

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

**С.М. ВАСИЛЕНКО
О.С. БЕССАРАБ
В.В. ШУТЮК**

**ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ.
ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ТА ВИБОРУ**

ЦИКЛ ЛЕКЦІЙ

Київ УДУХТ 2001

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

**С.М. ВАСИЛЕНКО
О.С. БЕССАРАБ
В.В. ШУТЮК**

**ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ.
ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ТА ВИБОРУ**

ЦИКЛ ЛЕКЦІЙ

з дисципліни

**“Процеси та обладнання фармацевтичної
та мікробіологічної промисловості”**

для студентів спеціальності 6.090200

**“Обладнання фармацевтичної
та мікробіологічної промисловості”**

денної форми навчання

СХВАЛЕНО

на засіданні кафедри
машин і апаратів

харчових виробництв
як конспект лекцій

Протокол № 6

від 27. 01. 2000 р.

Київ УДУХТ 2001

Василенко С.М., Бессараб О.С., Шутюк В.В. Теплообмінні апарати. Основи розрахунку та вибору. Цикл лекцій з дисципліни “Процеси та обладнання фармацевтичної та мікробіологічної промисловості” для студ. спец. 6.090200 “Обладнання фармацевтичної та мікробіологічної промисловості” ден. форми навчання — К.: УДУХТ, 2001. — 24 с.

С.М. Василенко,
О.С. Бессараб,
В.В. Шутюк, кандидати техн. наук

Відповідальний за випуск В.М. Таран, д-р техн. наук, проф.

© УДУХТ, 2001

ЗМІСТ

11. Порядок проведення перевіркового теплового розрахунку рекуперативних теплообмінних апаратів	4
12. Вибір типу конструкції рекуперативного теплообмінника	6
Додатки	20

У попередній частині циклу лекцій викладено основи розрахунку теплопередачі та процесів теплоперенесення в теплообмінних апаратах. У даній частині циклу лекцій наведено методики їх перевіркового розрахунку, основні типи конструкцій та особливості їх розрахунку.

11. ПОРЯДОК ПРОВЕДЕННЯ ПЕРЕВІРКОВОГО ТЕПЛООВОГО РОЗРАХУНКУ РЕКУПЕРАТИВНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Як правило, практично у всіх підручниках і методичних посібниках наводиться методика проектного розрахунку теплообмінних апаратів. Проте в експлуатаційній практиці промислових підприємств найактуальнішим є перевіркового розрахунок з подальшим вибором конкретного теплообмінного апарата на базі критеріїв, наведених в п. 1.3. Саме тому розглянемо методики перевіркового розрахунку теплообмінних апаратів на базі розглянутих методу поправкового коефіцієнта та E-NTU-методу.

11.1. Метод поправкового коефіцієнта

11.1.1. Розрахувати величину R згідно з рівнянням (13).

11.1.2. Задати кінцеву температуру одного з теплоносіїв та згідно з рівнянням теплового балансу розрахувати температуру іншого теплоносія.

11.1.3. Визначити величину P згідно з рівнянням (14).

11.1.4. Користуючись графіками 2...4 та орієнтовним значенням P , визначити в першому наближенні величину $\varepsilon_{\Delta t}$ для заданої схеми течії.

11.1.5. Визначити в першому наближенні значення $\Delta T_{\text{срL}}$

11.1.6. Визначити в першому наближенні коефіцієнти теплопередачі α_1 та α_2 , а також коефіцієнт теплопередачі k .

11.1.7. Визначити в першому наближенні теплопродуктивність теплообмінника з рівняння теплопередачі (7).

11.1.8. Користуючись отриманим в п. 11.1.7 значенням теплопродуктивності, розрахувати з рівняння теплового балансу кінцеві температури теплоносіїв та зіставити їх із заданими в п. 11.1.2.

11.1.9. За відсутності задовільної відповідності заданих в п. 11.1.2 та розрахованих в першому наближенні в п. 11.1.8 значень кінцевих температур теплоносіїв повторити розрахунок до отримання цієї відповідності.

11.2. E-NTU-метод

11.2.1. Розрахувати коефіцієнти тепловіддачі та теплопередачі, а також значення $NTU_{\min}$ за рівнянням (17) згідно з вихідними даними.

11.2.2. Визначити значення $(Gc_p)_{\min} / (Gc_p)_{\max}$.

11.2.3. Для заданої схеми течії теплоносіїв в теплообміннику розрахувати ефективність теплообмінника E згідно з даними табл. 1.

11.2.4. Визначити теплопродуктивність теплообмінного апарата Q згідно з рівнянням (18).

11.2.5. Визначити значення кінцевих температур теплоносіїв з рівняння теплового балансу.

11.2.6. Перевірити значення теплофізичних властивостей теплоносіїв з урахуванням значень кінцевих температур, отриманих в п. 11.2.5.

11.2.7. Якщо значення властивостей, прийняті за попередніми значеннями та визначені в п. 11.2.6, значно відрізняються, повторити розрахунок, використовуючи для розрахунку визначальних температур значення температур теплоносіїв на вході та визначені в п. 11.2.5 значення кінцевих температур.

Оскільки, очевидно, теплофізичні властивості набагато меншою мірою залежать від прийнятих значень температур, ніж величини R та $\Delta T_{\text{срL}}$, то, очевидно, E-NTU-метод дає можливість практично в першому наближенні отримати задовільну точність розрахунків. Використання ж методу поправкового коефіцієнта, особливо за відсутності значного досвіду проведення розрахунків, вимагає не менше двох кроків наближення.

В цих умовах певну допомогу може надати застосування даних табл. 11, 12, у яких наведено орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі для типових теплообмінників та процесів теплообміну в них.

Таблиця 11

Орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі

№ пор.	Теплоносій (вид конвекції)	$\alpha_{\text{ср}}$, Вт/(м ² · К)
1	Газ (вільна конвекція)	5—15
2	Газ (вимушена конвекція)	10—100
3	Рідина (вільна конвекція)	50—1000
4	Рідина (вимушена конвекція): вода	$(3—10) \cdot 10^3$
	інші рідини	$(0,5—2) \cdot 10^3$
5	Конденсація пари: водяної	$(5—30) \cdot 10^3$
	інших рідин	$(1—4) \cdot 10^3$

Таблиця 12

Орієнтовні значення коефіцієнтів теплопередачі

№ пор.	Тип теплообмінника	Характеристика	k_{cp} , Вт/(м ² ·К)
1	Кожухотрубний для однофазних теплоносіїв	Газ (0,1 МПа) — газ (0,1 МПа) Рідина — газ (0,1 МПа) Рідина — рідина	5-35 15-70 150-1200
2	Кожухотрубний конденсатор	Водяна пара — вода Пара інших рідин — рідина	400—4000 300—1200
3	Газонагрівник (калорифер)	Пара, що конденсується — газ	15—50
4	Теплообмінник “труба в трубі”	Газ (0,1 МПа) — газ (0,1 МПа) Рідина — рідина	10—35 300—1400
5	Пластинчастий	Вода — газ (0,1 МПа) Вода — рідина	20—60 350—1200
6	Зрошувальний	Вода — газ (0,1 МПа) Вода — рідина Вода — конденсована пара	20—60 300—900 300—1200
7	Теплообмінник з кожухом, що нагрівається (охолоджується), та з мішалкою	Сорочка зовні Пара, що конденсується — рідина Охолоджувальна вода — рідина Змієвик всередині Конденсована пара — рідина Охолоджувальна вода — рідина	500—1500 150—350 700—2500 500—1200
8	Теплообмінник з привареним зовні до корпусу змієвиком	Конденсована пара — рідина Охолоджувальна вода — рідина	500—1700 350—900

12. ВИБІР ТИПУ КОНСТРУКЦІЇ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛОБІМНІКА

Теплообмін в умовах промислового виробництва має настільки різноманітні форми, що говорити про деякий стандартний тип конструкції теплообмінного апарата не видається можливим. Саме різноманітність практичних задач викликає необхідність значної гами конструкцій типорозмірів теплообмінників.

До того ж, теплообмінник часто виконує комплексну теплотехнологічну функцію, тобто перестає бути виключно теплообмінним апаратом. Характер технологічного процесу, його тепловий ефект,

просторовий розподіл характеристик теплоносіїв часом ставлять перед інженером важке завдання підбору конструкції апарата. Проте навіть якщо йдеться лише про виконання виключно функції теплоперенесення, то різноманітність умов проведення теплообміну, властивостей теплоносіїв вимагає відповідності як конструкції, так і матеріалів, з яких виготовляються елементи теплообмінника.

Під визначенням «тип конструкції» або ж «конструктивний тип» будемо розуміти деяку групу конструктивних рішень з подібною конструктивною ідеєю реалізації рекомендацій, отриманих в результаті розрахунку теплообміну (теплого розрахунку). Питання про подібність буде вирішувати комплекс конструктивних елементів, а не те чи інше технологічне призначення.

12.1. Теплообмінники типу “труба в трубі”

Конструктивну схему теплообмінника “труба в трубі” наведено на рис.9.

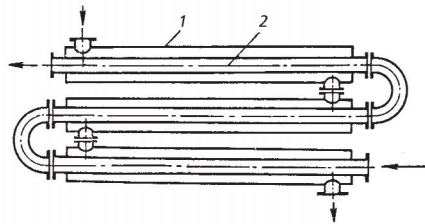


Рис. 9. Теплообмінник типу “труба в трубі”:
1 — зовнішня труба; 2 — внутрішня труба

Його особливість полягає в тому, що він складається з однієї труби, розміщеної концентрично в іншій трубі більшого діаметра з відповідними патрубками на кінцях для підведення теплоносія. Внутрішня труба може мати поздовжні ребра, приварені всередині чи ззовні для збільшення поверхні теплообміну з боку теплоносія з нижчим значенням коефіцієнта тепловіддачі.

Для виконання умов обмеження перепаду тисків по кожному потоку та регулювання середньої різниці температур секції теплообмінника можуть з’єднуватись послідовно чи паралельно.

Теплообмінники типу “труба в трубі” поділяють на апарати жорсткої конструкції (тип ТТ), з сальниками на одному або обох кінцях труб (тип ТТ-с) та з оребренням внутрішніх труб (тип ТТР).

Теплообмінники цього типу застосовуються, як правило, в тих випадках, коли потрібні малі поверхні теплообміну (до 50 м²). Вони також можуть застосовуватись в процесах, що супроводжуються частково кипінням або конденсацією теплоносія. Перевага цих теплообмінників полягає в різноманітності компонувань. Крім того, вони швидко монтуються зі стандартних елементів за місцем використання. За потреби поверхня теплообміну може бути збільшена за рахунок встановлення додаткових секцій.

Вибором відповідних конструкцій патрубків можна забезпечити ефективне очищення поверхні теплообміну з обох боків. Легко здійс

нюється контроль за розподілом потоків теплоносіїв по кожному каналу теплообмінника, що особливо важливо при охолодженні в'язких рідин, коли, за потреби, один насос може бути встановлений для групи теплообмінників.

Головним недоліком теплообмінників “труба в трубі” є великі місткості, металомісткість та вартість на одиницю поверхні теплообміну.

12.2. Кожухотрубні теплообмінники

Кожухотрубні теплообмінники в різних модифікаціях найширше застосовуються у промисловості як основна конструкція. В них досягаються відносно великі відношення поверхні теплообміну до об'єму та маси. Розміри поверхні теплообміну можна варіювати в широких межах. Конструкція має достатню міцність та витримує навантаження під час складання, перевезення, монтажу, а також внутрішні та зовнішні напруження в умовах експлуатації. Очищення поверхонь не викликає труднощів, а елементи кожухотрубного теплообмінника, що найінтенсивніше кородують (прокладки та труби), можуть легко замінюватись. Конструктивні особливості дають можливість застосовувати цей тип теплообмінників у всіх виглядах, включаючи гранично низькі чи високі температури та тиски, високі градієнти температур при кипінні та конденсації, застосуванні забруднених та корозійно-активних теплоносіїв.

Труби є основним елементом, що забезпечує теплопередачу між теплоносіями, що протікають у трубах та міжтрубному просторі відповідно. Труби, як правило, гладкі, але в окремих випадках можуть бути оребрені невисокими ребрами із зовнішнього боку. Труби закріплюються в трубних дошках або розвальцюванням, або ж приварюванням до них ззовні.

Трубні дошки — металеві диски, в яких є отвори для труб, елементів ущільнень та болтів, якщо трубна дошка пригвинчується до фланця кожуха (трубна дошка також може приварюватись до кожуха).

Кожух має форму циліндра, в якому розміщені труби та циркулює теплоносіїв. Теплоносіїв надходить в кожух через вхідний патрубок та виходить через вихідний. У разі, коли в кожух надходить двофазний потік чи пара, в кожусі за вхідним патрубком встановлюють відбійні пластини (щити).

Теплоносіїв по трубах розподіляється через колектори чи патрубки. Кришки колекторів прикріплюються так, щоб забезпечити огляд трубної дошки та труб, не пошкоджуючи їх. Для теплоносія, що рухається по трубах, замість колекторів також застосовують кришки з боковими патрубками.

Важливим елементом більшості кожухотрубних теплообмінників з однофазним теплоносієм в міжтрубному просторі є набір перегородок. Вони запобігають вигинанню та вібрації труб, а також спрямовують потік теплоносія поперек труб для збільшення його швидкості і, як наслідок, підвищення інтенсивності теплообміну.

12.2.1. Елементні (секційні) теплообмінники. До кожухотрубних можна віднести елементні, або ж секційні теплообмінники (рис. 10.). Вони складаються з послідовно з'єднаних секцій, кожна з яких являє собою кожухотрубний теплообмінний апарат з малою кількістю труб. Як правило, секції є одноходовими як по трубному, так і по міжтрубному просторах.

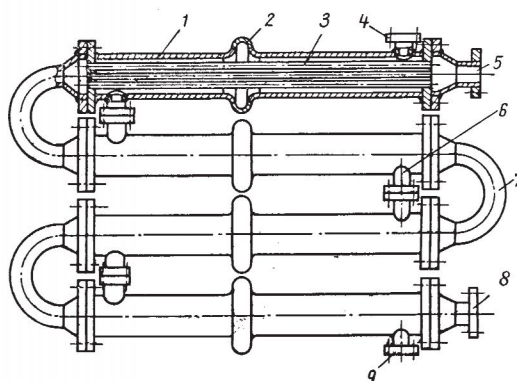


Рис. 10. Елементний (секційний) теплообмінник:

1 — кожух; 2 — компенсатор; 3 — теплообмінні труби; 4, 8 — входні патрубки; 5, 9 — вихідні патрубки; 6 — патрубок для перепуску теплоносія між міжтрубними просторами елементів; 7 — патрубок перепуску теплоносія між трубними пучками елементів

Поеднання кількох елементів з малою кількістю труб відповідає принципу багатоходового апарата, що працює за найвигіднішою системою протитечії. Ці теплообмінники ефективні, коли обидва теплоносії рухаються із майже однаковими швидкостями без зміни фазового стану, або ж коли теплоносії мають високий тиск. Відсутність перегородок знижує гідравлічні опори та зменшує забруднення поверхонь тепловіддачі.

Але порівняно з багатоходовими кожухотрубними теплообмінниками елементні теплообмінники менш компактні, металомісткіші, а також мають значно більшу вартість через більшу кількість елементів конструкції: трубних дощок, з'єднань тощо.

12.2.2. Багатоходові кожухотрубні теплообмінники з однофазними теплоносіями. Розглянемо основні типи конструкцій названих теплообмінників.

12.2.2.1. Теплообмінники з жорстко закріпленими трубними дошками та жорстким кожухом (тип ТН) (рис. 11, а). У теплообмінниках цього типу трубні дошки приварені до кожуха та утворюють замкнуту порожнину (бокс), тому його ще називають теплообмінником типу бокса. Очевидно, внутрішні поверхні теплообмінних труб можна очищувати механічно після зняття кришок кожуха та розподільчої камери. Оскільки пучок труб не виймається з кожуха, чищення зовнішніх поверхонь труб здійснюють хімічними засобами. Тому в таких теплообмінниках рідини, що забруднюють поверхні, спрямовують через труби.

Під час роботи різні значення температур та термічних коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів труб та кожуха можуть призвести до відносного зміщення останніх. При цьому кріплення труб в трубних дошках послаблюється. Тому важливо перевірити розрахунок трубних дощок для випадків відносних зміщень як для умов нормальної експлуатації, так і для умов пуску, зупинки тощо. Очевидно, в теплообмінниках цього типу може бути скомпенсоване лише обмежене лінійне зміщення.

Перевагами теплообмінників з жорстким кожухом є відсутність внутрішніх з'єднань, що запобігає попаданню одного теплоносія в інший. Крім того, відсутність внутрішніх з'єднань означає, що труби на периферії можна розміщувати близько до внутрішньої поверхні кожуха, що дає можливість розміщувати в ньому більше труб, ніж для будь-якої іншої конструкції з таким самим діаметром кожуха.

12.2.2.2. Теплообмінники з жорстко закріпленими трубними дошками та температурним компенсатором на кожусі (тип ТК). Апарати цього типу, які ще називають теплообмінниками напівжорсткої конструкції, мають на кожусі спеціальні компенсатори температурних деформацій. Це, як правило, лінзові компенсатори (див. компенсатор 14 на рис. 11, а). Одна лінза компенсує незначні деформації (4...5 мм), багатолінзовий компенсатор може компенсувати деформації до 15 мм.

Основним недоліком цього типу конструкцій є те, що зменшення жорсткості кожуха внаслідок встановлення компенсатора знижує допустимі значення тисків теплоносія в міжтрубному просторі.

12.2.2.3. Теплообмінники з U-подібними трубами, з жорстким кожухом та жорстко закріпленою трубною дошкою (тип ТУ) (рис. 11, б). В теплообмінниках цього типу наявна лише одна трубна дошка, причому кожна труба може вільно переміщатись вздовж кожуха, що, очевидно, розв'язує всі проблеми, пов'язані з температурними деформаціями. Оскільки пучок труб можна виймати з кожуха, зовнішні поверхні труб можна очищувати механічними способами. Одночасно внутрішні поверхні потребують хімічних заходів очищення. Тому застосову

вати ці теплообмінники рекомендується для теплоносіїв, що не забруднюють стінки труб всередині.

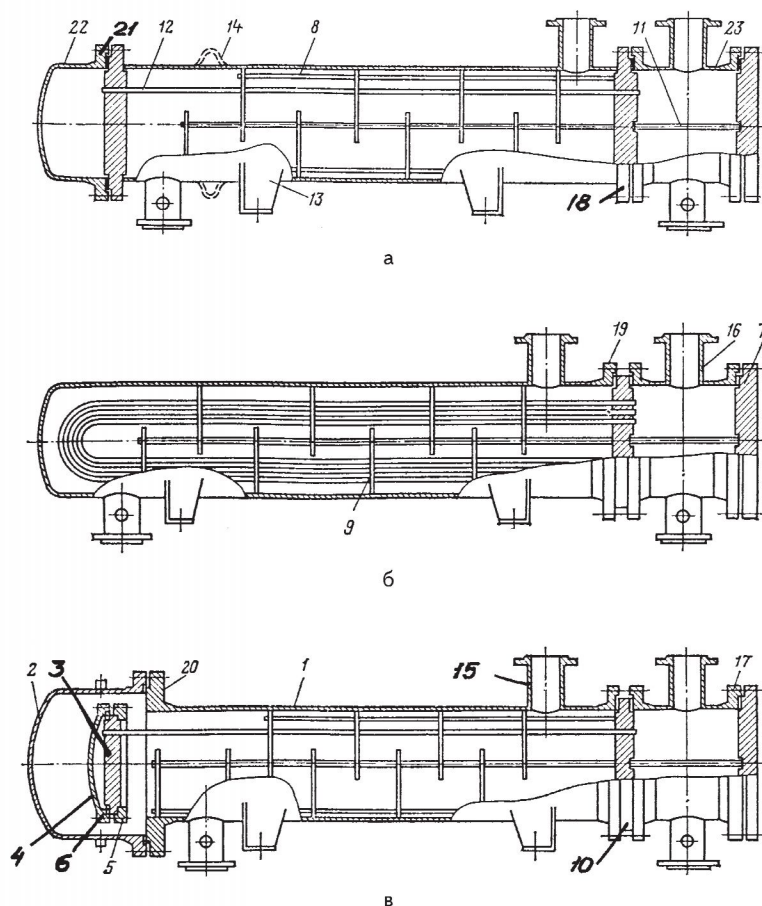


Рис. 11. Теплообмінник: а — з нерухомими трубними дошками;

б — з U-подібними трубами; в — з плаваючою головкою;

1 — кожух (обичайка кожуха); 2, 22 — днище кришки кожуха; 3 — трубна дошка рухома; 4 — днище плаваючої головки; 5 — опорне кільце (скоба) плаваючої головки; 6 — фланець опорного кільця; 7 — кришка розподільчої камери; 8 — стяжки та розпірки; 9 — перегородки; 10 — трубна дошка нерухома; 11 — перегородка розподільчої камери; 12 — теплообмінні труби; 13 — опора; 14 — компенсатор; 15 — патрубок (штуцер) кожуха; 16 — патрубок (штуцер) розподільчої камери; 17 — фланець розподільчої камери; 18 — фланець трубної дошки; 19 — фланець кожуха; 20 — фланець кожуха перехідний; 21 — фланець кришки кожуха; 23 — обичайка (циліндрична частина) розподільчої камери

Аналогічно теплообмінникам з фіксованими трубними дошками, у описуваного типу теплообмінника відсутні внутрішні з'єднання, тобто периферійні труби можна розміщувати близько до внутрішньої поверхні кожуха. Проте кількість труб, що їх можна розміщувати в кожусі даного діаметра, дещо менша порівняно з теплообмінниками з фіксованими трубними дошками через обмеження, пов'язані з радіусом гнуття труб.

Крім цього, слід враховувати, що у проектуванні за технічними умовами переважно застосовуються труби з різними радіусами гнуття. В результаті лише труби на периферії у разі пошкодження можуть легко замінюватись, пошкоджені труби з внутрішніх рядів пучка, як правило, просто заглушуються.

12.2.2.4. Теплообмінники з плаваючою головою, з жорстким кожухом і однією жорстко закріпленою трубною дошкою (тип ТП) (рис. 11, в). Тип конструкції, зображеної на рис. 11, в, ще має назву теплообмінника з плаваючою головою та рознімним опорним кільцем. В цьому теплообміннику одна трубна дошка закріплена відносно кожуха, а інша вільно переміщується (плаває), забезпечуючи вільний рух труб відносно кожуха та зумовлюючи повну заміну трубного пучка.

Плаваюча головка розміщена за межами кожуха в кришці більшого діаметра.

Очевидно, цей тип конструкції дає можливість механічно очищувати як внутрішню, так і зовнішню поверхні теплообмінних труб. Тобто вони не мають недоліків, властивих розглянутим типам конструкцій щодо очищення поверхонь нагріву та температурних деформацій.

Проте плаваюча головка має внутрішні з'єднання, тому потрібне ретельне конструювання та обслуговування для запобігання перетіканню теплоносіїв. Крім того, периферійні труби не можуть розміщуватись за межами внутрішнього діаметра прокладки плаваючої головки, внаслідок чого в теплообмінниках цього типу розміщується менше труб, ніж в раніше розглянутих з тим самим діаметром кожуха.

12.2.2.5. Кожухотрубні конденсатори призначені для конденсації пари в міжтрубному просторі, а також для нагрівання при цьому рідин та газів за рахунок теплоти конденсації пари. Вони, як правило, конструктивно відповідають типам ТН та ТК, вертикального чи горизонтального розташування, дво-, чотири- та шестиходові по внутрішньотрубному простору. Від теплообмінників для однофазних теплоносіїв вони відрізняються більшим діаметром штуцера для підведення пари в міжтрубний простір.

12.2.2.6. Особливості теплогідродинамічного розрахунку кожухотрубних теплообмінників зі сегментними перегородками.

а) Визначення інтенсивності теплообміну під час руху рідини в міжтрубному просторі кожухотрубних теплообмінних апаратів.

Визначальну швидкість з рівняння (36) рекомендується в цьому разі розраховувати за еквівалентним перерізом, m^2 ,

$$f = \frac{V}{L_{\text{екв}}} \left(1 - \frac{d_{\text{тр}}}{S_1} \right), \quad (78)$$

де V — загальний об'єм міжтрубного простору, m^3 ; S_1 — крок труб, m ; $L_{\text{екв}}$ — еквівалентна довжина шляху потоку, m ,

$$L_{\text{екв}} = (L - L_{\text{пер}}) + \frac{L}{L_{\text{пер}}} (D_{\text{к}} - \frac{4}{3}b) + \frac{4}{3}b, \quad (79)$$

де L — довжина міжтрубного простору, m ; $L_{\text{пер}}$ — середній крок перегородок, m ; b — максимальна висота вікна перегородки, m .

Наявність нещільностей в перегородках, а також той факт, що потік не впродовж усього шляху тече перпендикулярно до труб пучка, знижує дійсний коефіцієнт теплопередачі порівняно з розрахованим за рівнянням (36).

Задовільні результати дає введення поправки $\varepsilon \approx 0,58 \dots 0,6$:

$$Nu = \varepsilon Nu_0, \quad (80)$$

де Nu_0 — значення числа Нуссельта, розрахованого за рівнянням (36).

б) Визначення втрат тиску під час руху рідини в міжтрубному просторі кожухотрубних теплообмінних апаратів з сегментними перегородками.

Втрати тиску під час течії рідини в міжтрубному просторі теплообмінників з сегментними перегородками можуть бути зображені як сума втрат в окремих елементах, а саме (рис. 12): втрат тиску в разі поперечного обтікання труб до першої і після останньої перегородки Δp_1 , втрат тиску у вікнах перегородок Δp_2 та втрат тиску під час руху між перегородками в центральній частині теплообмінника Δp_3 , Па:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3. \quad (81)$$

При цьому Δp_1 та Δp_3 розраховуються за залежностями для визначення втрат тиску за поперечного обтікання пучків труб з урахуванням змінності перерізу та кількості труб по рядах.

Втрати тиску у вікнах перегородок, Па,

$$\Delta p_2 = N(2 + 0,6n_{\text{еф}}) \frac{\rho v^2}{2}, \quad (82)$$

де N — кількість перегородок; $n_{\text{еф}}$ — ефективна кількість труб у вікні перегородки

$$n_{\text{еф}} = \frac{0,8}{S_2} \left[b - \frac{D_{\text{к}} - D_{\text{кр}}}{2} \right], \quad (83)$$

S_2 — поздовжній крок труб, м; D_k — внутрішній діаметр кожуха, м; $D_{кр}$ — діаметр кола, проведеного через центри крайніх труб, м; v — приведена швидкість теплоносія зі сторони кожуха

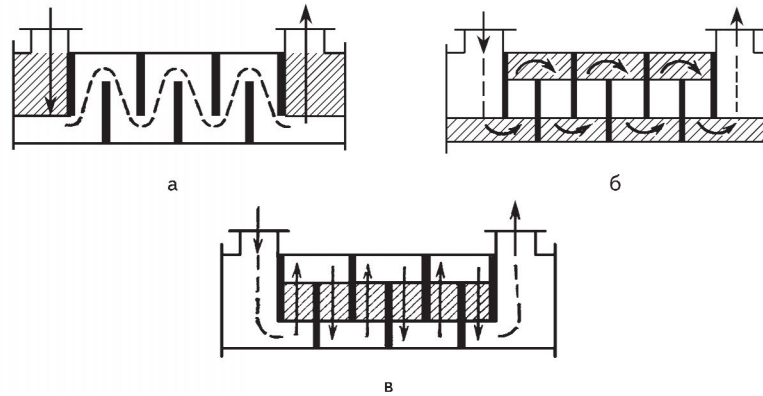


Рис. 12. Течія рідини в міжтрубному просторі кожухотрубних теплообмінників з сегментними перегородками:

а — течія до першої і після останньої перегородок; б — течія у вікнах перегородок; в — течія між перегородками в центральній частині теплообмінника

$$v = M / (f_m \cdot \rho), \text{ м/с;}$$

M — масова витрата теплоносія, кг/с;

$$f_m = L_{\text{пер}} \frac{D_{кр}}{S_{\text{еф}}} (S_1 - d_{\text{тр}}); \quad (84)$$

$L_{\text{пер}}$ — крок центральних перегородок, м; S_1 — поперечний крок труб в пучку, м; $d_{\text{тр}}$ — зовнішній діаметр труб, м; $S_{\text{еф}} = S_1$ — для коридорних пучків, м; $S_{\text{еф}} = S_1 \cdot 0,707$ — для шахових пучків, м.

2.3. Пластинчасті теплообмінники

Теплообмінник пластинчасто-рамного типу часто називають просто пластинчастим (рис. 13). Він складається з ряду паралельних, як правило, гофрованих пластин, що утримуються разом в рамі, де для запобігання витіканню теплоносіїв між пластинами встановлені стисливі прокладки. Ущільнені отвори в пластинах утворюють канали, що організують рух теплоносіїв як поперек пластин, так і в просторі (каналах) між ними. При цьому можлива організація різних схем течії, включаючи проточію, протитечію, змішану течію.

Пластинчасті теплообмінники відносно компактні і відрізняються невеликою масою поверхні теплообміну. Пластини можуть виготовлятися з будь-якого металу (хоча пластини з низьковуглецевої сталі майже не зустрічаються). Робочі тиски та температури обмежені від-

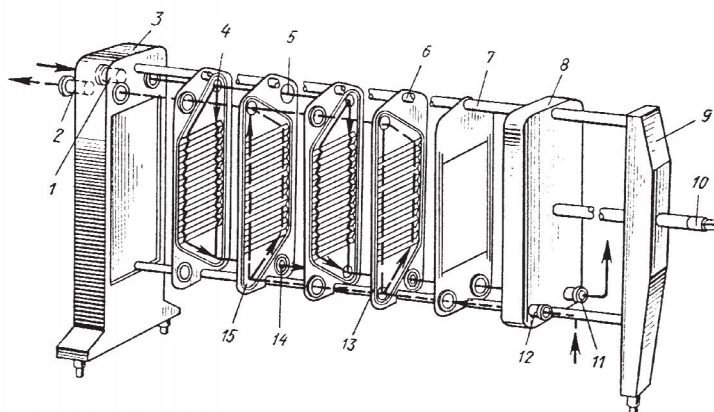


Рис. 13. Схема пластинчатого теплообмінного апарата:
1,2,11,13 — штуцери (патрубки); 3 — передня стійка; 4 — верхній кутовий отвір;
5 — кільцева прокладка; 6 — гранична пластина; 7 — штанга; 8 — натискна плита; 9 — задня стійка;
10 — гвинт; 13 — прокладка пластин; 14 — нижній кутовий отвір; 15 — теплообмінна пластина

носно низькими значеннями через властивості матеріалів ущільнень та особливостей конструкції.

Матеріали прокладок: нітролова, бутилова, силіконова та фторвуглецева гума. Крім того, деякі пластини, що працюють при високих температурах, можуть комплектуватися прокладками з пресованого волокнистого азбесту.

Найпоширеніші пластинчасті теплообмінники з теплоносіями рідина-рідина при робочих тисках до 2,0 МПа та температурах нижче 150 °С, хоча деякі апарати можуть працювати і при температурі до 270 °С.

На відміну від вузлів кожухотрубних апаратів, які можуть, встановлюватись в апаратах практично будь-якої потужності, пластини виготовляються у вузькому інтервалі товщин ~0,1...1,0 мм з використанням дорогого обладнання. Тому виготовляються пластинчасті теплообмінники лише обмежених розмірів та тисків, кожний з яких має свою, строго виражену область застосування.

Нині використовуються понад 100 різних типів пластин, тому охарактеризувати їх всі неможливо. Слід зважати на те, що дані науково-технічної літератури стосуються пластин в найзагальнішому сенсі.

Очищення пластин вимагає високої ретельності та спеціальних засобів, щоб запобігти пошкодженню теплообмінної поверхні.

12.4. Зрошувальні теплообмінники (рис. 14)

Зрошувальними називаються теплообмінні апарати, в яких теплота передається між теплоносієм, що рухається в трубах, та теплоносієм, що стікає тонкою плівкою по зовнішній поверхні цих труб. Зрошувальні

теплообмінники складаються, як правило, з кількох паралельних секцій і можуть виконуватись з труб різного профілю. Для розподілу зрошувальної рідини над верхньою трубою встановлюється зрошувальний пристрій — зрошувач у вигляді жолобів із зубчастими стінками або труб з отворами, розташованими зверху чи знизу. Зрошувач іноді розміщують і між трубами (за великої відстані між ними) для організації руху рідини. Під теплообмінником розташований піддон для збирання зрошувальної рідини. Теплоносій, що рухається в трубах, подається, як правило, в нижню частину апарата. Якщо ж апарат служить для конденсації пари в трубах, то пара подається зверху. Очевидно, в зрошувальних теплообмінниках реалізується багатократна перехресна схема течії.

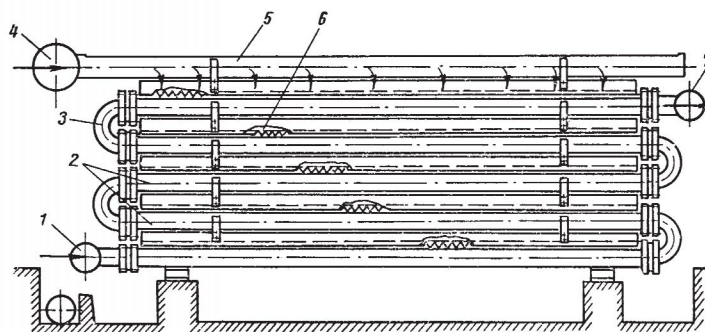


Рис. 14. Зрошувальний теплообмінний апарат:

1, 4 — патрубки для введення теплоносіїв; 2 — теплообмінні труби; 3 — перепускні патрубки; 5 — розподільча труба, 6 — розподільчі лотки, що забезпечують рівномірне стікання теплоносія; 7 — патрубок відведення теплоносія

Класифікація цих теплообмінників може бути проведена за способом передавання теплоти, за компонованням та умовами руху зрошувальної рідини.

За способом передавання теплоти вони поділяються на *безпосередньо зрошувальні*, де теплота передається за рахунок нагрівання (охолодження) зрошувальної рідини, та *випаровувальні*, де процес супроводжується випаровуванням зрошувальної рідини. Теплообмінники, в яких відбувається і нагрівання, і випаровування зрошувальної рідини, мають назву *зрошувально-випаровувальних*.

За компонованням зрошувальні теплообмінники поділяються на *горизонтальні* та *вертикальні*, які відрізняються між собою як конструктивним оформленням, так і умовами руху зрошувальної рідини. Найбільшого поширення в промисловості набули горизонтальні теплообмінники (див. рис. 14).

12.4.1. Особливості теплового розрахунку зрошувальних теплообмінників. Інтенсивність теплообміну між зрошувальною ріди-

ною та зовнішньою поверхнею теплообмінних труб може бути визначена з використанням формули Плега для відповідного коефіцієнта тепловіддачі, Вт/(м² · К):

$$\alpha = A \frac{\Gamma^{0,267}}{H^{0,05}} (1 + Bt), \quad (85)$$

де $\Gamma = G/2L$ — густина зрошення, кг/(м · с); G — масова витрата зрошувальної рідини, що стікає на один вертикальний ряд, кг/с; L — довжина горизонтальних труб, м; $H = n \cdot \pi R$ — висота апарата по розгорнутому профілю труб, м; n — число рядів труб по вертикалі; R — зовнішній радіус труби, м; A та B — коефіцієнти, значення яких наведено в табл. 13; t — температура зрошувальної рідини, °С.

Таблиця 13

Значення коефіцієнтів A та B

Зрошувальна рідина	Коефіцієнти	
	A	B
Вода	3590	0,0135
Молоко	3060	0,0102
Пивне сусло	3300	0,0101

12.5. Змійовикові теплообмінники

Змійовикові теплообмінники найчастіше застосовуються у вигляді елементів технологічної апаратури, ректифікаційних колон, підігрівників резервуарів тощо. Вони являють собою посудину, в яку вміщений змійовик, причому один теплоносіє рухається по змійовику, а інший або організовано рухається в посудині в кільцевому просторі (рис. 15), або вільно циркулює в об'ємі посудини (рис. 16, б). Такі теплообмінники прості за конструкцією, дешеві, відкриті для доступу, ремонту, очищення. Проте вони, очевидно, громіздкі, а коефіцієнти теплопередачі в них невисокі.

12.6. Теплообмінники із зовнішнім обігрівом (охолодженням) кожуха

Апарати цього типу являють собою посудину із зовнішньою оболонкою (сорочкою), в яку подаються грійна (охолоджувальна) вода або ж грійна пара (рис. 16, а). Ці апарати використовують як теплотехнологічні, тобто в них виконується певний технологічний процес. Їх недоліки: низькі коефіцієнти теплопередачі, нерівномірність підігрівання (охолодження), значні втрати теплоти в навколишнє середовище. Апарати з гладкостінними оболонками використовують при тисках рідини чи пари в оболонках, не вищих за 0,5 МПа.

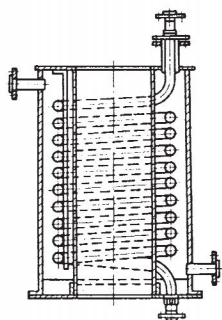


Рис. 15. Змійовиковий теплообмінник з організованим рухом теплоносія

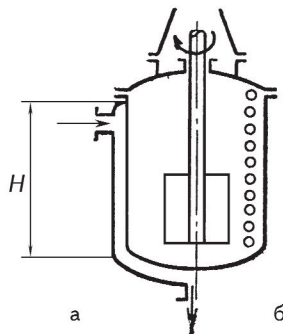


Рис. 16. Теплообмінник з вільноконвективним рухом рідини в об'ємі посудини:
а — з грійною оболонкою;
б — з внутрішнім змійовиком

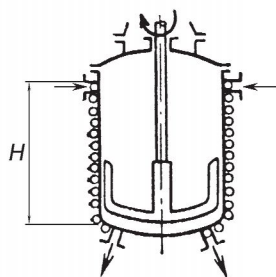


Рис. 17. Теплообмінник з змійовиком, привареним зовні до кожуха

Досконалішими є апарати, в яких сталевий змійовик приварюють до зовнішньої поверхні кожуха (рис. 17). Допустимі тиски теплоносіїв в таких змійовиках — до 7 МПа.

З метою інтенсифікації процесів теплообміну в апаратах цих типів встановлюють мішалки. Основні типи мішалок: листові (див. рис. 16), якірні (рис. 17), турбінні, пропелерні, лопатеві, рамні (рис. 18).

12.6.1. Особливості теплового розрахунку теплообмінників із зовнішнім обігріванням (охолодженням) кожуха. Коефіцієнт тепловіддачі за вільної конвекції в об'ємі апарата визначається за таким рівнянням:

$$Nu = 0,137(Gr \cdot Pr)^{1/3}, \quad (86)$$

де визначальний розмір — висота грійної стінки кожуха H (див. рис. 16, 17). Формула (86) дійсна при значеннях $Pr = 1-8$, $Gr \cdot Pr = 30 - (7 \cdot 10^{10})$.

12.6.2. Особливості теплового розрахунку апаратів з перемішуванням (з мішалками). Як правило, формули для визначення коефіцієнта тепловіддачі зображуються у вигляді безрозмірної залежності

$$Nu = c Re^n Pr^m (Pr/Pr_{ст})^k, \quad (87)$$

де $Nu = \alpha l / \nu$; l — визначальний розмір (для апаратів із зовнішнім обігріванням кожуха — $l = D$; для змійовика, розташованого всередині кожуха $l = d_3$); D — внутрішній діаметр кожуха, м; d_3 — зовнішній діаметр труб змійовика, м; $Re = \rho n d^2 / \nu$; n — кількість обертів мішалки, c^{-1} ; d — зовнішній діаметр мішалки, м; Pr , $Pr_{ст}$ — число Прандтля рідини при середній температурі в апараті та при температурі стінки відповідно.

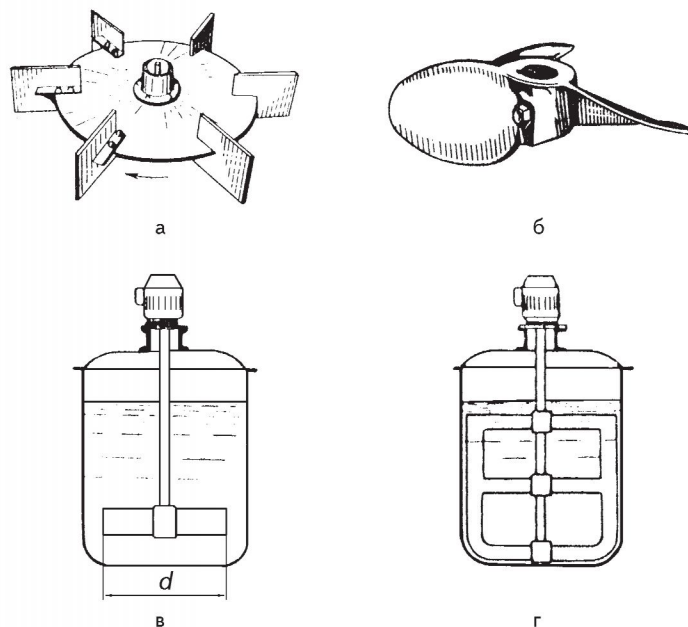


Рис. 18. Типи мішалок:
а — турбінна; б — пропелерна; в — лопатева; г — рамна

Коефіцієнт тепловіддачі при зовнішньому обігріванні віднесено до внутрішньої поверхні кожуха, що обігрівається ззовні, при змішувальному внутрішньому обігріванні — до поверхні змішувача.

Значення констант c , n , m , k наведені в табл. 14.

Таблиця 14

Значення постійних величин у рівнянні (87)

Тип мішалки та теплообмінника	Значення постійних величин			
	c	n	m	k
Турбінні:				
із зовнішнім обігріванням	0,76	2/3	1/3	0,14
із змішувачем вертикальним чи горизонтальним	0,036	2/3	1/3	0,14
Пропелерні:				
із зовнішнім обігріванням	0,514	2/3	1/3	0,14
із змішувачем	0,078	0,62	1/3	0,14
Лопатеві:				
із зовнішнім обігріванням	0,36	2/3	1/3	0,14
із змішувачем	0,03	0,62	1/3	0,14

У разі перемішуванні якірними чи рамними мішалками розрахункова залежність має такий вигляд (очевидно, в цьому випадку здійснюється лише зовнішній обігрів):

$$Nu = c(Re \cdot Pr^{0,5} + 4000)^{2/3} (Pr/Pr_{ст})^n, \quad (88)$$

де при охолодженні рідини в апараті $c = 0,23$; $n = 0,14$; при нагріванні $c = 0,33$; $n = 0,02$.

ДОДАТКИ

1. Теплообмінні апарати типу «труба в трубі» (ГОСТ 9930–78)

Основні параметри	Апарати				
	розбірні однотокові малогабаритні	нерозбірні однотокові малогабаритні	розбірні однотокові	нерозбірні однотокові	розбірні багатотокові
Зовнішній діаметр теплообмінних труб, мм	25; 38; 48; 57		76; 89; 108; 133; 159		38; 48; 57
Зовнішній діаметр труб, мм	57; 76; 89; 108		108; 133; 159; 219		89; 108
Довжина кожухових труб, м	1,5; 3,0; 6,0; 4,5		4,5; 6,0; 9,0	6,0; 9,0; 12,0	3,0; 6,0; 9,0
Площа поверхні теплообміну, м ²	0,5 - 5,0	0,1 - 1,0	5,0-18,0	1,5 - 6,0	5,0 - 93,0
Умовний тиск, МПа: всередині теплообмінних труб	6,4; 10,0; 16,0	6,4; 10,0; 16,0	1,6; 4,0	1,6; 4,0; 6,4; 10,0	1,6; 4,0
зовні теплообмінних труб	1,6; 4,0; 6,4	1,6; 4,0; 6,4; 10,0	1,6; 4,0	1,6; 4,0; 6,4; 10,0	1,6; 4,0

Примітка: Температура теплоносія в середині теплообмінних труб — до +450°C

2. Основні параметри кожухотрубних теплообмінних апаратів (ГОСТ 9929–79)

Основні параметри та розміри	Норми за типами			
	ТН*	ТК*	ТП***	ТУ***
1	2	3	4	5
Поверхня теплообміну, м ²	1 - 2000		10 - 1250	10 - 1450
Умовний тиск в трубному чи міжтрубному просторі Р _у , МПа	0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; (6,4)	0,6; 1,0; 1,6; 2,5	1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,4	
Діаметр кожуха, мм: зовнішній (при виготовленні з труб)	159; 273; 325; 462		325; 462	

Продовження додатку 2

1	2	3	4	5
внутрішній (при виготовленні з листової сталі)	450; (500); 600; 800; 1000; 1200; 1600; 1800; 2000; 2200		400; 500; 600; 800; 1000; 1200; 1400	
Зовнішній діаметр та товщина стінки теплообмінних труб, мм	(16×1,6); 20×2; 25×2; 25×2,5; 38×2 (38×3); (57×3)		20×2; 25×2; 25×2,5; (38×3)	
Довжина теплообмінних труб, мм	1000; 1500; 2000; 3000; 4000; 6000; 9000		3000; 6000; 9000	

Примітки: *Теплообмінники типу ТН застосовують для нагріву та охолодження рідин та газів з температурами (–30°C) — (+350°C).

** застосовуються, як правило, при різниці температур між теплоносіями, більшій за 50°C.

*** застосовують для нагріву та охолодження рідин та газів з температурами (–30°C) — (+450°C);

3. Пластинчасті розбірні теплообмінники (ГОСТ 15518–78)

Площа поверхні теплообміну пластини, м²	Умовний тиск, МПа	Поверхня теплообміну апарата, м²			
		на консольній рамі	на двоопорній рамі	на триопорній рамі	Приведена довжина каналу, м
0,2	1,7	—	2; 3,4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25	—	0,518
0,3	1,0	3; 4; 5; 6,3; 8; 10	12,5; 16; 20; 25	—	1,12
0,5	1,0	10; 12,5; 16; 20; 25	31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 110; 125; 140; 150; 160	200; 250; 300	1,10
0,6	1,0	10; 12,5; 16; 20; 25	31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 110; 125; 140; 150; 160	140; 150; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320	1,01
1,3	0,6	—	200; 300; 400	500; 600	1,47

Примітка: Теплообмінники працюють при температурах середовища (–30°C) — (+180°C).

4. Основні розміри змійовикових теплообмінників

Площа поверх- ні теплооб- міну, м ²	Змійовик					Кожух		
	Тепло- обмінна труба, мм	Довжи- на труби, м	Діаметр витка змійови- ка, мм	Крок витків, мм	Кіль- кість витків	Діаметр посуди- ни, мм	Висота посуди- ни, мм	Маса змійо- вика, кг
1	32x2,5	11,4	350	50	10	450	705	20,7
2	32x2,5	22,4	500	50	14	600	905	40,7
3	32x2,5	34,4	600	50	17	700	1050	59
5	32x2,5	54,5	750	50	23	850	1300	99
7	44,5x2,5	53,8	850	65	20	1000	1550	139
10	44,5x2,5	75,8	1000	65	24	1150	1850	195
13	44,5x2,5	98,5	1150	65	27	1300	2000	255
15	44,5x2,5	113,5	1200	65	30	1350	2200	294

Навчальне видання

ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ.
ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ТА ВИБОРУ

ЦИКЛ ЛЕКЦІЙ
з дисципліни
“Процеси та обладнання фармацевтичної
та мікробіологічної промисловості”
для студентів спеціальності 6.090200
“Обладнання фармацевтичної
та мікробіологічної промисловості”
денної форми навчання

Укладачі: Василенко Сергій Михайлович
Бессараб Олександр Семенович
Шутюк Віталій Володимирович

Редактор В.П. Оровецька
Комп'ютерна верстка Д.М. Невідомський

Підп. до друку 21.06.01р. Обл.-вид. арк. 1,22. Наклад 70 прим.
Вид. № 101/01. Зам. №

РВЦ УДУХТ, 01033 Київ-33, вул. Володимирська, 68