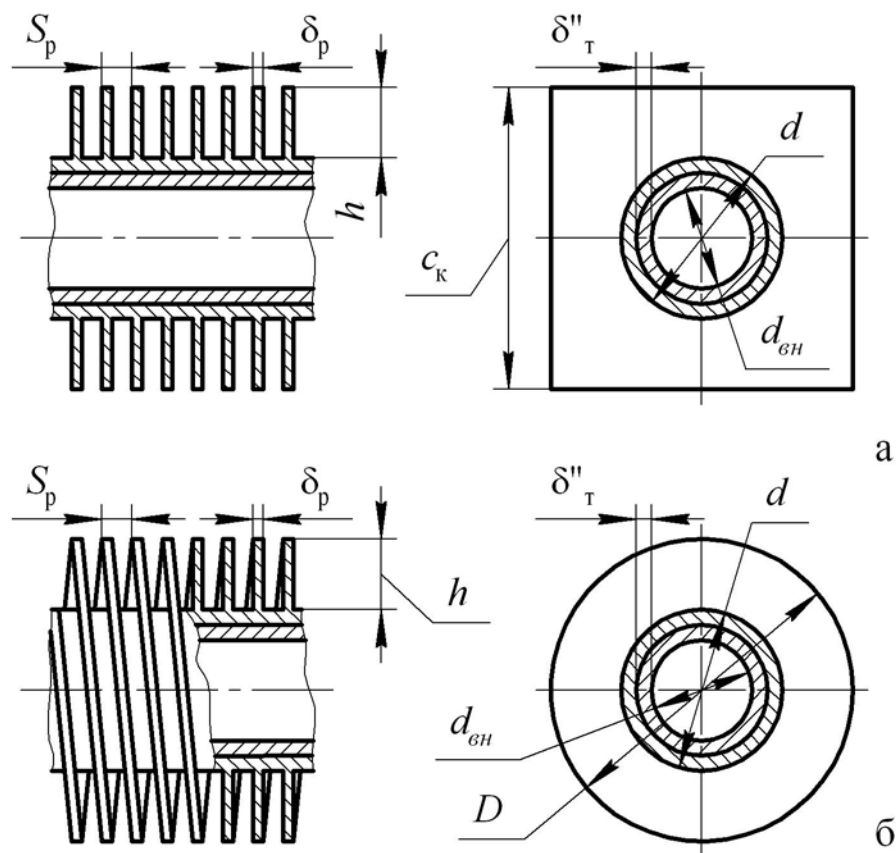
2.1 Питомі геометричні характеристики ребристих труб

Питомі характеристики ребристих труб визначаються з урахуванням того, що вигини зміювиків знаходяться поза межу газоходу, m^2

$$H_{\Pi} = H, \quad (2.1)$$

де H_{Π} – площа поверхні ребристої труби без урахування площ вигинів, m^2 ;

H – площа поверхні ребристої труби, яка бере участь у теплообміні, m^2 .



а – труба з квадратними ребрами; б – труба з гвинтовим оребренням

Рисунок 2.2 – Геометричні характеристики оребрених труб

Площа поверхні ребер на 1 м довжини труби знаходиться за залежностями:

– для гвинтових ребер, m^2

$$H_{p1} = \frac{\pi}{2} \cdot (D^2 - d^2 + 2D\delta_p) \frac{l_{op}}{S_p} z; \quad (2.2)$$

– для квадратних ребер, м²

$$H_{p1} = 2 \cdot (c_k^2 - 0,785d^2 + 2c_k\delta_p) \frac{l_{op}}{S_p} z, \quad (2.3)$$

де $D = d + 2 \cdot h$ – зовнішній діаметр гвинтового ребра, м; $c_k = d + 2 \cdot h$ – сторона квадратного ребра, м; l_{op} – довжина оребреної труби (для питомої площі поверхні ребер приймається рівною 1), м; z – кількість труб (на даному етапі розрахунку приймається рівною 1).

Площа гладкої поверхні труби, що несе оребрення, на 1 метр довжини ребристої труби, м²

$$H_{т1} = \pi d l_{op} \left(1 - \frac{\delta_p}{S_p} \right) z. \quad (2.4)$$

Площа поверхні 1 м оребреної труби, м²

$$H_1 = H_{p1} + H_{т1}. \quad (2.5)$$

Площа повної поверхні труби, що несе оребрення, за умови відсутності ребер на 1 метр довжини, м²

$$H_{н1} = \pi \cdot d \cdot l_{op} \quad (2.6)$$

Площа внутрішньої поверхні труби на 1 метр довжини, м²

$$H_{вн1} = \pi \cdot d_{вн} \cdot l_{op} \quad (2.7)$$

Остаточно розраховуються:

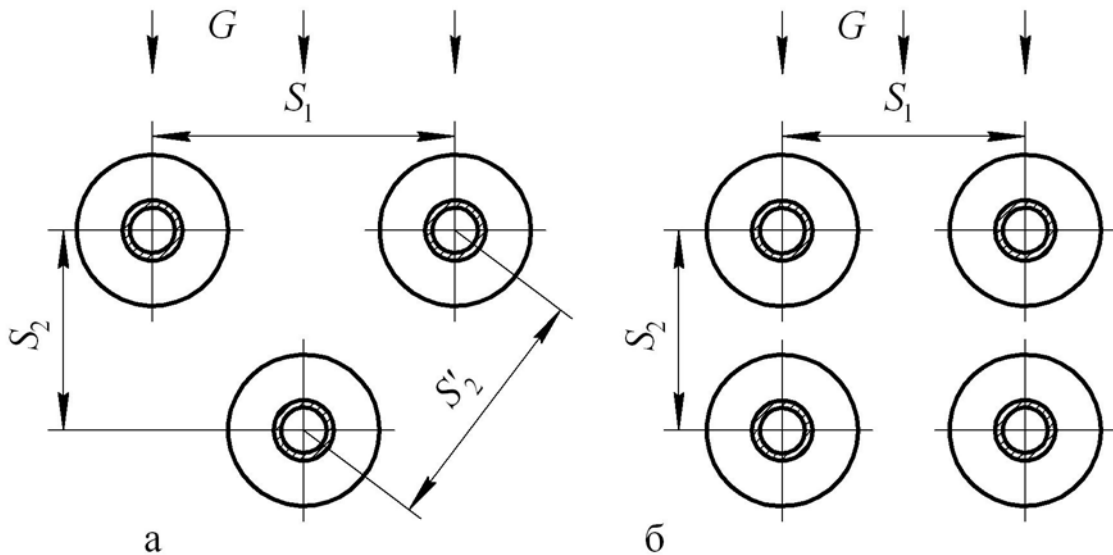
- відношення площі поверхні ребер до загальної площі оребреної поверхні труби $\left(\frac{H_p}{H} = \frac{H_{p1}}{H_1} \right)$;
- відношення площі гладкої поверхні труби до загальної площі оребреної поверхні труби $\left(\frac{H_r}{H} = \frac{H_{r1}}{H_1} \right)$;
- відношення повної поверхні оребреної труби до внутрішньої поверхні труби $\frac{H}{H_{вн}} = \frac{H_1}{H_{вн1}}$.

Коефіцієнт оребрення ψ_p

$$\psi_p = \frac{H}{H_n} = \frac{H_1}{H_{н1}}. \quad (2.8)$$

2.2 Розміри газоходу, крокові характеристики теплообмінника і швидкості теплоносіїв

Теплообмінний апарат виконується у вигляді шахового або коридорного пакету труб (рис. 2.3). Студентом самостійно або за рекомендацією керівника вибирається тип компонування пакету, крокові характеристики розташування труб та розміри газоходу за умови виконання наступних умов та рекомендацій.



а – шаховий пакет; б – коридорний пакет

Рисунок 2.3 – Крокові характеристики пакетів оребрених труб

2.2.1 Крокові характеристики ГВТ

Поперечний крок труб S_1 повинен бути більшим за поперечний розмір труби:

- для квадратного оребрення, м

$$S_1 > c_k = d + 2h; \quad (2.9)$$

- для гвинтового оребрення, м

$$S_1 > D = d + 2h. \quad (2.10)$$

Повздовжній S_2 та діагональний S'_2 кроки труб приймаються:

- для квадратного оребрення, м

$$S_2 > c_k = d + 2h; \quad (2.11)$$

- для гвинтового оребрення, м

$$S'_2 = \sqrt{\frac{(S_1/d)^2}{4} + \left(\frac{S_2}{d}\right)^2} > D = d + 2h. \quad (2.12)$$

2.2.2 Живий перетин для проходу газів і їх розрахункова швидкість

Розрахункова швидкість газів, м/с

$$W_r = \frac{G_m}{F_r \cdot \rho_r} = \frac{G}{F_r}, \quad (2.13)$$

де F_r – площа мінімального живого перетину для проходу газів, м².

Для коридорного компонування пакету живий перетин по зовнішньому теплоносію знаходиться в площині поперечного кроку S_1 .

В шахових пакетах мінімальний живий перетин може знаходитись як в площині поперечного S_1 , так і в площині діагонального S'_2 кроку, що визначається значенням параметру

$$\varphi = \frac{S_1 - d_y}{S'_2 - d_y}, \quad (2.14)$$

де d_y – умовний діаметр ребристої труби, м

$$d_y = d + \frac{2h \cdot \delta_p}{S_p}. \quad (2.15)$$

При $\varphi \leq 2$ мінімальний живий перетин знаходиться в площині поперечного кроку S_1 (як і для коридорного пакету), а його площа, м²

$$F_r = a \cdot b - z_1 \cdot l_{pc} \cdot d_y, \quad (2.16)$$

де a та b – розміри газоходу в розрахунковому перетині, м; l_{pc} – довжина проєкції труби на розрахунковий перетин газоходу, м; z_1 – число труб в поперечному ряду.

При $\varphi_y > 2$ мінімальний живий перетин знаходиться в площині діагонального кроку, м²

$$F_r = (a \cdot b - z_1 \cdot l_{pc} \cdot d_y) \frac{2}{\varphi} \quad (2.17)$$

2.2.3 Живий перетин для проходу води і її середня швидкість

Площа живого перетину для проходу води, м²

$$f = z_n \cdot \frac{\pi \cdot d_{BH}^2}{4}, \quad (2.18)$$

де $z_n = z_1 \cdot n_x$ – визначається числом труб в поперечному ряду пакета z_1 та числом заходів змійовиків n_x . При шаховому компонованні труб $n_x \geq 2$, при коридорному $n_x \geq 1$.

Середня швидкість води, м/с

$$W_f = \frac{D}{\rho_f f} \quad (2.19)$$

ρ_f – густина води при її середній температурі \bar{t} , кг/м³.

3 ТЕПЛОПЕРЕДАЧА І РОЗМІРИ ПОВЕРХНІ НАГРІВУ ГВТ

3.1 Площа теплообмінної поверхні

Площа теплообмінної поверхні ГВТ знаходиться з рівняння теплопередачі, м^2

$$H = \frac{Q \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t}. \quad (3.1)$$

Для знаходження площі необхідно розрахувати коефіцієнт теплопередачі K і середній температурний напір Δt .

3.2 Коефіцієнт теплопередачі

Коефіцієнт теплопередачі ребристих труб у випадку омивання пучка труб потоком чистого теплоносія, а також продуктами згорання газу або мазуту, може з достатньою точністю знаходитись як для плоскої оребреної стінки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$K = \frac{\psi}{\frac{H}{H_{\text{вн}}} \cdot \frac{1}{\alpha_2} + \frac{H}{H_{\text{вн}}} R_{\text{т}} + \frac{1}{\alpha_{\text{лпр}}}}; \quad (3.2)$$

де $\alpha_{\text{лпр}}$ – приведений коефіцієнт тепловіддачі (знаходиться за п. 3.3), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до внутрішнього середовища (знаходиться за п. 3.5), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; ψ – коефіцієнт теплової ефективності поверхні – враховує зменшення теплосприйняття поверхні нагріву внаслідок її забруднення, а також нерівномірного омивання її газами, часткового перетікання газів повз неї та утворення застійних зон; $R_{\text{т}}$ – термічний опір стінки труби, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$:

– для звичайних однорідних труб з приварним або накатаним оребренням, а також для литих ребристих труб

$$R_T = \frac{\delta_T}{\lambda_T}; \quad (3.3)$$

– для біметалевих ребристих труб

$$R_T = \frac{\delta'_T}{\lambda'_T} + R_K + \frac{\delta''_T}{\lambda''_T}, \quad (3.4)$$

де R_K – контактний термічний опір між зовнішньою ребристою оболонкою товщини δ'_T , та теплопровідністю λ'_T , та внутрішньою гладкою оболонкою товщини δ''_T , та теплопровідністю λ''_T , $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$.

3.3 Приведений коефіцієнт тепловіддачі

Приведений коефіцієнт тепловіддачі з зовнішнього боку через малу товщину випромінюючого шару в пакетах поперечно-оребраних труб знаходиться без врахування міжтрубного випромінювання.

В результаті омивання пучка труб потоком чистого теплоносія, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_{\text{пр}} = \left(\frac{H_p}{H} \cdot E \cdot \mu_p \cdot \psi_E \cdot \frac{H_T}{H} \right) \alpha_K, \quad (3.5)$$

де α_K – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією (знаходиться за п. 3.4), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; E – коефіцієнт теоретичної ефективності ребра; μ_p – коефіцієнт, що враховує вплив розширення ребра до його основи.

Для гвинтових і шайбових ребер коефіцієнт теоретичної ефективності ребра

$$E = \frac{\text{th}(\beta h_y)}{\beta h_y} \quad (3.6)$$

де $\beta = \sqrt{\frac{2\alpha_k}{\delta_p \cdot \lambda_p}}$ – параметр ребра, $1/\text{м}$; $h_y = h \left[1 + \left(0.191 + 0.054 \frac{D}{d} \right) \cdot \ln \left(\frac{D}{d} \right) \right]$ – умовна висота ребра, м.

Поправочний коефіцієнт ψ_E до коефіцієнта теоретичної ефективності ребра E , що враховує нерівномірність тепловіддачі по поверхні ребра

$$\psi_E = 1 - 0.016 \left(\frac{D}{d} - 1 \right) \left[1 + \text{th}(2\beta h_y - 1) \right]. \quad (3.7)$$

При знаходженні λ_p приблизно оцінюється середня температура металу ребра, $^{\circ}\text{C}$

$$t_p = \bar{\vartheta} - (\bar{\vartheta} - \bar{t}) \cdot E, \quad (3.8)$$

де $\bar{\vartheta}$ та \bar{t} – середні температури зовнішнього та внутрішнього теплоносіїв, $^{\circ}\text{C}$.

Для квадратних ребер коефіцієнт теоретичної ефективності ребра E та поправочний коефіцієнт ψ_E знаходяться також, як і для круглих ребер. В розрахункових залежності при цьому слід приймати:

$$D = 1,13 \cdot c_k; \quad (3.9)$$

$$h = \frac{1,13 \cdot c_k - d}{2}. \quad (3.10)$$

3.4 Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією α_k

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією залежить від швидкості та фізичних властивостей потоку газів, а також від геометричних характеристик пакету труб. Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при поперечному обтіканні

шахових та коридорних пакетів з шайбовим, гвинтовим та квадратним оребренням, віднесений від повної поверхні з газової сторони, знаходиться за залежністю

$$\alpha_{\kappa} = 1,13 \cdot C_z \cdot C_q \cdot \frac{\lambda_r}{d} \cdot \left(\frac{W_r d}{v_r} \right)^m \cdot \text{Pr}_r^{0,33}, \quad (3.11)$$

де

$$m = 0.7 + 0.08 \text{th } X + 0.005 \psi_p; \quad (3.12)$$

$$C_q = (1,36 - \text{th } X) \left(\frac{1,1}{\psi_p + 8} - 0,014 \right). \quad (3.13)$$

Параметр форми пучка X :

– для пакету з шаховим компонованням

$$X = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} - \frac{1,26}{\psi_p} - 2; \quad (3.14)$$

– для коридорного пакету

$$X = 4 \cdot \left(2 + \frac{\psi_p}{7} - \sigma_2 \right). \quad (3.15)$$

Коефіцієнт C_z враховує вплив на тепловіддачу числа поперечних рядів труб в пакеті z_2 :

– для шахових пакетів, які мають $\sigma_1/\sigma_2 \geq 2$ та $z_2 < 8$, а також для коридорних при будь якому σ_1/σ_2 та $2 \leq z_2 < 8$

$$C_z = 3,5 z_2^{0,03} - 2,72; \quad (3.16)$$

– для шахових пакетів при $\sigma_1/\sigma_2 < 2$ та $z_2 < 8$

$$C_z = 3,15z_2^{0,05} - 2,5; \quad (3.17)$$

– при $z_2 \geq 8$

$$C_z = 1,0. \quad (3.18)$$

3.5 Коефіцієнт тепловіддачі до внутрішнього середовища α_2

Коефіцієнт тепловіддачі при русі теплоносія в трубах залежить від режиму течії, швидкості, фізичних властивостей теплоносія та геометричних характеристик труб. В елементах теплообмінних апаратів, виконаних у вигляді пучків оребрених труб, має місце, як правило, розвинений турбулентний рух внутрішнього теплоносія, яким зазвичай є вода, пара або (при кипінні) пароводяна суміш. При кипінні теплоносія термічним опором тепловіддачі $1/\alpha_2$, зважаючи на його малість порівняно з $1/\alpha_{\text{іпр}}$, можна знехтувати. Тому при розрахунку коефіцієнта теплопередачі K величину α_2 слід знаходити для випадку руху в трубах однофазного потоку.

Для випадку повздовжнього омивання внутрішньої поверхні труб однофазним турбулентним потоком з тиском температурою далекими від критичних коефіцієнт тепловіддачі знаходиться за залежністю

$$\alpha_2 = 0,023 \frac{\lambda_f}{d_{\text{вн}}} \text{Re}_f^{0,8} \cdot \text{Pr}_f^{0,4} \cdot C_t, \quad (3.19)$$

де λ_f – коефіцієнт теплопровідності води, який знаходиться за її середньою температурою \bar{t} , Вт/(м·К); $\text{Re}_f = \frac{W_f \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_f}$ – число Рейнольдса, яке знаходиться за внутрішнім діаметром труб $d_{\text{вн}}$, кінематичним коефіцієнтом в'язкості води ν_f за середньою температурою потоку \bar{t} та

швидкістю середовища W_f ; $Pr_f = \frac{\mu_f c_{pf}}{\lambda_f}$ – число Прандтля при середній температурі потоку \bar{t} ; C_t – поправка, яка враховує вплив на коефіцієнт тепловіддачі залежності фізичних властивостей теплоносія від температури.

Для крапельних рідин при $\mu_w/\mu_f = 0,08..40$ поправка C_t знаходиться за формулою

$$C_t = \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^n \quad (3.20)$$

тут $n = 0,11$ при нагріванні рідини; $n = 0,25$ при охолодженні рідини; μ_w – динамічний коефіцієнт в'язкості середовища за температурою внутрішньої поверхні труби $t_w = t'_2$ яка з подальшим уточненням знаходиться за формулою

$$t_w = t'_2 = t + \frac{Q}{H_{\text{вн}}} \cdot \frac{10^3}{\alpha_2}; \quad (3.21)$$

μ_f – динамічний коефіцієнт в'язкості середовища при середній температурі потоку \bar{t} .

Для газів поправку C_t слід визначати тільки при їх нагріванні

$$C_t = \left(\frac{\bar{\vartheta} + 273}{\vartheta_w + 273} \right)^3. \quad (3.22)$$

3.6 Коефіцієнт теплової ефективності

У випадку, коли в пучку труб з поперечним орєбренням омиваються потоки чистого теплоносія, наприклад, повітря (калорифери, водоповітряні теплообмінники) і при цьому забезпечується проходження через поверхню всього газового потоку (повне омивання), коефіцієнт ефективності

приймається рівним $\psi = 0,95$; якщо такі поверхні встановлені в повітряних коробах складної конфігурації, то в зв'язку з неповним їх омиванням слід приймати $\psi = 0,85$.

При використанні в якості зовнішнього теплоносія продуктів згорання природного газу для низькотемпературних поверхонь теплообміну (економайзери, утилізатори) коефіцієнт ефективності приймається рівним $\psi = 0,85$.

3.7 Середній температурний напір

Середній температурний напір Δt , тобто усереднена по всій поверхні нагріву різниця температур гарячого і холодного середовищ, залежить від взаємного напрямлення їх руху.

Схема включення, при якій обидва середовища на всьому шляху рухаються паралельно назустріч одне одному, називається протитокова; якщо теплообмінні середовища рухаються паралельно в один бік, то така схема включення називається прямоотокова. Температурний напір при обох схемах знаходиться як середньо логарифмічна різниця температур

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (3.23)$$

де $\Delta t_{\text{г}}$ – різниця температур середовищ на тому кінці поверхні нагріву, де вона більша, °C;

$\Delta t_{\text{м}}$ – різниця температур середовищ на тому кінці поверхні нагріву, де вона менша, °C

В тих випадках, коли $\Delta t_{\text{г}}/\Delta t_{\text{м}} \leq 1,7$ температурний напір можна з достатньою точністю знаходити як середньо арифметичну різницю температур

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} = \left| \bar{\vartheta} - \bar{t} \right|, \quad (3.24)$$

де $\bar{\vartheta}$ та \bar{t} – середні температури теплообмінних середовищ, °С.

Найбільш можливий температурний напір досягається при протитоковому русі, найменший – при прямотоковому; при всіх інших схемах включення отримуємо проміжне значення. Тому, коли виконується умова

$$\Delta t_{\text{прм}} \geq 0,92 \cdot \Delta t_{\text{прт}}, \quad (3.25)$$

де $\Delta t_{\text{прм}}$ та $\Delta t_{\text{прт}}$ – середні температурні напори для випадків прямотоку та прототоку, відповідно, то температурний напір для будь якої важкої схеми включення може бути визначений за формулою

$$\Delta t = 0,5 \left(\Delta t_{\text{прм}} + \Delta t_{\text{прт}} \right). \quad (3.26)$$

3.8 Результати теплового розрахунку

Повертаючись до п. 3.1 визначається площа теплообмінної поверхні ГВТ за залежністю (3.1)

$$H = \frac{Q \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t}. \quad (3.27)$$

Уточнюється величина поправки C_t у формулі (3.19)

$$H_{\text{вн}} = \frac{H}{(H/H_{\text{вн}})} \rightarrow t_2'' = t + \frac{Q}{H_{\text{вн}}} \cdot \frac{10^3}{\alpha_2}. \quad (3.28)$$

Якщо $t_2'' \approx t_2'$, то величина поправки C_t уточнення не потребує.

Загальна довжина оребрених труб теплообмінника (без вигинів), м

$$l_{\text{op}} = \frac{H}{H_1}. \quad (3.29)$$

Загальна кількість труб в теплообміннику

$$z = \frac{l_{\text{op}}}{l_{\text{pc}}}. \quad (3.30)$$

Кількість поперечних рядів труб

$$z_2 = \frac{z}{z_1}. \quad (3.31)$$

Глибина газоходу, м

$$c = (z_2 - 1) \cdot S_2. \quad (3.32)$$

Дійсна кількість труб в теплообміннику

$$z^{\text{д}} = z_1 \cdot z_2. \quad (3.33)$$

Дійсна довжина ребристих труб теплообмінника, м

$$l_{\text{op}}^{\text{д}} = l_{\text{pc}} \cdot z^{\text{д}}. \quad (3.34)$$

4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Завдання техніко-економічного розрахунку в даній курсовій роботі полягає у визначенні витрат на матеріали, з яких виготовляється оребрена поверхня.

Кількість ребер на 1 м труби

$$n_{p1} = \frac{l_{op}}{S_p}. \quad (4.1)$$

Об'єм одного ребра, м³:

– ГВИНТОВОГО

$$V_p = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \delta_p; \quad (4.2)$$

– КВАДРАТНОГО

$$V_p = \left(c_k^2 - \frac{\pi d^2}{4} \right) \delta_p. \quad (4.3)$$

Об'єм усіх ребер на 1 м труби, м³

$$V_{p1} = V_p \cdot n_{p1}. \quad (4.4)$$

Об'єм 1 м сталевій частини труби, м³

$$V_{Stl} = \frac{\pi \cdot l_{op}}{4} \left[(d_{вн} + 2\delta_T)^2 - d_{вн}^2 \right]. \quad (4.5)$$

Об'єм 1 м алюмінієвої частини труби, м³

$$V_{\text{т1.Ал}} = \frac{\pi \cdot l_{\text{оп}}}{4} \left[d^2 - (d_{\text{вн}} + 2\delta_{\text{т}}'')^2 \right]. \quad (4.6)$$

Об'єм 1 м алюмінієвої частини труби включаючи ребра, м³

$$V_{\text{Ал}} = V_{\text{р1}} + V_{\text{т1.Ал}}. \quad (4.7)$$

Об'єм 1 м оребреної біметалевої труби, м³

$$V_{\text{т1}} = V_{\text{Ст1}} + V_{\text{Ал}}. \quad (4.8)$$

Маса одного метра алюмінієвої частини труби, кг

$$m_{\text{Ал}} = \rho_{\text{Ал}} \cdot V_{\text{Ал}}, \quad (4.9)$$

де $\rho_{\text{Ал}}$ - густина алюмінію марки АД1 (приймається за довідковими даними з відповідним посиланням), кг/м³.

Маса алюмінієвої частини труби довжиною $l_{\text{оп}}^{\text{д}}$, кг

$$m_{\text{Ал}} = m_{\text{Ал}} \cdot l_{\text{оп}}^{\text{д}}. \quad (4.10)$$

Витрати на алюміній – матеріал, з якого виконується оребрення, грн

$$M_{\text{Ал}} = m_{\text{Ал}} \cdot P_{\text{Ал}}, \quad (4.11)$$

де $P_{\text{Ал}}$ – вартість одного кілограма алюмінієвих труб, грн/кг (приймається за актуальними довідковими даними з відповідним посиланням).

Маса одного метра сталеві частини труби, кг

$$m_{St1} = \rho_{St} \cdot V_{St1}, \quad (4.12)$$

де ρ_{St} - густина сталі – сталь 20 (приймається за довідковими даними з відповідним посиланням), кг/м³.

Маса сталеві частини труби довжиною l_{op}^d , кг

$$m_{St} = m_{St1} \cdot l_{op}^d \quad (4.13)$$

Загальна маса біметалевих труб, кг

$$m = m_{Al} + m_{St}. \quad (4.14)$$

Витрати на матеріал, з якого виконується сталеві частина труби, грн

$$M_{St} = m_{St} \cdot P_{St}, \quad (4.15)$$

де P_{St} – вартість одного кілограма сталевих труб, грн/кг (приймається за актуальними довідковими даними з відповідним посиланням).

Загальні витрати на матеріали, з яких виготовлено біметалічні труби, грн

$$M = M_{Al} + M_{St} \quad (4.16)$$

ЛІТЕРАТУРА

1. Оформлення текстових документів в проектах та роботах [Електронний ресурс] : методичні вказівки для студентів напрямів 6.050601 «Теплоенергетика», 6.050603 «Атомна енергетика», 6.050604 «Енергомашинобудування» / НТУУ «КПІ» ; уклад. В. І. Мариненко. – Електронні текстові дані (1 файл: 2,77 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2014. – 38 с. – Режим доступу : \www/ URL: <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/8081> — 14.09.2017 р. — Назва з екрана.
2. Краснощеков Е. А. Задачник по теплопередаче / Е. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. М.: Энергия, 1983. – 288 с., ил.
3. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей [Текст] / Н. Б. Варгафтик. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
4. Письменный Є. М. Розрахунок конвективних поперечно-оребрених поверхонь нагріву. Збірник розрахунків [Текст] / Є. М. Письменный. – К.: Альтепрес, 2003. – 181 с. – (Рос. мовою)
5. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Издание 3-е, переработанное и дополненное [Текст] – СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
6. Ривкин С. Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара [Текст] / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.
7. Програмне забезпечення «WaterSteamPro – набір програм для вичислення свойств воды и водяного пара» Copyright (c), 1999-2001 МЭИ.
8. Кунтыш В. Б. Тепловой и аэродинамический расчеты теплообменников воздушного охлаждения [Текст] / В. Б. Кунтыш, Н. М. Кузнецов. – СПб.: Энергоатомиздат. Санкт-Петербург. отд-ние, 1992. – 280 с.
9. Исаченко В. П. Теплопередача: Учебник для вузов [Текст] / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с., ил.
10. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. М.: Энергия, 1977. – 344 с., ил.

Додаток А. Варіанти і вхідні дані для виконання курсової роботи з кредитного модуля „Тепломасообмін – 3”

Виконати тепловий та техніко-економічний розрахунок газоводяного теплообмінника з такими характеристиками: температура газу на вході ϑ' , °C; температура газу на виході ϑ'' , °C; тиск газу на вході P'_r , МПа; витрата газу G , м³/с; температура води на вході t' , °C; температура води на виході t'' , °C; тиск води на вході $P'_в$, МПа; витрата води D , кг/с; тип газу (П – повітря; ДГ – димові гази середнього складу).

Розрахунок виконати для теплообмінника виготовленого з біметалічних труб із зовнішнім оребренням (непарні – гвинтовим; парні – квадратним) з такими характеристиками:

1. Внутрішня труба: матеріал – сталь 20; внутрішній діаметр $d_{вн}$, м; товщина стінки δ''_r , м.
2. Зовнішня труба з оребренням: матеріал – алюміній АД1; діаметр труби, що несе оребрення d , м; висота ребер h , м; крок ребер S_p , м; середня товщина ребер δ_p , м.
3. Контактний термічний опір на межі «сталь-алюміній» R_k , (м²·К)/Вт.

Вар.	Вар. ЛО	ϑ' , °C	ϑ'' , °C	P'_r , МПа	G , м ³ /с	t' , °C	t'' , °C	$P'_в$, МПа	D , кг/с	$d_{вн}$, м	δ''_r , м	d , м	h , м	S_p , м	δ_p , м	R_k , (м ² ·К)/Вт	ТН
1	1	105	40	0,1	3	25	-	0,4	2,8	19,1·10 ⁻³	1·10 ⁻³	23·10 ⁻³	11,5·10 ⁻³	2,31·10 ⁻³	4·10 ⁻⁴	1,8·10 ⁻⁴	П
2	2	120	55	0,2	4	20	-	0,3	2,6	19,1·10 ⁻³	1·10 ⁻³	23·10 ⁻³	11,5·10 ⁻³	2,31·10 ⁻³	4·10 ⁻⁴	1,8·10 ⁻⁴	П
3	3	120	50	0,1	3	20	-	0,2	2,5	19,1·10 ⁻³	1·10 ⁻³	23·10 ⁻³	11,5·10 ⁻³	2,82·10 ⁻³	4·10 ⁻⁴	1,6·10 ⁻⁴	П
4	4	20	-	0,1	12	90	60	0,5	4	19,1·10 ⁻³	1·10 ⁻³	23·10 ⁻³	11,5·10 ⁻³	2,82·10 ⁻³	4·10 ⁻⁴	1,6·10 ⁻⁴	П
5	1	20	-	0,2	10	80	50	0,4	3	21·10 ⁻³	1·10 ⁻³	26,6·10 ⁻³	14·10 ⁻³	3·10 ⁻³	7,5·10 ⁻⁴	1,8·10 ⁻⁴	П
6	2	290	120	0,1	12	10	55	0,4	-	21·10 ⁻³	1·10 ⁻³	26,6·10 ⁻³	14·10 ⁻³	3·10 ⁻³	7,5·10 ⁻⁴	2·10 ⁻⁴	ДГ
7	3	300	150	0,1	10	20	60	0,5	-	21·10 ⁻³	2·10 ⁻³	26,6·10 ⁻³	15,2·10 ⁻³	2,5·10 ⁻³	6·10 ⁻⁴	1,8·10 ⁻⁴	ДГ
8	4	280	110	0,1	5	25	-	0,3	2	21·10 ⁻³	2·10 ⁻³	26,6·10 ⁻³	15,2·10 ⁻³	2,5·10 ⁻³	6·10 ⁻⁴	2·10 ⁻⁴	ДГ
9	1	310	160	0,1	12	20	-	0,2	2,5	21·10 ⁻³	2·10 ⁻³	28·10 ⁻³	16·10 ⁻³	3·10 ⁻³	7,5·10 ⁻⁴	2·10 ⁻⁴	ДГ
10	2	105	40	0,3	3	25	-	0,4	2,8	21,4·10 ⁻³	2·10 ⁻³	28·10 ⁻³	18·10 ⁻³	2,82·10 ⁻³	4·10 ⁻⁴	1,8·10 ⁻⁴	П
11	3	120	55	0,3	4	20	-	0,3	3	21,4·10 ⁻³	2·10 ⁻³	28·10 ⁻³	18·10 ⁻³	2,82·10 ⁻³	4·10 ⁻⁴	2·10 ⁻⁴	П
12	4	290	120	0,1	12	10	55	0,4	-	25,4·10 ⁻³	1,3·10 ⁻³	30·10 ⁻³	14·10 ⁻³	2,54·10 ⁻³	4·10 ⁻⁴	1,8·10 ⁻⁴	ДГ
13	1	300	150	0,1	10	20	60	0,5	-	25,4·10 ⁻³	1,3·10 ⁻³	30·10 ⁻³	14·10 ⁻³	2,54·10 ⁻³	4·10 ⁻⁴	0,5·10 ⁻⁴	ДГ
14	2	280	110	0,1	10	25	-	0,3	20	25,4·10 ⁻³	1,3·10 ⁻³	30·10 ⁻³	14·10 ⁻³	2,54·10 ⁻³	4·10 ⁻⁴	1·10 ⁻⁴	ДГ
15	3	100	40	0,1	4	25	-	0,3	2	21·10 ⁻³	2·10 ⁻³	28·10 ⁻³	14·10 ⁻³	3·10 ⁻³	7,5·10 ⁻⁴	1,8·10 ⁻⁴	П
16	4	120	50	0,2	3	20	-	0,2	2,5	21·10 ⁻³	2·10 ⁻³	28·10 ⁻³	14·10 ⁻³	3·10 ⁻³	7,5·10 ⁻⁴	2·10 ⁻⁴	П
17	1	20	-	0,3	12	90	60	0,5	4	21,4·10 ⁻³	2·10 ⁻³	28·10 ⁻³	15·10 ⁻³	2,82·10 ⁻³	4·10 ⁻⁴	1,8·10 ⁻⁴	П
18	2	20	-	0,1	10	80	50	0,4	3	21,4·10 ⁻³	2·10 ⁻³	28·10 ⁻³	15·10 ⁻³	2,82·10 ⁻³	4·10 ⁻⁴	2·10 ⁻⁴	П
19	3	290	120	0,1	12	10	55	0,4	-	25,4·10 ⁻³	1,3·10 ⁻³	30·10 ⁻³	14·10 ⁻³	2,54·10 ⁻³	4·10 ⁻⁴	1,8·10 ⁻⁴	ДГ
20	4	120	50	0,2	3	20	-	0,4	2,8	19,1·10 ⁻³	1·10 ⁻³	23·10 ⁻³	11,5·10 ⁻³	2,82·10 ⁻³	4·10 ⁻⁴	1,6·10 ⁻⁴	П

**Додаток Б. Варіанти тем розділу курсової роботи „Літературний
огляд”**

1. Конструкції, принцип дії і процеси, що протікають в теплообмінних апаратах контактного типу. Інтенсифікація теплообміну.
2. Конструкції, принцип дії і процеси, що протікають в теплообмінних апаратах рекуперативного типу. Інтенсифікація теплообміну.
3. Конструкції, принцип дії і процеси, що протікають в теплообмінних апаратах регенеративного типу. Інтенсифікація теплообміну.
4. Конструкції, принцип дії і процеси, що протікають в теплообмінних апаратах з біметалічними трубами. Методи виготовлення біметалічних труб.

Розділ курсової роботи „Літературний огляд” – критичний огляд стану проблеми за поставленою тематикою, повинен містити посилання на, як мінімум, 5 сучасних літературних джерел.

**Додаток В. Положення про рейтингову систему оцінки успішності
студентів теплоенергетичного факультету спеціальності
144 «Теплоенергетика» з кредитного модуля “Тепломасообмін – 3”
(курсова робота)**

Рейтингова оцінка з курсової роботи має дві складові. Перша (стартова) характеризує роботу студента з виконання курсової роботи та її результат – якість пояснювальної записки. Друга складова характеризує якість захисту студентом курсової роботи.

Розмір шкали першої складової дорівнює 60 балів, а другої складової – 40 балів.

Система рейтингових балів:

1. Стартова складова (r_1):

- своєчасність виконання календарного плану – (8-5)×5 балів;
- правильність застосування методів аналізу і розрахунку – 10-5 балів;
- якість оформлення, виконання вимог нормативних документів – 10-5 балів.

2. Складова захисту курсової роботи (r_2):

- рівень володіння матеріалом – 15-6 балів;
- повнота аналізу можливих варіантів – 15-9 балів;
- вміння захищати свою думку – 10-6 балів.

Сума балів двох складових переводиться до залікової оцінки згідно з таблицею

Бали $R = r_1 + r_2$	ECTS оцінка	Традиційна оцінка
95-100	A	відмінно
85-94	B	добре
75-84	C	
65-74	D	задовільно
60-64	E	
Менше 60	Fx	незадовільно
Менше 30	F	не допущено