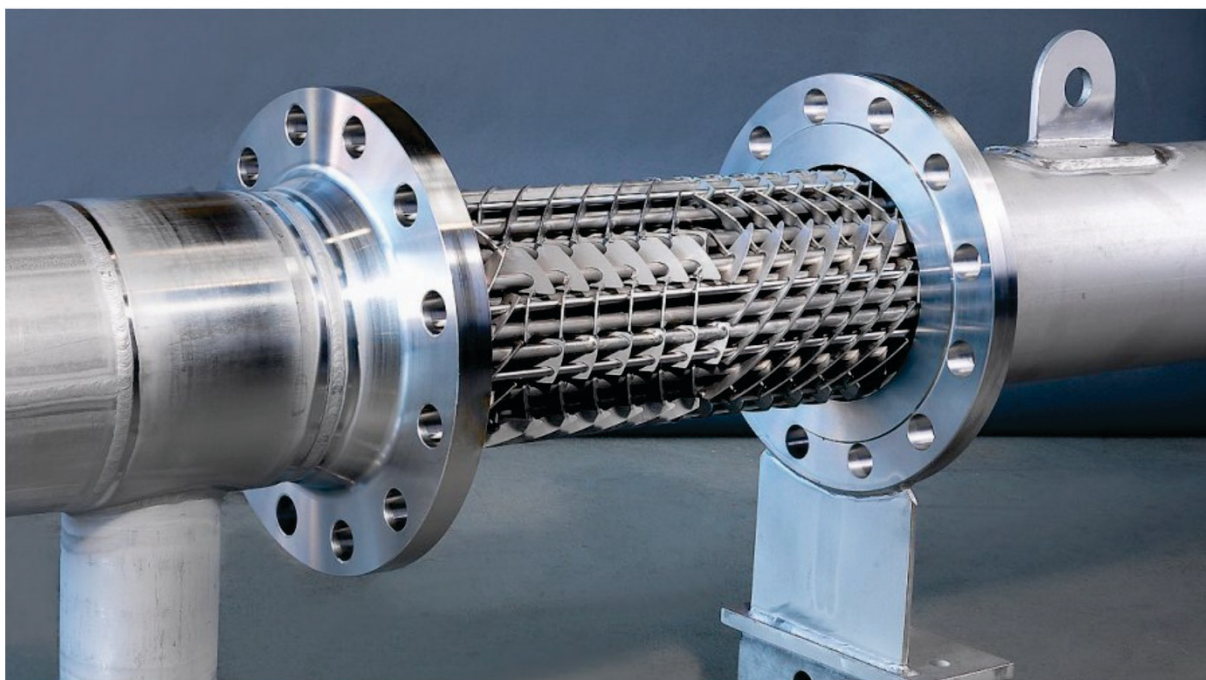


Пламен Йорданов Пенчев

Пламен Йорданов Бонев

ТОПЛООБМЕННИ АПАРАТИ

(курс лекции и задачи)



Пламен Йорданов Пенчев

Пламен Йорданов Бонев

ТОПЛООБМЕННИ АПАРАТИ

(курс лекции и задачи)



УНИВЕРСИТЕТСКО ИЗДАТЕЛСТВО
“ВАСИЛ АПРИЛОВ”
ГАБРОВО, 2024

В книгата са разгледани въпросите свързани с проектирането на топлообменните апарати. Приложени са примери за пресмятане на кожухотръбни топлообменни апарати при различни режими на работа.

При разработване на материала основно са използвани материали от източниците

- (1) Kakaç, S., Liu, H., Pramuanjaroenkij, A., *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*, CRC Press 3rd edition, March 1, 2012.
- (2) Shah, R., Sekulic, D., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons Inc; 1st edition, June 1, 2002.

Книгата е предназначена за обучение на студентите по дисциплината “Индустриални топлинни и газови системи” на ТУ-Габрово. Може да се използва и от проектанти в практиката.

© Пламен Йорданов Пенчев – автор, 2024

© Пламен Йорданов Бонев – автор, 2024

Рецензент: Проф. Д-р Венцислав Димов Зимпаров

Печат: Университетско издателство “Васил Априлов” – Габрово, 2024

ISBN: 978-954-683-705-9

ГЛАВА ПЪРВА

КЛАСИФИКАЦИЯ НА ТОПЛООБМЕННИТЕ АПАРАТИ

1.1. Въведение.

Топлообменните апарати са устройства, които пренасят топлинна енергия между два и повече флуида при различни температури. Приложението им е в много области, като: производство на електрическа и топлинна енергия, химическа и хранителна индустрия, електрониката, съоръжения за опазване на околната среда, използване на отпадна топлина, хладилна и климатична техника, космическите апарати и много други. Класифицират се в следните групи, в зависимост от следните критерии:

1. Рекуперация и регенерация
2. Преносни процеси: директен контакт или индиректен контакт.
3. Геометрия на конструкцията: тръби; пластини или развити повърхности.
4. Механизъм за топлопренасяне: еднофазен или двуфазен.
5. Разположение на потоците: правоток, противоток или кръстосан ток.

1.2. Рекуперация и регенерация.

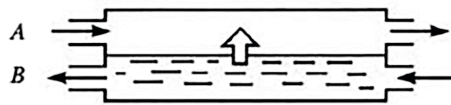
Класическият топлообменен апарат, фиг.1.1. а, при който се извършва топлообмен между два флуида се нарича рекуператор, защото потокът А извлича (възстановява) част от топлинната енергия на поток В (от англ. – recover, recuperate). Топлообменът се осъществява през топлопроводна стена или през границата на двата потока, в случай на директен контакт, фиг. 1.1.с.

При регенераторите (regenerators or storage type) едно и също флуидно пространство се заема последователно от единия от двата флуида. Топлинната енергия се акумулира от горещия флуид, когато той преминава през пространството, след което съхранената енергия се отдава на студения топлоносител, когато той премине през регенератора. Следователно, топлината не се пренася през топлопроводната стена между двата флуида. Този цикличен принцип е показан на фиг. 1.1.в. Докато твърдото тяло се намира в студения поток А, то губи топлина, а когато се постави в горещия поток В, то получава топлина, т.е. се регенерира.

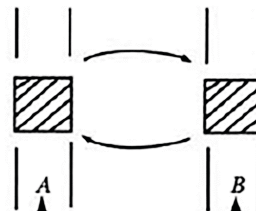
Регенераторите се делят на:

- а) въртящи се (ротационни) и
- б) фиксирани (стационарни).

(i) Рекуперация / регенерация

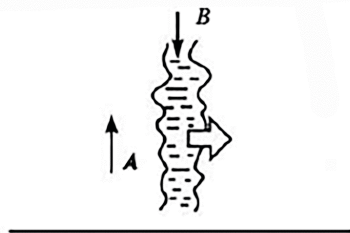


(a) Рекуператор

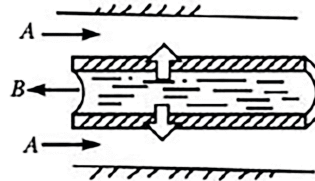


(б) Регенератор

(ii) Директен контакт



(в)



(г)

(iii) Пренос на топлина



(д) еднофазен

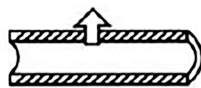


(е) изпарител

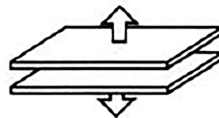


(ж) кондензатор

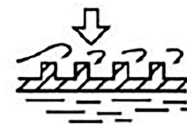
(iv) Геометрия



(з) тръбен

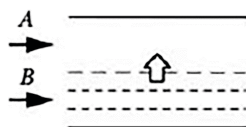


(и) пластинков

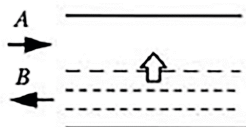


(й) оребрена

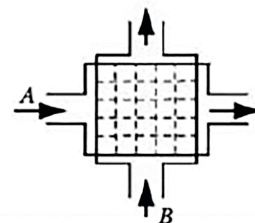
(v) Разположение на потоците



(к) правотоков



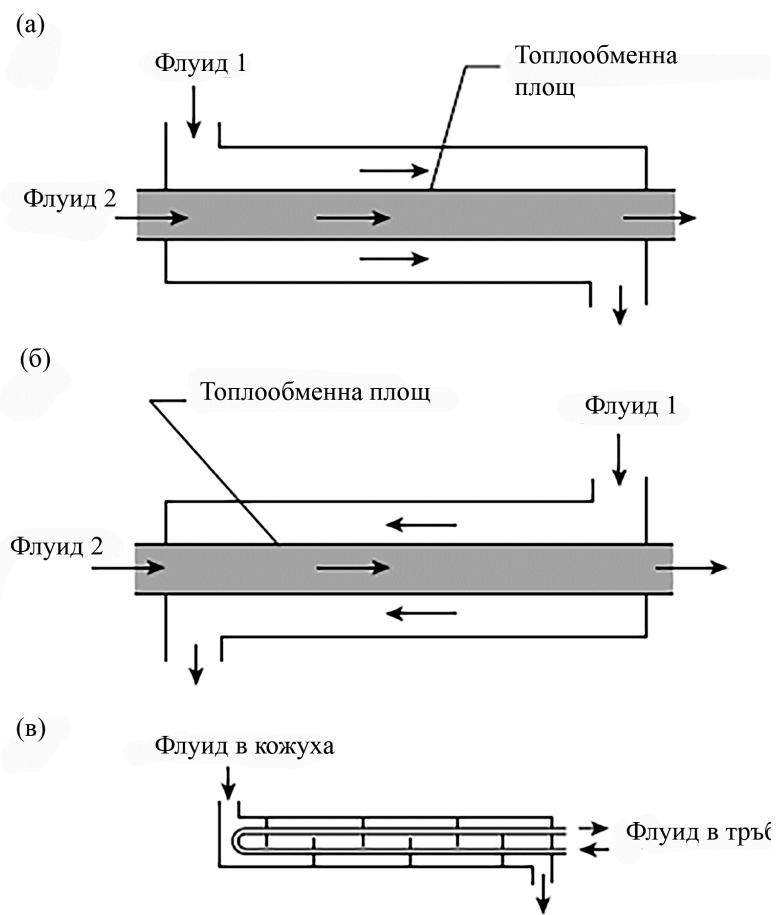
(л) противотоков



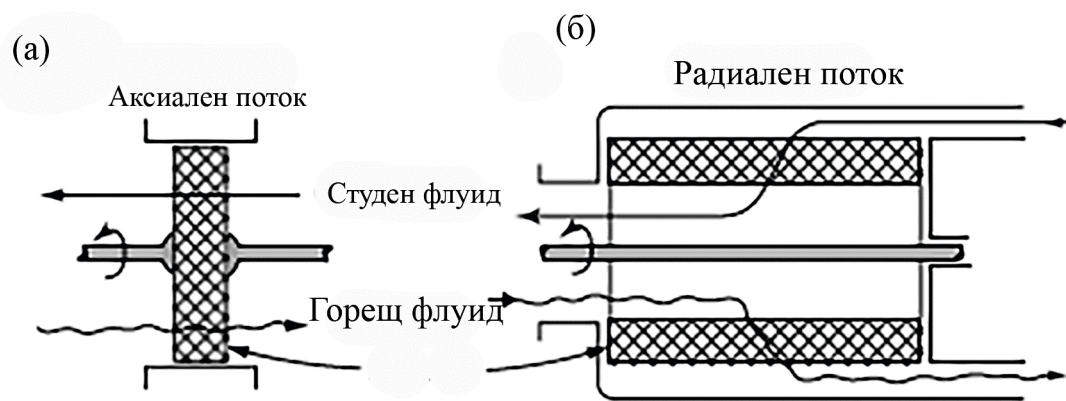
(м) кръстосан

Фиг.1.1 Класификация на топлообменните апарати

На фиг. 1.2 са показани примери за рекуперативен тип топлообменни апарати.



Фиг. 1.2 Рекуперативни топлообменни апарати с индиректен контакт, (а) и (б) – тръба в тръба, (в) – кожухотръбен ТА



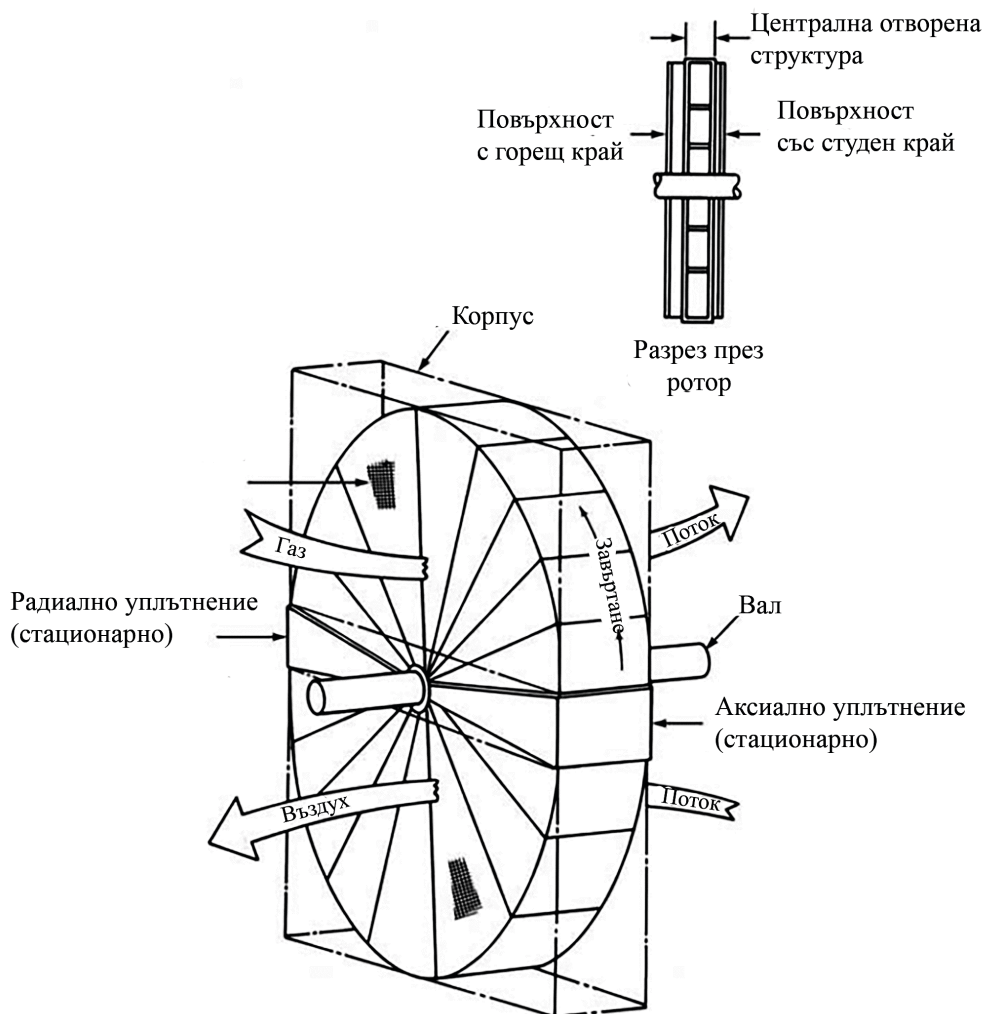
Фиг. 1.3 Ротационни регенератори: а) дискови; б) барабанен тип

Ротационните могат да се подразделят на: дискови и барабанни, фиг. 1.3. При дисковите регенератори топлообменната площ е във формата на диск и топлоносителите преминават осово. При барабанен тип, топлообменният апарат е във вид на кух барабан

и потоците преминават радиално, фиг. 1.3. Ротационен тип регенератор за въздух е показан на фиг. 1.4. Съществуват два вида регенератори за подгряване на въздух в класическите електроцентрали:

- а) въртящи се пластинчати, фиг.1.4. и 1.5., и
- б) стационарни, пластинчати, фиг.1.6.

Регенераторите са компактни топлообменни апарати и се конструират за плътност на топлообменната площ до $6600\text{m}^2/\text{m}^3$.



Фиг. 1.4 Ротационен топлообменник

1.3. Преносни процеси.

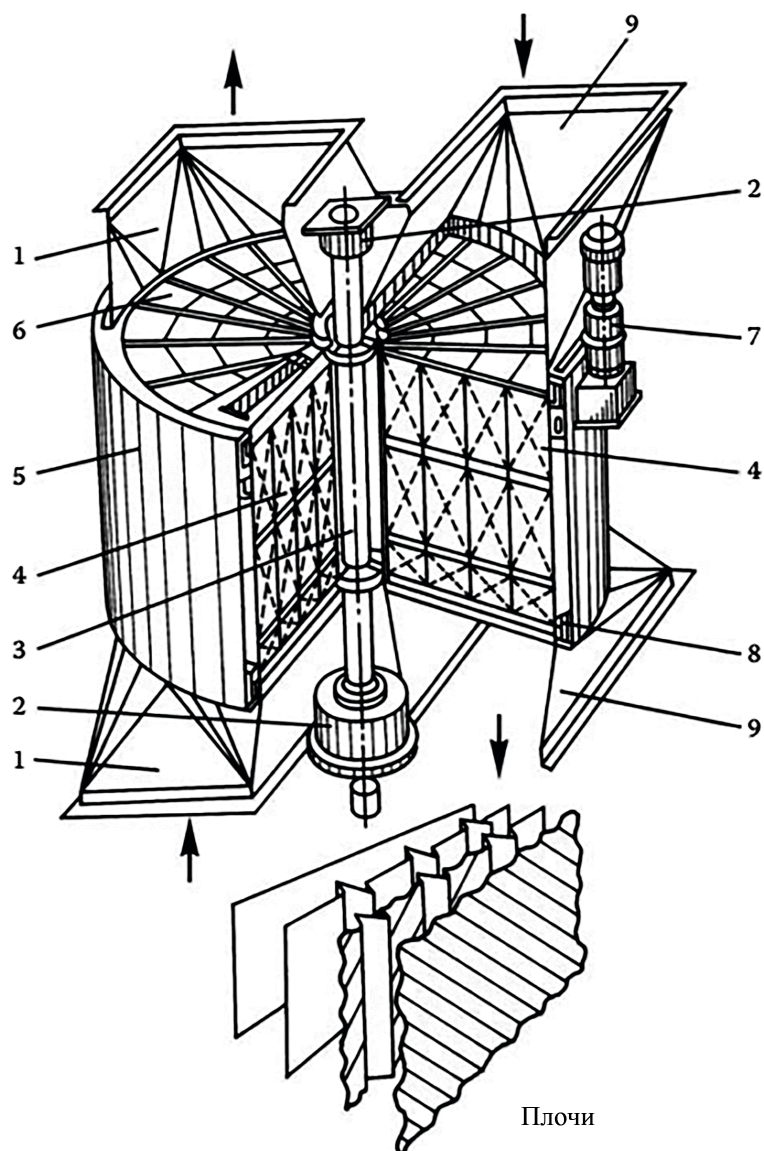
Според преносните процеси топлообменните апарати се класифицират на:

- а) тип директен – контакт и
- б) тип индиректен – контакт.

При топлообменните апарати с директен контакт, топлината се предава между студения и горещия флуид посредством директен контакт между тях. Няма стена

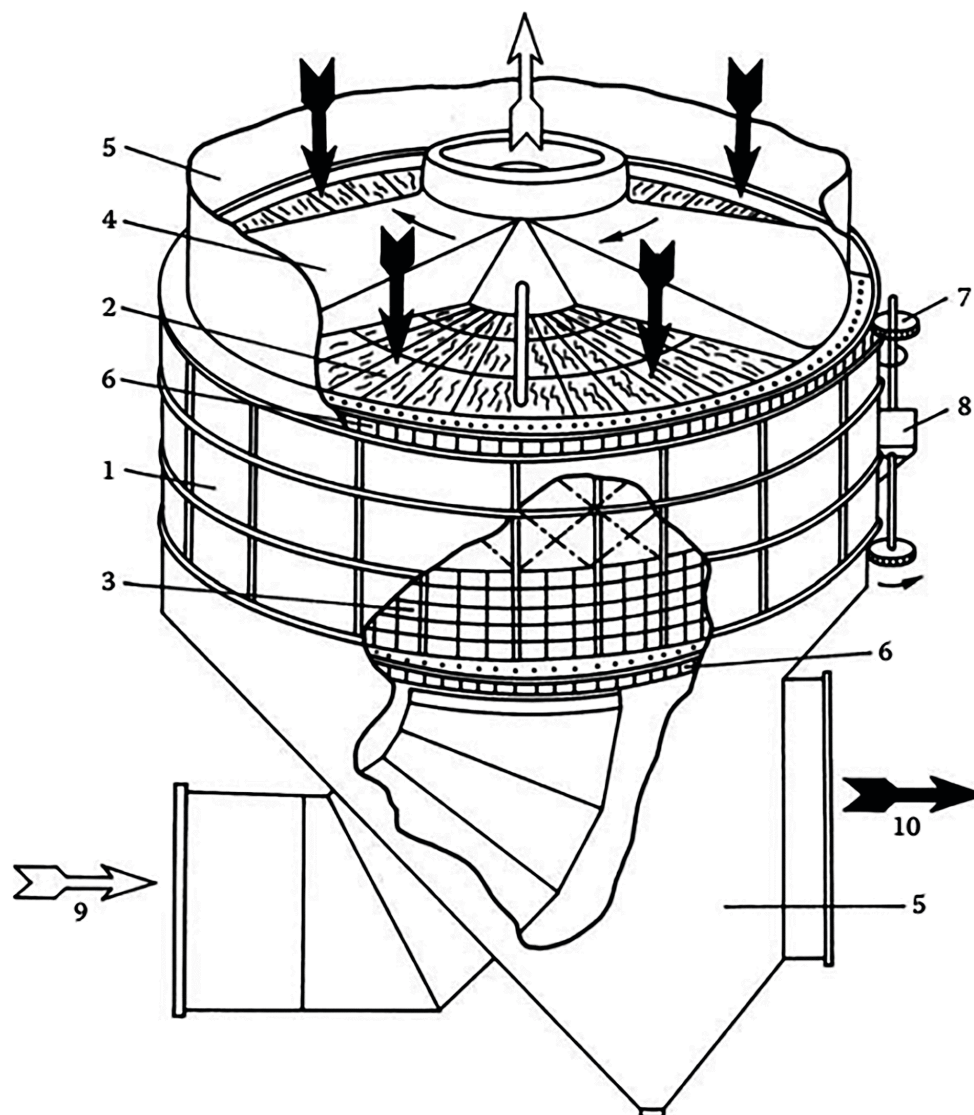
между тях и топлопредаването се извършва на границата между двата потока, фиг. 1.1.с. Потоците могат да бъдат два несместващи се потока: двойка газ – течност, или комбинация от твърди частици - флуид, фиг. 1.7.

При топлообменните апарати с индиректен контакт, топлинният поток се пренася от горещия към студения топлоносител през стена, отделяща флуида. Двата потока се движат едновременно докато се пренесе топлинната енергия, фиг. 1.1 d, 1.2.

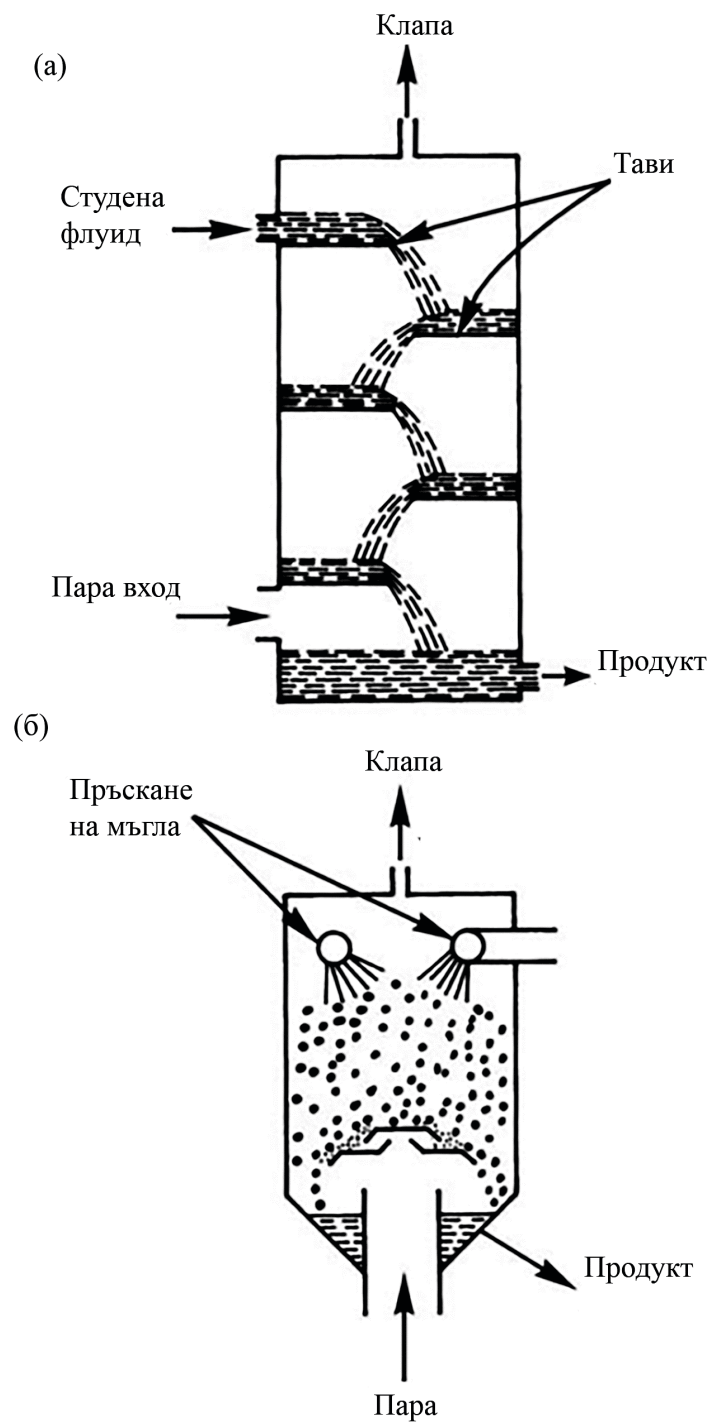


Фиг. 1.5 Регенеративен подгревател на въздух с въртяща се плоча: (1) въздуховоди; (2) лагери; (3) вал; (4) плочи; (5) външен корпус; (6) ротор; (7) двигател; (8) уплътнения; (9) канали за димни газове

Топлообменните апарати с директен или индиректен контакт се наричат рекуператори (recuperates). Тръбните, пластинковите и тези с развити повърхности топлообменни апарати, както и охладителни кули и тарелкови кондензатори са типични примери за рекуператори.



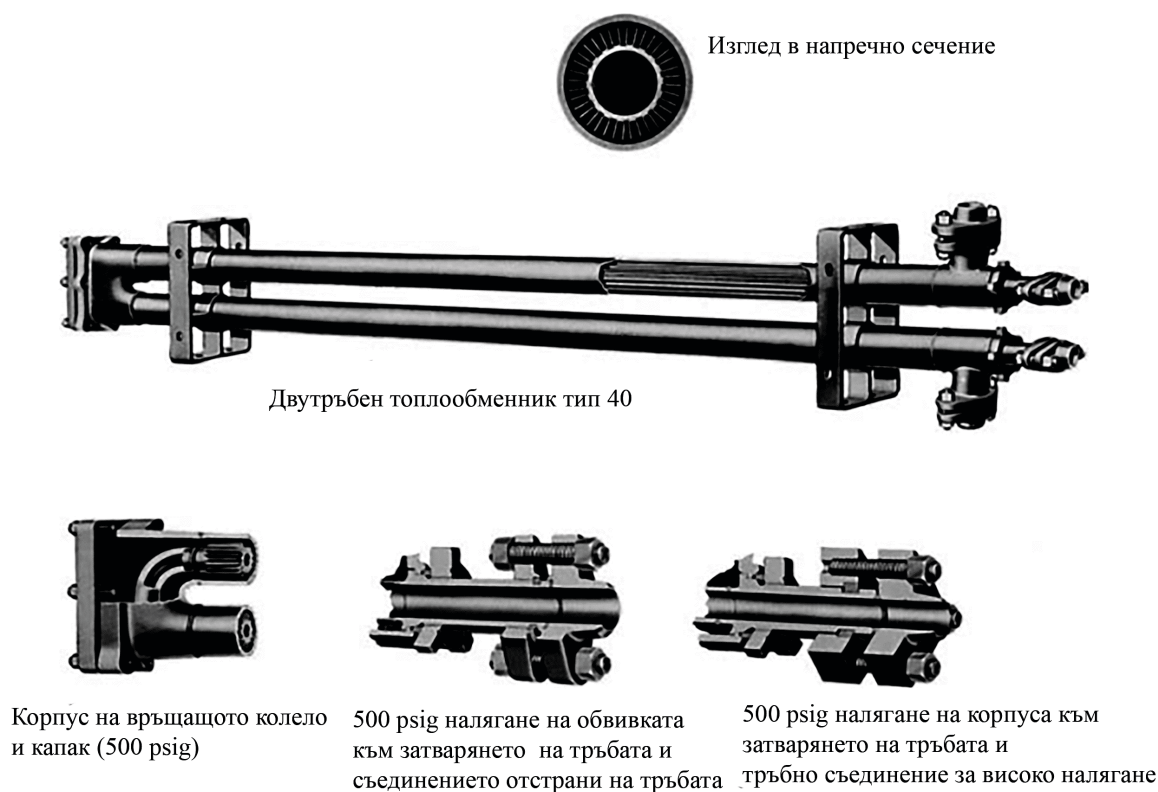
Фиг. 1.6 Стационарен регенеративен подгревател на въздух: (1) външен корпус; (2) плочи; (3) плочи в областта на ниската температура; (4) въртящи се въздуховоди; (5) канали за димни газове; (6, 7) задвижки; (8) мотор за задвижване; (9) вход за въздух; (10) изходящи газове



Фиг. 1.7 Топлообменни апарати с директен контакт: а) тарелков кондензатор; б) спрей кондензатор

1.4. Геометрия на конструкцията.

Основни видове топлообменни апарати в зависимост от конструкцията са: тръбни, пластинкови и с развити повърхности.



Фиг. 1.8 Двутръбен ТА с изглед в напречно сечение и корпус с обратна кривина

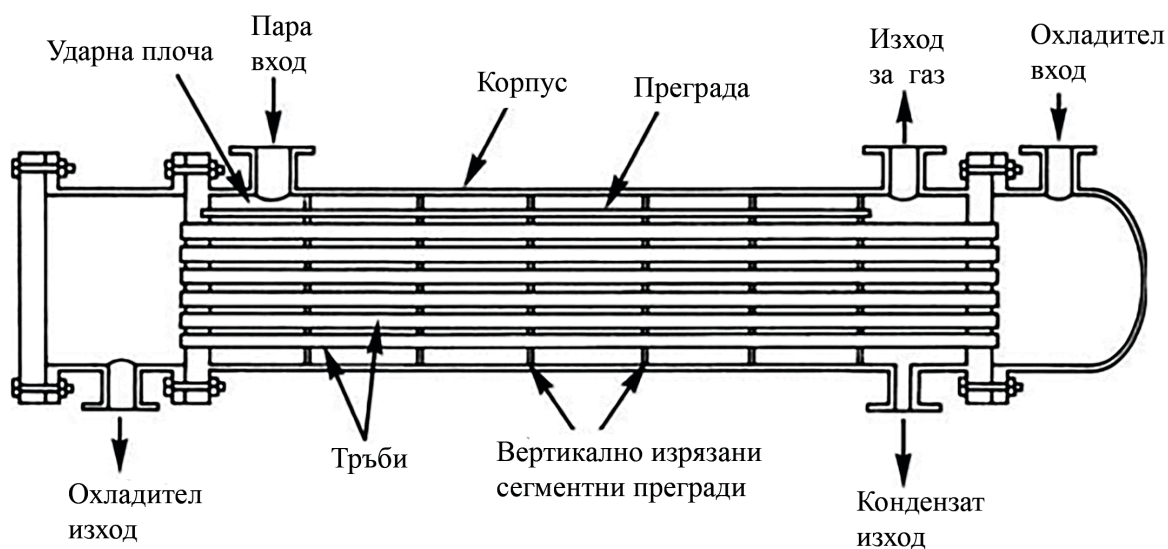
1.4.1. Тръбни топлообменни апарати

При тръбните топлообменни апарати топлообменната площ се изгражда от кръгли тръби. Единият флуид се движи в тръбите, а другият - в междутръбното пространство. Тръбният диаметър d_t , броят на тръбите N_t , дължината на тръбите L_t , стъпката между тръбите и тръбното разположение могат да се изменят. Тръбните топлообменни апарати се подразделят на:

- 1) Топлообменни апарати тип - тръба в тръба;
- 2) Кожухотръбни топлообменни апарати.
- 3) Топлообменни апарати със спирални тръби.

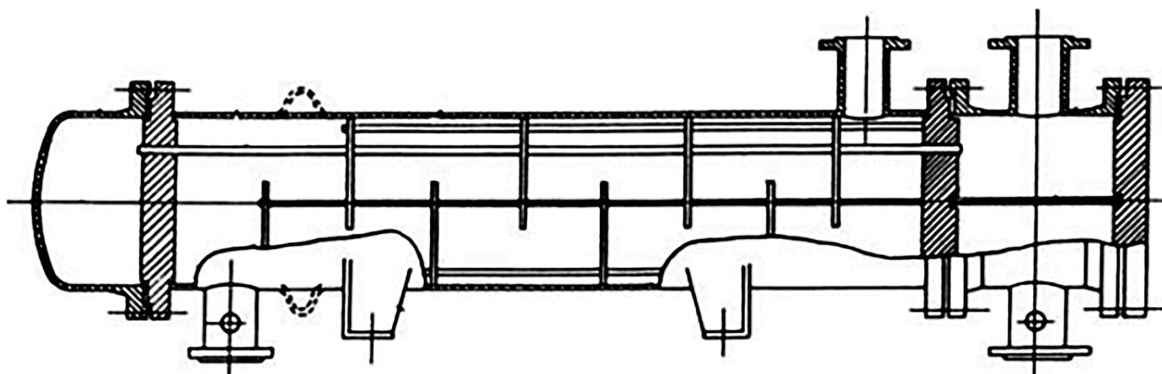
Типичният топлообменен апарат „тръба в тръба“ се състои от тръба, концентрично разположена в друга, с по-голям диаметър, фиг.1.2. и 1.8. Могат да се разполагат в различни серии, последователно или в паралел, така че да се изпълнят изискванията за пад на налягане и средна температурна разлика, ΔT_m . Основното им приложение е при динамично нагряване и охлаждане на флуиди, където са необходими малки топлообменни площи (до $50m^2$). Тази конфигурация е много подходяща, когато единият или двата флуида работят при високо налягане. Основният им недостатък е, че са обемни и

скъпи по отношение на $1 m^2$ топлообменна площ, A_w . Теплообменната площ може да се състои от една тръба (вътрешна) или много последователни тръби, фиг. 1.8. Ако външният коефициент на топлопредаване, на вътрешната тръба, α_0 е нисък, може да се използва вътрешна оребрена тръба.



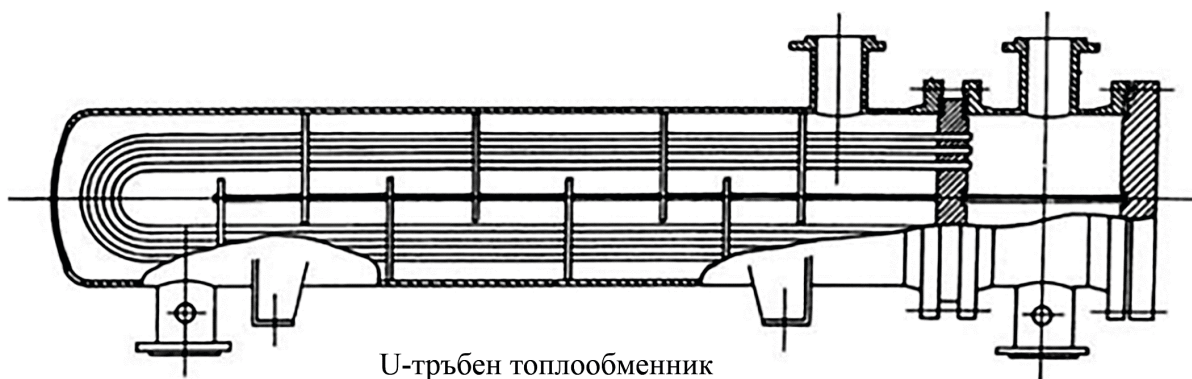
Фиг. 1.9 КТА кондензатор от страна на корпуса: ТЕМА Е

Кожухотръбните топлообменни апарати (КТТА) се изграждат от сноп цилиндрични тръби, който се монтира в кожух с по-голям диаметър, като се спазва условие за успоредност на осите. Тези апарати се използват широко като: охладители на масло, кондензатори и водоподгреватели в ТЕЦ, парогенератори в АЕЦ, в хранително-вкусовата и химична промишленост. Най-прост тип КТТА (хоризонтален кондензатор) е показан на фиг.1.9. Студеният топлоносител се движи в тръбите, а парата - в междутръбното пространство, напречно и надлъжно на тръбите. При наличие на прегради, потокът в междутръбното пространство се движи напречно и надлъжно на тръбите, докато достигне съседното отделение. Основни тръбни снопове в КТТА са показани на фиг. 1.10., 1.11. и 1.12.



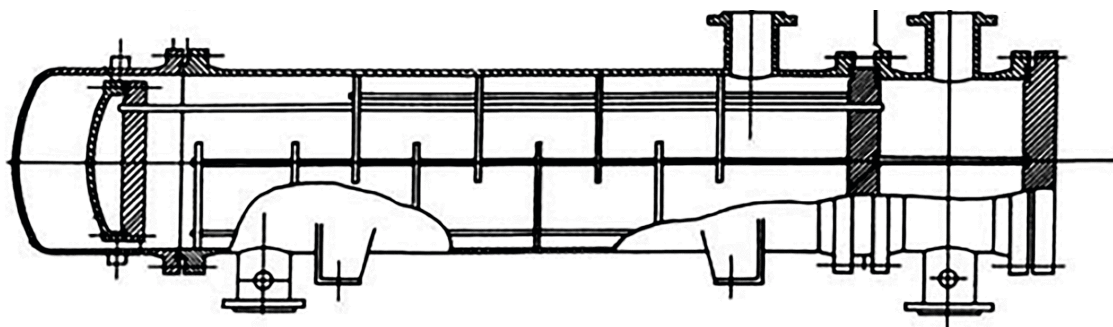
Фиг. 1.10 ТА с фиксирана тръбна дъска

Главна цел при конструирането на тези апарати е да се осигури възможност за термично разширяване, лесно почистване, или най-евтина конструкция, ако другите изисквания не са от значение. При КТТА с фиксирани тръбни дъски кожухът се заварява към тръбните дъски, което не позволява външно почистване на снопа. Почистването на тръбите отвътре е лесно, фиг. 1.10. КТТА с U – образни тръби е най-евтината конструкция, тъй като е необходима само една тръбна дъска. Тръбите не могат да бъдат почиствани отвътре по механичен начин поради U – огъване. Само четен брой тръбни ходове могат да се разположат, но термичното разширение не е ограничено, фиг. 1.11. На фиг. 1.12. е показана конструкция с „плаваща глава”, която се движи с термичните разширения. Тази конструкция показва изтегляне на снопа за почистване при процеси с интензивно замърсяване. Стойността на този апарат, обаче, е висока.



Фиг. 1.11 U – образен КТА с еднопроходна обвивка

Броят и разположението на ходовете за горещия и студен топлоносител се определя в зависимост от топлинната мощност (топлинен поток) на апарата $\dot{Q}$, пада на налягане Δp , налягане на топлоносителите в тръбите и междутръбното пространство, p_{in} , $p_{outside}$, замърсявания, технология за производство, разходи, корозия и проблеми с почистването. Преградите се използват за да се повиши коефициента на топлопредаване α_0 , както и за поддържане на тръбния сноп.



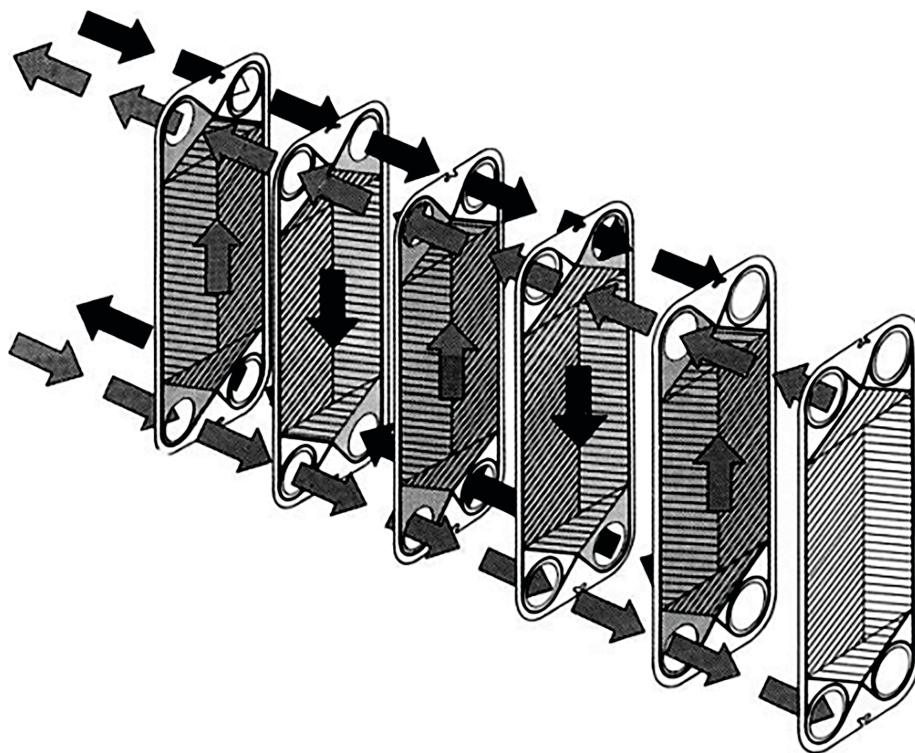
Фиг. 1.12 Изглед се КТА с плаваща глава

Топлообменните апарати с тръбни спирали представляват тръбна спирала, която е поставена в кожух и се конструират като коаксиален кондензатор или изпарител. Коефициентът на топлопреминаване U е по-висок в сравнение с този при правата тръба. Подходящи са за чисти флуиди, тъй като почистването е почти невъзможно.

1.4.2. Пластинчати топлообменни апарати

Пластинчатите топлообменни апарати (ПТА) се изграждат от тънки пластини, които оформят канали за движение на два флуида. Теплоносителите са разделени от пластини, които са гладки или с нагънати (гофрирани) ребра. Използват се за пренос на топлина при различни комбинации на газ, течност или двуфазни потоци. Могат да се класифицират на:

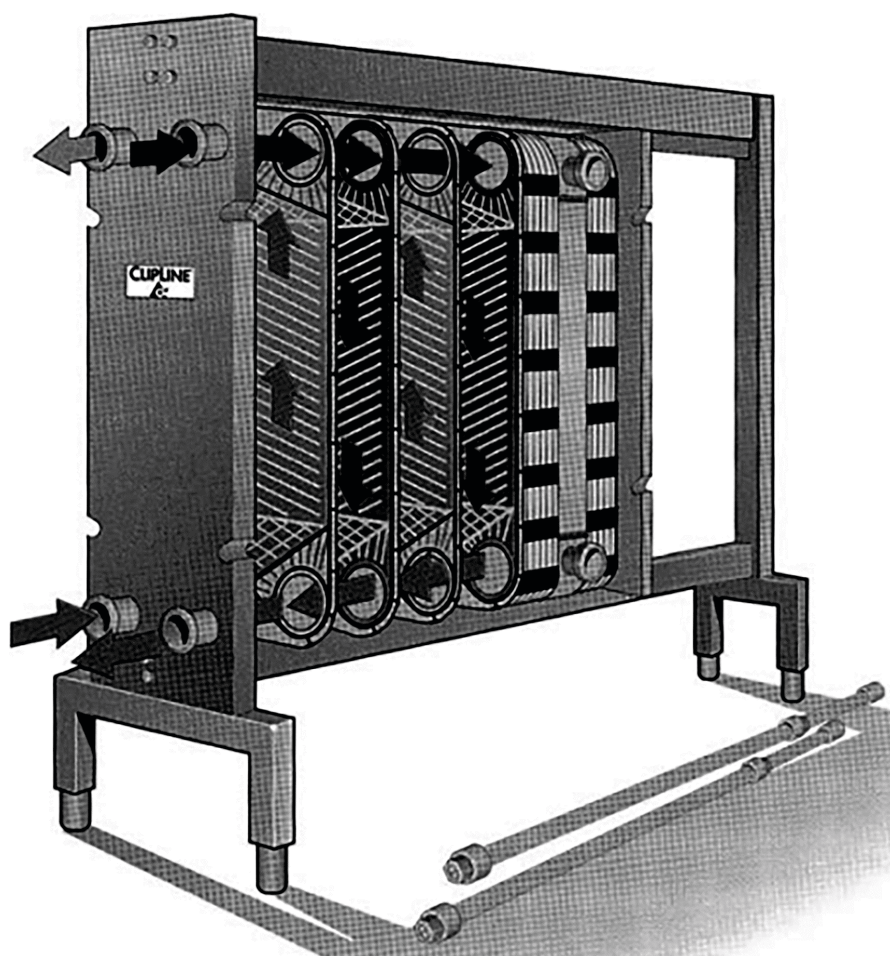
- 1) ПТА с плътно (уплътнени) разположени пластини;
- 2) ПТА със спирални пластини;
- 3) Ламелни ПТА.



Фиг. 1.13 Диаграма, показваща пътищата на потока в пластинчат ТА

ПТА с плътно (уплътнени) разположени пластини се състоят от спирали от тънки гофрирани (рифеловани) пластини или вълнообразна повърхност, което отделя топлоносителите, фиг. 1.13. и 1.14. Пластините се изработват с ъглови части по начин, че двата топлоносителя да преминават през редуващи се пространства между пластините. Подходящ дизайн и уплътняване позволява пакет от пластини да бъде стегнат с болтове в крайните пластини. Уплътняването на пластините не позволява течове навън и насочва потоците между пластините в желаното направление. Движението на топлоносителите, обикновено е противотоково. Използват се при флуиди с налягане под 25 bar и температура $T < 250^{\circ}\text{C}$. Тъй като каналите, през които преминават топлоносителите, са много малки, силни вихри повишават коефициента на топлопредаване, причиняват високи падове на налягане и високи местни тангенциални напрежения, които минимизират отлаганията на накип. Тези ТА осигуряват компактност и ниско тегло на топлообменната повърхност. Ограничени са температурно и от налягане поради конструктивни особености и наличие на уплътнения. Обикновено се използват два течни топлоносителя. Лесно се почистват и стерилизират поради пълното им разглобяване, поради което намират широко приложение в хранително – вкусовата промишленост.

ПТА със спирални пластини се изработват чрез валцоване на две дълги успоредни пластини в спирала, фиг.1.15. Спираловидните канали създават вторичен поток, който подобрява топлообмена и намалява отлаганията на накип. Тези ТА са доста компактни, но скъпи поради специалното им производство. Теплообменната площ е от $0.5 \div 500 \text{ m}^2$ в единично спираловидно тяло. Максималното налягане е $P_{\max} \leq 15 \text{ bar}$, а максималната температура е $t_{\max} \leq 500^\circ \text{C}$. Ефективни са за вискозни течности и течности с твърди примеси в суспензия, включващи утайки.

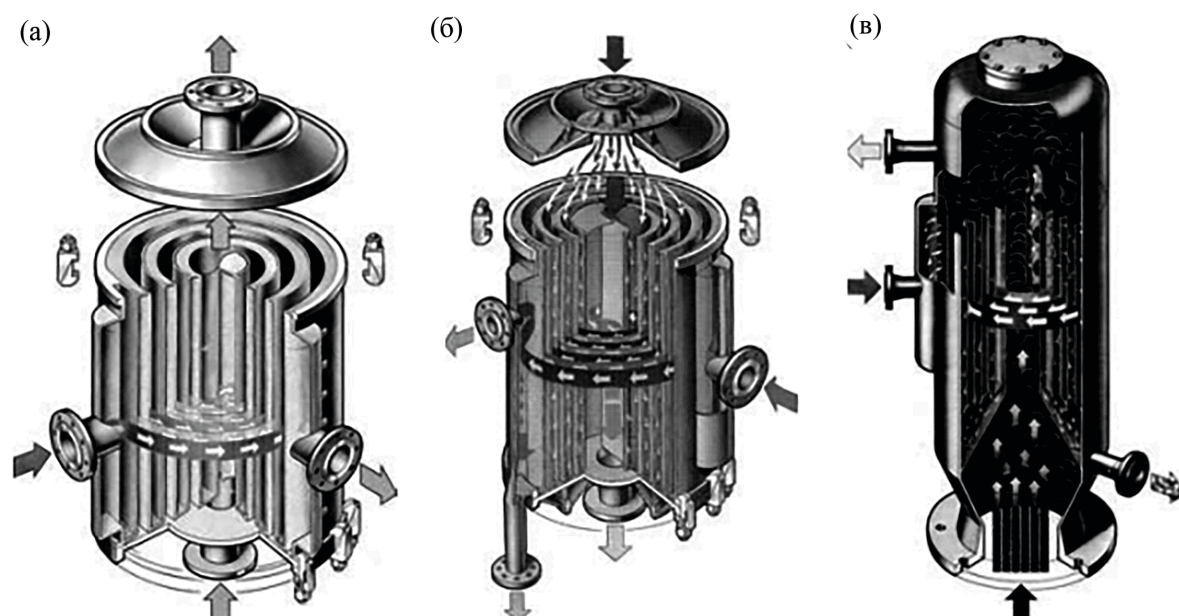


Фиг. 1.14 Пластиначат ТА, показващ пътищата на потоците

ПТА със спирални пластини се изработват в три вида, които се различават в свързването към мрежата и разположението на топлоносителите. Тип I е с плоски капаци над спиралните канали. Потоците се движат противоток в каналите чрез свързващи отвори в центъра и периферията. Този тип се използва при еднофазни

флуиди: течност-течност; газ-течност или газ-газ. Единият топлоносител влиза в центъра на ТА и се движи към периферията навън; другият флуид влиза от периферията и се движи към центъра, фиг.1.15а. Тип II е конструиран за кръстосан ток. Единият топлоносител е спирален като повърхностен кондензатор в изпарителни установки. Тип III е подобен на тип I, но със специален клапан. Предназначен е за кондензация на пари с подохлаждане на кондензата и некондензиращи газове.

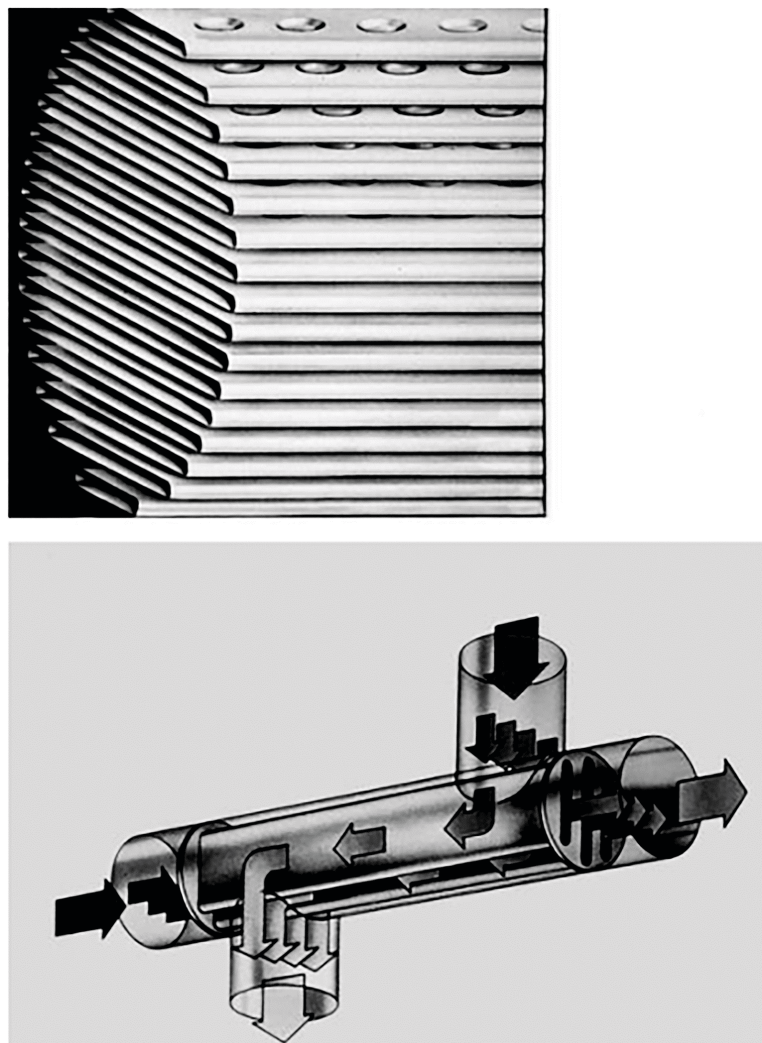
Ламелният ПТА се състои от комплект успоредни пластини (ламели), които оформят канали (плоски тръби или правоъгълни канали), фиг.1.16. Това е модификация на КТТА с плаваща глава. Вътрешната повърхност на ламелите е подходяща за химическо почистване. Следователно, флуиди предизвикващи отлагания трябва да се насочват в междутръбното пространство. Простите тръби са с гладки стени или валцовани вдлъбнатини. Външният поток, обикновено, е в един ход около ламелите, като ги обтича надлъжно. Липсват прегради, поради което може да се реализира чист противоток. Поради високата турбулентност, равномерно разпределен поток и гладки повърхности, ламелите не се замърсяват лесно. Конструкцията е подходяща за налягания $P_{\max} \leq 35 \text{ bar}$ и температури $t_{\max} \leq 200^\circ \text{C}$ при тefлонови уплътнения и $t_{\max} \leq 500^\circ \text{C}$ при азбестови уплътнения.



Фиг. 1.15 Спирални пластинчати ТА

1.4.3. Теплообменни апарати с развити повърхности

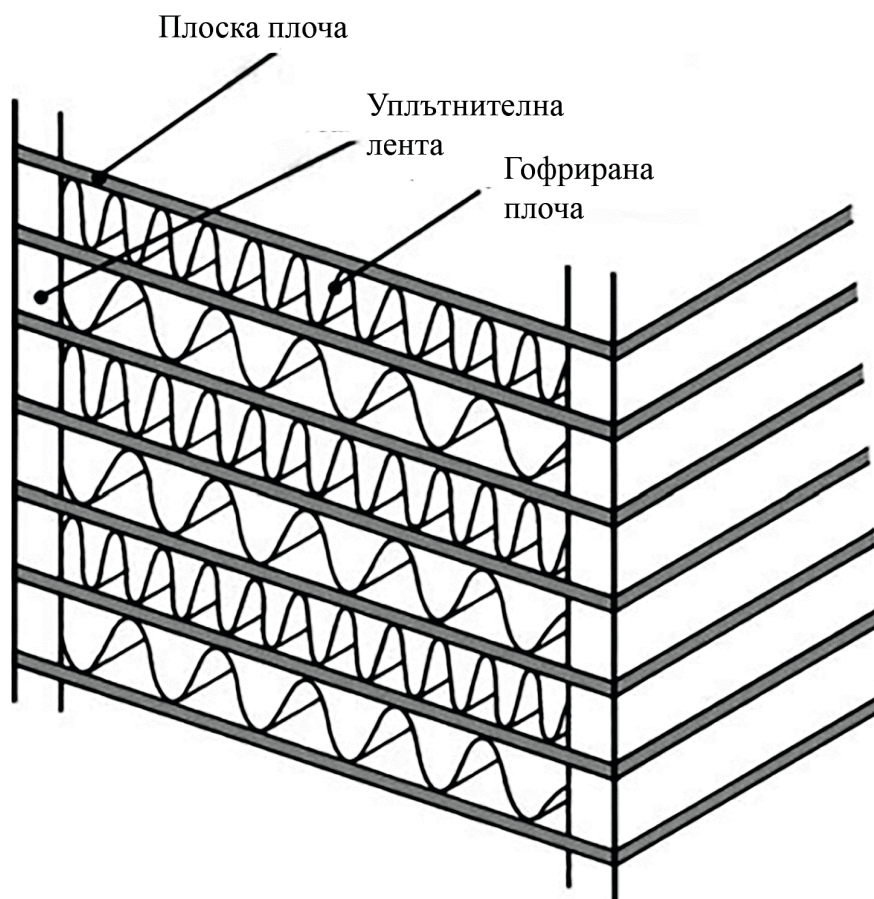
Теплообменните апарати с развити повърхности (ТАРП) са апарати с ребра върху първоначалната теплообменна повърхност (тръба или пластина), с цел да се увеличи теплообменната площ. Оребрените повърхности се използват от страна на топлоносителя с нисък коефициент на топлопредаване. Ребра са широко използвани при ТА газ-газ или течност-газ, когато коефициентът на топлопредаване от едната страна или от двете страни е нисък, а е необходимо да се направи компактен ТА. Най-разпространени ТАРП са оребрени пластинчати ТА и оребрени тръбни ТА.



Фиг. 1.16 Ламелен теплообменник

Оребрени пластинчати ТА се използват при топлоносители газ-газ. В много приложения е важно да се намали обема и теглото на ТА, поради което е необходимо

да се конструират компактни ТА, които намират приложение в много области, като: криогенната техника, енергетиката, хладилната техника, системите за климатизация и др. На фиг.1.17 е показан общ вид на ребрен пластинчат ТА. Топлоносителите са отделени от гладки плочи, между които са поставени гофрирани ребра.

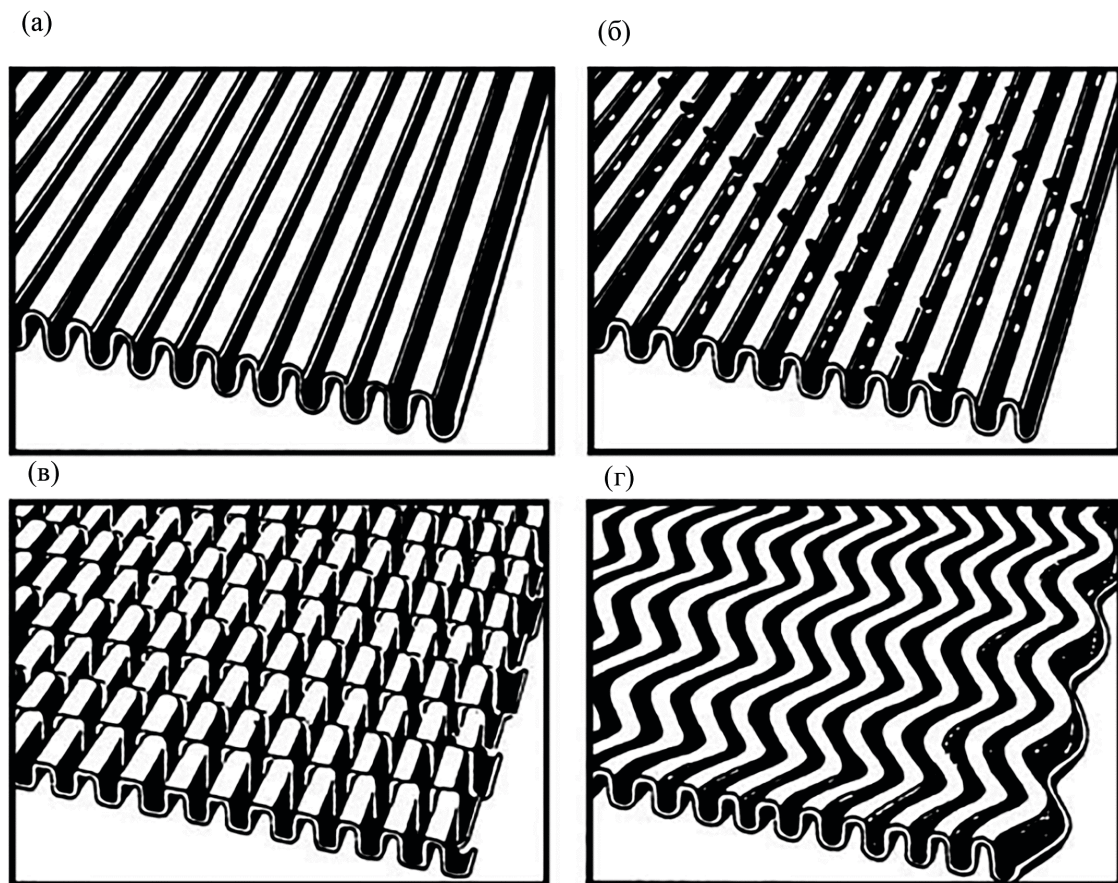


Фиг. 1.17 Конструкция на пластинчато – ребрен ТА

Конфигурацията на фиг.1.17 може да реализира правоток, противоток или кръстосан ток между топлоносителите. Ребрените пластинчати ТА са много компактни с плътност на топлообменната площ $200\text{m}^2/\text{m}^3$. Обикновено, плочите са с дебелина $0.5-1.0\text{ mm}$, а ребрата са с дебелина $0.15-0.75\text{ mm}$. ТА се прави от алуминиева сплав. Гофрираните листове, които се поставят между плочите, служат както да увеличават топлообменната площ A_w , така и да осигурят по-голяма компактност на гладките плочи. Съществуват различни видове гофрирани (рифеловани) листове.

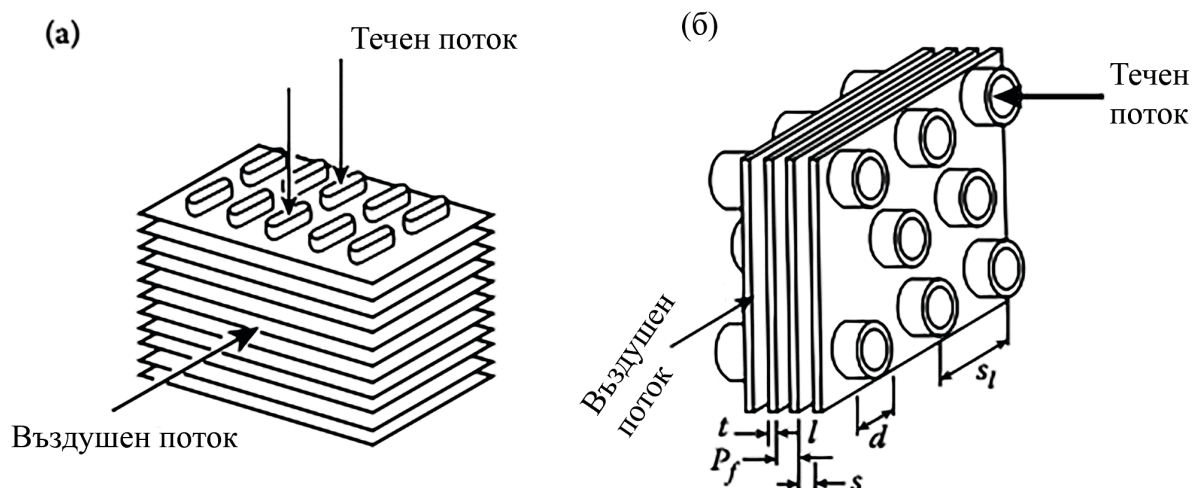
1. гладки ребра – фиг. 1.18а

2. гладки периферни ребра – фиг. 1.18б
3. назъбени ребра – фиг. 1.18в
4. „рибья-кост” или вълнообразни ребра – фиг. 1.18г



Фиг. 1.18 Видове ребра в оребрени пластинчати ТА

Флуидните канали в оребрени пластинчати ТА са малки, което означава, че масовият поток също е малък $G = 10 - 300 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ s}$, ($G = \dot{m} / A_f$), за да се избегне нарастването на Δp . Това, обаче, прави ТА с опасност от замърсяване и като се има предвид, че не могат да се чистят механично, това означава, че са пригодени само за чисти флуиди. Най-честа употреба намират за кондензационни нужди при въздушно втечняващи съоръжения. Използват се още при газови турбини, атомните електроцентрали, самолети и автомобили, отопление, вентилация, хладилни инсталации и климатици, системи за използване на отпадна техника, в хладилната индустрия и за охлаждане на електронни устройства.



Фиг. 1.19. Оребрени ТА

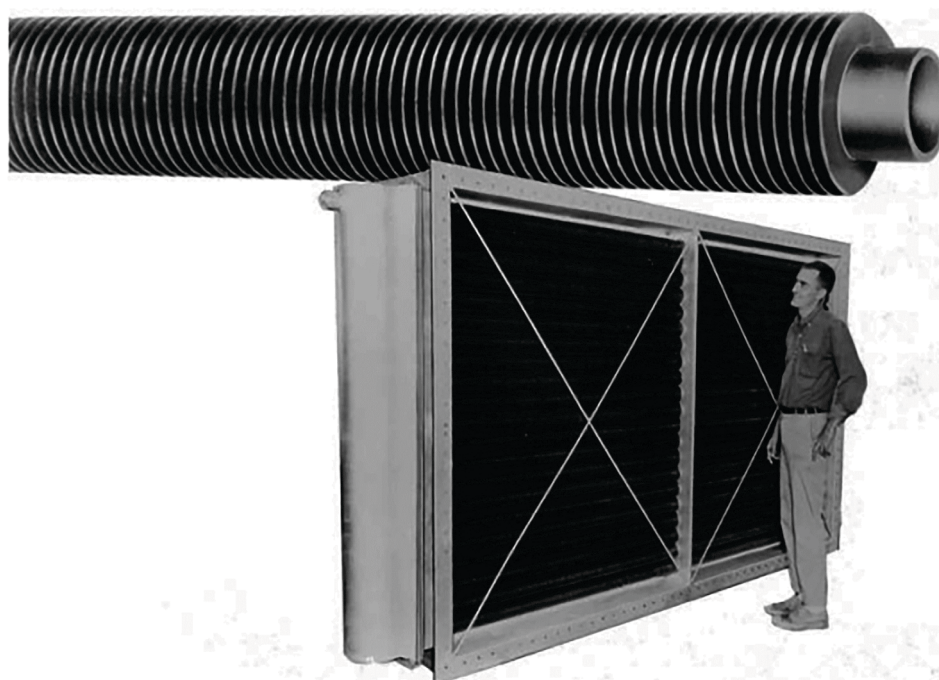
Оребрени тръбни ТА фиг.1.19. се използват в апарати с топлоносителни газ-течност. Коефициентите на топлопредаване от страна на газа са много по-ниски от тези на течността $\alpha_0 \ll \alpha_i$ и затова се налага оребряване на тръбите. Ребрата могат да бъдат напречни, винтови или надлъжни на тръбата, фиг.1.20. Надлъжните ребра, фиг. 1.21., се използват при ТА, тръба в тръба или КТТА, където няма прегради. Тръбите могат да бъдат с кръгла, правоъгълна или елипсовидна форма. Оребрени тръбни ТА се използват главно в отоплителни, вентилационни, хладилни и климатични системи. Някои от ТА с развити повърхности са компактни ТА. Ако ТА има плътност на поне една от страните $A_w > 700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$, ТА се приема за компактен.

Оребрени тръбни ТА с ребра отвътре на тръбите се използват главно в кондензаторите и изпарителите на хладилните системи. На фиг.1.22. са показани примери за интензификация на топлообмена при изпаряване или кондензация на хладилни агенти. Въздушно-охлаждани кондензатори и ТА за използване на отпадна топлина представляват оребрени тръбни ТА с хоризонтален сноп от тръби с въздух /газ, напречно на тръбите от външната страна и кондензация / кипене в тръбите, фиг.1.23 и 1.24.

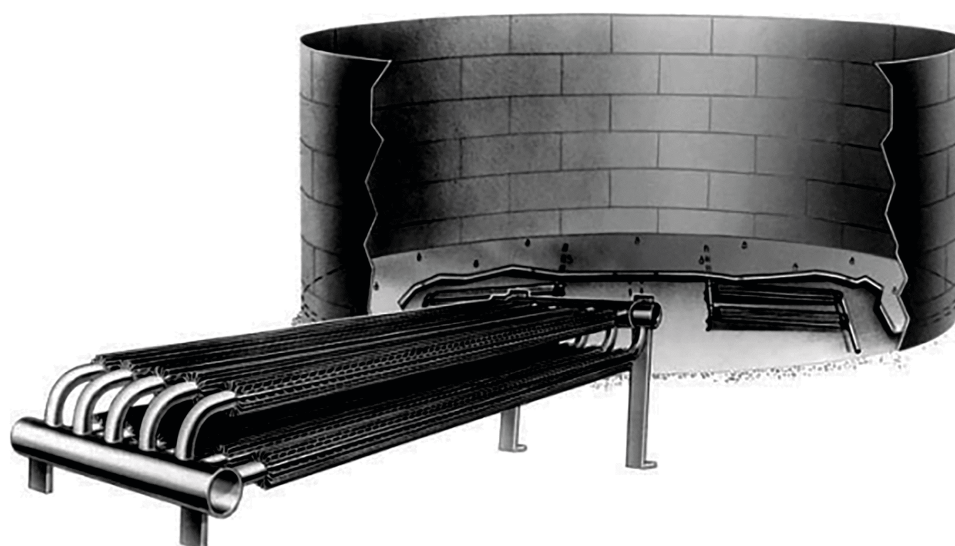
1.5. Механизъм за пренос на топлина.

Топлообменните апарати могат да се класифицират също и според механизма на пренос на топлина, а именно:

1. Еднофазна конвекция от двете страни
2. Еднофазна конвенция от едната страна и дву-фазна конвекция от другата.
3. Двуфазна конвекция от двете страни.

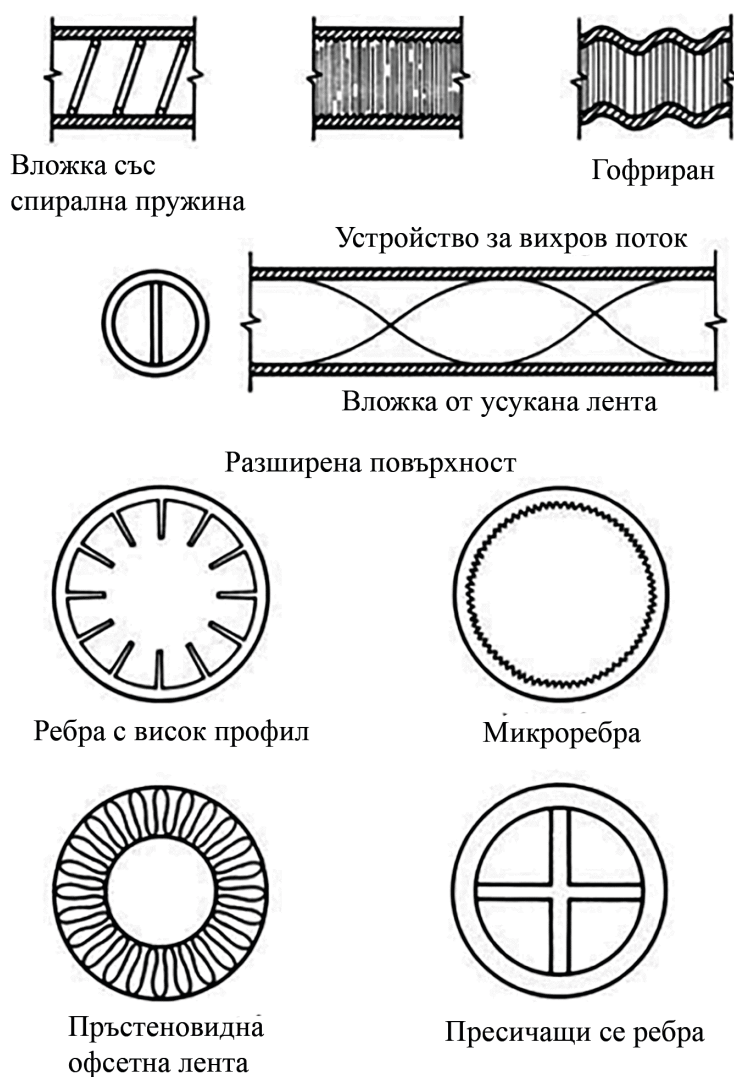


Фиг. 1.20 Тръбен въздушен подгревател

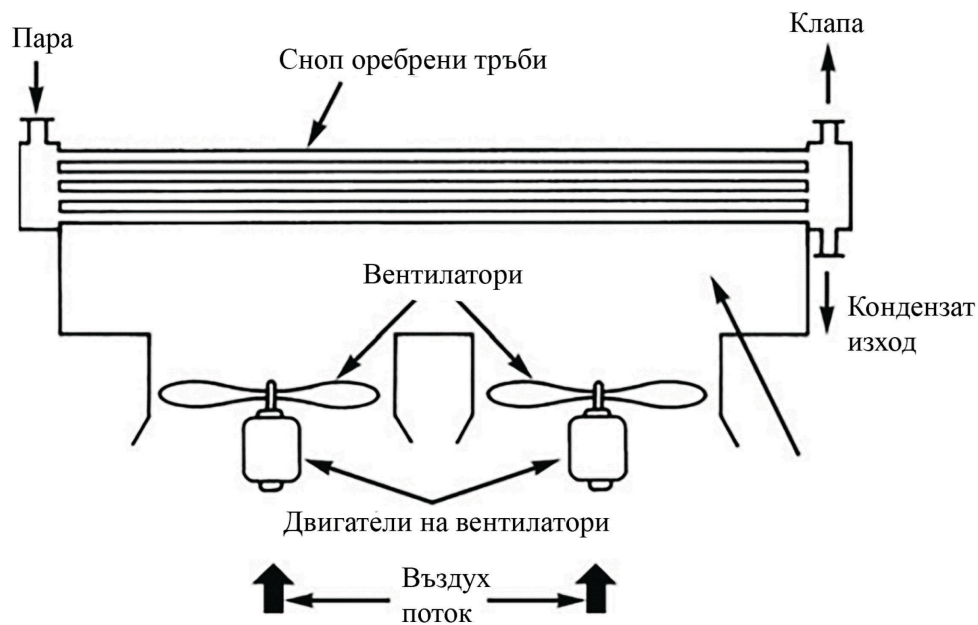


Фиг. 1.21 ТА с надлъжно-оребрени тръби

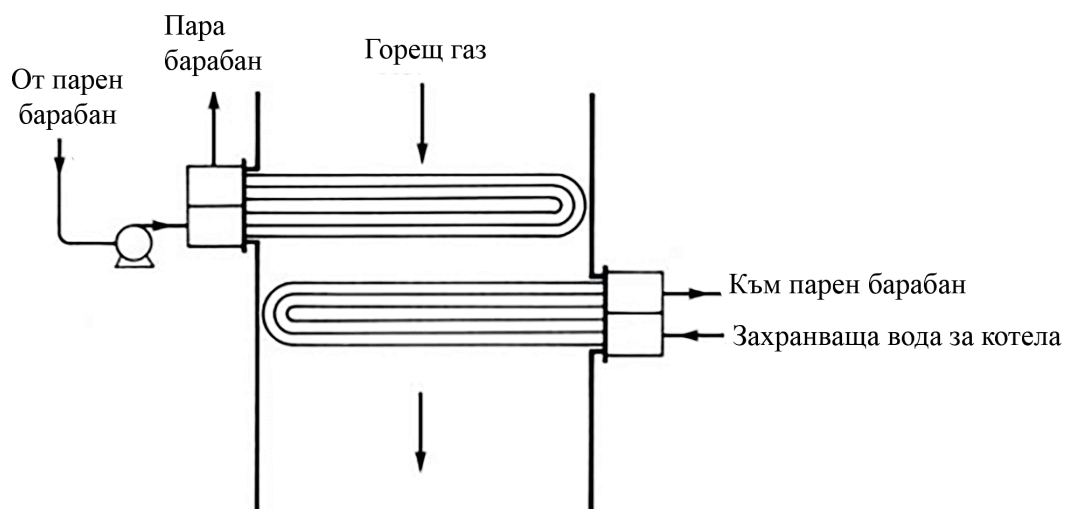
В ТА като економайзери и въздухоподгреватели в котлите, междинни охладители на компресори, автомобилни радиатори, маслоохладители, космически нагреватели и др., е налице еднофазна конвекция от двете страни. Кондензатори, бойлери, парогенератори, използвани във водни реактори и електроцентрали, изпарители и кондензатори, използвани в климатиците и космическите апарати включват кондензация, кипене и радиация (излъчване) от едната страна на ТА. Двухфазна конвекция може да се срещне когато от едната страна имаме кондензация, а от другата страна на топлообменната повърхност - кипене. Двухфазна конвекция може да съществува и без наличие на фазова промяна – когато имаме кипящ слой от газ и твърди частици принасят топлината към или от топлообменната повърхност.



Фиг. 1.22 Техники за подобряване на топлообмена при изпарение и кондензация на хладилни агенти



Фиг. 1.23 ТА с принудителна вентилация, използван като кондензатор

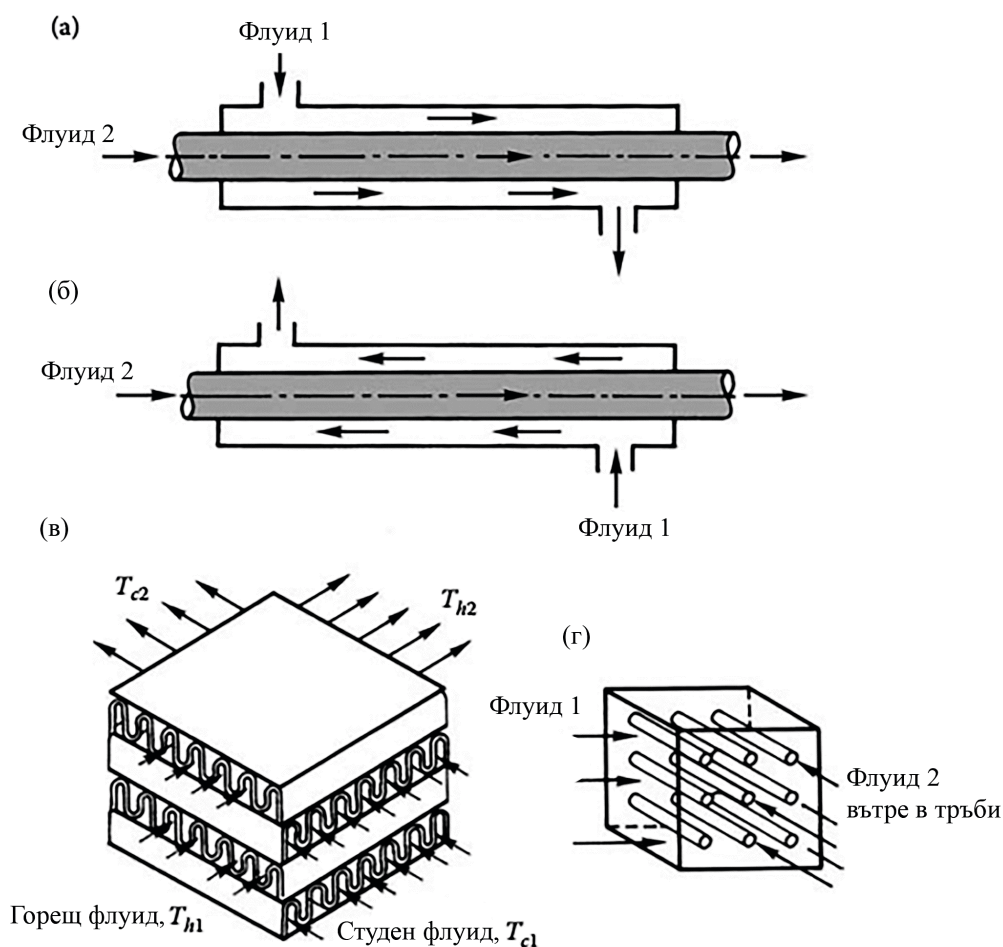


Фиг. 1.24 Хоризонтален U – тръбен котел - утилизатор

1.6. Разположение на потоците

Топлообменните апарати могат да се класифицират и според посоката на флуидните потоци. Три са основните конфигурации:

1. Правоток (паралелно движение).
2. Противоток (противоположно движение).
3. Кръстосан ток



Фиг. 1.25 Класификация на ТА според разположението на потоците: а) паралелен поток (правоток); б) противоток ; в) напречен поток с несмесени флуиди, г) напречен поток с един смесен (флуид 1) и един несмесен (2) флуид

При правоток двата флуида влизат едновременно в единия край, движат се успоредно в едно и също направление и напускат заедно в другия край, фиг. 1.25. При противоток, двата флуида се движат в противоположни посоки. При кръстосан ток, единият топлоносител се движи перпендикулярно на движението на другия топлоносител.

ГЛАВА ВТОРА

ОСНОВНИ МЕТОДИ ЗА КОНСТРУИРАНЕ НА ТОПЛООБМЕННИ АПАРАТИ

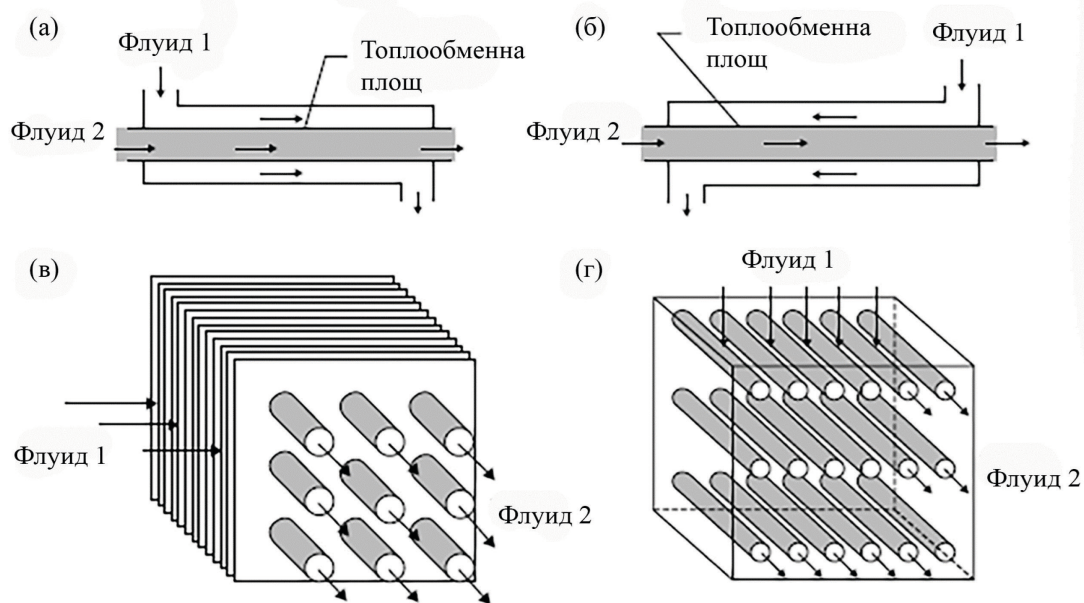
2.1. Въведение.

Основните задачи при проектиране на топлообменните апарати са свързани с тестване или оразмеряване на апарата. Тук ще бъде разгледана само методика за проектиране на рекуператори. Тестване на ТА означава определяне на топлинната мощност $\dot{Q}$ и изходящите температури на двата топлоносителя $T_{h,out}$ и $T_{c,out}$, при фиксирани масови потоци $\dot{m}_c, \dot{m}_h$, входни температури $T_{c,in}, T_{h,in}$ и допустимо Δp , при съществуваща топлообменна площ A . Т.е, топлообменната площ A_w и флуидната конфигурация са предварително известни. При оразмеряване на ТА се определят размерите на ТА, т.е. избор на подходящ тип ТА и определяне на размерите при изискванията за фиксирани входни и изходни температури на топлоносителите, $T_{c,in}, T_{c,out}, T_{h,in}, T_{h,out}$, масови потоци $\dot{m}_c$ и $\dot{m}_h$ и падове на налягане $\Delta p_h, \Delta p_c$.

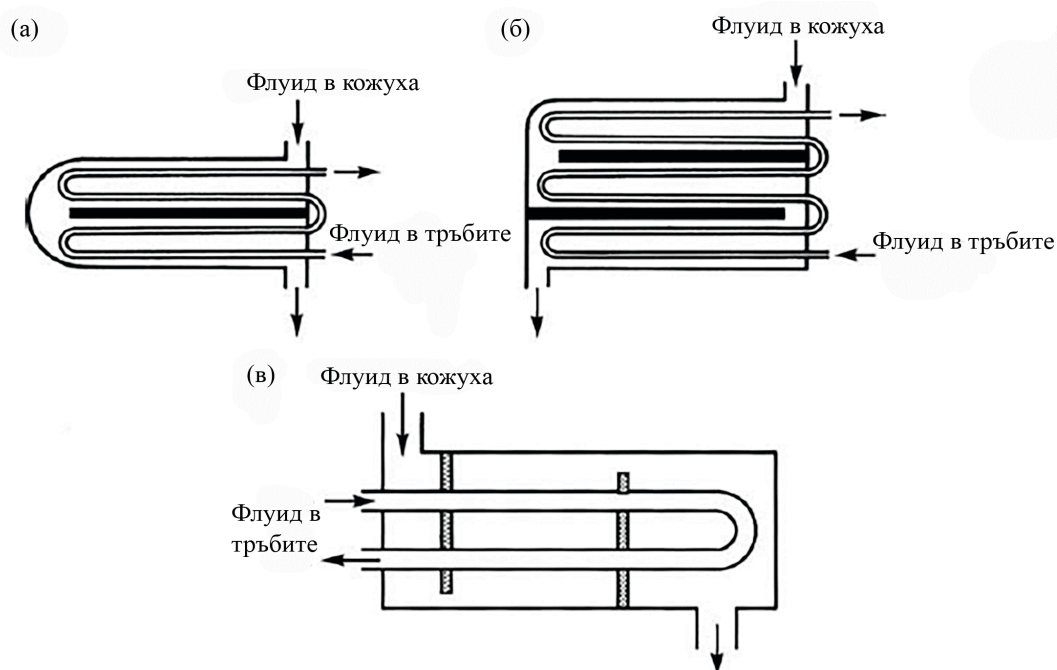
2.2. Флуидна конфигурация.

Рекуператорите се класифицират според посоките на топлоносителите и ходовете, които всеки един от тях изминава през топлообменния апарат:

- правоток: двата потока се движат успоредно в една посока, фиг. 2.1.(а);
- противоток: двата потока се движат успоредно, но в противоположни посоки, фиг. 2.1.(б);
- кръстосан ток: двата потока се движат в направления, които се пресичат, фиг.2.1.(в) и (г);
- смесен ток: двата потока са едновременно в правоток и противоток, фиг. 2.2 (а) и (б)
- многоходов кръстосан ток, фиг. 2.2.(в).



Фиг. 2.1 Класификация на ТА според разположението на потока

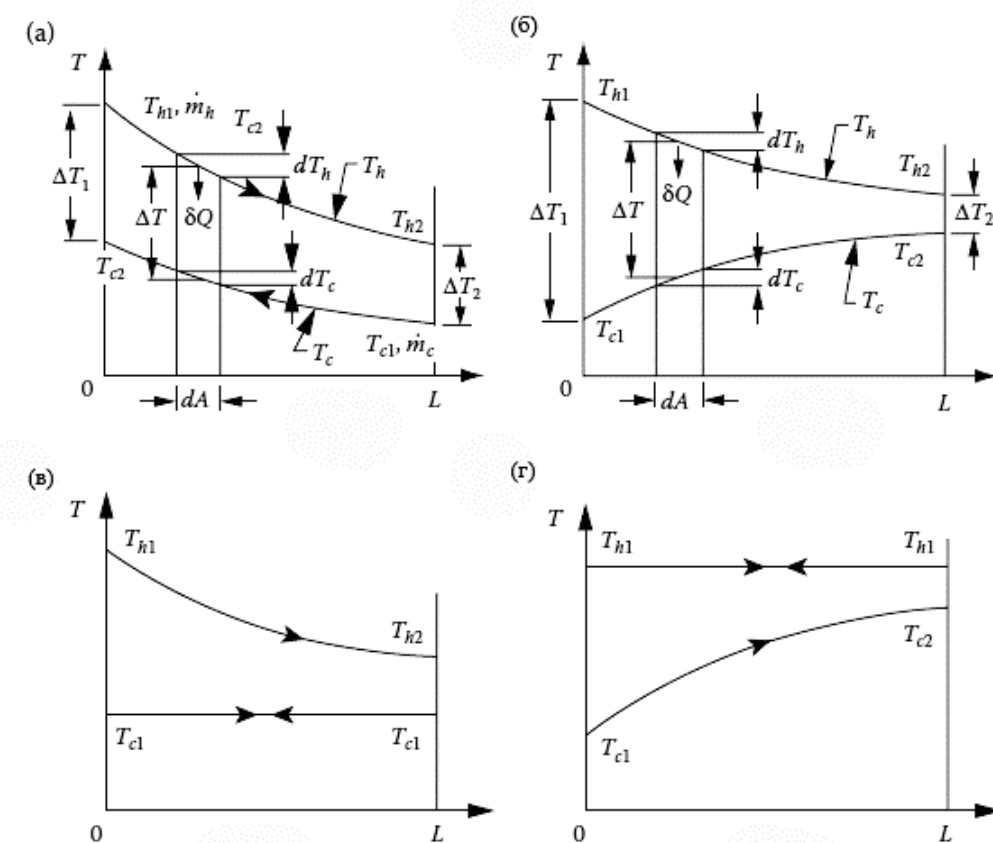


Фиг. 2.2 Многоходови ТА

2.3. Основни уравнения.

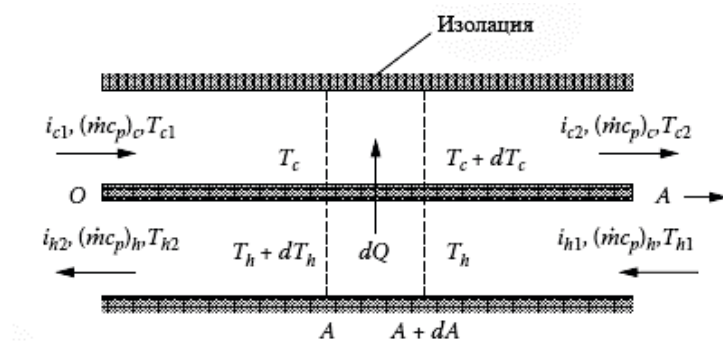
В този случай, под ТА се разбира рекуператор, в който топлинният поток $\dot{Q}$ се пренася между два флуида, разделени от топлопроводна стена. Цел на анализа е да се определи топлообменната площ A_w на апарата. Пресмятания за определяне на характе-

ристиката на ТА се правят когато ТА съществува и е работил в експлоатационни условия и е необходимо да се определят моментните му характеристики $\dot{Q}$, Δp и $T_{c,out}$; $T_{h,out}$.



Фиг. 2.3 Температура на флуида при правоток (а), противоток (б), изпарител (в), кондензатор (г).

Измененията на температурите на двата носителя по дължината на тръбата, за различни флуидни конфигурации, са показани на фиг.2.3. На фиг.2.3.(а) е показано изменение на температурите на двата топлоносителя при противотоково движение на топлоносителите в апарата, а фиг.2.3.(б), - при правотоково движение. Теплообмен при изпаряване на студен топлоносител с $T_c = const$ (изпарител) е показан на фиг. 2.3.(в), а теплообмен при кондензация на горещ топлоносител с $T_h = const$ (кондензатор) – на фиг. 2.3.(г). Видът на температурните профили зависи от стойностите на топлинните капацитети на топлоносителите, $\dot{m}c_p$.



Фиг. 2.4 Общ енергиен баланс на горещия и студения флуид

От Първия закон на термодинамиката за отворена система, фиг.2.4 при стационарни условия и незначителни изменения в кинетичната и потенциална енергия, за безкрайно малко изменение на състоянието, за всеки един от флуидите може да се запише

$$\delta \dot{Q} = \dot{m} dh. \quad (2.1)$$

Интегрирането на ур. (2.1) дава:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_2 - h_1), \quad (2.2)$$

където h_1 и h_2 са входните и изходни енталпии на всеки един от топлоносителите. Уравнение (2.2) е валидно за всеки от процесите на фиг. 2.3. Ако ТА е адиабатно изолиран от околната среда, интегрирането на ур. (2.1) за горещия и студен топлоносител, дава:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h (h_{h,i} - h_{h,o}) \quad - \text{горещ} \quad (2.3)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c (h_{c,i} - h_{c,o}) \quad - \text{студен} \quad (2.4)$$

Ако двата флуида не претърпяват фазово изменение, и имат $c_p = \text{const}$, $dh = c_p dT$ и ур.

(2.3) и (2.4) могат да бъдат записани във вида:

$$\dot{Q} = (\dot{m}c_p)_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.5)$$

$$\dot{Q} = (\dot{m}c_p)_h (T_{c,o} - T_{c,i}). \quad (2.6)$$

Както се вижда от фиг.2.3, температурната разлика между двата флуида, $\Delta T = T_h - T_c$, се изменя по дължината на ТА. Следователно, при анализа на ТА трябва да се установи някаква средна стойност, така че $\dot{Q}$ между двата флуида да се определи от движението:

$$\dot{Q} = U A \Delta T_m, \quad (2.7)$$

където: U - коефициент на топлопреминаване, A - обща топлообменна площ. Средната температурна разлика ΔT_m е функция на $T_{c,in}, T_{c,out}, T_{h,in}, T_{h,out}$ и трябва да се определи специфичната ѝ форма. Ако $\dot{Q}$ е известна величина от ур. (2.5) или (2.6), тогава ур. (2.7) се използва за определяне на A_w , ако U и ΔT_m са предварително известни величини.

2.4. Коефициент на топлопреминаване.

Коефициентът на топлопреминаване за единична, гладка и чиста стена (от двете страни) може да се определи от:

$$UA = \frac{1}{\sum R_t} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i A} + \frac{\delta}{k_w A} + \frac{1}{\alpha_o A}}. \quad (2.8)$$

за неоребрен и чист тръбен ТА, коефициент на топлопредаване се определя от:

$$U_o A_o = U_i A_i = \frac{1}{\sum R_t} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k_w L} + \frac{1}{\alpha_o A_o}}. \quad (2.9)$$

Ако върху топлообменната повърхност има отлагане във вид на накип (депозит), това въвежда допълнително термично съпротивление във веригата на топлинния поток

$\dot{Q}$. Ако α_s е коефициент на топлопредаване на повърхност с депозит, термичното съпротивление R_s се определя от

$$R_s = \frac{1}{A\alpha_s} = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_s}, \quad (2.10)$$

където A е оригиналната топлообменна площ преди отлагане, а ΔT_s е температурния пад през слоя. $R_f = 1/\alpha_s$ се нарича фактор на замърсяване, $m^2 K / W$ (съпротивления от замърсяване на ТА с площ A).

Когато са налице отлагания от двете страни на стената, общото термично съпротивление се определя от:

$$R_t = \frac{1}{UA} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{\alpha_i A_i} + R_w + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{\alpha_o A_o}. \quad (2.11)$$

Изчисляването на U зависи от повърхността, за която се определя, тъй като $U_o \neq U_i$, ако $A_o \neq A_i$. Съпротивлението на стената R_w се определя от:

$$R_w = \frac{\delta}{k_s A}, \quad (\text{за чиста гладка плоска стена}) \quad (2.12a)$$

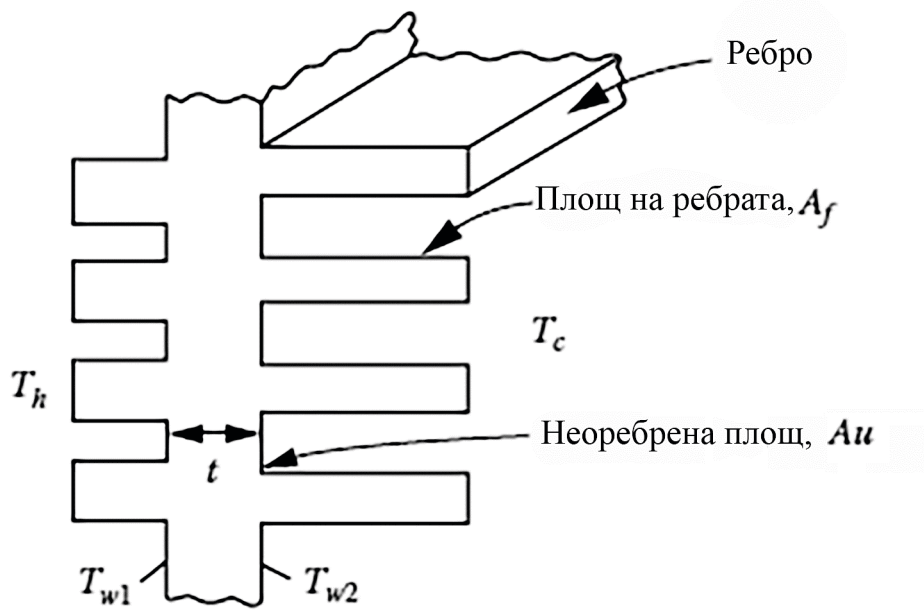
$$R_w = \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k_s L}. \quad (\text{за чиста тръбна стена}) \quad (2.12b)$$

Отделящата двата флуида стена може да бъде оребрена, и то различно от двете страни, фиг. 2.5.

От всяка страна, топлинният поток $\dot{Q}$ се пренася от ребрата (индекс „f”) и от неоребрената част на страната (индекс „u”). Въвеждайки понятието ефективност на ребро η_f , топлинният поток $\dot{Q}$ може да се изрази чрез:

$$\dot{Q} = (\eta_f \alpha_f A_f + \alpha_u A_u) \Delta T, \quad (2.13)$$

където: $\Delta T = T_h - T_{w,1}$ или $\Delta T = T_{w,2} - T_c$, фиг.2.5. Приемайки, че $\alpha_u = \alpha_f = \alpha$, ур. (2.13), може да се представи във вида:



Фиг. 2.5 Общ вид на ребрена стена

$$\dot{Q} = \alpha A \left[1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \right] \Delta T, \quad (2.14)$$

или

$$\dot{Q} = \eta \alpha A \Delta T, \quad (2.15)$$

където $\eta = 1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A}$, е общата ефективност на повърхността, а $A = A_f + A_u$. От ур.

(2.15) се вижда, че ще има допълнително термично съпротивление от двете страни от вида $1/\eta \alpha A$. Това е ефективно комбинирано повърхностно съпротивление (две съпротивления в паралел от конвекция и топлопроводност в ребрата и конвекция от неоребрената повърхност). Следователно, общото термично съпротивление на стената е:

$$R_t = \frac{1}{UA} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{\eta_i \alpha_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{\eta_i A_i} + R_w + \frac{R_{f,o}}{\eta_o A_o} + \frac{1}{\eta_o \alpha_o A_o} \quad (2.16)$$

Трябва да се отбележи, че за ребрени повърхности, A_o и A_i са общите повърхности от двете страни на стената. В кожухотръбните топлообменни апарати,

коэффициентът на топлопреминаване U се определя, обикновено по отношение на външната повърхност. Тогава, от ур. (2.16) :

$$U_o = \left\{ \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{\eta_i A_i} + \frac{A_o R_{f,i}}{A_i \eta_i} + A_o R_w + \frac{R_{f,o}}{\eta_o} + \frac{1}{\eta_o \alpha_o} \right\}^{-1}. \quad (2.17)$$

Стойността на η_f за различни конфигурации ребра може да се намери в литературата.

За правоъгълно ребро с дължина L и постоянно напречно сечение.

$$\eta_i = \frac{\tanh(mL)}{mL}, \quad (2.18)$$

където:

$$m = \left(\frac{2\alpha}{\delta k_f} \right)^{1/2}, \quad (2.19)$$

δ - дебелина на реброто, а L - дължината му. За неоребрен ТА, ур. (2.17) се редуцира във вида:

$$U_o = \left\{ \frac{r_o}{r_i \alpha_i} + \frac{r_o}{r_i} R_{f,i} + \frac{r_o \ln(r_o / r_i)}{k_w} + R_{f,o} + \frac{1}{\alpha_o} \right\}^{-1}. \quad (2.20)$$

За плоска стена с дебелина δ , коефициенти на топлопредаване α_i и α_o и отлагане на накип (депозит) върху вътрешната страна на стената, ур.(2.17) приема вида:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_i} + R_{f,i} + \frac{\delta}{k_w} + \frac{1}{\alpha_o}. \quad (2.21)$$

Задача 2.1.

Да се определи коефициента на топлопреминаване U за плоска стена с дебелина $\delta = 0.003 \text{ m}$, коефициент на топлопроводност на материала на стената $k_w = 50 \text{ W / m.K}$, коефициенти на топлопредаване $\alpha_i = 2500 \text{ W / m}^2 \text{ K}$ (течност), $\alpha_o = 1800 \text{ W / m}^2 \text{ K}$ (течност) и накип от едната страна $R_{f,i} = 0.0002 \text{ m}^2 \text{ K / W}$:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U} &= \frac{1}{\alpha_i} + R_{f,i} + \frac{\delta}{k_w} + \frac{1}{\alpha_o} = \frac{1}{2500} + 0.0002 + \frac{0.003}{50} + \frac{1}{1800} = \\ &= 0.0004 + 0.0002 + 0.00006 + 0.00056 = 0.001216 \text{ m}^2 \text{ K / W}. \end{aligned}$$

$$U = 822.7 \text{ W / m}^2 \text{ K}.$$

Задача 2.2.

Да се замени външният топлоносител - от течност с газ - $\alpha_o = 50 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}$.

$$\begin{aligned}\frac{1}{U} &= \frac{1}{2500} + 0.0002 + \frac{0.003}{50} + \frac{1}{50} = 0.0004 + 0.00006 + 0.0002 + 0.02 \\ &= 0.02066 \text{ m}^2 \text{K} / \text{W}.\end{aligned}$$

$$U = 48.4 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}.$$

В този случай, само външното термично съпротивление е съществено.

Задача 2.3.

Да се замени и вътрешният топлоносител - от течност с газ $\alpha_i = 20 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}$

$$\begin{aligned}\frac{1}{U} &= \frac{1}{20} + 0.0002 + 0.00006 + 0.02 = 0.05 + 0.002 + 0.00006 + 0.02 \\ &= 0.07026 \text{ m}^2 \text{K} / \text{W}.\end{aligned}$$

$$U = 14.2 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}.$$

В този случай, съпротивленията на стената и накипа са незначителни.

2.5. Метод на средно-логаритмичната температурна разлика

2.5.1. Правотоков и противотоков топлообменен апарат

Да разгледаме най-простия случай на правоков или противотоков ТА (фиг. 2.3а и 2.3б) и фиг. 2.6. Формата на ΔT_m в ур.(2.7) може да се определи чрез прилагане на енергийния баланс върху елементарна площ dA , за топлия и студения топлоносител, който за адиабатен ТА и установени потоци дава:

$$\delta \dot{Q} = (\dot{m} c_p)_h dT_h = \pm (\dot{m} c_p)_c dT_c, \quad (2.22a)$$

или

$$\delta \dot{Q} = -C_h dT_h = \pm C_c dT_c, \quad (2.22b)$$

където C_h и C_c , W / K , са масовите топлинни капацитети. Топлинния поток $\delta \dot{Q}$ между двата флуида може да се изрази от:

$$\delta \dot{Q} = U (T_h - T_c) dA. \quad (2.23)$$

За правоток , от ур. (2.22.b)

$$d(T_h - T_c) = dT_h - T_c = \delta \dot{Q} \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right). \quad (2.24)$$

Замествайки ур. (2.23) в ур.(2.24) получаваме

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = U \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) dA. \quad (2.25)$$

Ако интегрираме ур.(2.25), при неизменни стойности на U , C_h и C_c , по цялата дължина на ТА, получаваме

$$\ln \left| \frac{T_{h,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,o}} \right| = U \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) A, \quad (2.26a)$$

$$T_{h,o} - T_{c,i} = (T_{h,i} - T_{c,o}) \exp \left\{ UA \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \right\}. \quad (2.26b)$$

За правотоков ТА

$$T_{h,o} - T_{c,o} = (T_{h,i} - T_{c,i}) \exp \left\{ -UA \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h} \right) \right\}. \quad (2.26c)$$

Ако топлообменната площ на апарата $A \rightarrow \infty$, тогава $T_{c,o} \rightarrow T_{h,i}$ (за противотоков ТА).

Ако топлинният капацитет на горещия топлоносител е по-голям от този на студения, $C_h > C_c$ температурната разлика $\Delta T = T_h - T_c$ нараства по направление на горещия поток. Ако $C_h < C_c$, двете криви са вдлъбнати и $\Delta T = T_h - T_c$, намалява по направление на горещия поток. При $A \rightarrow \infty$, $T_{h,o} \rightarrow T_{c,i}$. От ур. (2.5) и (2.6):

$$\dot{Q} = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad \text{и} \quad \dot{Q} = C_c (T_{c,o} - T_{c,i})$$

$$C_h = \frac{\dot{Q}}{T_{h,i} - T_{h,o}} \text{ и } C_c = \frac{\dot{Q}}{T_{c,i} - T_{c,o}} \text{ замествайки } C_h \text{ и } C_c \text{ в ур. (2.26a)}$$

$$\ln \left(\frac{T_{h,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,o}} \right) = \frac{UA}{\dot{Q}} (T_{c,o} - T_{c,i} - T_{h,i} + T_{h,o}) = \frac{UA}{\dot{Q}} [(T_{h,o} - T_{c,i}) - (T_{h,i} - T_{c,o})]$$

$$\dot{Q} = UA \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)}, \quad (2.27a)$$

$$\dot{Q} = UA \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}, \quad (2.27b)$$

където ΔT_1 е температурна разлика в единия край, ΔT_2 - в другия край на топлообменния апарат. Тогава, за подходяща ΔT_m за целия ТА се приема:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}, \quad (2.28)$$

която се нарича средно-логаритмична температурна разлика:

$$\dot{Q} = UA \Delta T_m. \quad (2.29)$$

Ако $(\dot{m}c_p)_h = (\dot{m}c_p)_c$, тогава ΔT_m е неопределена, тъй като :

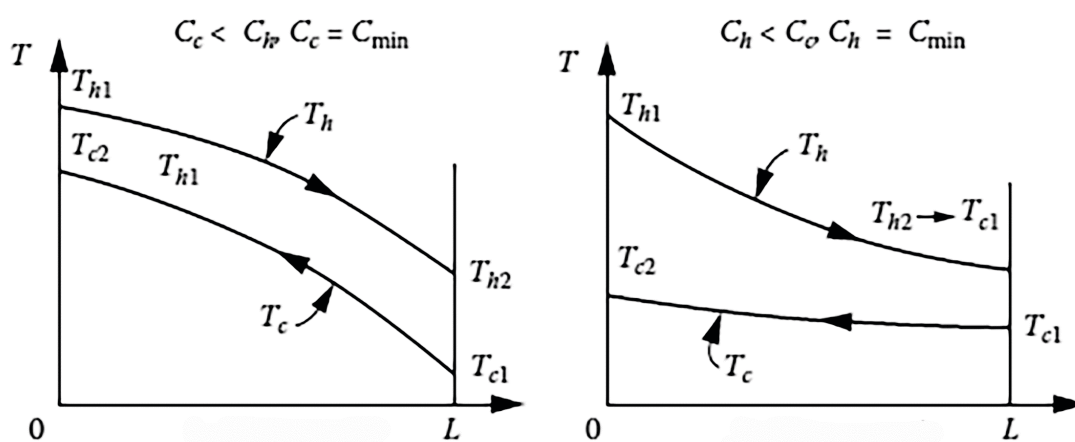
$$T_{h,i} - T_{h,o} = T_{c,o} - T_{c,i} \quad \text{и} \quad \Delta T_1 = \Delta T_2. \quad (2.30)$$

В този случай, може да се покаже, като се използва правилото на Лопитал (L'Hopital's rule), че $\Delta T_m = \Delta T_1 = \Delta T_2$ и

$$\dot{Q} = UA (T_h - T_c), \quad (2.31)$$

където $T_h - T_c = \Delta T_1 = \Delta T_2$. За правотоков ТА ур. (2.28) също в сила, с тази разлика, че $\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i}$ и $\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o}$. Трябва да се отбележи, че при едни и същи входни и

изходни температури, $\Delta T_{lm,cf} > \Delta T_{lm,pf}$, т.е. средно-логаритмичната температурна разлика отразява минималния температурен потенциал за пренасяне на $\dot{Q}$, който може да се получи само при противотоков ТА. Следователно, A , необходима за определен топлинен поток, $\dot{Q} = fixed$, е по-малка при противотоков ТА в сравнение с правотоков ТА, при допускане за неизменен коефициент на топлопреминаване U по дължината на апарата. Също така е възможно $T_{c,o}$ да надвиши $T_{h,o}$ при противотоков ТА, но не е възможно това да се случи при правотоков ТА.



Фиг. 2.6 Температурно изменение в противотоков ТА

Задача 2.4.

Кожухотръбен ТА е конструиран с тръби с външен диаметър $d_0 = 0.0254 \text{ m}$ да охлажда горещ топлоносител (95% разтвор на етилалкохол, $c_p = 3810 \text{ J/kg K}$) с масов дебит $\dot{m}_h = 6.93 \text{ kg/s}$, от начална температура $t_{h,i} = 66^\circ \text{C}$ до крайна температура $t_{h,o} = 42^\circ \text{C}$. За студен топлоносител се използва вода ($c_p = 4187 \text{ J/kg K}$) с масов дебит $\dot{m}_c = 6.30 \text{ kg/s}$, която постъпва в ТА с температура $t_{c,i} = 10^\circ \text{C}$. ТА има 72 броя тръби и коефициент на топлопреминаване $U_o = 568 \text{ W/m}^2 \text{K}$. Да се определи топлообменната площ A_o и дължината на топлообменника L , за всеки един от случаите:

- 1) Правотоков кожухотръбен ТА;
- 2) Противотоков кожухотръбен ТА.

Случай - 1)

$$\dot{Q} = (\dot{m}c_p)_h (t_{h,i} - t_{h,o}) = 6.93 \times 3810 \times (66 - 42) = 633.7 \times 10^3 \text{ W}$$

$$t_{c,o} = \frac{\dot{Q}}{(\dot{m}c_p)_c} + t_{c,i} = 10 + \frac{633.7 \times 10^3}{6.3 \times 4.187 \times 10^3} = 34.0^\circ C$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(66-10) - (42-34)}{\ln \left(\frac{56}{8} \right)} = 24.7^\circ C$$

$$\dot{Q} = U_o A_o \Delta T_{lm, pf} \rightarrow A_o = \frac{\dot{Q}}{U_o \Delta T_{lm, pf}} = \frac{633.7 \times 10^3}{568 \times 24.67} = 45.2 m^2$$

$$A_o = \pi d_o N_t L_t$$

$$L_t = \frac{A_o}{\pi d_o N_t} = \frac{45.2}{\pi \times 0.0254 \times 72} = 7.87 m$$

Случай - 2)

$$\Delta T_{lm, cf} = \frac{(66-34) - (42-10)}{\ln \left(\frac{32}{32} \right)} \Rightarrow \Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_{lm, cf} = 32^\circ C$$

$$A_o = \frac{633.7 \times 10^3}{568 \times 32} = 34.9 m^2 \quad L_t = \frac{34.9}{\pi \times 0.0254 \times 72} = 6.07 m$$

2.5.2. ТА с многоходови и кръстосани потоци

Средно-логаритмичната температурна разлика, използвана до сега, не е приложима при ТА с кръстосани и многоходови потоци. Интегрирането на ур. (2.23),

$\delta \dot{Q} = U(T_H - T_C) dA$, за тези флуидни разположения, има за резултат интегрирана средна температурна разлика ΔT_m , така че:

$$\dot{Q} = UA \Delta T_m, \quad (2.32)$$

където ΔT_m е истинска (ефективна) температурна разлика ΔT и е функция от температурите на двата топлоносителя, $T_{h,i}, T_{h,o}; T_{c,i}; T_{c,o}$. Най-общо, ΔT_m може да бъде определена аналитично посредством следните величини:

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{(T_{h,o} - T_{c,i}) - (T_{h,i} - T_{c,o})}{\ln \left(\frac{T_{h,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,o}} \right)}, \quad (2.33)$$

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{\max}}, \quad (2.34)$$

$$R = \frac{C_c}{C_h} = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}, \quad (2.35)$$

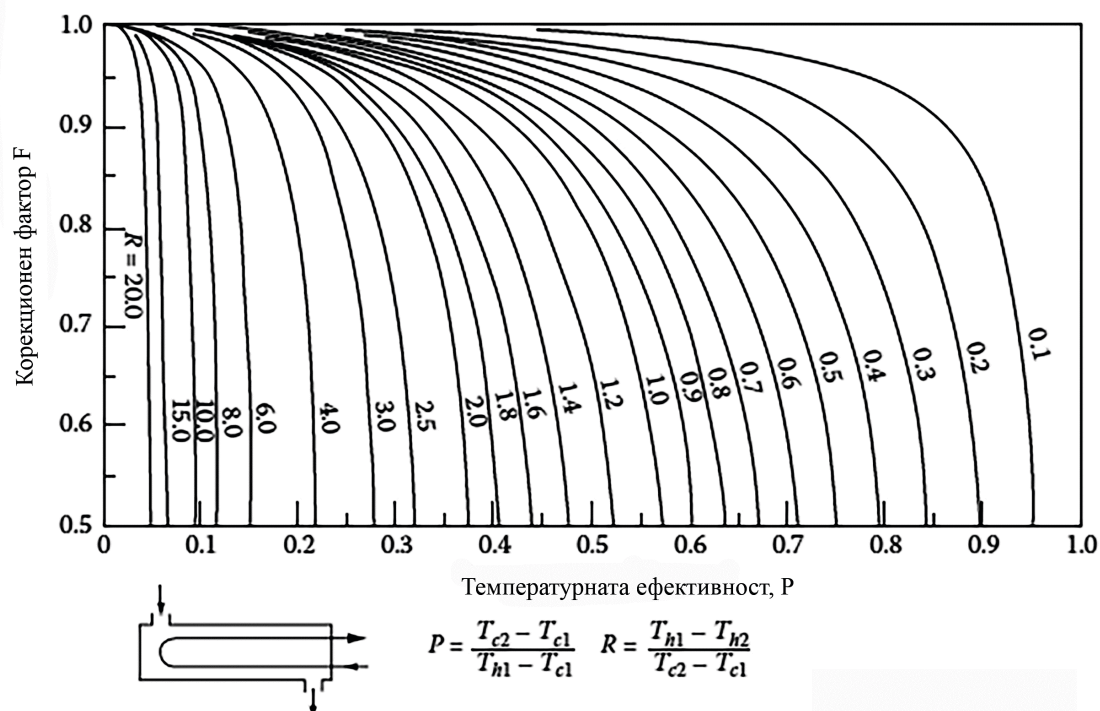
където $\Delta T_{lm,cf}$ е средно-логаритмичната температурна разлика за противотоково разположение, при същите стойности на входните и изходни температури на топлоносителите; P е мярка за отношението на действителния топлинен поток $\dot{Q}$ към максималния топлинен поток $\dot{Q}_{\max}$, който би бил пренесен, ако температурата на студения флуид на входа на апарата $T_{c,i}$ се повиши до входната температурата на горещия топлоносител $T_{h,i}$. Следователно, P е температурната ефективност на ТА по отношение на студения флуид, а R е отношение на топлинните капацитети, $C = \dot{m}c_p$.

Ур.(2.29) може също да се използва и при многоходови или с кръстосано движение на флуидите ТА, чрез умножаване на $\Delta T_{lm,cf}$ на корекционен фактор F .

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} = UA\Delta T_{lm,cf}F, \quad (2.36)$$

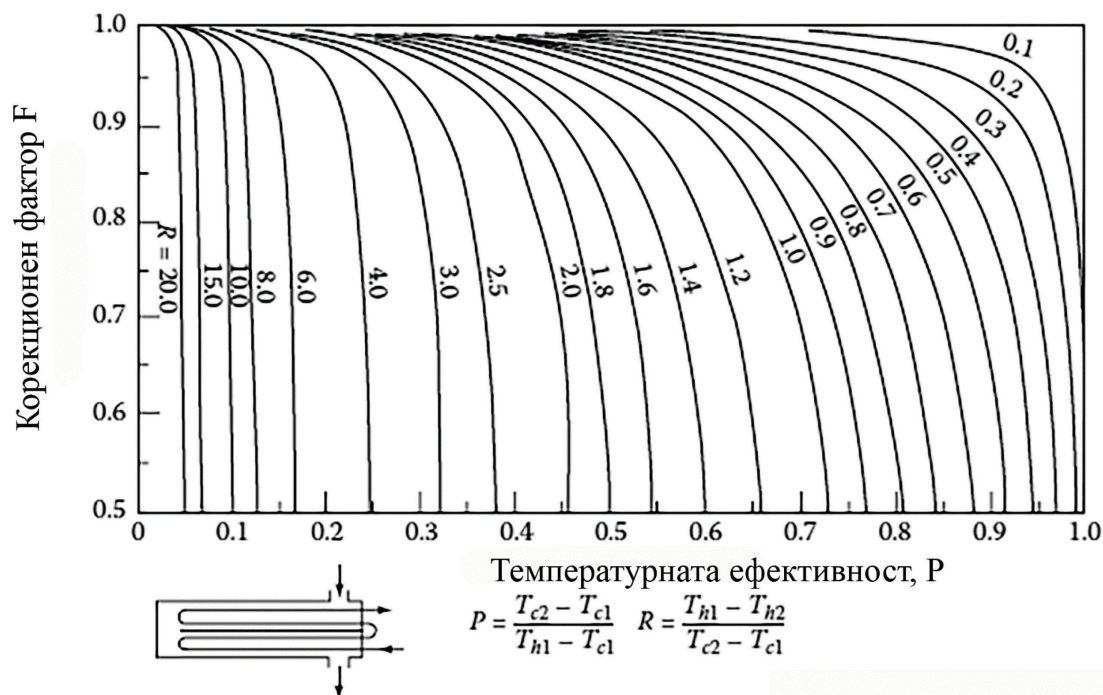
където F е безизмерна величина, която зависи от P , R и разположението на флуидните потоци:

$$F = \Phi(P, R, \text{разположение на потоците}). \quad (2.37)$$

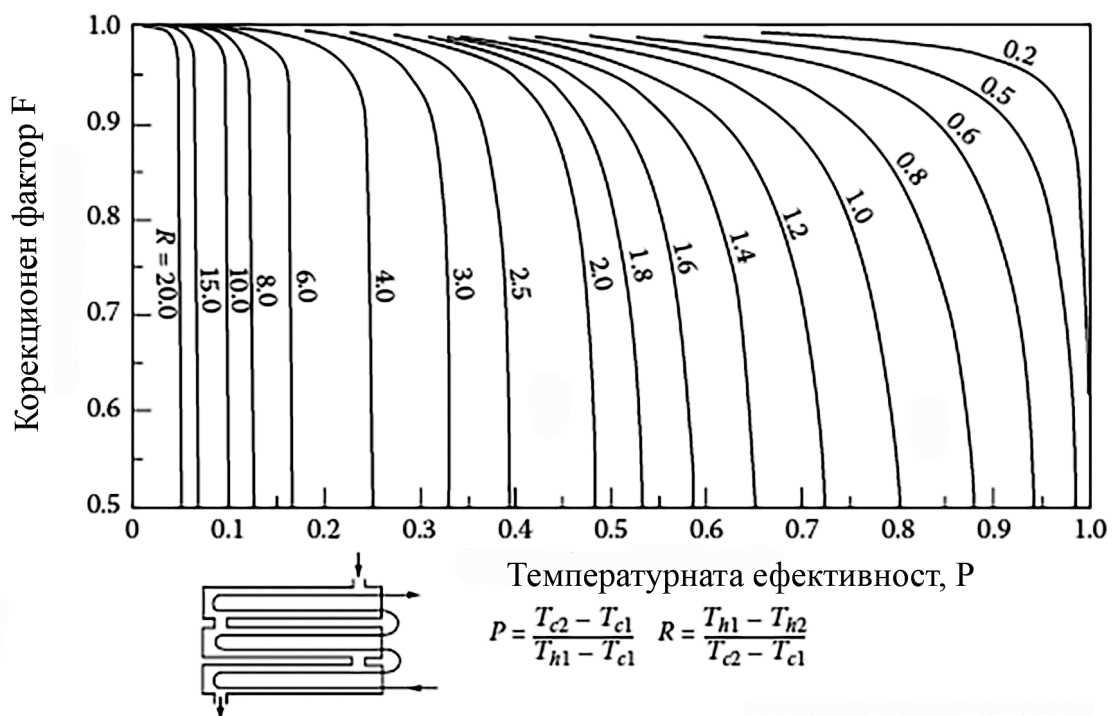


Фиг. 2.7 Корекционен фактор на средно-логаритмичната температурна разлика (LMTD) за КТА с един ход през кожуха и два хода през тръбите

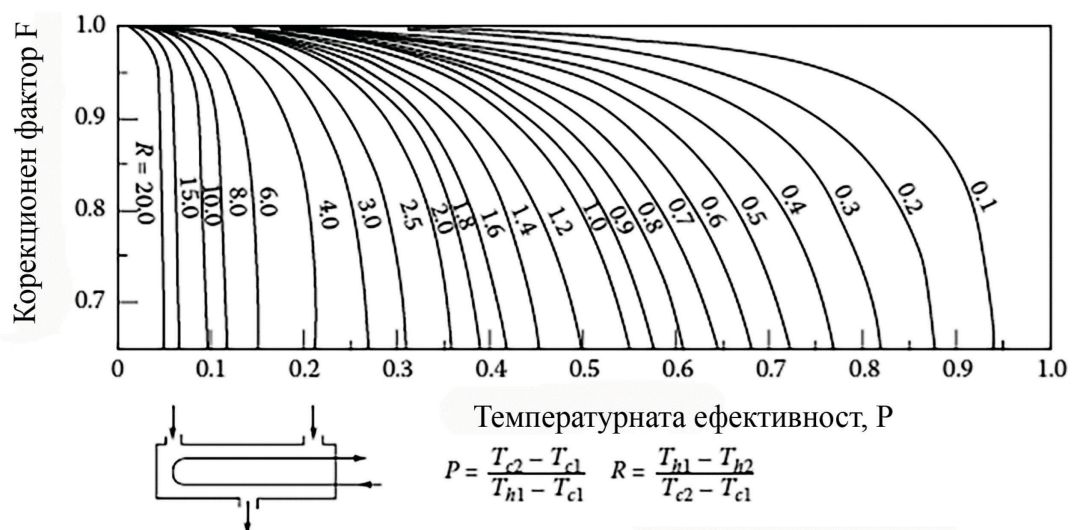
Корекционният фактор F се отчита от номограми за всички видове кожухотръбни ТА, многоходови и с кръстосано движение на топлоносителите, фиг.2.7 – 2.11.



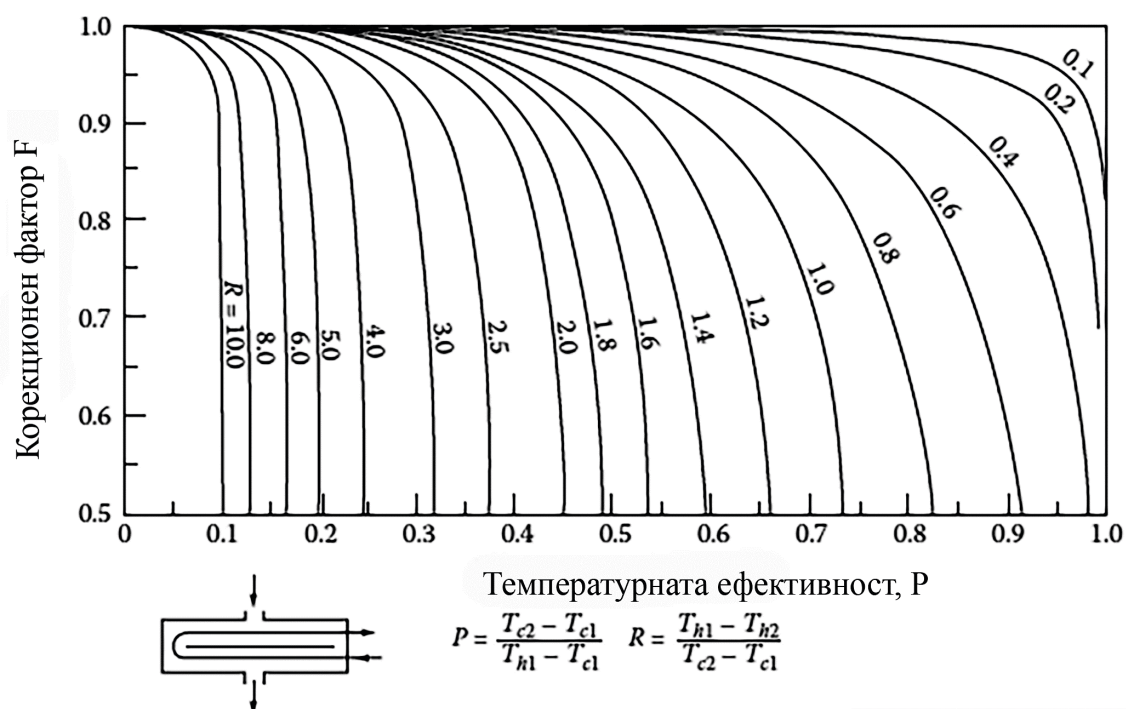
Фиг. 2.8 Корекционен фактор на средно-логаритмичната температурна разлика (LMTD) за КТА с два хода през кожуха и четири хода през тръбите



Фиг. 2.9 Корекционен фактор на средно-логаритмичната температурна разлика (LMTD) за КТА с три хода през кожуха и шест хода през тръбите

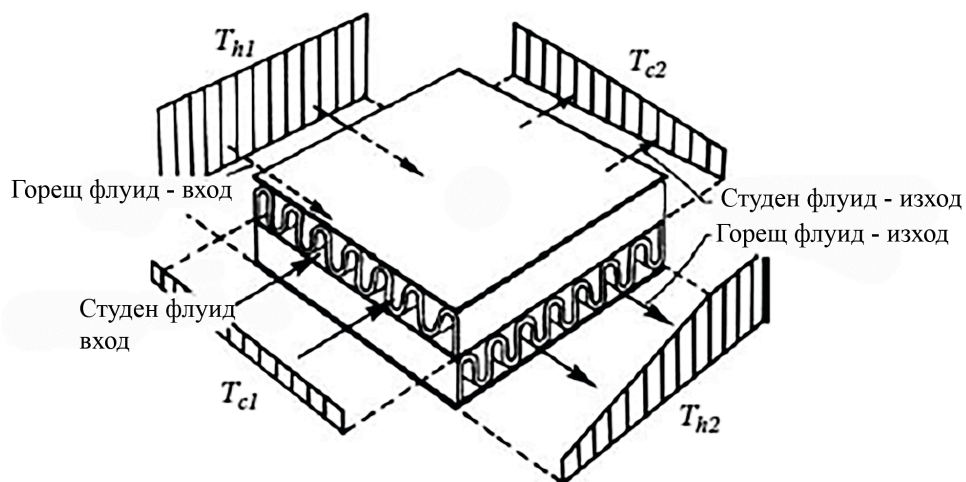


Фиг. 2.10 Корекционен фактор на средно-логаритмичната температурна разлика (LMTD) за КТА с разделен поток на входа с едно преминаване през ткожуха и четен брой хода през тръбите



Фиг. 2.11 Корекционен фактор на средно-логаритмичната температурна разлика (LMTD) за КТА с едно преминаване през ткожуха и четен брой хода през тръбите

На фиг. 2.12 е показано температурното разпределение в ТА с кръстосан ток. Стойностите на F са: $F < 1$ - за кръстосано движение и многоходово разположение. $F = 1$ - за чисто противотоков ТА. Факторът F отразява степента на отклонение на действителната температурна разлика ΔT от средно-логаритмичната температурна разлика при противотоковото разположение.



Фиг. 2.12 Температурно разпределение в ТА с кръстосан ток

Задача 2.5

Да се повтори Задача 2.4 за кожухотръбен ТА с един ход по отношение на кожуха, и два тръбни хода:

$$\dot{Q} = UAF\Delta T_{lm,cf}$$

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{34 - 10}{66 - 10} = \frac{24}{56} = 0.43$$

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} = \frac{66 - 42}{34 - 10} = \frac{24}{24} = 1.0$$

От фиг.2.7. отчитаме стойността на F , $F = 0.89$.

$$A = \frac{\dot{Q}}{UF\Delta T_{lm,cf}} = \frac{633.68 \times 10^3}{568 \times 32 \times 0.89} = 39.17 \text{ m}^2$$

$$L = \frac{A}{\pi d_o N_f} = \frac{39.17}{\pi \times 0.0254 \times 72} = 6.82 \text{ m}.$$

Важно е да се отбележи, че ако изменението на температурата на някой от флуидите е незначително, тогава или P или R имат нулева стойност и $F = 1$. В този случай, характеристиката на ТА е независима от специфичната конфигурация. Това е случай, когато единият флуид има фазово изменение.

$$0 \leq P \leq 1; \quad 0 \leq R \leq \infty; \quad R = 0 \rightarrow \text{кондензация на пара};$$

$$R = \infty \rightarrow \text{изпарение на течност.}$$

$F \rightarrow 1$ не означава висока ефективност на ТА. По-скоро означава приближаване до характеристиката на противотоков ТА.

Задача 2.6

Кожухотръбен ТА с два хода в кожуха и четири хода в тръбите загрева вода с помощта на горещи изходящи газове. Водата постъпва с температура $t_{c,i} = 50^\circ \text{C}$ и напуска при $t_{c,o} = 125^\circ$ и има масов дебит $\dot{m}_c = 10 \text{ kg/s}$. Горещите газове постъпват в

кожуха при температура $t_{h,i} = 300^\circ C$ и напускат при температура $t_{h,o} = 125^\circ C$.
Топлообменната площ на апарата е $A = 800 m^2$. Да се определи коефициента на топлопреминаване U .

$$\dot{Q} = UAF\Delta T_{lm,cf} \rightarrow U = \frac{\dot{Q}}{AF\Delta T_{lm,cf}}$$

$$P = \frac{\Delta T_c}{T_{t,i} - T_{c,i}} = \frac{125 - 50}{300 - 50} = \frac{75}{250} = 0.3$$

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} = \frac{300 - 125}{125 - 50} = \frac{175}{75} = 2.33$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{lm,cf} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(t_{h,o} - t_{c,i}) - (t_{h,i} - t_{c,o})}{\ln \left(\frac{t_{h,o} - t_{c,i}}{t_{h,i} - t_{c,o}} \right)} = \frac{(125 - 50) - (300 - 125)}{\ln \left(\frac{75}{175} \right)} \\ &= \frac{75 - 175}{\ln \left(\frac{75}{175} \right)} = \frac{175 - 75}{\ln \left(\frac{75}{175} \right)} = 118^\circ C \end{aligned}$$

От фиг.2.8 определяме стойността на $F \rightarrow F \approx 0.96$. Определяме стойността на специфичния топлинен капацитет за средна температура на водата - $t_{c,m} = 0.5(t_{c,o} + t_{c,i})$
 $= 87.5^\circ C \rightarrow c_{p,c} = 4203 J / kgK$.

$$U = \frac{(\dot{m}c_p)_c(t_{c,o} - t_{c,i})}{AF\Delta T_{m,cf}} = \frac{10 \times 4203 \times (125 - 50)}{800 \times 0.96 \times 118} = 34.8 W / m^2 K$$

Задача 2.7

ТА с изработен с оребрени тръби, едноходов и кръстосано разположение на топлоносителите, фиг.2.13. Използва се за загряване на въздух от гореща вода и има топлинна мощност $\dot{Q} = 200 kW$. Водата постъпва в тръбите с температура $t_{h,i} = 85^\circ C$ и напуска при $t_{h,o} = 45^\circ C$, докато въздухът постъпва при температура $t_{c,i} = 15^\circ C$ и

напуска при температура $t_{c,o} = 50^\circ C$. Коефициентът на топлопреминаване на ТА е $U = 75 \text{ W} / \text{m}^2 K$. Да се определи топлообменната площ на ТА.

$$A = \frac{\dot{Q}}{UF\Delta T_{lm,cf}}$$

$$P = \frac{\Delta T_c}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{50 - 15}{85 - 15} = 0.5$$

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} = \frac{85 - 45}{50 - 15} = \frac{40}{35} = 1.14$$

От фиг. 2.13 определяме стойността на $F \rightarrow F \approx 0.8$.

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{30 - 35}{\ln\left(\frac{30}{35}\right)} = \frac{-5}{\ln\left(\frac{30}{35}\right)} = 32.4$$

$$\Delta T_1 = t_{h,o} - t_{c,i} = 45 - 15 = 30$$

$$\Delta T_2 = T_{h,i} - T_{c,o} = 85 - 50 = 35$$

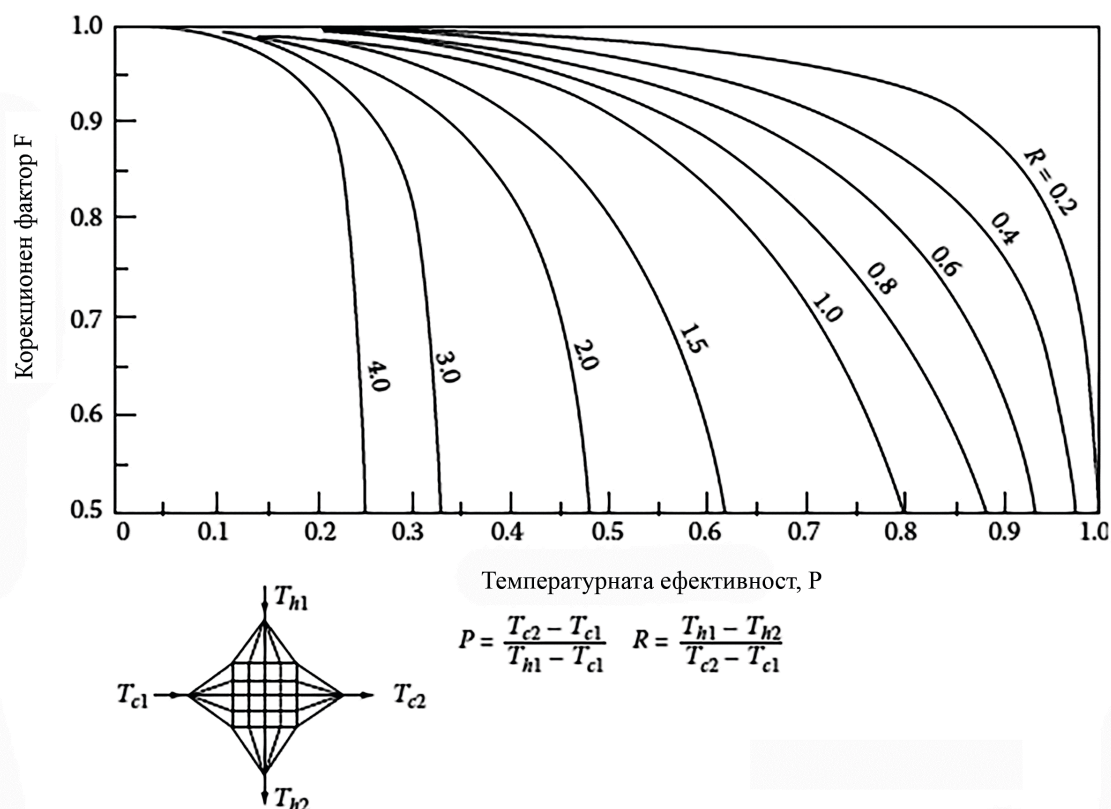
$$A = \frac{200 \times 10^3}{75 \times 0.8 \times 32.4} = 102.9 \text{ m}^2$$

Задача 2.8

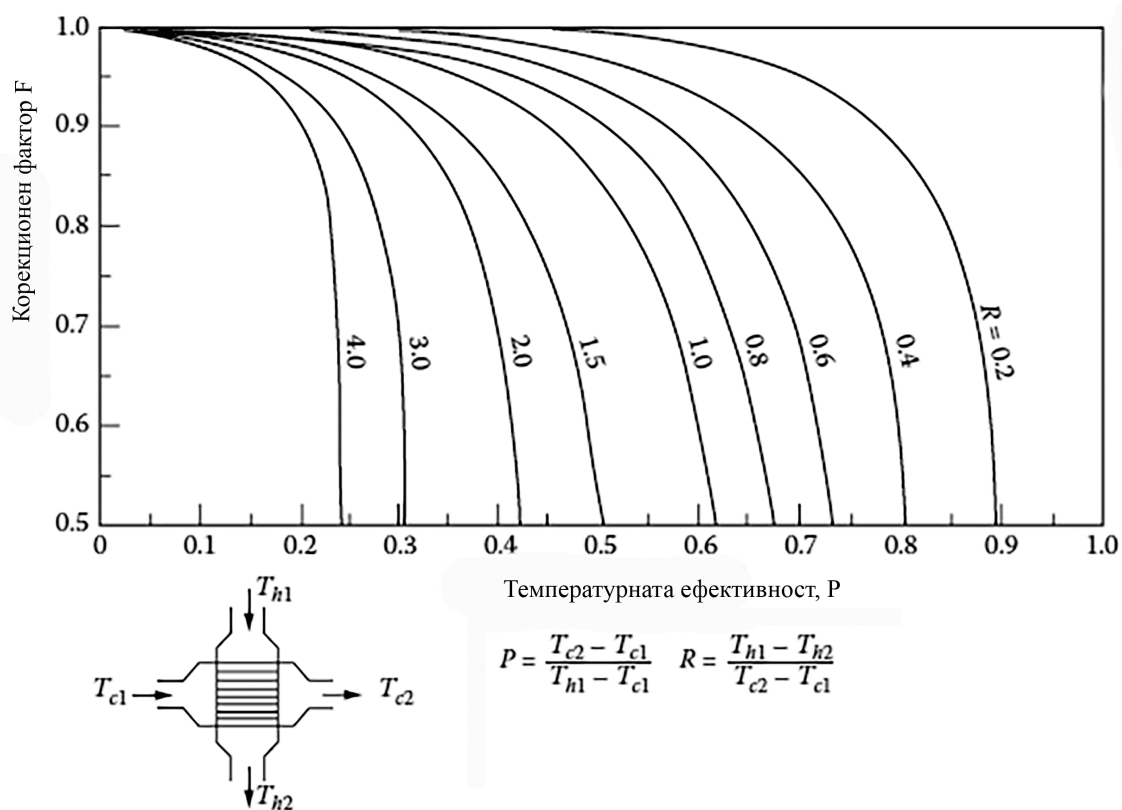
Въздух с масов разход $\dot{m}_c = 5 \text{ kg} / \text{s}$ се загрева в кожухотръбен ТА от начална температура $t_{c,i} = 20^\circ C$ до крайна температура $t_{c,o} = 50^\circ C$, с помощта на гореща вода с начална температура $t_{h,i} = 90^\circ C$ и крайна температура $T_{h,o} = 60^\circ C$. Коефициентът на топлопреминаване е $U = 400 \text{ W} / \text{m}^2 K$, а дължината на ТА е 2 m . Да се определи топлообменната площ на апарата A и броя на тръбите N_t за следните кожухотръбни ТА:

1) STHE 1/2 - един ход в кожуха и два хода в тръбите. Вътрешен диаметър на тръбите $d_i = 0.02667 \text{ m}$;

2) STHE 2/4 - два хода в кожуха и четири хода в тръбите.



Фиг.2.13а Корекционен фактор на средно-логаритмичната температурна разлика (LMTD) за КТА с кръстосан поток и не смесващи се потоци



Фиг.2.13б Корекционен фактор на средно-логаритмичната температурна разлика (LMTD) за КТА с кръстосан поток с един смесен и един несмесен поток

Въздух при средна температура $t_{m,c} = 35^\circ C \rightarrow c_p = 1005 J / kgK$.

$$\dot{Q} = (\dot{m} c_p)_c (t_{c,o} - t_{c,i}) = 5 \times 1.005 \times (50 - 20) = 150.75 kW$$

(1) STHE 1/2

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{50 - 20}{90 - 20} = \frac{30}{70} = 0.43$$

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} = \frac{90 - 60}{50 - 20} = 1$$

От фиг.2.7. определяме $F \approx 0.9$

$$\Delta T_1 = 90 - 50 = 40; \quad \Delta T_2 = 60 - 20 = 40;$$

$$\Delta T_{lm,cf} = \Delta T_1 = \Delta T_2 = 40^\circ C$$

$$A = \frac{\dot{Q}}{UF \Delta T_{lm,cf}} = \frac{150.75 \times 10^3}{400 \times 0.9 \times 40} = 10.47 m^2$$

Топлообменната площ на една тръба е $A_t = \pi d_o L_t$

$$A_t = \pi \times 0.02667 \times 2 = 0.1676 m^2$$

$$d_o = 0.02667 m.$$

Броят на тръбите в ТА е

$$N_t = \frac{A}{A_t} = \frac{10.47}{0.1676} = 62.5 \approx 63$$

(2) STHE 2/4

От фиг.2.8. определяме F - $F \approx 0.975$. Броят на тръбите в ТА, N_t е

$$N_t = \frac{\dot{Q}}{UF \Delta T_{lm,cf} (\pi d_o L_t)} = \frac{150.75 \times 10^3}{400 \times 0.975 \times 40 (\pi \times 0.02667 \times 2)} = 57.7$$

$$N_t = 58 \text{ тръби}$$

2.6. ε -NTU метод за анализ на ТА

Когато входните и изходни температури на топлоносителите не са известни, при използване на „метод на средно-логаритмична температурна разлика“ трябва да се използва процедура „проба – грешка“. За да се избегне тази итеративна процедура се използва „метод на брой на топлинните единици NTU “, който е свързан с концепцията „ефективност на ТА“, ε . Методът се основава на факта, че входната и изходна температурни разлики на ТА са функции на безизмерните параметри UA/C_c и C_c/C_h . Уравнение (2.5), (2.6) и (2.26) могат да се запишат в безизмерен вид като се използват следните безизмерни групи:

1) отношение на топлинните капацитети

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}, \quad (2.38)$$

където $C_{\min}$ е по-малкия, а $C_{\max}$ - по-големия топлинен капацитет между C_h и C_c , $C^* \leq 1$. Случаят $C^* = 0$ съответства на крайна стойност за $C_{\min}$ и $C_{\max} \rightarrow \infty$ (случаи на кондензация или изпарение на флуид в ТА).

2) ефективност на ТА

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}}, \quad (2.39)$$

което е отношение между действителен топлинен поток $\dot{Q}$ в ТА и максимално възможния топлинен поток $\dot{Q} \rightarrow \dot{Q}_{\max}$, при положение, че топлообменната площ $A \rightarrow \infty$ и ТА е противотоков.

$$\dot{Q} = (\dot{m}c_p)_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = (\dot{m}c_p)_c (T_{c,o} - T_{c,i}). \quad (2.40)$$

Ако: $C_h > C_c$, тогава $T_{h,i} - T_{h,o} < T_{c,o} - T_{c,i}$

$C_h < C_c$, тогава $T_{h,i} - T_{h,o} > T_{c,o} - T_{c,i}$.

Флуид, който може да постигне $\max \Delta T$ е този, който има минимален топлинен капацитет, $C_{\min}$. Следователно, възможният максимален топлинен поток, който може да се постигне, е:

$$\dot{Q}_{\max} = (\dot{m}c_p)_c (T_{h,i} - T_{c,i}), \text{ ако } C_c < C_h; \quad (2.41a)$$

$$\dot{Q}_{\max} = (\dot{m}c_p)_h (T_{h,i} - T_{c,i}), \text{ ако } C_h < C_c; \quad (2.41b)$$

и може да се получи при противотоков ТА и $A \rightarrow \infty$, фиг. 2.6. Тогава:

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})}. \quad (2.42)$$

Ур. (2.42) е валидно за произволни разположения на топлоносителите $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Когато $(\dot{m}c_p)_c = C_{\min}$, тогава температурната ефективност е равна на ефективността на ТА, ε

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{(\dot{m}c_p)_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \varepsilon, \quad P = \varepsilon$$

Когато ε и $\dot{Q}_{\max}$ са дадени, действителният $\dot{Q}$ е:

$$\dot{Q} = \varepsilon (\dot{m}c_p)_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.43)$$

3) Брой на преносните топлинни единици – NTU

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{1}{C_{\min}} \int_A U dA, \quad (2.44)$$

където NTU представя топлообменната площ A в безизмерна форма $\rightarrow$

$$NTU = \frac{A}{C_{\min} / U}.$$

Да разгледаме едноходов ТА, допускайки, че $C_c > C_h$, така че $C_h = C_{\min}$. Тогава, $C_c = C_{\max}$. Използвайки ур. (2.44), ур. (2.26b) може да се запише във вида:

$$T_{h,o} - T_{c,i} = (T_{h,i} - T_{c,o}) \exp \left[UA \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \right], \quad (2.26b)$$

$$T_{h,o} - T_{c,i} = (T_{h,i} - T_{c,o}) \exp \left[-\frac{UA}{C_{\min}} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right],$$

$$T_{h,o} - T_{c,i} = (T_{h,i} - T_{c,o}) \exp \left[-NTU \left(\pm 1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right], \quad (2.45)$$

където знак „+” е за противоток, а знак „-“ за паралелно движение (правоток). С помощта на ур. (2.5), (2.6) и (2.42), неизвестните температури $T_{h,o}$ и $T_{c,o}$, могат да се елиминират в ур.(2.45), след което се получава:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left[-NTU \left(1 - C_{\min} / C_{\max} \right) \right]}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \exp \left[-NTU \left(1 - C_{\min} / C_{\max} \right) \right]}. \quad (2.46)$$

Ако $C_c < C_h$ ($C_c = C_{\min}, C_h = C_{\max}$), резултатът ще бъде същият. В случай на правоток, подобен анализ може да се извърши при което се получава:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left[-NTU \left(1 + C_{\min} / C_{\max} \right) \right]}{1 + C_{\min} / C_{\max}}. \quad (2.47)$$

Два гранични случая представляват интерес: $C^* = 1$ и $C^* = 0$. За $C^* = 1$, ур.(2.46) е недефинирано, но чрез прилагане отново на L'Hospital's rule към ур.(2.46), се получава следния резултат за противоток:

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}. \quad (2.48)$$

За правоток, ур.(2.47) дава:

$$\varepsilon = \frac{1}{2} [1 - \exp(-2NTU)]. \quad (2.49)$$

При $C^* = 0$ (изпарители и кондензатори), фиг. 2.3в и г, за правотоков и противотоков ТА, ур.(2.46) и (2.47) стават:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU). \quad (2.50)$$

Трябва да се отбележи от ур.(2.46) и (2.47), че:

$$\varepsilon = \Phi(NTU, C^*, \text{разположение на топлоносителите}). \quad (2.51)$$

(Виж Таблица 2.2. за други конфигурации). Някои $\varepsilon - NTU$, зависимости са показани на фиг. 2.15.

Следните заключения могат да се направят:

1. ε се увеличава с нарастване на NTU при неизменно C^* .
2. ε се увеличава с намаляване на C^* при неизменно NTU .
3. за $\varepsilon < 40\%$, C^* няма съществено значение за стойността на ε .

Задача 2.9

Кожухотръбен ТА STHE 1/2 - (едноходов в кожуха/двухходов в тръбите) с прегради се използва за охлаждане на масло. Охлаждащата вода постъпва при температура $t_{c,i} = 20^\circ C$ и масов разход - $\dot{m}_c = 4.082 \text{ kg/s}$. Машинното масло постъпва в междутръбното пространство с масов разход 10 kg/s . Входната и изходна температури на маслото са: $t_{h,i} = 90^\circ C$ и $t_{h,o} = 60^\circ C$. Да се определи топлообменната площ A и по двата метода (LMTD и $\varepsilon - NTU$), ако коефициентът на топлопреминаване, определен по външната повърхност A_o , е $U_o = 262 \text{ W/m}^2 K$. Специфичните топлинни капацитети са: на водата - $c_{p,c} = 4179 \text{ J/kgK}$, а на маслото - $c_{p,h} = 2118 \text{ J/kgK}$.

1) По метод „LMTD” $\rightarrow$ определят се $\dot{Q}$ и ΔT_{lm} за противоток. След това се определят корекционните фактори P , R и F . След това, използвайки ур.(2.36) се определя A_o

$$C_h = (\dot{m}c_p)_h = 10 \times 2118 = 21180 \text{ W/K}$$

$$C_c = (\dot{m}c_p)_c = 4.082 \times 4179 = 17058 \text{ W/K}$$

$$\dot{Q} = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = 21180 \times (90 - 60) = 635400 \text{ W}$$

Изходящата температура на водата се определя от:

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) = 17058.7 \times (T_{c,o} - 20) = 635400$$

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{\dot{Q}}{C_c} = 20 + \frac{635400}{17058.7} = 57.25^\circ C$$

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{32.75 - 40}{\ln\left(\frac{32.75}{40}\right)} = 36.3^\circ C$$

$$\Delta T_1 = 90 - 57.25 = 32.75^\circ C$$

$$\Delta T_2 = 60 - 20 = 40^\circ C$$

$$\Delta T_{lm,cf} = 36.3^\circ C$$

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{57.25 - 20}{90 - 20} = 0.532$$

$$P = 0.532$$

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} = \frac{C_c}{C_h} = \frac{17058.7}{21180} = 0.805$$

$$R = 0.805$$

От фиг.2.7. $F = 0.85$. A_o се определя от ур. (2.36)

$$A = \frac{\dot{Q}}{UF\Delta T_{lm,cf}} = \frac{635400}{262 \times 0.85 \times 36.3} = 78.6 m^2$$

3) По метод $\varepsilon - NTU$

Определя се първо $\rightarrow \varepsilon$ и C^* , а след това NTU и накрая $\rightarrow A$. В случая, $C_h > C_c$,

Следователно $C_c = C_{\min}$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{17058.7}{21180} = 0.805$$

От ур.(2.42):

$$\varepsilon = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{57.25 - 20}{90 - 20} = 0.532$$

Изчисляваме NTU от Фиг. 2.15, с подходяща интерполация за ε , NTU и C^* :

$$NTU = \frac{1}{(1 + C^{*2})^{1/2}} \ln \left[\frac{2 - \varepsilon \left[1 + C^* - (1 + C^{*2})^{1/2} \right]}{2 - \varepsilon \left[1 + C^* + (1 + C^{*2})^{1/2} \right]} \right] =$$

$$= \frac{1}{(1+0.805^2)^{1/2}} \ln \left[\frac{2-0.532 \left[1+0.805 - (1+0.805^2)^{1/2} \right]}{2-0.532 \left[1+0.805 + (1+0.805^2)^{1/2} \right]} \right] =$$

$$= 0.778965 \ln \left[\frac{1.7227}{0.35678} \right] = 1.2265.$$

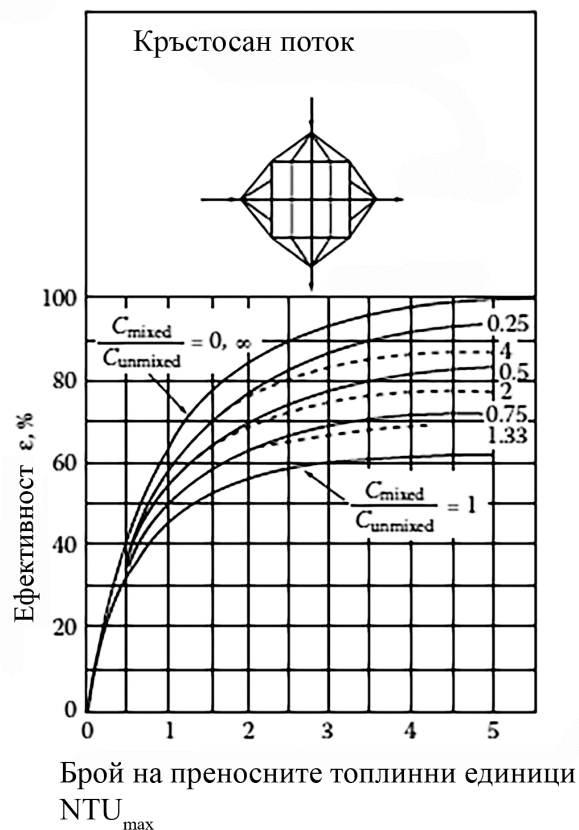
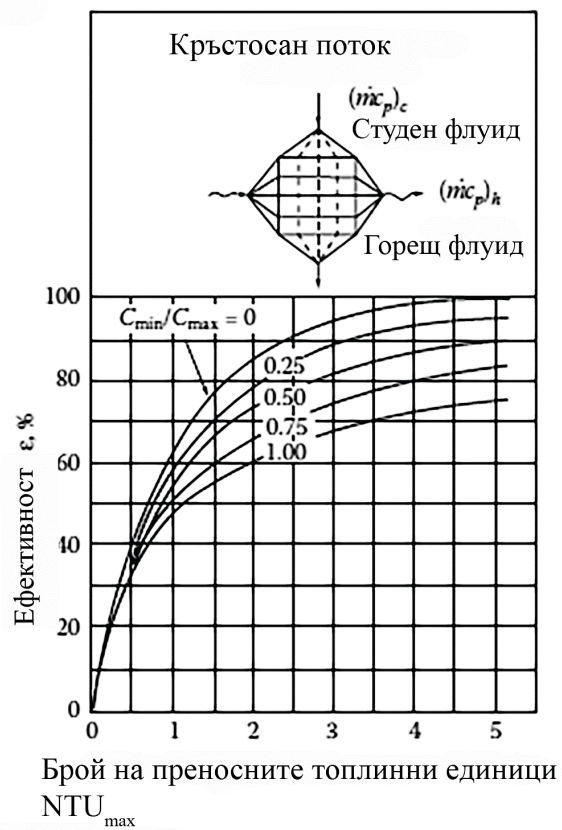
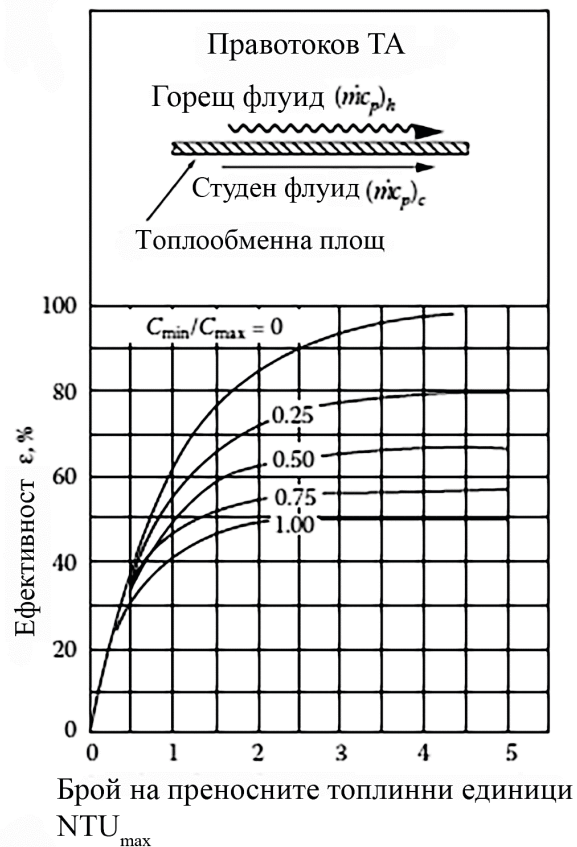
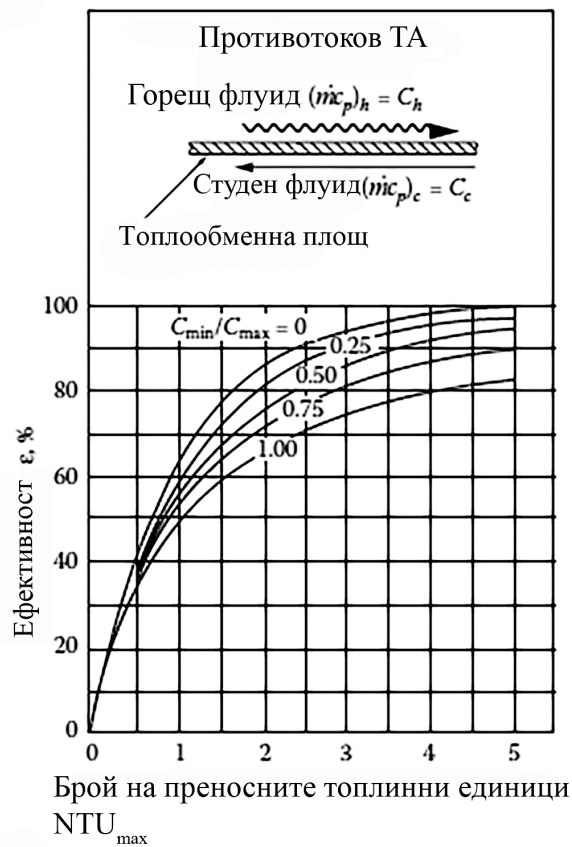
Следователно:

$$A = \frac{C_{\min}}{U} NTU = \frac{17058.7}{262} \times 1.2265 = 79.9 \text{ m}^2.$$

При получаване на изразите за основните методи за конструиране на ТА, ур.(2.22) и (2.23) са интегрирани по топлообменната площ при следните допускания:

1. ТА работи в условията на стационарен режим.
2. Теплообменът към околната среда е незначителен.
3. Липсва генериране на топлина в ТА.
4. При противотоков и правотоков ТА, температурата на всеки топлоносител е равномерна във всяко напречно сечение. При кръстосаното движение на топлоносителите, всеки флуид се смесва или не се смесва, в зависимост от спесификацията.
5. При наличие на фазов преход в един от топлоносителите, той става при постоянна температура, на еднокомпонентен флуид при постоянно налягане.
6. Надлъжният топлообмен, по дължината на флуида и стената е незначителен.
7. Специфичните топлинни капацитети на двата флуида са постоянни, $c_p = \text{const}$.
8. Коефициентът на топлопреминаване U е постоянен по дължината на ТА, включително и при фазово изменение на топлоносителите.

Допускане (5) е идеализация на ТА с двуфазен топлоносител. При двуфазни топлоносители от двете страни, обаче, много от изброените допускания не са валидни. Теорията за пресмятане на този тип ТА е представена на друго място.



Фиг. 2.14 Ефективност спрямо NTU за различни видове ТА

2.7 Методика за пресмятане на ТА

Термичният анализ на ТА включва определяне на характеристиките на действащ ТА или оразмеряване на нов ТА.

1) Оразмеряване на нов ТА

Ако входните температури на флуидите, една от изходните температури и масовите потоци на топлоносителите са известни, тогава неизвестната изходна температура се определя от топлинните баланси. Методът на средно-логаритмичната температурна разлика (LMTD) може да се използва за да се определи топлообменната площ A , с помощта на следните стъпки:

1. Изчислява се $\dot{Q}$ и неизвестната изходна температура, ур. (2.5) и (2.6).
2. Изчислява се ΔT_{lm} от ур.(2.28) и се определя корекционния фактор F , ако това е необходимо.
3. Изчислява се коефициента на топлопреминаване U .
4. Определя се A от ур.(2.36).

Методът LMTD може да се използва и за определяне на характеристиките на действащ ТА, но изчислителната процедура е продължителна и изисква итерационен процес, тъй като изходящи температури на потоците не са известни.

2) Определяне на характеристиките на действащ ТА

В този случай, анализът може да се опрости като се използва методът $\varepsilon - NTU$. Анализът с $\varepsilon - NTU$ метод е следния:

1. Изчислява се отношението на топлините капацитети $C^* = C_{\min} / C_{\max}$ и $NTU = UA / C_{\min}$ от изходните данни.
2. Определя се ε от подходяща графика или $\varepsilon - NTU$ уравнение за определен тип ТА и разположение на потоците.
3. Познавайки ε , се определя топлинния поток $\dot{Q}$ от ур.(2.43).
4. Изчисляват се изходните температури от ур.(2.5) и (2.6).

Методът $\varepsilon - NTU$ може да се използва и за определяне на топлинната площ, като процедурата е следната:

1. Познавайки входните и изходните температури се изчислява ε от ур.(2.42)
2. Изчислява се отношението на топлинните капацитети $C^* = C_{\min} / C_{\max}$.

3. Определя се коефициента на топлопреминаване U .
4. Познавайки ε , C^* и флуидното разположение на потоците, NTU се определя от номограмите или уравненията на $\varepsilon - NTU$.
5. Познавайки NTU , топлообменната площ се определя от ур.(2.44).

Методът $\varepsilon - NTU$ се препоръчва при компактни ТА за автомобили и самолети, климатици и други индустриални приложения, където входните температури на двата флуида са определени и трябва да се определят топлинните потоци $\dot{Q}$. Методът LMTD традиционно се използва, в енергийната, химическата и хранително-вкусова промишлености.

ГЛАВА ТРЕТА

ЗАВИСИМОСТИ ЗА ПРИНУДЕН ЕДНОФАЗОВ ПОТОК В ТРЪБИТЕ НА ТОПЛООБМЕНЕН АПАРАТ

3.1. Ламинарна принудена конвекция

Ламинарен поток в тръби и канали се среща, основно в компактните ТА, криогенни охлаждащи системи или при охлаждане на много вискозни флуиди, както и в много други приложения. Ламинарен поток може да се получи, за определен масов поток $G = \rho u_m$, когато:

- 1) хидравличният диаметър D_h на канала е малък;
- 2) вискозитетът на флуида μ е висок.

Флуидните канали с малък D_h се срещат в компактните ТА, тъй като при тях се развива голяма повърхностна площ в малък обем. Вътрешни потоци на масла и други вискозни флуиди, в некомпактни ТА, също имат ламинарен характер.

3.1.1. Хидродинамични развити и термично развиващи се ламинарни потоци в гладки кръгли тръби.

Коефициентът на топлопредаване α (безизмерна форма $Nu = \frac{\alpha d}{k_f}$) за несвиваем, с постоянни физични свойства флуид, преминаващ през тръба с кръгло напречно сечение и постоянна температура на стената $T_w = const$ ($Nu \rightarrow Nu_T$), при напълно развит ламинарен скоростен профил, се определя от:

$$Nu_T = 1.16 \left(\frac{Pe_b d}{L} \right)^{1/3}, \quad \text{за } \frac{Pe_b d}{L} > 10^3 \quad (3.6)$$

и

$$Nu_T = 3.66, \quad \text{за } \frac{Pe_b d}{L} < 10^2. \quad (3.7)$$

където $Pe_b = Re_d Pr$ е критерият на Пекле. Физическите свойства на флуида са определени за средно-обемна температура T_b .

Ур. (3.6) и (3.7) са асимптотичните стойности, които могат да бъдат обединени в обща зависимост.

$$Nu_T = \left[3.66^3 + 1.61^3 \left(\frac{Pe_b d}{L} \right) \right]^{1/3} \quad (3.8)$$

(зависимост на Гниелински). Ур. (3.6) и (3.7) са резултат от числените решения на диференциалните уравнения. Емпирична корелация е получена от Хаусен за ламинарен поток в термично-развиващ се участък на тръба, с постоянна температура на стената, $T_w = const$

$$Nu_T = 3.66 + \frac{0.19 (Pe_b d / L)^{0.8}}{1 + 0.117 (Pe_b d / L)^{0.467}} \cdot \quad (3.9)$$

Ур.(3.8) и (3.9) могат да се използват за ламинарни потоци на газове и течности в областта, $10^{-1} < Pe_b d / L < 10^4$. Ефекти от осева проводимост трябва да се разглеждат, ако $Pe_b d / L < 0.1$. Физическите свойства на флуида се определят при средно-обемна (масова) температура T_b , определена от

$$T_b = \frac{T_i + T_o}{2}, \quad (3.10)$$

където T_i и T_o са средните (по сечението) температури на флуида на входа и изхода на канала. При постоянна плътност на топлинния поток на стената на тръбата, $q_w = const$ ($Nu \rightarrow Nu_H$)

$$Nu_H = 1.953 \left(\frac{Pe_b d}{L} \right)^{1/3}, \quad \text{за } \frac{Pe_b d}{L} > 10^2 \quad (3.11)$$

$$Nu_H = 4.36. \quad \text{за } \frac{Pe_b d}{L} < 10^2 \quad (3.12)$$

Ур. (3.7) и (3.12) представят коефициента на топлопредаване α в безизмерен вид, $Nu = \frac{\alpha d}{k_f}$, при ламинарна принудена конвекция в тръба, за хидравлично и термично

развити области на потока и гранични условия: $T_w = const$; ур.(3.7) и $q_w = const$, ур.(3.12).

3.1.2. Едновременно развиващ се ламинарен поток в тръба

Когато нагряването (охлаждането) на флуида започне веднага от входа на канала при неговото постъпване, скоростните и температурни профили започват да се развиват едновременно. Асимптотичното уравнение на Полхаузен за едновременно развиващ се поток над гладката пластина и приложено за тръбата, има вида

$$Nu_T = 0.664 \left(\frac{Pe_b d}{L} \right)^{1/2} Pr_b^{-1/6}, \quad (3.13)$$

за $0.5 < Pr_b < 500$, $Pe_b d / L > 10^3$ и $T_w = const$. Pr_b е критерият на Прандтл

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k_f} = \frac{\rho \nu c_p}{k_f} = \frac{\nu}{\frac{k_f}{\rho c_p}} = \frac{\nu}{a}.$$

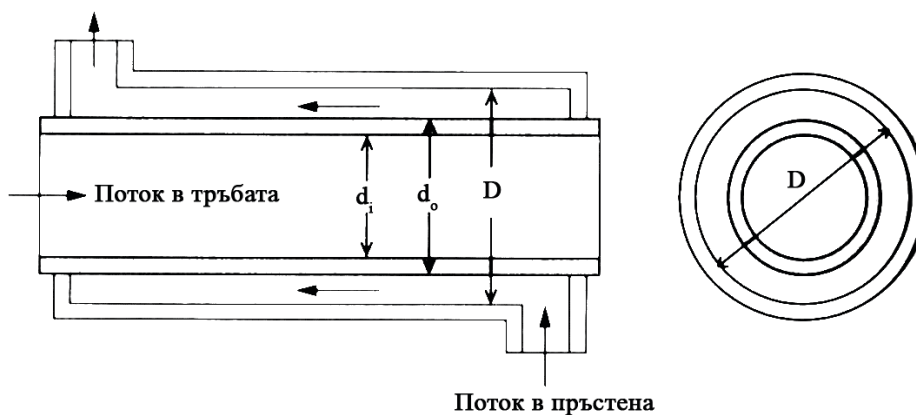
За повечето инженерни приложения с къси канали, $d/L > 0.1$, се препоръчва това от ур. (3.8), (3.9) или (3.13), което дава най-висока стойност на Nu .

3.1.3. Ламинарен поток в концентричен пръстеновиден канал.

Корелациите за коефициентите на топлопредаване в концентрични пръстеновидни канали са много важни за приложенията на ТА. Най-простата конструкция ТА е тази на ТА – „тръба в тръба”, фиг.3.1. Единият топлоносител се движи във вътрешната тръба, а другият - в междутръбното пространство. Топлинният поток се предава през стената на вътрешната тръба, докато външната стена на пръстена е изолирана. Коефициентът на топлопредаване в пръстена, α_o , зависи от отношението на диаметрите D_i / d_o , поради формата на скоростния профил.

При некръгла геометрия на каналите се използва концепцията за „еквивалентен”, D_{eq} , и „хидравличен диаметър”, D_h , за пресмятане на числото на Нуселт, Nu , и пада на налягането Δp . При тази концепция, D_{eq} и D_h се замества вместо тръбния диаметър d_i , в корелациите за вътрешния поток.

$$D_h = \frac{\text{свободна площ през която преминава потока}}{\text{мокрень (или топлопреносен) периметър}}, \quad (3.14)$$



Фиг.3.1 Топлообменен апарат тип „тръба в тръба“

За пресмятане на Δp , мокреният периметър се определя от

$$P_w = \pi(D_i + d_o), \quad (3.15)$$

т.е. от стените, по които е налице триене между стената и флуидите, докато за пресмятане на топлообмена в пръстена се взема периметър на повърхност, през което преминава топлинен поток $\dot{Q}$:

$$P_h = \pi d_o. \quad (3.16)$$

Единствената разлика между P_w и P_h е D_i (вътрешен диаметър на кожуха). Тази разлика се дължи на триенето на потока по вътрешната повърхност на кожуха, докато през тази повърхност липсва топлообмен. Свободната площ, през което преминава потока се определя от:

$$A_c = \frac{\pi(D_i^2 - d_o^2)}{4} \quad (3.17)$$

и D_h (за пресмятане на Δp), се определя от:

$$D_h = \frac{4A_c}{P_w}. \quad (3.18)$$

Диаметърът, който се определя от топлообменния параметър се нарича еквивалентен D_{eq} , и се пресмята от:

$$D_{eq} = \frac{4A_c}{P_h}. \quad (3.19)$$

Критериите на Рейнолдс, Re , Грец, G_z и отношението d/L се изчисляват с помощта на D_h , докато при пресмятането на числото на Нуселт, Nu и критерия на Грасхоф, Gr (при свободна конвекция) се използва D_{eq} . Малко по-високи коефициенти на топлопредаване се получават, ако се използва D_h , вместо D_{eq} .

При гранично условия, $T_w = const$; Стефан развива корелация, на основата на ур.(3.9), за хидродинамичено развит ламинарен поток и термичен начален участък, при изолирана външна стена на кожуха

$$Nu_T = Nu_\infty + \left[1 + 0.14 \left(\frac{d_o}{D_i} \right)^{-1/2} \right] \frac{0.19 (Pe_b D_h / L)^{0.8}}{1 + 0.117 (Pe_b D_h / L)^{0.467}}, \quad (3.20a)$$

където Nu_∞ е числото на Нуселт за напълно развит термически поток

$$Nu_\infty = 3.66 + 1.2 \left(\frac{d_o}{D_i} \right)^{-1/2}. \quad (3.20b)$$

3.2. Ефект от изменение на физичните свойства на топлоносителите.

Когато в ТА е налице голяма температурна разлика ΔT между температурата на стената T_w и среднообемната температура на флуида T_b , допускането за неизменни физични свойства на флуида може да причини значителни грешка, тъй като транспортните свойства на повечето флуиди се изменят с температурата, която влияе на скоростните и температурни разпределения в граничния слой или в цялото напречно сечение на канала. За практически приложения, разглежданите по горе корелации (при неизменни физически свойства на флуида) се коригират, за да могат да се използват, когато ефектът от промяна на физическите свойства стане значим. Два метода, за корекция на корелациите при неизменни физични свойства на флуида могат да се приложат:

1. Метод на базова температура;
2. Метод за отношение на стойностите на коефициентите, отразяващи физичните свойства.

При първият метод се използва характеристична температура за пресмятане на коефициентите, отразяващи физичните свойства на флуида, така, че да се използват зависимостите, използвани при постоянни физически свойства.

При вторият метод, всички физически свойства се определят при температура T_b , след което се формира отношение за всеки физически коефициент, от стойностите му, определени при температури: T_b и T_w (температура на стената). При течностите, изменението на вискозитета от температурата, $\mu(T)$, оказва най-голямо влияние за поява на такива ефекти. Числото на Нуселт и коефициентът на хидравлично съпротивление се коригират по следния начин:

$$\frac{Nu}{Nu_{av}} = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^n, \quad (3.21a)$$

$$\frac{f}{f_{av}} = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^m, \quad (3.21b)$$

където Nu_{av} и f_{av} са стойностите при неизменни физични свойства; $\left(Nu = \frac{\alpha_i D_{eq}}{k_f} \right)$; k_f

и μ_b са определени при температура T_b , а μ_w - при температура T_w . Коефициентът на хидравлично съпротивление f е този на Фанинг. При газовете, вискозитетът, топлопроводимостта и плътността се изменят с абсолютната температура. Затова, при втория метод:

$$\frac{Nu}{Nu_{av}} = \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^n, \quad (3.22a)$$

$$\frac{f}{f_{av}} = \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^m, \quad (3.22b)$$

където T_w и T_b са абсолютните температури.

3.2.1. Ламинарен поток на течности.

При гранично условие $q_w = const$; за ламинарен поток на течност в тръба, изменението на вискозитета от температурата се определя от:

$$\frac{\mu}{\mu_w} = \left(\frac{T}{T_w} \right)^{-1.6}, \quad (3.23)$$

при което степаният показател „ n “, ур.(3.21a), приема стойност $n = 0.14$, за $Pr > 0.6$. Степенният показател „ m “ ур.(3.21b) приема стойности: $m = -0.58$ при загряване и $m = -0.50$ при охлаждане. Проста зависимост е предложена от Сийдер и Тейт за определяне на средното число на Нуселт, при ламинарен поток в кръгла тръба, при отчитане на началния температурен участък и $T_w = const$;

$$Nu_T = 1.86 \left(\frac{Pe_b d_i}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}, \quad (3.24)$$

която е валидна за: $0.48 < Pr_b < 16700$ и $0.0044 < (\mu_b / \mu_w) < 9.75$. Ур.(3.24) се препоръчва от Уайтениер за стойност на:

$$\left(\frac{Pe_b d_i}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \geq 2. \quad (3.25)$$

Под тази граница, се установяват условията за напълно развит поток, поради което се използва ур.(3.7).

Задача 3.1.

Да се определи коефициентът на топлопредаване α_i на разстояние 30 cm от входа на ТА, където машинно масло постъпва в тръби с вътрешен диаметър, $d_i = 0.0127$ m със скорост $u_m = 0.5$ m/s. Локалната средно-обемна температура е $T_b = 30^\circ C$, а температурата на стената - $T_w = 60^\circ C$.

От таблицата за физическите свойства на машинното масло, при $T_b = 30^\circ C$

$$\rho = 882.3 \text{ kg/m}^3; \quad c_p = 1922 \text{ J/kgK};$$

$$\mu = 0.416 \text{ N.s/m}^2; \quad k_f = 0.144 \text{ W/mK};$$

$$Pr = 5550; \quad \mu_w = 0.074 \text{ N.s/m}^2. \quad (T_w = 60^\circ C)$$

Първо се определя стойността на критерия на Райнолдс:

$$\text{Re}_b = \frac{\rho u_m d_i}{\mu} = \frac{882.3 \times 0.5 \times 0.0127}{0.416} = 13.47 < 2300 \rightarrow \text{течението е ламинарно.}$$

1) при $T_w = \text{const}$; използваме ур. (3.24) за определяне на α_i

$$\begin{aligned} Pe_b &= \text{Re}_b \text{Pr}_b \rightarrow \left(\text{Re}_b \text{Pr}_b \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \\ &= \left(\frac{13.47 \times 5550 \times 0.0127}{0.3} \right)^{1/3} \left(\frac{0.416}{0.074} \right)^{0.14} = 18.7 > 2 \\ \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right) &= \left(\frac{0.416}{0.074} \right) = 5.62 < 9.75. \end{aligned}$$

Следователно,

$$\begin{aligned} Nu_T &= 1.86 (\text{Re Pr})_b^{1/3} \left(\frac{d_i}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} = 1.86 \times 18.7 = 34.8 \\ \alpha_i &= \frac{Nu_T k_f}{d_i} = \frac{34.8 \times 0.144}{0.0127} = 394.6 \text{ W / m}^2 \text{ K} \end{aligned}$$

2) при $q_w = \text{const}$;

$$Pe_b \frac{d_i}{L} = \frac{\text{Re}_b \text{Pr}_b d_i}{L} = \frac{13.47 \times 5550 \times 0.0127}{0.3} = 3164.8 > 10^2$$

Следователно, може да се използва ур.(3.11)

$$\begin{aligned} Nu_H &= 1.953 \left(Pe_b \frac{d_i}{L} \right)^{1/3} = 1.953 \left(\frac{13.47 \times 5550 \times 0.0127}{0.3} \right)^{1/3} = 28.67 \\ \alpha_i &= \frac{Nu_H k_f}{d_i} = \frac{28.67 \times 0.144}{0.0127} = 325 \text{ W / m}^2 \text{ K}. \end{aligned}$$

Ур. (3.24) отчита факта, че по-високата температура на флуида, в резултат на загряване повишава стойността на α_i . Независимо, че при $q_w = const$ се получава по висока стойност за α_i , тук поради загряване на флуида се получава по-консервативна стойност за α_i . Не е изненада също и факта, че алтернативни корелации са предложени за специфични флуиди. Опити с минерално масло, при ламинарен поток в тръба и $q_w = const$, в областта $0.8 \times 10^3 < Re_b < 1.8 \times 10^3$ и $1 < (T_w / T_b) < 3$, показва, че степенният показател, при отношение на вискозитетите, трябва да се повиши до 0.154, за минерално масло.

При опити с трансформаторно и машинно масло, в областта $400 < Re_b < 1900$ и $170 < Pr_b < 640$, се препоръчва

$$Nu_b = 1.23 \left(\frac{Pe_b d_i}{L} \right)^{0.4} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{1/6}. \quad (3.26)$$

3.2.2. Ламинарен поток на газове.

Опитните резултати за ламинарен поток на газове могат добре да се корелират, чрез:

- при загряване: $1 < (T_w / T_b) < 3$ $n = 0, \quad m = 1.0$
- при охлаждане: $0.5 < (T_w / T_b) < 1$ $n = 0, \quad m = 0.81$

в ур. $m = 0.81$ (3.22a) и (3.22b).

3.3. Турбулентна принудена конвекция.

В литературата съществуват голям брой корелации за напълно развити (хидродинамично и термично) турбулентни потоци в гладки, прави и кръгли канали с постоянни и променливи (зависещи от температурата) физически свойства. В тази глава се отбележат само някои от тях, които се използват при проектирането на ТА, както и да се подчертаят условията и ограниченията, наложени при използването им.

Значителни усилия са направени за да се намери крива, която най-добре да описва наличните опитни данни. Пример е корелацията на Петухов и Попов, чийто теоретични пресмятания, за турбинен поток с постоянни физически свойства в кръгла тръба и $q_w = const$; доведоха до корелация, която е получена при използване на три-слоен модел на турбулентен граничен слой, и константи, съгласувани с опитните данни,

$$Nu_b = \frac{(f/2) Re_b Pr_b}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)}, \quad (3.29)$$

където $f = (1.58 \ln Re_b - 3.28)^{-2}$. Ур.(3.29) описва опитните резултати, в областите $10^4 < Re_b < 5 \times 10^6$ и $0.5 < Pr_b < 200$, с грешка от $\pm 5 - 6\%$, и в областта $0.5 < Pr_b < 200$, с 10% грешка. Слейчер и Раус получиха корелация от аналитични и опитни резултати в областта $0.1 < Pr_b < 10^4$ и $10^4 < Re_b < 5 \times 10^6$, от вида

$$Nu_b = 5 + 0.015 Re_b^m Pr_b^n, \quad (3.30)$$

където:

$$m = 0.88 - \frac{0.24}{4 + Pr_b},$$

$$n = \frac{1}{3} + 0.5 \exp(-0.6 Pr_b).$$

Ур.(3.29) и (3.30) не са приложими в преходната област. Гниелински модифицира ур. (3.29) за да бъде приложимо и в преходната област, $2300 < Re_b < 10^4$,

$$Nu_b = \frac{(f/2)(Re_b - 1000) Pr_b}{1 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)}, \quad (3.31)$$

където:

$$f = (1.58 \ln Re_b - 3.28)^{-2}. \quad (3.32)$$

Термичните гранични условия ($q_w = const$ или $T_w = const$) имат незначителен ефект при турбулентната принудена конвекция, така, че уравненията, цитирани в Табл.3.3. могат да се използват едновременно при $q_w = const$ и $T_w = const$.

Задача 3.2.

Кожухотръбен ТА с прегради, два хода в тръбите и един ход в кожуха, се използва като охладител на масло. Охлаждащата вода постъпва в тръбите при температура $t_{c,i} = 25^\circ C$ и масов дебит $\dot{m}_c = 8.154 \text{ kg/s}$ и напуска при температура $t_{c,o} = 32^\circ C$.

Входната и изходни температури на маслото са съответно : $t_{h,i} = 65^\circ C$ и $t_{h,o} = 55^\circ C$.

Апаратът има диаметър на кожуха $D_i = 0.3112 m$, а на тръбите: вътрешен диаметър $d_i = 0.0165 m$, и външен диаметър $d_o = 0.0191 m$. Общо 160 тръби са разположени във формата на равнобедрен триъгълник $15/16 in$. Термичните съпротивления са:

$R_{f,o} = 1.76 \times 10^{-4} m^2 K / W$, $A_o R_w = 1.084 \times 10^{-5} m^2 K / W$; $h_o = 686 W / m^2 K$; $A_o / A_i = 1.1476$ и $R_{f,i} = 0.00008 m^2 K / W$.

Да се определи:

1. Коефициентът на топлопредаване от вътрешната страна на тръбата, α_i .
2. Общата топлообменна площ A , като се използва метода на средната логаритмична температурна разлика.

При средна температура на флуида (вода) $t_f = 28.5^\circ C$: $c_p = 4.18 kJ / kgK$, $k_f = 0.611 W / mK$, $Pr = 5.64$, $\mu = 8.24 \times 10^{-4} Pa.s$.

$$Re_b = \frac{\rho u_m d_i}{\mu} = \frac{4 \dot{m}_c}{\left(\frac{N_t}{2}\right) \pi \mu d_i},$$

където N_t е общият брой на тръбите.

$$Re_b = \frac{4 \times 8.154}{80 \times \pi \times 8.24 \times 10^{-4} \times 0.0165} = 9510 > 2300 \text{ - потокът е турбулентен}$$

От ур.(3.31)

$$Nu_b = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr_b}{1+12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)},$$

където $f = (1.58 \ln Re_b - 3.28)^{-2} = (1.58 \ln 9510 - 3.28)^{-2} = 7.982 \times 10^{-3}$

Тогава,

$$Nu_b = \frac{(7.982 \times 10^{-3})/2(9510-1050) \times 5.64}{1+12.7 \left(\frac{7.982 \times 10^{-3}}{2}\right)^{1/2} (5.64^{2/3}-1)} = 70$$

Следователно,

$$h_i = \frac{Nu_b \cdot k_f}{d_i} = 70 \times \frac{0.611}{0.01656} = 2583 \text{ W / m}^2 \text{ K} .$$

Необходимата топлообменна площ се получава от ур.(2.36)

$$\dot{Q} = U_o A_o F \Delta T_{lm,cf}$$

Използвайки ур.(2.11), U_o може да се определи от:

$$\begin{aligned} U_o &= \left[\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + A_o R_w + R_{f,o} + \frac{A_o}{A_i} R_{f,i} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} = \\ &= \left[1.1476 \times \frac{1}{2583} + 1.084 \times 10^{-5} + 1.76 \times 10^{-4} + 1.1476 \times 0.00008 + \frac{1}{686} \right]^{-1} \\ &= 458.6 \text{ W / m}^2 \text{ K} . \end{aligned}$$

Корелационният фактор F се определя от фиг.2.7, където

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{H,i} - T_{c,i}} = \frac{32 - 25}{65 - 25} = 0.175$$

$$R = \frac{T_{H,i} - T_{H,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} = \frac{65 - 55}{32 - 25} = 1.43$$

Следователно, $F \approx 0.98$. От ур.(2.33) следва, че

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(65 - 32) - (55 - 25)}{\ln \frac{65 - 32}{55 - 25}} = 31.48^\circ \text{ C}$$

От топлинния баланс

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) = 8.154 \times 4.18 \times (32 - 25) = 238586 \text{ W}$$

и

$$A_o = \pi d_o L N_t$$

$$A_o = \frac{\dot{Q}}{U_o F \Delta T_{lm,cf}} = \frac{238586}{458.6 \times 0.98 \times 31.5} = 16.85 \text{ m}^2$$

Дължината на ТА е

$$L = \frac{A_o}{\pi d_o N_t} = \frac{16.85}{\pi \times 0.0191 \times 160} = 1.76 \text{ m}$$

3.4. Турбулентен поток в гладки, прави, некръгли канали.

За да се определят стойностите за f и Nu , при турбулентен поток в некръгли гладки канали, като утвърдена практика е да се използва хидравличен (еквивалентен) диаметър в корелациите за f и Nu при кръгли тръби. За повечето некръгли гладки канали, опитните резултати за f са в границите $\pm 10\%$ от тези, изчислени с помощта на D_h , вместо d_i в корелацията за гладка тръба. Опитните данни за Nu се отклоняват $\pm (10-15)\%$ от тези, изчислени с помощта на D_{eq} , в корелациите за гладка тръба. Изключение правят само канали с остри ъгли или тесни канали. Корелациите, представени в Таблица 3.3. не отчитат влиянието на началния термичен участък, който е съществен при къси тръби. Този ефект се отчита от коригиращ фактор в зависимостта на Гниелински

$$Nu_L = Nu_\infty \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right], \quad (3.33)$$

където Nu_∞ е числото на Нуселт за напълно развит поток. Трябва да се отбележи, че началният термичен участък зависи от Re , Pr и термичните гранични условия.

Задача 3.3.

Студена вода с масов разход $\dot{m}_c = 5000 \text{ kg/h}$ се загрева от $t_{c,i} = 20^\circ \text{C}$ до $t_{c,o} = 35^\circ \text{C}$, от гореща вода с начална температура $t_{h,i} = 140^\circ \text{C}$. Допустимото понижаване на температурата на горещата вода е $\Delta T_h = 15^\circ \text{C}$. Топлообменният апарат

е тръба в тръба, със следните размери: вътрешна тръба с диаметри: $d_i = 0.0525 \text{ m}$ и $d_o = 0.0599 \text{ m}$, външна тръба с диаметри: $D_i = 0.0779 \text{ m}$ и $D_o = 0.0889 \text{ m}$ и дължина на апарата $L = 4.5 \text{ m}$. Горещата вода постъпва във вътрешната тръба, а студената вода – в пръстеновидния канал. Външната тръба е изолирана за намаляване на топлинните загуби към околната среда.

Да се определи: 1) вътрешният коефициент на топлопредаване α_i ; 2) коефициентът на топлопредаване в междутръбното пространство α_o .

1. Пресмята се критерия на Рейнолдс, за да се определи вида на течението – ламинарно или турбулентно, след което се избира подходяща корелация за определяне на α_i .

- гореща вода при температура $t_b = 132.5^\circ \text{C}$

- $\rho = 932.4 \text{ kg/m}^3$, $c_p = 4271 \text{ J/kgK}$, $k_f = 0.688 \text{ W/mK}$, $\mu = 0.213 \times 10^{-3} \text{ N.s/m}^2$,

$\text{Pr}_b = 1.325$

От топлинният баланс на ТА

$$(\dot{m} c_p)_h \Delta T_h = (\dot{m} c_p)_o \Delta T_c$$

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{m}_c c_{p,c}}{c_{p,h}} \frac{\Delta T_c}{\Delta T_h} = \frac{(5000/3600) \times 4179 (35 - 20)}{4271} \frac{15}{15} = 1.36 \text{ kg/s}$$

където $c_{p,c} = 4179 \text{ J/kgK}$ при $t_b = 27.5^\circ \text{C}$

$$\text{Re}_b = \frac{\rho u_m d_i}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\pi \mu d_i} = \frac{4 \times 1.36}{\pi \times 0.0525 \times 0.213 \times 10^{-3}} = 1.5485 \times 10^5.$$

Следователно, потокът е турбулентен и може да се използва зависимостта на Петухов-Кирилов

$$\text{Nu}_b = \frac{(f/2) \text{Re}_b \text{Pr}_b}{1.07 + 12.7(f/2)^{0.5} (\text{Pr}_b^{2/3} - 1)},$$

където f се определя от уравнение на Филоненко

$$f = (1.58 \ln \text{Re}_b - 3.28)^{-2} = [1.58 \ln (154850) - 3.28]^{-2} = 4.108 \times 10^{-3}$$

$$\text{Nu}_b = \frac{(4.108 \times 10^{-3} / 2)(154850 \times 1.325)}{1.07 + 12.7(4.108 \times 10^{-3} / 2)^{0.5} (1.325^{2/3} - 1)} = 354.5$$

$$\alpha_i = \frac{\text{Nu}_b k_f}{d_i} = \frac{354.5 \times 0.688}{0.0525} = 4645.6$$

Ефектът на изменение на физическите свойства се определя от ур.(3.21a) с $n = 0.25$ при охлаждане на течност в турбулентен поток и α_i може да бъде коригиран.

3. Определяне на α_o в пръстеновиден канал.

При температура на студената вода $t_b = 27.5^\circ \text{C}$, стойностите на физическите параметри са както следва: $\rho = 996.3 \text{ kg/m}^3$, $c_{p,c} = 4179 \text{ J/kgK}$, $k_f = 0.61 \text{ W/mK}$; $\mu = 0.848 \times 10^{-3} \text{ N.s/m}^2$, $\text{Pr}_b = 5.825$.

Хидравличният диаметър на канала е

$$D_h = D_i - d_o = (0.0779 - 0.0599) = 0.0176 \text{ m}$$

$$\text{Re}_b = \frac{4 \dot{m}_c D_h}{\pi \mu (D_i^2 - d_o^2)} = \frac{4 \times (5000/3600) \times 0.0176}{\pi \times (848 \times 10^{-6}) \times 0.002434} = 15.082 \times 10^3$$

Следователно, потокът в пръстеновидния канал е турбулентен. И тук може да се използва корелацията на Петухов-Кирилов, като се има в предвид, че в числото на Нуселт трябва да се постави еквивалентния диаметър, определен от ур.(3.19).

$$D_{eq} = \frac{4 A_c}{P_h} = \frac{4 \left[\pi (D_i^2 - d_o^2) / 4 \right]}{\pi d_o} = \frac{0.0779^2 - 0.0599^2}{0.0599} = 0.0467 \text{ m},$$

$$\text{Nu}_b = \frac{(f/2) \text{Re}_b \text{Pr}_b}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (\text{Pr}_b^{2/3} - 1)}$$

$$f = (1.58 \ln \text{Re}_b - 3.28)^{-2} = [1.58 \ln (15082) - 3.28]^{-2} = 7.036 \times 10^{-3}$$

$$Nu_b = \frac{(7.036 \times 10^{-3} / 2) \times 15082 \times 5.825}{1.07 + 12.7 (7.036 \times 10^{-3} / 2)^{1/2} (5.825^{2/3} - 1)} = 112.2$$

$$\alpha_o = \frac{Nu_b k_f}{D_{eq}} = \frac{112.2 \times 0.614}{0.0467} = 1475 \text{ W / m}^2 \text{ K}.$$

3.5. Ефект на променливи физически свойства при температурна принудена конвекция.

Когато е налице голяма температурна разлика между температурата на стената на канала и температурата на флуида, нагряването и охлаждането влияят върху топлопредаването и хидравличното съпротивление поради разрушаването на механизма на турбулентен транспорт, в допълнение на изменението на физическите свойства с температурата, както при ламинарен поток.

3.5.1. Турбулентен поток на течност в канали.

На основа на многобройни експериментални данни, Петухов предлага следните стойности за степенния показател n в ур.(3.21a)

$$\frac{\mu_w}{\mu_b} < 1, \quad n = 0.11 \quad - \quad \text{при нагряване на течността} \quad (3.34)$$

$$\frac{\mu_w}{\mu_b} > 1, \quad n = 0.25 \quad - \quad \text{при охлаждане на течността} \quad (3.35)$$

които са приложими за напълно развит турбулентен поток, в областите: $10^4 < \text{Re}_b < 5 \times 10^6$, $2 < \text{Pr} < 140$ и $0.08 < (\mu_w / \mu_b) < 40$. Стойността на Nu_{av} в ур. (3.21) се пресмята от ур. (3.30) или (3.31).

За коефициента на хидравлично съпротивление, Петухов предлага следните зависимости

$$\frac{\mu_w}{\mu_b} < 1 \quad \frac{f}{f_{av}} = \frac{1}{6} \left(7 - \frac{\mu_b}{\mu_w} \right) \quad - \quad \text{при нагряване на течността} \quad (3.36)$$

$$\frac{\mu_w}{\mu_b} > 1 \quad \frac{f}{f_{av}} = \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.24} \quad - \quad \text{при охлаждане на течността} \quad (3.37)$$

Коефициентът на хидравлично съпротивление f_{av} (при постоянни физически свойства) може да се изчисли с помощта на Таблица 3.4 или директно от ур.(3.32), за областта $0.35 < (\mu_w / \mu_b) < 2$; $10^4 < Re_b < 23 \times 10^4$ и $1.3 < Pr_b < 10$.

3.5.2. Турбулентен газов поток в канали.

Коефициентите на топлопредаване и хидравлично съпротивление, за напълно развит турбулентен газов поток в кръгла тръба, са получени теоретично от Петухов и Попов, с допускането, че ρ, C_p, k_f и μ за дадени температурни функции. Анализът е извършен за въздух и водород, за следната област на параметрите: $0.37 < (T_w / T_b) < 3.1$, $10^4 < Re_b < 4.3 \times 10^6$ за въздух и $0.37 < (T_w / T_b) < 3.7$, $10^4 < Re_b < 5.8 \times 10^6$ за водород. Аналитичните резултати са корелирани чрез ур. (3.22a), където Nu_{av} се дава от ур.(3.30) или (3.31), със следните стойности за n :

$$\text{за } \frac{T_w}{T_b} < 1, \quad n = -0.36 \quad - \quad \text{за охлаждане на газове} \quad (3.38)$$

$$\text{за } \frac{T_w}{T_b} > 1, \quad n = - \left[0.3 \log \left(\frac{T_w}{T_b} \right) + 0.36 \right] \quad - \quad \text{за нагряване на газове} \quad (3.39)$$

За опростяване на ур.(3.39), n може да се приеме за константа, $n = -0.47$.

Задача 3.4

Въздух с температура $T_b = 40^\circ C$ тече през нагрявана тръбна секция със скорост $u_m = 6 \text{ m/s}$. Дължината на тръбата и диаметърът ѝ са съответно $L_t = 300 \text{ cm}$ и $d_i = 2.54 \text{ cm}$. Средната температура на стената на тръбата е $T_w = 300^\circ C$. Да се определи средния коефициент на топлопредаване α_i .

Физически свойства на въздуха при $T_b = 40^\circ C$:

$$\rho = 1.128 \text{ kg/m}^3; \quad c_{p,c} = 1005.3 \text{ J/kgK};$$

$$k_f = 0.0267 \text{ W/mK}; \quad \mu = 1.912 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2; \quad Pr = 0.719.$$

$$\text{Re}_b = \frac{\rho u_m d_i}{\mu} = \frac{1.128 \times 6 \times 0.0254}{1.912 \times 10^{-5}} = 8991$$

Следователно, потокът в тръбата може да се смята за турбулентен. От друга страна, $L/d_i = 3/0.0254 = 118 > 60$, така, че могат да се приемат условия за напълно развит поток. Тъй като $\text{Pr} > 0.6$, можем да използваме една от корелациите в Таблица 3.3, например тази на Гниелински, ур.(3.31)

$$\text{Nu}_b = \frac{(f/2)(\text{Re}_b - 1000)\text{Pr}_b}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)},$$

където $f = (1.58 \ln \text{Re}_b - 3.28)^{-2} = [1.58 \ln(8991) - 3.28]^{-2} = 0.00811$.

$$\text{Nu}_b = \frac{(0.00811/2)(8991 - 1000) \times 0.719}{1 + 12.7(0.00811/2)^{1/2}(0.719^{2/3} - 1)} = 27.72$$

$$\alpha_i = \frac{\text{Nu}_b k_f}{d_i} = \frac{27.72 \times 0.0267}{0.0254} = 29.14 \text{ W / m}^2 \text{ K}.$$

Коефициентът на топлопредаване α_i , при променливи физически свойства, може да се изчисли от ур.(3.22a), където $n = -0.47$

$$\text{Nu}_b = \text{Nu}_{av} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{-0.47} = 27.72 \left(\frac{573}{313} \right)^{-0.47} = 20.86.$$

(Забележка: Температурите са в келвини, K)

Тогава,

$$\alpha_i = \frac{\text{Nu}_b k_f}{d_i} = \frac{20.86 \times 0.0267}{0.0254} = 21.93 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Както може да се види, в случай на течение на газ с променливи физически свойства, при нагряване на газа коефициентът на топлопредаване намалява. Резултатите от

опитните изследвания на топлообмен, при големи температурни разлики между стената и газовият поток, се представят от корелацията

$$Nu = C Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^n. \quad (3.40)$$

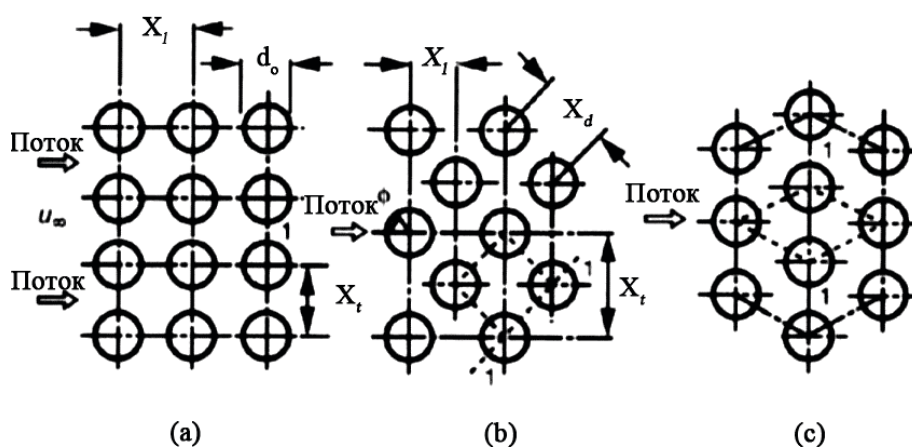
За напълно развити скоростни и температурни профили, $L/d_i > 60$, константата C става неизменна и независима от L/d_i . Множество корелации, за напълно развити турбулентни потоци на течности и газове с променливи физически свойства в кръгли канали, са представени в литературата.

3.6. Теплопредаване при обтичане на сноп от гладки тръби.

Снопът от кръгли тръби е една от най-сложните и срещани топлообменни конфигурации, особено в кожухотръбните ТА. Най-разпространените тръбни конфигурации са с шахматно и коридорно разположение, Фиг. 3.2. Снопът се характеризира със следните геометрични параметри: външен диаметър на тръбите, d_o , надлъжно междуосово разстояние между два съседни реда X_l и напречно междуосово разстояние между два съседни цилиндъра, X_t . Средният коефициент на теплопредаване се определя от зависимостта на Жукаускас,

$$Nu = c Re_b^m Pr_b^n \left(\frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^P, \quad (3.41)$$

където Pr_w е критерия на Прандтл, определен за температурата на стената.



Фиг. 3.2 Разположение на тръбите в тръбния сноп. (а) – коридорно, (б, с) - шахматно

Физическите свойства на флуида са определени при средно-обемна температура. Изменението на константата с ур.(3.41), за шахматно разположение на снопа, може да се представя в зависимост от геометричния параметър $X_t/X_l < 2$ на степен 0.2, за $X_t/X_l < 2$. При $X_t/X_l > 2$, може да се приема стойност за $c = 0.40$. При коридорно разположение, ефектът от промяна на надлъжното или напречно междуосово разстояние не е така очевиден, така че $c = 0.27$, може да се приеме за цялата област, $10^3 < Re < 2 \times 10^5$. При коридорно разположение и напречен поток, средния коефициент на топлопредаване и $n > 16$ (n - брой на тръбните редове) се определя от

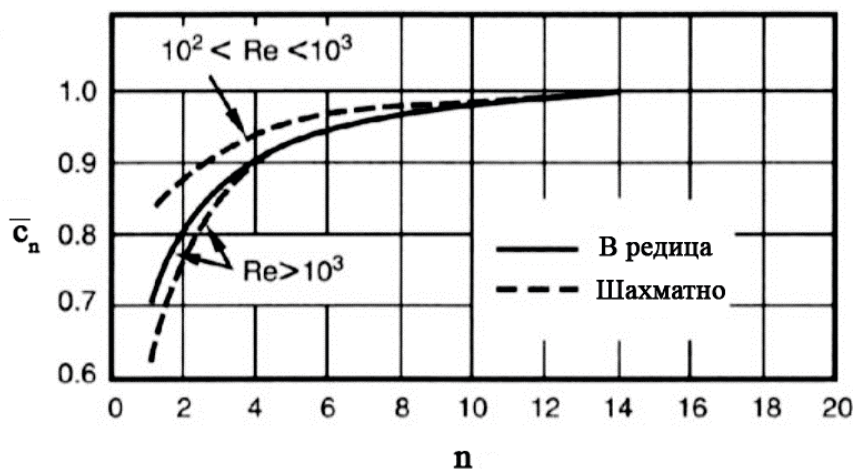
$$\overline{Nu}_b = 0.9 c_n Re_b^{0.4} Pr_b^{0.36} \left(\frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25}, \quad \text{за } Re_b = 1 - 10^2 \quad (3.42a)$$

$$\overline{Nu}_b = 0.52 c_n Re_b^{0.5} Pr_b^{0.36} \left(\frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25}, \quad \text{за } Re_b = 10^2 - 10^3 \quad (3.42b)$$

$$\overline{Nu}_b = 0.27 c_n Re_b^{0.63} Pr_b^{0.36} \left(\frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25}, \quad \text{за } Re_b = 10^2 - 2 \times 10^5 \quad (3.42c)$$

$$\overline{Nu}_b = 0.033 c_n Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4} \left(\frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25}, \quad \text{за } Re_b = 2 \times 10^5 - 2 \times 10^6 \quad (3.42d)$$

където c_n е коригиращ фактор при по-къс тръбен сноп. Ефектът на броя на тръбите в снопа е незначителен при $n > 16$, Фиг. 3.3.



Фиг.3.3 Корелационен фактор за броя на редовете за средния топлообмен в тръбния сноп

При шахматно разположение на тръбния сноп и напречен поток, средният коефициент на топлопредаване се определя от

$$\overline{Nu}_b = 1.04 c_n Re_b^{0.4} Pr_b^{0.36} \left(\frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25}, \quad \text{за } Re_b = 1 - 500 \quad (3.43a)$$

$$\overline{Nu}_b = 0.71 c_n Re_b^{0.5} Pr_b^{0.36} \left(\frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25}, \quad \text{за } Re = 500 - 10^3 \quad (3.43b)$$

$$\overline{Nu}_b = 0.35 c_n Re_b^{0.6} Pr_b^{0.36} \left(\frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \left(\frac{X_t}{X_l} \right)^{0.2}, \quad Re = 10^3 - 2 \times 10^5 \quad (3.43c)$$

$$\overline{Nu}_b = 0.031 c_n Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4} \left(\frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \left(\frac{X_t}{X_l} \right)^{0.2}, \quad Re = 2 \times 10^5 - 2 \times 10^6 \quad (3.43d)$$

Всички физически свойства, с изключение на Pr_w , се определят при средно-обемна температура на флуида, заобикалящ тръбен сноп. Критерият на Рейнолдс се определя чрез средната скорост в най-тесното напречно сечение на снопа, т.е. за максималната средна скорост $U_{\max}$,

$$Re_b = \frac{\rho U_{\max} d_o}{\mu}. \quad (3.44)$$

Задача 3.5

Въздух при атмосферно налягане преминава през шахматен тръбен сноп от 8 реда тръби по посока на потока. Външният диаметър на тръбите е $d_o = 1.0 \text{ cm}$, а надлъжното разстояние между два съседни реда е $X_l = 1.50 \text{ cm}$, а напречното- $X_t = 1.50 \text{ cm}$. Скоростта на несмутеният поток е $U_{\infty} = 6 \text{ m/s}$, а температурата му е $T_{\infty} = 20^{\circ} \text{ C}$. Да се намери коефициентът на топлопредаване, ако повърхностната температура на стената на тръбата е $T_w = 180^{\circ} \text{ C}$.

За $T_{\infty} = 20^{\circ} \text{ C}$ - физическите параметри на въздуха са:

$$\rho = 1.2045 \text{ kg/m}^3; \quad k_f = 0.0257 \text{ W/m.k}; \quad C_{p,c} = 1005 \text{ J/kg.k};$$

$$\mu = 1.82 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}; \quad \nu = 15.11 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; \quad Pr_b = 0.713$$

Критерият на Прандтл, при температура $T_w = 180^\circ C$, е $Pr_w = 0.713$. Разстоянието $X_d - d_o$, между тръбите в два съседни реда, фиг.3.2b, е

$$X_d - d_o = \left[X_l^2 + \left(\frac{X_t}{2} \right)^2 \right]^{1/2} - d_o = \left[1.5^2 + \left(\frac{2.54}{2} \right)^2 \right]^{1/2} - 1.0 = 0.97 \text{ cm}$$

Разстоянието между тръбите, перпендикулярно на потока е,

$$\frac{X_t - d_o}{2} = \frac{2.54 - 1.0}{2} = 0.77 \text{ cm} < X_d - d_o$$

Следователно, максималната скорост на потока $U_{\max}$ ще бъде в това сечение. От уравнението за непрекъснатост.

$$U_{\max} = \frac{X_t}{X_t - d_o} U_{\infty} = \frac{2.54}{2.54 - 1.0} \times 6 = 9.90 \text{ m/s}$$

$$Re_b = \frac{U_{\max} d_o}{\nu} = \frac{9.90 \times 0.01}{15.11 \times 10^{-6}} = 6552$$

От фиг.3.3, за $n = 8$, $c_n = 0.97$. Следователно, средното число на Нуселт, ур.(3.43), е

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_b &= 0.35 c_n Re_b^{0.6} Pr_b^{0.36} \left(\frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \left(\frac{X_t}{X_l} \right)^{0.2} = \\ &= 0.35 \times 0.97 \times 6552^{0.6} \times 0.713^{0.36} \left(\frac{0.713}{0.685} \right)^{0.25} \times \left(\frac{2.54}{1.50} \right)^{0.2} = 65.7 \end{aligned}$$

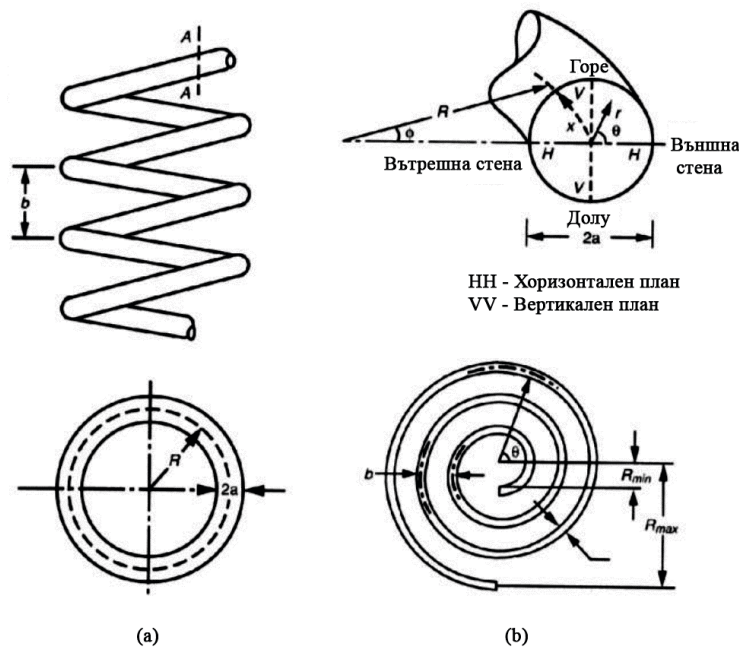
Средният коефициент на топлопредаване е

$$\overline{h}_i = \frac{Nu_b k_f}{d_o} = \frac{65.7 \times 0.0257}{0.01} = 169.0 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

3.7. Теплопредаване в канали във вид на винтови намотки и спирали.

Тръбните канали във вид на винтови намотки и спирали (огънати тръби) се срещат в многобройни приложения в химическите реактори, резервоари за акумулиране на топлинна енергия, системи за възстановяване на топлинната енергия и др. Спирални канали се използват основно в хранително-вкусовата промишленост, хладилната и климатична техника. Видът на този вид тръбни канали и геометричните им параметри

са показани на фиг. 3.4. Хоризонтална винтова намотка с тръбен диаметър $2a$, радиус на кривата R и стъпка на намотките b , е показана на фиг. 3.4а. Нарича се хоризонтална, защото на всеки оборот тръбата е приблизително хоризонтална. Ако намотката на фиг.3.4а. се обърне на 90° , тя се приема за вертикална винтова намотка. Спирална тръба е показана на фиг.3.4б. Простата спирална тръба с кръгло напречно сечение се характеризира с тръбен диаметър $2a$, постоянна стъпка b , и минимален и максимален радиус на кривите ($R_{\min}$ и $R_{\max}$) в началото и края на спиралата.



Фиг. 3.4 Общ вид на хоризонтална винтова намотка (а) и спирална тръба (б)

3.7.1. Коефициент на топлопредаване във винтови намотки – ламинарен поток

На база на регресионен анализ на наличните теоретични и експериментални резултати, Манлапаз и Чърчил получават следната корелация, при гранични условия

$$T_w = \text{const}$$

$$Nu_T = \left[\left(3.657 + \frac{4.343}{x_1} \right)^3 + 1.158 \left(\frac{De}{x_2} \right)^{3/2} \right]^{1/3}, \quad (3.45)$$

където

$$x_1 = \left(1.0 + \frac{957}{De^2 Pr} \right)^2, \quad x_2 = 1.0 + \frac{0.477}{Pr}, \quad (3.46)$$

а

$$De = Re \left(\frac{a}{R} \right)^{1/2}, \quad (3.47)$$

е критерият на Дийн. Характерна дължина в Re и Nu е вътрешния диаметър на тръбата.

При гранично условие $q_w = const$, Манлапаз и Чърчил предлагат корелация

$$Nu_H = \left[\left(4.364 + \frac{4.343}{x_3} \right)^3 + 1.816 \left(\frac{De}{x_4} \right)^{3/2} \right]^{1/3}, \quad (3.48)$$

където

$$x_3 = \left(1.0 + \frac{1342}{De^2 Pr} \right)^2, \quad x_4 = 1.0 + \frac{1.15}{Pr}. \quad (3.49)$$

Физическите свойства са оценени при средно-обемна температура.

3.7.2. Коефициент на топлопредаване при спирална намотка – ламинарен поток

Кубаир и Кулур предлагат следната корелация, при $q_w = const$

$$Nu_T = \left(1.98 + \frac{1.8}{R_{ave}} \right) Gz^{0.7}, \quad (3.50)$$

за $9 \leq Gz < 10^3$; $80 < Re < 6000$ и $20 < Pr < 100$. Критерият на Гретц, Gz , се определя от $Gz = (P/4x) Re Pr$, където P е мокреният периметър. Физическите свойства на флуида се определят при температура $T_{av} = 0.5(T_i + T_o)$ - средно-аритметична между температурите на входа и на изхода на тръбата. Средният радиус $R_{av} = 0.5(R_{min} + R_{max})$.

3.7.3. Коефициент на топлопредаване при винтови намотки-турбулентен поток

Най-широко приложение има корелацията на Шмидт

$$\frac{Nu_c}{Nu_s} = 1.0 + 3.6 \left[1 - \left(\frac{a}{R} \right) \right] \left(\frac{a}{R} \right)^{0.8}, \quad (3.51)$$

където Nu_c е числото на Нуселт за винтови намотки, а Nu_s - е за прави гладки тръби. Ур.(3.51) е приложено в областта $2 \times 10^4 < Re < 1.5 \times 10^5$ и $5 < R/a < 84$, и гранично условия $T_w = const$. Физическите свойства са оценени при средно-обемна температура на флуида. При ниски стойности на Re се препоръчва корелацията на Прат

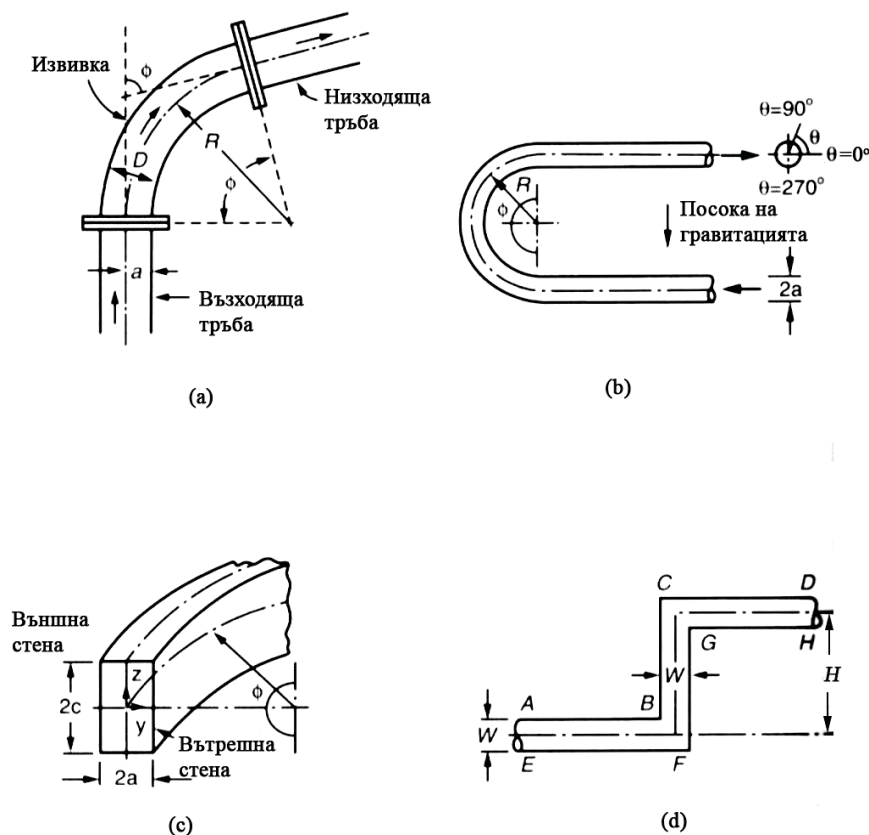
$$\frac{Nu_c}{Nu_s} = 1.0 + 3.4 \left(\frac{a}{R} \right), \quad 1.5 \times 10^3 < Re < 2 \times 10^4. \quad (3.52)$$

При зависими от температурата физическите свойства, Орлов и Целищев препоръчват корелацията

$$\frac{Nu_c}{Nu_s} = \left(1.0 + 3.4 \frac{a}{R} \right) \left(\frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25}, \quad 1.5 \times 10^3 < Re < 2 \times 10^4. \quad (3.53)$$

3.8. Теплопредаване в колена

Колена се използват в тръбни линии, вериги от топлообменни апарати и тръбни топлообменици. В някои случаи колената са нагрявани, докато в други не са, но тръбите към и от коляното се нагряват. Колената се характеризират от ъгъла ϕ и отношението R/a на кривата. Колена, с кръгло и правоъгълно напречно сечение, са показани на фиг.3.5.



Фиг.3.5 Схематични фигури на колена, а) коляно с ъгъл $< 90^\circ$; б) 180° коляно; в) напречен разрез на правоъгълно коляно; д) две 90° колена в серия

В тази част се описва накратко топлопредаване в гладки колена с ъгли на огъване 90° и 180° , за ненютонови течности. Като инженерна апроксимация, резултатите за коефициентите на топлопредаване могат да се използват и за геометрично подобни гладки фитинги.

3.8.1. Коефициент на топлопредаване в коляно 90°

В литературата е известна само корелация на Тейлби-Стадон, определяща местния коефициент на топлопредаване за охлаждан турбулентен въздушен поток в коляно 90°

$$Nu_x = 0.0336 Re^{0.81} Pr^{0.4} \left(\frac{R}{a} \right)^{-0.06} \left(\frac{x}{d_i} \right)^{-0.06}, \quad (3.54)$$

$$2.3 \leq R/a \leq 14.7; \quad 7 \leq x/D \leq 30; \quad 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^4,$$

където x се измерва от началото му, по оста на коляното. За турбулентен охлаждащ флуид, средният коефициент на топлопредаване е 20–30% по-висок от този при гладка права тръба. За практически цели, при нагряване на флуида, може да се използва ур.(3.51).

3.8.2. Коефициент на топлопредаване в коляно $180^\circ C$

При ламинарен поток в коляно $180^\circ C$ може да се използва корелацията на Кубаир и Кулор, за начален участък в спирална намотка. При турбулентно течение в коляно $180^\circ C$, локалните коефициенти на топлопредаване могат да се определят по зависимостта на Машфеион и Бел

$$Nu_x = 0.0285 Re^{0.81} Pr^{0.4} \left(\frac{x}{d_i} \right)^{-0.046} \left(\frac{R}{a} \right)^{-0.133} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}, \quad (3.55)$$

$$4.8 \leq R/a \leq 26; \quad 10^4 \leq Re \leq 3 \times 10^4; \quad 0 \leq x/d_i \leq \pi R/(2a).$$

Физическите свойства се оценяват по локалната средна температура.

ГЛАВА ЧЕТВЪРТА

ПАД НА НАЛЯГАНЕ И ПОМПЕНА МОЩНОСТ В ТОПЛООБМЕННИ АПАРАТИ

4.1. Въведение

Термичният дизайн на ТА се състои в пресмятане на необходимата топлообменна мощ, при зададена топлинна мощност на апарата. Хидравличните съпротивления на апарата са еднакво важни, тъй като те определят пада на налягане на топлоносителите, преминаващи през апарата и, следователно, помпената мощ или тази на вентилатора, необходима за транспорт на флуида.

Разходите от помпи и вентилатори са дават към капиталовите разходи и са основна част от експлоатационните разходи на ТА. Намаляването на капиталовите разходи, чрез конструиране на компактни ТА с високи скорости на флуида, може да доведе до значително нарастване на експлоатационните разходи. Крайното решение за конструкция или избор на ТА се определя от ефективното използване на разполагаемия пад на налягане или помпената мощност и съответното осигуряване на необходимата топлообменна площ.

4.2. Пад на налягане в тръби

4.2.1. Тръби с кръгло напречно сечение

При напълно развит поток в тръба, може да се напише следното съотношение за пада на налягане за ламинарен (турбулентен поток)

$$\frac{\Delta p}{L} = \phi(u_m, d_i, \rho, \mu, e), \quad (4.1)$$

където e е средната височина на повърхностната грапавост. Ако се използва анализ на размерностите (основни единици M (маса), L (дължина) и θ (време), π - теорията на Бъкингам води до съотношение от вида

$$\frac{\Delta p}{4(L/d_i)(\rho u_m^2/2)} = \Phi\left(\frac{\rho u_m d_i}{\mu}, \frac{e}{d_i}\right), \quad (4.2)$$

където константите 4 и 2 са поставени за удобство. Безизмерната група в лявата страна на ур.(4.2), която представлява безизмерна форма на Δp , се нарича коефициент на хидравлично съпротивление на Фанинг

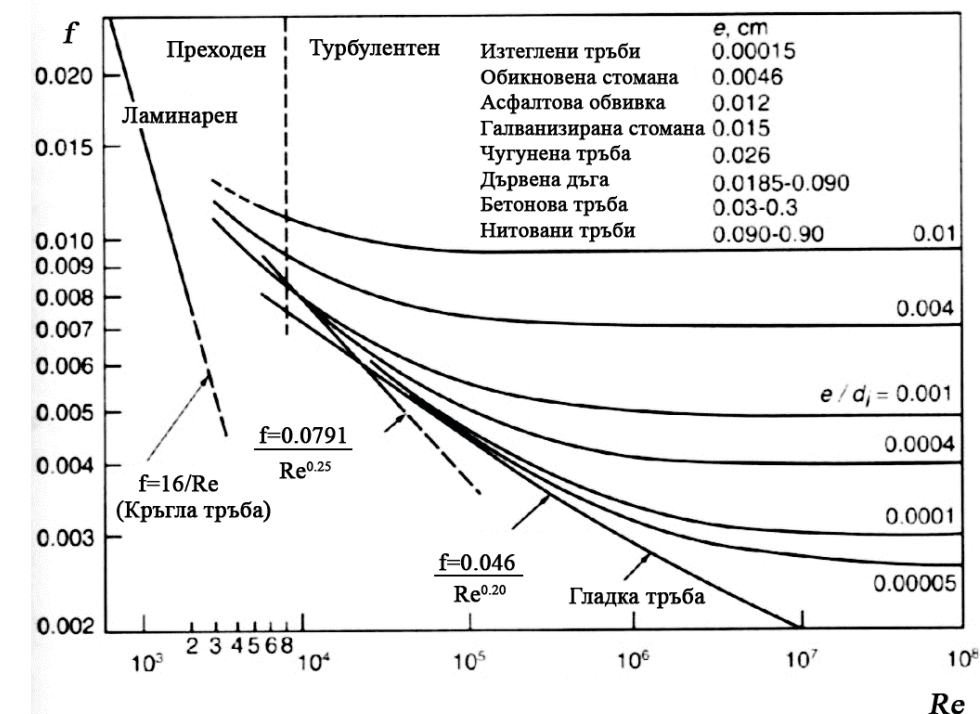
$$f = \frac{\Delta p}{4(L/d_i)(\rho u^2 m/2)} \quad (4.3)$$

Тогава, ур.(4.2) приема вида

$$f = \Phi(Re, e/d_i) \quad (4.4)$$

Фиг.4.1 показва тази зависимост във вид на номограма, създадена от Мууди от опитните данни за напълно развит поток. При ламинарен поток, ур. (4.4) не зависи от e/d_i и може да се представи във вида

$$f = \frac{16}{Re} \quad (4.5)$$



Фиг. 4.1 Коефициент на хидравлично съпротивление за напълно развит поток
различни видове кръгли тръби

Преходът от ламинарен в турбулентен режим се извършва в зоната $2300 \leq Re < 4000$. При турбулентен режим, няколко корелации могат да се използват, представени в Табл.4.1. Две, много често използвани апроксимации са:

$$f = 0.046 Re^{-0.2}, \quad 3 \times 10^4 < Re < 10^6 \quad (4.6)$$

И

$$f = 0.079 Re^{-0.25}, \quad 4 \times 10^3 < Re < 10^5. \quad (4.7)$$

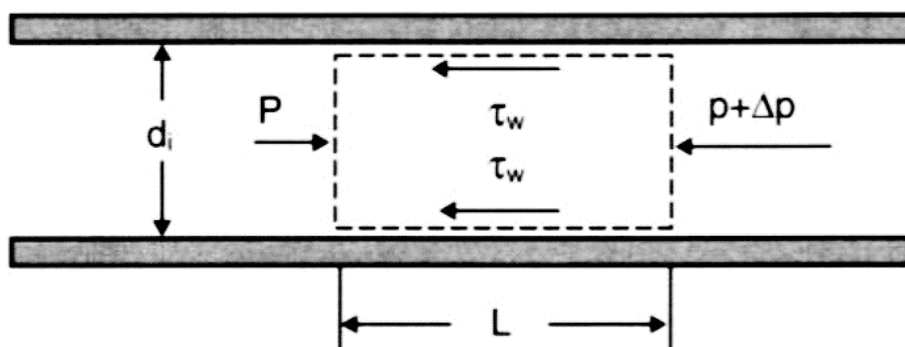
За напълно развит поток в тръба, балансът на силите, фиг.4.2, води до съотношението

$$\Delta p \frac{\pi}{4} d_i^2 = \tau_w (\pi d_i L), \quad (4.8)$$

което може да се комбинира с ур.(4.3) и дава еквивалентна форма на дефиниране на f

$$f = \frac{\tau_w}{\rho u_m^2 / 2}. \quad (4.9)$$

Уравнения (4.9) и (4.3) са валидни както за ламинарни, така и за турбулентни потоци, при условие, че потокът е напълно развит с дължина L .



Фиг.4.2 Силев баланс в цилиндричен флуиден елемент в тръба

4.2.2. Канали с некръгло напречно сечение

Каналите с некръгло напречно сечение не са геометрично подобни на кръглата тръба и анализът на размерностите не е еднакъв за тези две геометрични форми. При турбулентен поток, обаче коефициентът на хидравлично съпротивление f за некръгли напречни сечения (пръстеновидни, правоъгълни, триъгълни и др. канали) може да се

определи от корелациите за кръгла тръба, в които диаметърът на тръбата d_i се замести с хидравличния диаметър D_h , ур(3.14),

$$D_h = 4 \frac{A_c}{p} = 4 \times \frac{\text{площ на проходно сечение за потока}}{\text{мокрени периметър}}. \quad (4.10)$$

Хидравличният диаметър за пръстеновиден канал с вътрешен диаметър d_o и външен D_i , е

$$D_h = \frac{4(\pi/4)(D_i^2 - d_o^2)}{\pi(D_i + d_o)} = D_i - d_o. \quad (4.11)$$

За кръгла тръба, $D_h = d_i$. Корелациите в Таблица 4.1 не отчитат изменението на физическите свойства на флуида. Когато, обаче, тези зависимости се прилагат към ТА, в които съществуват големи температурни разлики между топлообменната повърхност и флуида, коефициентът на съпротивление f трябва да се коригира съгласно ур.(3.21b) и (3.22b).

При ламинарни потоци, обаче, резултатите за некръгли напречни сечение не могат да се представят от универсална зависимост. При тесни пръстеновидни канали, потокът има параболично скоростно разпределение, перпендикулярно на стената, във всяка точка на периметъра. Ако този поток се приеме като поток, между две успоредни гладки пластини, на разстояние $2b$, тогава

$$\frac{\Delta p}{\Delta x} = \frac{12\mu u_m}{b^2}. \quad (4.12)$$

В този случай, $D_h = 2b$ и ур.(4.12) приема вида

$$f = \frac{24}{\text{Re}}. \quad (4.13)$$

В ур. (4.13) се използва D_h , който замества d_i в дефинициите за f и Re . Ур.(4.13) е различно от ур. (4.5), което се прилага при ламинарен поток в кръгла тръба.

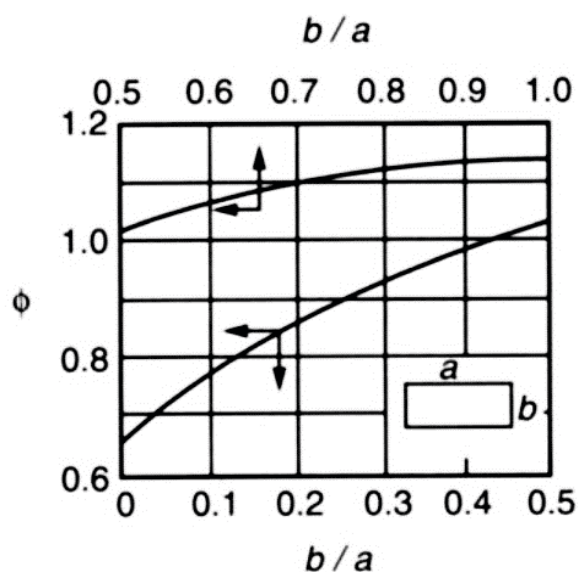
Потокът в правоъгълен канал, с размери $a \times b$ и $b \ll a$ е подобен на този в тесен пръстеновиден канал. При правоъгълен канал с друго отношение b/a ,

$$f = \frac{16}{\phi \text{Re}}, \quad (4.14)$$

където,

$$D_h = \frac{4ab}{2(a+b)}, \quad (4.15)$$

а ϕ се определя от фиг.4.3.



Фиг.4.3 Стойности на ϕ при правоъгълни канали

При ламинарни потоци в триъгълни и трапецовидни канали, Никурадзе показва, че f се определя от уравнението $f = 16 / \text{Re}$, с D_h от ур.(4.10) и преход между ламинарен и турбулентен поток, приблизително, при $\text{Re} = 2300$.

Падът на налягане за поток през канал с дължина L , се определя от

$$\Delta p = 4f \frac{L}{D_h} \frac{\rho u_m^2}{2}, \quad (4.16a)$$

или

$$\Delta p = 4f \frac{L}{D_h} \frac{G^2}{2\rho}, \quad (4.16b)$$

където $G = \rho u_m$ е плътност на масовият поток (понякога наричан масова скорост), kg/m^2s . Точната формула на ур.(4.16) зависи от конкретния случай. Например, при течение на еднофазов флуид в тръбите на кожухо-тръбен ТА, падът на налягане трябва да включва ефекта от всички тръби,

$$\Delta p_{tot} = 4f \frac{LN_p}{D_h} \frac{G}{2\rho}, \quad (4.17)$$

където N_p е броят на тръбните ходове, а $D_h = d_i$. Допълнителен пад на налягане ще се получи, в резултат на внезапни разширения или стеснения и при обръщане на потока. Загубите на налягане, при обръщане на потока, се определят от

$$\Delta p_r = 4N_p \frac{\rho u_m^2}{2}, \quad (4.18)$$

където N_p е брой на тръбните ходове, а $4N_p$ падът на налягане поради обръщане на потока.

Помпената мощност, необходима за движението на всеки от топлоносителите през ТА, е също толкова важен елемент при конструирането на апарата, колкото и топлообменните характеристики. Изразходваната помпена мощност е пропорционална на Δp и при несвиваем флуид с масов поток $\dot{m}$, се определя от

$$W_p = \frac{1}{\eta_p} \frac{\dot{m}}{\rho} \Delta p. \quad (4.19a)$$

където η_p е изостропен КПД на помпата. Минималната (изоетропна) помпена мощност е

$$W_{p,s} = \frac{\dot{m}}{\rho} \Delta p. \quad (4.19b)$$

4.3. Пад на налягане в тръбен сноп при напречен поток

Сноп от кръгли тръби е една от най – често срещаните топлообменни повърхности, особено в кожухотръбните ТА. Двете, най-често срещани разположения на тръбите в снопа, са шахматно и коридорно, фиг.3.2. Коридорното разположение

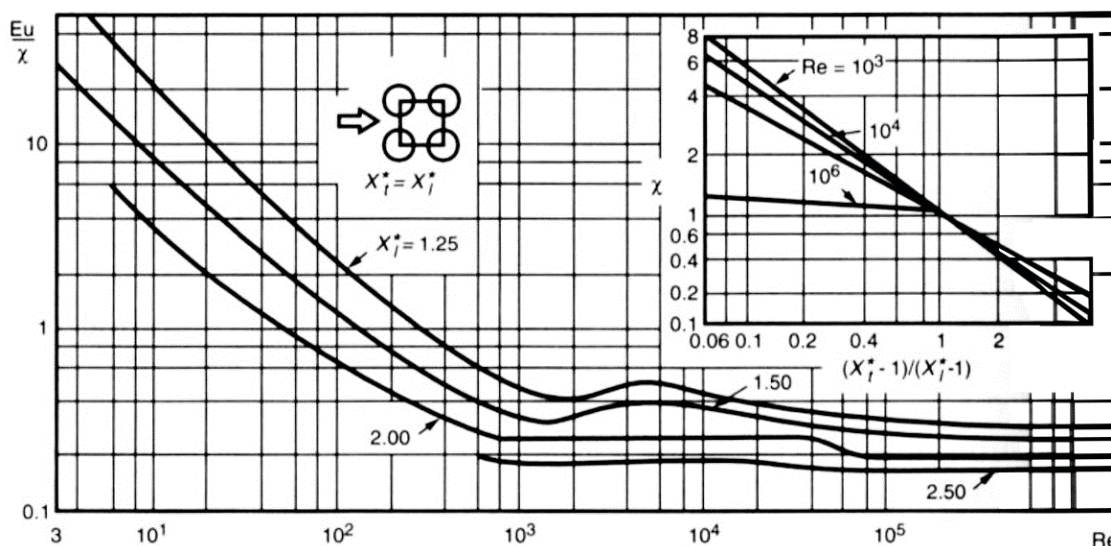
оформя правоъгълници, чиито върхове лежат върху осите на тръбите, докато при шахматно разположение се оформят триъгълници. Снопът се определя от следните геометрични размери: външен диаметър на тръбата d_o ; отношение на стъпката към диаметъра: в напречна посока - $X_t^* = X_t / d_o$; в надлъжна посока - $X_l^* = X_l / d_o$ и в диагонална посока - $X_d^* = X_d / d_o$. От всички публикувани в литературата опитни данни, тук са представени тези на Жукаускас за въздух, вода и няколко вида масла.

Падът на налягане в сноп от много редове се дава от

$$\Delta p = \left(\frac{Eu}{\chi} \right) \chi n \frac{1}{2} \rho u_o^2, \quad (4.20)$$

където Eu е числото на Ойлер, $Eu = 2\Delta p / (n\rho u_o^2)$, определено за тръбен ред, u_o е средна скорост за минималното тръбно разстояние, n - брой на тръбните редове по посока на потока.

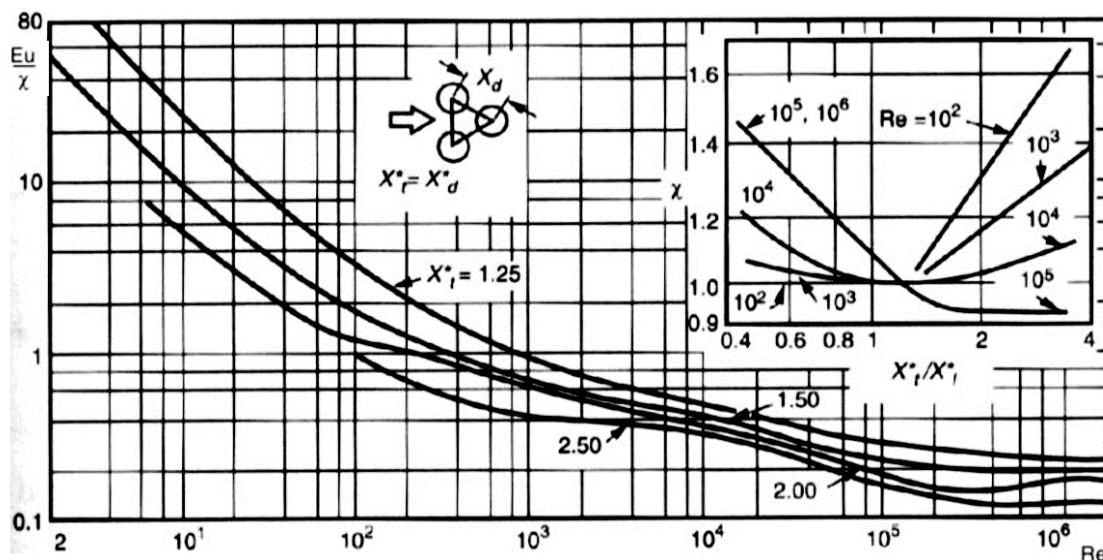
На фиг.4.4 е показано изменението на Eu на всеки ред, при многоредово коридорно разположение, в зависимост от $Re = \rho u_o d_o / \mu$ и $X_l^* (= X_t^*)$.



Фиг. 4.4 Изменението на Eu на всеки ред, при многоредово коридорно разположение, в зависимост от $Re = \rho u_o d_o / \mu$ и $X_l^* (= X_t^*)$.

За други стъпки ($X_l^* \neq X_t^*$), корекционният фактор χ се определя от фигурата, разположена вътре във фиг.4.4., и тогава Eu/χ се определя от основната част на

фиг.4.4, за да се определи окончателно Eu . На фиг.4.5 е показано изменението на Eu на тръбен ред, при шахматно 30° тръбно разположение, $X_t = X_d$ и $X_t = (\sqrt{3}/2)X_d$, в зависимост от Re и X_t^* .



Фиг. 4.5 Изменение на Eu на тръбен ред, при шахматно 30° тръбно разположение,

$X_t = X_d$ и $X_t = (\sqrt{3}/2)X_d$, в зависимост от Re и X_t^* .

За друго тръбно шахматно разположение, $X_t \neq (\sqrt{3}/2)X_d$, корекционният фактор χ се получава от вмъкнатата в горната дясна част на фиг.4.5 фигура. Критерият на Рейнолдс се определя от средната скорост през тясното напречно сечение на снопа, т.е. от максималната скорост u_o

$$Re = \frac{\rho u_o d_o}{\mu}. \quad (4.21)$$

При коридорно разположение, уравнението за непрекъснатост дава

$$u_\infty X_t = u_o (X_t - d_o). \quad (4.22)$$

При шахматно разположение, минималното напречно сечение може да бъде определено от разстоянието между една тръба от преден ред и съседната ѝ тръба от

следващ ред. Ур.(4.20) и фиг.4.4 и 4.5 са валидни за $n > 9$ и изотермични условия. При неизотермични условия, физическите свойства се оценяват при средно-обемна температура, като се прилага коригиращ фактор

$$Eu_b = Eu \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^p, \quad (4.23)$$

където Eu_b е числото на Ойлер, независимо дали имаме нагряване или охлаждане на флуида, а Eu е за изотермични условия. За $Re > 10^3$, $p \approx 0$. За $Re \leq 10^3$

$$p = -0.0018 Re + 0.28 \quad - \text{при нагряване} \quad (4.24)$$

$$p = -0.0026 Re + 0.43 \quad - \text{при охлаждане.} \quad (4.25)$$

4.4. Пад на налягане във винтови и спирални навивки

Опитни и теоретични изследвания показват, че при определена стойност на Рейнолдс, коефициентите на хидравлично съпротивление за огънати тръби са по-високи от тези при прави гладки тръби.

4.4.1. Винтото-навити тръби – ламинарен поток

Щринивасан предлага следната корелация за ламинарен поток, $7 < R/a < 104$,

$$\frac{f_c}{f_s} = \begin{cases} 1 & De < 30 \\ 0.419 De^{0.275} & 30 < De < 300 \\ 0.1125 De^{0.5} & De > 300 \end{cases} \quad (4.26)$$

където $De = Re(a/R)^{1/2}$. Индексите c и s означават: огънат канал и прав канал. Другите корелации включват R/a като отделен член. Например, корелацията на Манлапаз и Чърчил

$$\frac{f_c}{f_s} = \left[\left(1.0 + \frac{0.18}{\left[(1 + 35/De)^2 \right]^{0.5}} \right)^m + \left(1.0 + \frac{a/R}{3} \right)^2 \left(\frac{De}{88.33} \right) \right]^{1/2}, \quad (4.27)$$

където $m = 2$, за $De < 20$; $m = 1$ за $20 < De < 40$ и $m = 0$ за $De > 40$. Ур.(4.26) и (4.27) се съгласуват много добре за $R/a > 7$. Ако $R/a < 7$, се препоръчва ур.(4.27).

При наличие на ефект от изменение на физическите свийства се използва корелация на Кубаир и Кулор

$$\frac{f_c}{f_{cp}} = 0.91 \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.25}, \quad (4.28)$$

където f_{cp} е коефициент на съпротивление при постоянни физически свойства.

4.4.2. Спирални тръби – ламинарен поток

За практически цели се препоръчва следната корелация

$$f_c = \frac{0.63(n_2^{0.7} - n_1^{0.7})^2}{Re^{0.6}(b/a)^{0.3}}. \quad (4.29)$$

За $500 < Re(b/a) < 2 \times 10^4$ и $7.3 < b/a < 15$, където n_1 и n_2 са брой на оборотите от началото на тръбата до началото и, съответно края на спиралата.

4.4.3. Винтови тръбни намотки

Айто предлага следната корелация

$$f_c \left(\frac{R}{a} \right)^{0.5} = 0.00725 + 0.076 \left[Re \left(\frac{R}{a} \right)^{-2} \right]^{-0.25}, \quad (4.30)$$

за $0.034 < Re \left(\frac{R}{a} \right)^{-2} < 300$, докато корелацията на Щринивасан има вида

$$f_c \left(\frac{R}{a} \right)^{0.5} = 0.0084 \left[Re \left(\frac{R}{a} \right)^{-2} \right]^{-0.2}, \quad (4.31)$$

в областите $Re \left(\frac{R}{a} \right)^{-2} < 700$ и $7 < \frac{R}{a} < 104$. При променливи физически свойства на флуида, Роджерс и Майо предлагат

$$\frac{f_c}{f_{cp}} = \left(\frac{\text{Pr}_b}{\text{Pr}_w} \right)^{-0.33}. \quad (4.32)$$

където f_{cp} се изчислява от ур.(4.30).

4.4.4. Спирални тръби – турбулентен поток

Опитни данни с топлоносители вода и масло могат да се представят чрез корелация от вида:

$$f_c = \frac{0.0074 \left(n_2^{0.9} - n_1^{0.9} \right)^{1.5}}{\left[\text{Re}(b/a)^{0.5} \right]^{0.2}}. \quad (4.33)$$

4.5. Пад на налягане в колена и фитинги

4.5.1. Пад на налягане в колена

Колена се използват в тръбни вериги и тръбни ТА, като геометрията им е показана на фиг.3.5. Общият пад на налягане в коляното е сума от падове на налягане, дължащи се на дължината на коляното, кривината на коляното и промяната на скоростния профил. Айто дефинира общ коефициент на загуби K

$$\Delta p = K \frac{\rho u_m^2}{2}, \quad (4.34)$$

където

$$K = \frac{4f_c L}{D_h} = \frac{4fL}{D_h} + K^*, \quad (4.35)$$

а f_c е коефициент на триене при коляно, f - за права тръба, при стойност на Re в коляното, а K^* е комбиниран коефициент на загуби, различни от тези при права тръба.

$$f = 0.0791 \text{Re}^{-0.25}, \quad 10^4 < \text{Re} < 10^5 \quad (4.36)$$

или

$$f = 0.0008 + 0.005525 \text{Re}^{-0.237}, \quad 10^5 < \text{Re} < 10^7. \quad (4.37)$$

Иделчик предлага следните корелации на коефициента на хидравлично съпротивление при гладки колена и ламинарен поток, $\phi < 360^\circ$

$$f_c = 5 \operatorname{Re}^{-6.5} (R/a)^{-0.175}, \quad 50 < De \leq 600 \quad (4.38)$$

$$f_c = 2.6 \operatorname{Re}^{-0.55} (R/a)^{-0.225}, \quad 600 < De \leq 1400 \quad (4.39)$$

$$f_c = 1.25 \operatorname{Re}^{-0.45} (R/a)^{-0.275}, \quad 1400 < De \leq 5000 \quad (4.40)$$

За турбулентен поток, Айто предлага следната корелация, $2 \times 10^4 < \operatorname{Re} < 4 \times 10^5$,

$$K = \begin{cases} 0.00873 B \phi f_c (R/a), & \operatorname{Re}(R/a)^{-2} < 91 \\ 0.00241 B \phi \operatorname{Re}^{-0.17} (R/a)^{0.84}, & \operatorname{Re}(R/a)^{-2} < 91 \end{cases} \quad (4.41)$$

където ϕ е ъгълът на коляното в градуси, а f_c се получава от

$$f_c (R/a)^{0.5} = 0.00725 + 0.076 \left[\operatorname{Re}(a/R)^2 \right]^{-0.25}, \quad (4.42)$$

за $0.034 < \operatorname{Re}(a/R)^2 < 300$ и B - константа, което се определя от:

за $\phi = 45^\circ$

$$B = 1 + 14.2 (R/a)^{-1.47}, \quad (4.43)$$

за $\phi = 90^\circ$

$$B = \begin{cases} 0.95 + 17.2 (R/a)^{-1.96} & R/a < 19.7 \\ 1 & R/a > 19.7 \end{cases} \quad (4.44)$$

$\phi = 180^\circ$

$$B = 1 + 116 (R/a)^{-4.52}. \quad (4.45)$$

При турбулентен поток, Пауъл препоръчва да се използват коефициента на загуба K^* в ур.(4.35)

$$K^* = B(\phi) \left[0.051 + 0.38 (R/a)^{-1} \right], \quad (4.46)$$

където

$$B(\phi) = \begin{cases} 1 & \phi = 90^\circ \\ 0.9 \sin \phi & \phi \leq 70^\circ \\ 0.7 + 0.35(\phi/90) & \phi \geq 70^\circ \end{cases} \quad (4.47)$$

Препоръчва се, корелацията Пауъл да се използва за стойности на ϕ , различни от $\phi = 45^\circ$, 90° и 180° .

4.5.2. Пад на налягане във фитинги (свързващи елементи)

Ако се пренебрегне дисипацията на енергия в потока, енергийният баланс на единица маса изисква $p/\rho + u^2/2 + gz = \text{const}$. В реален флуиден поток част от механичната енергия се трансформира в топлинна поради хидравличното съпротивление. Тази трансформация може да се изрази като пад на налягане

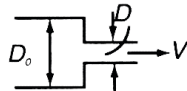
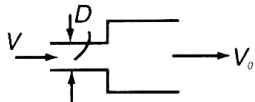
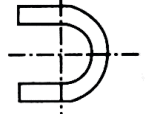
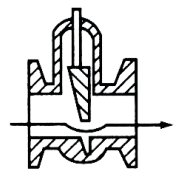
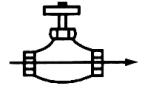
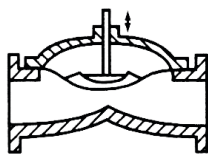
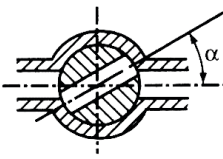
$$(p_1 + \rho u_1^2/2 + \rho g z_1) - (p_2 + \rho u_2^2/2 + \rho g z_2) = \frac{1}{2} K \rho u_m^2 \quad (4.48a)$$

Падът на налягане във фитингите, обикновено, се изразява като еквивалентна дължина на тръбни диаметри на права тръба, L_e/d_i , даваща същия пад на налягане, както съответния тръбен елемент, определен от ур. (4.3). Падът на налягане може да се изчисли също и с помощта на коефициента K на общия пад на налягане, Табл. 4.3.

Наличните опитни данни за пад на налягане, при ламинарен и турбулентен поток, в колена, тройници, вентили, клапани и др., може да се обобщи с корелацията

$$K^* = K_1 \text{Re}^{-1} + K_\infty (1 + 0.5a^*) \quad (4.49)$$

където a^* е радиус на свързващия елемент, а K_1 и K_∞ коефициенти.

Внезапно свиване					Внезапно разширение			
	$D/D_0 =$	0.0	0.5	0.75		$\Delta p_e r = \rho \frac{V^2 - V_0^2}{2}$		
	$L_e/D =$	25	20	14				
	$k =$	0.5	0.4	0.3				
Стандартен тройник					Стандартно коляно			
								
$L_0/D = 20$	60	70	46		$L_0/D = 15$	32	60	
$k = 0.4$	1.3	1.5	1.0		$k = 0.3$	0.74	1.3	
90° Сгъвка					180° Сгъвка			
	$R/D =$	0.5	1.0	2.0	4.0	8.0		
	$L_e/D =$	36	16.5	10	10	14.5		
	$R/D =$	0.5	1.0	2.0	4.0	8.0		
	$L_e/D =$	50	23	20	26	35		
					Малък радиус	Голям радиус		
								
					$L_e/D = 75$	50		
					$k = 1.7$	1.2		
Шибърен кран					Сферичен вентил			
	Отваряне	L_e/D	K					
	Пълно	7	0.13					
	3/4	40	0.8					
	1/2	200	3.8					
	1/4	800	15					
	Отваряне	L_e/D	K		Отваряне	L_e/D	K	
	Пълно	330	6		Пълно	$L_e/D = 170$		
	Половина	470	8.5		Половина	отворен	$k = 3$	
Диафрагмен вентил					Спирателен кран			
	Отваряне	L_e/D	K			α	L_e/D	K
	Пълно	125	2.3			5	2.7	0.05
	3/4	140	2.6			10	16	0.29
	1/2	235	4.3			20	85	1,56
	1/4	1,140	21			40	950	17,3
						60	11,200	206
		L_e/D	K				L_e/D	K
	Шарнирен	110	2			Колелен	300	6
Възвратен клапан	Дисков	500	10		Водомер	Дисков	400	8
Напълно отворен	Топков	3,500	65			Бутален	600	12

Фиг.4.6 Определяне на пада на налягане от местни съпротивления

Задача 4.1.

Да разгледаме тръбна верига в ТА , в която има четири 90° стандартни колена, три колена 180° с малък радиус, два прави вентила, два ъглови вентила и три шибъра. Всички са напълно отворени. Правата част от веригата е 150 m , където тече вода със скорост 4 m/s и температура 50°C . Падът на налягане в ТА е 12 kPa . Вътрешният диаметър на тръбите е $d_i = 0.052\text{ m}$.

Да се определи:

1. Общият пад на налягане в системата.
2. Масовият поток и помпена мощност, при изоентропен к.п.д. на помпата $\eta_s = 0.8$

Решение

Падът на налягане може да се определи от ур.(4.3)

$$\Delta p = 4f \frac{L}{d_i} \rho \frac{u_m^2}{2}$$

Физически свойства на водата при 50°C

$$c_p = 4181.2\text{ J/kgK}, \quad k_f = 0.640\text{ W/mK},$$

$$\rho = 987.9\text{ kg/m}^3, \quad \text{Pr} = 3.62,$$

$$\mu = 5.531 \times 10^{-4}\text{ Pa.s}$$

$$\text{Re} = \frac{u_m d_i \rho}{\mu} = \frac{4 \times 0.052 \times 987.9}{5.531 \times 10^{-4}} = 3.715 \times 10^5$$

Следователно, потокът е турбулентен. Коефициентът на хидравлично съпротивление може да се определи от ур.(4.6)

$$f = 0.046 \text{Re}^{-0.2}$$

$$f = 0.046(371512)^{-0.2} = 3.538 \times 10^{-3}$$

$$\Delta p = 4f \frac{L}{d_i} \rho \frac{u_m^2}{2} = 4 \times 3.538 \times 10^{-3} \times \frac{L}{d_i} 987.9 \times \frac{16}{2} = 111.85 \frac{L}{d_i} = \Delta p_1$$

Пад на налягане в свързващите елементи.

$$\Delta p_1 = 111.85 \sum (L_e / d_i) = 111.85 (4 \times 30 + 3 \times 50 + 2 \times 50 + 2 \times 145 + 3 \times 13) = 78180 \text{ Pa}$$

Пад на налягане в правата част на тръбата

$$\Delta p_2 = 111.85 \frac{L}{d_i} = 111.85 \frac{150}{0.052} = 322644 \text{ Pa}$$

Общ пад на налягане - Δp_{tot}

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_{HE} = 78.18 + 322.644 + 12 = 412.824 \text{ kPa}$$

Помпената мощност се определя от ур.(4.19)

$$\dot{m} = \frac{\pi d_i^2}{4} \rho u_m = \frac{\pi}{4} \times 0.052^2 \times 987.9 \times 4 = 8.4 \text{ kg / s}$$

$$P = \frac{\dot{m}}{\rho} \frac{\Delta P_{tot}}{\eta_e} = \frac{8.4 \times 412.824}{987.9 \times 0.8} = 4.38 \text{ kW}$$

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Kakaç, S., Liu, H., Pramuanjaroenkij, A., *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*, CRC Press 3rd edition, March 1, 2012.
- [2] Nitsche, M., Gbadamosi, R., *Heat Exchanger Design Guide: A Practical Guide for Planning, Selecting and Designing of Shell and Tube Exchangers*, Butterworth-Heinemann, 1st edition, October 13, 2015.
- [3] Sekulic, D., Shah., R., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, Wiley; 2nd edition, November 14, 2023.
- [4] Shah , R., Sekulic, D., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons Inc; 1st edition, June 1, 2002.
- [5] Fraas, P., *Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons; 2nd edition, January 16, 1991.
- [6] Thulukkanam., K., *Heat Exchanger Design Handbook*, CRC Press, 2nd edition, 2013.

СЪДЪРЖАНИЕ

Глава първа - Класификация на топлообменните апарати	3
1.1. Въведение	3
1.2. Рекуперация и регенерация	3
1.3. Преносни процеси	6
1.4. Геометрия на конструкцията	9
1.5. Механизъм за пренос на топлина	20
1.6. Разположение на потоците	23
Глава втора - Основни методи за конструиране на топлообменни апарати	25
2.1. Въведение	25
2.2. Флуидна конфигурация	25
2.3. Основни уравнения	26
2.4. Коефициент на топлопреминаване	29
2.5. Метод на средно-логаритмичната температурна разлика	33
2.6. ε -NTU метод за анализ на ТА	47
2.7 Методика за пресмятане на ТА	54
Глава трета - Зависимости за принуден еднофазов поток в тръбите на топлообменен апарат	56
3.1. Ламинарна принудена конвекция	56
3.2. Ефект от изменение на физичните свойства на топлоносителите	60
3.3. Турбулентна принудена конвекция	64
3.4. Турбулентен поток в гладки, прави, некръгли канали	68
3.5. Ефект на променливи физически свойства при температурна принудена конвекция	71
3.6. Теплопредаване при обтичане на сноп от гладки тръби	74
3.7. Теплопредаване в канали във вид на винтови намотки и спирали	77
3.8. Теплопредаване в колена	80
Глава четвърта - Пад на налягане и помпена мощност в топлообменни апарати	82
4.1. Въведение	82
4.2. Пад на налягане в тръби	82
4.3. Пад на налягане в тръбен сноп при напречен поток	87
4.4. Пад на налягане във винтови и спирални навивки	90
4.5. Пад на налягане в колена и фитинги	92
Литература	98