

Универзитет у Београду
Машински факултет

Саша М. Марковић

**ПРОЦЕСНЕ ПЕРФОРМАНСЕ
РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ СА
ОРЕБРЕНИМ ЦЕВИМА У КВАДРАТНОМ
РАСПОРЕДУ**

Докторска дисертација

Београд, 2022.

University of Belgrade
Faculty of Mechanical Engineering

Saša M. Marković

**PROCESS PERFORMANCES OF HEAT
EXCHANGER WITH FINNED TUBES IN
IN-LINE TUBE ARRANGEMENT**

Doctoral dissertation

Belgrade, 2022.

Ментор:

др Србислав Генић, редовни професор, Универзитет у Београду, Машински факултет

Чланови комисије:

др Мирјана Стаменић, ванредни професор, Универзитет у Београду, Машински факултет

др Ненад Митровић, ванредни професор, Универзитет у Београду, Машински факултет

др Урош Милованчевић, ванредни професор, Универзитет у Београду, Машински факултет

др Милош Ивошевић, доцент, Универзитет у Београду, Машински факултет

др Дамир Ђаковић, редовни професор, Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука

Датум јавне одбране дисертације: _____ 2022. године

Користим ову прилику да се захвалим свом ментору, професору Србиславу Генићу, на свему што је учинио да израда ове докторске буде могућа.

Посебно се захваљујем и професору Браниславу Јаћимовићу, редовном професору Машинског факултета у пензији, свом ментору за дипломски рад и магистарску тезу, зато што је увек веровао у мене.

Огромну захвалност дугујем и Ивану Арађеловићу, професору Машинског факултета, за сву подршку коју ми је пружао у тренуцима малодушности.

Велико хвала драгом пријатељу и колеги Милану Антићу, без чије асистенције би извођење експеримената за ову дисертацију било немогуће.

Захваљујем се и свим члановима комисије, који су, саветима и сугестијама, ову докторску дисертацију учинили квалитетнијом.

Бескрајно хвала мојој Наташи, без које ништа не би имало смисла.

Саша Марковић,

Београд, 2022.

Процесне перформансе размењивача топлоте са оребреним цевима у квадратном распореду

Резиме

Размењивачи топлоте са оребреним цевима имају значајну примену у процесној техници и термотехници, у условима када до размене топлотне енергије долази са флуидима које карактерише мали коефицијент прелаза топлоте. Ваздух и димни гасови су типични примери таквих флуида. Мали коефицијент прелаза топлоте са стране гасова компензује се уградњом ребара на цеви размењивача топлоте. На тај начин се, и до педесет пута, повећава површина за размену топлотне енергије у односу на неоребрене цеви. Бројни технолошки процеси у областима процесне технике, термотехнике, хидро енергетике и термо енергетике, практично су незамисливи без употребе размењивача топлоте са оребреним цевима.

Радне флуиде који имају мали коефицијент прелаза топлоте, карактерише и компресибилност. За њихов транспорт је, стога, потребна велика количина енергије, односно велика снага погонских мотора за струјне машине. Резултат тога је и веома оштар услов везан за пад притиска при струјању кроз овакав размењивач топлоте.

Катедра за Процесну технику Машинског факултета у Београду дуго се бави изучавањем размењивача топлоте. Током више деценија урађени су многи експерименти и истраживања који су се бавили одређивањем интензитета размене топлоте и флуидодинамичких параметара размењивача топлоте.

Ова докторска дисертација има за циљ одређивање поузданих параметара и процедура за одређивање топлотних перформанси (коефицијента прелаза топлоте и пада притиска), при попречном наструјавању ваздуха на сноп оребрених цеви које су постављене у квадратном (коридорном) распореду. За постизање овог циља урађени су експерименти током јануара и фебруара 2019. године. Поред сопствених експеримената и њихове анализе, систематизовани су закључци других истраживача из доступне литературе. Извршена је анализа и провера претходних експеримената и истраживања, а у циљу побољшања прорачунских процедура за одређивање топлотних перформанси размењивача топлоте са оребреним цевима.

Кључне речи: размењивач топлоте са оребреним цевима, квадратни (коридорни) распоред, пад притиска, коефицијенти прелаза топлоте

Научна област: техничке науке, машинство

Ужа научна област: процесна техника и термотехника

УДК број:

Process performances of heat exchanger with finned tubes in in-line tube arrangement

Abstract

In HVAC&R and process engineering, heat exchangers with finned tubes have significant applications, in conditions when heat energy exchange occurs with fluids characterized by a low heat transfer coefficient. Air and flue gases are typical examples of such fluids. The low heat transfer coefficient on the gas side is compensated by installing fins on the heat exchanger tubes. The area for the exchange of thermal energy is increased up to fifty times in relation to unfinned pipes. Numerous technological processes in the fields of process engineering and thermotechnics are practically unthinkable without the use of heat exchangers with finned tubes.

Working fluids with low heat transfer coefficient are also characterized by compressibility. A large amount of energy is required for their transport. Therefore, there is a very strict condition related to the pressure drop during flow through such a heat exchanger.

The Department of Process Engineering at the Faculty of Mechanical Engineering in Belgrade, has been studying heat exchangers for a long time. Over the decades, many experiments and research have been done to determine the intensity of heat exchange and fluid-dynamic parameters of heat exchangers.

This doctoral dissertation aims to determine reliable parameters and procedures for determining heat transfer coefficient and pressure drop, with transverse air flow to a bundle of finned tubes in in-line tube arrangement. To achieve this goal, experiments were done during January and February 2019. In addition to their own experiments and their analysis, the conclusions of other researchers from the available literature have been systematized. An analysis and verification of previous experiments and research has been performed, with the aim of improving the calculation procedures for determining the thermal performance of finned tube heat exchangers.

Key words: heat exchanger with finned tubes, in-line tube arrangement, pressure drop, heat transfer coefficient

Scientific field: technical science, mechanical engineering

Scientific subfield: process engineering, thermotechnics

UDC number:

СПИСАК КОРИШЋЕНИХ ОЗНАКА

Ознаке које почињу латиничним словима

A_{av}	m^2	површина попречног пресека канала вентилатора
A	m^2	површина попречног пресека апарата
a	m^2/s	топлотна дифузивност
Ar	m	апсолутна храпавост унутрашње површине цеви
Bi	-	Биов број
c_p	$J/(kg \cdot K)$	специфични изобарски топлотни капацитет флуида
C		цена
C_3	-	коэффициент који представља утицај корака и висине ребара
C_5	-	коэффициент који представља утицај попречног и уздужног корака ребара, као и броја узастопних редова цеви у смеру струјања
C_z	-	корекциони фактор који узима број редова цеви у снопу
c_i	-	поправни фактор за i – ти ред цеви
D_{av}	m	пречник канала вентилатора
d_u	m	унутрашњи пречник цеви
d_e	mm	еквивалентни пречник
$d_{e,pov}$	mm	еквивалентни пречник дефинисан преко површинске порозности
d_{kr}	m	пречник у корену ребра
d_h	m	хидраулички пречник
d_s	m	спољашњи пречник цеви
Eu	-	Ојлеров број
E_v	m^2/s	турбулентна кинематска вискозност
E_a	m^2/s	турбулентна топлотна дифузивност
Fr		Фрудов број
H_p	m	растојање од осе вентилатора до цевног снопа
H_{av}	m	дужина канала вентилатора
H	m	висина размењивача топлоте
H	mm	ширина струјног канала
h_r	m	висина ребара
j_H	-	Колбурнов фактор
k	$W/(m^2 \cdot K)$	коэффициент пролаза топлоте
K_τ	-	коэффициент хомохронности
K_u	-	коэффициент сличности
K_{or}	-	коэффициент оребрења
KO	-	корелациони однос
L	m	дужина размењивача топлоте
L	m	карактеристична дужина
l_2	m	карактеристична дужина

L_c	m	дужина цеви
MO	-	максимална грешка у дијапазону промене независно променљиве
\dot{m}	kg/s	масени проток флуида
N_r	m ⁻¹	број ребара по јединичној дужини цеви
\tilde{N}	kg/(m ² ·s)	масени флукс
n_R	-	број узастопних редова цеви у смеру струјања
Nu	-	Нуселтов број
N_{rc}	-	број редова цеви
\dot{N}_{em}	W	снага електромотора
N_{ct}	-	број цеви у чеоном реду
N_c	-	укупан број цеви
N_r	m ⁻¹	број ребара по јединичној дужини цеви
N_{cl}	-	број редова цеви у правцу струјања ваздуха
N_{reb}	-	укупни број ребара по једној цеви
Pr	-	Прантлов број
Pe	-	Пеклеов број
p_b	Pa	барометарски притисак
p_{mb}	mmH ₂ O	натпритисак ваздуха испред мерне бленде за ваздух
p	Pa	статички притисак
\dot{q}	W/m ²	специфични топлотни флукс
\bar{Q}	W	средња вредност топлотне снаге
Q	J	количина топлоте
\dot{Q}	W	топлотна снага
R	m ² ·K/W	отпори провођењу топлоте, фактор запрљања
Re	-	Рејнолдсов број
s_t	m	попречни корак цеви у односу на правац струјања
s_l	m	подужни корак цеви у односу на правац струјања
S_s	m ²	укупна површина попречног оребрења
S_c	m ²	спољашња површина глатке цеви без оребрења
St		Стентонов број
s_r	m ² /m	корак ребра
S_r	m ²	површина ребара
S_{mr}	m ²	међуребарна површина
S_{un}	m ²	површина за размену топлоте са унутрашње стране цеви
S_{sp}	m ²	површина за размену топлоте са спољашње стране цеви
S_{kr}	m ²	површина у корену ребра када не би постојала ребра
S_{rt}	m ²	површина за размену топлоте
s_t	°C	грешка мерења температуре
s_m	kg/s	грешка мерења протока
s_k	W/(m ² ·K)	дисперзија коефицијента пролаза топлоте
$s_{\Delta t_{sr}}$	°C	дисперзија средње температурске разлике
SD		средње квадратно одступање
S_k		прецизност мерења коефицијента пролаза топлоте
t	°C	температура
$t_{v, sr}$	°C	средња максимална температура ваздуха у току најтоплијег месеца у години за последњих десет година

$t_{v,max}$	°C	максимална температура ваздуха за последњих десет година
T	K	апсолутна температура
t_v	°C	температура ваздуха који струји кроз бленду
\dot{V}	m ³ /s	запремински проток флуида
w_{kan}	m/s	брзина сведена на површину попречног пресека (фасадна брзина)
w_{max}	m/s	средња брзина флуида у најужем попречном пресеку цевног снопа
w_f	m/s	брзина струјања ваздуха сведена на пун попречни пресек апарата
w_m	m/s	средња брзина струјања флуида кроз цев
z, z_1, z_2, z_3	m	координате
$z_{F,w}$	m	ефективна дебљина динамичког филма
$z_{F,T}$	m	ефективна дебљина температурског филма

Ознаке које почињу грчким словима

α	W/(m ² ·K)	кофицијент прелаза топлоте
δ_r	m	дебљина ребра
δ_z	m	дебљина зида
σ	N/m ²	тангенцијални напон
Δp	Pa	пад притиска или разлика притисака
ΔT	K	разлика температура
Δt	°C	разлика температура
Δt_{sr}	°C	средња температурска разлика
Δw	m/s	разлика брзине флуида
ε	-	корекциони фактор за средњу температурску разлику
ε	m ³ /m ³	запреминска порозност
ε_{min}	m ² /m ²	минимална порозност међуцевног простора
φ_D	°	угао дисперзије ваздушне струје
φ_t	-	корекциони фактор који узима у обзир промену температурског профила у струјном пресеку цеви
ψ	-	корекциони фактор
ξ	-	кофицијент отпора
λ	W/(m·K)	топлотна проводност
μ	Pa·s	динамичка вискозност
ν	m ² /s	кинематска вискозност
η_{stat}	-	кофицијент корисног дејства
η	-	ефикасност оребрене површине
π	-	однос обима и пречника кружнице
θ	-	ефикасност ребра
ρ	kg/m ³	густина
τ	s	време

Индекси

1	топлији флуид
2	хладнији флуид
<i>c</i>	цев
<i>u</i>	унутрашње
<i>s</i>	спољашње
<i>ar</i>	аритметичка средина
<i>ef</i>	ефективно
<i>gr</i>	стање на граници
<i>k</i>	крајње стање (излаз)
<i>kr</i>	корен ребра
<i>ln</i>	логаритамски осредњено
<i>mr</i>	међуребарно
<i>p</i>	почетно стање (улаз)
<i>r</i>	ребро
<i>ref</i>	референтно
<i>sr</i>	средње (осредњено)
<i>z</i>	зид

СПИСАК СЛИКА

- Слика 2.1** Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем
- Слика 2.2** Размењивачи топлоте са коморама израђеним од цевних сегмената
- Слика 2.3** Размењивачи топлоте са цевним луковима
- Слика 2.4** Обичан квадратни (коридорни) распоред цеви
- Слика 2.5** Шаховски (ротирани квадратни) распоред цеви
- Слика 2.6** Обичан троугласти распоред цеви
- Слика 2.7** Ротиран троугласти распоред
- Слика 2.8** Овалне цеви са ламеластим оребрењем
- Слика 2.9** Цевни сноп са таласастим ламеластим ребрима
- Слика 2.10** Пример размењивача са комбинованом шемом струјања флуида
- Слика 3.1** Размењивач топлоте са ваздушним струјањем са усисним вентилаторима
- Слика 3.2** Размењивач топлоте са ваздушним струјањем са потисним вентилаторима
- Слика 3.3** Структура цевног снопа ваздушног хладњака
- Слика 3.4** Троугласти распоред цеви код ваздушних хладњака
- Слика 3.5** Ваздушни хладњак са завареном конструкцијом коморе за процесни флуид
- Слика 3.6** Ваздушни хладњак са раздвојивим коморама
- Слика 3.7** Ваздушни хладњак са раздвојивим поклопцима
- Слика 3.8** Основни начини постављања цевног снопа и вентилатора
- Слика 3.9** Ваздушни хладњак са једним или више вентилатора
- Слика 3.10** Геометријске величине које су приказане у табели 3.2

Слика 3.11 Размењивач топлоте са могућношћу делимичне рецикулације ваздуха: а – рецикулација ваздуха при ниским спољашњим температурама; б – без рецикулације при вишим спољашњим температурама.

Слика 4.1 Промена брзине струјања и температуре у складу са филмском теоријом

Слика 6.1 Температурски профил за равне површине

Слика 6.2 Радна тачка и температура зида

Слика 6.3 Провођење топлоте кроз цилиндричну цев

Слика 6.4 Температурски профил у пресеку цевног стационарног рекуперативног размењивача топлоте

Слика 6.5 Оребрена површина за размену топлоте

Слика 6.6 Правоугаони (коридорни) и шаховски (троугласти) распоред цеви

Слика 6.7 Карактеристични пресеци за израчунавање брзине струјања

Слика 6.8 Утицај пречника цеви на прелаз топлоте при $Re = const$ – репринт из [34]

Слика 6.9 Утицај пречника цеви на прелаз топлоте при константној брзини флуида – репринт из [34]

Слика 6.10 Утицај пречника цеви на коефицијент прелаза топлоте при константном Рејнолдсовом број и са прилагођеним корацима цеви – репринт из [34]

Слика 6.11 Утицај пречника цеви на коефицијент прелаза топлоте при константној брзини флуида и усвојеним корацима цеви – репринт из [34]

Слика 6.12 Утицај корака ребара на коефицијент прелаза топлоте – репринт из [34]

Слика 6.13 Зависност дебљине ребра и коефицијента прелаза топлоте – репринт из [34]

Слика 6.14 Утицај висине ребара на коефицијент прелаза топлоте – репринт из [34]

Слика 8.1 Шематски приказ експерименталне инсталације

Слика 8.2 Корелационо поље и функција $y^c = f(x)$

Слика 9.1 Геометријски параметри оребрених цеви размењивача испитиваних у [46]

- Слика 9.2** Коефицијент отпора струјању у функцији Рејнолдсовог броја
- Слика 9.3** Корелација (9.29) примењена на расположиве експерименталне податке
- Слика 9.4** Паритетни дијаграм једначине (9.29) у односу на измерене вредности
- Слика 9.5** Нуселтов број у функцији од Рејнолдсовог броја
- Слика 9.6** Корелација (9.31) примењена на расположиве експерименталне податке
- Слика 9.7** Паритетни дијаграм једначине (9.31) у односу на измерене вредности

СПИСАК ТАБЕЛА

- Табела 3.1** Уобичајен број вентилатора у зависности од димензија размењивача
- Табела 3.2** Препоручени геометријски односи и величине помоћу којих се врши избор и постављање аксијалних вентилатора
- Табела 3.3** Зазор између оплате и лопатица вентилатора
- Табела 3.4** Оријентационе вредности коефицијента пролаза топлоте за размењиваче топлоте са оребреним цевима при хлађењу пара и гасова који струје кроз међуцевни простор
- Табела 7.1** Број анализираних радних режима
- Табела 7.2** Карактеристике размењивача топлоте на којима је испитиван пад притиска
- Табела 7.3** Карактеристике размењивача топлоте на којима је испитиван прелаз топлоте
- Табела 7.4** Геометријске карактеристике размењивача топлоте на којима је испитиван пад притиска и прелаз топлоте
- Табела 7.5** Геометријске карактеристике размењивача топлоте на којима је испитиван прелаз топлоте
- Табела 8.1** Геометријске карактеристике испитиваних размењивача топлоте
- Табела 9.1** Број анализираних радних режима

Табела 9.2 Опсег анализираних података

Табела 9.3 Параметри за корелацију (9.28)

Табела 9.4 Параметри за корелацију (9.30)

САДРЖАЈ

1	УВОДНА РАЗМАТРАЊА	1
2	РАЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ СА ОРЕБРЕНИМ ЦЕВИМА	3
2.1	Основне конструкционе карактеристике размењивача топлоте са оребреним цевима	6
2.1.1	Увођење и одвођење флуида који протиче кроз цевни сноп размењивача	6
2.1.2	Материјал за израду цеви, пречник цеви, корак цеви и распоред цеви у цевном снопу	7
2.1.3	Материјал за израду ребара и дебљина ребара	8
2.1.4	Брзина струјања кроз међуцевни простор	10
2.2	Топлотни параметри размењивача топлоте са оребреним цевима	11
2.3	Размењивачи топлоте са оребреним цевима смештени у канале	12
3	ВАЗДУШНИ ХЛАДЊАЦИ	14
3.1	Конструкционе карактеристике ваздушних хладњака	15
3.1.1	Цеви и цевни сноп	17
3.1.2	Коморе за увођење, одвођење и скретање топлијег флуида	19
3.1.3	Постављање ваздушних хладњака	21
3.1.4	Вентилатори за ваздушне хладњаке	23
3.2	Избор прорачунских температура ваздуха код размењивача топлоте са ваздушним хлађењем	26
3.3	Топлотни параметри ваздушних хладњака	30
4	ТЕОРИЈА СЛИЧНОСТИ	31
4.1	Сличност физичких појава	31
4.2	Теореме теорије сличности	34
4.2.1	Прва теорема теорије сличности	34
4.2.2	Друга теорема теорије сличности	34
4.2.3	Трећа теорема сличности	34
4.3	Критеријуми сличности и критеријалне једначине за размену топлоте	35
4.4	Критеријуми сличности и критеријалне једначине при транспорту количине кретања	37

4.5	Аналогија преноса топлоте и преноса количине кретања	40
4.5.1	Рејнолдсова аналогија	40
4.5.2	Чилтон – Колбурнова аналогија	45
5	ПРЕЛАЗ ТОПЛОТЕ И ПАД ПРИТИСКА СА СТРАНЕ ФЛУИДА КОЈИ СТРУЈИ КРОЗ ЦЕВИ	46
5.1	Ламинарни режим струјања	47
5.2	Турбулентни режим струјања	48
6	ПРЕЛАЗ ТОПЛОТЕ И ПАД ПРИТИСКА СА СТРАНЕ ФЛУИДА КОЈИ СТРУЈИ КРОЗ МЕЂУЦЕВНИ ПРОСТОР ОРЕБРЕНИХ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ СА КОРИДОРНИМ РАСПОРЕДОМ ЦЕВИ	50
6.1	Коефицијент пролаза топлоте код рекуперативних размењивача топлоте	51
6.2	Коефицијент пролаза топлоте када су флуиди раздвојени равном површином	52
6.3	Коефицијент пролаза топлоте када су флуиди раздвојени цевима	56
6.4	Коефицијент пролаза топлоте за оребрене површине	59
6.4.1	Ефикасност ребра	63
6.4.2	Површина оребрења	64
6.5	Геометријске карактеристике међуцевног простора	65
6.6	Преглед једначина за коефицијент прелаза топлоте	67
6.7	Преглед једначина за коефицијент трења	70
6.7.1	Heat Exchanger Design Handbook	70
6.7.2	Генић, Јаћимовић и Латинковић	71
6.8	Анализа једначина из отворене литературе	73
7	ПРЕГЛЕД ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ПОДАТАКА ИЗ ОТВОРЕНЕ ЛИТЕРАТУРЕ	79
7.1	Јудин	79
7.2	Брауер	81
7.3	Ли и сарадници	81
8	ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛНЕ ИНСТАЛАЦИЈЕ И ПОСТУПАК ОБРАДЕ РЕЗУЛТАТА МЕРЕЊА	83
8.1	Опис експерименталне инсталације	84

8.2	Услови извођења експеримента	87
8.3	Математичка обрада резултата експеримента	88
8.3.1	Резултати мерења пада притиска	88
8.3.2	Резултати мерења топлотних перформанси	88
8.3.3	Процена квалитета резултата мерења	89
8.4	Статистичко корелисање методом најмањих квадрата	92
8.4.1	Линеарна регресија	93
8.4.2	Нелинеарна регресија	94
9	АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА	96
9.1	Карактеристичне величине и бездимензиони бројеви	97
9.1.1	Прерачунавање бездимензионих бројева Брауера	98
9.1.2	Прерачунавање бездимензионих бројева Јудина	98
9.1.3	Прерачунавање бездимензионих бројева Лија	100
9.2	Коефицијент отпора при струјању ваздуха преко снопа завојно оребрених цеви у коридорном распореду	101
9.3	Корелација за интензитет прелаза топлоте при струјању ваздуха преко цевног снопа са завојним оребрењем	104
9.4	Дискусија о резултатима	107
10	ЗАКЉУЧАК	108
	РЕФЕРЕНЦЕ	111
	ПРИЛОЗИ	116
	БИОГРАФИЈА	156

1 УВОДНА РАЗМАТРАЊА

Размењивачи топлоте са оребреним цевима имају веома широку примену у машинском инжењерству. Они се користе када до размене топлоте долази са флуидима чија је карактеристика мали коефицијент прелаза топлоте. Примери таквих флуида су ваздух и димни гасови. Уградњом ребара на цеви размењивача топлоте, површина за размену топлоте се повећава и до педесет пута у односу на неоребрене цеви. На тај начин се компензује мали коефицијент прелаза топлоте са стране гасова.

Размењивачи топлоте са оребреним цевима имају широку примену у разним гранама машинског инжењерства, а пре свих у процесној техници, термотехници, хидро енергетици и термо енергетици. Многе технолошке процесе у овим областима практично је немогуће замислити без оваквих размењивача топлоте који се појављују као хладњаци, кондензатори, загрејачи или испаривачи. Осим тога, размењивачи топлоте са оребреним цевима имају широку примену и у другим гранама машинског инжењерства, где се често појављују и као помоћни уређаји, који омогућавају рад сложенијих система. Пример за то су СУС мотори. Овакви размењивачи се, дакле, могу користити за топлотне, дифузионе, механичке и флуидодинамичке операције.

Радне флуиде, попут ваздуха, који имају мали коефицијент прелаза топлоте, карактерише и компресибилност. То значи да је за њихов транспорт потребна велика количина енергије, то јест велика снага погонских мотора за струјне машине. Због тога постоји и веома оштар услов везан за пад притиска при струјању кроз овакав размењивач топлоте.

Катедра за процесну технику Машинског факултета у Београду дуго се бави изучавањем размењивача топлоте. Током више деценија урађени су многи експерименти и истраживања који су се бавили одређивањем интензитета размене топлоте и флуидодинамичких параметара размењивача топлоте.

Ова докторска дисертација има за циљ одређивање поузданих параметара и процедура за одређивање топлотних перформанси (коефицијента прелаза топлоте и пада притиска), при поречном наструјавању ваздуха на сноп оребрених цеви које су постављене у квадратном (коридорном) распореду. За постизање овог циља урађени су експерименти током јануара и фебруара 2019. године. Поред сопствених експеримената и њихове анализе,

систематизовани су закључци других истраживача из доступне литературе. Извршена је анализа и провера претходних експеримената и истраживања, а у циљу побољшања прорачунских процедура за одређивање топлотних перформанси размењивача топлоте са оребреним цевима.

2 РАЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ СА ОРЕБРЕНИМ ЦЕВИМА

Поједине флуиде карактерише мали коефицијент прелаза топлоте. Овакви флуиди су, најчешће и компресибилни, те је за њихов транспорт потребна велика количина енергије. То значи да је потребна велика снага погонских мотора струјних машина. Мали коефицијент прелаза топлоте поставља стриктне услове када је у питању размена топлоте, а компресибилност условљава ограничења везана за пад притиска при струјању кроз размењивач. Такве карактеристике имају ваздух и индустријски гасови. За размену топлоте са оваквим флуидима често се користе размењивачи топлоте са оребреним цевима. Оребравањем цеви постиже се знатно увећање површине за размену топлоте, што је неопходно због мале топлотне проводности. Површина за размену топлоте се овако може повећати и 50 пута. У индустријској пракси најчешће се користе размењивачи код којих је површина повећана 10 до 25 пута [1].

Цеви размењивача могу бити оребрене са спољашње или унутрашње стране, а ребра могу бити попречна или подужна у односу на осу цеви. Најинтересантнији за разматрање су размењивачи топлоте са попречним ребрима са спољашње стране цеви. Овакви размењивачи се према намени могу поделити у две велике групе:

- размењивачи топлоте хлађени ваздухом (ваздушни хладњаци);
- размењивачи топлоте смештени у канале

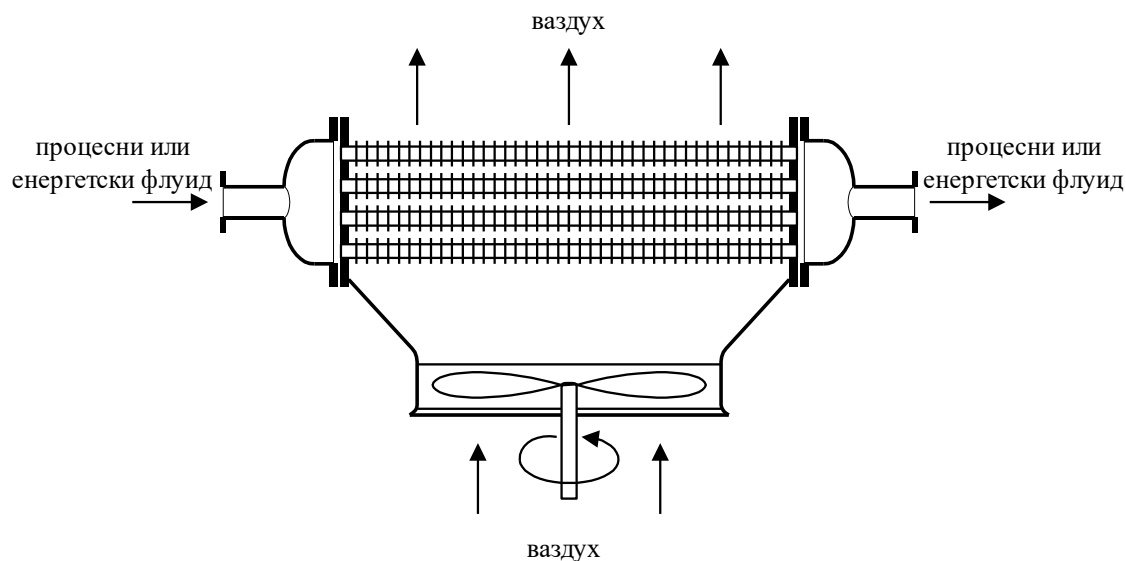
Струјање гасова код размењивача топлоте са оребреним цевима увек се одвија са спољашње стране цеви, односно са стране са које се поставља оребрење. Јасно је да постављање оребрења знатно повећава цену апарата, тако да је неопходно извршити техно – економску анализу у циљу оптималног димензионисања размењивача топлоте. На трошкове израде размењивача топлоте са оребреним цевима утиче и пад притиска флуида који струји кроз међуцевни простор.

Кроз цевни сноп размењивача протиче процесни (енергетски) флуид, а са спољне стране цеви струје гасови. Ако се овакав размењивач топлоте користи за хлађење енергетског (процесног) флуида, као хладнији флуид може се користити ваздух, па такав апарат називамо ваздушним хладњаком (шематски је приказан на слици 2.1). Ваздух који се користи у оваквим размењивачима топлоте је амбијентални. У ваздушним хладњацима у

цевима апарата одвија се хлађење или кондензација топлијег (процесног или енергетског) флуида. Ваздух се примењује за хлађење (кондензацију) још од прве половине двадесетог века (у рафинеријама у нафтној индустрији). Као расхладни флуид, наравно, може се користити и вода, али она временом постаје све скупљи флуид. Због тога се ваздушни хладњаци данас користе у многобројним индустријским процесима. Ваздушни кондензатори имају значајну примену и у расхладној техници, где се користе апарати са природним и принудним струјањем ваздуха. Апарати са природним струјањем ваздуха се користе за мале капацитете, то јест за кућне расхладне уређаје, попут фрижидера и замрзивача. Иако постоје и апарати са природним струјањем гаса, струјање ваздуха најчешће се остварује принудним путем, помоћу вентилатора. Вентилатори могу бити унисни и потисни, односно аксијални и радијални. У пракси се најчешће срећу унисни аксијални вентилатори.

Без обзира на неспорну чињеницу да је коефицијент прелаза топлоте са стране ваздуха мањи у односу на воду (због чега и прибегавамо оребравању цеви), употреба ваздуха као радног флуида уместо воде има одређене предности:

- ваздуха има свуда и увек, и то у неограниченим количинама, док је коришћење воде везано за близину језера, река, бунара и слично;
- ваздух нема изражено кородивно дејство на материјале који се користе за израду цеви и ребара, тако да није неопходна посебна припрема ваздуха за процес, док су у случају примене нетретиране воде из природних извора отпори провођењу топлоте услед запрљања знатно већи;
- употреба ваздуха као расхладног флуида је погоднија (у односу на воду) и са аспекта заштите животне средине, зато што загревање ваздуха мање утиче на климатске промене;
- притисак са стране ваздуха се не разликује пуно од атмосферског, тако да су механичка напрезања делова апарата резултат само притиска процесног (енергетског) флуида који струји кроз цеви апарата;



Слика 2.1 Размењивач топлоте са ваздушним хлађењем

Размењивачи топлоте са ребреним цевима имају веома велику површину за размену топлоте по јединици запремине апарата, што значи да су изузетно компактни апарати. То је веома важна карактеристика у ситуацијама када је смештајни простор за апарат мали.

Размењивачи топлоте са ребреним цевима имају широку примену у процесној техници и термотехници. У генераторима паре и котловима користе се за загревање и испаравање воде рекуперацијом топлоте из продуката сагоревања. У сушарама се користе као загрејачи ваздуха за технолошке потребе. У том случају топлији флуид је врела вода или водена пара. Употребљавају се и за загревање процесних и енергетских флуида рекуперацијом топлоте врелих гасова из индустријских пећи или израђеног ваздуха из сушара.

У уређајима са левокретним кружним процесима (расхладни уређаји и топлотне пумпе), размењивачи топлоте са ребреним цевима употребљавају се као испаривачи и кондензатори. Служе и за кондиционирање (припрему) ваздуха за радне и стамбене просторе, као и за хладњаче и друге расхладне потребе.

Могу се користити и за загревање ваздуха за грејање просторија, струјањем топле или вреле воде кроз цеви размењивача, као и водене паре. То су такозвани калорифери. Употребљавају се и као рекуператори отпадне топлоте, као рекуператори за гасне турбине и каталитичке реакторе.

Може се поменути да се користе и као хладњаци за моторе са унутрашњим сагоревањем (СУС) у којима се за хлађење употребљава амбијентални ваздух.

2.1 ОСНОВНЕ КОНСТРУКЦИОНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ СА ОРЕБРЕНИМ ЦЕВИМА

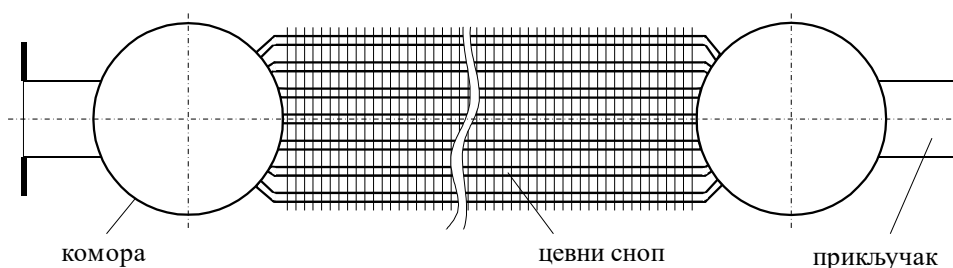
На конструкционе карактеристике размењивача топлоте са оребреним цевима утичу различити фактори:

- начин увођења флуида у размењивач и одвођења флуида из размењивача;
- материјал за израду цеви, пречник цеви и распоред цеви у цевном снопу;
- материјал за израду ребара и дебљина ребара;
- брзина струјања гасова кроз међуцевни простор.

2.1.1 Увођење и одвођење флуида који протиче кроз цевни сноп размењивача

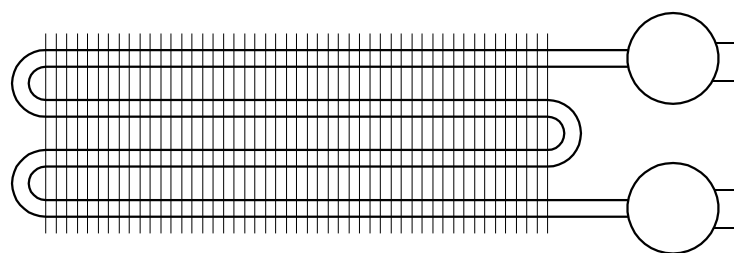
Код размењивача са оребреним цевима, струјање флуида са малим коефицијентом прелаза топлоте (гасова) одвија се са спољашње (оребрене) стране цевног снопа, док кроз цеви размењивача протиче флуид са којим гасови размењују топлотну енергију. За увођење и одвођење флуида који протиче кроз цеви користе се коморе, које је потребно изабрати или израдити у зависности од више утицајних фактора. У те факторе убрајамо радне услове флуида који протиче кроз цеви размењивача (температура, притисак и проток), затим димензије самог апарата, величине смештајног простора апарата итд.

Уколико се не очекују знатна запрљања са унутрашње стране цеви, могуће је од цевних сегмената израдити коморе за увођење и одвођење флуида који протиче кроз цевни сноп размењивача. Овакво решење приказано је на слици 2.2 [2].



Слика 2.2 Размењивачи топлоте са коморама израђеним од цевних сегмената

Уколико се користе праве цеви које су спојене U – цевним луковима, може се постићи већи број пролаза флуида кроз цеви размењивача. Ово решење приказано је на слици 2.3.



Слика 2.3 Размењивачи топлоте са цевним луковима

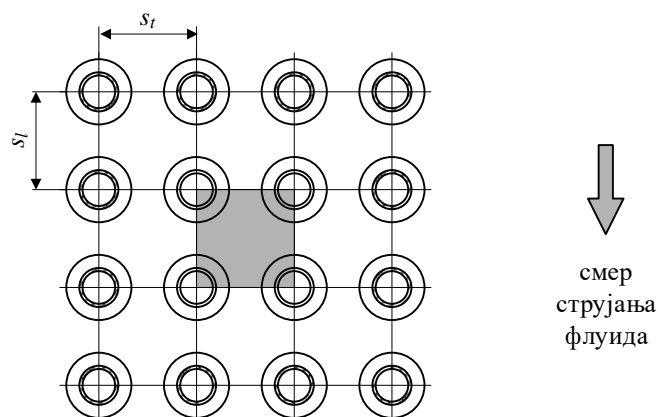
Основна предност оваквих решења је то што се оребрене цеви за комору везују заваривањем, па се могу издржати и изузетно високи притисци. Највећи недостатак ових конструкција је немогућност чишћења унутрашњих површина цеви, али то је прихватљиво у случајевима када се не очекују велика задрљања унутар цеви.

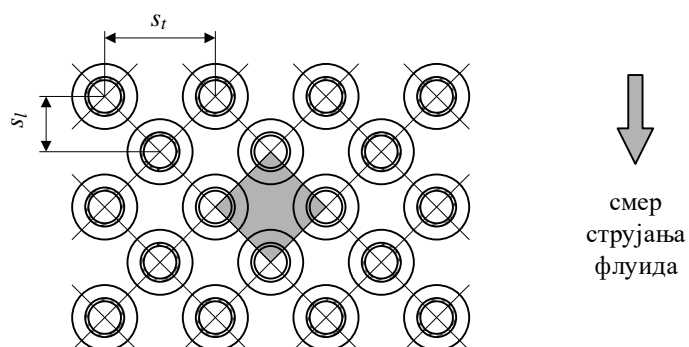
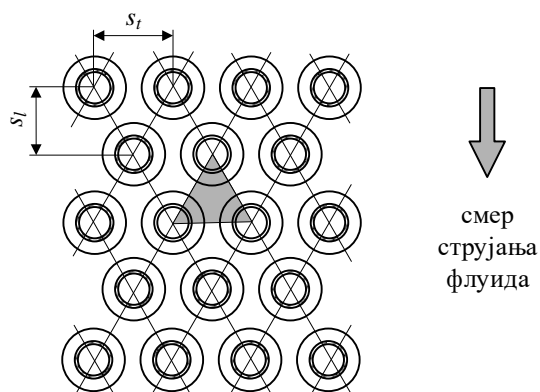
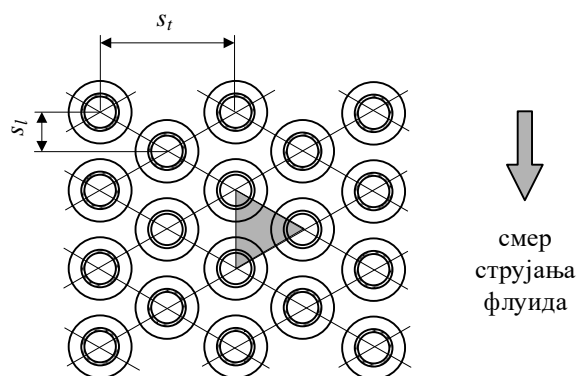
2.1.2 Материјал за израду цеви, пречник цеви, корак цеви и распоред цеви у цевном снопу

Материјал за израду цеви се бира у зависности од потребе. Најчешће се примењују челичне или бакарне цеви. За израду цеви понекад се користе и други материјали, попут алуминијума и месинга.

Опсег пречника цеви у цевном снопу је веома широк. Најмањи пречник цеви је 6 mm, а највећи 50 mm. Најчешће се примењују цеви у распону пречника од 8 – 25 mm [3], [4].

Распоред цеви у цевном снопу размењивача топлоте са оребреним цевима може бити различит, али се најчешће користе троугласти и квадратни (коридорни) распоред. Код ваздушних хладњака и добошастих размењивача топлоте, ако су цеви постављене у троугластом распореду, оне се увек постављају у теменима једнакостраничног троугла. Код размењивача топлоте са оребреним цевима то није обавезно. На сликама од 2.4 до 2.7 приказани су квадратни (коридорни) и троугласти распореди цеви, са карактеристичним геометријским параметрима.



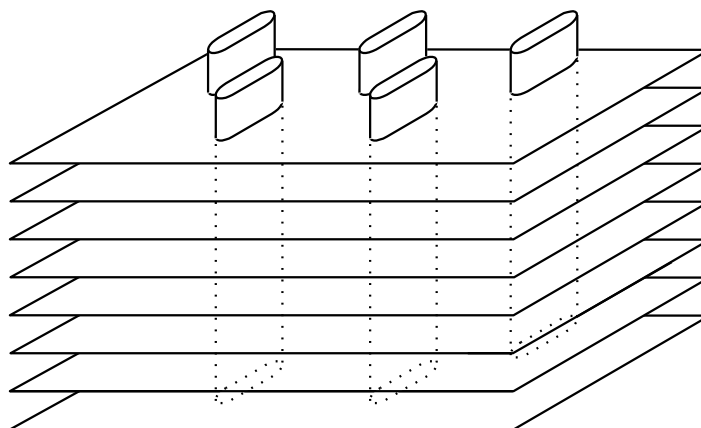
Слика 2.4 Обичан квадратни (коридорни) распоред цеви**Слика 2.5** Шаховски (ротирани квадратни) распоред цеви**Слика 2.6** Обичан троугласти распоред цеви**Слика 2.7** Ротиран троугласти распоред

На сликама су коришћене следеће ознаке:

- s_l (m) попречни корак цеви у односу на правац струјања;
- s_l (m) подужни корак цеви у односу на правац струјања.

Корак цеви је обично већи од спољашњег пречника цеви и то 2-5 пута. Корак цеви зависи од пречника ребара. Број редова цеви је најчешће од 1-8, али постоје размењивачи топлоте и са неколико десетина редова цеви.

За израду ових размењивача топлоте најчешће се користе цеви кружног попречног пресека, али се употребљавају и различите форме овалних цеви. То је приказано на слици 2.8.



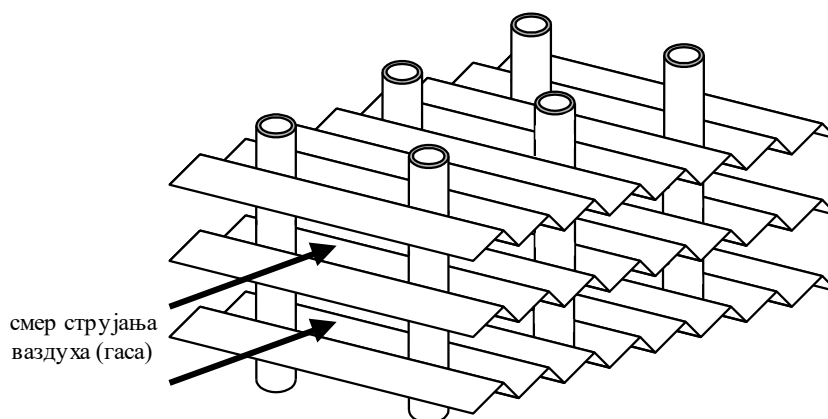
Слика 2.8 Овалне цеви са ламеластим ребрењем

Што се тиче положаја цеви, оне могу бити оријентисане вертикално или хоризонтално. Могуће је изградити апарате са принудном или природном циркулацијом течности (процесног флуида).

2.1.3 Материјал за израду ребара и дебљина ребара

Материјали за израду ребара су различити. Могу се користити алуминијум, угљенични или легирани челици, а често се употребљавају обојени метали. Дебљина ребара је у опсегу од $\delta_r = 0,1 \div 1 \text{ mm}$. Предност се даје мањим дебљинама ребара због веће ефикасности. У тежим радним условима, када је потребна већа дебљина ребара, она се израђују од челика. Стандардан број ребара по јединици дужине цеви најчешће је $N_r = 100 \div 800 \text{ m}^{-1}$. У изузетним случајевима овај број може бити и већи [3], [4].

Често се користе ламеласти ребра, зато што је њихова израда једноставна. Ламеласти ребра могу бити равна (већ су приказана на слици 2.8), таласаста (слика 2.9) и прорезана.



Слика 2.9 Цевни сноп са таласастим ламеластим ребрима

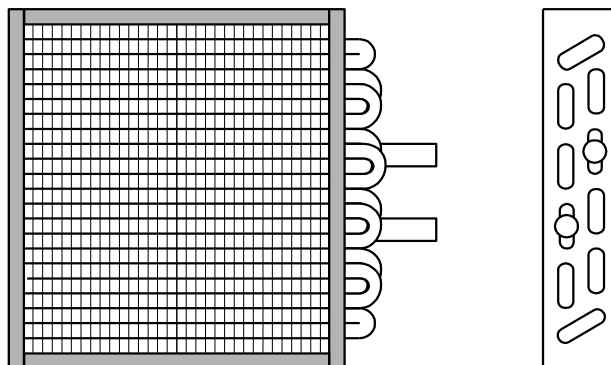
2.1.4 Брзина струјања кроз међуцевни простор

Брзина струјања гасова (ваздуха) кроз међуцевни простор пре свега зависи од потреба процеса, тако да може варирати у широком опсегу. Када се приступа димензионисању апарата, један од најзначајнијих ограничавајућих фактора је брзина струјања гасова кроз међуцевни простор, тако да се морају узети у обзир одређене препоруке [5], [6]. Препорука је да такозвана фасадна брзина (брзина струјања гасова сведена на пун попречни пресек апарата) буде $w_{kan} = 2,5 \div 4,5$ m/s, а у најужем струјном пресеку цевног снопа $w_{max} = 5 \div 8$ m/s. Као што је већ речено, брзина струјања гасова може да одступа од препоручених вредности у зависности од потреба процеса, па у неким случајевима може да достигне и знатно веће вредности.

У случајевима када се размењивачи топлоте са оребреним цевима примењују за хлађење гасова из индустријских пећи или продуката сагоревања из котлова, може доћи до појаве нискотемпературске корозије, која се јавља када у гасу има водене паре или оксида сумпора. До ове појаве долази када је температура зида цеви на хладнијем крају размењивача нижа од температуре тачке росе гасно-парне мешавине. Тада долази до кондензације воденог раствора сумпорне киселине, изузетно агресивног за већину материјала који се користе за израду размењивача топлоте. Због тога је, пре пуштања размењивача у рад, неопходно анализирати хемијски састав гасно-парне мешавине и одредити услове који доводе до стварања кондензата. Такође је потребно пројектовати шему струјања флуида и њен утицај на температуру зида цеви. Потребно је пројектовати и систем аутоматске регулације, који може да искључи размењивач топлоте из система, то јест да прекине протицање хладнијег флуида у критичном радном режиму.

2.2 ТОПЛОТНИ ПАРАМЕТРИ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ СА ОРЕБРЕНИМ ЦЕВИМА

Уколико флуид који струји кроз цеви размењивача не мења фазу, кроз цеви апарата примењује се модел клипног или каналсаног струјања. Са стране међуцевног простора (са гасне стране), примењује се модел каналсаног струјања. На слици 2.10 приказан је пример размењивача са комбинованом шемом струјања флуида:



Слика 2.10 Пример размењивача са комбинованом шемом струјања флуида

Постоји велики број комбинација броја цеви по једном пролазу и броја пролаза. Због тога је немогуће дефинисати јединствену процедуру која би резултирала експлицитном везом топлотних параметара. То практично значи да се коришћењем комбинација основних шема струјања и веза бездимензионалних топлотних параметара, морају пронаћи одговарајуће једначине за сваки конкретан случај. Сложеност ове проблематике може се илустровати примерима различитих размењивача топлоте са оребреним цевима.

У случају рекулериције топлоте влажног ваздуха на излазу из сушаре, анализира се хлађење гаса који садржи пару. Сличан пример је и дубоко хлађење атмосферског ваздуха за хладњаче. У оваквим ситуацијама неопходно је проверити да ли је температура зида цеви у најхладнијем делу апарата виша или нижа од температуре тачке росе. Уколико је температура зида цеви нижа од температурне тачке росе, доћи ће до кондензације паре из гасно–парне мешавине. То значи да се не анализира само пренос топлоте, већ истовремени пренос топлоте и супстанције. О томе се мора водити рачуна при изради одговарајућег математичког модела. Такође се при конструкцији апарата мора предвидети и могућност одвођења кондензата. Није искључена ни могућност појаве леда на спољашњој површини цеви и на оребрењима. Акумулација леда може да блокира струјни простор и тако онемогући рад размењивача топлоте.

Код неких размењивача топлоте део топлоте се предаје зрачењем, па се при дефинисању математичког модела и та чињеница мора узети у обзир.

Свака оваква ситуација мора бити размотрена и узета у обзира када се приступа димензионисању размењивача топлоте.

2.3 РАЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ СА ОРЕБРЕНИМ ЦЕВИМА СМЕШТЕНИ У КАНАЛЕ

Размењивачи топлоте са оребреним цевима који се смештају у канале користе се у различите сврхе. Неке од могућих примена ових апарата су:

- рекулпација топлоте из продуката сагоревања због загревања ваздуха за сагоревање или испаравања воде (на пример рекулпатори топлоте димних гасова или котлови који користе такозвану отпадну топлоту);
- загревање и хлађење процесних/енергетских флуида (на пример загревање ваздуха помоћу израђеног ваздуха из сушара или врелих гасова из индустријских пећи, као и загревање воде);
- загревање ваздуха за потребе локалног или централног грејања радних просторија коришћењем водене паре или вреле воде која струји кроз цеви (такозвани калорифери);
- припрема ваздуха за различите намене (на пример хлађење атмосферског ваздуха са одвођењем влаге и његово загревање за потребе складишта лако кварљивих производа;
- загревање ваздуха за сушаре (енергетски флуид је топла или врела вода или водена пара.

Код размењивача топлоте смештених у канале се, поред троугластог распореда цеви, користи и коридорни (квадратни) распоред цеви.

Коморе за увођење и одвођење радних флуида који протичу кроз цеви, димензије и облик ребара и пречник цеви, бирају се и израђују у многим варијацијама. Код ових размењивача веома је чест случај коришћења ламеластих ребара. Уколико процесни флуид у цевима испарава, апарат се може изградити са природном и принудном циркулацијом течности.

Код кондензатора се поред вертикалних користе и хоризонтално постављене цеви.

Број могућих техничких решења је сувише велики да би се сваки појединачни случај детаљније разматрао.

При хлађењу гасова из индустријских пећи и продуката сагоревања, мора се водити рачуна о појави нискотемпературске корозије, до које долази када гас садржи оксиде сумпора и водену пару и када је температура зида цеви на хладнијем крају размењивача нижа од температуре тачке росе гасно – парне мешавине. При кондензацији гасно – парне мешавине ствара се водени раствор сумпорне киселине, веома агресиван према већини материјала који се користе за израду размењивача топлоте. Неопходно је пажљиво проучити састав гасно – парне мешавине и услове стварања кондензата, како би се избегле нежељене последице ове појаве. Такође је неопходно проучити и шему струјања радних флуида и њен утицај на температуру зида цеви. Потребно је применити и систем аутоматске регулације, помоћу кога се може искључити размењивач топлоте из система, то јест прекинути протицање хладнијег флуида у критичном радном режиму.

3 ВАЗДУШНИ ХЛАДЊАЦИ

Размењивачи топлоте код којих се у цевима апарата одвија хлађење или кондензација процесног (топлијег) флуида, док се одвођење топлоте остварује амбијенталним ваздухом који попречно наструјава сноп цеви, називају се ваздушним хладњацима. Овакви размењивачи топлоте имају велику примену у термоелектранама, хемијској и петрохемијској индустрији, рафинеријама нафте и, уопштено, свуда где је потребно остварити велике топлотне снаге.

Конструкциона решења ваздушних хладњака у доброј мери су покривена стандардом API Standard 661 [7]. Произвођачи, ипак, понекад одступају од овог стандарда у циљу прилагођавања техничких решења потребама конкретних технолошких процеса. Ова констатација се односи на производњу ваздушних хладњака и код нас и у свету. Коришћење ваздуха за хлађење и кондензацију датира још од почетка двадесетог века, када је ваздух почео у те сврхе да се користи у рафинеријама у нафтној индустрији. У данашње време коришћење ваздушних хладњака додатно добија на значају, пошто вода (одличан расхладни флуид) временом постаје све скупљи медијум.

Компаративна анализа предности и недостатака ваздуха и воде као расхладних флуида била је предмет разматрања великог броја научних студија.

Основна предност ваздуха је чињеница да га има свуда и да је лако доступан бесплатно и увек, у неограниченим количинама. Примена воде је везана за близину природних извора, попут бунара, река, језера или мора. Поред тога, неопходна је изградња комплетног система за хлађење који се састоји од цевовода, пумпи, кула за хлађење воде, уређаја за физичко – хемијско – биолошки третман, одвајача нечистоћа, канализационог систем и тако даље.

Са друге стране, ваздух има 25 пута мању топлотну проводност од воде и приближно 4 пута мањи специфични топлотни капацитет. То значи да је коефицијент прелаза топлоте са стране воде драстично већи него код ваздуха.

Поред тога, густина воде је око 800 пута већа од густине ваздуха и вода је практично нестишљив флуид. То значи да су водени хладњаци далеко мањи од ваздушних хладњака истог капацитета. Ваздушни хладњаци, дакле, имају већу површину, масу и цену и

захтевају већи простор за уградњу. Осим тога, цена пумпе за воду осетно је нижа од цене вентилатора. Чак се и бука коју производе вентилатори може сматрати маном ваздушних хладњака.

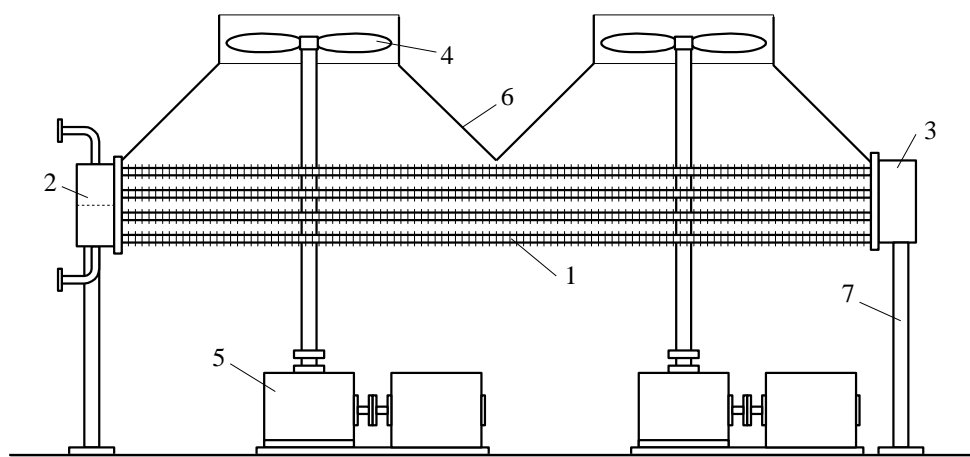
На повећање површине за размену топлоте код ваздушних хладњака утиче и чињеница да је пројектна температура ваздуха виша од пројектне температуре воде, што резултира тиме да је расположива температурска разлика за хлађење мања код ваздуха. Ваздуха заиста има свуда целе године, али амбијентални ваздух има велике температурске осцилације не само у току године, већ и у току једног дана. Та чињеница доста усложњава примену ваздуха као расхладног флуида.

Поред лаке доступности свуда и увек, у предности ваздуха као расхладног флуида може се убројати и податак да је радни притисак са стране ваздуха близак атмосферском, тако да до механичких напрезања делова апарата долази само услед притиска процесног флуида.

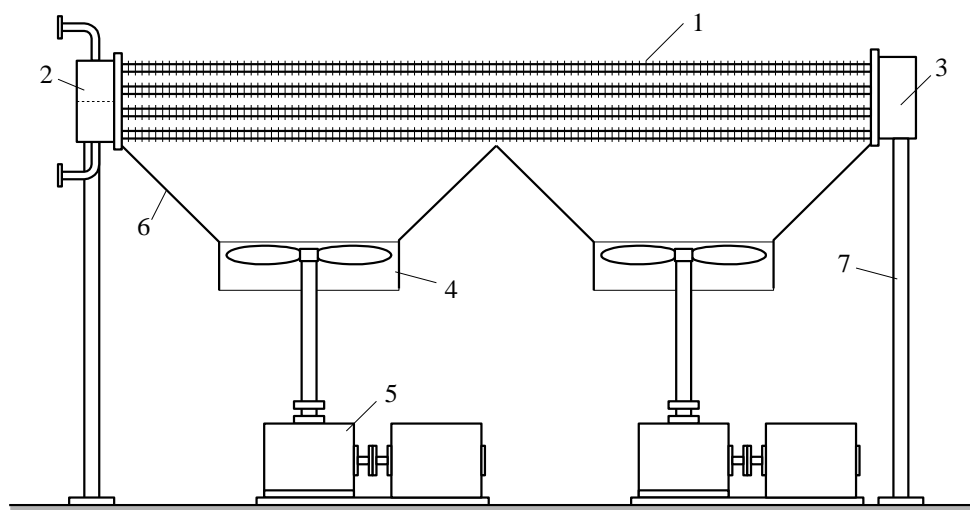
Аспект заштите животне средине такође фаворизује ваздух, зато што загревање ваздуха знатно мање утиче на климатске и друге промене у природи од загревања воде, а и цурења процесног флуида у воду су опаснија од истих цурења у ваздушну масу. Као резултат свега набројаног, инвестициони трошкови су 3 до 4 пута већи код ваздушних хладњака, али су зато експлоатациони трошкови исто толико пута мањи. Озбиљан инжењерски задатак је избор типа хладњака, уз детаљну анализу свих наведених утицајних фактора и потреба конкретног технолошког процеса.

3.1 КОНСТРУКЦИОНЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ ВАЗДУШНИХ ХЛАДЊАКА

На слици 3.1 представљен је шематски приказ размењивача топлоте са ваздушним хлађењем и усисним струјањем ваздуха, док је на слици 3.2 представљен шематски приказ размењивача топлоте са потисним струјањем ваздуха, које се остварује помоћу два вентилатора.



Слика 3.1 Размењивач топлоте са ваздушним струјањем са усисним вентилаторима



Слика 3.2 Размењивач топлоте са ваздушним струјањем са потисним вентилаторима

Конструкциони делови апарата представљени су позицијама на сликама 3.1 и 3.2:

- 1 – цевни сноп са оребреним цевима;
- 2 – комора за увођење и одвођење процесног/енергетског флуида;
- 3 – скретна комора;
- 4 – вентилатори који омогућавају струјање ваздуха;
- 5 – електромотор са редуктором којим се покреће вентилатор;
- 6 – комора за дистрибуцију ваздуха (пленум);
- 7 – ослонци апарата.

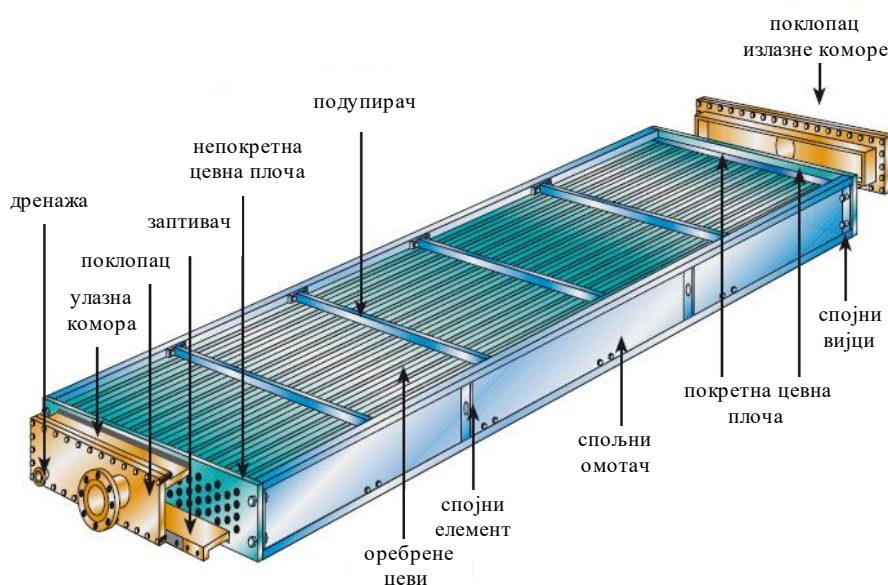
На цевним прикључцима постављају се фитинзи за потребе мерења величина стања флуида, попут температуре и/или притиска. На коморама се, на одговарајућим местима, постављају прикључци за одваздушење и пражњење. Вентилатори се постављају иза

цевног снопа када је потребно обезбедити усисно струјање ваздуха, а испред цевног снопа када је у питању потисно струјање ваздуха. Ослонци апарата постављају се испод комора. Један од ослонаца је покретан и дозвољава растерећење услед напрезања изазваних топлотним дилатацијама делова апарата.

3.1.1 Цеви и цевни сноп

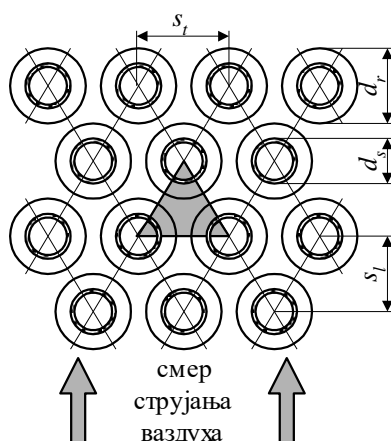
Цеви размењивача топлоте са ваздушним хлађењем обично се израђују од угљеничних челика, док се ребра израђују од алуминијума. Уколико постоје посебни захтеви, могуће су и другачије комбинације материјала за израду. То, пре свега, зависи од својстава процесног флуида, као и од локалних атмосферских услова. Основна цев се, на пример, може израдити од бакра или легираних челика и то се примењује у случају агресивних процесних флуида. Исто важи и за ребра, пошто ваздух који садржи нечистоће у виду капљица, пара или чврсте фазе, може оштетити алуминијумска ребра. Уколико је коефицијент прелаза топлоте са унутрашње стране цеви мањи од $100 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, обавезно се при димензионисању апарата мора размотрити и варијанта конструкције апарата са глатким (неоробреним) цевима.

На слици 3.3 приказана је структура цевног снопа ваздушног хладњака.



Слика 3.3 Структура цевног снопа ваздушног хладњака

На слици 3.4 приказан је троугласти распоред цеви у цевном снопу, који се најчешће користи код ваздушних хладњака.



Слика 3.4 Троугласти распоред цеви код ваздушних хладњака

Пречник цеви d_s (m) креће се у границама од 10 -50 mm. Цеви најмањих пречника примењују се код расхладних уређаја са фреоном, док се цеви највећих пречника примењују у петрохемијској индустрији. Опсег геометријских параметара оребрених цеви је следећи, према [5], [6], [8] и [9]:

- висина ребара $h_r = (0,4 \div 0,75) \cdot d_s$;
- број ребара по јединици дужине цеви $N_l = 275 \div 625 \text{ m}^{-1}$;
- корак цеви (подужни и попречни) $(2 \div 2,75) \cdot d_s$;
- однос укупне површине са спољашње стране цеви и површине исте цеви без ребара назива се коефицијент оребрења и креће се до 25.

Уколико је цев од нерђајућег челика, најчешће се користе цеви пречника $d_s = 25,4 \text{ mm}$ и дебљине зида $\delta_z = 1,65 \text{ mm}$. Када је материјал цеви угљенични или нисколегирани челик, дебљина зида је $\delta_z = 2,11 \text{ mm}$, са ребрима висине $h_r = 12,7 \div 15,9 \text{ mm}$, кораком ребра $s_r = 2,3 \div 3,6 \text{ mm}$ и троугластим распоредом са кораком $s_l = 50,8 \div 63,5 \text{ mm}$.

У случајевима када је процесни флуид гас или веома вискозна течност која се хлади, користе се цеви пречника $d_s = 38 \div 50 \text{ mm}$. Дебљина ребара би, према [7] требало да износи $\delta_r = 0,35 \text{ mm}$ када је висина ребра до 12,7 mm, то јест $\delta_r = 0,4 \text{ mm}$ уколико је висина ребра већа.

Дужине цевног снопа код оваквих размењивача топлоте износе од $L_c = 1,2 \div 18 \text{ m}$, а најчешће су у распону од $L_c = 6 \div 12 \text{ m}$. Ширина цевног снопа је у распону од $B_c = (0,4 \div 1) \cdot L_c$. Број редова цеви обично је $N_{rc} = 3 \div 8$, а најчешће је од 4 до 6. Према препорукама из [10] број цеви би требало да буде 4, осим у следећим случајевима:

- уколико је разлика температура са стране процесног флуида $\Delta t_1 < 6^\circ\text{C}$, препоручују се три реда цеви;
- уколико се користе специјални конструкциони материјали, а разлика температура са стране процесног флуида износи $\Delta t_1 < 11^\circ\text{C}$, такође се препоручују три реда цеви;
- када је $\Delta t_1 = 55 \div 110^\circ\text{C}$ и $k < 340 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, препоручује се пет редова цеви;
- када је $\Delta t_1 = 110 \div 165^\circ\text{C}$ и $k < 230 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, препоручује се шест редова цеви;
- када је $\Delta t_1 > 165^\circ\text{C}$ и $k < 170 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, препоручује се осам редова цеви.

Температурска разлика топлијег (процесног) флуида Δt_1 ($^\circ\text{C}$) је разлика температура процесног флуида на улазу и на излазу:

$$\Delta t_1 = t_{1p} - t_{1k} \quad (3.1)$$

где су:

- температура топлијег флуида на улазу - t_{1p} ($^\circ\text{C}$);
- температура топлијег флуида на излазу - t_{1k} ($^\circ\text{C}$);
- коефицијент пролаза топлоте - k ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$).

Број редова цеви може се усвојити према једначини, на основу [11]

$$N_{rc} = \text{int} \left[-33,8 + 45 \cdot \left(\frac{t_{1p} - t_{2p}}{k} \right)^{0,1} \right] \quad (3.2)$$

где је са t_{2p} ($^\circ\text{C}$) означена температура ваздуха (хладнијег флуида) на улазу у размењивач топлоте.

Максималан број редова цеви за оребрене цеви у неким ситуацијама може бити до 16, а за неоробрене чак и до 30.

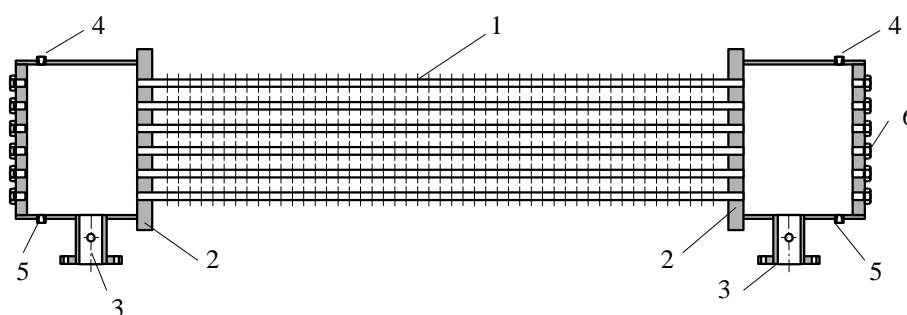
Ради остваривања везе између цеви и цевне плоче, крајеви цеви (у дужини од неколико центиметара) израђују се без оребрења. Та веза најчешће се остварује увалјивањем, док се за више притиске може извести и заваривањем. У међуцевни простор уграђују се носеће преграде за цеви, ради избегавања механичког оштећења везе цеви и цевне плоче услед сопствене тежине и вибрација цеви. Те преграде се уграђују на растојању максималне неослоњене дужине цеви, а приближно према препорукама за глатке цеви.

3.1.2 Коморе за увођење, одвођење и скретање топлијег флуида

Коморе за процесни/енергетски флуид најчешће се израђују у призматичном облику, са равним површинама. Када је притисак флуида висок могући су и други облици. Спој

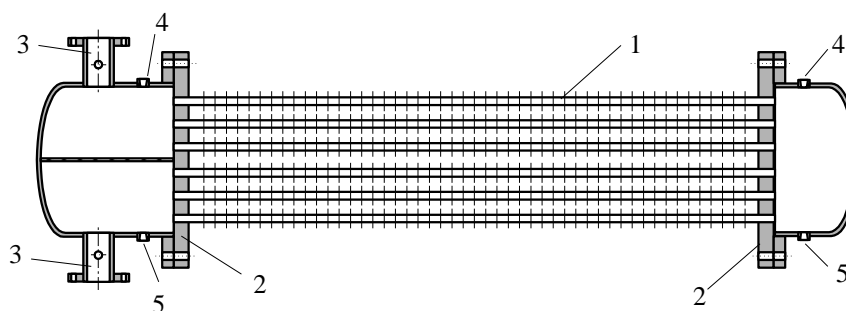
између цевне плоче и коморе може бити остварен растављивим или нерастављивим везама. Шематски приказ ових веза представљен је на сликама 3.5, 3.6 и 3.7.

На слици 3.5 приказана је конструкција код које се сви спојеви коморе освајују процесом заваривања. То је такозвана крута конструкција. Израда овакве конструкције снижава цену апарата, па се често користи. Вијци са спољашње стране поклопца могу да се одвијају и кроз отвор се провлаче уређаји за чишћење. На овај начин се решава проблем механичког чишћења. Пречник вијка обично је један милиметар већи од пречника цеви. Оваква конструкција користи се за притиске до 300 bar.



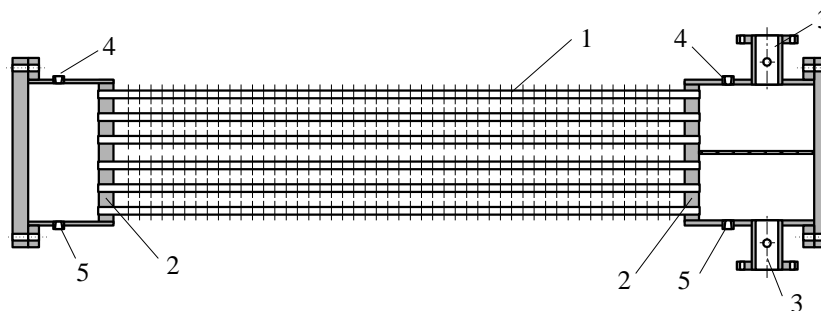
Слика 3.5 Ваздушни хладњак са завареном конструкцијом коморе за процесни флуид

На слици 3.6 приказана је конструкција апарата на којима постоје раздвојиве коморе. Таква конструкција омогућава да се скидањем комора директно приступи цевној плочи и цевима ради чишћења и оправки. Површине заптивања су обично велике дужине, па је неопходно при монтажи обратити пажњу на могуће цурење флуида. Неопходно је извршити и раздвајање везе прикључака апарата са цевоводима, како би могло доћи до раздвајања коморе.



Слика 3.6 Ваздушни хладњак са раздвојивим коморама

На слици 3.7 представљен је шематски приказ конструкције са раздвојивим поклопцима. Скидањем поклопца коморе може се несметано прићи цевној плочи и цевима. На овај начин се при демонтажи избегава раздвајање везе цевовода и прикључака.



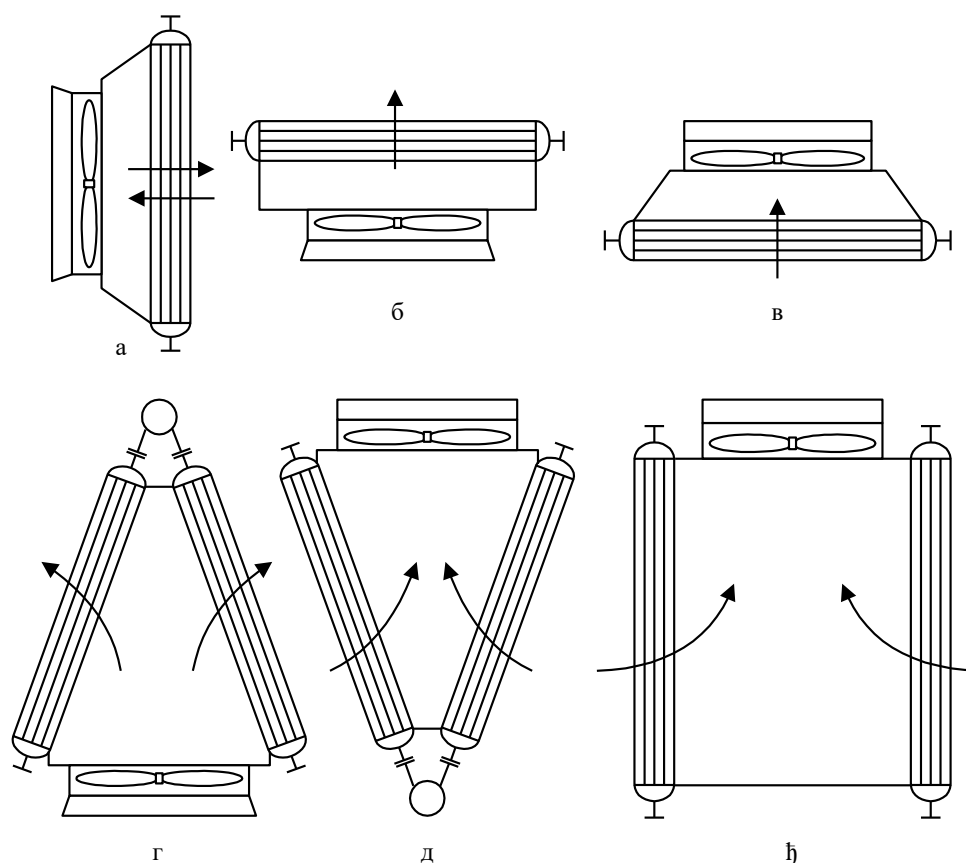
Слика 3.7 Ваздушни хладњак са раздвојивим поклопцима

Позиције елемената на сликама 3.5, 3.6 и 3.7 су следеће:

- 1 – цевни сноп;
- 2 – цевна плоча;
- 3 – прикључци за улаз и излаз флуида;
- 4 – прикључак за одваздушење;
- 5 – прикључак за пражњење;
- 6 – прикључак за механичко чишћење унутрашње површине цеви.

3.1.3 Постављање ваздушних хладњака

Ваздушни хладњаци могу бити постављени вертикално, хоризонтално или под углом. Струјање ваздуха у њима може бити усисно или потисно. Шематски прикази начина постављања цевног снопа и вентилатора престављени су на слици 3.8.



Слика 3.8 Основни начини постављања цевног снопа и вентилатора

Стрелице представљају смер струјања ваздуха и то:

- а – вертикални, који може бити усисни или потисни;
- б – хоризонтални потисни;
- в – хоризонтални усисни;
- г – потисни са косо постављеним грејним површинама (такозвани А – тип);
- д – усисни са косо постављеним грејним површинама (такозвани В – тип);
- ђ – усисни са два вертикална цевна снопа.

Оба начина струјања (усисни и потисни) имају своје прености и о томе се мора водити рачуна [12], [13].

Применом усисних вентилатора остварује се равномернија дистрибуција ваздуха у попречном пресеку апарата. Већи масени проток ваздуха исти вентилатор остварује као потисни, зато што кроз потисни вентилатор струји ваздух температуре околине, а кроз усисни струји загрејани ваздух, што значи да је за једнак масени проток ваздуха потребна мања снага за погон вентилатора. Оплата ваздушне коморе, односно усисни вентилатор, обезбеђују заштиту оребрених цеви од лоших временских услова, попут кише, снега или

града. Примена размењивача са уисним вентилатором је погоднија у случају када је мала температурска разлика између флуида и околног ваздуха, зато што се при проласку кроз вентилатор ваздух загрева. Предност уисног вентилатора је и што ствара мању буку.

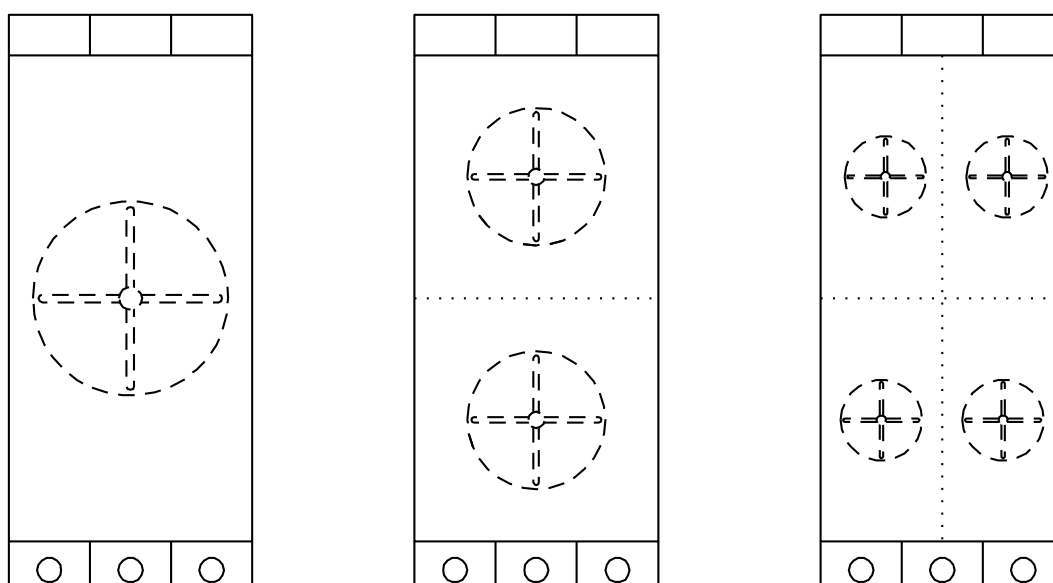
Препорука је да брзина струјања ваздуха сведена на пун попречни пресек апарата према [6], [13] и [14] буде у опсегу $w_f = 2 \div 3,5$ m/s. Ову брзину називамо фасадном брзином. Такође, препоручује се опсег брзине ваздуха у најужем струјном пресеку цевног снопа $w_{max} = 4 \div 7$ m/s. Сумирањем података из неколико извора, препоручује се да се брзина струјања одреди помоћу формуле:

$$w_f = 4,9 \cdot N_{rc}^{-0,35} \quad (3.3)$$

3.1.4 Вентилатори за ваздушне хладњаке

Вентилатори који се уграђују код ваздушних хладњака могу бити аксијални или центрифугални. Аксијални вентилатори се много чешће употребљавају, али се код малих размењивача топлоте могу уграђивати и центрифугални вентилатори. Само код апарата малих димензија користи се један вентилатор. Код осталих апарата користи се већи број вентилатора који раде у паралелној вези. На тај начин се обезбеђује лакша монтажа и равномернија дистрибуција ваздуха преко цевног снопа. Осим тога, уколико дође до квара једног вентилатора, размењивач топлоте може да настави да ради са мањим капацитетом.

На слици 3.9 представљен је шематски приказ размењивача топлоте са ваздушним хлађењем са једним или више вентилатора.



Слика 3.9 Ваздушни хладњак са једним или више вентилатора

У табели 3.1 приказан је уобичајени број вентилатора по размењивачу, према [10].

Табела 3.1 Уобичајен број вентилатора у зависности од димензија размењивача

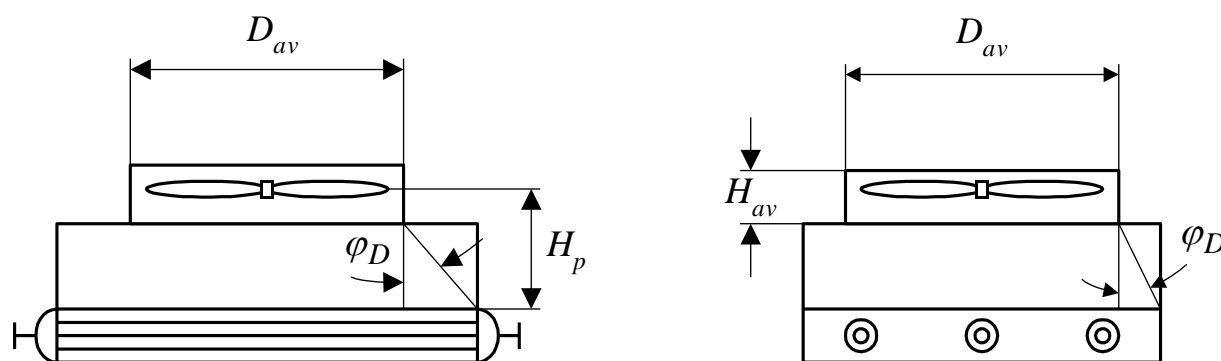
B_c, m	L_c, m	N_{vent}	B_c, m	L_c, m	N_{vent}
1,2	1,2 ÷ 1,8	1	3,6	3,6 ÷ 6,0	1
	1,8 ÷ 3,0	2		6,0 ÷ 12,0	2
1,8	1,8 ÷ 2,4	1	4,2	4,2 ÷ 6,0	1
	2,4 ÷ 4,2	2		6,0 ÷ 12,0	2
2,4	2,4 ÷ 4,2	1	4,8	4,8 ÷ 7,2	1
	4,2 ÷ 7,2	2		7,2 ÷ 12,0	2
3,0	3,0 ÷ 4,8	1	5,4 ÷ 6,0	6,0 ÷ 7,2	1
	4,8 ÷ 9,6	2		7,2 ÷ 12,0	2

Уколико дужина цеви прелази 12 m, препоручује се уградња три вентилатора.

Један од најважнијих проблема је остваривање равномерне дистрибуције ваздуха преко цевног снопа. Овај проблем је посебно изражен када се користе апарати са потисним вентилаторима. Препоручени односи геометријских величина ваздушне коморе и размењивача топлоте, приказани су у табели 3.2, као и на слици 3.10.

Табела 3.2 Препоручени геометријски односи и величине помоћу којих се врши избор и постављање аксијалних вентилатора

Струјање	A_{av} / A	H_p / D_{av}	H_{av} / D_{av}	$\varphi_D, ^\circ$
Потисно	0,4	0,5	0,16	45
Усисно	0,3	0,3	0,16	45



Слика 3.10 Геометријске величине које су приказане у табели 3.2

У табели 3.2 и на слици 3.10 коришћене су следеће ознаке:

- површина попречног пресека апарата – A (m^2);
- површина попречног пресека канала вентилатора - A_{av} (m^2);
- растојање од осе вентилатора до цевног снопа - H_p (m);
- пречник канала вентилатора - D_{av} (m);
- дужина канала вентилатора - H_{av} (m);
- угао дисперзије ваздушне струје - φ_D ($^\circ$).

Површина попречног пресека канала вентилатора једнака је:

$$A_{av} = \frac{\pi \cdot D_{av}^2}{4} \quad (3.4)$$

Пречници аксијалних вентилатора који се примењују у ваздушним хладњацима су у границама од 0,3 ÷ 5 m. Број лопатица је од три до десет. Лопатице се данас углавном израђују од пластичних материјала, понекад од алуминијума и различитих легура. Максимална брзина лопатица је, према [7] лимитирана на 60 m/s у нормалним ситуацијама, односно на 80 m/s када постоје специјалне потребе.

За погон аксијалних вентилатора користе се електрични мотори у преко 90% случајева. Поред електричних мотора као погонске машине код аксијалних вентилатора понекад се користе мотори са унутрашњим сагоревањем, парне турбине и тако даље. Веза погонске машине и вратила вентилатора остварује се на више начина [9]:

- за пречнике вентилатора мање од 1,5 m примењује се директна веза вентилатора и електромотора;
- за пречнике вентилатора до 3 m и електромоторе снаге до 25 kW веза се остварује каишним преносом;
- за пречнике вентилатора веће од 3 m и електромоторе снаге веће од 25 kW, као и када се парна турбина користи као погонска машина, веза се остварује помоћу редуктора.

Коефицијент корисног дејства, то јест ефикасност спреге електромотор - вентилатор – хладњак, према [15] се приказује у облику статичке ефикасности:

$$\eta_{stat} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\dot{N}_{em}} \quad (3.5)$$

где су:

- \dot{N}_{em} (W) снага електромотора;
- Δp (Pa) пад притиска;

- \dot{V} (m^3/s) запремински проток ваздуха.

Минимална статичка ефикасност од 40% нормирана је према [15], а у време усвајања ове уредбе најбоља доступна технологија на тржишту омогућавала је статичку ефикасност од 65%.

Због конструктивних разлога не може се избећи зазор између лопатица вентилатора и оплате. Овај зазор смањује ефикасност спреге мотор – вентилатор. Вредност зазора у функцији пречника вентилатора прописује API стандард [7]. Ова зависност приказана је у табели 3.3.

Табела 3.3 Зазор између оплате и лопатица вентилатора

Пречник вентилатора, m	< 3,0	3,0 ÷ 3,5	> 3,5
Опсег зазора, mm	6,35 ÷ 12,7	6,35 ÷ 15,9	6,35 ÷ 19,05

На проток ваздуха утицај имају дужина и форма оплате вентилатора. Постављањем усисног конфузора и двоструким повећањем дужине оплате, при истој потрошњи енергије може се постићи повећање протока 5 ÷ 15% [6].

Посебна пажња се мора посветити регулацији протока ваздуха. Ван летњег периода може доћи до прехлађивања процесног флуида, па је неопходно смањити проток ваздуха. Регулација протока ваздуха може се вршити на више начина:

- искључивањем једног, два или сва три вентилатора;
- помоћу регулатора фреквенције погонских мотора;
- помоћу жалузина.

Када се узму у обзир техно – економски ефекти, данас се препоручује фреквентна регулација најмање на половини вентилатора, уз искључивање одговарајућег броја вентилатора [16]. Вентилатори се стављају ван погона током најхладнијих дана, тако да се размена топлоте врши само природном конвекцијом [7].

3.2 ИЗБОР ПРОРАЧУНСКИХ ТЕМПЕРАТУРА ВАЗДУХА КОД РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ СА ВАЗДУШНИМ ХЛАЂЕЊЕМ

Површина размењивача топлоте директно зависи од температурске разлике, тако да је температура околног ваздуха изузетно значајна како за рад размењивача топлоте, тако и за трошкове рада. Технолошки захтеви по питању улазних и излазних температура топлијег (процесног) флуида и топлотне снаге размењивача морају бити испуњени. Због

тога је јасно да температура ваздуха на улазу у апарат (а то је температура околног ваздуха) и температура ваздуха на излазу из апарата, имају највећи утицај на средњу температурску разлику (уз шему струјања флуида кроз апарат).

Код ваздушних хладњака топлотна снага \dot{Q} (W) дефинисана је протоком процесног флуида \dot{m}_1 (kg/s), његовом улазном и излазном температуром, саставом и притиском. Сви ови параметри су јасно дефинисани, тако да је инжењерски задатак избор протока ваздуха \dot{m}_2 (kg/s), као и температуре ваздуха на улазу и излазу.

Температура ваздуха у току године има варијације, тако да је избор прорачунске температуре на улазу у размењивач изузетно озбиљан задатак. Препоручује се да се за ову температуру не усвоји максимална температура на посматраној локацији у току године, већ нешто нижа температура која се достиже само у 4÷6% експлоатационог периода у току године [7]. Тако се прорачунска температура на улазу у размењивач снижава за 12÷14 °C, док се инвестициони трошкови смањују чак за 50÷60% [7].

Уколико прецизнији метеоролошки подаци за посматрану локацију нису доступни, могуће је искористити једноставну релацију за израчунавање прорачунске температуре околног ваздуха, која према [8], гласи

$$t_{2p} = t_{v,sr} + \frac{t_{v,max}}{8} \quad (3.6)$$

где су:

- t_{2p} (°C) прорачунска температура околног ваздуха;
- $t_{v,sr}$ (°C) средња максимална температура у току најтоплијег месеца у години за последњих десет година;
- $t_{v,max}$ (°C) максимална температура ваздуха за последњих десет година.

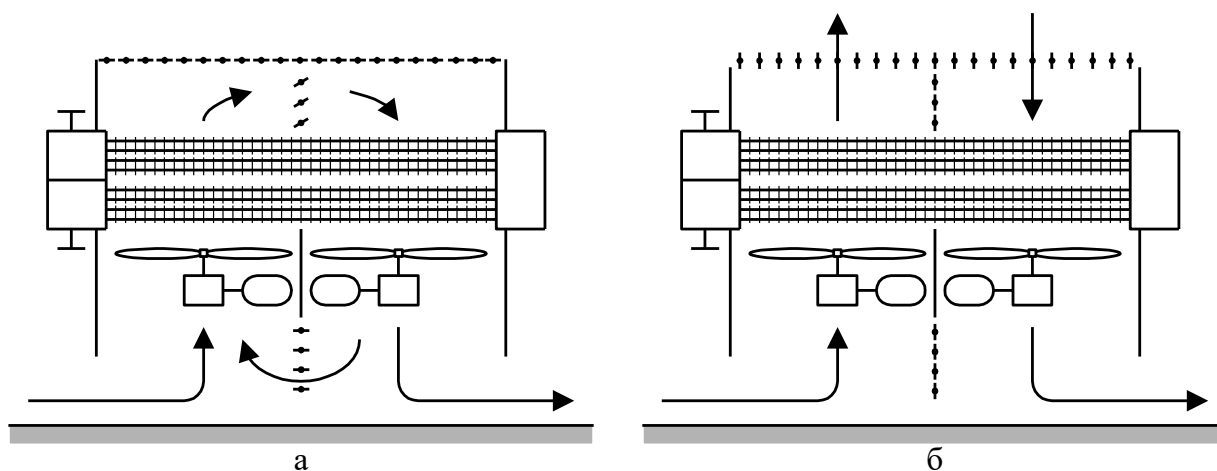
Прорачунска температура ваздуха за нашу земљу уобичајено износи између 30 °C и 35 °C.

Температура ваздуха на излазу из апарата често је условљена температуром процесног флуида на излазу из апарата. Препорука је да минимална разлика температура (разлика температуре процесног флуида на излазу из апарата и температуре ваздуха на излазу из апарата) буде већа од 8÷14 °C.

Топлотна снага апарата се смањује у односу на прорачунску када је температура околног ваздуха виша од усвојене прорачунске температуре. Тада апарат ради смањеним капацитетом, то јест у нерегуларном режиму. У том случају захтевана топлотна снага

може се достићи уколико се цевни сноп кваси водом. Услед испаравања воде повећава се могућност хлађења процесног флуида. Могуће је уградити и комору за припрему ваздуха у којој се влажи околни ваздух убризгавањем воде распршене у капљице, чиме се постиже снижавање температуре ваздуха на улазу у размењивач топлоте. И у једном и у другом случају препоручује се коришћење деминерализоване воде, како не би дошло до формирања наслагe воденог каменца.

Постоји и могућност промене протока ваздуха изменом броја обртаја вентилаторског кола или променом угла лопатица и то представља још једну опцију за побољшање рада апарата у летњем режиму рада. Оваква корекција протока може се спроводити само у уским границама. Понекад је сврсисходније предвидети вршне вентилаторе, који би радили само у периоду повећаног оптерећења, или погонски мотор са две брзине обртања. Када је температура околног ваздуха ниска, може доћи до мржњења (стињавања) процесног (топлијег) флуида у цевима на хладном крају апарата. До те појаве долази услед повећане температурске разлике топлијег флуида на излазу и хладнијег флуида на улазу у размењивач топлоте. Неопходно је предвидети могућност загревања улазног ваздуха преко оребрених цеви у којима се, на пример, кондензује водена пара, а за флуиде који су склони оваквим појавама. Постоји и могућност делимичне рецикулације излазног ваздуха. Ова опција приказана је на слици 3.11.



Слика 3.11 Размењивач топлоте са могућношћу делимичне рецикулације ваздуха: а – рецикулација ваздуха при ниским спољашњим температурама; б – без рецикулације при вишим спољашњим температурама.

Температура ваздуха на излазу из апарата условљена је и температуром процесног флуида на излазу из размењивача. Велики број литературних извора препоручује обавезну примену ваздушног хлађења уколико је $t_{1k} - t_{2k} > 25^{\circ}\text{C}$, то јест када је $t_{2k} > 65^{\circ}\text{C}$. Ваздушно хлађење би требало избегавати када је $t_{1k} - t_{2k} < 8^{\circ}\text{C}$, то јест $t_{1k} < 50^{\circ}\text{C}$. Уколико је температурска разлика $t_{1k} - t_{2k} = 10 \div 25^{\circ}\text{C}$, применом техно – економске анализе неопходно је доказати оправданост примене ваздушног хлађења.

Излазна температура ваздуха зависи и од фактора попут система за подмазивање лежајева и материјала од којих се израђују лопатице вентилатора. Ова температура обично је ограничена на 100°C . Температура ваздуха на излазу из размењивача се у прелиминарним прорачунима (са одступањима $\pm 25\%$) може одредити помоћу једначине [10]:

$$t_{2k} = t_{2p} + \psi \cdot k \cdot (t_{1sr} - t_{2p}) \quad (3.7)$$

где је корекциони фактор

$$\psi = 0,00071 + 0,000035 \cdot (t_{1p} - t_{1k})^{0,45} \quad (3.8)$$

Коефицијент пролаза топлоте k ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$) усваја се на основу података из табела 3.4 и 3.5.

Табела 3.4 Оријентационе вредности коефицијента пролаза топлоте за размењиваче топлоте са оребреним цевима при хлађењу пара и гасова који струје кроз међуцевни простор

Топлији флуид	Напритисак, bar				
	0,7	3,5	7	21	35
Лаки угљоводоници	85 ÷ 110	170 ÷ 200	250 ÷ 280	370 ÷ 400	400 ÷ 430
Средњи угљоводоници и органски растварачи	85 ÷ 110	200 ÷ 230	250 ÷ 280	370 ÷ 400	400 ÷ 430
Лаке неорганске паре	55 ÷ 85	85 ÷ 110	170 ÷ 200	220 ÷ 280	280 ÷ 310
Ваздух	45 ÷ 55	85 ÷ 110	140 ÷ 170	220 ÷ 260	250 ÷ 280
Амонијак	55 ÷ 85	85 ÷ 110	170 ÷ 200	250 ÷ 280	280 ÷ 310
Водена пара	55 ÷ 85	85 ÷ 110	140 ÷ 170	250 ÷ 280	310 ÷ 340
Водоник	110 ÷ 170	250 ÷ 280	370 ÷ 400	480 ÷ 540	540 ÷ 570

Када се одреде температуре ваздуха, могуће је одредити и масени проток ваздуха

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}}{c_{p2} \cdot (t_{2k} - t_{2p})} \quad (3.9)$$

После избора броја редова цеви могу се одредити и основне димензије апарата, а на крају и његова цена.

3.3 ТОПЛОТНИ ПАРАМЕТРИ ВАЗДУШНИХ ХЛАДЊАКА

Код ваздушних хладњака примењује се модел каналисаног струјања кроз цеви размењивача и модел каналисаног струјања са стране међуцевног простора. Постоји веома велики број комбинација броја пролаза и броја цеви по једном пролазу, па се може закључити да не постоји јединствена процедура која даје имплицитну или експлицитну везу топлотних параметара. То значи да се за сваки случај посебно морају пронаћи одговарајуће једначине.

4 ТЕОРИЈА СЛИЧНОСТИ

Теорија сличности је нашла широку примену у инжењерској пракси. Једноставни примери теорије сличности су свима познати. Сличност троуглова се, на пример, може применити за одређивање карактеристичних димензија објеката без непосредног мерења дужина. Теорија сличности изузетно је значајна за решавање проблема везаних за струјање флуида и транспорт топлоте и супстанције. Суштина примене теорије сличности састоји се у томе да се пронађе решење конкретног проблема на основу постојећих сазнања проверених у пракси.

Теорија сличности представља основу за прорачунавање коефицијента отпора струјању и коефицијента прелаза топлоте код размењивача топлоте са оребреним цевима. Теорија сличности ће овде бити приказана у краћем прегледу на основу [17].

4.1 СЛИЧНОСТ ФИЗИЧКИХ ПОЈАВА

За неке процесе кажемо да су слични уколико се одвијају у физички сличним објектима и имају исту физичку природу. Овакви процеси припадају истој класи појаве. Припадност истој класи појаве заправо значи да се механизми ових појава описују једначинама или системом једначина које су идентичне по форми и садржају. Тако можемо да разматрамо сличност кретања, размене топлоте, размене супстанције, сличност струјања и тако даље. Дефинисани су критеријуми који морају бити испуњени да би се могла разматрати сличност физичких појава:

- геометријска сличност система у којима се појаве одвијају је обавезна претпоставка за сличност физичких појава;
- при посматрању сличних појава могу да се упоређују истородне физичке величине у одговарајућем временском тренутку и у одговарајућим тачкама простора;
- сличност физичких величина подразумева сличност свих истоимених физичких величина које карактеришу посматране појаве. Слична поља истоимених физичких величина су поља која се разликују једино по размери. Сличност физичких величина подразумева и сличност поља тих величина.

Физичке величине које имају исти физички смисао и димензије називамо истородним физичким величинама. Тачке a и b називамо одговарајућим тачкама простора уколико су

то тачке у два система који се пореде и чије координате задовољавају услове геометријске сличности.

Коефицијент K_l називамо коефицијентом геометријске сличности:

$$K_l = \frac{z_1^b}{z_1^a} = \frac{z_2^b}{z_2^a} = \frac{z_3^b}{z_3^a} \quad (4.1)$$

Уколико упоређујемо два система, одвијање физичке појаве у времену не мора да буде једнако, али је за сличност појава неопходно да временски интервали τ^a и τ^b мерени од почетка процеса задовољавају једначину

$$K_\tau = \frac{\tau^b}{\tau^a} \quad (4.2)$$

K_τ је коефицијент хомохроности. Појаве се синхроно одигравају када је $K_\tau = 1$.

Поред дефинисања коефицијента геометријске сличности и коефицијента хомохроности, то јест услова који су постављени једначинама (4.1) и (4.2), мора бити испуњен и следећи услов:

$$K_u = \frac{u^b}{u^a} \quad (4.3)$$

За било коју физичку величину u . Коефицијент K_u називамо коефицијент сличности.

Коефицијенти сличности се не могу произвољно формирати. За њих су утврђена одређена својства, као и правила њиховог формирања.

Уколико је посматрана величина вектор, на пример брзина \vec{w} , са компонентама w_{z_1} , w_{z_2} и w_{z_3} , онда мора бити испуњен услов

$$K_w = \frac{\vec{w}^b}{\vec{w}^a} = \frac{w_{z_1}^b}{w_{z_1}^a} = \frac{w_{z_2}^b}{w_{z_2}^a} = \frac{w_{z_3}^b}{w_{z_3}^a} \quad (4.4)$$

Уколико се у два посматрана система формирају разлике величине u_i , онда важи

$$K_u = \frac{u^b}{u^a} = \frac{\Delta u^b}{\Delta u^a} = \frac{du^b}{du^a} \quad (4.5)$$

Некада се уместо физичких величина могу посматрати и њихове промене у односу на друге величине. Примери за то су време, координата и тако даље. За промену $\partial u / \partial z$ за два посматрана система ће бити $\partial u^a / \partial z^a$ и $\partial u^b / \partial z^b$. Уколико постоје коефицијенти сличности

$$K_u = \frac{u_b}{u_a} \quad (4.6)$$

и

$$K_l = \frac{z^b}{z^a} \quad (4.7)$$

веза између ова два диференцијала износи

$$\frac{\partial u^b}{\partial z^b} = \frac{K_u}{K_l} \cdot \frac{\partial u^a}{\partial z^a} \quad (4.8)$$

За други извод важи

$$\frac{\partial^2 u^b}{(\partial z^b)^2} = \frac{K_u}{K_l^2} \cdot \frac{\partial^2 u^a}{(\partial z^a)^2} \quad (4.9)$$

Уколико једну класу појава опишемо једначином општег облика

$$F(u_1, u_2, \dots, u_n) = 0 \quad (4.10)$$

Физичке величине помоћу којих описујемо посматрану класу појава означене су са u_1, u_2, \dots, u_n . Посматрана класа појава, на пример, може бити температура, притисак, брзина, време и слично.

За две сличне појаве у оквиру једне класе појава, формирају се два система једначина

$$\left. \begin{aligned} F(u_1^a, u_2^a, \dots, u_n^a) &= 0 \\ F(u_1^b, u_2^b, \dots, u_n^b) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.11)$$

Преко коефицијента сличности дефинише се сличност две физичке величине

$$K_{u_i} = \frac{u_i^b}{u_i^a} \quad \text{за } i = 1, 2, \dots, n \quad (4.12)$$

Закључак је да се коефицијенти сличности не могу бирати произвољно, већ између њих мора да постоји једнозначно утврђена веза. Систем једначина (4.11) се коришћењем израза (4.12) може написати у облику

$$\left. \begin{aligned} F(u_1^a, u_2^a, \dots, u_n^a) &= 0 \\ F(K_{u_1} \cdot u_1^a, K_{u_2} \cdot u_2^a, \dots, K_{u_n} \cdot u_n^a) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.13)$$

Функционална веза између коефицијената сличности утврђује се посебно за сваки постављени систем једначина.

4.2 ТЕОРЕМЕ ТЕОРИЈЕ СЛИЧНОСТИ

Без примене теорије сличности није могуће уопштавати закључке обављених експеримената. Када се обавља неки експеримент, мора се тачно знати које величине је потребно измерити, како обрадити резултате мерења и на које појаве се добијени резултати могу применити, ради уопштавања закључака. Постоје три теореме које чине основу теорије сличности.

Већ је закључено да се коефицијенти сличности не могу бирати произвољно. Уколико појаве јесу сличне, онда између коефицијената сличности постоје зависности које лимитирају произвољност њиховог избора. Бездимензионални бројеви који су састављени од величина које карактеришу одређену класу појава називају се критеријуми сличности. Критеријуми сличности имају физички смисао.

4.2.1 Прва теорема теорије сличности

Прва теорема сличности гласи да су истоимени критеријуми сличности у сличним појавама једнаки.

У случају када се диференцијалне једначине не могу решити у затвореном облику, могућност одређивања критеријума сличности на основу њих је од изузетне важности.

4.2.2 Друга теорема теорије сличности

Друга теорема теорије сличности гласи да се интеграл диференцијалне једначине или система диференцијалних једначина може изразити у зависности од критеријума сличности који се на основу њих добијају.

Интеграцијом диференцијалних једначина не могу се добити нови критеријуми сличности, нити могу нестати стари критеријуми који су добијени на основу тих диференцијалних једначина.

4.2.3 Трећа теорема сличности

Трећа теорема сличности гласи да су сличне појаве код којих је испуњено да имају једнаку физичку природу, да се одвијају у геометријски сличним системима и да су гранични услови (услови на граници система) једнаки.

Критеријуми сличности који произилазе из ових услова имају једнаке бројчане вредности. Циљ експерименталног испитивања неке појаве је уопштавање те појаве на одређену класу појава. То уопштавање мора бити извршено на основу ставова који произилазе из три теореме сличности:

- у експерименту се одређују све величине које су садржане у критеријумима сличности за дату појаву (произилази из прве теореме сличности);
- резултати експеримента приказују се помоћу критеријума сличности, а зависност између њих представљена је у облику критеријалних једначина (произилази из друге теореме сличности);

могуће је уопштавање добијених критеријалних једначина за све појаве које су сличне испитаним, то јест за све појаве које припадају истој класи (у складу са трећом теоремом сличности).

4.3 КРИТЕРИЈУМИ СЛИЧНОСТИ И КРИТЕРИЈАЛНЕ ЈЕДНАЧИНЕ ЗА РАЗМЕНУ ТОПЛОТЕ

Уколико се подразумева да су испуњени услови геометријске и кинематске сличности, топлотна сличност подразумева слична температурска поља, као последице сличних услова размене топлоте у два система.

Уколико до размене топлоте долази при струјању флуида, онда температурско поље зависи и од брзинског поља, па се за хомоген вискозни нестишљив флуид (занемарујући постојање топлотног извора/понора и топлоте трења), може показати да једначина енергије има облик

$$\frac{DT}{d\tau} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial z_1^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z_2^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z_3^2} \right) \quad (4.14)$$

где су:

- T (К) апсолутна температура;
- a (m²/s) топлотна дифузивност.

Топлотна дифузивност је

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad (4.15)$$

При струјању флуида се за анализу процеса размене топлоте користе флуидодинамички индикатори сличности. Из једначине енергије произилази нови критеријум сличности (однос коефицијената топлотне проводљивости)

$$K_a = \frac{a^b}{a^a} \quad (4.16)$$

Сличност температурских поља изражава се помоћу коефицијента сличности

$$K_T = \frac{T^b}{T^a} \quad (4.17)$$

Из једначине енергије произилази

$$\frac{K_T}{K_\tau} = \frac{K_w \cdot K_T}{K_l} = \frac{K_a \cdot K_T}{K_l^2} \quad (4.18)$$

Сада се може формирати Пеклеов број који представља однос између интензитета конвективног и молекуларног транспорта топлоте

$$Pe = \frac{w \cdot l}{a} = const \quad (4.19)$$

Прантлов број је количник Пеклеовог и Рејнолдсовог броја

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu \cdot \tilde{c}_p}{\lambda} \quad (4.20)$$

Прелаз топлоте на граници фаза описује се граничним условом

$$q = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=0} = \alpha \cdot \Delta T \quad (4.21)$$

где су:

- ΔT (K) разлика температура флуида на граници фаза и у зони непо ремећеног струјања;
- α (W/(m² · K)) коефицијент прелаза топлоте.

Овај гранични услов значи да је количина топлоте која се размењује између флуида и граничне површине једнака количини топлоте која се размени молекуларним путем кроз топлотни гранични слој.

Уколико се за појаву прелаза топлоте уведе коефицијент сличности коефицијената топлотне проводности

$$K_\lambda = \frac{\lambda^b}{\lambda^a} \quad (4.22)$$

добивамо индикатор сличности

$$\frac{K_\lambda \cdot K_T}{K_l} = K_\alpha \cdot K_T \quad (4.23)$$

За овај индикатор сличности следи Нуселтов број који карактерише интензитет преноса топлоте на граници између чврстог тела и флуида

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = \text{const} \quad (4.24)$$

Интензитет размењене топлоте зависи од температурског и струјног поља у систему, па за ову појаву важи општа критеријална једначина

$$\text{Nu} = \text{Nu}[\text{Fr}; \text{Re}; \text{Pr}; (\text{Pe}); \dots] \quad (4.25)$$

Некада се у литератури уместо Нуселтовог броја користи Стентонов број, који представља однос Нуселтовог и Пеклеовог броја

$$\text{St} = \frac{\text{Nu}}{\text{Pe}} = \frac{\alpha}{\tilde{c}_p \cdot \tilde{\rho} \cdot w} \quad (4.26)$$

Стентонов број заправо представља однос између топлотног флука који се размени између флуида и граничне површине и количине топлоте која би се добила када би флуид променио температуру од оне коју има у зони непоремећеног струјања до температуре на граници између фаза.

Уместо Нуселтовог броја у англосаксонској литератури се користи j_H фактор.

$$j_H = \text{St} \cdot \text{Pr}^{2/3} \quad (4.27)$$

Из ове једначине следи релација Нуселтовог броја и j_H фактора

$$\text{Nu} = j_H \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (4.28)$$

4.4 КРИТЕРИЈУМИ СЛИЧНОСТИ И КРИТЕРИЈАЛНЕ ЈЕДНАЧИНЕ ПРИ ТРАНСПОРТУ КОЛИЧИНЕ КРЕТАЊА

Геометријска сличност система који се разматрају подразумева сличне услове на граници система у оквиру кога се одвија струјање. Она је значајна за транспорт количине кретања, топлоте и супстанције.

Да би се две појаве у два система сматрале сличним неопходан услов је и кинематска сличност, поред геометријске сличности. Кинематска сличност подразумева сличност брзине и убрзања. Да би постојала кинематска сличност мора постојати и динамичка сличност која подразумева сличност сила које доводе до струјања флуида. Динамичка сличност се назива и флуидодинамичка сличност.

Једначине струјања вискозног нестишљивог флуида у пољу конзервативних сила при ламинарном току у Декартовом координатном систему (осе z_1, z_2, z_3) гласе

$$\frac{Dw_{z_i}}{d\tau} = -g_{z_i} - \frac{1}{\tilde{\rho}} \cdot \frac{\partial p}{\partial z_i} \cdot \left(\frac{\partial^2 w_{z_i}}{\partial z_1^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}}{\partial z_2^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}}{\partial z_3^2} \right) \quad (4.29)$$

за $i = 1, 2, 3$

где су:

- p (Pa) статички притисак;
- w_z (m/s) компоненте вектора брзине у правцу осе z_i .

Једначина континуитета допуњује флуидодинамичко стање у систему. У општем облику једначина континуитета изгледа овако

$$\frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tau} + \frac{\partial(\tilde{\rho} \cdot w_{z_1})}{\partial z_1} + \frac{\partial(\tilde{\rho} \cdot w_{z_2})}{\partial z_2} + \frac{\partial(\tilde{\rho} \cdot w_{z_3})}{\partial z_3} = 0 \quad (4.30)$$

Навије – Стоксове једначине (једначине струјања флуида) за појаве a и b гласе

$$\frac{Dw_{z_i}^a}{d\tau^a} = -g_{z_i}^a - \frac{1}{\tilde{\rho}^a} \cdot \frac{\partial p^a}{\partial z_i^a} + \nu^a \cdot \left[\frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_1^a)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_2^a)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_3^a)^2} \right] \quad (4.31)$$

$$\frac{Dw_{z_i}^b}{d\tau^b} = -g_{z_i}^b - \frac{1}{\tilde{\rho}^b} \cdot \frac{\partial p^b}{\partial z_i^b} + \nu^b \cdot \left[\frac{\partial^2 w_{z_i}^b}{(\partial z_1^b)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^b}{(\partial z_2^b)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^b}{(\partial z_3^b)^2} \right] \quad (4.32)$$

Сада се уводе одговарајући коефицијенти сличности за појаве a и b у облику

$$K_l = \frac{z_i^b}{z_i^a} \quad (4.33)$$

$$K_w = \frac{\bar{w}^b}{\bar{w}^a} = \frac{w_{z_i}^b}{w_{z_i}^a} \quad (4.34)$$

$$K_\tau = \frac{\tau^b}{\tau^a} \quad (4.35)$$

$$K_{\tilde{\rho}} = \frac{\tilde{\rho}^b}{\tilde{\rho}^a} \quad (4.36)$$

$$K_p = \frac{p^b}{p^a} \quad (4.37)$$

$$K_g = \frac{g_{z_i}^b}{g_{z_i}^a} \quad (4.38)$$

$$K_v = \frac{v^b}{v^a} \quad (4.39)$$

На крају се добија Навије-Стоксова једначина за појаву b

$$\begin{aligned} & \frac{K_w}{K_\tau} \cdot \frac{\partial w_{z_i}^a}{\partial \tau^a} + \frac{K_w^2}{K_l} \cdot \left[\frac{\partial w_{z_i}^a}{\partial z_1^a} \cdot w_{z_1}^a + \frac{\partial w_{z_i}^a}{\partial z_2^a} \cdot w_{z_2}^a + \frac{\partial w_{z_i}^a}{\partial z_3^a} \cdot w_{z_3}^a \right] = \\ & = -K_g \cdot g_{z_i}^a - \frac{K_p}{K_{\tilde{\rho}} \cdot K_l} \cdot \frac{1}{\tilde{\rho}^a} \cdot \frac{\partial p^a}{\partial z_i^a} + \frac{K_v \cdot K_w}{K_l^2} \cdot v^a \cdot \left[\frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_1^a)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_2^a)^2} + \frac{\partial^2 w_{z_i}^a}{(\partial z_3^a)^2} \right] \end{aligned} \quad (4.40)$$

Константе у овој парцијалној диференцијалној једначини морају бити међусобно једнаке како би описане појаве припадале истој класи, то јест

$$\frac{K_w}{K_\tau} = \frac{K_w^2}{K_l} = K_g = \frac{K_p}{K_{\tilde{\rho}} \cdot K_l} = \frac{K_v \cdot K_w}{K_l^2} \quad (4.41)$$

Из изложених релација могу се извести и следећи критеријални бројеви:

- Фрудов број који дефинише однос између инерцијалних сила у систему и гравитационе силе

$$Fr = \frac{(w^a)^2}{g^a \cdot l^a} = \frac{(w^b)^2}{g^b \cdot l^b} = \frac{w^2}{g \cdot l} = const \quad (4.42)$$

- Рејнолдсов број који дефинише однос између инерцијалних сила и сила вискозног трења

$$Re = \frac{w^a \cdot l^a}{v^a} = \frac{w^b \cdot l^b}{v^b} = \frac{w \cdot l}{v} = const \quad (4.43)$$

- Ојлеров број који дефинише однос између промене статичког и динамичког притиска. Статички притисак представља отпор струјању флуида у систему

$$Eu = \frac{\Delta p^a}{\tilde{\rho}^a \cdot (w^a)^2} = \frac{\Delta p^b}{\tilde{\rho}^b \cdot (w^b)^2} = \frac{\Delta p}{\tilde{\rho} \cdot w^2} = const \quad (4.44)$$

Из овога произилази да у флуидодинамички сличним системима у свакој тачки система критеријуми сличности имају једнаке бројчане вредности, тј. може се дефинисати општа критеријална једначина у облику

$$Eu = Eu(Fr; Re) \quad (4.45)$$

Ова општа критеријална једначина важи у случају принудног струјања течности за које се може одредити карактеристична брзина флуида w .

4.5 АНАЛОГИЈА ПРЕНОСА ТОПЛОТЕ И ПРЕНОСА КОЛИЧИНЕ КРЕТАЊА

Тангенцијални напон на граници фаза опсује се граничним условом. Тај гранични услов представља Њутнов закон вискозног трења

$$\sigma = -\mu \cdot \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)_{z=0} \quad (4.46)$$

где су:

- Δw (m/s) разлика брзине флуида у зони непо ремећености и на граници фаза;
- ξ коефицијент отпора струјању.

Једначина (4.46) по облику је слична једначини (4.21), што иницира размишљање о могућем успостављању релације између коефицијента трења и коефицијента прелаза топлоте. Успостављање такве релације омогућило би да се резултати истраживања брзинског поља могу искористити за предвиђање температурског поља и обрнуто.

Чилтон – Колбурнова и Рејнолдсова аналогија се баве овим проблемом, а на овом месту ће бити изложене како је приказано у [18].

4.5.1 Рејнолдсова аналогија

Озборн Рејнолдс је први, још 1874. године, уочио сличност између преноса топлоте и преноса количине кретања. Идеја ове анализе је да покаже да математички слични процеси (који немају сличну физичку природу), могу да се опишу аналогним математичким изразима.

Пренос количине кретања се, у случају турбулентног струјања, дефинише помоћу турбулентне вискозности

$$\sigma = -(\nu + E_\nu) \cdot \rho \cdot \frac{dw}{dz} \quad (4.47)$$

где су:

- σ (N/m²) тангенцијални напон;
- w (m/s) брзина струјања флуида;
- E_ν (m²/s) турбулентна кинематска вискозност;
- z (m) координата.

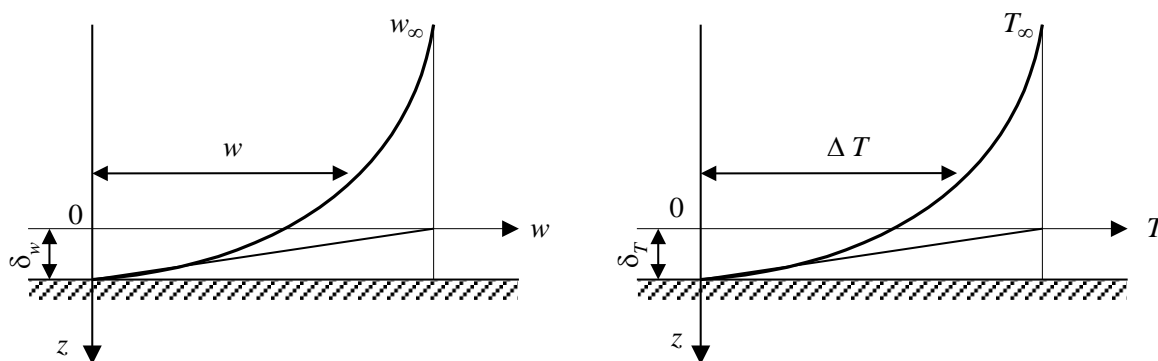
Турбулентна температурска проводност се, по аналогији са (4.15) уводи у израз за пренос топлоте

$$\dot{q} = -(a + E_a) \cdot \rho \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dz} \quad (4.48)$$

где су:

- \dot{q} (W/m^2) специфични топлотни флуks;
- E_a (m^2/s) турбулентна топлотна дифузивност.

Промена брзине и температуре у случају струјања флуида преко чврсте граничне површине, приказани су на слици 4.1.



Слика 4.1 Промена брзине струјања и температуре у складу са филмском теоријом

Температура се мења од T_i до T_∞ , а брзина струјања флуида од $w_i = 0$ на граници са чврстим зидом, до w_∞ у зони непо ремећеног струјања (основној маси флуида).

Сви отпори транспорту топлоте, транспорту количине кретања и транспорту супстанције су, према филмској теорији, концентрисани у слоју (филму) флуида одговарајуће дебљине. Ефективна дебљина динамичког слоја означава се са δ_w и односи се на транспорт количине кретања. Ефективна дебљина температурског слоја означава се са δ_T и односи се на транспорт топлоте.

Транспорт кроз слој (филм) обавља се молекуларним путем, па се једначине (4.47) и (4.48) могу упростити

$$\sigma = -\mu \cdot \frac{dw}{dz} \quad (4.49)$$

и

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dz} \quad (4.50)$$

Тангенцијални напон на граници флуид – зид у случају преноса количине кретања износи

$$\sigma_i = -\mu \cdot \left(\frac{dw}{dz} \right)_{z=\delta_w} \quad (4.51)$$

Градијент брзине на граници флуид – зид (водећи рачуна да је $w_i = 0$) у складу са филмском теоријом је

$$\left(\frac{dw}{dz} \right)_{z=\delta_w} = \frac{w_\infty - 0}{0 - \delta_w} = -\frac{w_\infty}{\delta_w} \quad (4.52)$$

произилази да је

$$\sigma_i = \mu \cdot \frac{w_\infty}{\delta_w} \quad (4.53)$$

Аналогно, за пренос топлоте је

$$\dot{q}_i = -\lambda \cdot \left(\frac{dT}{dz} \right)_{z=\delta_T} \quad (4.54)$$

у складу са филмском теоријом следи

$$\left(\frac{dT}{dz} \right)_{z=\delta_T} = \frac{T_\infty - T_i}{0 - \delta_T} = -\frac{T_\infty - T_i}{\delta_T} \quad (4.55)$$

специфични топлотни флуks на граници флуид -зид онда је

$$\dot{q}_i = \lambda \cdot \frac{T_\infty - T_i}{\delta_T} \quad (4.56)$$

Математичка сличност између једначина (4.53) и (4.56) је очигледна. Уколико су испуњени услови дефинисани трећом теоремом сличности (да се размена одвија при струјању флуида у геометријски једнаким условима уз аналогне граничне услове), онда се информације о једном феномену могу применити на други феномен.

Ако је тако, добија се

$$\frac{\sigma_i}{\dot{q}_i} = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{w_\infty}{T_\infty - T_i} \cdot \frac{\delta_T}{\delta_w} \quad (4.57)$$

Уколико посматрамо струјање некомп्रेसибилног флуида кроз глатку цев, према Вајбаху пад притиска при струјању флуида износи

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{L}{d_u} \cdot \frac{\rho \cdot w_m^2}{2} \quad (4.58)$$

где су:

- w_m (m/s) средња брзина струјања флуида кроз цев;
- L (m) дужина цеви;
- ζ коефицијент трења;
- d_u (m) унутрашњи пречник цеви.

Пад притиска при струјању некомп्रेसибилног флуида кроз глатку цев изазван је тангенцијалним напонима на граници флуида и зида

$$\Delta p = \frac{\sigma_i \cdot d_u \cdot \pi \cdot L}{\frac{d_u^2 \cdot \pi}{4}} \quad (4.59)$$

и онда се добија

$$\sigma_i = \frac{\zeta}{8} \cdot \rho \cdot w_m^2 \quad (4.60)$$

Ефективна дебљина динамичког слоја је мала у односу на струјни пресек, па се у случају турбулентног струјања флуида кроз цев може сматрати да је

$$w_m = w_\infty \quad (4.61)$$

и онда се добија

$$\sigma_i = \frac{\zeta}{8} \cdot \rho \cdot w_\infty^2 \quad (4.62)$$

а специфични топлотни флукс је

$$\dot{q}_i = \alpha \cdot (T_\infty - T_i) \quad (4.63)$$

За аналогију преноса супстанције и преноса количине кретања добија се

$$\frac{\sigma_i}{\dot{q}_i} = \frac{\frac{\zeta}{8} \cdot \rho \cdot w_\infty^2}{\alpha \cdot (T_\infty - T_i)} = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{w_\infty}{T_\infty - T_i} \cdot \frac{\delta_T}{\delta_w} \quad (4.64)$$

у бездимензионалном облику

$$\text{Nu} = \frac{\zeta}{8} \cdot \text{Re} \cdot \frac{\delta_w}{\delta_T} \quad (4.65)$$

где су:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad (4.66)$$

и

$$\text{Re} = \frac{w_m \cdot d \cdot \rho}{\mu} \quad (4.67)$$

Уколико постоји аналогија између ове две појаве и ако је температура на граници $T_i = const$, онда постоји и коефицијент сразмере за ове, математички сличне, транспортне појаве

$$k = \frac{T - T_i}{w} \quad (4.68)$$

Уз то, једначине транспорта топлоте и количине кретања морају бити идентичне:

$$\frac{Dw}{d\tau} = \nu \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \quad (4.69)$$

$$\frac{D(T - T_i)}{d\tau} = a \cdot \frac{\partial^2 (T - T_i)}{\partial z^2} \quad (4.70)$$

Када се у (4.70) замени израз из (4.68) добија се

$$k \cdot \frac{Dw}{d\tau} = k \cdot a \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \quad (4.71)$$

Одавде произилази да је

$$\nu = a \quad (4.72)$$

То значи да је Прантлов број једнак јединици

$$Pr = \frac{\nu}{a} = 1 \quad (4.73)$$

Када се узму у обзир основна правила теорије сличности и коефицијент сразмере

$$k = \frac{\frac{d(T - T_i)}{dz}}{\frac{dw}{dz}} \quad (4.74)$$

то јест

$$k = \frac{\left[\frac{d(T - T_i)}{dz} \right]_{z=\delta_T}}{\left[\frac{dw}{dz} \right]_{z=\delta_w}} = \frac{-\frac{T_\infty - T_i}{\delta_T}}{-\frac{w_\infty}{\delta_w}} \quad (4.75)$$

и

$$k = \frac{T_\infty - T_i}{w_\infty} \cdot \frac{\delta_w}{\delta_T} \quad (4.76)$$

Одавде произилази

$$\frac{\delta_w}{\delta_T} = 1 \quad (4.77)$$

то јест

$$\text{Nu} = \frac{\xi}{8} \cdot \text{Re} \quad (4.78)$$

Једначине (4.71) и (4.72) су добијене на основу теорије сличности, док су једначине (4.73) и (4.74) добијене помоћу експерименталних података. Њихово поређење показује добро слагање. Из тога се може закључити да је у неким случајевима могуће користити математичку сличност између појава које имају различиту физичку природу. Такође, на основу познавања једне појаве, нека друга појава се може довољно тачно предвидети. У [18] је приказано да је тачност Рејнолдсове аналогије у вези са применљивошћу теореме минималне продукције ентропије. Рејнолдсова аналогија није веродостојна у домену који је повезан са феноменом хидродинамички неразвијеног струјања.

4.5.2 Чилтон – Колбурнова аналогија

Чилтон и Колбурн су у [18] анализирали доступне експерименталне податке. Дошли су до закључка да се Рејнолдсова аналогија може кориговати за случајеве струјања флуида кроз цеви, попречног наструјавања цеви и струјања преко равне плоче

$$\text{Nu} = \frac{\xi}{8} \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (4.79)$$

На бази експерименталних података за течности и гасове, Чилтон и Колбурн су пружили доказ постојања аналогије у области ламинарног и турбулентног струјања.

Директна последица Чилтон – Колбурнове аналогије је да Прантлов број дефинише однос између ефективне дебљине динамичког филма ($z_{F,w}$) и ефективне дебљине температурског филма ($z_{F,T}$).

$$\frac{z_{F,w}}{z_{F,T}} = \text{Pr}^{1/3} \quad (4.80)$$

У новије време нема много примера потврде Рејнолдсове и Чилтон – Колбурнове аналогије, осим већ изложених феномена. Ипак, једначине објављене у [19] показују да се у области ламинарног струјања флуида преко цевног снопа може применити Чилтон – Колбурнова аналогија.

5 ПРЕЛАЗ ТОПЛОТЕ И ПАД ПРИТИСКА СА СТРАНЕ ФЛУИДА КОЈИ СТРУЈИ КРОЗ ЦЕВИ

Иако се ови размењивачи примењују и као испаривачи или кондензатори, у оквиру овог одељка ће се на овде размотрити само случај струјања без промене фазе, јер је био случај у току експерименталног рада.

Интензитет прелаза топлоте приструјању флуида кроз цеви и пад притиска зависе од Рејнолдсовог броја и релативне храпавости зида цеви Rr .

Рејнолдсов број се изражава једначином:

$$Re = \frac{w \cdot d_u \cdot \rho}{\mu} = \frac{4 \cdot \dot{V} \cdot \rho}{\pi \cdot d_u \cdot \mu} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot d_u \cdot \mu} \quad (5.1)$$

где су:

- w (m/s) средња брзина струјања флуида;
- d_u (m) унутрашњи пречник цеви;
- \dot{V} (m³/s) запремински проток флуида;
- \dot{m} (kg/s) масени проток флуида.

Релативна храпавост приказана је једначином:

$$Rr = \frac{Ar}{d_u} \quad (5.2)$$

где је Ar (m) апсолутна храпавост унутрашње површине цеви.

За вредности Рејнолдсовог броја мање од 2000 струјање у цевима је ламинарно (вискозно). За вредности Рејнолдсовог броја које су веће од 4000, струјање је турбулентно.

Карактеристична геометријска величина у једначинама наведеним у овом одељку је унутрашњи пречник цеви. Својства флуида узимају се за аритметички осредњене температуре.

Коефицијент прелаза топлоте израчунава се према једначини:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_u} \quad (5.3)$$

где су:

- Nu Нуселтов број;
- λ (W/(m·K)) топлотна проводност флуида.

Пад притиска при струјању процесног/енергетског флуида кроз цеви може се израчунати једначином:

$$\Delta p = \Delta p_{tr} + \Delta p_{lok} \quad (5.4)$$

где су:

- Δp_{tr} (Pa) пад притиска услед трења;
- Δp_{lok} (Pa) пад притиска услед локалних отпора.

Пад притиска услед трења при струјању кроз цеви се израчунава помоћу Вајсбахове једначине [20]

$$\Delta p_{tr} = \xi \cdot \frac{L_c}{d_u} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot \frac{1}{\varphi_t} \quad (5.5)$$

5.1. ЛАМИНАРНИ РЕЖИМ СТРУЈАЊА

Постоје два теоријска решења за коефицијент прелаза топлоте у случају термички и хидраулички развијеног ламинарног струјања:

- у случају константне температуре зида $Nu_{fd} = 3,657$;
- када је топлотни флуks кроз зид цеви константан $Nu_{fd} = 4,364$.

Имајући у виду бројне експерименталне резултате може се констатовати да су ове теоријски добијене вредности мање од измерених за случајеве термички и/или хидраулички неразвијеног или развијеног струјања. У [21] се препоручује следећи израз за прорачун прелаза топлоте за вертикалне и хоризонталне цеви у практично целокупној области од инжењерског значаја у опсегу $Re = 3,35 \div 1990$, $Pr = 4,65 \div 12100$, $\mu / \mu_z = 0,0048 \div 11,7$, $Gz = 1,4 \div 6500$

$$Nu = Nu_{fd} + \frac{0,01 \cdot Gz^{1,7}}{1 + 0,01 \cdot Gz^{1,3}} \cdot \varphi_t \quad (5.6)$$

где су:

- Gz, Грецов број

$$Gz = Pe \cdot \frac{d_u}{L_c} \quad (5.7)$$

- Pe, Пеклеов број

$$Pe = Re \cdot Pr \quad (5.8)$$

- Pr, Прантлов број

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (5.9)$$

- c_p (J/(kg·K)), специфични топлотни капацитет флуида при сталном притиску;
- L_c (m) дужина цеви.

Сва својства флуида се усвајају за средњу температуру флуида при протицању кроз цеви. Корекциони фактор који узима у обзир промену температурског профила у струјном пресеку цеви је преузет из [22] у облику

$$\varphi_t = (\mu / \mu_z)^{0,14} \quad (5.10)$$

где је μ_z (Pa·s) динамичка вискозност течности на средњој температури зида t_z (°C), док се за гасове оваква корекција обично не врши. Треба напоменути да се, у случају када је површина за размену топлоте запрљана, уместо $\mu_z(t_z)$ користи динамичка вискозност на температури границе слоја запрљања и флуида $\mu_{gr}(t_{gr})$. Уколико се отпори провођењу топлоте услед запрљања занемарују биће $t_{gr} = t_z$, односно $\mu_{gr} = \mu_z$.

За конкретне случајеве у једначини (5.4) треба користити следеће вредности (R је однос топлотних еквивалената):

- $\text{Nu}_{fd} = 3,657$ када је температура зида приближно константна што су случајеви када је цев опструјавана једнокомпонентним флуидом који кључа ($R \rightarrow \infty$) или се кондензује ($R \rightarrow 0$) на константном притиску
- $\text{Nu}_{fd} = 4,364$ за размењиваче топлоте код којих је $0 < R < \infty$ укључујући и случај константног топлотног флукса када је $R = 1$.

Коефицијент трења ξ зависи од Рејнолдсовог броја и релативне храпавости. За ламинарно струјање, при $\text{Re} \leq 2000$, за израчунавање коефицијента трења користи се Хаген – Поазејева једначина [23], [24]

$$\xi = \frac{64}{\text{Re}} \quad (5.11)$$

5.2 ТУРБУЛЕНТНИ РЕЖИМ СТРУЈАЊА

За прелазни и турбулентни режим струјања (област $\text{Re} = 2000 \div 600 \cdot 10^3$, $\text{Pr} = 0,2 \div 400$) може се користити следећа једначина [25]

$$\text{Nu} = 0,0235 \cdot (\text{Re}^{0,8} - 230) \cdot (1,8 \cdot \text{Pr}^{0,3} - 0,8) \quad (5.12)$$

у којој је карактеристична геометријска величина унутрашњи пречник цеви, карактеристична брзина је средња брзина струјања флуида кроз цев, а својства флуида се усвајају за средњу температуру флуида.

Према [9] се може извршити корекција израчунате вредности Нуселтовог броја множећи га фактором

$$\varphi_t = \begin{cases} (T/T_z)^{0,25} & \text{при загревању гасова} \\ 1 & \text{при хлађењу гасова} \\ (\text{Pr}/\text{Pr}_z)^{0,11} & \text{за течности} \end{cases} \quad (5.13)$$

где су:

- T , К, апсолутна средња температура основне масе флуида;
- T_z , К, апсолутна средња температура зида цеви;
- Pr_z , Прантлов број за флуид на средњој температури зида.

На основу анализе експерименталних података из већег броја извора који покривају опсег $Rr = 0 \div 0,0333$ и $\text{Re} = 4000 \div 35,5 \cdot 10^6$, у [26] се препоручује следећа једначина

$$\xi = \left\{ -1,8 \cdot \log \left[\frac{7,35 - 1200 \cdot Rr^{1,25}}{\text{Re}} + \left(\frac{Rr}{3,15} \right)^{1,15} \right] \right\}^{-2} \quad (5.14)$$

За област критичног режима струјања при $Rr = 0 \div 0,0333$ и $\text{Re} = 2000 \div 4000$ може се користити израз [26]

$$\xi = 0,032 + 0,000052 \cdot (\text{Re} - 2000) \cdot (Rr^{0,8} + 0,089) \quad (5.15)$$

6 ПРЕЛАЗ ТОПЛОТЕ И ПАД ПРИТИСКА СА СТРАНЕ ФЛУИДА КОЈИ СТРУЈИ КРОЗ МЕЋУЦЕВНИ ПРОСТОР ОРЕБРЕНИХ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ СА КОРИДОРНИМ РАСПОРЕДОМ ЦЕВИ

Коефицијент трења (ξ) и коефицијент прелаза топлоте (α , W/(m²·K)) између флуида који струји кроз међуцевни простор размењивача топлоте и оребрене цевне површине за размену топлоте зависи од низа утицајних фактора:

- проток и својства флуида;
- врста и облик ребара;
- распоред цеви;
- геометријских параметара оребрене површине.

Јасно је да је број утицајних фактора на ξ и α велики. Према теорији сличности коефицијент прелаза топлоте се израчунава помоћу Нуселтовог броја (Nu) помоћу једначине чији је општи облик

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = Nu(\text{Re, Pr, геометријски параметри}) \quad (6.1)$$

док је коефицијент трења

$$\xi = \xi(\text{Re, геометријски параметри}) \quad (6.2)$$

где је L (m) карактеристична дужина.

Својства флуида се у свим анализираним литературним изворима усвајају за средњу температуру флуида. Са друге стране, сви остали параметри су у литературним изворима усвајани на различите начине.

До сада је објављен велики број научних и стручних радова који имплементирају експерименталне и нумеричке податке прикупљене за различита конструкциона решења и услове рада размењивача топлоте са оребреним (различити радни флуиди, распореди цеви, различити типови оребрења, број цевних редова, попречни и подужни кораци цеви итд). Експериментална истраживања, која представљају темељ за успостављање процедура за прорачун коефицијента прелаза топлоте и коефицијента трења при попречном опструјавању снопа попречно оребрених цеви, су најчешће употребљена на

начин који оставља сумњу у општост изведених закључака. Наиме, често је поузданост добијених једначина за прорачуне незадовољавајућа, а примена тих једначина ограничена је само на испитиване размењиваче, о чему ће бити речи у овом поглављу.

Пре него што се пређе на разматрања везаних за прелаз топлоте и пад притиска са стране флуида који струји кроз међуцевни простор, што је централна тема ове дисертације, потребно је дефинисати основне параметре међуцевног простора.

6.1 КОЕФИЦИЈЕНТ ПРОЛАЗА ТОПЛОТЕ КОД РЕКУПЕРАТИВНИХ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ

Коефицијент пролаза топлоте је један од важних параметара при анализи размењивача топлоте, јер од њега зависи топлотна снага апарата

$$\dot{Q} = k \cdot S_{rt} \cdot \Delta t_{sr} \quad (6.3)$$

где су:

- k (W/(m²·K)) коефицијент пролаза топлоте;
- S_{rt} (m²) површина за размену топлоте;
- Δt_{sr} (°C) средња температурска разлика.

Код рекуперативних размењивача топлоте се срећу различити облици преграда које раздвајају флуиде (приказано у поглавље 2 ове књиге): цилиндричне или овалне (елипсасте или друге) цеви, равне површине (плоче, ламеле), оребрене површине. То значи да се величина површине за размену топлоте (S_{rt}) може изразити на више начина: када су у питању листасте размењивачи топлоте површина се обично изражава помоћу површине листова (плоча, ламела, итд.), док се код цевастих размењивача површина за размену изражава преко спољашње или унутрашње површине цеви. Референтна површина апарата (S_{ref}) се по правилу изражава преко једне од површина које су у додиру са флуидима. Имајући ово у виду, неопходно да се и референтна вредност коефицијента пролаза топлоте (k_{ref}) сведе на исту референтну површину, што значи да једначина (4.1) добија облик

$$\dot{Q} = k_{ref} \cdot S_{ref} \cdot \Delta t_{sr} \quad (6.4)$$

На површинама које раздвајају флуиде код индустријских размењивача топлоте се успоставља слој талога који се назива задрљање и који битно утиче на перформансе размењивача топлоте. На почетку рада апарата, када су површине за размену топлоте незадрљане (чисте), коефицијент пролаза топлоте има максималну вредност $k_{\tau=0}$, која се

назива коефицијент пролаза топлоте за незапрљан (чист) размењивач. Након довођења апарата у радно стање, услед акумулације талога на површини за размену топлоте, вредност коефицијента пролаза топлоте опада. Талог на површини за размену топлоте ствара додатни отпор пролазу топлоте, који се назива отпором пролазу топлоте услед запрљања. У произвољном временском тренутку τ коефицијент пролаза топлоте се изражава у облику

$$\frac{1}{k_\tau} = \frac{1}{k_{\tau=0}} + R_\tau \quad (6.5)$$

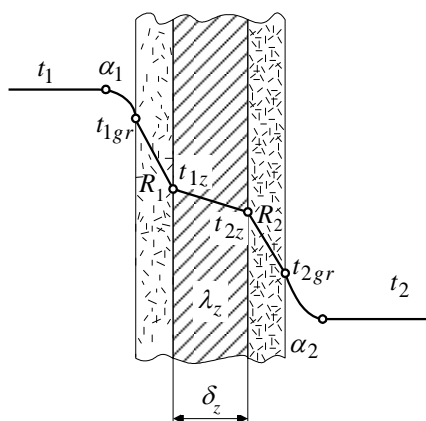
где R_τ ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$) представља збирни отпор провођењу топлоте услед запрљања са стране оба флуида у тренутку τ . Укупни отпор провођењу топлоте услед запрљања се добија као збир отпора провођењу топлоте услед запрљања са стране топлијег (R_1 , $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$) и хладнијег флуида (R_2 , $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$).

6.2 КОЕФИЦИЈЕНТ ПРОЛАЗА ТОПЛОТЕ КАДА СУ ФЛУИДИ РАЗДВОЈЕНИ РАВНОМ ПОВРШИНОМ

Коефицијент пролаза топлоте је реципрочна вредност укупног отпора пролазу топлоте између два медијума. Код рекуперативних размењивача топлоте поред појединачних отпора транспорту топлоте унутар сваког од флуида постоји и отпор транспорту топлоте услед провођења топлоте кроз преграду која раздваја флуиде.

Када флуиде раздваја равна површина температурски профил се шематски може представити на примеру приказаном на слици 4.1: топлији и хладнији флуида су у додиру са непропусном равном површином, при чему се размена топлоте унутар сваког од флуида одвија конвекцијом према филмском моделу, транспорт топлоте се кроз зид одвија кондукцијом, а на граници флуида и чврсте површине се тренутно успоставља равнотежно стање. Температурски профил приказан на слици 4.1 се односи на произвољни попречни пресек стационарног рекуперативног размењивача топлоте. Ознаке температура на слици 4.1 су следеће:

- t_1 и t_2 су температуре у основној маси топлијег односно хладнијег флуида;
- t_{1z} и t_{2z} су температуре преграде са страна топлијег и хладнијег флуида;
- t_{1gr} и t_{2gr} су температуре на површинама слоја запрљања са страна топлијег и хладнијег флуида.



Слика 6.1 Температурски профил за равне површине

Коефицијенти прелаза топлоте са стране топлијег (α_1 , $W/(m^2 \cdot K)$) и хладнијег флуида (α_2 , $W/(m^2 \cdot K)$), као и отпори провођењу топлоте услед запрљања R_1 и R_2 , представљају локалне вредности у посматраном пресеку апарата.

Пролаз топлоте (топлотни флукс) између флуида се дефинише преко следећих механизма транспорта:

- конвективни прелаз топлоте између флуида и површина са којима су у контакту

$$q = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_{1gr}) \quad (6.6)$$

$$q = \alpha_2 \cdot (t_{1gr} - t_2) \quad (6.7)$$

- провођење топлоте кроз преграду (зид)

$$q = R_z \cdot (t_{1z} - t_{2z}) = \frac{\lambda_z}{\delta_z} \cdot (t_{1z} - t_{2z}) \quad (6.8)$$

- провођење топлоте кроз слој запрљања (талога) са стране топлијег и са стране хладнијег флуида

$$q = \frac{1}{R_1} \cdot (t_{1gr} - t_{1z}) \quad (6.9)$$

$$q = \frac{1}{R_2} \cdot (t_{2z} - t_{2gr}) \quad (6.10)$$

где су:

- R_z , $m^2 \cdot K/W$, отпори провођењу топлоте кроз зид;

$$R_z = \frac{\delta_z}{\lambda_z} \quad (6.11)$$

- λ_z , $W/(m \cdot K)$, топлотна проводност зида;
- δ_z , m , дебљина зида.

Систем једначина (6.6) ÷ (6.11) се може записати и у облику

$$\frac{q}{\alpha_1} = t_1 - t_{1gr} \quad (6.12)$$

$$q \cdot R_1 = t_{1gr} - t_{1z} \quad (6.13)$$

$$q \cdot \frac{\delta_z}{\lambda_z} = t_{1z} - t_{2z} \quad (6.14)$$

$$q \cdot R_2 = t_{2z} - t_{2gr} \quad (6.15)$$

$$\frac{q}{\alpha_2} = t_{2gr} - t_2 \quad (6.16)$$

Сабирањем једначина (6.12) ÷ (6.16) добија се

$$q \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_1 + \frac{\delta_z}{\lambda_z} + R_2 + \frac{1}{\alpha_2} \right) = t_1 - t_2 \quad (6.17)$$

Топлотни флукс се може изразити и помоћу коефицијента пролаза топлоте

$$q = k \cdot (t_1 - t_2) \quad (6.18)$$

На основу једначина (6.17) и (6.18) добија се коефицијент пролаза топлоте у облику

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + R_1 + \frac{\delta_z}{\lambda_z} + R_2 + \frac{1}{\alpha_2} \quad (6.19)$$

па се закључује да реципрочна вредност коефицијента пролаза топлоте представља збир појединачних отпора транспорту топлоте између топлијег и хладнијег флуида.

Карактеристичне температуре су:

- температуре површине слоја запрљања у додиру са флуидима

$$t_{1gr} = t_1 - \frac{k}{\alpha_1} \cdot (t_1 - t_2) \quad (6.20)$$

$$t_{2gr} = t_2 + \frac{k}{\alpha_2} \cdot (t_1 - t_2) \quad (6.21)$$

- температуре површина зида

$$t_{1z} = t_1 - \frac{k}{\frac{1}{\alpha_1} + R_1} \cdot (t_1 - t_2) \quad (6.22)$$

$$t_{2z} = t_2 + \frac{k}{\frac{1}{\alpha_2} + R_2} \cdot (t_1 - t_2) \quad (6.23)$$

Отпори провођењу топлоте кроз зид по правилу представљају најмање отпоре транспорту топлоте, па уколико се они занемаре биће $t_z = t_{1z} = t_{2z}$, па се добија

$$\frac{t_1 - t_z}{\frac{1}{\alpha_1} + R_1} = \frac{t_z - t_2}{\frac{1}{\alpha_2} + R_2} \quad (6.24)$$

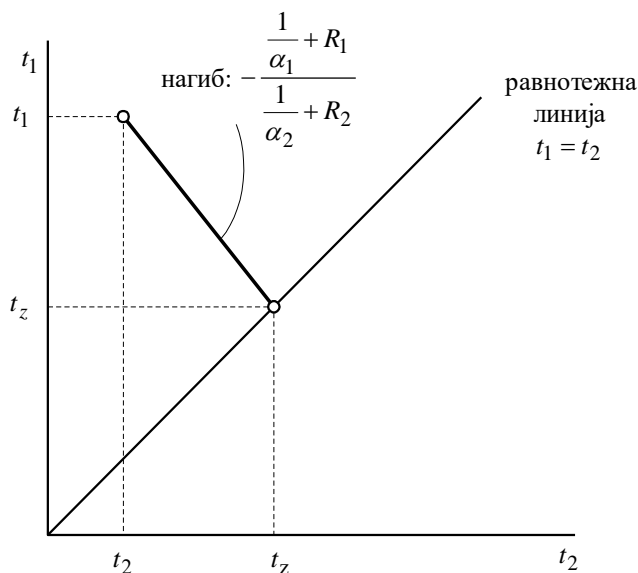
одакле следи температура зида у облику

$$t_z = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{1 + \frac{\frac{1}{\alpha_2} + R_2}{\frac{1}{\alpha_1} + R_1}} \quad (6.25)$$

Уколико се занемари провођење топлоте кроз зид може се наћи нагиб линије која спаја радну тачку система $(t_1; t_2)$ и температуру зида у облику

$$\frac{t_1 - t_z}{t_2 - t_z} = - \frac{\frac{1}{\alpha_1} + R_1}{\frac{1}{\alpha_2} + R_2} \quad (6.26)$$

што је представљено на слици 6.2.



Слика 6.2 Радна тачка и температура зида

Уколико је површина размењивача топлоте чиста (без талоба) тада је $R_1 = R_2 = 0$, па коефицијент пролаза топлоте износи

$$\frac{1}{k_0} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_z}{\lambda_z} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (6.27)$$

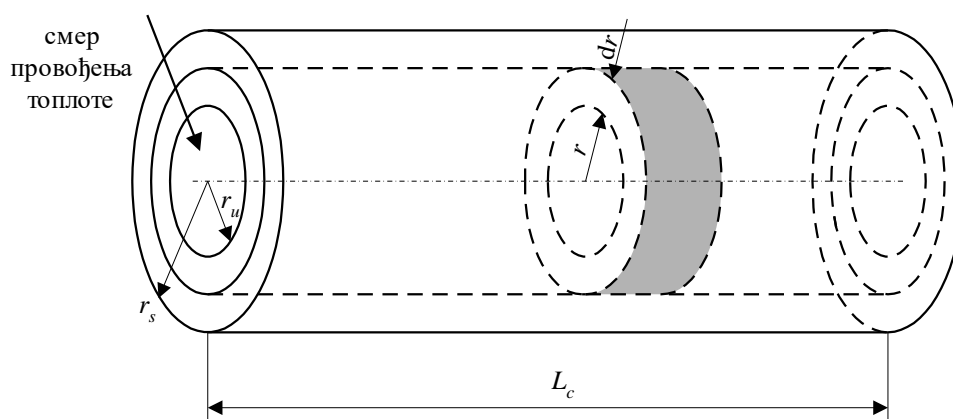
Ако се зид састоји из n слојева, отпори провођењу топлоте кроз зид у изразу (6.11) рачунају се по обрасцу

$$R_z = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_{z,i}} \quad (6.28)$$

где је $\delta_{z,i}$ (m) дебљина i -тог слоја.

6.3 КОЕФИЦИЈЕНТ ПРОЛАЗА ТОПЛОТЕ КАДА СУ ФЛУИДИ РАЗДВОЈЕНИ ЦЕВИМА

Провођење топлоте кроз цилиндричну цев се одвија и у радијалном и у аксијалном правцу. Уколико се занемари провођење у аксијалном правцу, механизам једнодимензијског провођења само радијалном правцу, при стационарним условима, је приказан на слици 6.3, за случај када се топлији флуид налази са спољашње стране цеви, па је смер транспорта топлоте према оси цеви. На основу закона провођења топлоте топлотни флуks износи



Слика 6.3 Провођење топлоте кроз цилиндричну цев

$$q = -\lambda_z \cdot \frac{dt}{dr} \quad (6.29)$$

па пошто је флуks независан од радијуса, добија се

$$\dot{Q} = q \cdot S = -\lambda_z \cdot S \cdot \frac{dt}{dr} \quad (6.30)$$

Температура спољашње површине цеви је t_{1z} , а температура унутрашње површине је t_{2z} , а полупречници унутрашње и спољашње површине цеви су r_u и r_s (одговарајући унутрашњи и спољашњи пречници цеви су d_u и d_s), па се гранични услови дефинишу у облику

$$t = \begin{cases} t_{1z} & \text{за } r = r_s \\ t_{2z} & \text{за } r = r_u \end{cases} \quad (6.31)$$

Површина цилиндра, дужине L_c , на произвољном пречнику је

$$S = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L_c \quad (6.32)$$

а површина унутрашње стране цеви износи

$$S_u = \pi \cdot d_u \cdot L_c \quad (6.33)$$

док је спољашња површина цеви

$$S_s = \pi \cdot d_s \cdot L_c \quad (6.34)$$

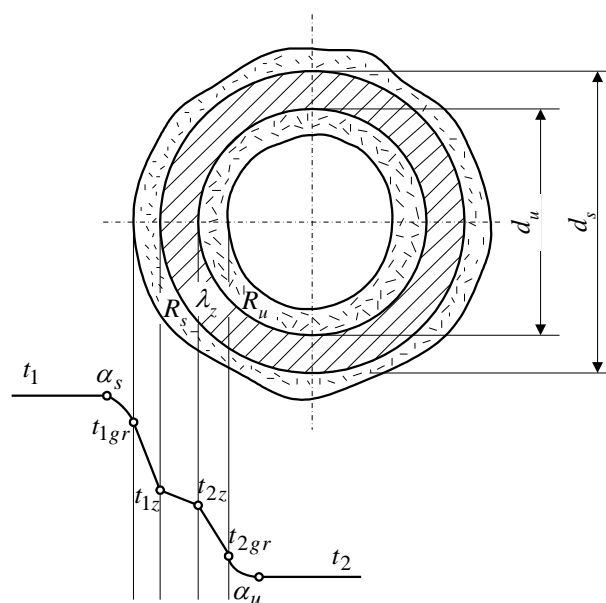
Након уношења (6.32) у (6.30) добија се једначина

$$\frac{\dot{Q}}{2 \cdot \pi \cdot L_c} \cdot \int_{r_u}^{r_s} \frac{dr}{r} = -\lambda_z \cdot \int_{t_{2z}}^{t_{1z}} dt \quad (6.35)$$

на основу које се након интеграљења добија топлотна снага

$$\dot{Q} = q \cdot S = -\frac{2 \cdot \pi \cdot L_c \cdot \lambda_z \cdot (t_{1z} - t_{2z})}{\ln \frac{r_s}{r_u}} = -\frac{2 \cdot \pi \cdot L_c \cdot \lambda_z \cdot (t_{1z} - t_{2z})}{\ln \frac{d_s}{d_u}} \quad (6.36)$$

У произвољном пресеку стационарног рекуперативног размењивача топлоте код кога је преграда између флуида у облику цеви, за случај када је топлији флуид са спољашње стране цеви, температурски профил је представљен на слици 6.4.



Слика 6.4 Температурски профил у пресеку цевног стационарног рекуперативног размењивача топлоте

Топлотна снага која се размени између топлијег и хладнијег флуида се може исказати преко конвективног транспорта између флуида и чврсте површине

$$\dot{Q} = \alpha_s \cdot (t_1 - t_{1gr}) \cdot S_s \quad (6.37)$$

$$\dot{Q} = \alpha_u \cdot (t_{2gr} - t_2) \cdot S_u \quad (6.38)$$

преко пролаза топлоте кроз зид

$$\dot{Q} = R_z \cdot (t_{1z} - t_{2z}) = \frac{S_s}{2 \cdot \pi \cdot L_c \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} \cdot (t_{1z} - t_{2z}) \quad (6.39)$$

пролаза топлоте кроз слој талога

$$\dot{Q} = \frac{1}{R_s} \cdot (t_{1gr} - t_{1z}) \cdot S_s \quad (6.40)$$

$$\dot{Q} = \frac{1}{R_u} \cdot (t_{2z} - t_{2gr}) \cdot S_u \quad (6.41)$$

и преко коефицијента пролаза топлоте

$$\dot{Q} = k_{ref} \cdot (t_1 - t_2) \cdot S_{ref} \quad (6.42)$$

Примењујући аналогну методологију добија се коефицијент пролаза топлоте

$$\frac{1}{k_{ref}} = \frac{1}{\alpha_u} \cdot \frac{S_{ref}}{S_u} + R_u \cdot \frac{S_{ref}}{S_u} + R_z + \frac{1}{\alpha_s} \cdot \frac{S_{ref}}{S_s} + R_s \cdot \frac{S_{ref}}{S_s} \quad (6.43)$$

где су:

- α_u (W/(m²·K)) коефицијент прелаза топлоте између флуида и унутрашње стране цеви;
- α_s (W/(m²·K)) коефицијент прелаза топлоте између флуида и спољашње стране цеви;
- R_u (m²·K/W) отпори провођењу топлоте услед запрљања унутрашње стране цеви;
- R_s (m²·K/W) отпори провођењу топлоте услед запрљања спољашње стране цеви;
- R_z (m²·K/W) отпори провођењу топлоте кроз зид

$$R_z = \frac{S_{ref}}{2 \cdot \pi \cdot L_c \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} \quad (6.44)$$

- S_{ref} , m², референтна површина.

Уколико се за референтну површину усвоји спољашња површина цеви ($S_{ref} = S_s$) израз (6.43) добија облик

$$\frac{1}{k_s} = \left(\frac{1}{\alpha_u} + R_u \right) \cdot \frac{d_s}{d_u} + R_z + \frac{1}{\alpha_s} + R_s \quad (6.45)$$

при чему је

$$R_z = \frac{d_s}{2 \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} \quad (6.46)$$

У случају када је референтна унутрашња површина цеви ($S_{ref} = S_u$) добија се израз

$$\frac{1}{k_u} = \frac{1}{\alpha_u} + R_u + R_z + \left(\frac{1}{\alpha_s} + R_s \right) \cdot \frac{d_u}{d_s} \quad (6.47)$$

при чему су отпори провођењу топлоте зида цеви

$$R_z = \frac{d_u}{2 \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} \quad (6.48)$$

У случају да је цев вишеслојна (са n слојева) отпори провођењу топлоте кроз зид цеви у изразу (6.45) рачунају се по обрасцу

$$R_z = \frac{d_s}{2} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_{z,i}} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \quad (6.49)$$

а у изразу (6.47) по обрасцу

$$R_z = \frac{d_u}{2} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_{z,i}} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \quad (6.50)$$

где су:

- d_i (m) унутрашњи пречник i -тог слоја;
- d_{i+1} (m) спољашњи пречник i -тог слоја;
- $\lambda_{z,i}$ (W/(m·K)) топлотна проводност i -тог слоја.

Аналогна анализа се може спровести и у случају када је хладнији флуид са спољашње стране цеви, при чему се карактеристични изрази за коефицијент пролаза топлоте добијају у идентичном облику као у овде разматраном случају.

6.4 КОЕФИЦИЈЕНТ ПРОЛАЗА ТОПЛОТЕ ЗА ОРЕБРЕНЕ ПОВРШИНЕ

Као што је описано у поглављу 2, постоји више типова размењивача са оребреним површинама за размену топлоте. У пракси се најчешће оребрава само једна од површина и то површина са стране флуида који има мањи коефицијент прелаза топлоте. На слици 6.5 приказан је најопшти случај размене топлоте преко преграде између флуида која је оребрена са обе стране.

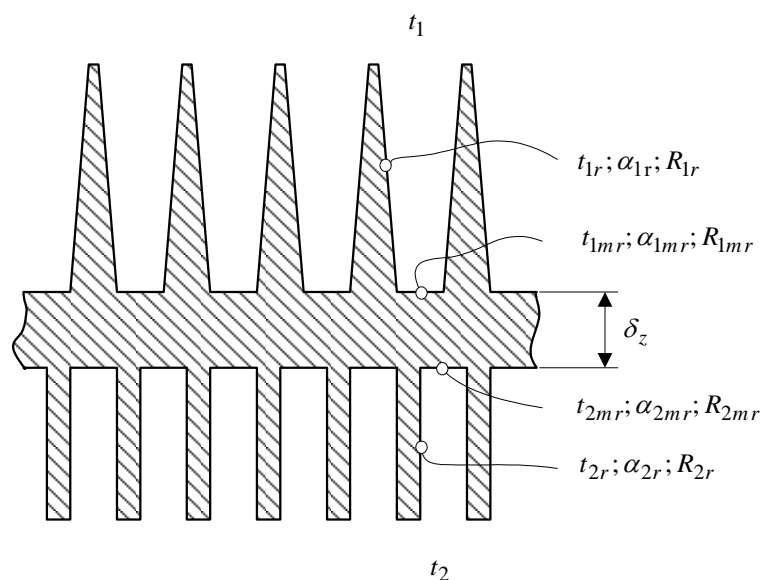
Са стране топлијег флуида површина за размену топлоте (S_1 , m^2) се састоји од површине ребара (S_{1r} , m^2) и међуребарне површине носећег зида (S_{1mr} , m^2)

$$S_1 = S_{1r} + S_{1mr} \quad (6.51)$$

Топлотна снага која се размени са стране топлијег флуида, у посматраном пресеку апарата, износи

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{1r} + \dot{Q}_{1mr} \quad (6.52)$$

Топлотна снага која се пренесе преко површине ребара је



Слика 6.5 Оребрена површина за размену топлоте

$$\dot{Q}_{1r} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + R_{1r}} \cdot S_{1r} \cdot (t_1 - t_{1r}) \quad (6.53)$$

док је топлотна снага која се пренесе преко међуребарне површине

$$\dot{Q}_{1mr} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1mr}} + R_{1mr}} \cdot S_{1mr} \cdot (t_1 - t_{1mr}) \quad (6.54)$$

где су:

- α_{1r} ($W/(m^2 \cdot K)$) коефицијент прелаза топлоте са топлијег флуида на оребрење;
- R_{1r} ($m^2 \cdot K/W$) отпори провођењу топлоте услед запрљања са стране топлијег флуида на ребрима;
- α_{1mr} ($W/(m^2 \cdot K)$) коефицијент прелаза топлоте између топлијег флуида и међуребарне површине;

- R_{1mr} ($m^2 \cdot K/W$) отпори провођењу топлоте услед запрљања са стране топлијег флуида на међуребарној површини;
- t_1 ($^{\circ}C$) температура основне масе топлијег флуида;
- t_{1r} ($^{\circ}C$) средња температура ребра са стране топлијег флуида;
- t_{1mr} ($^{\circ}C$) средња температура зида међуребарне површине са стране топлијег флуида.

Укупна топлотна снага која се размени са стране топлијег флуида износи

$$\dot{Q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + R_{1r}} \cdot S_{1r} \cdot (t_1 - t_{1r}) + \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1mr}} + R_{1mr}} \cdot S_{1mr} \cdot (t_{1sr} - t_{1mr}) \quad (6.55)$$

Ефикасност ребра, са стране топлијег флуида, се дефинише на следећи начин

$$\theta_1 = \frac{t_1 - t_{1r}}{t_1 - t_{1mr}} \quad (6.56)$$

па се једначина (4.59) може записати у облику

$$\dot{Q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + R_{1r}} \cdot S_{1r} \cdot \theta_1 \cdot (t_1 - t_{1mr}) + \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1mr}} + R_{1mr}} \cdot S_{1mr} \cdot (t_1 - t_{1mr}) \quad (6.57)$$

Сматрајући да је коефицијент прелаза топлоте једнак по целој површини са стране топлијег флуида

$$\alpha_1 = \alpha_{1r} = \alpha_{1mr} \quad (6.58)$$

и да исто важи и за отпоре провођењу топлоте услед запрљања

$$R_1 = R_{1r} = R_{1mr} \quad (6.59)$$

добива се

$$\dot{Q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_1} \cdot (t_1 - t_{1mr}) \cdot S_1 \cdot \left[1 - \frac{S_{1r}}{S_1} \cdot (1 - \theta_1) \right] \quad (6.60)$$

односно

$$\dot{Q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_1} \cdot (t_1 - t_{1mr}) \cdot S_1 \cdot \eta_1 \quad (6.61)$$

где је η_1 ефикасност ребрене површине

$$\eta_1 = 1 - \frac{S_{1r}}{S_1} \cdot (1 - \theta_1) \quad (6.62)$$

Ефикасност η_1 зависи од ефикасности ребра и односа површине оребрења и укупне површине за размену топлоте, са стране топлијег флуида.

Аналогним поступком може се формирати једначина за прелаз топлоте са зида на хладнији флуид у облику

$$\dot{Q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + R_2} \cdot (t_{2mr} - t_{2sr}) \cdot S_2 \cdot \eta_2 \quad (6.63)$$

При одређивању коефицијента пролаза топлоте мора се узети у обзир и провођење топлоте кроз носећи зид. У случају када је носећи зид раван топлотни флукс износи

$$\dot{Q} = \frac{\lambda_z \cdot S_z}{\delta_z} \cdot (t_{1mr} - t_{2mr}) \quad (6.64)$$

а у случају када је носећи зид цев дужине L_c , а топлији флуид са спољашње стране цеви

$$\dot{Q} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L_c \cdot \lambda_z}{\ln \frac{d_s}{d_u}} \cdot (t_{1mr} - t_{2mr}) \quad (6.65)$$

На основу једначина (6.61), (6.63) и (6.64), за раван зид, следи

$$t_1 - t_{1mr} = \frac{\dot{Q}}{S_1 \cdot \eta_1} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_1 \right) \quad (6.66)$$

$$t_{1mr} - t_{2mr} = \dot{Q} \cdot \frac{\delta_z}{\lambda_z \cdot S_z} \quad (6.67)$$

$$t_{2mr} - t_2 = \frac{\dot{Q}}{S_2 \cdot \eta_2} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_2} + R_2 \right) \quad (6.68)$$

Сабирањем једначина (6.66), (6.67) и (6.68) добија се

$$t_1 - t_2 = \dot{Q} \cdot \left(\frac{\frac{1}{\alpha_1} + R_1}{S_1 \cdot \eta_1} + \frac{\delta_z}{S_z \cdot \lambda_z} + \frac{\frac{1}{\alpha_2} + R_2}{S_2 \cdot \eta_2} \right) \quad (6.69)$$

Пошто се површине S_1 и S_2 у општем случају разликују, коефицијент пролаза топлоте је потребно дефинисати за произвољно изабрану референтну површину. У случају равнот зида биће

$$\frac{1}{k_{ref}} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_1 \right) \cdot \frac{S_{ref}}{S_1 \cdot \eta_1} + \frac{\delta_z}{\lambda_z} \cdot \frac{S_{ref}}{S_z} + \left(\frac{1}{\alpha_2} + R_2 \right) \cdot \frac{S_{ref}}{S_2 \cdot \eta_2} \quad (6.70)$$

док је код оребрених цеви

$$\frac{1}{k_{ref}} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_1 \right) \cdot \frac{S_{ref}}{S_1 \cdot \eta_1} + \frac{S_{ref}}{2 \cdot \pi \cdot L_c \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} + \left(\frac{1}{\alpha_2} + R_2 \right) \cdot \frac{S_{ref}}{S_2 \cdot \eta_2} \quad (6.71)$$

6.4.1 Ефикасност ребра

Ефикасност ребра у општем случају зависи од облика и димензија ребара, материјала од кога се ребра израђују и услова размене топлоте између флуида и ребара

$$\theta = \theta(\text{Bi}; \Gamma_1; \Gamma_2, \dots) \quad (6.72)$$

где су:

- Bi , Биов број за ребро;
- $\Gamma_1, \Gamma_2, \dots$, геометријске карактеристике ребра.

Биов број представља однос отпора провођењу топлоте у ребрима и отпора прелазу топлоте између ребра и флуида и изражава се у облику

$$\text{Bi} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + R} \cdot \frac{l_r^*}{\lambda_r} \quad (6.73)$$

где су:

- α ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$) коефицијент прелаза топлоте између ребра и флуида;
- R ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$) отпор провођењу топлоте услед запрљања са стране оребрења;
- l_r^* (m) карактеристична геометријска величина за ребро;
- λ_r ($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$) топлотна проводност ребра.

У специјализованој литератури постоје аналитички изрази и одговарајући дијаграми за одређивање ефикасности ребара различитих геометријских облика. У техничкој пракси се са довољном тачношћу може одредити ефикасност ребра помоћу израза

$$\theta = \frac{\tanh \sqrt{\text{Bi}}}{\sqrt{\text{Bi}}} \quad (6.74)$$

Ефикасност подужних ребара

Карактеристична геометријска величина за подужна ребра се одређује на основу израза [1]

$$l_r^* = l_r \cdot \frac{h_r^2}{A_r} \quad (6.75)$$

где су:

- l_r (m) обим попречног пресека ребра

$$l_r = 2 \cdot h_r + \delta_r \quad (6.76)$$

- h_r (m) висина ребра;
- δ_r (m) дебљина ребра;
- A_r (m²) површина попречног пресека једног ребра

$$A_r = h_r + \delta_r \quad (6.77)$$

Ефикасност попречних и завојних ребара

Карактеристична геометријска величина за попречна и завојна ребра се одређује на основу израза [1]

$$l_r^* = \frac{2 \cdot l_{ef}^2}{\delta_r} \quad (6.78)$$

где су:

- l_{ef} (m) ефективна дужина ребра

$$l_{ef} = h_r \cdot \left(1 + \frac{\delta_r}{2 \cdot h_r}\right) \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{d_r}{d_s}\right) \quad (6.79)$$

- d_r (m) пречник ребра;
- d_s (m) спољашњи пречник носеће цеви.

6.4.2 Површина оребрења

Интензитет преноса топлоте зависи од ефикасности ребра, али и од укупне површине оребрења. Укупна површина оребрене цеви се може одредити по формули

$$S = S_r + S_{mr} \quad (6.80)$$

где су S_r (m²) површина ребара и S_{mr} (m²) међуребарна површина.

Површина подужног оребрења

Површина ребара износи

$$S_r = N_d \cdot L_c \cdot (2 \cdot h_r + \delta_r) \quad (6.81)$$

а међуребарна површина је

$$S_{mr} = (\pi \cdot d_s - N_d \cdot \delta_r) \cdot L_c \quad (6.82)$$

где је L_c (m) дужина цеви, а N_d број ребара по обиму носеће цеви.

Површина попречног оребрења

Површина ребара износи

$$S_r = \pi \cdot N_l \cdot L_c \cdot \left(d_r \cdot \delta_r + \frac{d_r^2 - d_s^2}{2} \right) \quad (6.83)$$

а међуребарна површина је

$$S_{mr} = (1 - N_l \cdot \delta_r) \cdot d_s \cdot \pi \cdot L_c \quad (6.84)$$

док је N_l (m^{-1}) број ребара по дужном метру цеви.

Површина завојног оребрења

У овом случају површина ребара је

$$S_r = \pi \cdot N_l \cdot L_c \cdot \left[(d_r - d_s) \cdot \sqrt{\left(\frac{d_r + d_s}{2}\right)^2 + \left(\frac{s_r}{\pi}\right)^2} + \delta_r \cdot \sqrt{d_r^2 + \left(\frac{s_r}{\pi}\right)^2} \right] \quad (6.85)$$

док међуребарна површина износи

$$S_{mr} = \pi \cdot d_s \cdot L_c \cdot \left[1 - N_l \cdot \delta_r \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{s_r}{\pi \cdot d_s}\right)^2} \right] \quad (6.86)$$

при чему је s_r (m) корак ребара.

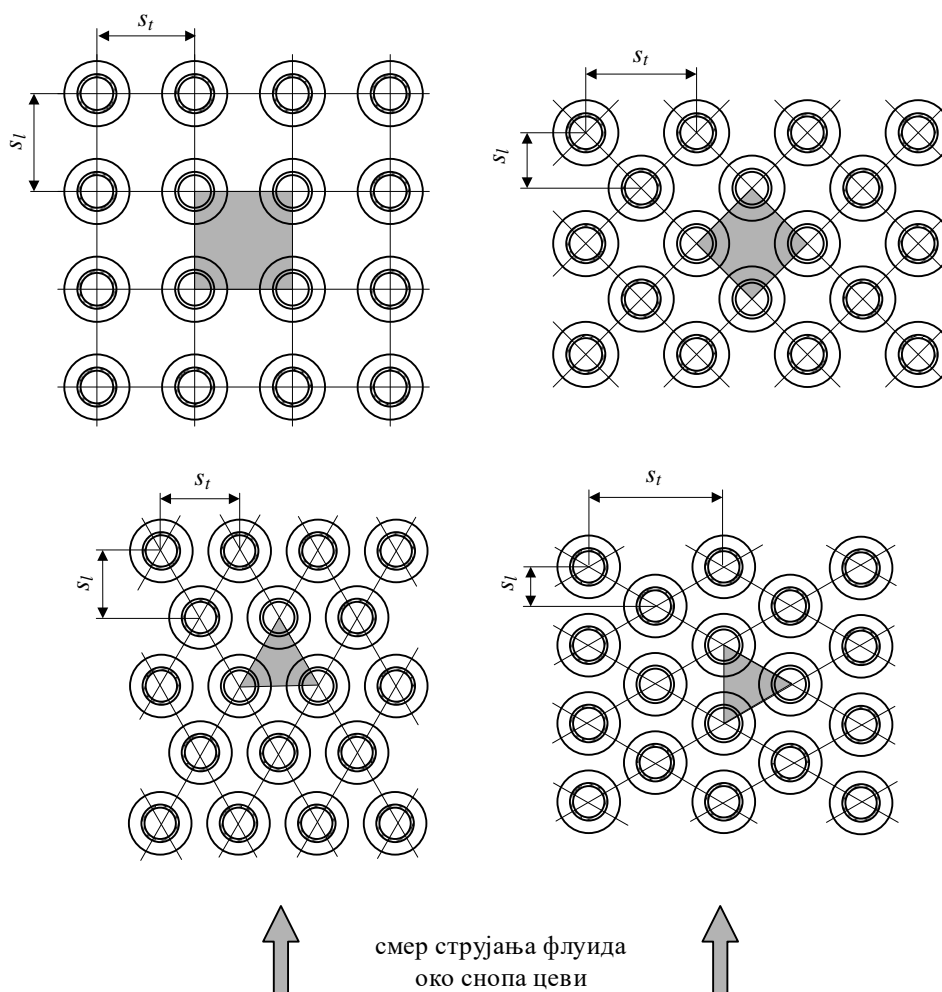
6.5 ГЕОМЕТРИЈСКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ МЕЋУЦЕВНОГ ПРОСТОРА

На слици 6.6 приказане су основне геометријске карактеристике оребрења. Коришћене су следеће ознаке:

- s_t (m) попречни корак цеви;
- s_l (m) подужни корак цеви;
- s_r (m) корак ребара;
- d_s (m) спољашњи пречник цеви.

Поред величина које су означене на слици од 6.6, неопходно је познавати и следеће величине:

- δ_r (m) дебљина ребра;
- N_{ct} број цеви у чеоном реду;
- N_{cl} број редова цеви дуж смера струјања;
- N_c укупан број цеви;
- L (m) дужина размењивача топлоте;
- H (m) висина размењивача топлоте;
- W (m) ширина размењивача топлоте.



Слика 6.6 Правоугаони (коридорни) и шаховски (троугласти) распоред цевни

На основу ових геометријских величина, одређују се и изведене величине:

- N_r (m^{-1}) број ребара по јединичној дужини цевни

$$N_r = 1 / s_r \quad (6.87)$$

- запреминска порозност ε (m^3/m^3)

$$\varepsilon = 1 - \frac{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot (s_r - \delta_r) + s_t \cdot s_l \cdot \delta_r}{s_t \cdot s_l \cdot s_r} \quad (6.88)$$

- површинска порозност ε_{min} (m^2/m^2) на најужем делу цевног снопа

$$\varepsilon_{min} = \frac{(s_t - d_s) \cdot (s_r - \delta_r)}{s_t \cdot s_r} \quad (6.89)$$

- површина за размену топлоте сведена на јединицу запремине размењивача (специфична површина)

$$s_v = \frac{2 \cdot \left(s_t \cdot s_l - \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \right) + \pi \cdot d_s \cdot (s_r - \delta_r)}{s_t \cdot s_l \cdot s_r} \quad (6.90)$$

- коефицијент оребрења

$$K_{or} = \frac{S_v}{S_{mr}} \quad (6.91)$$

$$S_{mr} = \frac{\pi \cdot d_s \cdot \left(1 - \frac{\delta_r}{s_r} \right)}{s_t \cdot s_l} \quad (6.92)$$

6.6 ПРЕГЛЕД ЈЕДНАЧИНА ЗА КОЕФИЦИЈЕНТ ПРЕЛАЗА ТОПЛОТЕ

Прве практичне једначине за коефицијента трења и коефицијента прелаза топлоте при попречном опструјавању оребрене цевне површине се јављају крајем прве половине 20-ог века. У дисертацији ће бити дат преглед једног дела једначина из отворене литературе које су везане за случај коридорног распореда цеви.

VDI Heat Atlas [27] (WA)

У [27] је дата следећа једначина

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \left(\frac{S_s}{S_c} \right)^{0,15} \quad (6.93)$$

где су:

- Re Рејнолдсов број;
- C параметар који зависи од реда цеви у смеру струјања;
- Pr Прантлов број;
- S_s (m^2) укупна површина попречног оребрења;
- S_c (m^2) спољашња површина глатке цеви без оребрења.

Рејнолдсов број је

$$\text{Re} = \frac{w_{max} \cdot d_{kr} \cdot \rho}{\mu} \quad (6.94)$$

где су:

- w_{max} (m/s) средња брзина флуида у најужем попречном пресеку цевног снопа;
- d_{kr} (m) пречник у корену ребра (карактеристична дужина)
- ρ (kg/m^3) густина флуида;

- μ (Pa·s) динамичка вискозност.

Прантлов број је бездимензионална величина која представља однос вискозности и топлотне дифузивности и који повезује вискозно и температурско поље флуида

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (6.95)$$

где је c_p (J/(kg·K)) специфични изобарски топлотни капацитет флуида.

Параметар C у једначини (6.93) има вредност 0,2 за први ред цеви, а вредност 0,22 за остале редове цеви.

Спољашња без оребрења се израчунава по формули:

$$S_c = \pi \cdot d_{kr} \cdot L_c \quad (6.96)$$

где је L_c (m) дужина цеви.

Коефицијент прелаза топлоте се мења од реда до реда цеви. Може се израчунати средњи коефицијент прелаза топлоте за цевни сноп од N_r редова цеви, формулом

$$\alpha = \frac{\sum_{i=1}^{N_r} \alpha_i \cdot S_i}{\sum_{i=1}^{N_r} S_i} \quad (6.97)$$

где су:

- α_i , коефицијент прелаза топлоте за i – ти ред цеви;
- S_i , површина i – тог реда цеви.

Шмитова једначина [28] (ММ)

Једначина Шмита [28] за квадратни распоред цеви је

$$\text{Nu} = 0,30 \cdot \text{Re} \cdot 0,625 \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \left(\frac{S_s}{S_c} \right)^{-0,375} \quad (6.98)$$

Манесман Карнојева једначина (МС)

Манесман је као произвођач оребрених цеви извршио сопствена мерења прелаза топлоте. на таквим цевима. Као резултат тих испитивања настала је Манесман Карнојева једначина

$$\text{Nu} = 0,387 \cdot \text{Re} \cdot 0,625 \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \left(\frac{S_s}{S_c} \right)^{-0,375} \quad (6.99)$$

Брантова једначина [29] (BA)

Брант [29] је једначину замислио тако да се може користити и за оребрене али и за неоребрене цеви. Основу једначине чини систем једначина које је дефинисао Гњелински у [30]. Карактеристична брзина у Брантовој једначини је w_{max} , а карактеристична геометријска величина се израчунава помоћи пречника цеви и висине ребара.

ESCOA Engineering Manual [31] (EG)

ESCOA (Extended Surface Corporation of America) једначина за коридорни распоред цеви гласи

$$Nu = 0,25 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{T}{T_r}\right)^{1/4} \cdot \left(\frac{d_r}{d_s}\right)^{0,5} \cdot C_3 \cdot C_5 \quad (6.100)$$

где су:

- d_r (m) спољашњи пречник ребара;
- T (°C) средња температура флуида;
- T_r (°C) средња температура ребара.

Коефицијент C_3 узима у обзир утицај висине и корака ребара

$$C_3 = 0,20 + 0,65 \cdot \exp\left(-\frac{0,25 \cdot h_r}{s_r - \delta_r}\right) \quad (6.101)$$

Коефицијент C_5 представља утицај попречног и подужног корака ребара, као и броја узастопних редова цеви у смеру струјања

$$C_5 = 1,1 - \left[0,75 - 1,5 \cdot \exp(-0,70 \cdot N_{rc})\right] \cdot \exp\left(-2 \cdot \frac{s_t}{s_r}\right) \quad (6.102)$$

где су:

- N_{rc} број узастопних редова цеви у смеру струјања;
- s_t (m) подужни корак;
- s_r (m) попречни корак.

6.7 ПРЕГЛЕД ЈЕДНАЧИНА ЗА КОЕФИЦИЈЕНТ ТРЕЊА

Размењивачи топлоте са оребреним цевима имају различита конструкциона решења, тако да се при прорачунавању пада притиска (као и за коефицијент прелаза топлоте) у већини литературних извора анализира свако појединачно конструкционо решење без уопштавања. Тек неки радови, попут [32] и [33], пружају нешто уопштеније процедуре за прорачун пада притиска.

Укупни пад притиска код размењивача топлоте са оребреним цевима представља збир пада притиска услед трења и пада притиска и пада притиска услед локалних отпора:

$$\Delta p = \Delta p_{cs} + \Delta p_{lok} \quad (6.103)$$

где су:

- Δp_{cs} (Pa) пад притиска при прострујавању цевног снопа;
- Δp_{lok} (Pa) пад притиска услед локалних отпора испред и иза цевног снопа.

Локални отпори Δp_{lok} (Pa) зависе од конструкционих решења струјних канала размењивача топлоте и израчунавају се за сваки конкретан случај посебно.

6.7.1 Heat Exchanger Design Handbook [9]

За прорачун коефицијента отпора, у случају струјања гасова преко цевног снопа, у књизи [9] је за коридорни распоред оребрених цеви препоручена једначина

$$\xi = \frac{0,52}{\text{Re}^{0,08}} \cdot \left(\frac{d^*}{d_e}\right)^{0,3} \cdot \left(\frac{s_2 - d_s}{s_1 - d_s}\right)^{0,68} \cdot C_z \quad (6.104)$$

Ова једначина је препоручена за вредности $\text{Re} = 4 \cdot 10^3 \div 160 \cdot 10^3$, $d^*/d_e = 0,85 \div 11,5$ и $(s_2 - d_s)/(s_1 - d_s) = 0,5 \div 2$.

Рејнолдсов број се израчунава изразом

$$\text{Re} = \frac{w_a \cdot d^* \cdot \rho}{\mu} \quad (6.105)$$

где су:

- w_a (m/s) карактеристична брзина флуида;

$$w_a = w_k \cdot \frac{s_1}{s_1 - d_s}$$

(6.106)

- d^* (m) карактеристична геометријска величина;

$$d^* = \frac{S_c}{S_s} \cdot d_s + \frac{S_r}{S_s} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{4} \cdot (d_r^2 - d_s^2)} \quad (6.107)$$

- d_e (m) еквивалентни пречник дефинисан једначином

$$d_e = \frac{2 \cdot [s_r \cdot (s_1 - d_s) - 2 \cdot \delta_r \cdot h_r]}{2 \cdot h_r + s_r} \quad (6.108)$$

- C_z корекциони фактор који узима број редова цеви у снопу.

Овај корекциони фактор се израчунава једначином

$$C_z = \frac{\sum_{i=1}^{N_r} c_i}{N_r} \quad (6.109)$$

где је c_i поправни фактор за i -ти ред цеви који се израчунава помоћу израза

$$c_i = 0,738 + \frac{1,509}{i - 0,250} \text{ за } i \leq 5 \quad (6.110)$$

односно

$$c_i = 1 \text{ за } i \geq 6 \quad (6.111)$$

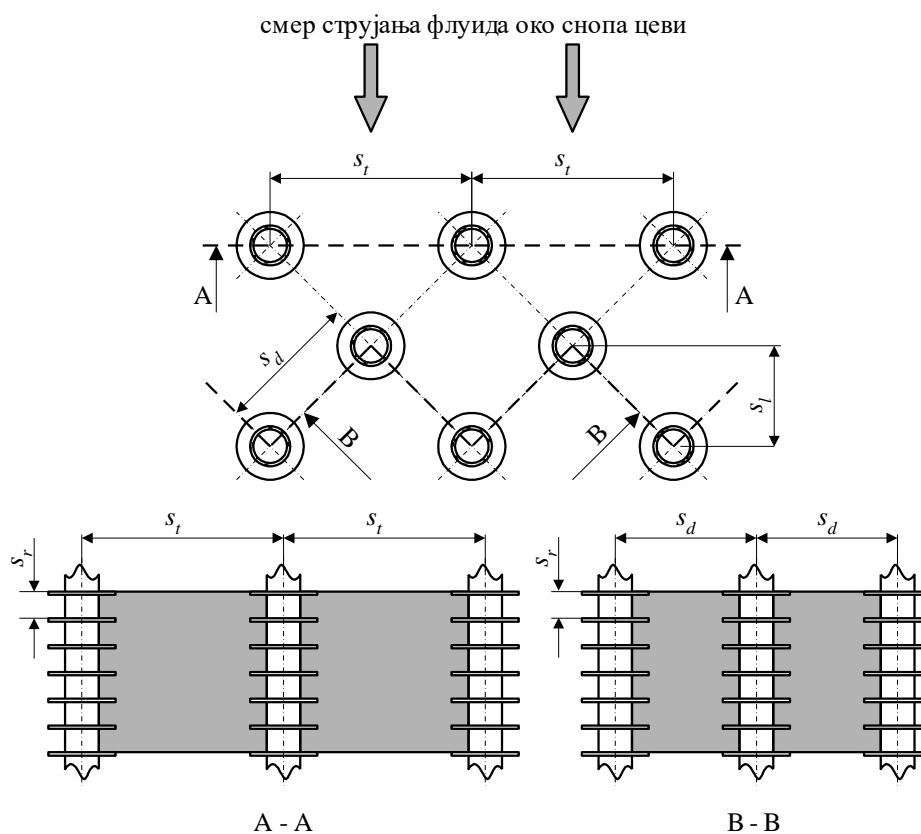
6.7.2 Генић, Јаћимовић и Латинковић [33]

Према истраживањима објављеним у [33] при струјању гасова преко цевног снопа за прорачун пада притиска препоручује се следећа једначина

$$\Delta p_{cs} = \xi \cdot \frac{s_t}{d_h} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot N_{rc} \quad (6.112)$$

Брзина струјања флуида своди се на карактеристични пресек оребреног цевног снопа.

На слици (6.7) приказани су карактеристични пресеци за израчунавање брзине струјања:



Слика 6.7 Карактеристични пресеци за израчунавање брзине струјања

- када је $R_d \geq 1$ карактеристични пресек приказан је у пресеку А – А
- када је $R_d < 1$ карактеристични пресек приказан је у пресеку В – В

Рејнолдсов број се изражава у облику:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_h \cdot \rho}{\mu} \quad (6.113)$$

а хидраулични пречник оребреног цевног снопа је:

$$d_h = 4 \cdot \frac{\varepsilon}{s_v} \quad (6.114)$$

За кружна и завојна ребра, коефицијент трења израчунава се помоћу једначине

$$\xi = \left(0,4 + \frac{8,5}{\text{Re}^{0,3}} \right) \cdot W^{-0,75} \cdot R_i^{0,7} \quad (6.115)$$

Једначина (6.115) примењује се за коридорни распоред цеви у области $\text{Re} = 6000 \div 200000$, $0,5 \leq R_d \leq 2$.

Хидраулични пречник се израчунава помоћу порозности међуцевног простора и специфичне површине оребреног цевног снопа.

Помоћне геометријске величине и односи израчунавају се једначинама:

$$W = \pi \cdot \frac{d_s \cdot (s_r - \delta_r) + \frac{d_r^2 - d_s^2}{2} + d_r \cdot \delta_r}{(s_t - d_s) \cdot (s_r - \delta_r) + \delta_r \cdot (s_t - d_r)} \quad (6.116)$$

$$R_d = \frac{2 \cdot [(s_d - d_s) \cdot (s_r - \delta_r) + \delta_r \cdot (s_d - d_r)]}{(s_t - d_s) \cdot (s_r - \delta_r) + \delta_r \cdot (s_t - d_r)} \quad (6.117)$$

$$R_i = \frac{s_l - d_s}{s_t - d_s} \quad (6.118)$$

$$s_d = \sqrt{\left(\frac{s_t}{2} \right)^2 + s_l^2} \quad (6.119)$$

6.8 АНАЛИЗА ЈЕДНАЧИНА ИЗ ОТВОРЕНЕ ЛИТЕРАТУРЕ

Разноликост једначина за прорачуне коефицијента трења и коефицијента прелаза топлоте при струјању кроз међуцевни простор размењивача топлоте са оребреним цевима је, као што је приказано огромна. Тиче се практично свих могућих параметара од утицаја, као различитих карактеристичних брзина и геометријских параметара, тако и бездимензионих

бројева. У два литературна извора је покушано да се анализирају постојеће једначине за коефицијент трења и коефицијент прелаза топлоте. Ова два извора ће у даљем тексту бити назначена према свом првом аутору: Кумар [34] и Фрас [35].

Кумар и сарадници су у [34] систематизовали утицај појединих параметара на коефицијент прелаза топлоте и коефицијент трења, за различита типове ребара и различите конфигурације цевних снопова. Учили су да се Рејнолдсов број, који се појављује у свим једначинама јавља у три облика, те да се израчунава коришћењем спољашњег пречника цеви (пречника у корену ребра), хидрауличког пречника оребрених цеви или преко корака ребара. Без обзира на ову неусаглашеност закључено је да се при већим вредностима Рејнолдсовог броја утицај свих осталих параметара смањује, као последица све интензивнијег вртложења ваздуха при струјању кроз цевни сноп.

Према већини истраживача, како је уочено од стране Кумара [34], корак ребра је други најважнији параметар који утиче на перформансе размењивача топлоте са оребреним цевима. Ванг и сар. су тако у узастопно објављеним чланцима дошли до контрадикторних закључака. У [36] су установили да корак ребара нема утицаја на прелаз топлоте и пад притиска, док у [37] тврде да су приметили да се коефицијент прелаза топлоте повећава са смањењем корака ребара. Са другом констатацијом се слажу и нпр. Јан и Шин [38], док се у неколико изводе супротни закључци [39], [40], [41].

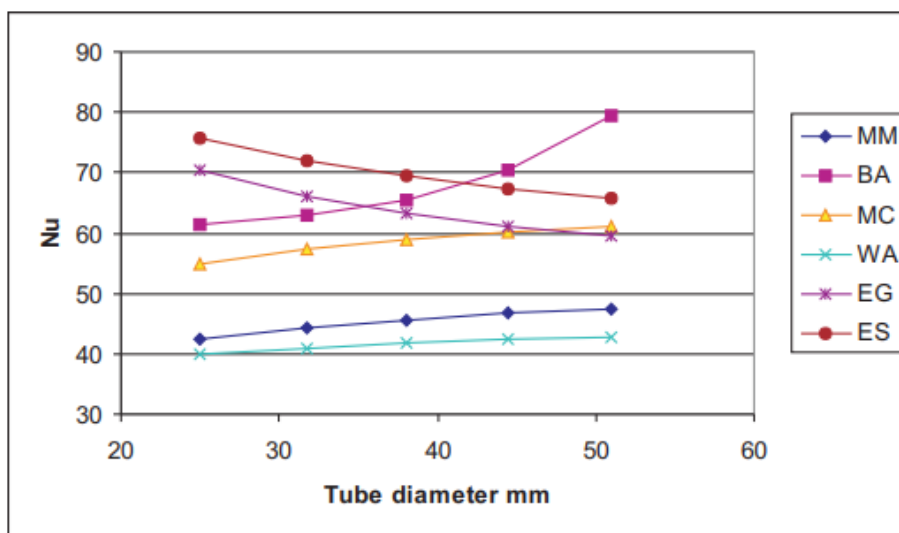
Ванг и Чи [37] су закључили да, за мањи корак ребара, ток ваздуха преко оребрене површине може бити и ламинаран, међутим, нису објаснили ефекат интеракције граничног слоја између ребара и потковичастих вртлога на прелаз топлоте. Ромеро-Мендез и сар. [42], Хи и сар. [43] и Лиу и сар. [44] су закључили да се коефицијент прелаза топлоте повећава до одређене вредности корака ребара, а након тога се смањује.

У Кумаровом раду [34] се проналази да су Ванг [36], за равна ребра, проучавали утицај дебљине ребара и дошли до закључка да дебљина ребара не утиче на прелаз топлоте и пад притиска. Мади и сар. су у [45] учили да су се ребра дебљине 0,12 mm показала боље од ребара дебљине 0,13 mm. Са друге стране Ванг и Чи су у [37] дошли до закључка да дебљина ребара не утиче на прелаз топлоте и пад притиска. Кумар [34] је закључио да са повећањем дебљине ребара долази до повећања коефицијента прелаза топлоте и коефицијента пада притиска, те је сугерисао да оптимална дебљина ребара треба да буде у опсегу 0,1 mm до 0,2 mm.

У Кумаровој анализи [34] се види да повећање висине ребра осим повећања површине за размену топлоте, повећава и коефицијент прелаза топлоте, као и коефицијента трења. Коефицијент прелаза топлоте почиње да опада уколико се висина ребра повећа изнад одређене вредности. Кумаров закључак је да висину ребара треба оптимизовати, како би се добио максималан прелаз топлоте уз прихватљив пад притиска, али не наводи како се ова оптимизација може извести.

Фрас је у [35] размотрио утицај геометријских параметара ребара и брзине струјања ваздуха на коефицијент прелаза топлоте за коридорни распоред цеви. Запажања су дата за пример размењивача топлоте чији су геометријски параметри: $d_s = 38 \text{ mm}$, $s_r = 6,7 \text{ mm}$, $\delta_r = 1 \text{ mm}$, $h_r = 16 \text{ mm}$ и кораци $s_l = s_t = 75 \text{ mm}$. Ради илустрације Фрасових анализа у даљем тексту ће бити искоришћени репринти Фрасових дијаграма [35].

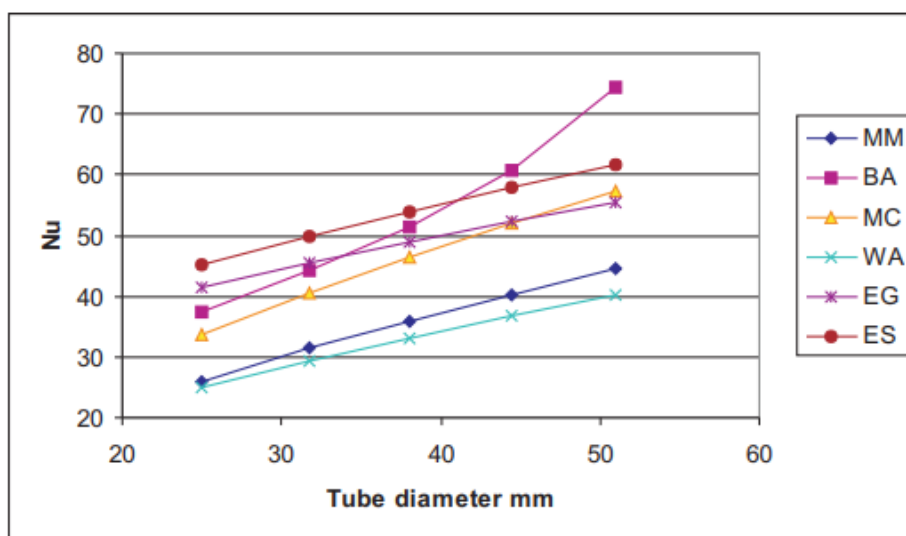
Први део анализе се тичао прелаза топлоте при константном Рејнолдсовом броју, при чему је као независно променљива коришћен пречник цеви. Утицај је представљен на слици 6.8 и где се уочава се различит тренд Нуселтовог броја према различитим једначинама. Коефицијент прелаза топлоте опада са повећањем пречника цеви према једначинама EG и ES, а у другим једначинама уочава се пораст. За једначине MM, MC и WA уочава се благи пораст коефицијента прелаза топлоте, док за једначину BA крива има знатно већи нагиб.



Слика 6.8 Утицај пречника цеви на прелаз топлоте при $Re = \text{const}$ – репринт из [34]

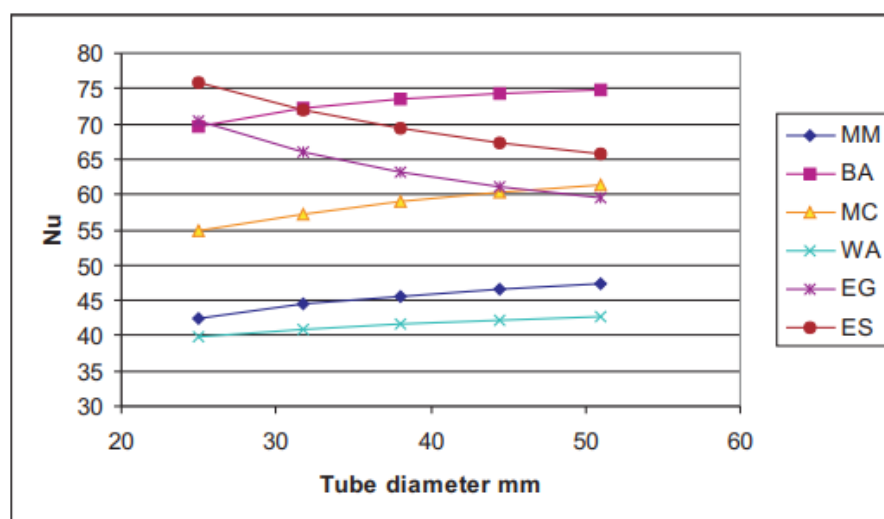
Утицај пречника цеви при константној брзини w_{max} у најужем пресеку приказан је на слици 6.9. Пошто Рејнолдсов број расте са повећањем спољашњег пречника цеви d_s , пораст вредности коефицијента прелаза топлоте уочава се у свим једначинама, с тим што

једначина ВА показује експоненцијално повећање Нуселтовог броја, док је код осталих једначина раст готово линеаран.



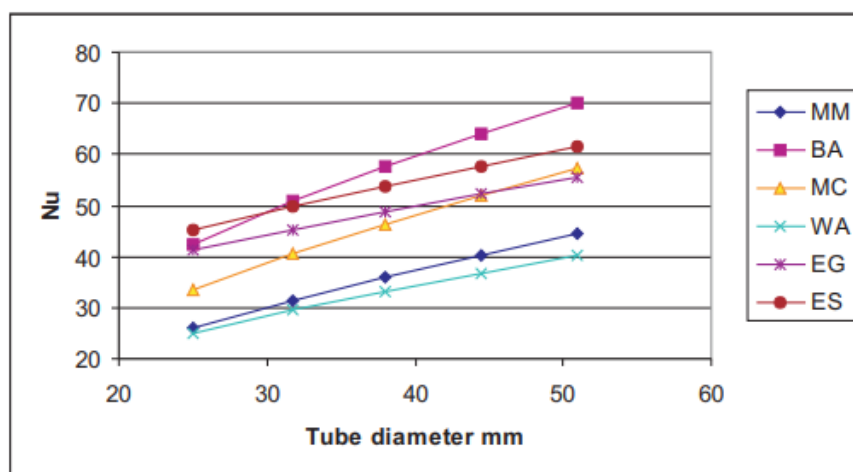
Слика 6.9 Утицај пречника цеви на прелаз топлоте при константној брзини флуида – репринт из [34]

Утицај пречника оребрених цеви са s_t и s_l при $Re = const$ приказан је на слици 6.10. Ако се пречник цеви мења при константној геометрији ребара, попречни и уздужни корак морају бити подешени тако да остане довољно простора између узастопних редова и колона цеви. Алтернативно, вредности корака могу се димензионисати према највећем пречнику цеви. Уколико се кораци прилагоде тако да растојање између ивица ребара остане константно (на пример 5 mm), видеће се да су резултати слични као на слици 5.4. Коефицијент прелаза топлоте умерено расте са повећањем пречника цеви, према једначинама MM, MC и WA. За једначину ВА Нуселтов број расте нагло у почетку (за мање пречнике), а после тога остаје скоро константан. Према једначинама EG и ES Нуселтов број опада са повећањем пречника цеви.



Слика 6.10 Утицај пречника цеви на коефицијент прелаза топлоте при константном Рејнолдсовом број и са прилагођеним корацима цеви – репринт из [34]

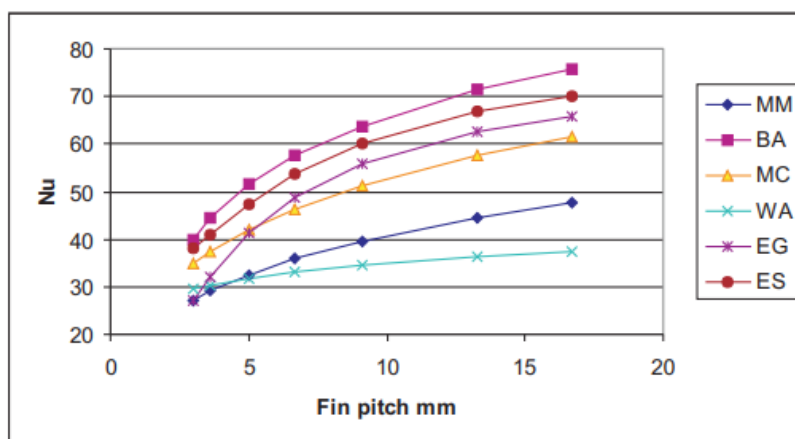
Утицај промене пречника цеви са прилагођеним корацима s_t и s_l и константном брзином $w_{max} = const.$ приказан је на слици 6.11. Уколико се кораци (одређени у складу са пречницима цеви) и брзина флуида у најужем попречном пресеку одржавају константним, али не и Рејнолдсов број, резултати се разликују у односу на претходне ситуације. Уочава се да Нуселтов број у свим релацијама константно расте са повећањем пречника цеви.



Слика 6.11 Утицај пречника цеви на коефицијент прелаза топлоте при константној брзини флуида и усвојеним корацима цеви – репринт из [34]

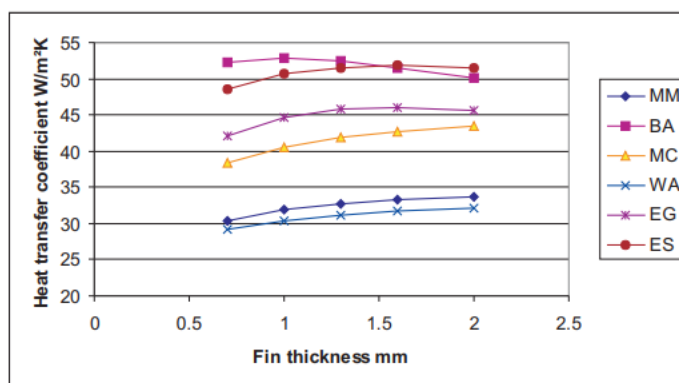
Према свим релацијама, коефицијент прелаза топлоте повећава се са повећањем корака ребара, у почетку оштро, а затим умереније. Пораст Нуселтовог броја је мали за WA, умерен према једначинама MM, MC и BA, а значајан према релацијама EG и ES. То повећање није довољно велико да компензује смањење површине за размену топлоте по

дужном метру цеви. За повећање компактности размењивача топлоте препоручује се што је могуће мањи корак ребара, наравно водећи рачуна о стварању запрљања између ребара, које је последица смањивања корака ребара.



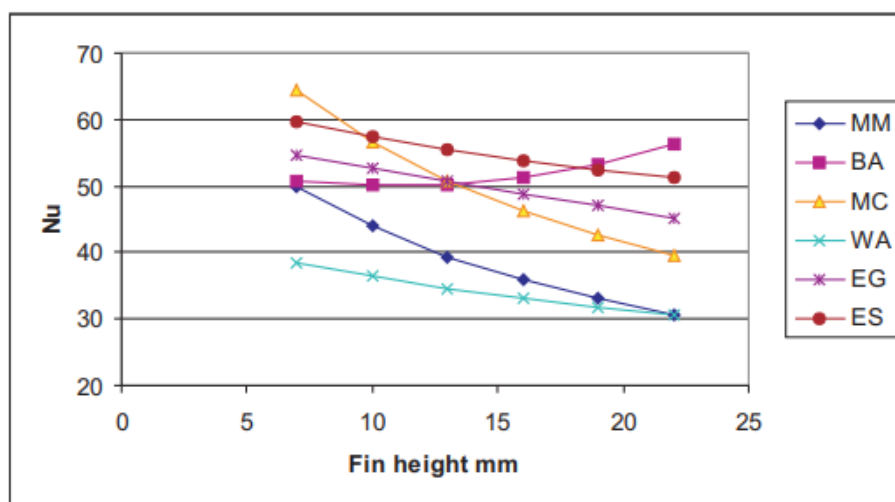
Слика 6.12 Утицај корака ребара на коефицијент прелаза топлоте – репринт из [34]

Следећи параметар који је разматран је утицај дебљине ребара. Како је приказано на слици 6.13 коефицијент прелаза топлоте у почетку расте са повећањем дебљине ребара и у неком моменту достиже максималну вредност. Након тога се, према неким једначинама, смањује. Бројчана вредност максимума је различита за различите једначине, што се јасно види на слици 6.13.



Слика 6.13 Зависност дебљине ребра и коефицијента прелаза топлоте – репринт из [34]

За анализу утицаја висине ребара, потребно је подешавати и попречни и подужни корак ребара. Анализа показује да коефицијент прелаза топлоте опада са порастом висине ребара у свим једначинама, осим ВА (слика 6.14).



Слика 6.14 Утицај висине ребара на коефицијент прелаза топлоте – репринт из [34]

7 ПРЕГЛЕД ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ПОДАТАКА ИЗ ОТВОРЕНЕ ЛИТЕРАТУРЕ

Како је поменуто број отворених литературних извора са експерименталним подацима је врло оскудан и своди се на следеће: Брауер [47], [48], Јудин [46] и Ли и сар. [49]. У табели 7.1 је дат број анализираних радних режима сваког од аутора. Поред извора који ће бити описани постоје још неколико литературних извора, али они ће бити изостављени због због методолошких нејасноћа у опису експерименталне технике и обради резултата, тако да се ти експериментални подаци могу довести у сумњу.

Табела 7.1 Број анализираних радних режима

База података	Број радних режима	
	пад притиска	прелаз топлоте
Брауер [47], [48]	236	297
Ли и сар. [49]	-	36
Јудин [46]	57	180

7.1 ЈУДИН [46]

Јудин је 1985. године објавио књигу [46] у којој је табеларно приказао велики број експерименталних резултата везаних за пад притиска и прелаз топлоте код цевних размењивача топлоте са завојним ребрима у коридорном и шаховском распореду цеви, као и за глатке цеви. У овој анализи хладнији флуид је ваздух и он струји преко цевог снопа са стране ребара, док је вода топлији флуид који струји кроз цеви размењивача.

У Јудиновој књизи обрађено је чак 29 радних режима са 689 радних тачака и 74 радна режима за прелаз топлоте (1692 радне тачке), за шаховски распоред цеви. Од та 74 радна режима, седам се односи на неоробрене цеви (104 радне тачке). У три режима коришћени су хелијум (22 радне тачке), аргон (23 радне тачке) и угљен диоксид (19 радних тачака).

Табеларно су приказане геометријске карактеристике размењивача топлоте на којима је испитиван пад притиска (табела 7.2).

Геометријске карактеристике размењивача топлоте на којима је испитиван прелаз топлоте приказане су у табели 7.3. Размењивачи топлоте су са завојним ребрима, а радни флуиди су ваздух и вода.

Табела 7.2 Карактеристике размењивача топлоте на којима је испитиван пад притиска

Ознака	d_s (mm)	d_{kr} (mm)	δ_r (mm)	d_r (mm)	s_r (mm)	s_t (mm)	s_l (mm)	N_{rc}
2.1	32	34,6	1,3	50	6	64	54,4	7
2.2	32	34,6	1,3	50	6	64	64	7
2.3	32	34,6	1,3	50	6	64	96	7
2.4	32	34,6	1,3	50	6	80	54,4	7
2.5	32	34,6	1,3	50	6	80	96	7
2.6	32	34,6	1,3	50	6	96	54,4	7
2.7	32	34,6	1,3	50	6	96	96	7
2.8	32	34,6	1,3	50	6	128	54,4	7
2.9	32	34,6	1,3	50	6	128	96	7

Табела 7.3 Карактеристике размењивача топлоте на којима је испитиван прелаз топлоте

Ознака	d_s (mm)	d_{kr} (mm)	δ_r (mm)	d_r (mm)	s_r (mm)	s_t (mm)	s_l (mm)	N_{rc}
5.1	32	34,6	1,3	50	6	64	51,2	7
5.2	32	34,6	1,3	50	6	64	51,2	7
5.3	32	34,6	1,3	50	6	64	64	7
5.4	32	34,6	1,3	50	6	64	64	7
5.5	32	34,6	1,3	50	6	64	96	7
5.6	32	34,6	1,3	50	6	64	96	7
7.1	32	34,6	1,3	50	6	64	54,4	7
7.2	32	34,6	1,3	50	6	64	64	7
7.3	32	34,6	1,3	50	6	64	96	7
7.4	32	34,6	1,3	50	6	80	54,4	7
7.5	32	34,6	1,3	50	6	80	96	7
7.6	32	34,6	1,3	50	6	96	54,4	7
7.7	32	34,6	1,3	50	6	96	96	7
7.8	32	34,6	1,3	50	6	128	54,4	7
7.9	32	34,6	1,3	50	6	128	96	7

7.2 БРАУЕР [47], [48]

Друга група података потиче од Брауера и објављена је 1961 године у [47], [48]. Брауер је на 8 цевних снопова испитивао пад притиска и прелаз топлоте, а дао је и један сет података за неоребрене (глатке) цеви. Подаци о Брауеровим размењивачима топлоте у дати у табели 7.4.

Табела 7.4 Геометријске карактеристике размењивача топлоте на којима је испитиван пад притиска и прелаз топлоте

Ознака	d_s (mm)	d_{kr} (mm)	δ_r (mm)	d_r (mm)	s_r (mm)	s_t (mm)	s_l (mm)	N_{rc}
A1	28	31	1,5	41	3,5	50,5	50,5	4
A2	28	31	1,5	51	3,5	54,5	54,5	4
A2/1	28	31	1,5	51	3,5	54,5	54,5	1
A2/2	28	31	1,5	51	3,5	54,5	54,5	2
A2/3	28	31	1,5	51	3,5	54,5	54,5	3
A2/4	28	31	1,5	51	3,5	54,5	54,5	4
A3	28	31	1,5	61	3,5	59	59	4
A4	28	31	1,5	35	5,5	50,5	50,5	4
A5	28	31	1,5	41	5,5	53,5	53,5	4
A6	28	31	1,5	51	5,5	54,9	54,9	4
A7	28	31	1,5	56	5,5	57	57	4
A8	28	31	1,5	61	5,5	59	59	4

7.3 ЛИ И САРАДНИЦИ [49]

Ли и сарадници су 2010. године објавили експерименталне податке и своја запажања у [49]. Њихов рад је ограничен на прелаз топлоте. Подаци о испитиваним апаратима су дати у табели 7.5.

Табела 7.5 Геометријске карактеристике размењивача топлоте на којима је испитиван прелаз топлоте

Ознака	d_s (mm)	d_{kr} (mm)	δ_r (mm)	d_r (mm)	s_r (mm)	s_t (mm)	s_l (mm)	N_{rc}
4.2.12,5	8	8,4	0,2	24,5	12,5	30	30	2
4.2.10,0	8	8,4	0,2	24,5	10,0	30	30	2
4.2.7,5	8	8,4	0,2	24,5	7,5	30	30	2
4.2.5,0	8	8,4	0,2	24,5	5,0	30	30	2
6.1.10	8	8,4	0,2	24,5	10,0	30	30	1
6.2.10	8	8,4	0,2	24,5	10,0	30	30	2
6.3.10	8	8,4	0,2	24,5	10,0	30	30	3
6.4.10	8	8,4	0,2	24,5	10,0	30	30	4
6.5.10	8	8,4	0,2	24,5	10,0	30	30	5

8 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛНЕ ИНСТАЛАЦИЈЕ И ПОСТУПАК ОБРАДЕ РЕЗУЛТАТА МЕРЕЊА

Циљ ове дисертације је утврђивање поузданих прорачунских процедура за дефинисање топлотних перформанси размењивача топлоте са оребреним цевима у квадратном (коридорном) распореду. Основна претпоставка је да коефицијент прелаза топлоте и пад притиска у међуцевном простору зависе од:

- геометријских карактеристика размењивача топлоте, то јест од распореда цеви и њихове геометрије;
- својстава флуида који протичу кроз апарат;
- протока, то јест брзине струјања флуида кроз размењивач.

Најважније место у овом истраживању заузима експериментални рад који се састојао у изради физичког модела (експерименталне инсталације) и спровођењу непосредних мерења на инсталацији. Примена теорије сличности на резултате експерименталних мерења доводи до успостављања бездимензионалних релација које које коефицијент прелаза топлоте повезују са величинама које на њега утичу. Такође је могуће успоставити релације између пада притиска и величина које на њега утичу. Обрадом резултата добијених мерењима одређују се зависности бездимензионалних величина.

Испитивања размењивача топлоте изводе се према EN стандардима за ову област [50], [51], [52], [53], који су на снази већ више од тридесет година. У оквиру ових норми дате су и препоруке за припрему и презентацију поступака за испитивање пада притиска и топлотних перформанси размењивача топлоте. Лабораторија за процесну технику, енергетску ефикасност и заштиту животне средине добила је, на основу ових стандарда, акредитацију од стране Акредитационог тела Србије.

Постоје три категорије метода испитивања размењивача топлоте:

- типско испитивање новог размењивача топлоте је испитивање једног апарата који може да се производи у више величина (овакво испитивање врши се лабораторијски за апарат из серијске или масовне производње);
- испитивање прихватљивости новог размењивача топлоте односи се на испитивање једног апарата који је конструисан за специфичну намену (овакво испитивање врши

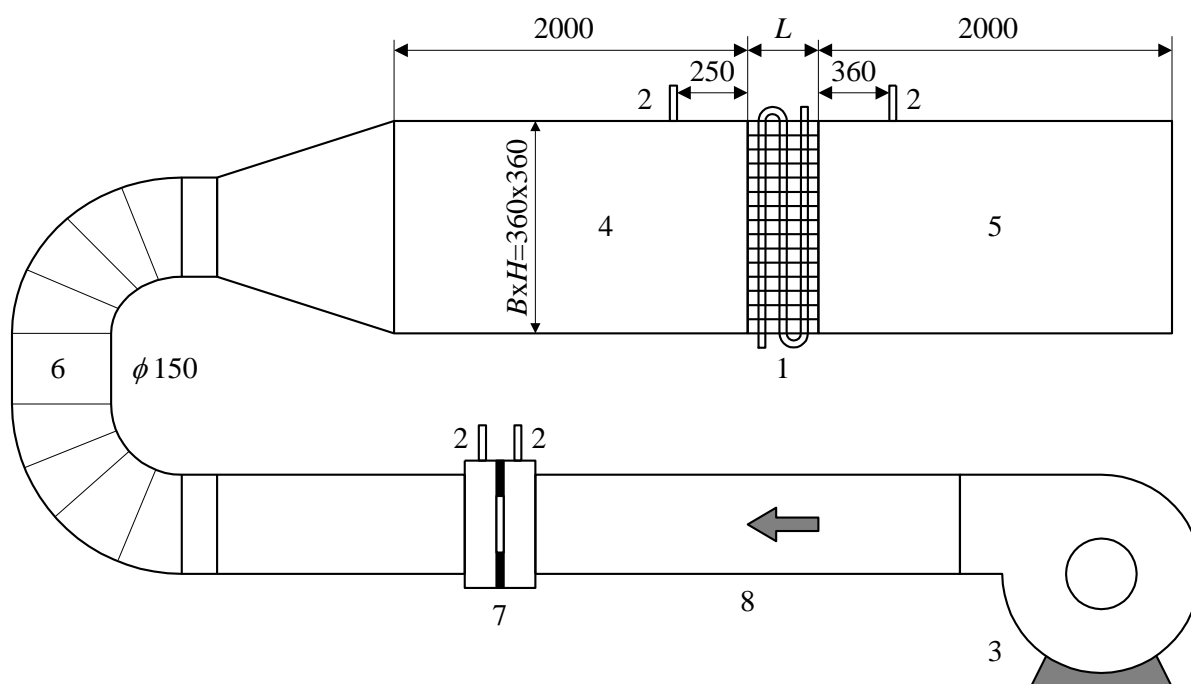
се лабораторијски или на месту уградње за појединачно произведене размењиваче или апарате из серијске производње);

- испитивање перформанси размењивача топлоте у раду изводи се када су неопходни детаљни подаци о струјним и топлотним перформансама размењивача (обавља се на месту уградње апарата и може бити слично испитивању прихватљивости новог размењивача топлоте).

За потребе ове докторске дисертације обављен је први метод испитивања размењивача топлоте (типско испитивање).

8.1 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛНЕ ИНСТАЛАЦИЈЕ

Шематски приказ експерименталне инсталације са размењивачем топлоте са оребреним цевима, која је коришћена за истраживање пада притиска и прелаза топлоте ваздуха, представљен је сликом 8.1.



Слика 8.1 Шематски приказ експерименталне инсталације

Елементи инсталације на слици 8.1 обележени су следећим бројевима:

- 1 – размењивач топлоте;
- 2 – прикључци за мерне уређаје;
- 3 – вентилатор;
- 4 – улазна комора;
- 5 – излазна комора;

6 – цево;

7 – мерна бленда за мерење протока ваздуха;

8 – струјни канал за ваздух.

Струјање ваздуха ка размењивачу топлоте (1) обавља се кроз струјни канал за ваздух (8) помоћу вентилатора (3). Мерна бленда (7) опремљена је манометром за мерење натпритиска који је постављен испред бленде и диференцијалним манометром. Проток ваздуха мери се посредством мерне бленде. Термометар се поставља у струјни канал за ваздух (8) и помоћу њега се мери температура ваздуха који струји кроз бленду. Стандард [54] дефинише израду и уградњу мерне бленде. За израчунавање протока кроз цевовод користи се исти стандард.

Да би се одредио проток ваздуха, неопходно је измерити следеће величине:

- p_b (Pa) барометарски притисак;
- t_v (°C) температура ваздуха који струји кроз бленду;
- p_{mb} (mmH₂O) натпритисак ваздуха испред мерне бленде за ваздух;
- p_b (mmH₂O) разлика притисака за ваздух испред и иза бленде.

Један термометар се, такође, поставља у излазну комору (5) и њиме се мери температура ваздуха на излазу. Унутрашњи пречник цевовода (8) је 150 mm и у њега се поставља мерна бленда отвора пречника 94,8 mm која се користи за мерење протока ваздуха.

Испред размењивача топлоте постављена је улазна комора (4), а иза размењивача топлоте уграђена је излазна комора (5). То су канали квадратног попречног пресека. Тај попречни пресек једнак је попречном пресеку размењивача топлоте. Дужина тих комора је по 2000 mm. Задатак канала (4 и 5) је умирење ваздушне струје и стварања што равномернијег брзинског поља у попречном пресеку канала на улазу и на излазу у размењивач топлоте, као и на местима где се прикључује диференцијални манометар помоћу кога се мери пад притиска преко оребрене површине.

Температура воде мери се на цевоводу испред и иза размењивача топлоте. Ултразвучно мерило KROHNE постављено је на прикључни цевовод за воду и служи за мерење протока воде.

Испитивање параметара размењивача топлоте подељено је у два дела:

- испитивање пада притиска;
- испитивање интензитета размене топлоте.

Мерења су обављена на размењивачима топлоте са ламеластим ребрима произвођача Термофриз из Умке.

Основни конструкциони параметри предметних размењивача топлоте са ламеластим ребрима и квадратним распоредом цеви приказани су у табели 8.1.

Табела 8.1 Геометријске карактеристике испитиваних размењивача топлоте

Тип испитиваног апарата	1	2	3
H (mm) ширина струјног канала	360	360	360
V (mm) висина струјног канала	360	360	360
L (mm) дужина размењивача у смеру струјања ваздуха	90	120	90
d_u (mm) унутрашњи пречник цеви	11	11	11
d_s (mm) спољашњи пречник цеви	12	12	12
d_{kr} (mm) пречник у корену ребра	12,6	12,6	12,6
N_{ct} број цеви у чеоном реду	12	12	12
N_{cl} број редова цеви у правацу струјања ваздуха	3	4	3
N_c укупан број цеви	36	48	36
N_{reb} укупни број ребара по једној цеви	244	143	58
δ_r (mm) дебљина ребра	0,3	0,3	0,3
s_r (mm) корак ребара	1,475	2,517	6,207
N_r (1/mm) број ребара по јединичној дужини цеви	678	397	161
S_{un} (m ²) површина за размену топлоте са унутрашње стране цеви	0,407	0,543	0,407
S_{sp} (m ²) површина за размену топлоте са спољашње стране цеви	14,0	11,2	3,72
S_{kr} (m ²) површина у корену ребра када не би постојала ребра	0,513	0,684	0,513
s_v (m ² /m ³) специфична површина оребрене површине	1203	723	319
ε (m ³ /m ³) порозност међуцевног простора	0,462	0,511	0,552
ε_{min} (m ² /m ²) минимална порозност међуцевног простора	0,462	0,511	0,552
d_h (mm) хидраулички пречник	1,54	2,83	6,91
λ_r (W/(m·K)) топлотна проводност материјала ребра	220	220	220
λ_z (W/(m·K)) топлотна проводност материјала зида цеви	380	380	380
$d_{e,pov}$, mm, еквивалентни пречник дефинисан преко површинске порозности	1,54	2,83	6,91

8.2 УСЛОВИ ИЗВОЂЕЊА ЕКСПЕРИМЕНТА

Испитивање пада притиска при струјању ваздуха преко оребрених цеви вршено је у изотермским условима, односно није било протицања флуида кроз цеви у цевном снопу. Обављено је мерење пада притиска ваздуха и протока ваздуха при струјању кроз размењивач за сваки радни режим. Мерења су обављена након успостављања стационарног стања које настаје стабилизацијом мерених параметара. Диференцијални коси манометар са водом коришћен је за мерење пада притиска ваздуха при струјању кроз размењивач топлоте.

Интензитет размене топлоте оребрених цеви испитиван је на „топло“, то јест кроз цеви размењивача протицала је загрејана вода. За све радне режиме обављено је мерење протока воде, протока ваздуха, температуре воде и температуре ваздуха на улазу у апарат и на излазу из апарата.

Сва мерења су обављена након успостављања (квази) стационарног стања, а то заправо значи да су испуњени следећи услови:

- стабилизовани су сви мерни параметри у границама прихватљивости;
- извршено је сопствено загревање или хлађење мерне опреме и помоћне опреме;
- стабилизована је размена топлоте између размењивача топлоте и околине.

Наведене услове називамо условима стационарности. Услови поновљивости и репродуктивности мерења такође морају бити испуњени, поред услова стационарности.

Време потребно за успостављање стационарног зависи од више фактора:

- топлотних капацитета медијума и објекта мерења;
- величине мерног објекта и помоћне опреме;
- перформанси регулационог система и помоћне опреме.

Перформансе размењивача топлоте приказују се величинама које се одређују мерењем или израчунавањем на основу измерених вредности: температура (и температурска разлика), проток флуида, топлотна снага, притисци (и падови притисака), коефицијент трња, коефицијент прелаза топлоте и тако даље. Мерења се обављају и понављају док се не добију статистички задовољавајући резултати.

У оквиру испитивања могуће је и утврђивање стања површине за размену топлоте када се ради о запрљањима и корозији. Уколико се испитују нови, некоришћени и незапрљани апарати, потребно је одредити вредности фактора везаних за запрљање и корозију, како би резултати испитивања били адекватно презентовани [50].

8.3 МАТЕМАТИЧКА ОБРАДА РЕЗУЛТАТА ЕКСПЕРИМЕНАТА

Статистичке методе које се користе за процену квалитета резултата мерења и одређивање функционалних зависности у облику бездимензионих једначина, чине основу за математичку обраду резултата експеримената. Стандардом [50] су дефинисане само смернице, али не и процедура, тако да се у конкретном случају примењује алгоритам из [55].

8.3.1 Резултати мерења пада притиска

Мерења пада притиска на размењивачу топлоте са оребреним цевима обављена су изотермски, то јест без протицања флуида са стране цеви. Измерене су следеће величине:

- t_2 (°C) температура ваздуха;
- Δp_{bg} (mmH₂O);
- p_{mbg} (mmH₂O);
- Δp_2 (mmH₂O);

Резултати мерења топлотних перформанси и пада притиска размењивача топлоте са ламеластим ребрима представљени су у прилогу П1, при чему су коришћене следеће ознаке:

- \dot{V}_2 (m³/s) измерени запремински проток ваздуха;
- Δp_2 (Pa) измерени пад притиска на размењивачу топлоте.

Од значаја за процену дисперзије резултата мерења су следеће величине:

- t_{1p} (°C) температура топлијег флуида на улазу;
- t_{1k} (°C) температура топлијег флуида на излазу;
- t_{2p} (°C) температура хладнијег флуида на улазу;
- t_{2k} (°C) температура хладнијег флуида на излазу;
- \dot{m}_1 (kg/s) масени проток воде (топлијег флуида);
- \dot{m}_2 (kg/s), масени проток ваздуха (хладнијег флуида);
- S_{rt} (m²) површина за размену топлоте.

8.3.2 Резултати мерења топлотних перформанси

На размењивачу топлоте са оребреним цевима мерене су следеће величине помоћу којих се одређују топлотне перформансе размењивача:

- \dot{V}_1 (m³/s) запремински проток воде (топлијег флуида);

- Δp_{bg} (mmH₂O) разлика притисака ваздуха испред и иза бленде;
- p_{mbg} (mmH₂O) натпритисак ваздуха испред бленде;
- t_{1p} (°C) температуре воде на улазу;
- t_{1k} (°C) температура воде на излазу;
- t_{2p} (°C) температура ваздуха на улазу;
- t_{2k} (°C) температура ваздуха на излазу.

8.3.3 Процена квалитета резултата мерења

Својства воде и ваздуха (радних флуида), усвојена су према [56].

Топлотна снага размењивача топлоте израчуната преко измерених вредности за топлији флуид (воду)

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{1p} - t_{1k}) \quad (8.1)$$

а преко података за ваздух (хладнији флуид):

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2k} - t_{2p}) \quad (8.2)$$

где су:

- c_{p1} (J/kg·K) специфични топлотни капацитет воде (топлијег флуида);
- c_{p2} (J/kg·K) специфични топлотни капацитет ваздуха (хладнијег флуида).

Грешке мерења су следеће:

- $s_t = 0,1$ °C оцена дисперзије (грешка мерења температуре);
- $s_m = 0,5$ kg/s грешка мерења протока.

Средња вредност топлотне снаге – узорак мерених вредности од два члана:

$$\bar{\dot{Q}} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{2} \quad (8.3)$$

грешка мерења топлотне снаге је

$$s_Q = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\dot{Q}_i - \bar{\dot{Q}})^2} \quad (8.4)$$

и топлотна снага се, на крају, изражава у облику $\bar{\dot{Q}} \pm s_Q$.

Стационарност радног режима процењује се односом

$$\Delta_{St} = \frac{s_Q}{\bar{\dot{Q}}} \quad (8.5)$$

у литератури се, поред наведеног, помиње и критеријум

$$\Delta_{od} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} \quad (8.6)$$

Средња температурска разлика је, према [1]

$$\Delta t_{sr} = \varepsilon \cdot \frac{(t_{1p} - t_{2k}) - (t_{1k} - t_{2p})}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (8.7)$$

где је ε корекциони фактор за средњу температурску разлику.

На основу резултата мерења, може се одредити и коефицијент пролаза топлоте

$$k = \frac{\bar{\dot{Q}}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \quad (8.8)$$

Дисперзија коефицијента пролаза топлоте који је функција који је функција средње температурске разлике Δt_{sr} , топлотне снаге \dot{Q} и површине за размену топлоте S_{rt} , на основу једначине (8.8) је

$$s_k^2 = \left[\frac{\partial}{\partial \dot{Q}} \left(\frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) \right]^2 \cdot s_{\dot{Q}}^2 + \left[\frac{\partial}{\partial S_{rt}} \left(\frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) \right]^2 \cdot s_S^2 + \left[\frac{\partial}{\partial \Delta t_{sr}} \left(\frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) \right]^2 \cdot s_{\Delta t_{sr}}^2 \quad (8.9)$$

Дисперзија средње температурске разлике $s_{\Delta t_{sr}}$ функција је четири мерене температуре и израчунава се помоћу једначине

$$s_{\Delta t_{sr}}^2 = \left[\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{1p}} \right]^2 \cdot s_{t_{1p}}^2 + \left[\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{1k}} \right]^2 \cdot s_{t_{1k}}^2 + \left[\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{2p}} \right]^2 \cdot s_{t_{2p}}^2 + \left[\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{2k}} \right]^2 \cdot s_{t_{2k}}^2 \quad (8.10)$$

Морају се израчунати и одговарајући парцијални изводи

$$\frac{\partial}{\partial \dot{Q}} \left(\frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) = \frac{1}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \quad (8.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial S_{rt}} \left(\frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) = - \frac{\dot{Q}}{S_{rt}^2 \cdot \Delta t_{sr}} \quad (8.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial \Delta t_{sr}} \left(\frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) = - \frac{\dot{Q}}{S_{rt} \cdot (\Delta t_{sr})^2} \quad (8.13)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{1p}} = \frac{1}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} - \frac{\Delta t_{sr}}{(t_{1p} - t_{2k}) \cdot \ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (8.14)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{1k}} = -\frac{1}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} + \frac{\Delta t_{sr}}{(t_{1k} - t_{2p}) \cdot \ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (8.15)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{2p}} = \frac{1}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} - \frac{\Delta t_{sr}}{(t_{1k} - t_{2p}) \cdot \ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (8.16)$$

$$\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{2k}} = -\frac{1}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} + \frac{\Delta t_{sr}}{(t_{1p} - t_{2k}) \cdot \ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (8.17)$$

Констатује се да коефицијент пролаза топлте на основу резултата мерења износи $k \pm s_k$, а прецизност мерења коефицијента пролаза топлоте

$$S_k = \frac{s_k}{k} \quad (8.18)$$

Када се коефицијент пролаза топлоте сведе на унутрашњу површину размењивача топлоте

$$\frac{1}{k_{un}} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_1 \right) + \frac{d_u}{2 \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} + \frac{d_u}{2 \cdot \lambda_r} \cdot \ln \frac{d_{kr}}{d_s} + \left(\frac{1}{\alpha_2} + R_2 \right) \cdot \frac{S_{un}}{S_{sp} \cdot \eta_2} \quad (8.19)$$

где је η_2 ефикасност оребрене површине.

Коефицијент прелаза топлоте са стране топлијег флуида (вода) рачуна се помоћу једначина датих у поглављу 5.

Контактни отпори између ребра и цеви занемарени су у овој анализи, а сматрало се да су отпори провођења топлоте услед запрљања занемарљиво мали, зато што су размењивачи топлоте почели са радом непосредно пре почетка експерименталних мерења.

Нуселтов број са стране хладнијег флуида (ваздуха у овом случају) израчунава се помоћу једначине

$$Nu_2 = \alpha_2 \cdot \frac{l_2}{\lambda_2} \quad (8.20)$$

где су:

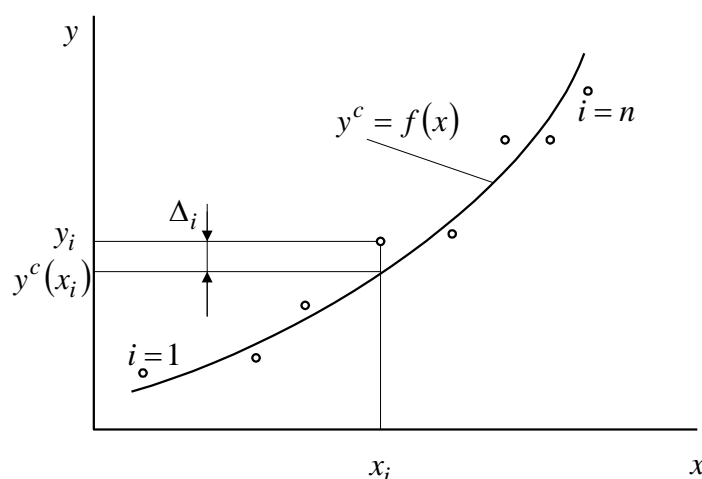
- α_2 , коефицијент прелаза топлоте за хладнији флуид (у овом случају ваздух);
- l_2 (m) карактеристична дужина;
- λ_2 (W/(m·K)) топлотна проводност ваздуха.

8.4 СТАТИСТИЧКО КОРЕЛИСАЊЕ МЕТОДОМ НАЈМАЊИХ КВАДРАТА

Метод најмањих квадрата често се користи за апроксимацију табеларно задатих функција аналитичким изразима у експлицитном облику. Уређени скуп од n парова (x_i, y_i) за $i = 1, 2, 3 \dots n$, могуће је методом најмањих квадрата одредити општу зависност

$$y^c = f(x) \quad (8.21)$$

Метод најмањих квадрата може да се примени када је y_i случајна (измерена) величина са нормалном расподелом и када је независна промењљива x_i потпуно тачна, то јест нема грешке мерења. Затим се одређује једначина линије која приказује корелационо поље скупа тачака (x_i, y_i) , при чему не мора нужно да прође ни кроз једну од њих. То је приказано на слици 8.2.



Слика 8.2 Корелационо поље и функција $y^c = f(x)$

За произвољну тачку (x_i, y_i) одступање линије од измерених вредности износи

$$\Delta_i = y_i - y^c(x_i) \quad (8.22)$$

Збир свих одступања за n парова (x_i, y_i) може бити и позитиван и негативан, али збир квадрата свих одступања увек је позитиван, то јест

$$S = \sum_{i=1}^n \Delta_i^2 \geq 0 \quad (8.23)$$

Метод најмањих квадрата састоји се у томе да се једначина линије (8.21) добије из услова да збир квадрата одступања буде минималан, то јест

$$S = S_{min} \quad (8.24)$$

Квалитет функционалне зависности добијене методом најмањих квадрата изражава се статистичким показатељима:

- средње квадратно одступање;
- корелациони однос;
- максимална грешка из скупа вредности Δ_i .

Уколико је i -та вредност зависно променљиве y_i , а вредност зависно променљиве израчуната помоћу (8.21), онда је:

- корелациони однос

$$KO = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y_i^c)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - y_{av})^2}} \quad (8.25)$$

- средње квадратно одступање

$$SD = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{y_i - y_i^c}{y_i} \right)^2}{n}} \quad (8.26)$$

- максимална грешка у дијапазону промене независно променљиве

$$MO = \max \left| \frac{y_i - y_i^c}{y_i} \right| \quad (8.27)$$

при чему је y_{av} средња вредност зависно променљиве y за n задатих парова (x_i, y_i)

$$y_{av} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n} \quad (8.28)$$

Овакви статистички показатељи примењују се на зависности произвољног облика.

8.4.1 Линеарна регресија

Поступак одређивања апроксимативне линије методом најмањих квадрата биће представљен примером одређивања линеарне зависности у облику

$$y^c = a + b \cdot x \quad (8.29)$$

Збир квадрата појединачних одступања за n парова (x_i, y_i) у том случају износи

$$S = \sum_{i=1}^n \left[y^c(x_i) - y_i \right]^2 = \sum_{i=1}^n (a + b \cdot x_i - y_i)^2 \quad (8.30)$$

потребан услов да би захтев (8.23) био задовољен је

$$\frac{\partial S}{\partial a} = 2 \cdot \sum_{i=1}^n (a + b \cdot x_i - y_i) = 0 \quad (8.31)$$

$$\frac{\partial S}{\partial b} = 2 \cdot \sum_{i=1}^n (a + b \cdot x_i - y_i) \cdot x_i = 0 \quad (8.32)$$

одавде се добија систем линеарних једначина

$$a \cdot n + b \cdot \sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n y_i \quad (8.33)$$

$$a \cdot \sum_{i=1}^n x_i + b \cdot \sum_{i=1}^n x_i^2 = \sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i \quad (8.34)$$

Тражена линеарна зависност добија се решавањем овог система линеарних једначина по a и b .

8.4.2 Нелинеарна регресија

Методом најмањих квадрата може се, поред једначине праве линије, добити и једначина сложеније зависности за задати скуп тачака (x_i, y_i) . Уобичајено је коришћење следећих нелинеарних зависности:

$$y = a \cdot \exp(b \cdot x) \quad (8.35)$$

$$y = a \cdot x^b \quad (8.36)$$

$$y = a + b \cdot \ln(x) \quad (8.37)$$

$$y = \frac{1}{a + b \cdot x} \quad (8.38)$$

$$y = \frac{x}{a + b \cdot x} \quad (8.39)$$

Поред наведених, у инжењерској пракси користе се и многе друге нелинеарне зависности. Уколико се изврши трансформација представљене функционалне зависности у линеарни облик, поступак за линеарну регресију може се применити на напред набројане зависности.

Уколико се, на пример, изабере зависност (8.36) и логаритмовањем леве и десне стране израза изврши се линеаризација, добија се израз

$$\ln y = \ln a + b \cdot \ln x \quad (8.40)$$

и тако се добија линеаризовани облик

$$Y = A + b \cdot X \quad (8.41)$$

где су:

$$Y = \ln y \quad (8.42)$$

$$A = \ln a \quad (8.43)$$

$$X = \ln x \quad (8.44)$$

Важно је поменути да се сви статистички показатељи одређују за оригиналну зависност (8.36) и нема значаја њихово одређивање за пресликану зависност (8.41).

9 АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА

У овој докторској дисертацији обрађени су и анализирани подаци који су добијени сопственим експерименталним радом. Поред тога, обрађени су и резултати других аутора, који су доступни из отворене литературе: Брауер [47], [48], Јудин [46] и Ли и сар. [49]. У табели 9.1 је дат број анализираних радних режима сваког од аутора.

Табела 9.1 Број анализираних радних режима

База података	Прилог	Број радних режима	
		пад притиска	прелаз топлоте
Сопствена мерења	П1	51	129
Брауер [47], [48]	П2	236	297
Ли и сар. [49]	П3	-	36
Јудин [46]	П4	57	180
Укупно		344	642

У табели 9.2 је приказан опсег анализираних података којим су обухваћени сви експериментални подаци као и резултати сопствених мерења, при чему су сви експериментални подаци прерачунати на величине дефинисане у Поглављу 6.

Табела 9.2 Опсег анализираних података

Вредност	Минимална	Максимална
Re	298	364 000
N_{cl}	1	7
δ_r (mm)	0,2	6
d_{kr} (mm)	8	32
s_l (mm)	30	96
s_t (mm)	30	128

9.1 КАРАКТЕРИСТИЧНЕ ВЕЛИЧИНЕ И БЕЗДИМЕНЗИОНИ БРОЈЕВИ

Различити аутори су на на разне начине приказивали своје резултате, па је ради поређења и анализе њихових мерења са сопственим мерењима неопходно да се изврше одговарајућа прерачунавања битних конструкционих димензија и бездимензионих бројева.

Фасадна брзина представља брзину струјања флуида са стране оребрених цеви, која је сведена на попречни пресек канала у ком је смештен размењивач топлоте. Фасадна брзина се изражава релацијом

$$w_{kan} = \frac{\dot{V}}{W \cdot H} \quad (9.1)$$

где су:

- \dot{V} (m³/s) запремински проток флуида;
- W (m) ширина канала у коме је смештен размењивач топлоте;
- H (m) висина канала у коме је смештен размењивач топлоте.

Брзину сведену на порозни пресек размењивача топлоте називамо карактеристичном брзином

$$w_{\varepsilon} = \frac{w_{kan}}{\varepsilon} \quad (9.2)$$

где је ε (m³/ m³) запреминска порозност комплетног међуцевног простора.

Хидраулични пречник представља карактеристичну геометријску величину

$$d_h = \frac{4 \cdot \varepsilon}{s_v} \quad (9.3)$$

Пад притиска при струјању флуида преко снопа оребрених цеви дефинишемо на следећи начин

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \frac{\rho \cdot w_{\varepsilon}^2}{2} \quad (9.4)$$

Рејнолдсов број дефинишемо помоћу хидрауличког пречника и карактеристичне брзине

$$Re = \frac{w_{\varepsilon} \cdot d_h \cdot \rho}{\mu} \quad (9.5)$$

Нуселтов број износи

$$Nu = \frac{\alpha}{\lambda} \cdot d_h \quad (9.6)$$

где су:

- α (W/(m²·K)) коефицијент прелаза топлоте;

- λ (W/(m·K)) топлотна проводност.

9.1.1 Прерачунавање бездимензионих бројева Брауера [47], [48]

Брауер је објавио резултате експерименталних мерења на размењивачима топлоте са коридорним распоредом цеви у [47], [48]. Рејнолдсов број дефинисао у облику

$$\text{Re}_B = \frac{w_{max} \cdot d_s}{\nu} \quad (9.7)$$

где су:

- w_{max} (m/s) брзина у најужем пресеку цевног снопа;
- d_s (m/s) спољашњи пречник цеви.

Нуселтов број, по Брауеру, износи

$$\text{Nu}_B = \frac{\alpha \cdot d_s}{\lambda} \quad (9.8)$$

Поређењем једначина (9.5) и (9.7) може се изразити Рејнолдсов број

$$\text{Re} = \text{Re}_B \cdot \frac{\varepsilon_{min}}{\varepsilon} \cdot \frac{d_h}{d_s} \quad (9.9)$$

где је ε_{min} (m²/m²) порозност у најужем пресеку међуцевног простора

Поређењем једначина (9.6) и (9.8) добија се израз за Нуселтов број

$$\text{Nu} = \text{Nu}_B \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{пов}} \cdot \frac{d_s \cdot \pi}{s_r + s_{mr}} \quad (9.10)$$

где је s_r (m²/m) корак ребра.

9.1.2 Прерачунавање бездимензионих бројева Јудина [46]

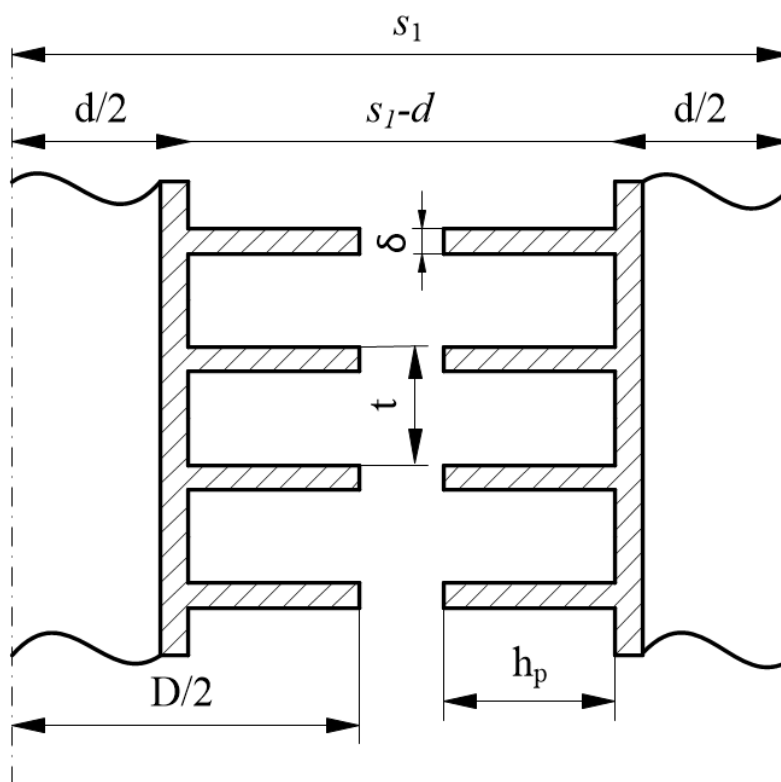
Јудин је Рејнолдсов број дефинисао на следећи начин

$$\text{Re}_J = \frac{w_J \cdot d_{eJ}}{\nu} \quad (9.11)$$

Величина d_{eJ} (еквивалентни пречник) је карактеристична дужина и приказана је релацијом

$$d_{eJ} = \frac{2 \cdot [s_r \cdot (s_t - d_s) - 2 \cdot \delta_r \cdot h_r]}{2 \cdot h_r + s_r} \quad (9.12)$$

Геометријски параметри оребрених цеви размењивача топлоте третираних у Јудиновом раду (који фигуришу у једначини 9.12), приказани су на слици 9.1.



Слика 9.1 Геометријски параметри оребрених цеви размењивача испитиваних у [46]

Уколико се анализирају експериментални подаци, може се закључити да је карактеристична дужина у Рејнолдсовим бројевима спољни пречник цеви, а не еквивалентни пречник приказан једначином 9.12.

Брзина у најужем пресеку размењивача топлоте је карактеристична брзина струјања и приказана је релацијом

$$w_J = \frac{w_{kan}}{\varepsilon_{min}} \quad (9.13)$$

Уколико упоредимо једначине (9.5) и (9.11), следи да је

$$\frac{Re_J}{w_J \cdot d_s} = \frac{Re}{w_\varepsilon \cdot d_h} \quad (9.14)$$

Рејнолдсов број износи

$$Re = Re_J \cdot \frac{d_h}{d_s} \cdot \frac{w_\varepsilon}{w_J} \quad (9.15)$$

односно

$$Re = Re_J \cdot \frac{d_h}{d_s} \cdot \frac{\varepsilon_{min}}{\varepsilon} \quad (9.16)$$

За пад притиска у међуцевном простору, Јудин је коефицијент трења дао у облику

$$\xi = \frac{\Delta p \cdot d_h}{N_{cl} \cdot s_l} \cdot \frac{2}{\rho \cdot w_\varepsilon^2} \quad (9.17)$$

где су s_l (m) подужни корак цеви, а N_{cl} број редова цеви у правцу струјања ваздуха.

Укупна дужина размењивача топлоте у правцу струјања ваздуха представља производ броја редова цеви у правцу струјања ваздуха и подужног корака цеви

$$L = N_{cl} \cdot s_l \quad (9.18)$$

За прорачун коефицијента прелаза топлоте, Јудин је као карактеристичну површину изабрао спољну површину глатке цеви S_{sp} (m²).

Коефицијент прелаза топлоте износи

$$\alpha_J = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_{sr} \cdot S_{sp}} \quad (9.19)$$

Јудин је Нуселтов број дефинисао у следећем облику

$$Nu_J = \frac{\alpha_J}{\lambda} \cdot d_s \quad (9.20)$$

Из једначина (9.6) и (9.20) се добија израз за Нуселтов број

$$Nu = Nu_J \cdot \frac{d_h}{d_{e,J}} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_J} = Nu_J \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{pov}} \cdot \frac{\frac{\dot{Q}}{\Delta t_{sr} \cdot S_S}}{\frac{\dot{Q}}{\Delta t_{sr} \cdot S_{sp}}} \quad (9.21)$$

то јест

$$Nu = Nu_J \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{pov}} \cdot \frac{d_{e,J} \cdot \pi}{(S_r + S_{mr})} \quad (9.22)$$

Површина $S_S = S_r + S_{mr}$ (m²/m) представља укупну површину оребрене цеви сведену на дужни метар цеви.

9.1.3 Прерачунавање бездимензионих бројева Лија [49]

Ли је у [49] објавио резултате експеримената које је обавио на размењивачу топлоте са завојним ребрима корака 5 mm, 7,5 mm, 10 mm, 12,5 mm и 24,5 mm, чија је дебљина износила 0,2 mm, са коридорној распоредом цеви. Спољашњи пречник цеви је 8 mm, корак цеви је 30 mm, а материјал је алуминијум. Број редова цеви је 1, 2, 3, 4 и 5.

Ли је Рејнолдсов број дефинисао следећом релацијом

$$\text{Re}_L = \frac{w_k \cdot d_h \cdot \rho}{\mu} \quad (9.23)$$

где је w_k (m/s) брзина сведена на пун попречни пресек канала у коме је смештен размењивач топлоте.

Поређењем једначина (9.5) и (9.23), добија се израз за Рејнолдсов број

$$\text{Re} = \text{Re}_L \cdot \frac{w_\varepsilon}{w_k} \quad (9.24)$$

Ли је Нуселтов број приказао у следећем облику

$$\text{Nu}_L = j_H \cdot \text{Re}_L \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (9.25)$$

Колбурнов фактор j_H износи

$$j_H = 1,1184 \cdot \text{Re}_L^{-0,5183} \cdot \left(\frac{s_r}{d_h} \right)^{0,7147} \cdot N_{rc}^{-0,1684} \quad (9.26)$$

где је N_i број реда цеви за који се прорачунава коефицијент пролаза топлоте.

Нуселтов број по Лију може приказати релацијом

$$\text{Nu}_L = 1,184 \cdot \text{Re}_L^{0,4817} \cdot \left(\frac{s_r}{d_h} \right)^{0,7147} \cdot N_{rc}^{-0,1684} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (9.27)$$

9.2 КОЕФИЦИЈЕНТ ОТПОРА ПРИ СТРУЈАЊУ ВАЗДУХА ПРЕКО СНОПА ЗАВОЈНО ОРЕБРЕНИХ ЦЕВИ У КОРИДОРНОМ РАСПОРЕДУ

Облик корелације за коефицијент отпора при струјању ваздуха преко снопа завојно оребрених цеви је претпостављен у следећем облику

$$\xi = \left(a + b \cdot \text{Re}^c \right) \cdot \left(\frac{S_s}{S_{mr}} \right)^d \quad (9.28)$$

Облик једначине (9.28) и бездимензиони однос површина S_s/S_{mr} су раније употребљени у чланцима [57] и [58] за формирање корелације за израчунавање отпора приликом попречног струјања ваздуха преко снопа оребрених цеви која је дала добра слагања са експерименталним вредностима.

Параметар a у једначини (9.28) се односи на пад притиска услед вискозног трења, а параметар b је последица турбуленције. Значење ових параметара је првобитно дао Ергун у чланку [59] анализирајући пад притиска при струјању гаса кроз слој порозног

материјала или испуну. Значење параметара a и b је потврдио и Мане Шашић кроз низ истраживања и формулисао одговарајућа објашњења у књизи [60].

Вредности параметара a , b , c и d су приказани су у табели 9.3, уз статистичке показатеље помоћу којих се оцењује квалитет корелације: средње квадратно одступање (SD) и корелациони однос (KO).

Табела 9.3 Параметри за корелацију (9.28)

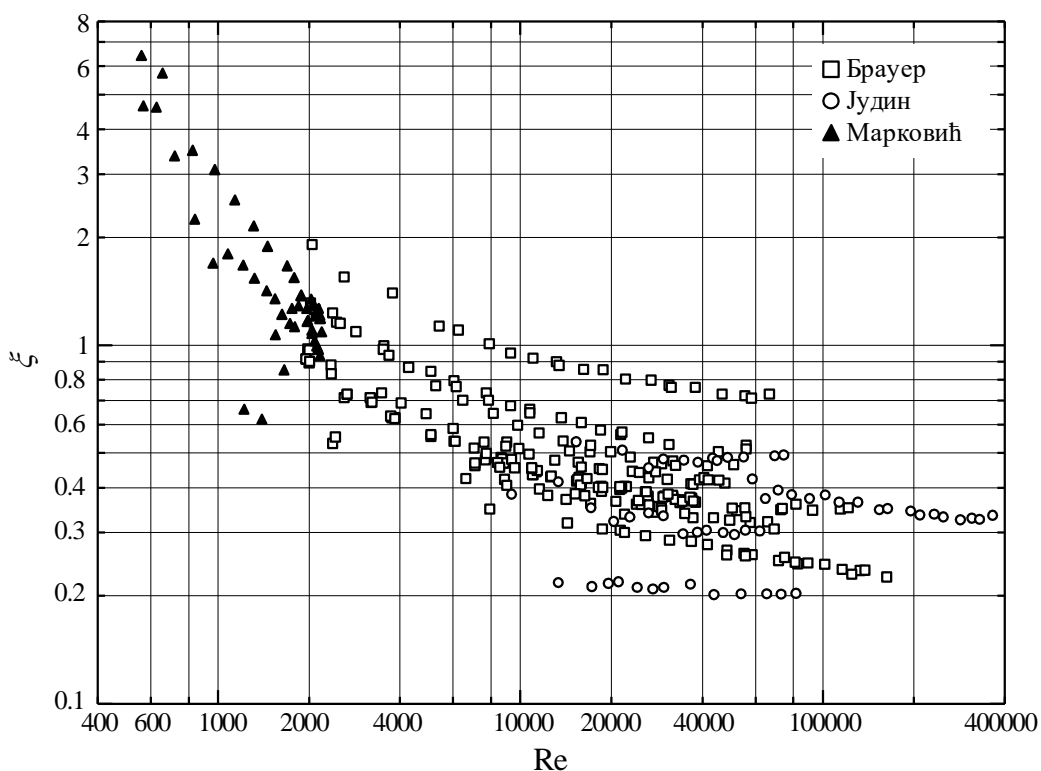
a	b	c	d	$SD, \%$	$KO, \%$
0,17	930	-1,1	0,33	23,7	84,0
0	2,7	-0,25	0,27	27,5	60,0

На основу приказане анализе, може се закључити да се утицај слободног члана a не треба занемарити. Утицај слободног члана на статистичке показатеље корелације сугерисано је и раније у истраживањима објављеним у [61] и [62].

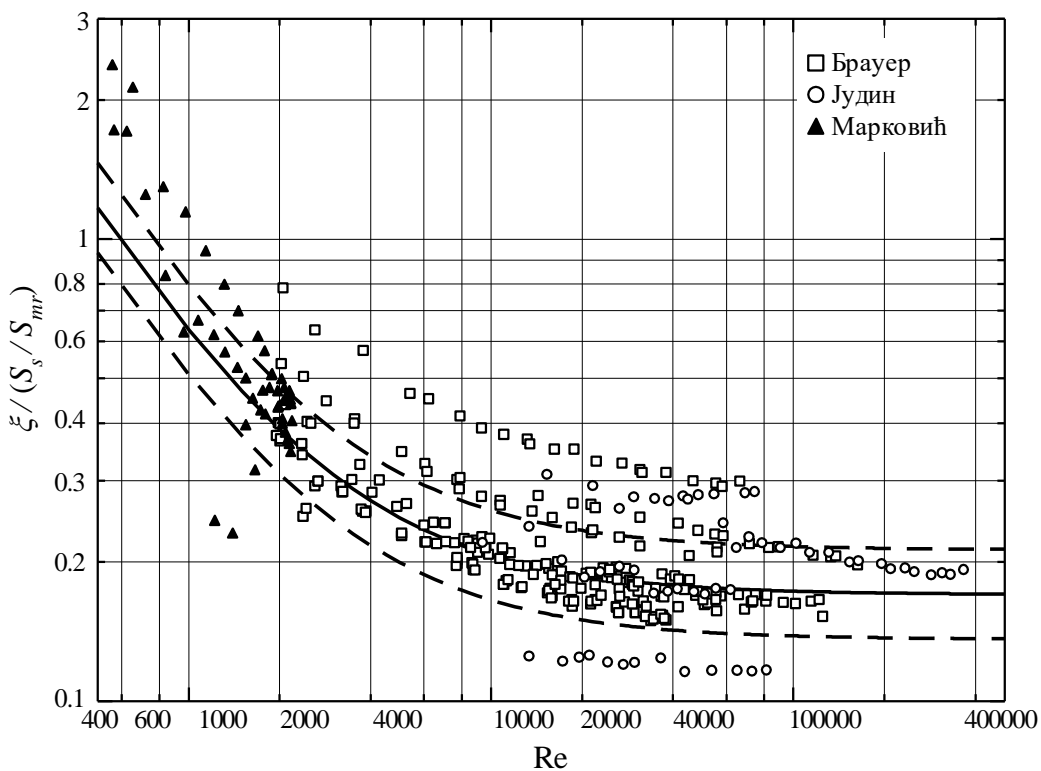
Усвојена корелација за израчунавање отпора приликом попречног струјања ваздуха преко снопа завојно оребрених цеви има следећи облик

$$\xi = \left(0,17 + 930 \cdot \text{Re}^{-1,1}\right) \cdot \left(\frac{S_s}{S_{mr}}\right)^{0,33} \quad (9.29)$$

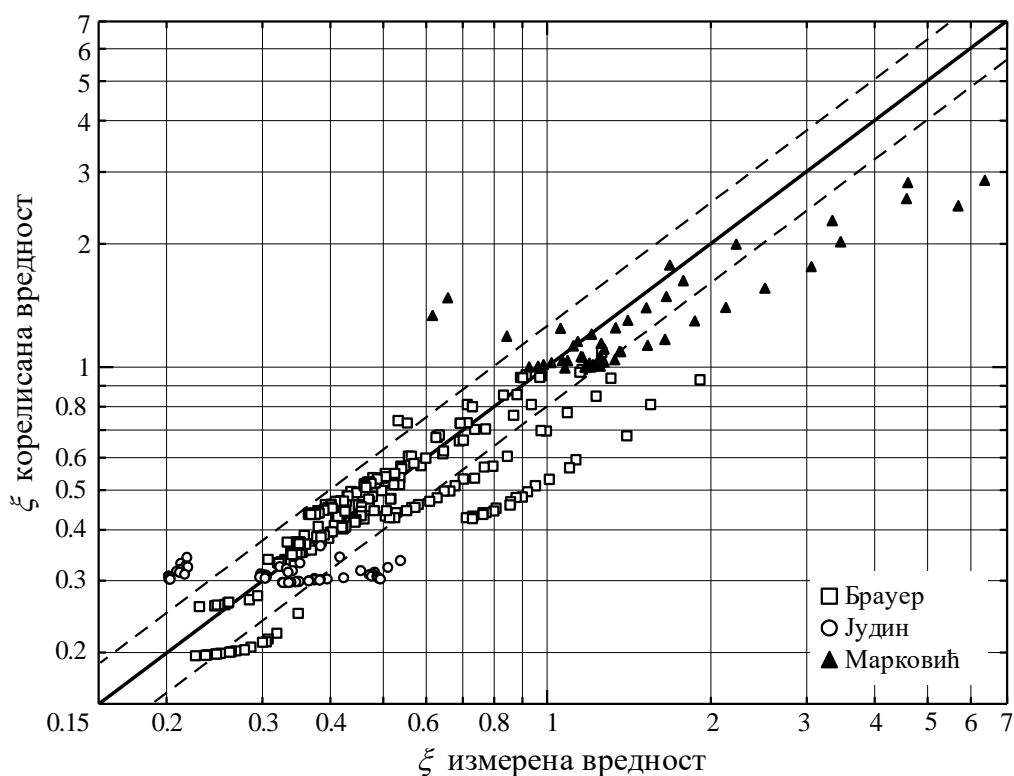
На дијаграму на слици 9.2 приказане су вредности коефицијента отпора струјању у функцији од Рејнолдсовог броја за све анализирани радне режиме, а на дијаграму на слици 9.3 приказана је корелација (9.29) примењена на све расположиве експерименталне податке за коефицијенте отпора струјању. На дијаграму на слици 9.4 је приказан паритетни дијаграм једначине (9.29) у односу на измерене вредности. На сликама 9.3 и 9.4 испрекиданом линијом је представљено корелационо поље у опсегу $\pm 25 \%$ у односу на једначину (9.29).



Слика 9.2 Коэффициент отпора струјању у функцији Рејнолдсовог броја



Слика 9.3 Корелација (9.29) примењена на расположиве експерименталне податке



Слика 9.4 Паритетни дијаграм једначине (9.29) у односу на измерене вредности

9.3 КОРЕЛАЦИЈА ЗА ИНТЕНЗИТЕТ ПРЕЛАЗА ТОПЛОТЕ ПРИ СТРУЈАЊУ ВАЗДУХА ПРЕКО ЦЕВНОГ СНОПА СА ЗАВОЈНИМ ОРЕБРЕЊЕМ

Општи облик корелације за интензитет прелаза топлоте при струјању ваздуха преко снопа завојно оребрених цеви је претпостављен у истом облику као и у случају коефицијента отпора струјању

$$Nu = (a + b \cdot Re^c) \cdot \left(\frac{S_s}{S_{mr}} \right)^d \cdot Pr^{1/3} \quad (9.30)$$

Облик једначине (9.30) је раније коришћен у чланцима [57] и [58] за формирање корелације за интензитет прелаза топлоте при струјању ваздуха преко оребреног цевног снопа.

Вредности параметара су добијени методом најмањих квадрата и приказани су у табели 9.4. У табели су приказани и средње квадратно одступање (SD) и корелациони однос (KO) као статистички показатељи помоћу којих се оцењује квалитет корелације.

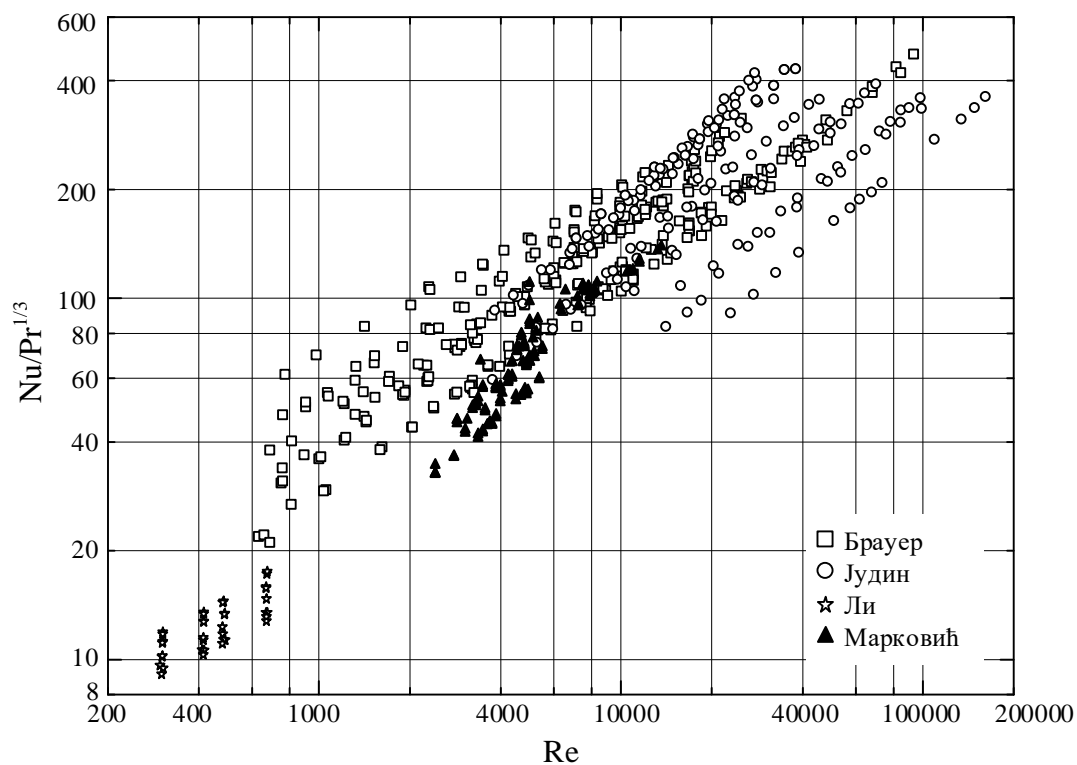
Табела 9.4 Параметри за корелацију (9.30)

a	b	c	d	$SD, \%$	$KO, \%$
-6,8	0,64	0,51	0,31	26,0	81,2
0	0,18	0,62	0,37	27,0	79,4

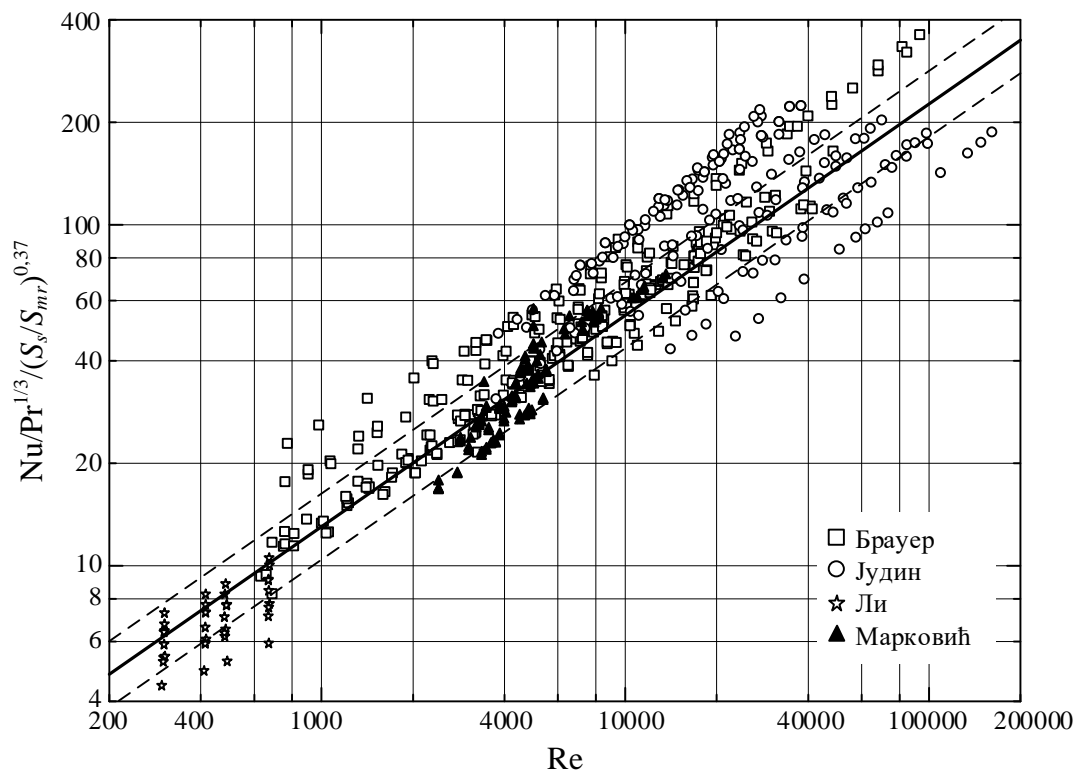
За разлику од корелације за коефицијент отпора струјању, параметар a нема значајнијег утицаја у корелацији (9.30). Усвојена корелација за израчунавање интензитета прелаза топлоте приликом попречног струјања ваздуха преко снопа завојно оребрених цеви има следећи облик

$$Nu = 0,18 \cdot Re^{0,62} \cdot \left(\frac{S_s}{S_{mr}} \right)^{0,37} \cdot Pr^{1/3} \quad (9.31)$$

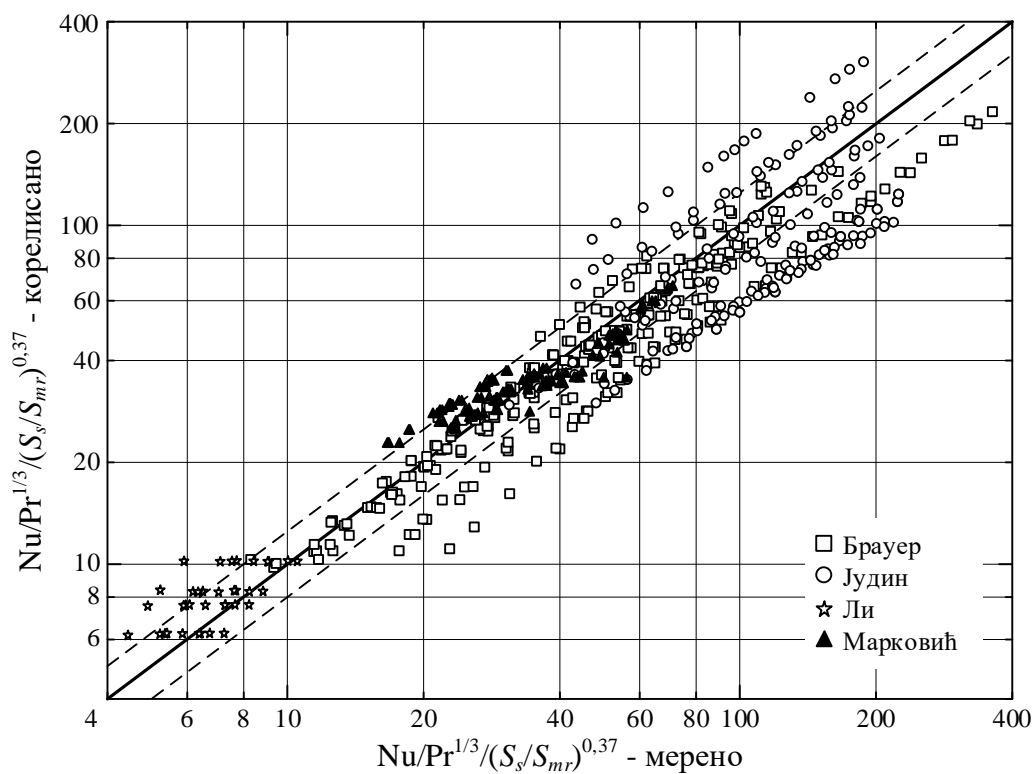
На дијаграму на слици 9.5 приказане су вредности Нуселтовог у функцији од Рејнолдсовог броја за све анализираних радних режима. На дијаграму на слици 9.6 приказана је корелација (9.31) примењена на све расположиве експерименталне податке за интензитет прелаза топлоте. Испрекиданом линијом је представљено корелационо поље у опсегу $\pm 25\%$. На дијаграму на слици 9.7 је приказан паритетни дијаграм једначине (9.31) у односу на измерене вредности.



Слика 9.5 Нуселтов број у функцији од Рејнолдсовог броја



Слика 9.6 Корелација (9.31) примењена на расположиве експерименталне податке



Слика 9.7 Паритетни дијаграм једначине (9.31) у односу на измерене вредности

9.4 ДИСКУСИЈА О РЕЗУЛТАТИМА

Дуги низ година истраживачки рад се заснивао на мерењу и приказивању измерених експерименталних података за појединачне типове оребрења у форми дијаграма. Тек у последњој деценији долази до неколико покушаја да се резултати из отворене литературе уопште на неки начин. У [35] је покушано да се објасне утицај појединачних параметара дескриптивно преко низа дијаграма.

Са друге стране у [57] и [58] је примењен другачији приступ који је подразумевао израду нових једначина за коефицијент трења и коефицијент прелаза топлоте на бази свих до сада објављених резултата, а уз иновативну примену теорије сличности.

У оквиру истраживања везаних за ову дисертацију је потврђено је да једноставни односи дужина не могу да обухвате на адекватан начин геометријске параметре размењивача топлоте са оребреним цевима. Из тог разлога је примењен сложенији однос (S_s / S_{mr}), чиме су једним изразом обухваћени сви геометријски параметри оребреног снопа.

Друга два параметра од значаја која су примењена у овој дисертацији су стварни хидраулички пречник и брзина струјања кроз порозни пресек размењивача. Применом ова два параметра је постигнуто даље побољшање решења проблема, при чему су као резултат добијене корелације које се са релативно великом сигурношћу могу користити за одређивање топлотних и струјних параметара на размењивачима топлоте са завојно оребреним цевима.

10 ЗАКЉУЧАК

Научници, истраживачи и инжењери се већ дуго баве проучавањем струјних и топлотних перформанси цевних размењивача топлоте, како би се постигло повећање интензитета размене топлоте (што би резултирало смањењем димензија размењивача топлоте) и/или смањила потрошња енергије за струјање флуида. Резултати бројних истраживања углавном су коришћени за дефинисање нових корелација за коефицијент прелаза топлоте и коефицијент трења, што је резултирало мноштвом нових једначина које се односе на бездимензионе геометријске односе. Циљ свих истраживања је проширење области примене добијених релација уз доказиву поузданост једначина. Пракса је показала да, када су у питању цевни размењивачи топлоте са оребреним цевима, већина досадашњих експеримената и закључака има врло ограничену примену. Ограничења се односе на чињеницу да се резултати могу применити само за одређене услове и за одређене типове размењивача топлоте, па и то са врло лимитираном прецизношћу.

У отвореној литератури нема много дефинисаних веза између параметара којима се прецизно могу израчунати отпори при опструјавању оребреног цевног снопа и интензитет размене топлоте енергије. Заправо, већина закључака је само применљива на инсталације на којима су испитивања вршена, а могућност уопштења је врло лимитирана. Неопходност опсежних испитивања, која би довела до поузданих једначина које потпуно описују рад цевних размењивача топлоте са оребреним цевима, је очигледна.

Рад на овој докторској дисертацији обухватио је опсежну анализу претходних истраживања, израду математичког модела у циљу одређивања бездимензионалних бројева неопходних за примену теорије сличности, низ експерименталних мерења на размењивачима топлоте са оребреним цевима постављеним у квадратном (коридорном) распореду, статистичку обраду и анализу резултата, те уопштавање резултата коришћењем постављених математичких модела.

Експерименти су урађени на различитим конфигурацијама оребрених размењивача топлоте са цевима у квадратном распореду. Како би се добијени резултати упоредили са резултатима других истраживача, сви параметри (карактеристике оребрења, број редова

цеви и попречни пресек апарата) изабрани су из опсега који се користе у индустрији. То се односи и на варијацију протока радних флуида.

Након систематизације експериментално добијених резултата, проверени су закључци из постојећих литературних извора. Направљена је детаљна статистичка анализа раније објављених експерименталних резултата, као и статистичка анализа сопствених експерименталних резултата. Статистичком анализом раније објављених корелација дошло се до закључка да се оне не могу са великом поузданошћу користити за прорачуне. На крају је израђен модел који се може користити за димензионисање нових размењивача топлоте са оребреним цевима, али и за израду контролних прорачуна постојећих размењивача топлоте.

На основу ових истраживања утврђена је прорачунска процедура која се са успехом може користити за димензионисање нових размењивача топлоте, као и за контролне прорачуне постојећих размењивача са завојним ребрима. У поглављу 9 је препоручена једначина (9.29) за израчунавање отпора струјању са средњим квадратним одступањем $SD = 23,7\%$ и корелационим односом $SD = 84,0\%$, као и једначина (9.31) за прорачун коефицијента прелаза топлоте са средњим квадратним одступањем $SD = 27,0\%$ и корелационим односом $SD = 79,4\%$.

Са друге стране све до сада објављене корелације су такође подвргнуте статистичкој анализи и установљено је да се не могу са довољном сигурношћу користити за прорачуне разматраних феномена.

Инжењерски допринос ове дисертације се огледа у добијању оригиналних корелација за израчунавање коефицијента прелаза топлоте и отпора струјању, при струјању ваздуха преко снопа оребрених цеви постављених у коридорном распореду.

Оригинални научни допринос ове докторске дисертације огледа се у следећем:

- изложен је детаљан преглед корелација из постојеће литературе, које се односе на проучавања струјања ваздуха преко размењивача топлоте са оребреним цевима;
- изложен је критички осврт на корелације из постојеће литературе, а то је представљено и у радовима [57] и [58];
- урађени су сопствени експерименти на цевним размењивачима топлоте са оребреним цевима постављеним у квадратном распореду;

- извршена је детаљна анализа сопствених резултата експерименталних мерења, као и детаљна анализа резултата на основу корелација које су резултат раније обављених истраживања. То је, такође, представљено и у радовима [57] и [58].

РЕФЕРЕНЦЕ

- [1] Јаћимовић Б., Генић С., Топлотне операције и апарати Део 1: Рекуперативни размењивачи топлоте, Београд: Машински факултет Унивезитета у Београду, 2022.
- [2] Јаћимовић Б., Генић С., Прорачун постројења за кондиционирање ваздуха за две производне линије КАН, ХИП–Азотара, Панчево, 2001.
- [3] Shah R. K., Sekulic D. P., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, Wiley, New York, 2002.
- [4] Kuppan T., *Heat Exchanger Design Handbook*, CRC Press, 2013.
- [5] Bhatia M. V., Cheremisinoff P. N., *Heat Transfer Equipment*, Technomic Publishing, Lancaster, 1980.
- [6] Perry R. H., Green D. W., *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, McGraw Hill Professional, 2008.
- [7] API Standard 661:2012 Petroleum, Petrochemical, and Natural Gas Industries – Air-cooled Heat Exchangers
- [8] Вујић С., Расхладни уређаји, Машински факултет, Београд, 1991.
- [9] *Heat Exchanger Design Handbook*, Hemisphere Publishing, Washington, 1986.
- [10] Brown R., Design of aircooled exchangers – A procedure for preliminary estimates, *Chemical Engineering*, vol. 77, no. 3, pp. 108–111, 1978.
- [11] Chauvel A., Fournier G., Raimbault C., *Manuel d'évaluation économique des procédés – Publications de l'Institut français du pétrole*, Editions TECHNIP, 2001
- [12] Saunders E. A. D., *Heat exchangers: selection, design & construction*, Longman Scientific & Technical, Harlow, 1988.
- [13] Coker A. K., *Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants – Volume 1*, Elsevier Inc., Amsterdam, 2010.
- [14] Couper J. R., Penney W. R., Fair J. R., *Chemical Process Equipment – Selection and Design*, Gulf Professional Publishing, 2009.
- [15] Commission Regulation (EU) No 327/2011 of 30 March 2011.

- [16] Генић С., Јаћимовић Б. и сар., Студија изводљивости „Повећање енергетске ефикасности и поузданости рада ваздушних хладњака у Рафинерији нафте Панчево“, ИК Консалтинг и пројектовање, Београд, 2013.
- [17] Јаћимовић Б., Генић С., Дифузионе операције и апарати Део 1: Основи транспорта супстанције, Београд: Машински факултет, 2007.
- [18] Colburn A. P., A method of correlating forced - convection heat transfer data and a comparison with fluid friction, American Institute of chemical engineering, vol. 29, pp. 174-210, 1933.
- [19] Genić S., Jaćimović B., Janjić B., "Experimental Research of Highly Viscous Fluid Cooling in Cross-Flow to a Tube Bundle", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 50, pp. 1288 - 1294, 2007.
- [20] Weisbach J., Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, Braunschweig, 1845.
- [21] Jaćimović, B., Genić, S., Lelea, D., Calculation of the Heat Transfer Coefficient for Laminar Flow in Pipes in Practical Engineering Applications, Heat Transfer Engineering, vol. 39, no. 20, pp. 1794-1800, 2018.
- [22] E. N. Sieder and G. E. Tate, Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes, Industrial and engineering chemistry, vol. 28, no. 12, pp. 1429-1435, 1936.
- [23] Hagen G., Über die Bewegung des Wassers in engen zylindrischen Röhren, Pogg. Ann., vol. 46, pp. 423-442, 1839.
- [24] Poiseuille J. L., Recherches expérimentales sur le mouvement des liquides dans les tubes de très-petits diamètres, Comptes Rendus, Académie des Sciences, Paris, 1841.
- [25] Hausen H., Wärmeübertragung im gegenstrom, gleichstrom und kreuzstrom, Springer-Verlag, Berlin, 1976.
- [26] Genić S., Jaćimović B., Reconsideration of the friction factor data and equations for smooth, rough and transition pipe flow, 1st International Conference on Computational Methods and Applications in Engineering, 23 – 26 May 2018, Timisoara, Romania
- [27] VDI Heat Atlas, Springer, 2010.
- [28] Schmidt E. Th., Der Waermeuebergang an Rippenrohre und die Berechnung von Rohrbuendelwaermeaustauschern, Kaeltetechnik, vol. 15, no. H.4, p. 88, 1963.
- [29] Brandt F., Waermeuebertragung in Dampferzeugern und Waermeaustauschern. FDBR Fachbuchreihe Bd.2, Vulkan Verlag Essen, 1985.

- [30] Gnielinski V., Waermeuebergang an einzelne Rohre, Draechte und Zylinder unter Queranstroemung, *Forsch. Ing. Wes.*, vol. 41, no. 5, p. 145, 1975.
- [31] ESCOA Engineering Manual Solidfin, HF. ESCOA, Pryor, Oklahoma, 1979.
- [31] Genić S., Jaćimović B., Latinović B., Research on air pressure drop in helically–finned tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, vol.26, no. 5–6, pp. 478–485, 2006.
- [32] Jaćimović B., Genić S., Latinović B., Research on the air pressure drop in plate finned tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, no. 7, pp. 1138 - 1143, 2006.
- [33] Genić S., Jaćimović B., Latinović B., Research on air pressure drop in helically–finned tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 478 - 485, 2006.
- [34] Kumar A., Joshi J. B., Nayak A. K., Vijayan P. K., A review on the thermal hydraulic characteristics of the air-cooled heat exchangers in forced convection, *Sadhana*, Vol. 40, Part 3, May 2015, pp. 673–755.
- [35] Frass F., Principles of Finned-Tube Heat Exchanger Design for Enhanced Heat Transfer, Institute for Thermodynamics and Energy Conversion, WSEAS Press, 2015.
- [36] Wang C. C., Chang Y. J., Hsieh Y. C., Lin Y. T., Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins, *Int. J. Refrig.*, vol. 19, no 4, pp. 223–230, 1996.
- [37] Wang C. C., Chi K. Y., Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, Part I: New experimental data, *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, pp. 2681–2691, 2000.
- [38] Yan W. M., Sheen P. J., Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 1651–1659, 2000.
- [39] Choi J. M., Kim Y., Lee M., Kim Y., Air side heat transfer coefficients of discrete plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, pp. 174–180, 2010.
- [40] Chen H. T., Song J. P., Wang Y. T., Prediction of heat transfer coefficient on the fin inside one-tube plate finned-tube heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 48, pp. 2697–2707, 2005.
- [41] Huang C. H., Yuan I. C., Ay H., An experimental study in determining the local heat transfer coefficients for the plate finned-tube heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 52, pp. 4883–4893, 2009.

- [42] Romero-Méndez R., Sen M., Yang K. T., McClain R. L., Effect of tube-to-tube conduction on plate-fin and tube heat exchanger performance, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, no. 16, pp. 3909-3916, 1997.
- [43] He Y. L., Tao W. Q., Song F. Q., Zhang W., Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of plain plate fin-and-tube heat exchangers from view point of field synergy principle, *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 26, pp. 459–473, 2005.
- [44] Liu Y. C., Wongwises S., Chang W. J., Wang C. C., Airside performance of fin-and-tube heat exchangers in dehumidifying conditions – Data with larger diameter. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 53, pp. 1603–1608, 2010.
- [45] Madi M. A., Johns R. A., Heikal M. R., Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers, *Int. J. Refrig.*, vol. 21, no. 7, pp. 507–517, 1998.
- [46] Юдин В. Ф., Теплообмен поперечно-оребрённых труб, *Машиностроение, Ленинград*, 1982.
- [47] Brauer H., Wärme- und strömungstechnische Untersuchungen an quer angeströmten Rippenrohrbündeln. Teil 1: Versuchsanlagen und Meßergebnisse bei höheren Drucken, *Chemie Ingenieur Technik*, vol. 33, no. 5, pp. 327-335, 1961.
- [48] Brauer H., Wärme- und strömungstechnische Untersuchungen an quer angeströmten Rippenrohrbündeln. Teil 2: Einfluß der Rippen- und der Rohranordnung, *Chemie Ingenieur Technik*, vol. 33, no. 6, pp. 431-438, 1961.
- [49] Lee M., Kang T., Kim Y., Air-side heat transfer characteristics of spiral-type circular fin-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, pp. 313–320, 2010.
- [50] EN 305: 1997 Heat exchangers - Definitions of performance of heat exchangers and the general test procedure for establishing performance of all heat exchangers, 1997.
- [51] EN 306: 1997 Heat exchangers - Methods of measuring the parameters for establishing performance, 1997.
- [52] EN 307: 1997 Heat exchangers - Guidelines for preparing installation, operating and maintenance instructions required to maintain the performance of each type of heat exchanger, 1997.
- [53] EN 1148: 1997 Heat exchangers – Water to water heat exchangers for district heating – Test procedure for establishing the performance data, 1997.

- [54] SRPS EN ISO 5167-2:2012, Мерење протока флуида помоћу уређаја са диференцијалним притиском уграђених у цевоводе кружног попречног пресека - Део 2: Мерне бленде.
- [55] Јаћимовић Б., Генић С., Принципи моделирања у процесној техници, Београд: Скрипта за докторске студије, Машински факултет, 2005.
- [56] Генић С., Јаћимовић Б., Јарић М., Будимир Н., Својства процесних флуида, Београд: Савез машинских и електротехничких инжењера и техничара Србије, 2014.
- [57] Marković S., Jaćimović B., Genić S., Mihailović M., Milovančević U., Otović M., Air side pressure drop in plate finned tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, vol. 99, pp. 24–29, 2019.
- [58] Otović M., Mihailović M., Genić S., Jaćimović B., Milovančević U., Marković S., Reconsideration of data and correlations for plate finned-tube heat exchangers, *Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 2987–2994, 2018.
- [59] Ergun S., Fluid flow through packed columns, *Chemical Engineering Progress*, vol. 2, pp. 89-94, 1952.
- [60] Шашић М., Транспорт флуида и чврстих материјала цевима, Научна књига, Београд, 1990.
- [61] Колендић П., Истраживање параметара транспорта топлоте код оребрених хладњака и загрејача, Докторска дисертација, Београд, 2015.
- [62] Михаиловић М., Топлотне перформансе и пад притиска код цевног размењивача топлоте са завојним ребрима и троугластим распоредом цеви, Докторска дисертација, Београд, 2019.
- [63] Gunter A., Shaw W. A., A general correlation of friction factors for various types of surfaces in crossflow, *Transactions of the ASME*, vol. 67, no. 8, pp. 643-660, 1945.

ПРИЛОЗИ

III СОПСТВЕНА МЕРЕЊА КОЕФИЦИЈЕНТА ТРЕЊА И КОЕФИЦИЈЕНТА ПРЕЛАЗА ТОПЛОТЕ

Сопствена мерења коефицијента трења

N_{rc}	$V, \text{ m}^3/\text{h}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta p, \text{ Pa}$
2	0,216	27,0	4,12
2	0,247	27,4	5,07
2	0,274	27,7	10,67
2	0,293	28,0	9,74
2	0,306	28,1	14,33
2	0,318	28,1	15,15
2	0,335	28,1	20,53
2	0,349	28,0	20,47
2	0,360	28,0	23,16
2	0,367	28,0	23,04
2	0,374	28,1	23,04
2	0,379	28,1	23,50
2	0,382	28,1	24,53
2	0,385	28,1	23,42
2	0,390	28,2	22,02
2	0,099	24,2	12,28
2	0,110	25,0	14,88
2	0,127	25,7	14,45
2	0,148	26,3	13,10
4	0,170	26,8	13,13
4	0,190	27,1	17,35
4	0,214	27,5	20,45
4	0,233	27,7	22,28

N_{rc}	$V, \text{ m}^3/\text{h}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta p, \text{ Pa}$
4	0,257	28,0	24,89
4	0,273	28,2	26,81
4	0,289	28,4	26,98
4	0,312	28,4	32,80
4	0,327	28,4	36,60
4	0,350	28,4	38,00
4	0,362	28,4	38,42
4	0,370	28,4	44,01
4	0,376	28,4	46,20
4	0,381	28,4	46,81
4	0,384	28,4	47,71
4	0,386	28,4	47,16
4	0,097	21,8	24,57
4	0,114	23,1	30,27
4	0,145	25,5	29,55
4	0,172	26,9	36,76
6	0,201	27,6	41,15
6	0,233	28,1	46,44
6	0,259	28,4	50,39
6	0,300	28,6	59,88
6	0,316	28,8	61,60
6	0,334	28,8	60,82
6	0,351	28,7	57,72
6	0,362	28,7	56,42
6	0,370	28,7	56,15
6	0,376	28,7	56,18
6	0,382	28,7	56,51
6	0,385	28,7	55,40

Сопствена мерења коефицијента прелаза топлоте

N_{rc}	Вода			Ваздух		
	V_1	t_{1p}	t_{1k}	V_2	t_{2p}	t_{2k}
	m ³ /h	°C	°C	m ³ /h	°C	°C
6	0,345	71,1	56,8	635	26,7	52,6
6	0,341	72,5	57,7	635	26,8	53,2
6	0,342	71,8	55,5	852	27,2	52,2
6	0,339	71,9	55,7	886	27,1	52,2
6	0,340	71,7	54,4	977	27,3	51,6
6	0,339	71,7	54,4	978	27,4	51,8
6	0,323	71	54,4	898	27,4	51,7
6	0,32	70,6	55,7	682	27,3	52,1
6	0,32	70,7	55,7	682	27,3	52,2
6	0,317	71	57,4	511	27,1	53,2
6	0,319	71,3	57,6	511	27,1	53,2
6	0,299	68,2	53,1	659	27,1	50,5
6	0,300	68,4	53,2	659	27,1	50,5
6	0,299	68,8	52	886	27,2	50
6	0,295	68,6	52	864	27,3	50,2
6	0,248	68,5	49,3	876	27,5	49,3
6	0,248	68,6	51,2	671	27,3	50,2
6	0,25	68,6	51,5	671	27,3	50,2
6	0,249	68,5	52,2	614	27,2	50,7
6	0,25	68,4	52,6	614	27,2	50,7
6	0,211	67,5	51,6	443	27,1	50,2
6	0,211	67,6	51,5	443	27,1	50,2
6	0,212	67,5	48,5	704	27,1	48,8
6	0,214	67,6	48,3	704	27,2	48,8
6	0,213	67,9	47,8	818	27,2	48,4
6	0,215	67,8	47,3	818	27,3	48,4
6	0,162	66,8	40,3	944	27,4	45,7

N_{rc}	Вода			Ваздух		
	V_1	t_{1p}	t_{1k}	V_2	t_{2p}	t_{2k}
	m ³ /h	°C	°C	m ³ /h	°C	°C
6	0,165	66,7	40,8	910	27,4	46
6	0,165	66,7	43,3	727	27,2	47
6	0,165	66,8	43,7	727	27,2	47,1
6	0,166	66,8	44,7	557	27,2	47,8
6	0,163	66,9	45,2	557	27,1	48,1
6	0,109	65,8	43,5	443	26,9	46,9
6	0,108	65,6	41,8	443	27	46,1
6	0,108	65,5	38,7	647	27,1	44,4
6	0,109	65,5	38,3	647	27	44,2
6	0,109	65,5	37,1	738	27,1	43,1
6	0,11	65,5	36,5	795	27,1	43
4	0,408	71,5	60,8	565	25,6	49,4
4	0,407	70,9	59,8	589	26,2	49,4
4	0,405	70,9	59,7	589	26,3	49,7
4	0,407	70,4	57,7	929	26,4	48,5
4	0,409	69,9	57,1	941	26,4	48,3
4	0,406	67,3	54,5	1001	27,5	46,3
4	0,413	67,3	55	1001	27,4	46,4
4	0,41	67,2	56,3	704	27,2	47,3
4	0,411	67,1	56,5	704	27,1	47,4
4	0,373	67,6	55,9	726	26,9	47,3
4	0,37	67,4	55,8	726	26,9	47,2
4	0,37	67	55	795	27	46,6
4	0,373	67	54,8	795	27	46,5
4	0,333	67,7	53,8	909	27,2	46,4
4	0,333	67,7	53,9	909	27,3	46,5
4	0,336	67	54,5	773	27,2	46,8
4	0,33	66,7	54,3	772	27,1	46,6

N_{rc}	Вода			Ваздух		
	V_1	t_{1p}	t_{1k}	V_2	t_{2p}	t_{2k}
	m ³ /h	°C	°C	m ³ /h	°C	°C
4	0,329	66,3	54,4	602	27,1	46,8
4	0,332	66,1	54,5	602	27	46,7
4	0,276	66,8	54,2	522	26,8	47,1
4	0,279	66,8	52,6	704	26,9	46,2
4	0,279	66,7	52,4	704	26,9	46,1
4	0,278	66,8	51,9	886	27	45,6
4	0,277	66,7	51,4	886	27	45,5
4	0,23	66,5	48,8	909	27,3	44,7
4	0,227	66,4	49,1	898	27,3	44,8
4	0,23	66,5	49,6	772	27,1	45,1
4	0,23	66,6	49,9	773	27,2	45,3
4	0,229	66,6	50,3	613	27,1	45,7
4	0,226	66,6	50,8	613	27	45,8
4	0,182	67	49,4	522	26,9	45,6
4	0,181	67	49,3	522	26,9	45,5
4	0,18	67	47,8	704	27	44,8
4	0,18	67,1	47,6	704	27	44,7
4	0,18	67,1	46,7	863	27	44,1
4	0,181	67,1	46,7	863	27	44,1
4	0,142	66,4	41,3	955	27,4	42,2
4	0,139	66,5	41,6	932	27,3	42,2
4	0,137	66,5	42,8	795	27,1	42,8
4	0,138	66,6	43,1	795	27,1	43
4	0,139	66,7	43,8	636	27	43,5
4	0,139	66,7	44,2	636	27	43,7
2	0,496	59,8	52,2	1315	26,4	35,5
2	0,501	59,1	51,7	1326	26,4	35,3
2	0,504	59,4	51,4	1996	26,7	34,8

N_{rc}	Вода			Ваздух		
	V_1	t_{1p}	t_{1k}	V_2	t_{2p}	t_{2k}
	m ³ /h	°C	°C	m ³ /h	°C	°C
2	0,497	59,3	51,3	1997	26,8	34,8
2	0,454	59,4	50,5	2101	27,1	34,8
2	0,458	59,5	50,5	2101	27,1	34,9
2	0,454	59,1	51,2	1463	26,7	35,6
2	0,456	59	51	1463	26,7	35,5
2	0,39	57,9	49,3	1439	26,3	34,7
2	0,391	58	49,3	1439	26,3	34,8
2	0,285	58,2	47,4	1495	26,2	34,4
2	0,286	58,7	47,8	1495	26,3	34,6
2	0,285	59,9	50	871	26	36
2	0,285	60	50,2	871	26	36,1
2	0,18	61,9	48,5	826	26,1	36,1
2	0,177	62,2	48,6	826	26,1	36,2
2	0,223	65,8	52,4	827	26,4	37,8
2	0,221	66	52,8	839	26,5	38
2	0,255	65,9	54	873	26,4	38,2
2	0,252	65,8	54,1	873	26,4	38,2
2	0,504	60,8	53	1155	24,8	35,6
2	0,51	61,3	53,5	1145	25,1	36,5
2	0,505	61,3	53,2	1519	25,4	36
2	0,507	60	51	1914	25,4	33,6
2	0,503	59,6	50,8	1949	25,5	33,6
2	0,514	59,6	50,4	2414	25,7	33,3
2	0,51	59,7	50,3	2482	25,7	33,3
2	0,5	73,7	63,1	1195	27,6	42,6
2	0,471	72,1	61,3	1365	27,6	41,1
2	0,476	72,3	62,1	1308	27,5	41
2	0,18	69,8	51,7	909	27,3	39,2

N_{rc}	Вода			Ваздух		
	V_1	t_{1p}	t_{1k}	V_2	t_{2p}	t_{2k}
	m ³ /h	°C	°C	m ³ /h	°C	°C
2	0,115	68	44,6	909	27,1	36,8
2	0,433	72,2	60,8	1423	27,7	40,7
2	0,451	71,9	61,2	1365	27,6	40,9
2	0,27	70,9	56,9	910	27,6	40,8
2	0,34	71,8	58,5	1423	27,8	40
2	0,074	65,8	37,4	909	27,3	34,6
2	0,377	71,6	59,3	1422	27,6	40,3
2	0,342	71,6	59,6	910	27,6	41,6
2	0,3	71,3	57	1423	27,7	39,6
2	0,27	70,9	55,7	1422	27,6	39
2	0,412	71,8	60,5	1422	27,5	40,6
2	0,229	70,7	55,2	853	27,4	40
2	0,47	72,4	62,7	967	27,5	42,4
2	0,228	70,7	53,5	1365	27,5	38,9
2	0,074	66,3	37	1364	27,4	33,8
2	0,497	72,8	65,4	625	27,3	45,1
2	0,451	71,8	62,1	910	27,5	42,5
2	0,424	72	62,3	853	27,5	42,2
2	0,125	67,9	42,7	1421	27,3	35,8
2	0,19	69,9	51,1	1365	27,5	38

II2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ РЕЗУЛТАТИ БРАУЕРА

[47] Brauer H., Wärme- und strömungstechnische Untersuchungen an quer angeströmten Rippenrohrbündeln. Teil 1: Versuchsanlagen und Meßergebnisse bei höheren Drucken, Chemie Ingenieur Technik, vol. 33, no. 5, pp. 327-335, 1961.

[48] Brauer H., Wärme- und strömungstechnische Untersuchungen an quer angeströmten Rippenrohrbündeln. Teil 2: Einfluß der Rippen- und der Rohranordnung, Chemie Ingenieur Technik, vol. 33, no. 6, pp. 431-438, 1961.

Резултати мерења коефицијента трења

Ознака	h_r , mm	N_{rc}	s_t , mm	s_l , mm	Re_B	Eu_B
A1	5	4	50,5	50,5	9640	0,461
A1	5	4	50,5	50,5	12100	0,422
A1	5	4	50,5	50,5	15800	0,397
A1	5	4	50,5	50,5	19300	0,372
A1	5	4	50,5	50,5	23300	0,362
A1	5	4	50,5	50,5	30200	0,338
A1	5	4	50,5	50,5	38000	0,342
A1	5	4	50,5	50,5	50800	0,330
A1	5	4	50,5	50,5	59400	0,330
A1	5	4	50,5	50,5	67200	0,325
A1	5	4	50,5	50,5	78600	0,320
A1	5	4	50,5	50,5	89700	0,322
A2	10	4	54,5	54,5	4230	0,916
A2	10	4	54,5	54,5	4310	0,893
A2	10	4	54,5	54,5	5630	0,713
A2	10	4	54,5	54,5	5760	0,729
A2	10	4	54,5	54,5	6940	0,706
A2	10	4	54,5	54,5	6910	0,692

Ознака	h_r , mm	N_{rc}	s_t , mm	s_l , mm	Re _B	Eu _B
A2	10	4	54,5	54,5	8090	0,628
A2	10	4	54,5	54,5	8290	0,628
A2	10	4	54,5	54,5	10900	0,556
A2	10	4	54,5	54,5	13000	0,539
A2	10	4	54,5	54,5	16600	0,484
A2	10	4	54,5	54,5	16600	0,493
A2	10	4	54,5	54,5	18600	0,486
A2	10	4	54,5	54,5	18800	0,470
A2	10	4	54,5	54,5	23700	0,436
A2	10	4	54,5	54,5	24200	0,444
A2	10	4	54,5	54,5	27100	0,429
A2	10	4	54,5	54,5	33000	0,418
A2	10	4	54,5	54,5	33700	0,428
A2	10	4	54,5	54,5	34200	0,412
A2	10	4	54,5	54,5	39800	0,404
A2	10	4	54,5	54,5	39900	0,391
A2	10	4	54,5	54,5	45900	0,396
A2	10	4	54,5	54,5	47600	0,404
A2	10	4	54,5	54,5	55800	0,390
A2	10	4	54,5	54,5	56900	0,379
A2	10	4	54,5	54,5	64300	0,379
A2	10	4	54,5	54,5	68800	0,379
A2	10	4	54,5	54,5	72600	0,364
A2	10	4	54,5	54,5	75100	0,371
A2	10	4	54,5	54,5	79300	0,374
A2	10	4	54,5	54,5	81600	0,365
A21	10	1	54,5	54,5	4410	1,910
A21	10	1	54,5	54,5	5620	1,550
A21	10	1	54,5	54,5	8120	1,400
A21	10	1	54,5	54,5	11600	1,130

Ознака	h_r , mm	N_{rc}	s_t , mm	s_l , mm	Re _B	Eu _B
A21	10	1	54,5	54,5	13400	1,100
A21	10	1	54,5	54,5	17000	1,010
A21	10	1	54,5	54,5	20000	0,952
A21	10	1	54,5	54,5	23700	0,921
A21	10	1	54,5	54,5	28300	0,900
A21	10	1	54,5	54,5	28900	0,878
A21	10	1	54,5	54,5	34800	0,856
A21	10	1	54,5	54,5	40400	0,855
A21	10	1	54,5	54,5	47900	0,806
A21	10	1	54,5	54,5	58300	0,798
A21	10	1	54,5	54,5	66800	0,773
A21	10	1	54,5	54,5	67800	0,763
A21	10	1	54,5	54,5	81400	0,762
A21	10	1	54,5	54,5	100000	0,731
A21	10	1	54,5	54,5	119000	0,722
A21	10	1	54,5	54,5	125000	0,711
A21	10	1	54,5	54,5	143000	0,730
A22	10	2	54,5	54,5	4350	1,310
A22	10	2	54,5	54,5	5160	1,230
A22	10	2	54,5	54,5	6140	1,090
A22	10	2	54,5	54,5	7610	0,996
A22	10	2	54,5	54,5	7590	0,974
A22	10	2	54,5	54,5	10900	0,846
A22	10	2	54,5	54,5	13000	0,796
A22	10	2	54,5	54,5	13200	0,766
A22	10	2	54,5	54,5	16600	0,736
A22	10	2	54,5	54,5	16900	0,702
A22	10	2	54,5	54,5	20000	0,677
A22	10	2	54,5	54,5	23100	0,663
A22	10	2	54,5	54,5	23100	0,647

Ознака	h_r , mm	N_{rc}	s_t , mm	s_l , mm	Re _B	Eu _B
A22	10	2	54,5	54,5	29400	0,628
A22	10	2	54,5	54,5	34200	0,609
A22	10	2	54,5	54,5	39600	0,580
A22	10	2	54,5	54,5	46200	0,564
A22	10	2	54,5	54,5	46600	0,572
A22	10	2	54,5	54,5	57100	0,552
A22	10	2	54,5	54,5	66800	0,528
A22	10	2	54,5	54,5	97100	0,504
A22	10	2	54,5	54,5	120000	0,525
A22	10	2	54,5	54,5	120000	0,513
A23	10	3	54,5	54,5	4260	0,976
A23	10	3	54,5	54,5	4310	0,970
A23	10	3	54,5	54,5	5090	0,880
A23	10	3	54,5	54,5	7470	0,736
A23	10	3	54,5	54,5	8680	0,690
A23	10	3	54,5	54,5	10500	0,643
A23	10	3	54,5	54,5	12900	0,586
A23	10	3	54,5	54,5	16300	0,537
A23	10	3	54,5	54,5	19400	0,536
A23	10	3	54,5	54,5	19300	0,523
A23	10	3	54,5	54,5	23000	0,497
A23	10	3	54,5	54,5	28000	0,478
A23	10	3	54,5	54,5	33400	0,472
A23	10	3	54,5	54,5	34200	0,458
A23	10	3	54,5	54,5	39200	0,453
A23	10	3	54,5	54,5	40100	0,450
A23	10	3	54,5	54,5	57200	0,427
A23	10	3	54,5	54,5	65800	0,422
A23	10	3	54,5	54,5	78700	0,411
A23	10	3	54,5	54,5	80200	0,410

Ознака	h_r , mm	N_{rc}	s_t , mm	s_l , mm	Re _B	Eu _B
A23	10	3	54,5	54,5	102000	0,413
A24	10	4	54,5	54,5	4200	0,915
A24	10	4	54,5	54,5	4330	0,902
A24	10	4	54,5	54,5	5110	0,832
A24	10	4	54,5	54,5	5750	0,730
A24	10	4	54,5	54,5	6860	0,713
A24	10	4	54,5	54,5	6950	0,693
A24	10	4	54,5	54,5	8010	0,634
A24	10	4	54,5	54,5	8260	0,624
A24	10	4	54,5	54,5	10900	0,563
A24	10	4	54,5	54,5	13100	0,539
A24	10	4	54,5	54,5	16500	0,479
A24	10	4	54,5	54,5	16600	0,499
A24	10	4	54,5	54,5	18700	0,483
A24	10	4	54,5	54,5	19000	0,469
A24	10	4	54,5	54,5	23600	0,436
A24	10	4	54,5	54,5	24500	0,447
A24	10	4	54,5	54,5	27200	0,431
A24	10	4	54,5	54,5	33300	0,423
A24	10	4	54,5	54,5	34000	0,408
A24	10	4	54,5	54,5	38900	0,401
A24	10	4	54,5	54,5	40300	0,401
A24	10	4	54,5	54,5	46100	0,401
A24	10	4	54,5	54,5	48200	0,403
A24	10	4	54,5	54,5	56000	0,389
A24	10	4	54,5	54,5	56800	0,379
A24	10	4	54,5	54,5	64600	0,379
A24	10	4	54,5	54,5	68600	0,381
A24	10	4	54,5	54,5	69800	0,372
A24	10	4	54,5	54,5	74000	0,367

Ознака	h_r , mm	N_{rc}	s_t , mm	s_l , mm	Re _B	Eu _B
A24	10	4	54,5	54,5	78300	0,376
A24	10	4	54,5	54,5	80400	0,368
A3	15	4	59	59	5730	1,260
A3	15	4	59	59	6760	1,160
A3	15	4	59	59	6960	1,150
A3	15	4	59	59	10100	0,936
A3	15	4	59	59	11700	0,867
A3	15	4	59	59	14400	0,771
A3	15	4	59	59	17700	0,702
A3	15	4	59	59	22300	0,646
A3	15	4	59	59	26900	0,598
A3	15	4	59	59	31600	0,569
A3	15	4	59	59	37900	0,541
A3	15	4	59	59	46600	0,504
A3	15	4	59	59	46700	0,525
A3	15	4	59	59	54400	0,505
A3	15	4	59	59	63300	0,488
A3	15	4	59	59	75800	0,472
A3	15	4	59	59	80300	0,467
A3	15	4	59	59	87500	0,475
A3	15	4	59	59	89300	0,462
A3	15	4	59	59	114000	0,461
A3	15	4	59	59	139000	0,465
A4	2	4	50,5	50,5	3410	0,349
A4	2	4	50,5	50,5	6170	0,319
A4	2	4	50,5	50,5	8040	0,307
A4	2	4	50,5	50,5	9230	0,305
A4	2	4	50,5	50,5	9530	0,300
A4	2	4	50,5	50,5	13400	0,286
A4	2	4	50,5	50,5	17900	0,278

Ознака	h_r , mm	N_{rc}	s_t , mm	s_l , mm	Re _B	E _{UB}
A4	2	4	50,5	50,5	20800	0,268
A4	2	4	50,5	50,5	23700	0,263
A4	2	4	50,5	50,5	25200	0,261
A4	2	4	50,5	50,5	30800	0,251
A4	2	4	50,5	50,5	35600	0,246
A4	2	4	50,5	50,5	38400	0,247
A4	2	4	50,5	50,5	50000	0,237
A4	2	4	50,5	50,5	57300	0,235
A4	2	4	50,5	50,5	59400	0,236
A4	2	4	50,5	50,5	70200	0,226
A5	5	4	53,5	53,5	79900	0,230
A5	5	4	53,5	53,5	64900	0,245
A5	5	4	53,5	53,5	51900	0,248
A5	5	4	53,5	53,5	47900	0,256
A5	5	4	53,5	53,5	35500	0,259
A5	5	4	53,5	53,5	30800	0,260
A5	5	4	53,5	53,5	23500	0,284
A5	5	4	53,5	53,5	16600	0,294
A6	10	4	54,9	54,9	7380	0,425
A6	10	4	54,9	54,9	10100	0,407
A6	10	4	54,9	54,9	13800	0,381
A6	10	4	54,9	54,9	17000	0,385
A6	10	4	54,9	54,9	23100	0,367
A6	10	4	54,9	54,9	27000	0,360
A6	10	4	54,9	54,9	28000	0,359
A6	10	4	54,9	54,9	27500	0,369
A6	10	4	54,9	54,9	32000	0,355
A6	10	4	54,9	54,9	32700	0,352
A6	10	4	54,9	54,9	32800	0,347
A6	10	4	54,9	54,9	39100	0,340

Ознака	h_r , mm	N_{rc}	s_t , mm	s_l , mm	Re _B	E _{UB}
A6	10	4	54,9	54,9	77100	0,307
A7	12.5	4	57	57	3050	0,533
A7	12.5	4	57	57	8970	0,516
A7	12.5	4	57	57	10700	0,471
A7	12.5	4	57	57	11900	0,481
A7	12.5	4	57	57	13900	0,453
A7	12.5	4	57	57	20800	0,380
A7	12.5	4	57	57	27500	0,399
A7	12.5	4	57	57	33900	0,358
A7	12.5	4	57	57	37700	0,377
A7	12.5	4	57	57	66100	0,346
A7	12.5	4	57	57	71000	0,333
A7	12.5	4	57	57	92400	0,348
A7	12.5	4	57	57	104000	0,360
A7	12.5	4	57	57	118000	0,347
A7	12.5	4	57	57	146000	0,349
A7	12.5	4	57	57	155000	0,352
A7	12.5	4	57	57	3120	0,554
A7	12.5	4	57	57	9020	0,470
A7	12.5	4	57	57	10900	0,456
A7	12.5	4	57	57	12200	0,455
A7	12.5	4	57	57	13900	0,455
A7	12.5	4	57	57	21200	0,425
A7	12.5	4	57	57	27200	0,403
A7	12.5	4	57	57	33300	0,390
A7	12.5	4	57	57	39200	0,384
A7	12.5	4	57	57	64000	0,351
A7	12.5	4	57	57	70400	0,352
A7	12.5	4	57	57	93600	0,350
A8	15	4	59	59	14100	0,515

Ознака	h_r , mm	N_{rc}	s_t , mm	s_l , mm	Re _B	Eu _B
A8	15	4	59	59	20700	0,507
A8	15	4	59	59	33400	0,445
A8	15	4	59	59	35200	0,441
A8	15	4	59	59	39800	0,444
A8	15	4	59	59	55700	0,421
A8	15	4	59	59	57700	0,427
A8	15	4	59	59	59500	0,421
A8	15	4	59	59	64500	0,420

Резултати мерења коефицијента прелаза топлоте

Ознака	h_r , mm	h_r , mm	N_{rc}	s_t , mm	s_t , mm	Re_B	$Nu_B / Pr^{1/3}$
A1	5	38	4	50,5	50,5	9610	120
A1	5	38	4	50,5	50,5	12000	137
A1	5	38	4	50,5	50,5	15800	167
A1	5	38	4	50,5	50,5	19400	196
A1	5	38	4	50,5	50,5	23800	210
A1	5	38	4	50,5	50,5	30600	259
A1	5	38	4	50,5	50,5	38100	289
A1	5	38	4	50,5	50,5	51000	325
A1	5	38	4	50,5	50,5	59000	378
A1	5	38	4	50,5	50,5	67600	420
A1	5	38	4	50,5	50,5	78900	441
A1	5	38	4	50,5	50,5	90400	475
A2	10	48	4	54,5	54,5	4280	136
A2	10	48	4	54,5	54,5	5700	159
A2	10	48	4	54,5	54,5	6920	179
A2	10	48	4	54,5	54,5	8170	201
A2	10	48	4	54,5	54,5	8060	208
A2	10	48	4	54,5	54,5	11000	246
A2	10	48	4	54,5	54,5	10900	238
A2	10	48	4	54,5	54,5	13000	260
A2	10	48	4	54,5	54,5	13100	266
A2	10	48	4	54,5	54,5	16100	322
A2	10	48	4	54,5	54,5	16700	325
A2	10	48	4	54,5	54,5	16900	331
A2	10	48	4	54,5	54,5	18700	337
A2	10	48	4	54,5	54,5	18900	333
A2	10	48	4	54,5	54,5	24100	416
A2	10	48	4	54,5	54,5	24300	407
A2	10	48	4	54,5	54,5	27400	423

Ознака	h_r , mm	h_r , mm	N_{rc}	s_l , mm	s_l , mm	Re _B	Nu _B / Pr ^{1/3}
A2	10	48	4	54,5	54,5	27300	444
A2	10	48	4	54,5	54,5	32800	483
A2	10	48	4	54,5	54,5	33800	510
A2	10	48	4	54,5	54,5	34700	496
A2	10	48	4	54,5	54,5	39600	551
A2	10	48	4	54,5	54,5	40200	558
A2	10	48	4	54,5	54,5	45900	592
A2	10	48	4	54,5	54,5	48100	645
A2	10	48	4	54,5	54,5	48100	635
A2	10	48	4	54,5	54,5	56500	680
A2	10	48	4	54,5	54,5	56500	693
A2	10	48	4	54,5	54,5	64700	735
A2	10	48	4	54,5	54,5	69000	767
A2	10	48	4	54,5	54,5	69500	790
A2	10	48	4	54,5	54,5	74600	814
A2	10	48	4	54,5	54,5	78800	827
A2	10	48	4	54,5	54,5	78300	797
A2	10	48	4	54,5	54,5	97900	943
A2	10	48	4	54,5	54,5	96000	965
A2	10	48	4	54,5	54,5	98200	990
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	4400	272
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	5590	308
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	8070	369
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	11500	423
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	13200	476
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	13300	467
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	16800	507
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	20000	545
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	19900	549
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	23400	600

Ознака	h_r , mm	h_r , mm	N_{rc}	s_l , mm	s_l , mm	Re_B	$Nu_B / Pr^{1/3}$
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	28100	649
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	28800	641
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	34500	712
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	40200	774
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	40500	766
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	47600	832
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	47600	860
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	57500	910
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	58000	897
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	67500	957
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	68600	985
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	82000	1030
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	100000	1140
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	121000	1240
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	126000	1270
A2/1	10	48	1	54,5	54,5	143000	1390
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	4320	210
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	5150	221
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	5150	228
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	6080	242
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	6120	237
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	7510	262
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	7570	286
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	8690	293
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	8720	306
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	10800	325
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	12900	366
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	13300	362
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	14200	366
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	16600	418

Ознака	h_r , mm	h_r , mm	N_{rc}	s_l , mm	s_l , mm	Re _B	Nu _B / Pr ^{1/3}
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	17300	417
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	19700	465
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	22600	492
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	23100	508
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	28700	574
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	29700	589
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	34000	636
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	34800	630
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	40000	684
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	39900	673
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	46600	724
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	46900	747
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	56800	814
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	56500	796
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	67000	874
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	97800	1060
A2/2	10	48	2	54,5	54,5	120000	1190
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	4310	150
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	5100	163
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	7520	211
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	8740	235
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	10500	253
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	12700	288
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	13000	288
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	16000	330
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	19000	375
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	19600	378
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	23100	418
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	28000	475
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	34200	537

Ознака	h_r , mm	h_r , mm	N_{rc}	s_l , mm	s_l , mm	Re _B	Nu _B / Pr ^{1/3}
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	39500	586
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	39900	611
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	48900	670
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	57700	727
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	56900	742
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	58800	746
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	65500	789
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	66800	800
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	80700	925
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	99600	1010
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	101000	1060
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	113000	1090
A2/3	10	48	3	54,5	54,5	114000	1130
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	4320	138
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	5790	161
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	6990	182
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	8190	203
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	10800	239
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	11000	243
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	13100	261
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	13200	268
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	16400	317
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	16900	329
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	18600	342
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	19100	340
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	24600	407
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	24500	417
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	27400	424
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	27400	446
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	33300	493

Ознака	h_r , mm	h_r , mm	N_{rc}	s_l , mm	s_l , mm	Re_B	$Nu_B / Pr^{1/3}$
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	34200	508
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	34700	488
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	39300	551
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	40800	557
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	45800	605
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	45700	589
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	48400	628
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	47900	645
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	56500	670
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	57300	684
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	65300	743
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	68900	753
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	68700	779
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	75800	821
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	78900	796
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	81000	830
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	96400	966
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	99200	932
A2/4	10	48	4	54,5	54,5	101000	982
A3	15	58	4	59	59	5780	280
A3	15	58	4	59	59	6820	297
A3	15	58	4	59	59	10200	376
A3	15	58	4	59	59	10100	382
A3	15	58	4	59	59	11800	406
A3	15	58	4	59	59	14400	448
A3	15	58	4	59	59	14300	434
A3	15	58	4	59	59	17900	485
A3	15	58	4	59	59	22200	549
A3	15	58	4	59	59	27100	590
A3	15	58	4	59	59	26700	622

Ознака	h_r , mm	h_r , mm	N_{rc}	s_t , mm	s_t , mm	Re _B	Nu _B / Pr ^{1/3}
A3	15	58	4	59	59	31400	661
A3	15	58	4	59	59	37700	759
A3	15	58	4	59	59	38200	744
A3	15	58	4	59	59	47300	818
A3	15	58	4	59	59	46800	834
A3	15	58	4	59	59	54700	920
A3	15	58	4	59	59	54500	926
A3	15	58	4	59	59	63200	992
A3	15	58	4	59	59	63200	1010
A3	15	58	4	59	59	76500	1090
A3	15	58	4	59	59	78500	1080
A3	15	58	4	59	59	89900	1150
A3	15	58	4	59	59	115000	1360
A3	15	58	4	59	59	140000	1480
A3	15	58	4	59	59	141000	1450
A4	2	32	4	50,5	50,5	3340	48,6
A4	2	32	4	50,5	50,5	3340	51,3
A4	2	32	4	50,5	50,5	4440	57,9
A4	2	32	4	50,5	50,5	4430	60,7
A4	2	32	4	50,5	50,5	6070	70,7
A4	2	32	4	50,5	50,5	6130	73,5
A4	2	32	4	50,5	50,5	7960	86,1
A4	2	32	4	50,5	50,5	7940	81,5
A4	2	32	4	50,5	50,5	9230	91,4
A4	2	32	4	50,5	50,5	9620	97,4
A4	2	32	4	50,5	50,5	9800	103
A4	2	32	4	50,5	50,5	11400	101
A4	2	32	4	50,5	50,5	11400	97,1
A4	2	32	4	50,5	50,5	14200	122
A4	2	32	4	50,5	50,5	14300	129

Ознака	h_r , mm	h_r , mm	N_{rc}	s_l , mm	s_l , mm	Re _B	Nu _B / Pr ^{1/3}
A4	2	32	4	50,5	50,5	17400	133
A4	2	32	4	50,5	50,5	17400	140
A4	2	32	4	50,5	50,5	20600	155
A4	2	32	4	50,5	50,5	20600	148
A4	2	32	4	50,5	50,5	24600	164
A4	2	32	4	50,5	50,5	25000	172
A4	2	32	4	50,5	50,5	30500	187
A4	2	32	4	50,5	50,5	30200	197
A4	2	32	4	50,5	50,5	35300	210
A4	2	32	4	50,5	50,5	36000	221
A4	2	32	4	50,5	50,5	38200	221
A4	2	32	4	50,5	50,5	41300	237
A4	2	32	4	50,5	50,5	49600	256
A4	2	32	4	50,5	50,5	49500	270
A4	2	32	4	50,5	50,5	58100	286
A4	2	32	4	50,5	50,5	70400	321
A4	2	32	4	50,5	50,5	70500	334
A4	2	32	4	50,5	50,5	84300	379
A4	2	32	4	50,5	50,5	87400	365
A4	2	32	4	50,5	50,5	96500	410
A5	5	38	4	53,5	53,5	7970	110
A5	5	38	4	53,5	53,5	11700	139
A5	5	38	4	53,5	53,5	16400	174
A5	5	38	4	53,5	53,5	23300	213
A5	5	38	4	53,5	53,5	30300	248
A5	5	38	4	53,5	53,5	35400	273
A5	5	38	4	53,5	53,5	47100	333
A5	5	38	4	53,5	53,5	51100	338
A5	5	38	4	53,5	53,5	64500	398
A5	5	38	4	53,5	53,5	79100	456

Ознака	h_r , mm	h_r , mm	N_{rc}	s_t , mm	s_t , mm	Re _B	Nu _B / Pr ^{1/3}
A6	10	48	4	54,9	54,9	13600	237
A6	10	48	4	54,9	54,9	16800	272
A6	10	48	4	54,9	54,9	22800	314
A6	10	48	4	54,9	54,9	27000	347
A6	10	48	4	54,9	54,9	31900	393
A6	10	48	4	54,9	54,9	32300	405
A6	10	48	4	54,9	54,9	38900	444
A6	10	48	4	54,9	54,9	50100	527
A6	10	48	4	54,9	54,9	76600	660
A7	12,5	53	4	57	57	2400	92
A7	12,5	53	4	57	57	3080	113
A7	12,5	53	4	57	57	4010	124
A7	12,5	53	4	57	57	6160	163
A7	12,5	53	4	57	57	7710	185
A7	12,5	53	4	57	57	9150	209
A7	12,5	53	4	57	57	10700	228
A7	12,5	53	4	57	57	12200	242
A7	12,5	53	4	57	57	13800	272
A7	12,5	53	4	57	57	21100	347
A7	12,5	53	4	57	57	27400	457
A7	12,5	53	4	57	57	33200	443
A7	12,5	53	4	57	57	39600	504
A7	12,5	53	4	57	57	63900	671
A7	12,5	53	4	57	57	70600	728
A7	12,5	53	4	57	57	93100	808
A7	12,5	53	4	57	57	100000	898
A7	12,5	53	4	57	57	116000	946
A7	12,5	53	4	57	57	144000	1100
A7	12,5	53	4	57	57	155000	1120
A7	12,5	53	4	57	57	2500	93

Ознака	h_r , mm	h_r , mm	N_{rc}	s_t , mm	s_t , mm	Re_B	$Nu_B / Pr^{1/3}$
A7	12,5	53	4	57	57	3940	123
A7	12,5	53	4	57	57	6060	160
A7	12,5	53	4	57	57	7750	185
A7	12,5	53	4	57	57	9100	211
A7	12,5	53	4	57	57	10900	231
A7	12,5	53	4	57	57	12000	240
A7	12,5	53	4	57	57	13800	275
A7	12,5	53	4	57	57	20200	343
A7	12,5	53	4	57	57	21400	347
A7	12,5	53	4	57	57	27500	461
A7	12,5	53	4	57	57	33200	447
A7	12,5	53	4	57	57	39500	499
A7	12,5	53	4	57	57	63900	669
A7	12,5	53	4	57	57	70300	724
A7	12,5	53	4	57	57	94700	800
A7	12,5	53	4	57	57	103000	884
A7	12,5	53	4	57	57	120000	936
A7	12,5	53	4	57	57	147000	1130
A7	12,5	53	4	57	57	157000	1100
A8	15	58	4	59	59	3040	112
A8	15	58	4	59	59	14400	291
A8	15	58	4	59	59	35000	490
A8	15	58	4	59	59	39900	540
A8	15	58	4	59	59	48400	599
A8	15	58	4	59	59	56900	659
A8	15	58	4	59	59	64600	707
A8	15	58	4	59	59	73300	781
A8	15	58	4	59	59	84700	841

ПЗ ЛИ, КАНГ И КИМ

[49] Lee M., Kang T., Kim Y., Air-side heat transfer characteristics of spiral-type circular fin-tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration, vol. 33, pp. 313–320, 2010.

$$d_s = 8 \text{ mm}$$

$$\delta_r = 0,2$$

$$d_r = 24,5 \text{ mm}$$

$$s_t = 30 \text{ mm}$$

$$s_l = 30 \text{ mm}$$

Слика	N_{rc}	s_r mm	Re_L	$Nu_L / Pr^{1/3}$	N_l kom/m	ε	s_v m ² /m ³	d_h mm	ε_{min}
4	2	12,5	394	10,65	80	0,938	104	36,16	0,725
4	2	12,5	538	12,09	80	0,938	104	36,16	0,725
4	2	12,5	625	12,98	80	0,938	104	36,16	0,725
4	2	12,5	871	15,44	80	0,938	104	36,16	0,725
4	2	10	394	10,02	100	0,936	123	30,52	0,722
4	2	10	539	11,39	100	0,936	123	30,52	0,722
4	2	10	632	11,99	100	0,936	123	30,52	0,722
4	2	10	867	14,20	100	0,936	123	30,52	0,722
4	2	7,5	393	9,11	133,3333	0,933	154	24,20	0,719
4	2	7,5	538	10,11	133,3333	0,933	154	24,20	0,719
4	2	7,5	624	10,50	133,3333	0,933	154	24,20	0,719
4	2	7,5	869	12,06	133,3333	0,933	154	24,20	0,719
4	2	5	389	8,60	200	0,928	217	17,07	0,711
4	2	5	536	9,50	200	0,928	217	17,07	0,711
4	2	5	639	10,12	200	0,928	217	17,07	0,711
4	2	5	875	11,44	200	0,928	217	17,07	0,711

Слика	N_{rc}	s_r mm	Re_L	$Nu_L / Pr^{1/3}$	N_l kom/m	ε	s_v m ² /m ³	d_h mm	ε_{min}
6	1	10	394	10,51	100	0,936	123	30,52	0,722
6	1	10	539	11,97	100	0,936	123	30,52	0,722
6	1	10	622	12,86	100	0,936	123	30,52	0,722
6	1	10	875	15,66	100	0,936	123	30,52	0,722
6	2	10	393	9,96	100	0,936	123	30,52	0,722
6	2	10	538	11,37	100	0,936	123	30,52	0,722
6	2	10	631	11,92	100	0,936	123	30,52	0,722
6	2	10	866	14,11	100	0,936	123	30,52	0,722
6	3	10	393	9,15	100	0,936	123	30,52	0,722
6	3	10	537	10,29	100	0,936	123	30,52	0,722
6	3	10	621	11,01	100	0,936	123	30,52	0,722
6	3	10	870	13,16	100	0,936	123	30,52	0,722
6	4	10	395	8,45	100	0,936	123	30,52	0,722
6	4	10	540	9,47	100	0,936	123	30,52	0,722
6	4	10	626	10,14	100	0,936	123	30,52	0,722
6	4	10	875	12,06	100	0,936	123	30,52	0,722
6	5	10	391	8,15	100	0,936	123	30,52	0,722
6	5	10	536	9,21	100	0,936	123	30,52	0,722
6	5	10	621	9,89	100	0,936	123	30,52	0,722
6	5	10	870	11,76	100	0,936	123	30,52	0,722

П4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ РЕЗУЛТАТИ ЈУДИНА

[46] Юдин В. Ф., Теплообмен поперечно-оребрённых труб, Машиностроение, Ленинград, 1982.

Резултати мерења коефицијента трења

Ознака	s_l , mm	s_l , mm	t , °C	p , Pa	Re_l	Eu_l
11	54,4	64	18,8	101000	10600	0,92
11	54,4	64	18,8	101000	15100	0,90
11	54,4	64	18,8	101000	19400	0,81
11	54,4	64	18,8	101000	23000	0,76
11	54,4	64	18,8	101000	26000	0,77
11	54,4	64	18,8	101000	30000	0,78
11	54,4	64	18,8	101000	33600	0,78
11	54,4	64	18,8	101000	39000	0,69
11	54,4	64	18,8	101000	43500	0,70
11	54,4	64	18,8	101000	46700	0,71
11	54,4	64	18,8	101000	53000	0,68
11	54,4	64	18,8	101000	57700	0,69
11	54,4	64	18,8	101000	62700	0,71
11	54,4	64	18,8	101000	70000	0,71
12	64	64	20,3	101000	12100	0,98
12	64	64	20,3	101000	17200	0,90
12	64	64	20,3	101000	21000	0,82
12	64	64	20,3	101000	23500	0,86
12	64	64	20,3	101000	27500	0,85
12	64	64	20,3	101000	30600	0,85
12	64	64	20,3	101000	34200	0,87
12	64	64	20,3	101000	35400	0,86

Ознака	s_t , mm	s_l , mm	t , °C	p , Pa	Re_J	Eu_J
12	64	64	20,3	101000	38400	0,88
12	64	64	20,3	101000	43300	0,88
12	64	64	20,3	101000	54800	0,88
12	64	64	20,3	101000	58800	0,89
13	96	64	19,5	101000	10100	1,33
13	96	64	19,5	101000	12100	1,37
13	96	64	19,5	101000	15400	1,30
13	96	64	19,5	101000	18200	1,35
13	96	64	19,5	101000	19700	1,32
13	96	64	19,5	101000	21600	1,29
13	96	64	19,5	101000	24000	1,31
13	96	64	19,5	101000	26100	1,30
13	96	64	19,5	101000	27200	1,30
13	96	64	19,5	101000	29700	1,22
13	96	64	19,5	101000	36400	1,15
13	96	64	19,5	101000	38500	1,16
13	96	64	19,5	101000	42900	1,16
13	96	64	19,5	101000	48800	1,14
13	96	64	19,5	101000	56000	1,12
14	54,4	80	18,2	102000	12100	0,62
14	54,4	80	18,2	102000	15600	0,60
14	54,4	80	18,2	102000	17700	0,60
14	54,4	80	18,2	102000	19100	0,60
14	54,4	80	18,2	102000	22000	0,58
14	54,4	80	18,2	102000	24800	0,58
14	54,4	80	18,2	102000	27000	0,58
14	54,4	80	18,2	102000	33000	0,60
14	54,4	80	18,2	102000	39500	0,56
14	54,4	80	18,2	102000	48600	0,56
14	54,4	80	18,2	102000	59000	0,56

Ознака	s_t , mm	s_l , mm	t , °C	p , Pa	Re_J	Eu_J
14	54,4	80	18,2	102000	66000	0,56
14	54,4	80	18,2	102000	73700	0,56
15	96	80	17,9	102000	11100	0,96
15	96	80	17,9	102000	13900	0,99
15	96	80	17,9	102000	16000	0,92
15	96	80	17,9	102000	18400	0,92
15	96	80	17,9	102000	20900	0,91
15	96	80	17,9	102000	23600	0,91
15	96	80	17,9	102000	27800	0,90
15	96	80	17,9	102000	31100	0,84
15	96	80	17,9	102000	34500	0,83
15	96	80	17,9	102000	36500	0,84
15	96	80	17,9	102000	42800	0,82
15	96	80	17,9	102000	48500	0,81
15	96	80	17,9	102000	53800	0,78
15	96	80	17,9	102000	59500	0,79
15	96	80	17,9	102000	66000	0,78
16	54,4	96	19,5	101000	12100	0,59
16	54,4	96	19,5	101000	16000	0,56
16	54,4	96	19,5	101000	19600	0,55
16	54,4	96	19,5	101000	21800	0,55
16	54,4	96	19,5	101000	24900	0,56
16	54,4	96	19,5	101000	29300	0,55
16	54,4	96	19,5	101000	32900	0,54
16	54,4	96	19,5	101000	36300	0,54
16	54,4	96	19,5	101000	38200	0,54
16	54,4	96	19,5	101000	50800	0,54
16	54,4	96	19,5	101000	54300	0,54
16	54,4	96	19,5	101000	55500	0,54
16	54,4	96	19,5	101000	60800	0,53

Ознака	s_t , mm	s_l , mm	t , °C	p , Pa	Re_J	Eu_J
16	54,4	96	19,5	101000	65000	0,54
16	54,4	96	19,5	101000	70200	0,54
16	54,4	96	19,5	101000	73700	0,54
17	96	96	18	101000	11000	0,88
17	96	96	18	101000	13600	0,83
17	96	96	18	101000	14000	0,85
17	96	96	18	101000	21500	0,80
17	96	96	18	101000	25500	0,79
17	96	96	18	101000	27600	0,77
17	96	96	18	101000	31600	0,75
17	96	96	18	101000	33700	0,75
17	96	96	18	101000	35500	0,76
17	96	96	18	101000	37800	0,74
17	96	96	18	101000	39000	0,77
17	96	96	18	101000	45100	0,73
17	96	96	18	101000	49700	0,73
17	96	96	18	101000	53300	0,72
17	96	96	18	101000	56000	0,72
17	96	96	18	101000	60300	0,71
17	96	96	18	101000	66100	0,71
18	54,4	128	20,8	99000	13800	0,41
18	54,4	128	20,8	99000	15600	0,41
18	54,4	128	20,8	99000	17100	0,41
18	54,4	128	20,8	99000	18600	0,41
18	54,4	128	20,8	99000	20100	0,42
18	54,4	128	20,8	99000	24600	0,42
18	54,4	128	20,8	99000	29100	0,42
18	54,4	128	20,8	99000	36000	0,39
18	54,4	128	20,8	99000	39500	0,40
18	54,4	128	20,8	99000	43200	0,39

Ознака	s_t , mm	s_l , mm	t , °C	p , Pa	Re_J	Eu_J
18	54,4	128	20,8	99000	47000	0,39
18	54,4	128	20,8	99000	51000	0,39
18	54,4	128	20,8	99000	56200	0,39
18	54,4	128	20,8	99000	62300	0,39
18	54,4	128	20,8	99000	69700	0,38
18	54,4	128	20,8	99000	72600	0,38
18	54,4	128	20,8	99000	80000	0,38
19	96	128	19,1	99000	11600	0,57
19	96	128	19,1	99000	12800	0,57
19	96	128	19,1	99000	14100	0,61
19	96	128	19,1	99000	15600	0,58
19	96	128	19,1	99000	17900	0,57
19	96	128	19,1	99000	20200	0,58
19	96	128	19,5	99000	22400	0,56
19	96	128	19,5	99000	25900	0,56
19	96	128	19,5	99000	30400	0,53
19	96	128	19,5	99000	32400	0,54
19	96	128	19,5	99000	38700	0,53
19	96	128	19,5	99000	41500	0,52
19	96	128	19,5	99000	46300	0,52
19	96	128	19,5	99000	49600	0,51
19	96	128	19,5	99000	56500	0,50
19	96	128	19,5	99000	61500	0,51
19	96	128	19,5	99000	65400	0,50
19	96	128	19,5	99000	72200	0,52

Резултати мерења коефицијента прелаза топлоте

Ознака	s_t , mm	s_l , mm	Re_J	Nu_J
5.1	64	51.2	10600	249
5.1	64	51.2	12200	274
5.1	64	51.2	13700	292
5.1	64	51.2	16200	322
5.1	64	51.2	18800	359
5.1	64	51.2	22800	406
5.1	64	51.2	27300	457
5.1	64	51.2	32200	516
5.1	64	51.2	36200	585
5.1	64	51.2	43000	633
5.1	64	51.2	50000	714
5.1	64	51.2	57500	812
5.1	64	51.2	62700	860
5.2	64	51.2	10400	160
5.2	64	51.2	12500	186
5.2	64	51.2	14600	203
5.2	64	51.2	16500	221
5.2	64	51.2	18900	250
5.2	64	51.2	22700	278
5.2	64	51.2	27000	303
5.2	64	51.2	31300	346
5.2	64	51.2	39900	420
5.2	64	51.2	47600	482
5.2	64	51.2	55200	558
5.2	64	51.2	61700	611
5.3	64	64	10500	237
5.3	64	64	15000	304
5.3	64	64	18700	381
5.3	64	64	23600	461

5.3	64	64	25800	490
5.3	64	64	29800	540
5.3	64	64	33400	601
5.3	64	64	38600	686
5.3	64	64	43000	746
5.3	64	64	48100	818
5.3	64	64	52900	882
5.3	64	64	62200	988
5.4	64	64	11600	204
5.4	64	64	14600	236
5.4	64	64	16900	259
5.4	64	64	19900	288
5.4	64	64	23900	337
5.4	64	64	29900	410
5.4	64	64	40000	526
5.4	64	64	47500	626
5.4	64	64	52800	688
5.4	64	64	58100	727
5.5	64	96	10500	323
5.5	64	96	12700	376
5.5	64	96	15300	424
5.5	64	96	19100	507
5.5	64	96	24200	547
5.5	64	96	27000	607
5.5	64	96	30200	652
5.5	64	96	35100	708
5.5	64	96	41500	777
5.5	64	96	47400	853
5.5	64	96	51400	945
5.5	64	96	56000	950
5.6	64	96	11600	306

5.6	64	96	13500	340
5.6	64	96	16400	384
5.6	64	96	19300	449
5.6	64	96	21900	486
5.6	64	96	25700	535
5.6	64	96	31000	580
5.6	64	96	36700	675
5.6	64	96	42000	768
5.6	64	96	47400	782
7.1	64	54.4	18000	358
7.1	64	54.4	26000	465
7.1	64	54.4	28800	488
7.1	64	54.4	33600	571
7.1	64	54.4	38900	638
7.1	64	54.4	43400	688
7.1	64	54.4	50800	755
7.1	64	54.4	55000	815
7.1	64	54.4	62500	898
7.1	64	54.4	71400	1010
7.2	64	64	12100	294
7.2	64	64	17200	365
7.2	64	64	21000	409
7.2	64	64	23500	456
7.2	64	64	27500	519
7.2	64	64	30600	558
7.2	64	64	35400	638
7.2	64	64	38400	697
7.2	64	64	43300	761
7.2	64	64	48800	873
7.2	64	64	54800	919
7.2	64	64	58800	985

7.2	64	64	61500	1033
7.3	64	96	10500	323
7.3	64	96	12700	376
7.3	64	96	15300	424
7.3	64	96	19100	507
7.3	64	96	20000	503
7.3	64	96	24200	547
7.3	64	96	27000	607
7.3	64	96	30200	652
7.3	64	96	35100	708
7.3	64	96	41500	777
7.3	64	96	47400	853
7.3	64	96	51400	945
7.3	64	96	56000	950
7.4	80	54.4	12300	290
7.4	80	54.4	15700	359
7.4	80	54.4	19400	420
7.4	80	54.4	23800	509
7.4	80	54.4	27500	540
7.4	80	54.4	31500	602
7.4	80	54.4	39100	697
7.4	80	54.4	45000	753
7.4	80	54.4	50500	821
7.4	80	54.4	57400	906
7.4	80	54.4	62500	955
7.4	80	54.4	69800	1037
7.4	80	54.4	75500	1072
7.5	80	96	9800	285
7.5	80	96	13900	360
7.5	80	96	17600	437
7.5	80	96	22400	509

7.5	80	96	26000	556
7.5	80	96	29500	606
7.5	80	96	36700	684
7.5	80	96	42700	779
7.5	80	96	46500	815
7.5	80	96	54000	915
7.5	80	96	60500	981
7.5	80	96	65800	1040
7.6	96	54.4	13500	341
7.6	96	54.4	18600	429
7.6	96	54.4	25300	531
7.6	96	54.4	29800	607
7.6	96	54.4	35800	670
7.6	96	54.4	46800	807
7.6	96	54.4	53100	861
7.6	96	54.4	60200	933
7.6	96	54.4	65400	988
7.6	96	54.4	74700	1126
7.7	96	96	10900	318
7.7	96	96	14000	361
7.7	96	96	16900	413
7.7	96	96	19600	446
7.7	96	96	23400	511
7.7	96	96	26600	556
7.7	96	96	31900	628
7.7	96	96	36100	678
7.7	96	96	40300	727
7.7	96	96	49700	851
7.7	96	96	54000	905
7.7	96	96	58500	973
7.7	96	96	62200	987

7.7	96	96	67800	1053
7.8	128	54.4	11200	294
7.8	128	54.4	13200	322
7.8	128	54.4	14700	347
7.8	128	54.4	16800	412
7.8	128	54.4	21000	490
7.8	128	54.4	24800	535
7.8	128	54.4	30400	628
7.8	128	54.4	38500	740
7.8	128	54.4	42600	785
7.8	128	54.4	51400	907
7.8	128	54.4	60100	1000
7.8	128	54.4	67200	1080
7.8	128	54.4	78700	1178
7.9	128	96	10400	297
7.9	128	96	12400	335
7.9	128	96	14700	385
7.9	128	96	17500	437
7.9	128	96	22900	535
7.9	128	96	25900	580
7.9	128	96	27800	613
7.9	128	96	30500	643
7.9	128	96	33100	683
7.9	128	96	49300	898
7.9	128	96	60500	1023
7.9	128	96	67000	1100
7.9	128	96	72800	1180

БИОГРАФИЈА

Саша Марковић је рођен 10.12.1966. у Београду. Завршио је основну школу „Јован Поповић“ у Београду са просеком 5,00 (диплома Вук Караџић), и Математичку гимназију у Београду, смер Техничар за нуклеарну физику, са просеком 5,00 (диплома Вук Караџић). Машински факултет у Београду је уписао 1985/86, а дипломирао је 2000. на Одсеку за процесну технику и заштиту животне средине.

Магистарске студије је уписао 2002. Године на Одсеку за процесну технику и заштиту животне средине на Машинском факултету у Београду. Магистарску тезу је одбранио 2009. уз просечну оцену на студијама 9,36.

Од школске 2016/17 студент је треће године докторских академских студија на Машинском факултету Универзитета у Београду, са положеним свим испитима.

Од септембра до децембра 2003. радио на *Institute For Energy Tehnology* (Kjeller, Norway) на пројектима примене размењивача топлоте у индустријске сврхе и дизајнирања десорбера за хибридно топлотну пумпу амонијак – вода. У периоду од 1991. до 2006. радио је као музички уредник, аутор и водитељ више емисија на СЈУ Радио Југославија. У том периоду радио је и као новинар, есејиста и рок критичар у часописима Књижевна реч, Монитор, Interzone, Време, Време забаве, Икс забава и ОК магазин.

Од 2006. запослен је као предавач на ТЕХНИКУМ ТАУРУНУМ – Високој инжењерској школи струковних студија у Земуну (данас део Академије техничких струковних студија Београд), где је од 2013. обављао послове Шефа катедре и Руководиоца студијског програма „Процесна техника и термотехника“. Одржава наставу на основним, специјалистичким и мастер студијама на студијским програмима „Процесна техника и термотехника“ и „Заштита од пожара и спасавање“. Био је ментор на преко 200 завршних и специјалистичких радова.

Члан је Савеза машинских и електротехничких инжењера и техничара Србије (СМЕИТС). Од 2009. до 2011. обављао је функцију председника Организационог одбора конгреса инжењера процесне технике – Процесинга у организацији СМЕИТС.

Течно говори енглески језик и активно користи програмерске софтвере Visual Basic, MatLab, Python, Ansys, Aspen, ChemCAD, OriginPRO, NITLabView, Caesar II, PVElite.

Напредни је корисник софтверског пакета MS OFFICE (Word, Excell, Power point) и Latex, софтвера за техничко цртање AutoCAD, Solid Works, AutoCAD Plant 3D, CadWorx, Inventor.

Изјава о ауторству

Име и презиме аутора Саша Марковић

Број индекса ____

Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом

Процесне перформансе размењивача топлоте са оребреним цевима у
квадратном распореду

- резултат сопственог истраживачког рада;
- да дисертација у целини ни у деловима није била предложена за стицање друге дипломе према студијским програмима других високошколских установа;
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио ауторска права и користио интелектуалну својину других лица.

Потпис аутора

У Београду, 17.06.2022.

Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме аутора: Саша Марковић
Број индекса:
Студијски програм: Докторске академске студије – машинско
инжењерство
Наслов рада: Процесне перформансе размењивача топлоте са
оребреним цевима у квадратном распореду
Ментор: проф. др Србислав Генић

Изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао ради архивирања у **Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Београду**.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског назива доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

Потпис аутора

У Београду, 17.06.2022.

Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

Процесне перформансе размењивача топлоте са оребреним цевима у квадратном распореду

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију архивирану у Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Београду и доступну у отвореном приступу могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио.

1. Ауторство (CC BY)
2. Ауторство – некомерцијално (CC BY-NC)
3. Ауторство – некомерцијално – без прерада (CC BY-NC-ND)
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима (CC BY-NC-SA)
5. Ауторство – без прерада (CC BY-ND)
6. Ауторство – делити под истим условима (CC BY-SA)

Потпис аутора

У Београду, 17.06.2022.
