Utjecaj raspodjele zraka na termohidraulička svojstva lamelnog izmjenjivača topline

Blecich, Paolo

Doctoral thesis / Disertacija

2014

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:188:128114

Rights / Prava: Attribution 4.0 International/Imenovanje 4.0 međunarodna

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-28**

Repository / Repozitorij:

Repository of the University of Rijeka Library - SVKRI Repository

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Paolo Blecich

UTJECAJ RASPODJELE ZRAKA NA TERMOHIDRAULIČKA SVOJSTVA LAMELNOG IZMJENJIVAČA TOPLINE

DOKTORSKA DISERTACIJA

Rijeka, 2014.

SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

Paolo Blecich

UTJECAJ RASPODJELE ZRAKA NA TERMOHIDRAULIČKA SVOJSTVA LAMELNOG IZMJENJIVAČA TOPLINE

DOKTORSKA DISERTACIJA

Mentor: Prof. dr. sc. Bernard Franković
Komentorica: Prof. dr. sc. Anica Trp

Rijeka, 2014.

UNIVERSITY OF RIJEKA
FACULTY OF ENGINEERING

Paolo Blecich

EFFECT OF AIRFLOW DISTRIBUTION ON THERMAL-HYDRAULIC PROPERTIES OF FINNED TUBE HEAT EXCHANGER

DOCTORAL THESIS

Rijeka, 2014.

Mentor disertacije: Prof. dr. sc. Bernard Franković
Komentorica disertacije: Prof. dr. sc. Anica Trp

Doktorska disertacija obranjen je dana _____ na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci, pred povjerenstvom u sastavu:

1. **Prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec (predsjednik povjerenstva)**
2. **Prof. dr. sc. Bernard Franković (član, mentor)**
3. **Prof. dr. sc. Anica Trp (član, komentorica)**
4. **Prof. dr. sc. Antun Galović (FSB Zagreb, član)**
5. **Doc. dr. sc. Igor Wolf (član)**

Sveučilište u Rijeci
TEHNIČKI FAKULTET
-Fakultetsko vijeće-
Klasa: 602-04/10-02/50
Ur. br.: 2170-57-43-10-29
Rijeka, 24. rujna 2010.

Fakultetsko vijeće Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci, na svojoj 50. (14.) sjednici u akad. god. 2007./08./09./10 održanoj 24. rujna 2010., donijelo je sljedeću

ODLUKU

Sukladno izvješću Stručnog povjerenstva, u sastavu: red. prof. dr. sc. Bernard Franković, red. prof. dr. sc. Anica Trp, red. prof. dr. sc. Antun Galović (Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu) te pozitivne ocjene prijave i obrane teme doktorskog rada, utvrđuje se da pristupnik ***Paolo Blecich, dipl. ing.*** ispunjava Zakonom propisane uvjete za prijavu i izradu teme doktorskog rada naslovljenog:

„Utjecaj raspodjele zraka na termohidraulička svojstva lamelnog izmjenjivača topline"

Mentorom se imenuje red. prof. dr. sc. Bernard Franković a komentoricom red. prof. dr. sc. Anica Trp.

Dekan

Prof. dr. sc. Tonči Mikac

REPUBLIKA HRVATSKA
SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET
RIJEKA

Dostaviti:
1. Paolo Blecich, dipl. ing.
2. Mentor, red. prof. dr. sc. Bernard Franković
3. Komentorica, red. prof. dr. sc. Anica Trp
4. Služba studentske evidencije
5. Pismohrana FV

Sažetak

U doktorskoj disertaciji istražen je utjecaj raspodjele zraka na termohidraulička svojstva lamelnih izmjenjivača topline. Ponuđena je nova metoda proračuna lamelnih izmjenjivača topline s jednolikom ili nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka. Ovom se metodom, nazvanom metoda cijevnih elemenata (MCE), cijevi lamelnog izmjenjivača topline dijele na cijevne elemente, a postavljanjem odgovarajućih jednadžbi očuvanja može se odrediti raspodjela temperatura fluida, iskoristivost topline i izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču topline. MCE može predvidjeti i iskoristivost topline u lamelnim izmjenjivačima topline sa složenim međusobnim smjerom strujanja fluida uzimajući u obzir i utjecaje provođenja topline u lamelama te nejednolike raspodjele ulaznih temperatura zraka. Rezultati MCE metode uspoređivani su s rezultatima eksperimentalnih ispitivanja te su postignuta vrlo dobra poklapanja između predviđenih i izmjerenih vrijednosti.

Opisivanjem dosad nedovoljno istraženih utjecaja poput nejednolike raspodjele ulaznih temperatura i brzina strujanja zraka, utjecaja provođenja topline u lamelama i geometrije spajanja cijevi, MCE metoda predstavlja napredak i proširenje standardne metode za proračun iskoristivosti topline.

Utjecaj nejednolike raspodjele brzina strujanja zraka analiziran je i numeričkim putem za nekoliko jednostavnijih slučajeva. Iako se numeričkim putem ne može modelirati cijeli lamelni izmjenjivač topline, numerička je analiza u sprezi s MCE metodom otkrila da nejednolika raspodjela ulaznih brzina strujanja zraka povećava koeficijente prijelaza topline konvekcijom.

Od važnijih zaključaka potrebno je spomenuti da nejednoliki profili brzina strujanja zraka s malim ili umjerenim stupnjem nejednolikosti smanjuju izmijenjeni toplinski tok za 10-15% u odnosu na izmjenjivače topline s jednolikim profilom brzina strujanja zraka. U slučaju ekstremno nejednolikih profila brzina strujanja zraka smanjenje izmijenjenog toplinskog toka može iznositi i do 30%.

Smanjenje izmijenjenog toplinskog toka je najveće kada su toplinski kapaciteti dviju struja fluida jednaki, a najmanje kada je toplinski kapacitet slabije struje zanemariv u odnosu na toplinski kapacitet jače struje – kao u isparivačima i kondenzatorima. Nadalje, smanjenje toplinskog toka je najveće u slučaju laminarnog strujanja, a najmanje u slučaju turbulentnog strujanja zraka. U određenim slučajevima nejednoliki profili brzina zraka, umjesto smanjenjem, mogu rezultirati povećanjem izmijenjenog toplinskog toka, pogotovo u isparivačima. Spomenuto povećanje toplinskog toka pripisuje se povećanju prosječnog koeficijenta prijelaza topline konvekcijom kojeg uzrokuje nestabilno strujanje zraka u izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom ulaznih brzina zraka.

Provođenje topline u lamelama pogoršava iskoristivost topline i smanjuje izmijenjeni toplinski tok u lamelnim izmjenjivačima topline. U većini slučajeva provođenje topline u lamelama smanjuje iskoristivost topline za nekoliko postotaka, a rjeđe smanjenje iskoristivosti topline može iznositi 10% ili više. Utjecaj provođenja topline u lamelama je najsnažniji u izmjenjivačima s unakrsnim i protusmjernim strujanjem fluida, a najmanji u izmjenjivačima s istosmjernim strujanjem fluida.

Nejednolika raspodjela ulaznih temperatura zraka uzrokuje promjenu iskoristivosti topline od 1% do 2%. Iskoristivost topline se može povećati ili smanjiti ovisno o novonastaloj raspodjeli razlika temperatura između dvaju fluida u izmjenjivaču topline.

Utjecaj nejednolike raspodjele zraka na pad tlaka u lamelnim izmjenjivačima topline analiziran je numeričkim i eksperimentalnim putem, a ponuđena je i matematička formulacija koja predviđa povećanje pada tlaka na temelju statističkih momenata profila brzina strujanja zraka. Povećanje pada tlaka ovisi najviše o stupnju nejednolikosti (relativna standardna devijacija) profila brzina zraka i može iznositi do 100% u slučaju nejednolikih profila s visokim stupnjem nejednolikosti.

Abstract

In this doctoral thesis, the influence of airflow distribution on thermal-hydraulic properties of finned tube heat exchangers is investigated. A new method for calculating the rate of heat transfer in finned tube heat exchangers with uniform or non-uniform airflow has been proposed. Using this method, called the tube element method (TEM), tubes in finned tube heat exchangers are divided into tube elements, and after setting appropriate conservation equations, the fluid temperature distributions, the heat transfer rate and the heat exchangers effectiveness can be determined. The TEM method is capable of predicting the thermal effectiveness of finned tube heat exchangers with complex flow arrangement and furthermore it can take into account the effects of fin longitudinal heat conduction and non-uniform air inlet temperatures. The TEM results were compared to the experimental tests and a very good accordance between the predicted and the measured quantities has been achieved.

Being able to determine the effects of inlet airflow and temperature nonuniformities as well as the effects of longitudinal heat conduction and complex tube-side fluid circuitry, the TEM method presents an improvement and extension of the standard ε-NTU method.

The effect of non-uniform airflow is investigated numerically for a few simple cases. Although CFD cannot compute whole finned tube heat exchangers, the numerical analysis coupled with the TEM method revealed that non-uniform airflow increases the convective heat transfer coefficient.

Out of the most important conclusions it is necessary to point out that non-uniform airflow profiles with low or moderate degrees of nonuniformity reduce the heat transfer rate by 10-15% compared to heat exchangers with uniform airflow profiles. Severely non-uniform airflow profiles can reduce the heat transfer rate and thus the exchanger effectiveness by up to 30%. Generally, maximum heat transfer deterioration occurs in a heat exchanger having balanced heat capacity rates between fluids while minimum deteriorations occurs in heat exchangers where the heat capacity rate of the weaker fluid is negligible to that of the stronger fluid - as in evaporators and condensers.

Furthermore, the heat transfer deterioration is largest for laminar airflow and smallest for turbulent airflow. In certain cases, non-uniform airflow, instead of reducing, may lead to increases in the heat transfer rate - especially in evaporators. This increase in heat tranfer rate is attributed to a larger convective heat transfer coefficient caused by unstable airflow which arises in heat exchangers with non-uniform inlet air velocities.

Longitudinal heat conduction in fins reduces the effectiveness and the heat transfer rate of a heat exchanger. The heat transfer deterioration is a few percent in most cases but in particular cases the deterioration can be 10% or more. The effect of longitudinal heat conduction is the largest in crossflow and counterflow heat exchangers and the lowest in parallel flow heat exchangers.

Non-uniform air inlet temperatures have a weak influence on the heat exchanger effectiveness – only 1-2%. The heat exchanger effectiveness can be increased or decreased depending on the new distribution of temperature differences between the two fluids in the heat exchanger.

The impact of non-uniform airflow on pressure drop in finned tube heat exchangers is investigated numerically and experimentally. A mathematical formulation including the statistical moments of the airflow profile is given for predicting the pressure drop increase. The pressure drop increase depends mostly on the degree of airflow nonuniformity (i.e. the relative standard deviation) and can amount up to 100% for severely non-uniform airflow profiles.

Ključne riječi

Lamelni izmjenjivač topline

Nejednolika raspodjela brzina zraka

Smanjenje iskoristivosti topline

Složeni međusobni smjer strujanja fluida

Provođenje topline u lamelama

Nejednolika raspodjela temperatura zraka

Povećanje pada tlaka

Keywords

Finned tube heat exchanger

Airflow nonuniformity

Effectiveness deterioration

Complex fluid flow arrangement

Longitudinal heat conduction

Air temperature nonuniformity

Pressure drop increase

Predgovor

Ova je doktorska disertacija rezultat znanstveno-istraživačkog rada tijekom poslijediplomskog doktorskog studija na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci. Zanimanje za područje izmjenjivača topline proizašlo je iz istraživačkih interesa mojih bliskih kolega te kroz interakciju sa studentima na kolegiju *Tehnički izmjenjivači topline*. Nadam se da će ovaj rad privući nove osobe prema istraživanju u području izmjenjivača topline.

Ovom prigodom želim se zahvaliti svima onima koji su svojim savjetima i podrškom, izravno ili neizravno, pomogli kod izrade ove doktorske disertacije.

Najveću zahvalu dugujem svojem mentoru prof. dr. sc. Bernardu Frankoviću na savjetima pri pisanju doktorske disertacije i pomoći kod rješavanja problema istraživanja, kako u teorijskom, tako i u eksperimentalnom dijelu. Također, ovim putem mu se iznimno zahvaljujem na stručnom i znanstvenom usmjeravanju u razdoblju znanstvenog novačenja i tijekom doktorskog studija.

Posebnu zahvalu dugujem komentorici prof. dr. sc. Anici Trp na konstruktivnim primjedbama i savjetima koji su poboljšali kvalitetu ovog rada te na stalnoj potpori mojim znanstveno-nastavnim aktivnostima tijekom doktorskog studija.

Prof. dr. sc. Zmagoslavu Prelecu zahvaljujem na kritičnom pristupu i korisnim idejama koji su unaprijedili doktorsku disertaciju te na velikoj brizi kod izvršavanja administrativnih postupaka oko doktorske disertacije.

Veliku zahvalu dugujem prof. dr. sc. Antunu Galoviću na detaljnom čitanju rada te na korisnim savjetima i primjedbama koji su doprinijeli poboljšanju njegove jasnoće i kvalitete.

Doc. dr. sc. Igoru Wolfu zahvaljujem na sugestijama, posebno u dijelu eksperimentalnih ispitivanja, koji su doprinijeli kvaliteti i točnosti mjerenja.

U ovom se radu koristila i prilagođavala mjerna linija koju je za potrebe istraživanja na svojoj doktorskoj disertaciji postavio dr. sc. Vladimir Glažar te mu ovim putem posebno zahvaljujem.

Prof. dr. sc. Branimir Pavković i asist. Boris Delač osigurali su dio mjerne opreme i korisnim savjetima doprinijeli kvaliteti mjerenja na čemu im se zahvaljujem.

Zahvaljujem dr. sc. Igoru Bonefačiću, doc. dr. sc. Tomislavu Senčiću, asist. Sanjinu Fućku, asist. Vedranu Mrzljaku i dr. sc. Ozrenu Bukovcu koji su praktičnim savjetima i brojnim razgovorima doprinijeli mojem profesionalnom razvoju. Zahvaljujem i izv. prof. dr. sc. Kristianu Leniću, prof. dr. sc. Tomislavu Mrakovčiću i prof. dr. sc. Vladimiru Medici koji su me, osim sugestijama, poticali svojim radom i uspjesima.

Najveću zahvalu dugujem supruzi Andrei i obitelji koji su svojom neograničenom ljubavlju i podrškom ugradili dio sebe u ovaj rad.

U Rijeci, listopad 2014.

Autor

SADRŽAJ

Sažetak ..... **IX**
Abstract ..... **XI**
Ključne riječi / Keywords ..... **XIII**
Predgovor ..... **XV**

1. UVOD **1**

1.1. Motivacija **1**
1.2. Problem i predmet znanstvenog istraživanja **2**
1.3. Znanstvena hipoteza **3**
1.4. Ocjena dosadašnjih istraživanja **5**
1.4.1. Temeljni pojmovi **5**
1.4.2. Teorijska analiza utjecaja nejednolike raspodjele fluida **6**
1.4.3. Numeričko modeliranje utjecaja nejednolike raspodjele fluida **13**
1.4.4. Eksperimentalno ispitivanje utjecaja nejednolike raspodjele fluida **16**
1.4.5. Istraživanje izmjenjivača topline na Tehničkom fakultetu u Rijeci **19**
1.5. Znanstvene metode **21**
1.6. Očekivani rezultati istraživanja i znanstveni doprinos **22**
1.7. Praktična primjena rezultata istraživanja **23**
1.8. Struktura doktorske disertacije **23**

2. UZROCI NEJEDNOLIKE RASPODJELE FLUIDA U IZMJENJIVAČIMA TOPLINE **25**

2.1. Klasifikacija uzroka nejednolike raspodjele fluida **25**
2.2. Nejednolika raspodjela fluida zbog nepovoljne geometrije **25**
2.2.1. Vrste nejednolikih raspodjela fluida zbog nepovoljne geometrije **25**
2.2.2. Nejednolika raspodjela plinovitog fluida **26**
2.2.3. Nejednolika raspodjela kapljevitog fluida **33**
2.2.4. Nejednolika raspodjela fluida između susjednih prolaza **35**
2.3. Nejednolika raspodjela fluida zbog temperaturnih gradijenata **37**
2.4. Nejednolika raspodjela fluida uzrokovana dvofaznim strujanjem **38**
2.5. Nejednolika raspodjela fluida uzrokovana zaprljanjem **40**

3. PRORAČUN UNAKRSNIH IZMJENJIVAČA TOPLINE S JEDNOLIKOM RASPODJELOM FLUIDA 43

3.1. Osnovne karakteristike lamelnih izmjenjivača topline 43
3.2. Proračun metodom iskoristivosti topline 44
3.3. Prolaz topline u izmjenjivaču topline 48
3.3.1. Koeficijent prolaza topline 48
3.3.2. Koeficijent prijelaza topline u cijevi 49
3.3.3. Koeficijent prijelaza topline s vanjske strane cijevi 50
3.3.4. Učinkovitost površine prijelaza topline 54
3.3.5. Izračun površina prijelaza topline 55

4. PRORAČUN UNAKRSNIH IZMJENJIVAČA TOPLINE S NEJEDNOLIKOM RASPODJELOM FLUIDA 57

4.1. Metoda iskoristivosti topline na diskretiziranom izmjenjivaču topline 57
4.2. Metoda statističkih momenta profila brzina strujanja fluida 62
4.3. Metoda cijevnih elemenata (MCE) 72
4.3.1. Izmjenjivač topline s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida 72
4.3.2. Izmjenjivač topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida 76
4.3.3. Uzdužno provođenje topline u lamelama 80
4.3.4. Nejednolika raspodjela ulaznih temperatura fluida 84
4.3.5. Numerički algoritam metode cijevnih elemenata 85

5. EKSPERIMENTALNO ISPITIVANJE I NUMERIČKA ANALIZA LAMELNOG IZMJENJIVAČA TOPLINE S NEJEDNOLIKOM RASPODJELOM ZRAKA 89

5.1. Eksperimentalno ispitivanje 89
5.1.1. Mjerna linija 89
5.1.2. Mjerna oprema 91
5.1.3. Točnost mjerenja 92
5.1.4. Metodologija mjerenja 94
5.2. Numerička analiza 95
5.2.1. Proračunska domena 95
5.2.2. Jednadžbe očuvanja 97
5.2.3. Rubni uvjeti 98
5.2.4. Numerički proračun i metoda kontrolnih volumena 99
5.2.5. Umrežavanje proračunske domene 99

6. IZMIJENJENI TOPLINSKI TOK U LAMELNOM IZMJENJIVAČU TOPLINE S NEJEDNOLIKOM RASPODJELOM ZRAKA 101

6.1. MCE metoda za proračun iskoristivosti topline u lamelnim izmjenjivačima s jednolikom raspodjelom fluida i složenim smjerom strujanja fluida 101

6.1.1. Usporedba rezultata MCE metode s analitičkim rješenjima 101

6.1.2. Istosmjerno-unakrsno i protusmjerno-unakrsno strujanje fluida 113

6.1.3. Usporedba rezultata MCE metode i eksperimentalnih ispitivanja na lamelnom izmjenjivaču topline 4R:10×8 117

6.1.4. Optimizacija međusobnog smjera strujanja fluida u izmjenjivaču topline 121

6.1.5. Utjecaj fizikalnih svojstava fluida na značajke π_2 i π_3 128

6.2. MCE metoda za proračun iskoristivosti topline u lamelnim izmjenjivačima s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka 131

6.2.1. Proširenje metode iskoristivosti topline (ε-NTU method) 131

6.2.1.1. Gradijent brzina strujanja zraka paralelan na ravninu lamela 131

6.2.1.2. Gradijent brzina strujanja zraka okomit na ravninu lamela 139

6.2.2. Rezultati numeričke analize i usporedba s MCE metodom 143

6.2.2.1. Validacija odabranog matematičkog modela 143

6.2.2.2. Gradijent brzina strujanja zraka okomit na ravninu lamela 148

6.2.2.3. Gradijent brzina strujanja zraka paralelan na ravninu lamela 151

6.2.3. Eksperimentalno ispitivanje i usporedba s MCE metodom 160

*6.2.3.1. Cijevni lamelni izmjenjivač topline **4R:10×8** 160*

*6.2.3.2. Cijevni lamelni izmjenjivači topline **3R:10×6** u **V** položaju 168*

6.2.4. MCE metoda za složene nejednolike profile 172

6.3. Utjecaj provođenja topline u lamelama 178

6.3.1. Smanjenje iskoristivosti topline u lamelnim izmjenjivačima 178

6.3.2. Problem prividnog koeficijenta prijelaza topline 183

6.4. Utjecaj nejednolike raspodjele ulaznih temperatura zraka 186

6.5. Ograničenja MCE metode i smjernice za daljnji rad 190

7. PAD TLAKA U LAMELNOM IZMJENJIVAČU TOPLINE S NEJEDNOLIKOM RASPODJELOM ZRAKA 191

7.1. Rezultati numeričke analize i usporedba sa SWiK/ΔP formulom 191

7.1.1. Gradijent brzina strujanja zraka okomit na ravninu lamela 191

7.1.2. Gradijent brzina strujanja zraka paralelan na ravninu lamela 194

7.2. Eksperimentalno ispitivanje i usporedba sa SWiK/ΔP formulom 197

7.2.1. Povećanje pada tlaka u lamelnom izmjenjivaču topline 4R:10×8 ... 197

7.2.2. Povećanje pada tlaka u lamelnim izmjenjivačima 3R:10×6/V 202

7.3. SWiK/ΔP za procjenu povećanja pada tlaka u složenim profilima 203

8. ZAKLJUČAK **205**

LITERATURA **209**

Popis slika **227**
Popis tablica **235**
Pregled oznaka **236**

1. UVOD

1.1. Motivacija

Lamelni izmjenjivači topline nalaze široku primjenu u procesnoj energetskoj industriji, tehnici grijanja, hlađenja i klimatizacije (HVAC&R), prehrambenoj, prerađivačkoj i farmaceutskoj industriji, autoindustriji, računalnoj tehnici i elektronici, svemirskoj tehnici, i drugdje. Smjernice pri poboljšanju postojećih i osmišljavanju novih lamelnih izmjenjivača topline su: visoka učinkovitost prijelaza topline, uštede na materijalu, smanjenje troškova izrade i kompaktnost površine prijelaza topline. Poboljšanje postojećih izmjenjivača topline znači: 1) povećanje izmijenjenog toplinskog toka za istu površinu prijelaza topline, 2) postizanje istog izmijenjenog toplinskog toka, ali s manjom površinom prijelaza topline, 3) smanjenje troškova izrade i montaže, 4) smanjenje pada tlaka fluida odnosno smanjenje potrošnje energije u ventilatorima i pumpama.

Ova se poboljšanja mogu postići unapređenjem geometrije površine prijelaza topline, pogotovo na strani fluida s većim otporom prijelaza topline, usklađivanjem međusobnog smjera strujanja fluida i poboljšanjem raspodjele fluida na površinama izmjenjivača topline, odabirom radnih tvari s boljim fizikalnim svojstvima i odabirom najpovoljnijeg radnog područja izmjenjivača topline.

Neprekidna potraga za boljim karakteristikama prijelaza topline i strujanja fluida u lamelnim izmjenjivačima topline dovela je do razvoja velikog broj lamela različitih geometrija.

Ovisno o zahtjevima koje izmjenjivač topline treba ispuniti u fazi eksploatacije, koriste se lamele i cijevi različitih geometrija. Primjerice, ako se niskoj potrošnji energije u ventilatoru daje prednost nad izmijenjenim toplinskim tokom u izmjenjivaču, koriste se obične ravne lamele, a cijevi se postavljaju u linijskom rasporedu. Međutim, ako se izmijenjenom toplinskom toku daje prednost nad potrošnjom energije u ventilatoru, koriste se lamele s isprekidanom geometrijom, a cijevi se postavljaju u šahovskom rasporedu.

Optimizacija geometrije površine prijelaza topline najčešće se provodi pomoću računalnih programa za numeričko modeliranje strujanja fluida i prijelaza topline u izmjenjivačima topline, a nakon toga i eksperimentalnim ispitivanjima. Numeričkim se putem analiziraju karakteristike strujanja fluida i prijelaza topline na različitim lamelama i traže se one geometrijske karakteristike koje osiguravaju veći prijelaz topline i/ili manji otpor strujanja fluida.

Osim optimizacijom geometrijskih karakteristika površine prijelaza topline, termohidraulička svojstva lamelnih izmjenjivača topline mogu se poboljšati optimizacijom međusobnog smjera strujanja fluida odnosno usklađivanjem profila brzina strujanja fluida sa smjerom strujanja fluida u cijevima. Da bi se to postiglo, potrebno je razviti čvrste teorijske osnove koje mogu opisati vezu između raspodjele brzina strujanja zraka i termohidrauličkih svojstva u lamelnim izmjenjivačima topline.

Profil brzina strujanja zraka, ali i međusobni smjer strujanja fluida, provođenje topline u lamelama i profil ulaznih temperatura zraka, snažno utječu na iskoristivost topline, izmijenjeni toplinski tok i pad tlaka u lamelnim izmjenjivačima topline. Prethodni utjecaji su nedovoljno istraženi i najčešće se zanemaruju u standardnom proračunu lamelnih izmjenjivača topline. Posljedice toga su značajne razlike između proračunatih i ostvarenih vrijednosti termohidrauličkih svojstva poput iskoristivosti topline, toplinskog toka, koeficijenata prijelaza topline i pada tlaka u izmjenjivaču.

Nadalje, zbog ograničenja današnjih računala, numeričkim modeliranjem još uvijek nije moguće obuhvatiti prijelaz topline i strujanje fluida u cijelom lamelnom izmjenjivaču topline koji je izložen nejednolikoj raspodjeli zraka i provođenju topline u lamelama te koji ima složeni međusobni smjer strujanja između zraka i kapljevitog fluida. Ipak, u manjem broju jednostavnijih slučajeva, numeričko modeliranje može ponuditi korisne informacije o radu lamelnih izmjenjivača topline s nejednolikom raspodjelom zraka.
Temeljem rečenog, može se ustvrditi da će bolje razumijevanje veze između termohidrauličkih svojstva lamelnih izmjenjivača topline i utjecaja nejednolike raspodjele ulaznih brzina strujanja zraka, međusobnog smjera strujanja fluida, provođenja topline u lamelama i nejednolike raspodjele ulaznih temperatura zraka omogućiti daljnji razvoj lamelnih izmjenjivača topline.

1.2. Problem i predmet znanstvenog istraživanja

Kod proračuna lamelnih izmjenjivača topline pretpostavlja se postojanje jednolike raspodjele zraka na ulaznom presjeku i unutar izmjenjivača topline. Jednolika raspodjela zraka podrazumijeva jednoliku raspodjelu brzina strujanja zraka i jednoliku raspodjelu masenih protoka zraka na ulazu i u svakom sljedećem presjeku izmjenjivača topline. Međutim, mjerenja u pravilu pokazuju da raspodjela brzina strujanja zraka na ulazu lamelnih izmjenjivača nije jednolika, a u određenim slučajevima može biti izrazito nejednolika. Najčešći uzroci nejednolike raspodjele zraka su nepovoljni položaj izmjenjivača topline u zračnom kanalu, nepovoljna geometrija zračnog kanala, postavljanje izmjenjivača topline u blizini ventilatora i prepreke u blizini izmjenjivača topline.
Nejednolika raspodjela brzina strujanja zraka na ulazu uzrokuje i nejednoliku raspodjelu masenih protoka zraka između različitih područja u lamelnom izmjenjivaču topline. U području s većim protokom zraka postižu se veći koeficijenti prijelaza topline, a u području s manjim protokom zraka postižu se manji koeficijenti prijelaza topline. Na površinama izmjenjivača topline uspostavlja se nejednolika raspodjela izmijenjenog toplinskog toka.
S druge strane, nejednolika raspodjela brzina strujanja zraka uzrokuje i povećanje pada tlaka u odnosu na pad tlaka u izmjenjivaču topline s jednolikom raspodjelom zraka. U područjima s većim protocima zraka otpori strujanja zraka su veći, a u područjima s manjim protocima zraka otpori strujanja su manji što u konačnici dovodi do premještanja (miješanja) zraka unutar izmjenjivača.
Opći stav među istraživačima koji se bave ovom problematikom je da nejednolika raspodjela zraka smanjuje izmijenjeni toplinski tok i iskoristivost topline, a povećava potrebnu snagu ventilatora i pad tlaka u izmjenjivaču topline. Iako postoji veći broj radova koji istražuju utjecaj nejednolike raspodjele zraka na termohidraulička svojstva lamelnih izmjenjivača topline, još uvijek ne postoji pouzdana analitička metoda koja je u stanju kvantitativno povezati promjenu termohidrauličkih svojstva lamelnih izmjenjivača topline s nejednolikom raspodjelom zraka. Zaključci dosadašnjih istraživanja često su proturječni. Teorijske analize predviđaju smanjenje izmijenjenog toplinskog toka, a eksperimentalna ispitivanja pokazuju da nejednolika raspodjela zraka može povećati toplinski tok u izmjenjivaču topline. Za proračun pada tlaka u izmjenjivaču topline s nejednolikom

raspodjelom brzina strujanja zraka ne postoji standardni postupak ili metoda koja bi bila u stanju predvidjeti povećanje pada tlaka i povećanje potrebne snage ventilatora.
Iz prethodno opisanih problema slijedi problem znanstvenog istraživanja u ovoj doktorskoj disertaciji:

Termohidraulička svojstva lamelnih izmjenjivača topline ovise o raspodjeli ulaznih brzina strujanja zraka, a ovu vezu dosadašnja istraživanja nisu uspjela objasniti na zadovoljavajući način.

Standardni proračuni koji vrijede na lamelnim i općenito na unakrsnim izmjenjivačima topline, ne mogu uzeti u obzir utjecaj nejednolike raspodjele brzina strujanja zraka. Nedostatak odgovarajućeg proračuna za izmjenjivače topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka može dovesti do značajnih razlika između predviđenog i stvarnog izmijenjenog toplinskog toka i pada tlaka u izmjenjivaču topline koji je tijekom eksploatacije izložen nejednolikoj raspodjeli zraka.
Dosadašnja istraživanja predložila su jednostavnije postupke za proračun izmijenjenog toplinskog toka i pada tlaka u izmjenjivačima s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka. Ipak, ovi se postupci mogu upotrijebiti samo na manjem broju jednostavnijih slučajeva. Zato je potrebno razviti analitičke metode i postupke koji su u stanju predvidjeti utjecaj složenih nejednolikih profila brzina strujanja zraka, utjecaj provođenja topline u lamelama i utjecaj nejednolikih profila ulaznih temperatura zraka.

1.3. Znanstvena hipoteza

Iz prethodno definiranog znanstvenog problema i predmeta istraživanja proizlazi osnovna znanstvena hipoteza:

Za svaki lamelni izmjenjivač topline postoji najpovoljniji profil brzina strujanja zraka koji rezultira najboljim termohidrauličkim svojstvima, a istovremeno postoji i najnepovoljniji profil brzina strujanja zraka koji rezultira najlošijim termohidrauličkim svojstvima.

U ovoj disertaciji predložene su nove metode za proračun izmijenjenog toplinskog toka, iskoristivosti topline i pada tlaka u lamelnim izmjenjivačima topline s nejednolikim profilom ulaznih brzina strujanja zraka. Nadalje, metode omogućuju analizu i usporedbu različitih nejednolikih profila ulaznih brzina strujanja i temperatura zraka, kao i analizu utjecaja provođenja topline u lamelama i geometrije spajanja cijevi u lamelnim izmjenjivačima topline.
Različiti nejednoliki profili brzina strujanja zraka različito utječu na termohidraulička svojstva lamelnih izmjenjivača topline: neki nejednoliki profili ih poboljšavaju, a drugi nejednoliki profili ih pogoršavaju. Jednoliki profil brzina zraka ne mora uvijek rezultirati najboljim termohidrauličkim svojstvima u lamelnom izmjenjivaču topline već se najbolja termohidraulička svojstva mogu postići nejednolikim profilom brzina strujanja zraka.
Veličina utjecaja nejednolikih profila brzina strujanja zraka ovisi o karakteristikama lamelnih izmjenjivača topline, o karakteristikama profila brzina zraka i o karakteristikama strujanja zraka u izmjenjivaču topline. To znači da smanjenje izmijenjenog toplinskog toka i povećanje pada tlaka u

lamelnom izmjenjivaču topline ovisi o obliku i stupnju nejednolikosti profila brzina strujanja zraka, ali i o značajkama izmjenjivača topline i režimu strujanja zraka u izmjenjivaču topline. Stoga se temeljna znanstvena hipoteza može nadopuniti sljedećom pomoćnom znanstvenom hipotezom:

Isti nejednoliki profil brzina strujanja zraka može različito utjecati na isti lamelni izmjenjivač topline. Utjecaj nejednolikog profila na termohidraulička svojstva lamelnog izmjenjivača topline ovisi o značajkama izmjenjivača, karakteristikama strujanja i prijelaza topline u izmjenjivaču.

To znači da smanjenje toplinskog toka ili smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču topline ovisi o omjeru između toplinskog kapaciteta slabije struje fluida i toplinskog kapaciteta jače struje fluida, omjeru između umnoška koeficijenta prolaza topline i površine prijelaza topline te toplinskog kapaciteta slabije struje fluida, omjeru između otpora prijelaza topline na strani dvaju fluida i režimu strujanja zraka u izmjenjivaču topline. S druge strane, karakteristike nejednolikih profila o kojima ovisi smanjenje izmijenjenog toplinskog toka ili povećanje pada tlaka su statistički momenti profila brzina strujanja zraka.

1.4. Ocjena dosadašnjih istraživanja

1.4.1. Temeljni pojmovi

U istraživanjima koja se bave utjecajem nejednolike raspodjele fluida na termohidraulička svojstva izmjenjivača topline moguće je primijetiti nekoliko zajedničkih zapažanja i zaključaka opisanih u nastavku. Nejednolika raspodjela fluida uzrokuje:

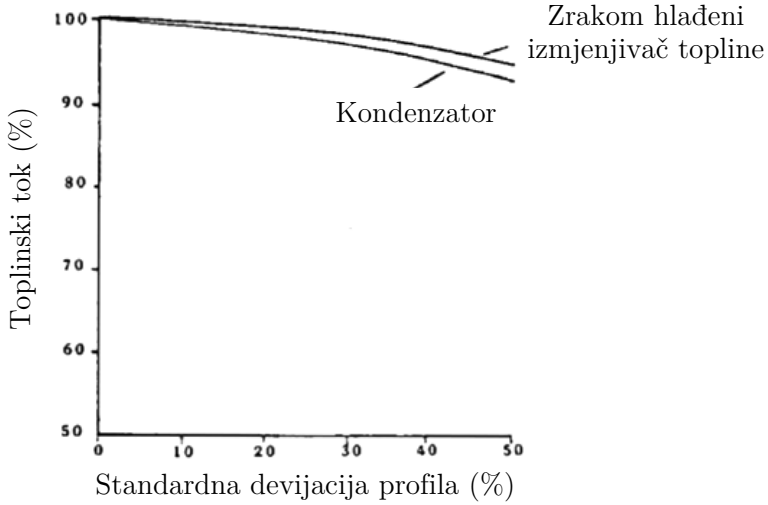
I. pogoršanje termohidrauličkih svojstva izmjenjivača topline: smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču topline (smanjenje iskoristivosti topline), povećanje pada tlaka i povećanje potrebne snage uređaja za svladavanje otpora strujanja fluida [1]-[3];
II. pogoršanje mehaničkih i drugih radnih karakteristika izmjenjivača topline: pojava vibracija, brže trošenje površina prijelaza topline, ubrzana korozija i erozija, mehanička i toplinska naprezanja materijala, pojačano zaprljanje površina prijelaza topline, pogoršanje upravljanja i kontrole sustava grijanja, hlađenja i klimatizacije [4]-[6].

Nejednolika raspodjela strujanja fluida (engl. *flow nonuniformity*) pogoršava termohidraulička svojstva izmjenjivača topline, pa se, pored spomenutog naziva, često koristi i alternativni naziv - nepovoljna (loša) raspodjela fluida (engl. *flow maldistribution*) [2].
Pod nazivom nejednolika raspodjela fluida ili nepovoljna raspodjela fluida podrazumijeva se nejednoliki profil raspodjele brzina strujanja fluida odnosno nejednoliki profil raspodjele masenih protoka fluida između pojedinih dijelova izmjenjivača topline. Usporedba između termohidrauličkih svojstva izmjenjivača s nejednolikom raspodjelom fluida i termohidrauličkih svojstva izmjenjivača s jednolikom raspodjelom fluida je objektivna ukoliko su ova dva izmjenjivača topline međusobno usporediva. To podrazumijeva jednake masene protoke fluida, jednake površine prijelaza topline, jednaki međusobni smjer strujanja između dvaju fluida i jednake ulazne temperature fluida.

Utjecaj nejednolike raspodjele fluida na termohidraulička svojstva izmjenjivača topline može se sažeti u pet točaka:

I. u većini slučajeva lamelni izmjenjivači topline izloženi su blažim oblicima nejednolikih raspodjela zraka koji ne uzrokuju veća pogoršanja termohidrauličkih svojstva. U odnosu na izmjenjivač topline s jednolikom raspodjelom zraka, smanjenje izmijenjenog toplinskog toka može iznositi 5-10% u slučaju blažih oblika nejednolike raspodjele fluida [1]-[3], [7]-[8];
II. u manjem broju slučajeva lamelni izmjenjivači topline izloženi su izrazito nejednolikim raspodjelama zraka koji mogu uzrokovati značajnija pogoršanja termohidrauličkih svojstava: smanjenje izmijenjenog toplinskog toka do 20% ili više [1], [7]-[8] i povećanje pada tlaka do nekoliko puta u odnosu na izmjenjivač topline s jednolikom raspodjelom zraka [9];
III. kao mjera stupnja nejednolikosti profila raspodjele brzina strujanja fluida najčešće se koristi relativna standardna devijacija odnosno standardna devijacija normalizirana po prosječnoj brzini strujanja fluida [10]. Povećanje stupnja nejednolikosti u profilu brzina strujanja fluida rezultira porastom smanjenja izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču topline, kao što je prikazano na slici 1.1.;

IV. u lamelnim izmjenjivačima topline, nejednolika raspodjela fluida u cijevima (voda ili radna tvar) nema veći utjecaj na termohidraulička svojstva izmjenjivača: smanjenje izmijenjenog toplinskog toka najčešće iznosi od 2% do 5% [1], [2], [11]-[13];
V. u isparivačima i kondenzatorima izrazito nejednolika raspodjela zraka može uzrokovati smanjenje postignutog učina do 50% [3], [14] ako se kao posljedica nejednolike raspodjele zraka javlja nejednolika raspodjela radne tvari u cijevima.



Slika 1.1. Smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u ovisnosti o standardnoj devijaciji profila ulaznih brzina strujanja u zrakom hlađenom izmjenjivaču i kondenzatoru [10]

Na temelju većeg broja pregledanih znanstvenih članaka, studija i monografija primijetilo se da se istraživanju utjecaja nejednolike raspodjele fluida na termohidraulička svojstva lamelnih izmjenjivača topline može pristupiti:

I. teorijskom analizom;
II. numeričkim modeliranjem;
III. eksperimentalnim ispitivanjem.

1.4.2. Teorijska analiza utjecaja nejednolike raspodjele fluida

Teorijska analiza utjecaja nejednolike raspodjele fluida sastoji se iz podjele izmjenjivača topline na manje dijelove (elemente) u kojima se raspodjela fluida pretpostavlja jednolikom.
Izmjenjivač topline može se podijeliti na veći ili manji broj elemenata ovisno o željenoj točnosti proračuna, teorijskim ograničenjima i dostupnim računalnim resursima. Za svaki se promatrani element izmjenjivača topline, na temelju odgovarajućih izraza za prijelaz topline između dvaju fluida i poznatih ulaznih temperatura fluida, računaju izlazne temperature fluida. Npr. cijevni lamelni izmjenjivač topline može se podijeliti na cijevi ili na cijevne elemente. Ako se izmjenjivač topline podijeli na cijevi, analizom se mogu obuhvatiti samo jednodimenzijski profili ulaznih brzina

strujanja fluida. Ako se cijevni lamelni izmjenjivač podijeli na cijevne elemente, analiza je potpunija jer može obuhvatiti i dvodimenzijske profile ulaznih brzina strujanja fluida.
Izmjenjivač topline s nejednolikom raspodjelom fluida ima iskoristivost topline ε_{mal} i uspoređuje se s izmjenjivačem topline s jednolikom raspodjelom fluida koji postiže iskoristivost topline $\varepsilon_{\text{unif}}$. Smanjenje iskoristivosti topline računa se prema

$$\Delta\varepsilon = 1 - \frac{\varepsilon_{\text{mal}}}{\varepsilon_{\text{unif}}} \tag{1.1}$$

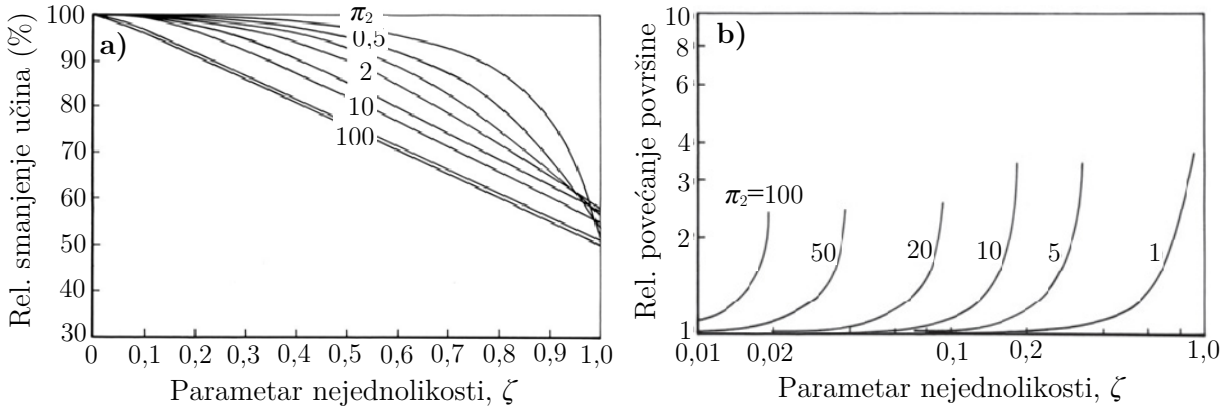
Maseni protoci fluida, ulazne temperature fluida, površina prijelaza topline i međusobni smjer strujanja između dvaju fluida su jednaki u izmjenjivaču topline s jednolikom raspodjelom fluida i u izmjenjivača topline s nejednolikom raspodjelom fluida. Stoga je smanjenje iskoristivosti topline jednako smanjenju izmijenjenog toplinskog toka

$$\Delta\dot{Q} = \Delta\varepsilon = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{mal}}}{\dot{Q}_{\text{unif}}} \tag{1.2}$$

Stupanj (ili intenzitet) nejednolikosti u profilu ulaznih brzina strujanja fluida najčešće se prikazuje relativnom standardnom devijacijom profila

$$S = \sqrt{\frac{1}{N-1}\sum_{\text{i}}\left(\frac{w_{\text{i}} - \overline{w}}{\overline{w}}\right)^2} \tag{1.3}$$

Weimer i Hartzog [15] proveli su analizu utjecaja nejednolike raspodjele ulaznih brzina strujanja fluida na smanjenje izmijenjenog toplinskog toka. Analiziran je protusmjerni izmjenjivač u kojemu su toplinski kapaciteti dvaju struja fluida jednaki ($\pi_3 = 1$). Izmjenjivač topline je podijeljen na dva jednaka dijela: u prvom dijelu brzina strujanja fluida je veća od prosječne brzine, a u drugom dijelu brzina strujanja fluida je manja od prosječne brzine. Porast parametra nejednolikosti profila ulaznih brzina fluida ($\zeta = w_{\max}/w_{\text{m}} - 1 = 1 - w_{\min}/w_{\text{m}}$) dovodi do većeg smanjenja izmijenjenog toplinskog toka za danu površinu prijelaza topline u izmjenjivaču topline. Drugim riječima, za dani izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču povećava se potrebna površina prijelaza topline, slika 1.2.



Slika 1.2. Utjecaj nejednolike raspodjele fluida na protusmjerni izmjenjivač topline:
a) smanjenje izmijenjenog toplinskog toka za danu površinu prijelaza topline
b) povećanje površine prijelaza topline za danu izmijenjeni toplinski tok [15]

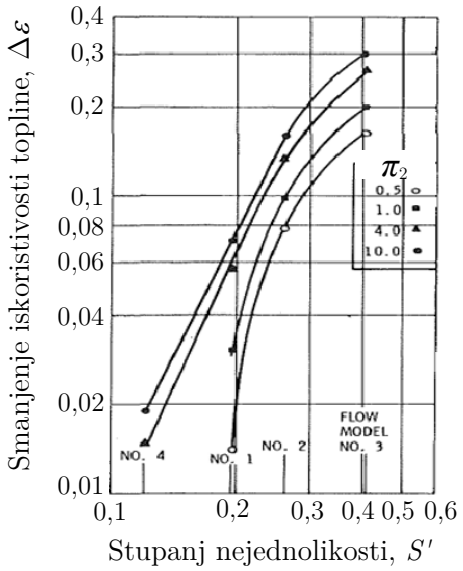
Chiou [7] koristi metodu konačnih elemenata za analizu utjecaja različitih nejednolikih profila ulaznih brzina strujanja fluida na iskoristivost topline u pločastim izmjenjivačima s unakrsnim strujanjem fluida u jednom prolazu. Najvažniji zaključci su: 1) nejednolika raspodjela na strani fluida s većim toplinskim kapacitetom rezultira smanjenjem iskoristivosti topline koje konvergira prema jednoj vrijednosti kada $\pi_3 < 1$ i $\pi_2 \to 0$; 2) porastom π_2 i za $\pi_3 < 1$ smanjenje iskoristivosti topline pada, ali za $\pi_3 = 1$ smanjenje iskoristivosti topline raste; 2) nejednolika raspodjela na strani fluida s manjim toplinskim kapacitetom rezultira smanjenjem iskoristivosti topline koje isprva raste, dostiže maksimum i nakon toga pada kada se vrijednost značajke π_2 povećava; 3) smanjenje iskoristivosti topline povećava se s porastom stupnja nejednolikosti u profilu brzina strujanja fluida (slika 1.3.) koji se definira na sljedeći način

$$S' = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{M}\sum_{j=1}^{N}\left[(1-F_a)\exp(-i/M)\exp(-j/N)\right]^2}{M \cdot N}} \tag{1.4}$$

Chiou zaključuje da smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču ovisi o četiri veličine:

$$\Delta\varepsilon = f\left(\pi_2 = \frac{k\,A}{C_1},\ \pi_3 = \frac{C_1}{C_2},\ \xi = \frac{\psi_1\,\alpha_1\,A_1}{\psi_2\,\alpha_2\,A_2},\ \left[\frac{w_i}{\overline{w}}\right]^B\right) \tag{1.5}$$

Prve dvije veličine su značajke izmjenjivača topline: π_2 označava omjer između prolaza topline i toplinskog kapaciteta slabije struje fluida (engl. *number of transfer units - NTU*), a π_3 označava omjer između toplinskog kapaciteta slabije struje fluida i toplinskog kapaciteta jače struje fluida (engl. *heat capacity rate ratio*). Veličina ξ označava omjer veličina prijelaza topline na stranama dvaju fluida, a $w_i/\overline{w}$ je omjer između lokalne i prosječne brzine strujanja u fluidu s nejednolikom raspodjelom. Eksponent Reynoldsove značajke označen je s B (npr. $B = 0{,}8$ za turbulentno strujanje fluida u cijevi) i javlja se u izrazu za proračun Nusseltove značajke: $Nu = CRe^B Pr^{1/3}$.



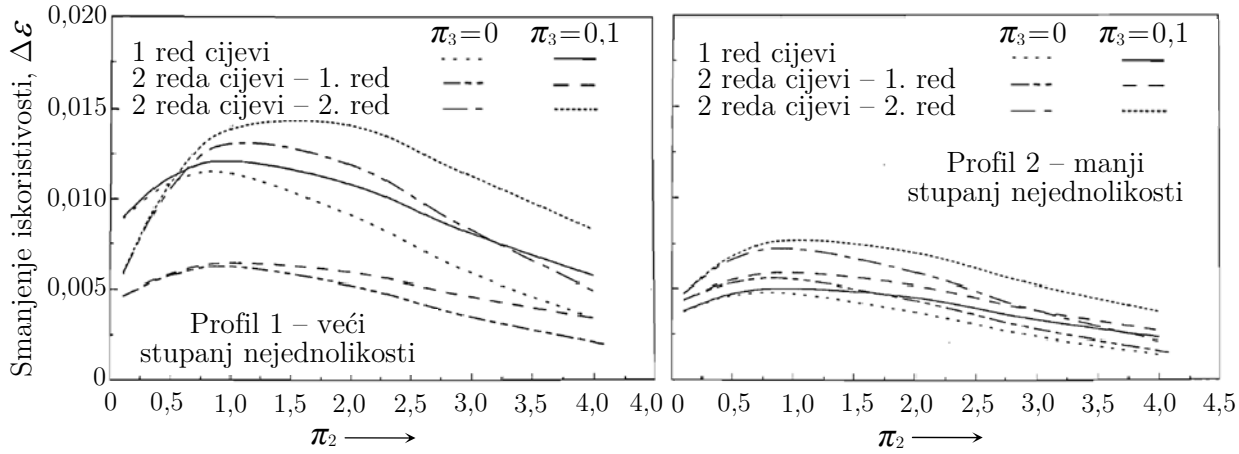
Slika 1.3. Smanjenje iskoristivosti topline u unakrsnom pločastom izmjenjivaču topline u ovisnosti o stupnju nejednolikosti profila ulaznih brzina strujanja fluida [7]

Fagan [16] analizira utjecaj nejednolikih jednodimenzijskih profila ulaznih brzina strujanja zraka na izmijenjeni toplinski tok u pločastim lamelnim isparivačima i kondenzatorima. Analiza obuhvaća linearne, parabolične i skokovite profile ulaznih brzina strujanja zraka, a intenzitet nejednolikosti izražen je omjerom između maksimalne i prosječne brzine strujanja zraka. Najveće smanjenje izmijenjenog toplinskog toka od 20% nastaje kod skokovitog profila s intenzitetom nejednolikosti od 1,75. Od triju ispitanih profila brzina strujanja zraka, skokoviti profil rezultira najvećim smanjenjem, a parabolični profil najmanjim smanjenjem izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču topline.

Rabas [13] zaključuje da nejednolika raspodjela brzina strujanja fluida u cijevima izmjenjivača topline ima manji utjecaj na smanjenje iskoristivosti topline. Ovo smanjenje iznosi oko 1% kada je omjer između maksimalne i prosječne brzine fluida u cijevima 1,2. Međutim, kada je omjer između maksimalne i prosječne brzine 1,7 smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču topline može iznositi i do 10%.

Rabas [17] istražuje utjecaj nejednolikih jedno- i dvodimenzijskih profila ulaznih brzina strujanja zraka na iskoristivost topline u kondenzatoru. Zaključuje da ekstremno nejednoliki profili brzina strujanja zraka smanjuju iskoristivost topline u kondenzatoru do najviše 7%.

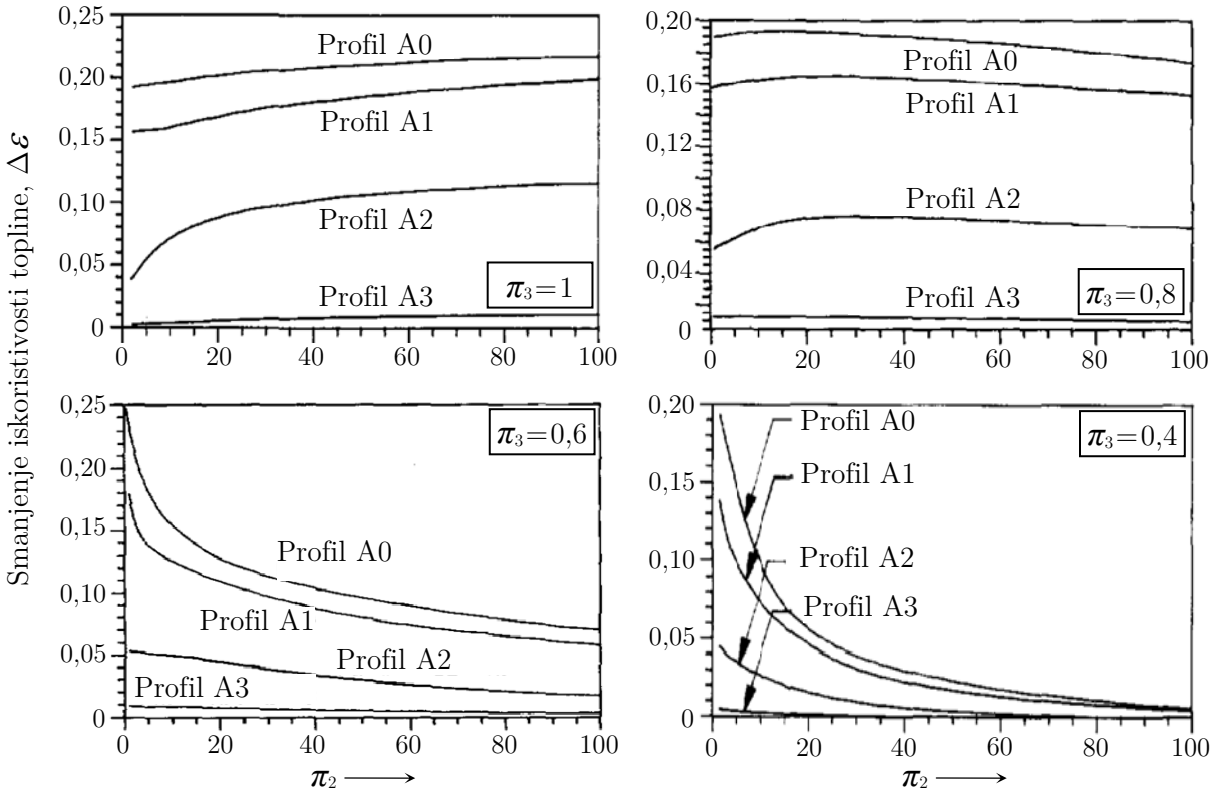
Beiler i Kröger [18] izračunali su smanjenje iskoristivosti topline u lamelnim izmjenjivačima topline s jednim ili dva reda cijevi i nejednolikom raspodjelom ulaznih brzina strujanja zraka. Za svaku cijev u izmjenjivaču zapisali su odgovarajuće jednadžbe očuvanja mase i energije uz pretpostavku da je ukupni otpor prolazu topline jednak otporu prijelaza topline na strani zraka. Nejednoliki profili ulaznih brzina strujanja zraka dobiveni su eksperimentalnim ispitivanjima i za slučaj kada se ventilator postavlja uzvodno od ulaza u izmjenjivač topline. Porastom značajke π_2 povećava se smanjenje iskoristivosti topline sve do maksimuma koji se postiže kod $\pi_2 = 1{,}0\text{-}1{,}5$, a daljnjim porastom π_2 smanjenje iskoristivosti topline pada. U području $0 < \pi_2 < 4{,}5$, smanjenje iskoristivosti topline iznosi do najviše 1,5% kada su vrijednosti značajke π_3=0 i 0,1, slika 1.4.



Slika 1.4. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču s 1-2 reda cijevi i nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka za π_2=0-4,5 i π_3=0-0,1 [18]

Na slici 1.4. može se primijetiti da je smanjenje iskoristivosti topline veće u drugom nego u prvom redu cijevi, a sve za cijevni lamelni izmjenjivač s dva reda cijevi. Primjećuje se da je smanjenje iskoristivosti topline veće za $\pi_3 = 0{,}1$ nego što je za $\pi_3 = 0$. Prema Muelleru [1], nejednolika raspodjela ulaznih brzina strujanja fluida uzrokuje najveće smanjenje iskoristivosti topline kada se radna točka izmjenjivača topline nalazi u području velikih vrijednosti značajke π_2 i za jednake toplinske kapacitete struja fluida, tj. za π_3=1.

Ranganayakulu i dr. [19] koriste metodu konačnih elemenata za izračun smanjenja iskoristivosti topline i povećanja pada tlaka u pločastom izmjenjivaču s unakrsnim strujanjem fluida u jednom prolazu i nejednolikom raspodjelom ulaznih brzina strujanja fluida. Smanjenje iskoristivosti topline ovisi o značajkama π_2 i π_3 te o profilu brzina strujanja fluida. Analizom su obuhvaćeni parabolični profili: A0, A1, A2 i A3 za koje relativna standardna devijacija redom iznosi 107,9%, 97,3%, 54,1% i 11,3%. Nejednoliki profili s visokim stupnjem nejednolikosti uzrokuju smanjenja iskoristivosti topline i do 25%, slika 1.5. Pad tlaka u izmjenjivaču topline s nejednolikim profilom ulaznih brzina strujanja izračunat je na temelju maksimalne brzine strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač topline. Povećanje pada tlaka u profilima A1, A2 i A3 redom iznosi 17, 6 i 2 puta u odnosu na pad tlaka jednolikog profila ulaznih brzina strujanja fluida.



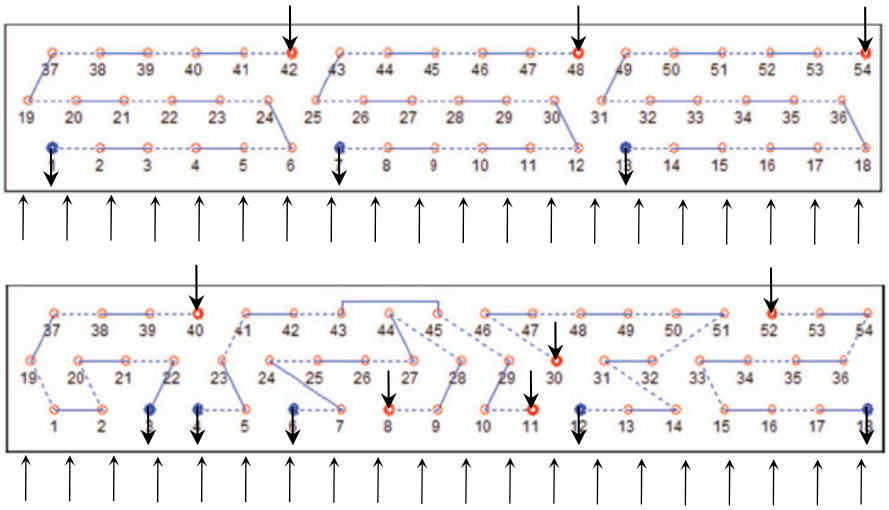
Slika 1.5. Smanjenje iskoristivosti topline uzrokovano nejednolikim profilima brzina strujanja slabije struje na ulazu u pločasti izmjenjivač topline za π_2=0-100 i π_3=1, 0,8, 0,6 i 0,4 [19]

Yuan [20] proširuje Chiouovu metodu konačnih elemenata [7] na pločastim izmjenjivačima topline s unakrsnim strujanjem triju struja fluida u jednom prolazu. U slučaju turbulentnog strujanja fluida ($B=0{,}8$) smanjenje iskoristivosti topline je najveće za $\pi_2 \to 0$ i iznosi 15% da bi porastom značajke π_2 smanjenje iskoristivosti topline počelo padati. U slučaju laminarnog strujanja ($B=0$) i porastom značajke π_2, smanjenje iskoristivosti topline povećava se u području $0 < \pi_2 < 1$, dostiže maksimum od 15-20% kod $\pi_2 \approx 1$, a nakon toga se smanjuje u području značajki $1 < \pi_2 < 10$.

Mishra i dr. [21] (2008.) ispitali su utjecaj nejednolikih raspodjela ulaznih brzina strujanja i temperatura fluida na iskoristivost topline pločastog izmjenjivača topline. Nejednolika raspodjela ulaznih brzina strujanja fluida smanjuje iskoristivost topline dok nejednolika raspodjela ulaznih temperatura fluida može povećati iskoristivost topline u određenim slučajevima.

Chin i Raghvan [22]-[23] istražuju utjecaj centralnih momenata nejednolikih profila brzina strujanja zraka na termohidraulička svojstva lamelnih izmjenjivača topline. Zaključuju da prosječna brzina, standardna devijacija i asimetrija profila brzina strujanja zraka utječu na termohidraulička svojstva izmjenjivača topline pri čemu se izmijenjeni toplinski tok smanjuje, a pad tlaka povećava.

Domanski i Yashar [24]-[29] razvili su inteligentan program za optimizaciju cijevnih lamelnih izmjenjivača topline - ISHED (engl. *Intelligent System for Heat Exchanger Design*). ISHED program koristi bimodularni genetski algoritam koji raspoznaje pozitivna svojstva izmjenjivača (pogotovo u geometriji spajanja cijevi) s ciljem poboljšavanja njegovih radnih karakteristika. Na slici 1.6. prikazana je geometrija spajanja cijevi u lamelnom izmjenjivaču topline dobivena ISHED optimizacijom kojom se postiže povećanje izmijenjenog toplinskog toka (tj. veća iskoristivost topline) u odnosu na izmjenjivač topline sa standardnom geometrijom spajanja cijevi.



Slika 1.6. Optimizacija geometrije spajanja cijevi ISHED algoritmom: povećanje izmijenjenog toplinskog toka iznosi 6,5% (dolje) u odnosu na referentnu geometriju spajanja cijevi (gore) [27]

Domanski i dr. [29]-[34] razvili su niz programa za proračun izmijenjenog toplinskog toka i pada tlaka u cijevnim lamelnim izmjenjivačima s jednolikom ili nejednolikom raspodjelom zraka i radne tvari. Kronološkim redom, razvijeni su sljedeći programi: EVSIM [30], [31], EVAP5 [32], COND5, EVAPS [33], EVAP5M [34], EVAP-COND [25], [29] pri čemu svaki novi program predstavlja proširenu i usavršenu verziju prethodne inačice. U ovim je programima postupak proračuna isti: izmjenjivači topline dijele se na cijevi, a za svaku cijev zapisuju se jednadžbe očuvanja mase i energije. Fizikalna svojstva radnih tvari pohranjena su u REFPROP bazi podataka koja sadrži fizikalna svojstva radnih tvari i koju su razvili skupina istraživača na američkom institutu NIST. Kako se proračun izmjenjivača topline odvija cijev po cijev, spomenuti programi mogu uzeti u obzir samo nejednolike jednodimenzijske profile ulaznih brzina strujanja zraka.
Korištenjem prethodno spomenutih programa za simulaciju cijevnih lamelnih izmjenjivača topline, istraživači su došli do nekolicine općih zaključaka: 1) smanjenje učina kondenzatora ili isparivača je veće u slučaju nejednolike raspodjele zraka nego što je slučaju nejednolike raspodjele radne tvari u cijevima, 2) nejednolika raspodjela zraka može inducirati nejednoliku raspodjelu radne tvari u cijevima isparivača ili kondenzatora i u ovom slučaju smanjenje učina može iznositi i do 50%.

Lee i dr. [35] nadogradili su EVSIM [30] s ciljem analize utjecaja nejednolikih dvodimenzijskih profila ulaznih brzina strujanja na učin isparivača s radnim tvarima R22 i R407C. Rješenja simulacijskog programa provjerena su na rezultatima mjerenja uz vrlo dobra poklapanja.
Analizirani su nejednoliki kosi, parabolični i hiperbolični profili ulaznih brzina strujanja zraka. Parabolični i hiperbolični profil brzina strujanja zraka smanjuju učin isparivača za 6%, a kosi profil smanjuje učin isparivača za 3%. Također, mjerenja i program su pokazali da isparivač s protusmjerno-unakrsnim strujanjem fluida postiže za 5% do 10% veći učin od isparivača s istosmjerno-unakrsnim strujanjem između zraka i radne tvari.

Jiang i dr. [36] su razvili CoilDesigner – program za proračun cijevnih lamelnih izmjenjivača topline s jednolikom ili nejednolikom raspodjelom zraka i radne tvari. U odnosu na EVAP5M gdje se proračun vrši cijev po cijev, u CoilDesigneru proračun prijelaza topline i strujanja fluida vrši se podjelom cijevi u segmente. CoilDesigner može uzeti u obzir prijelaz osjetne i latentne topline te isparivanje i kondenzaciju radne tvari u cijevima.

Song i dr. [37] proveli su analizu utjecaja nejednolikog profila ulaznih brzina strujanja zraka na radne karakteristike klima uređaja s cijevnim lamelnim isparivačem i kondenzatorom u kojima struji radna tvar R22. Zbog nedostatka prostora u unutarnjoj jedinici klima uređaja, isparivač je postavljen koso u odnosu na osnovni smjer strujanja zraka. Nejednoliki profil brzina strujanja zraka na ulazu u isparivač izmjeren je anemometrom s toplom niti i korišten je kao ulazni podatak u programu EVAP-COND 2.3. Istraživači zaključuju da nejednoliki profil ulaznih brzina zraka smanjuje protok radne tvari za 7,9% i rashladni učin isparivača za 7,8% te uzrokuje nejednoliku raspodjelu radne tvari između krugova strujanja u isparivaču. Postavljanjem skretnica u kanalu prije ulaza u isparivač može se postići bolja raspodjela zraka i djelomična kompenzacija negativnog utjecaja nejednolikog profila brzina strujanja zraka.

Gong i dr. [38] (2008.) istražili su utjecaj nejednolike raspodjele zraka na karakteristike isparivača dizalice topline pri uvjetima stvaranja inja na površini prijelaza topline. Isparivač ima nazivni učin od 50 kW i sastoji se od dva dijela spojenih u V položaju. Autori zaključuju da porast intenziteta nejednolikosti u profilu ulaznih brzina zraka dovodi do ranijeg početka stvaranja inja i ubrzava rast sloja inja što za posljedicu ima kraće trajanje stacionarnog rada i manji rashladni učin isparivača. Nejednolika raspodjela zraka uzrokuje nejednoliku raspodjelu radne tvari (R22) između pojedinih krugova strujanja. Iz pojedinih krugova strujanja radna tvar izlazi s većim udjelima kapljevite faze na što termostatski ventil odgovara smanjenjem protoka radne tvari kroz isparivač.

Kærn i dr. [14] ispitali su utjecaj nejednolike raspodjele fluida na radne karakteristike isparivača (R410A) klima uređaja za ugradnju u stambenim objektima. Zaključuju da nejednolika raspodjela masenih protoka fluida u cijevima može smanjiti rashladni učin za 16% i faktor pretvorbe (COP) za 13%. Međutim, nejednolika raspodjela zraka na cijevi i lamele može smanjiti rashladni učin za 50% u odnosu na referentne vrijednosti dobivene za jednoliku raspodjelu zraka. Negativni utjecaj nejednolike raspodjele fluida može se ublažiti kontrolom temperature pregrijanja odnosno kontrolom masenog protoka radne tvari u pojedinim krugovima strujanja isparivača. Potrebno je ugraditi termostatski ventil na svaki krug strujanja radne tvari u isparivaču, što naravno predstavlja dodatni trošak jer se uobičajeno isparivač oprema samo jednim termostatskim ventilom. Termostatski ventil povećava ili smanjuje protok radne tvari ovisno o temperaturi pregrijanja na izlazu iz isparivača (obično 5-6 K iznad temperature zasićenja): u slučaju prevelike temperature pregrijanja protok radne tvari se povećava, a u slučaju premale temperature pregrijanja protok radne tvari se smanjuje. Na ovaj se način osigurava da cijevi koje dobivaju veće količine zraka imaju i veći protok radne tvari dok cijevi koje dobivaju manje količine zraka imaju manji protok radne tvari. Ovakva kompenzacija nejednolike raspodjele brzina strujanja zraka može ublažiti smanjenje rashladnog učina s 50% na 7% [39].

Chen i dr. [40] ispitali su utjecaj ulaznog kuta brzine strujanja zraka na učin, pad tlaka i količinu inja u isparivaču. Kut između ulaznog vektora brzine strujanja zraka i ulaznog presjeka isparivača kreće se između 30° i 90°. Smanjenje kuta ulaznog vektora brzine strujanja zraka rezultira manjim učinom, padom tlaka i količinom leda u isparivaču, što je i očekivano s obzirom da se smanjuje komponenta brzine strujanja zraka okomita na ulaznu ravninu isparivača.

1.4.3. Numeričko modeliranje utjecaja nejednolike raspodjele fluida

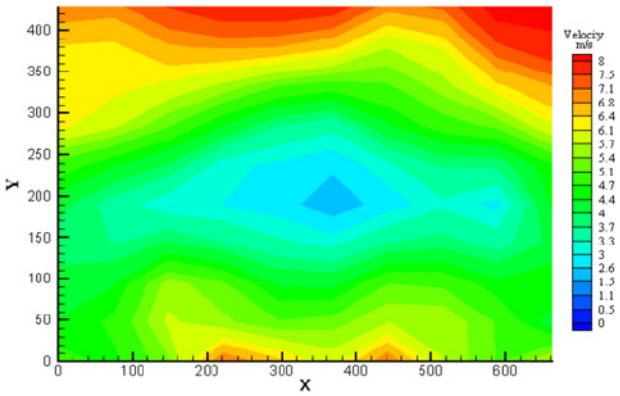
Elgowainy [41]-[42] (2002.) numeričkim je putem ispitao utjecaj nejednolikog profila ulaznih brzina strujanja zraka na prijelaz topline i pad tlaka u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline za stambene klima uređaje. Omjer između maksimalne i minimalne brzine zraka u ulaznom profilu iznosi 1,8. Nejednolika raspodjela ulaznih brzina zraka rezultira smanjenjem prosječnog koeficijenta prijelaza topline za 1,5% (ravne lamele) i 0,9% (izrezane lamele) i povećanjem pada tlaka

(usrednjenog po masenom protoku) za 9% (ravne lamele) i 8% (izrezane lamele) u odnosu na dobivene vrijednosti za izmjenjivač topline s jednolikom raspodjelom ulaznih brzina zraka.

Lalot i dr. [43] (1999.) ispitali su utjecaj nejednolike raspodjele fluida koji struji u cijevi na iskoristivost topline kondenzatora, protusmjernog i unakrsnog izmjenjivača topline s jednim prolazom fluida. Jednadžbe očuvanja mase i energije zapisane su za svaku cijev u izmjenjivaču topline uz pretpostavku turbulentnog strujanja u cijevima. Profili brzina strujanja fluida u cijevima ovise o geometrijskim omjerima razdjelnika te su analizirani eksperimentalnim mjerenjima i numeričkim modeliranjem. Autori zaključuju da pogoršanje iskoristivosti topline iznosi do 7% u kondenzatoru i protusmjernom izmjenjivaču topline, odnosno do 25% u unakrsnom izmjenjivaču topline za ekstremno nejednolike raspodjele fluida (omjeri brzina strujanja u cijevima do 15).

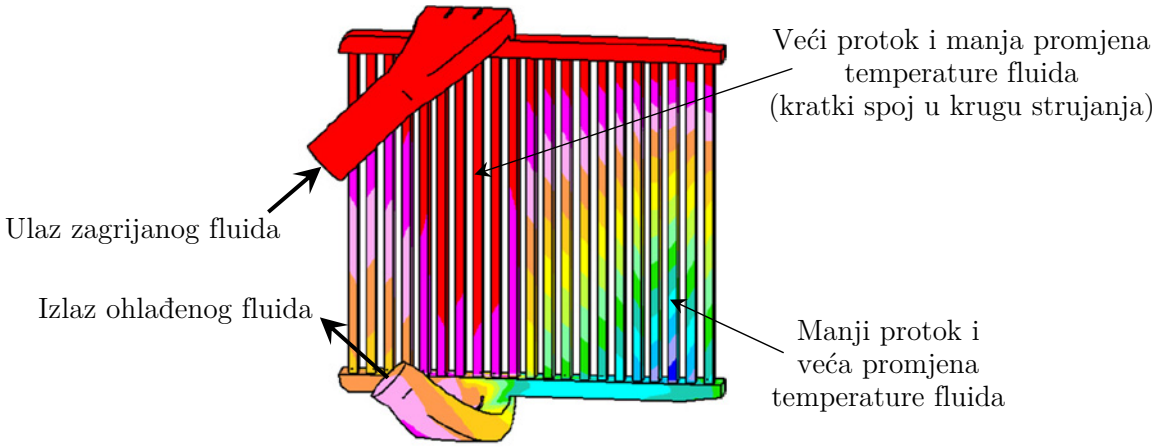
Drapala i dr. [44] numeričkim su putem analizirali utjecaj nejednolike raspodjele zraka i vode u lamelnom izmjenjivaču topline s deset cijevi u jednom redu. Domena za proračun postavljena je na segmentu izmjenjivača topline, a ponavljanjem proračuna za sve segmente izmjenjivača topline može se obuhvatiti strujanje fluida i prijelaz topline u cijelom izmjenjivaču. Numeričkim putem dobiveni rezultati pokazuju da se maseni protoci vode između cijevi razlikuju i do 30%. Cijevi čiji se ulazi nalaze u blizini izlaznog spoja razdjelne cijevi dobivaju veće količine vode od drugih cijevi. Autori zaključuju da nejednolike raspodjele zraka i vode smanjuju prijelaz topline u izmjenjivaču.

Bury i dr. [45]-[48] (2008.) numeričkim su putem analizirali utjecaj nejednolike raspodjele zraka na iskoristivost topline lamelnih izmjenjivača topline koji se koriste u autoindustriji. Profili ulaznih brzina strujanja zraka na automobilske izmjenjivače topline mogu biti izrazito nejednoliki kao što je prikazano na slici 1.7. Područja s većim ulaznim brzinama strujanja zraka nalaze se na gornjem i donjem rubu izmjenjivača topline što odgovara lokaciji iza usisnih rešetki vozila, a područja s manjim ulaznim brzinama strujanja zraka nalaze se u sredini izmjenjivača topline odnosno iza prednjeg branika vozila [49]. Smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u automobilskom hladnjaku uzrokovano nejednolikom raspodjelom zraka iznosi oko 10-15% u većini slučajeva [46], [47], [50].



Slika 1.7. Profil brzina strujanja zraka na ulazu u automobilski hladnjak pri brzini vozila od 100 km/h; raspon ulaznih brzina iznosi od 2,6 do 7,5 m/s, prosječna brzina 5 m/s [49]

U automobilskim hladnjacima nejednolika raspodjela fluida može nastati i na strani fluida u cijevima. Do „kratkog spoja“ u krugu strujanja može doći u cijevima koje zatvaraju najkraći put između razdjelnika i sabirnika. U tim je cijevima protok fluida veći i promjena temperature manja u odnosu na protoke i promjene temperatura u cijevima koje zatvaraju duži put između razdjelnika i sabirnika, slika 1.8.



Slika 1.8. Nejednolika raspodjela fluida u cijevima automobilskog hladnjaka [51]

Hoffmann-Vocke i dr. [52] (2009.) numeričkim su putem ispitali utjecaj naglog proširenja zračnog kanala (omjer presjeka $\Delta A = 9$) na radne karakteristike cijevnog lamelnog izmjenjivača topline s četiri reda cijevi. Proširenje je postavljeno na udaljenosti od $24d$ (promjer cijevi $d = 13{,}3$ mm) od ulaza u izmjenjivač topline. Trodimenzijsko strujanje zraka u izmjenjivaču topline modelirano je k-ω modelom turbulencije za područje Reynoldsovih značajki $Re_{\mathrm{Dh}} = 1400 - 5900$ (ulazne brzine zraka od 5, 10 i 20 m/s). Na unutarnjoj stijenki cijevi zadan je izotermni rubni uvjet. U odnosu na jednoliku raspodjelu ulaznih brzina (slučaj bez proširenja), nejednolika raspodjela zraka rezultira povećanjem prosječnog koeficijenta prijelaza topline za 20% i povećanjem pada tlaka za 30%.

Mao i dr. [53] (2013.) numeričkim su putem istražili utjecaj nejednolike raspodjele ulaznih brzina zraka na kondenzator s izrezanim lamelama i pravokutnim kanalima u kojima struji radna tvar R22. Ispitan je utjecaj triju nejednolikih profila ulaznih brzina strujanja zraka: linearni, sedlasti i parabolični. U odnosu na jednoliki profil brzina, nejednoliki profili smanjuju učin kondenzatora što rezultira većim udjelom pare u radnoj tvari ili manjim pothlađivanjem radne tvari na izlazu iz kondenzatora. S druge strane povećava se pad tlaka na strani radne tvari i potrebna snaga ventilatora za svladavanje pada tlaka na strani zraka. Parabolični profil uzrokuje smanjenje učina od 6%, porast pada tlaka na strani radne tvari od 32% te porast potrebne snage ventilatora od 135%. Sedlasti profil uzrokuje smanjenje učina od 4%, porast pada tlaka na strani radne tvari od 13% i porast snage ventilatora od 20%. Linearni profil uzrokuje smanjenje učina od 3%, porast pada tlaka na strani radne tvari od 35% i porast potrebne snage ventilatora od 42%.

Chang i dr. [54] analizirali su utjecaj raspodjele ulaznih brzina zraka na snop od 637 cijevi u šahovskom rasporedu koji služi za odvođenje 79 kW toplinskog toka iz motora snage 2,35 MW. Toplinski tok odvodi se rashladnim zrakom ulazne temperature 28 °C koji struji u cijevima, a vrući zrak iz motora ulazne temperature 91 °C obstrujava cijevi. Zbog nagle promjene smjera strujanja u ulaznoj sekciji, rashladni zrak ima nejednolik profil ulaznih brzina. Nakon postavljanja skretnica u ulaznoj sekciji, profil brzina strujanja rashladnog zraka postaje jednolik, a iskoristivost topline u izmjenjivaču povećava se s početnih 0,33 na 0,38.

1.4.4. Eksperimentalno ispitivanje utjecaja nejednolike raspodjele fluida

Sparrow i Ruiz [9] ispitali su utjecaj nejednolike raspodjele zraka na cijevni snop (d=0,64 cm, X_{L}=1,1 cm, X_{T}=1,27 cm) s cijevima u šahovskom rasporedu i u 15 redova. Nejednolika raspodjela zraka dobivena je 50%-tnim zatvaranjem ulaznog presjeka. Koeficijenti prijelaza topline dobiveni su analogijom između prijelaza topline i prijenosa tvari (naftalen) za različite brzine strujanja. Zbog nejednolike raspodjele zraka, u prvim se redovima cijevi koeficijenti prijelaza topline smanjuju do 50% na cijevima iza prepreke, a povećavaju se za 30-40% na slobodno nastrujavanim cijevima. U daljnjim redovima cijevi, nejednolika raspodjela brzina zraka ima manji utjecaj na promjenu koeficijenata prijelaza topline. Promjena iznosi do 10% u 7. redu cijevi i do 5% u 12. redu cijevi u odnosu na koeficijente prijelaza topline u cijevnom snopu s jednolikom raspodjelom brzina zraka. Ovdje se koeficijenti prijelaza topline povećavaju na cijevima nizvodno iza zapreke, a smanjuju se na cijevima nizvodno iza slobodnog presjeka. Uzrok ovakvim promjenama u koeficijentima prijelaza topline je smjer strujanja zraka u obliku slova S kroz cijevni snop s pratećim recirkulacijama iza zapreke i nizvodno na suprotnoj strani. Sveukupno, nejednolika raspodjela brzina strujanja zraka povećava prosječne koeficijente prijelaza topline (7-8% u prvih 8 redova) i pad tlaka (do 2,5 puta) u usporedbi s cijevnim snopom u kojemu je raspodjela zraka jednolika.

Sparrow i Yanezmoreno [55] ispitali su utjecaj proširenja zračnog kanala i nastale nejednolike raspodjele zraka na prijelaz topline i pad tlaka u cijevnom snopu sa šahovskim rasporedom cijevi u 15 redova cijevi. Korištena su proširenja s faktorom proširenja između 2 i 4 koja se postavljaju na udaljenostima od 0, 19 i 34 cm od ulaza u cijevni snop. Vizualizacijom strujanja istraživači su utvrdili da proširenje uzrokuje nejednolike profile brzina strujanja zraka. Brzine strujanja zraka su veće u središnjem dijelu presjeka, a manje u blizini stijenki kanala. Prijelaz topline u prvim redovima cijevi je značajno povećan (do 100%) u odnosu na prijelaz topline u cijevnom snopu s jednolikom raspodjelom zraka. Proširenja s većim faktorom proširenja i bliže ulazu u cijevni snop utječu na prijelaz topline sve do 6. reda u cijevnom snopu. Proširenja s manjim faktorom proširenja i dalje od ulaza u cijevni snop utječu na prijelaz topline do 3. reda cijevi u cijevnom snopu.
Nejednolika raspodjela zraka nastala proširenjem zračnog kanala povećava prosječne koeficijente prijelaza topline i pad tlaka u cijevnom snopu, tablica 1.1. Proširenje zračnog kanala s faktorom proširenja ΔA=2 povećava pad tlaka između 1,3 i 2,5 puta, a proširenje zračnog kanala s faktorom proširenja ΔA=4 povećava pad tlaka između 7,5 i 12 puta.

Sparrow i Berman [56] istražili su utjecaj nejednolike raspodjele zraka uzrokovane pravokutnim lukom u zračnom kanalu na prijelaz topline i pad tlaka u cijevnom snopu sa šahovskim rasporedom cijevi u 15 redova. Pravokutni luk nalazi se na udaljenosti od 6, 19 i 34 cm od ulaza u cijevni snop, a cijevi se postavljaju horizontalno ili vertikalno u zračnom kanalu. Pravokutni luk u zračnom kanalu ne rezultira značajnijim promjenama koeficijenata prijelaza topline i pada tlaka u cijevnom snopu. Najveće povećanje prosječnog koeficijenta prijelaza topline u prvih 7 redova cijevi iznosi 4% u odnosu na prosječni koeficijent prijelaza topline u cijevnom snopu s jednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka.

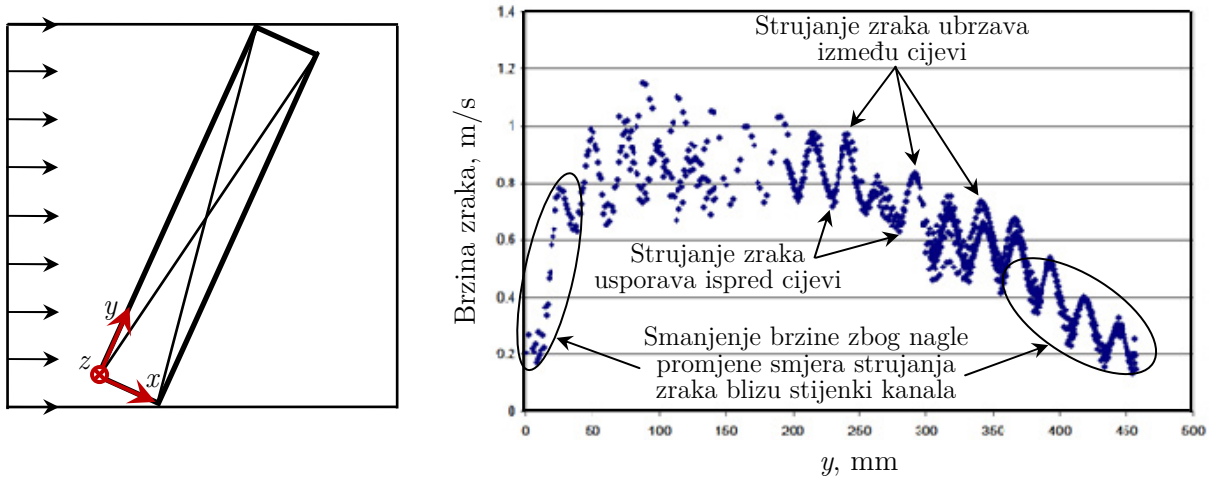
Tablica 1.1. Povećanje koeficijenata prijelaza topline u prvih 8 redova cijevnog snopa zbog nejednolike raspodjele brzina strujanja zraka uzrokovane proširenjem zračnog kanala [55]

Reynoldsova značajka		$Re=850$		$Re=8400$	
Omjer površina proširenja		$\Delta A=2$	$\Delta A=4$	$\Delta A=2$	$\Delta A=4$
Udaljenost proširenja od ulaza u cijevni snop	$x=0$	10%	21%	11%	26%
	$x=19$ cm	2%	8%	5%	12%
	$x=34$ cm	1%	2%	1%	6%

Timoney i Foley [57] istražili su utjecaj nejednolike raspodjele zraka na izmijenjeni toplinski tok u cijevnom lamelnom isparivaču s radnom tvari R134a. U zračnom kanalu postavljena je rešetka s ciljem povećanja turbulencije u strujanju zraka. Istraživači zaključuju da nejednolika raspodjela zraka (intenzitet nejednolikosti od 26%) može povećati izmijenjeni toplinski tok i prosječni koeficijent prolaza topline u isparivaču između 3% i 4,5%. Povećanje prijelaza topline u isparivaču objašnjavaju većim intenzitetom turbulencije ($w'/\overline{w}$) u struji zraka.

Kirby i dr. [58], [59] ispitali su utjecaj nejednolike raspodjele brzina zraka na radne karakteristike isparivača klima uređaja koji se ugrađuju u stambenim zgradama. Na ulazu u takve isparivače, maksimalne brzine strujanja zraka mogu biti i do tri puta veće od minimalnih brzina zraka. Istraživači postavljaju isparivač u zračni kanal, a nejednoliku raspodjelu ulaznih brzina strujanja zraka postižu kružnom preprekom koja zaklanja 16% ulaznog presjeka. Na ovaj način dobivena nejednolika raspodjela zraka oponaša profil brzina zraka na izlazu iz aksijalnog ventilatora. U 9 ponovljenih mjerenja uspoređeni su učini isparivača s jednolikim profilom (bez prepreke) i učini isparivača s nejednolikim profilom (s preprekom) brzina strujanja zraka. Nejednolika raspodjela zraka rezultira promjenom učina isparivača do najviše 2%, a u 7 od 9 mjerenja nejednolika raspodjela brzina povećala je učin isparivača. Istovremeno, porast pada tlaka zbog nejednolike raspodjele zraka iznosi 4,4%. Eksperimentalna ispitivanja izvršena su i u uvjetima kondenzacije vlage iz zraka na površinama isparivača. Međutim, nisu pronađene značajnije razlike u učinu ili u odvedenoj količini kondenzata između isparivača s jednolikom raspodjelom zraka i isparivača s nejednolikom raspodjelom zraka.

Yashar i dr. [60]-[64] izmjerili su brzine strujanja zraka na ulazu i izlazu lamelnih izmjenjivača topline koji se u zračnom kanalu postavljaju u uspravnom ili kosom položaju te u V položaju s dva izmjenjivača topline. Brzine strujanja zraka izmjerene su PIV uređajem, a mjerenja su poslužila za provjeru rezultata numeričkog modela poroznog tijela (engl. *momentum resistance model*) pomoću kojeg se modelira strujanje u lamelnom izmjenjivaču topline. Raspodjela ulaznih brzina strujanja u izmjenjivač topline nije jednolika zbog prepreka u zračnom kanalu poput nosača izmjenjivača topline, posude za skupljanje kondenzata, hvatača kapljica ili zbog manje smanjivanja slobodnog presjeka kod kosog ili V položaja. Profil brzina strujanja zraka na ulazu u lamelni izmjenjivač topline s kosim položajem je izrazito nejednolik kao što se može primijetiti na slici 1.9.
U lamelnim izmjenjivačima topline s V položajem u zračnom kanalu, prijelaz topline se smanjuje u dijelu izmjenjivača topline kojemu je ulazni presjek djelomično zaklonjen posudom za skupljanje kondenzata. Gornji (nezaklonjeni) dio izmjenjivača topline dobiva 18% više zraka i postiže 22% veći prijelaz topline od donjeg (djelomično zaklonjenog) dijela. Osim smanjenja izmijenjenog toplinskog toka, posuda za skupljanje kondenzata i hvatač kapljica uzrokuju povećanje pada tlaka u izmjenjivaču topline.

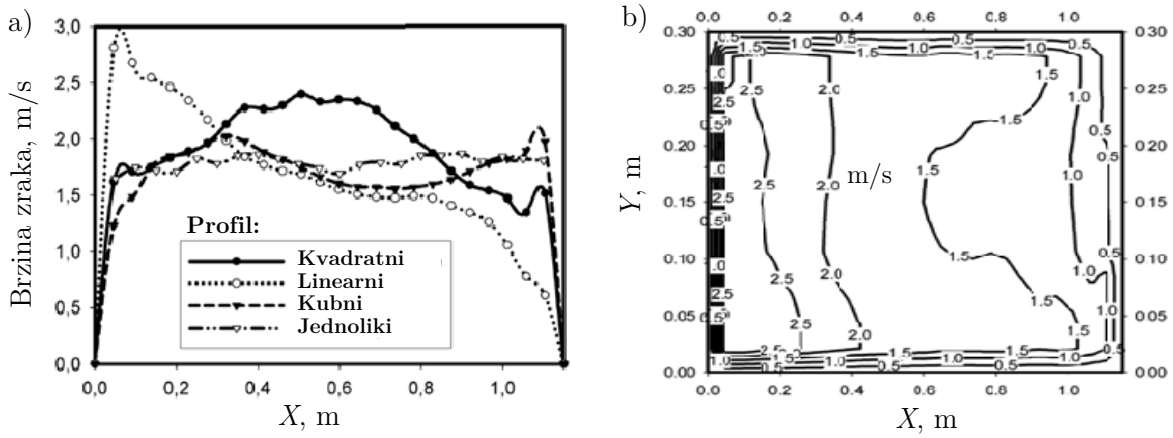


Slika 1.9. Profil brzina strujanja zraka okomito na ulazni presjek i u središnjem presjeku kanala za lamelni izmjenjivač topline s kosim položajem u zračnom kanalu [60]

T'Joen i dr. [65], [66] eksperimentalnim su putem istražili utjecaj nejednolike raspodjele ulaznih brzina strujanja na cijevni lamelni izmjenjivač topline s 3 reda cijevi. Analizirali su linearni i parabolični profili ulaznih brzina strujanja zraka kao i njihov utjecaj na smanjenje prosječnog koeficijenta prolaza topline u izmjenjivaču, slika 1.10. Linearni profil sa standardnom devijacijom od 55% smanjuje koeficijent prolaza topline za 8,2%, a parabolični profil sa standardnom devijacijom od 37% smanjuje koeficijent prolaza topline za 3,6%.

Choi i dr. [67] proveli su eksperimentalna ispitivanja utjecaja nejednolikih raspodjele zraka i radne tvari na učin cijevnog lamelnog isparivača. Isparivač s radnom tvari R22 sastoji se od 3 reda cijevi

i 3 kruga strujanja od kojih svaki ima 18 cijevi – 6 cijevi po redu cijevi. Djelomičnim zaklanjanjem ulaznog presjeka u zračnom kanalu postižu se skokoviti profili ulaznih brzina strujanja zraka koji smanjuju učin isparivača između 1% do 8,7%. Nejednolika raspodjela zraka inducira nejednoliku raspodjelu radne tvari u cijevima isparivača. Ovisno o načinu regulacije temperature pregrijanja izlazne pare, smanjenje učina isparivača može iznositi i do 30%.



Slika 1.10. Nejednoliki profili brzina strujanja zraka na ulazu u cijevni lamelni izmjenjivač topline: a) jednodimenzijski profili, b) dvodimenzijski linearni profil [65]

1.4.5. Istraživanje izmjenjivača topline na Tehničkom fakultetu u Rijeci

Istraživanje prijelaza topline, prijenosa tvari i strujanja fluida u rekuperatorima topline i regeneratorima topline jedan je od najvažnijih područja istraživanja na Zavodu za termodinamiku i energetiku Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci. Rezultati ovih istraživanja obranjeni su u magistarskim radovima i doktorskim disertacijama, a proizašli znanstveni radovi objavljeni su u međunarodnim znanstvenim časopisima ili zbornicima konferencija. U nastavku je dan kratki opis najvažnijih od ovih istraživanja.

Franković analizira prijelaz topline i prijenos tvari u suhim i vlažnim rotirajućim regeneratorima [68]-[70] s higroskopnom ili nehigroskopnom akumulacijskom masom za intenziviranje prijenosa tvari [71], [72]. U ovim se radovima materijal ispune regeneratora opisuje modelom poroznog tijela, a postavljeni matematički model parcijalnih diferencijalnih jednadžbi opisuje načine prijelaza topline i prijenosa tvari te se rješava metodom konačnih razlika. Numeričkim modeliranjem dobivene su vremenske raspodjele temperatura hladne i tople struje fluida, raspodjela temperatura u materijalu ispune, toplinski stupanj djelovanja te stupanj prijenosa tvari. Valjanost postavljenog matematičkog modela potvrđena je na rezultatima eksperimentalnih ispitivanja.

Trp [73], [74] analizira prijelaz topline i prijenos tvari u vlažnom rotirajućem regeneratoru topline s nehigroskopnom akumulacijskom masom. Analizom je obuhvaćen i rotirajući regenerator topline

koji se može primijeniti kao predgrijač zraka u sustavu termoelektrane srednje snage, s posebnim osvrtom na utjecaj sastava goriva, faktora pretička zraka i opterećenja termoelektrane na moguću pojavu niskotemperaturne korozije u regeneratoru.

Lenić i dr. [75]-[78] proveli su analizu stvaranja inja na cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline. Postavljen je matematički model koji opisuje dvodimenzijski nestacionarni prijelaz topline i prijenos tvari između zraka i površina izmjenjivača. Valjanost matematičkog modela provjerena je na rezultatima eksperimentalnih ispitivanja. Rezultati pokazuju da veće ulazne vlažnosti zraka ubrzavaju rast sloja inja, a smanjenje izmijenjenog toplinskog toka između zraka i radne tvari ovisi o ulaznoj temperaturi, vlažnosti i brzini zraka kao i o trajanju ciklusa hlađenja te o potrebnom toplinskom toku za odleđivanje. Istraživanje obuhvaća i analizu utjecaja sloja inja na koeficijent prijelaza topline konvekcijom i na potrebni toplinski tok za odleđivanje.

Wolf i dr. [79]-[82] ispitali su utjecaj geometrijskih parametara na prijelaz topline i karakteristike strujanje zraka u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline. Postavljeni matematički model opisuje trodimenzijsko stacionarno strujanje zraka i prijelaz topline u izmjenjivaču. Analiziran je utjecaj različitih geometrijskih parametara poput broja redova cijevi, poprečnog i uzdužnog koraka cijevi, debljine i koraka lamela na prijelaz topline i pad tlaka u izmjenjivaču topline. Rezultati numeričke analize pokazuju vrlo dobro poklapanje s eksperimentalnim mjerenjima.

Čarija i Franković [83] numeričkim su putem usporedili prijelaz topline i pad tlaka između ravnih i izrezanih lamela u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline. U odnosu na ravne lamele, izrezane lamele postižu značajno veće koeficijente prijelaza topline konvekcijom i nešto veći pad tlaka. Najveća poboljšanja koeficijenata prijelaza topline (do 58%) postižu se u području turbulentnog strujanja fluida.

Glažar i dr. [84] numeričkim su putem analizirali prijelaz topline i strujanje zraka na valovitim lamelama cijevnog lamelnog izmjenjivača topline. Strujanje zraka između valovitih lamela opisano je trodimenzijskim stacionarnim laminarnim modelom. U radu se ispituje utjecaj ulaznih brzina zraka i koraka lamela na prijelaz topline i pad tlaka. Autori zaključuju da za svaku ulaznu brzinu zraka postoji optimalni korak lamela koji rezultira maksimalnim koeficijentom prijelaza topline.

Glažar [85] je proveo numeričku i eksperimentalnu analizu prijelaza topline i karakteristika strujanja fluida u kompaktnim izmjenjivačima topline s ciljem optimizacije njihove geometrije. Uspoređuju se iskoristivosti topline i specifični toplinski tokovi (po masi i volumenu) između cijevnih lamelnih izmjenjivača i lamelnih mikrokanalnih izmjenjivača. Postavljen je složeni matematički model koji uključuje provođenje topline kroz stijenke cijevi i promjenu temperature vode po osi cijevi.
Dobivena rješenja numeričkih simulacija vrlo se dobro poklapaju s rezultatima eksperimentalnih ispitivanja. Za optimizaciju geometrije lamelnih mikrokanalnih izmjenjivača topline korištena je metoda odzivnih ploha s tri geometrijska parametra i jednim pogonskim parametrom. Ponuđene su smjernice u vidu optimalnog koraka cijevi, koraka lamela, broja mikrokanala i brzina strujanja vode za postizanje najpovoljnijih toplinskih tokova po masi ili volumenu i pada tlaka u lamelnim mikrokanalnim izmjenjivačima topline.

1.5. Znanstvene metode

U ovom redu korišten je veći broj metoda znanstvenih istraživanja: induktivna i deduktivna metoda, metoda analize i sinteze, metoda specijalizacije i generalizacije, metoda apstrakcije i konkretizacije, metoda opovrgavanja i dokazivanja, matematička metoda, metoda numeričkog modeliranja, eksperimentalna metoda.
U induktivnoj metodi, opći se zaključci dobivaju na temelju analize pojedinačnih konkretnih slučajeva. Konkretno, to znači da se promatranjem utjecaja pojedinačnih profila nejednolike raspodjele brzina strujanja zraka na termohidraulička svojstva jednog ili nekoliko izmjenjivača topline mogu dobiti opći zaključci koji vrijede i za druge nejednolike profile i izmjenjivače topline.
U deduktivnoj metodi, pojedinačni se konkretni zaključci dobivaju iz općih zaključaka. Ovom se metodom provjeravaju postavljene hipoteze i predviđanja. Konkretno, može se navesti primjer predviđanja termohidrauličkih svojstva izmjenjivača topline s nejednolikim profilom raspodjele brzina strujanja zraka na osnovi postavljenih općih pretpostavki i zakonitosti.
Metoda analize podrazumijeva raščlanjivanje složenih pojmova na jednostavnije dijelove, a metoda sinteze podrazumijeva spajanje jednostavnijih dijelova u složene pojmove. Npr. metoda analize i sinteze koristi se kod razumijevanja složenog utjecaja nejednolikog profila raspodjele brzina strujanja fluida na izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču. Utjecaj nejednolikog profila na izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču topline sastoji se iz dva osnovna utjecaja: smanjenja iskoristivosti topline i povećanja koeficijenta prijelaza topline na strani nejednolike raspodjele brzina strujanja fluida. Ovisno o međusobnom odnosu ovih dvaju utjecaja, izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida može biti veći ili manji od izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida.
Metode apstrakcije i konkretizacije i metoda specijalizacije i generalizacije koriste se kod razvijanja analitičke metode za kvantificiranje veze između nejednolikih profila brzina strujanja zraka i termohidrauličkih svojstava lamelnih izmjenjivača topline.
Metoda opovrgavanja i dokazivanja koriste za potvrđivanje ili odbacivanje postavljenih zakonitosti i pretpostavki u ovoj disertaciji. Primjerice, u radu se pretpostavlja da numerički i eksperimentalni koeficijenti prijelaza topline na strani zraka nisu usporedivi. To je zato što eksperimentalni koeficijent prijelaza topline obuhvaća utjecaje nejednolike raspodjele zraka i provođenja topline u lamelama, a koji se zanemaruju kod numeričkog modeliranja izmjenjivača topline.
Matematička metoda koristi se za povezivanje statističkih momenata nejednolikih profila brzina strujanja fluida sa smanjenjem izmijenjenog toplinskog toka i s povećanjem pada tlaka u izmjenjivaču topline. Matematičke formulacije za izmijenjeni toplinski tok i pad tlaka u elementarnim dijelovima izmjenjivača mogu se prikazati Taylorovim razvojem u red što dokazuje da promjene na izmijenjenom toplinskom toku i padu tlaka ovise o statističkim momentima kao što su relativna standardna devijacija, asimetrija i zaobljenost profila nejednolike raspodjele brzina strujanja zraka.

Metoda modeliranja korištena je kod numeričkog modeliranja prijelaza topline i strujanja fluida u lamelnom izmjenjivaču topline. Rezultati numeričkog modela korišteni su za provjeru predviđanja postavki analitičke metode.
Metoda eksperimentalnog ispitivanja koristi za dobivanje podataka o stvarnim izmjenjivačima topline koji su izloženi nejednolikim profilima brzina strujanja zraka. Na temelju rezultata eksperimentalnih ispitivanja izvršena je provjera predviđenih rezultata analitičke metode.

1.6. Očekivani rezultati istraživanja i znanstveni doprinos

Osnovni je cilj disertacije ponuditi čvrstu analitičku metodu koja može kvantificirati ovisnost između termohidrauličkih svojstva lamelnih izmjenjivača topline i profila brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline. Komplementarni ciljevi su proširenje analitičke metode na druge utjecaje koji djeluju na izmijenjeni toplinski tok i pad tlaka u izmjenjivaču topline poput utjecaja međusobnog smjera strujanja fluida, utjecaja uzdužnog provođenja topline u lamelama i utjecaja nejednolike raspodjele ulaznih temperatura zraka. Analitička metoda trebala bi objasniti ovisnost između smanjenja iskoristivosti topline u izmjenjivaču i veličine uzdužnog provođenja topline u lamelama. Analitička metoda trebala bi objasniti kako interpretirati rezultate eksperimentalnih ispitivanja u metodi iskoristivosti topline da bi izmjereni koeficijent prijelaza topline odražavao stvarnu, a ne prividnu vrijednost. Za razliku od postojećih teorijskih modela, analitička metoda trebala bi objasniti zašto eksperimentalna ispitivanja ponekad pronalaze povećanja izmijenjenog toplinskog toka u lamelnim izmjenjivačima topline s nejednolikom raspodjelom zraka na ulazu.

Znanstveni doprinos disertacije iščitava se iz prethodnog opisa očekivanih rezultata istraživanja. Dosadašnja istraživanja nisu na zadovoljavajući način uspjela objasniti vezu između profila brzina strujanja zraka i termohidrauličkih svojstava lamelnih izmjenjivača topline. Nedovoljno razumijevanje veze između raspodjele zraka i termohidrauličkih svojstava lamelnih izmjenjivača uzrok je razlikama između izračunatih i stvarnih vrijednosti termohidrauličkih svojstava lamelnih izmjenjivača topline kao što su iskoristivost topline, izmijenjeni toplinski tok, koeficijenti prijelaza topline konvekcijom, pad tlaka i potrebna snaga ventilatora. U najboljem slučaju, postojeći teorijski modeli vrijede za izmjenjivače s jednim prolazom fluida i jednostavne profile nejednolikih raspodjela fluida.
Nadalje, postojeći teorijski modeli pretpostavljaju da se nejednoliki profil ulaznih brzina strujanja zraka ne mijenja kroz izmjenjivač topline. Ova pretpostavka ne odgovara stvarnosti jer nejednoliki profil brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline potiče poprečno miješanje zraka unutar izmjenjivača topline čime se povećava prijelaz topline. To znači da nejednoliki profil ulaznih brzina strujanja zraka povećava koeficijente prijelaza topline. Međutim, izmijenjeni toplinski tok u lamelnom izmjenjivaču topline može se smanjiti zbog nepovoljne raspodjele razlika temperatura između zraka i vode. Pokazat će se da se povećanje koeficijenta prijelaza topline zbog poprečnog miješanja zraka u izmjenjivaču može vrlo dobro korelirati s relativnom standardnom devijacijom nejednolikog profila. Analitička metoda koja razlikuje utjecaj povećanja koeficijenta prijelaza topline konvekcijom i smanjenja iskoristivosti topline u izmjenjivaču s nejednolikim profilom ulaznih brzina strujanja zraka jedan je od najvažnijih doprinosa ove disertacije.

Dosadašnja istraživanja nisu ponudila konačan odgovor na pitanje kako računati povećanje pada tlaka u izmjenjivačima topline s nejednolikom raspodjelom zraka. U ovoj disertaciji ponudit će se matematička formulacija koja na temelju statističkih momenata profila brzina strujanja zraka može predvidjeti povećanje pada tlaka u izmjenjivačima topline s nejednolikom raspodjelom zraka.

1.7. Praktična primjena rezultata istraživanja

Razvit će se analitička metoda koja je u stanju proširiti standardnu metodu iskoristivosti topline za proračun unakrsnih izmjenjivača topline. Ovom će se analitičkom metodom moći uzeti u obzir pojedinačni ili kombinirani utjecaji nejednolike raspodjele ulaznih brzina i temperatura zraka, uzdužnog provođenja topline u lamelama i složenog međusobnog smjera strujanja fluida na iskoristivost topline u lamelnom izmjenjivaču topline.
Analitička metoda ponudit će istraživačima i inženjerima razne mogućnosti: kvantificiranje utjecaja nejednolike raspodjele brzina i temperatura zraka, kvantificiranje utjecaja provođenja topline u lamelama, pronalaženje optimalnog međusobnog smjera strujanja između fluida odnosno optimalne geometrije spajanja cijevi, razumijevanje i uklanjanje problema prividnog koeficijenta prijelaza topline konvekcijom do kojeg dolazi u eksperimentalnim ispitivanjima, optimizaciju radnog područja izmjenjivača topline, točnije predviđanje stvarnih vrijednosti termohidrauličkih svojstva u lamelnim izmjenjivačima topline poput izmijenjenog toplinskog toka, pada tlaka, koeficijenata prijelaza topline i potrebne snage ventilatora u izmjenjivaču. Analitičku metodu treba shvatiti kao okvir za potpuniji proračun lamelnih izmjenjivača topline kojom se mogu obuhvatiti različiti utjecaju koji djeluju na termohidraulička svojstva lamelnih izmjenjivača topline.

1.8. Struktura doktorske disertacije

Doktorska disertacija sastoji se od osam međusobno povezanih poglavlja. Nakon prvog uvodnog poglavlja koje daje pregled dosadašnjih istraživanja, drugo i treće poglavlje proširuju i produbljuju obrađenu temu, a preostalih pet poglavlja sadrže analizu, rezultate i doprinos ove disertacije.

U drugom poglavlju daje se kratki pregled i opis različitih uzroka nejednolike raspodjele fluida u izmjenjivačima topline. Četiri su osnovna uzroka nejednolike raspodjele fluida u izmjenjivačima topline: nepovoljne geometrijske karakteristike, temperaturni gradijenti fluida, dvofazno strujanje fluida u cijevima i zaprljanje na površinama izmjenjivača topline. Ovo poglavlje donosi primjere izmjenjivača topline s nejednolikom raspodjelom fluida koja mogu poslužiti za buduća istraživanja u području utjecaja nejednolike raspodjele fluida na termohidraulička svojstva izmjenjivača topline.

Treće poglavlje donosi opis metode iskoristivosti topline koja se standardno koristi pri proračunu lamelnih izmjenjivača topline s jednolikom raspodjelom fluida. Opisani su i osnovni koraci metode iskoristivosti topline: proračun koeficijenta prolaza topline, proračun koeficijenata prijelaza topline na strani zraka i fluida u cijevima, proračun učinkovitosti lamela i izračun površina prijelaza topline u izmjenjivaču.

U četvrtom poglavlju predložene su i opisane dvije nove metode za proračun lamelnih izmjenjivača topline s nejednolikom raspodjelom fluida koje predstavljaju napredak u odnosu na postojeće metode. Prva se metoda temelji na statističkim momentima profila ulaznih brzina strujanja fluida. Druga metoda, nazvana metoda cijevnih elemenata, predstavlja proširenje standardne metode iskoristivosti topline i njome se mogu proračunati lamelni izmjenjivači s nejednolikom raspodjelom ulaznih brzina strujanja i temperatura zraka te uzeti u obzir utjecaj provođenja topline u lamelama.

Peto poglavlje objašnjava provedena eksperimentalna ispitivanja i analizu numeričkim modeliranjem kao dvije metode za dobivanje dodatnih informacija o lamelnim izmjenjivačima s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka. Opisana je mjerna linija i mjerna oprema, točnosti mjerenja i metodologije mjerenja za potrebe eksperimentalnih ispitivanja. Također je definirana proračunska domena, jednadžbe očuvanja, rubni uvjeti, metoda kontrolnih volumena i umrežavanje domene za potrebe numeričkog modeliranja.

Šesto poglavlje donosi usporedbu rezultata metode cijevnih elemenata s rezultatima numeričkog modeliranja i eksperimentalnog ispitivanja. Metoda cijevnih elemenata koristi se za proračun lamelnih izmjenjivača topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka. Analizira se utjecaj različitih jednostavnih i složenih nejednolikih profila brzina strujanja zraka na iskoristivost topline, izmijenjeni toplinski tok i koeficijent prijelaza topline u lamelnim izmjenjivačima topline. Metodom cijevnih elemenata još se analiziraju utjecaj složenog međusobnog smjera strujanja fluida (tj. geometrije spajanja cijevi), utjecaj provođenja topline u lamelama izmjenjivača topline i utjecaj nejednolike raspodjele ulaznih temperatura zraka.

Sedmo poglavlje donosi analizu povećanja pada tlaka u lamelnim izmjenjivačima topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka. Objašnjava se na koji se način usrednjuje pad tlaka u izmjenjivačima topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida. Uspoređuju se predviđanja formule za proračun povećanja pada tlaka s rezultatima eksperimentalnih ispitivanja i s rezultatima numeričkih analiza.

Osmo poglavlje donosi najvažnije zaključke, objašnjava znanstveni doprinos i praktičnu primjenu rezultata istraživanja te daje smjernice za daljnji rad.

2. UZROCI NEJEDNOLIKE RASPODJELE FLUIDA U IZMJENJIVAČIMA TOPLINE

2.1. Klasifikacija uzroka nejednolike raspodjele fluida

Četiri su osnovna uzroka nejednolike raspodjele fluida u izmjenjivačima topline [2], [6]:

1. nepovoljne geometrijske karakteristike unutar i oko izmjenjivača topline (engl. *geometry-induced flow maldistribution* ili *mechanically caused flow maldistribution*). Nepovoljne geometrijske karakteristike mogu biti neadekvatni dizajn ulazne i izlazne sekcije zračnog kanala, blizina ventilatora, neadekvatni oblici razdjelnih i sabirnih cijevi kapljevitog fluida te geometrijske nepravilnosti na površinama prijelaza topline koje nastaju u fazi proizvodnje.
2. temperaturni gradijenti između različitih područja u izmjenjivaču topline. Velike promjene temperatura fluida uzrokuju značajne promjene u gustoći i viskoznosti fluida što rezultira različitim otporima strujanja fluida između različitih područja u izmjenjivaču. Strujanje fluida prilagođava se neujednačenim otporima strujanja u izmjenjivaču topline što na kraju uzrokuje nejednoliku raspodjelu strujanja fluida u izmjenjivaču topline (engl. *self-induced flow maldistribution*, *density-induced and viscosity-induced flow maldstribution*).
3. dvofazno strujanje fluida u cijevima. Neujednačena gustoća toplinskog toka na površinu prijelaza topline uzrokuje promjenjive udjele pare u pojedinim cijevima izmjenjivača topline, a različita fizikalna svojstva kapljevite faze i parovite faze uzrokuju nejednoliku raspodjelu fluida u cijevima izmjenjivača (engl. *two phase–induced flow maldistribution*).
4. zaprljanja na površini prijelaza topline povećavaju lokalne otpore strujanja fluida i dovode do različitih lokalnih masenih protoka fluida odnosno nejednolike raspodjele fluida unutar izmjenjivača topline (eng. *fouling-induced flow maldistribution*).

2.2. Nejednolika raspodjela fluida zbog nepovoljne geometrije

2.2.1. Vrste nejednolikih raspodjela fluida zbog nepovoljne geometrije

Shah i Sekulić [6] razlikuju tri vrste nejednolike raspodjele fluida uzrokovane nepovoljnim geometrijskim karakteristikama:

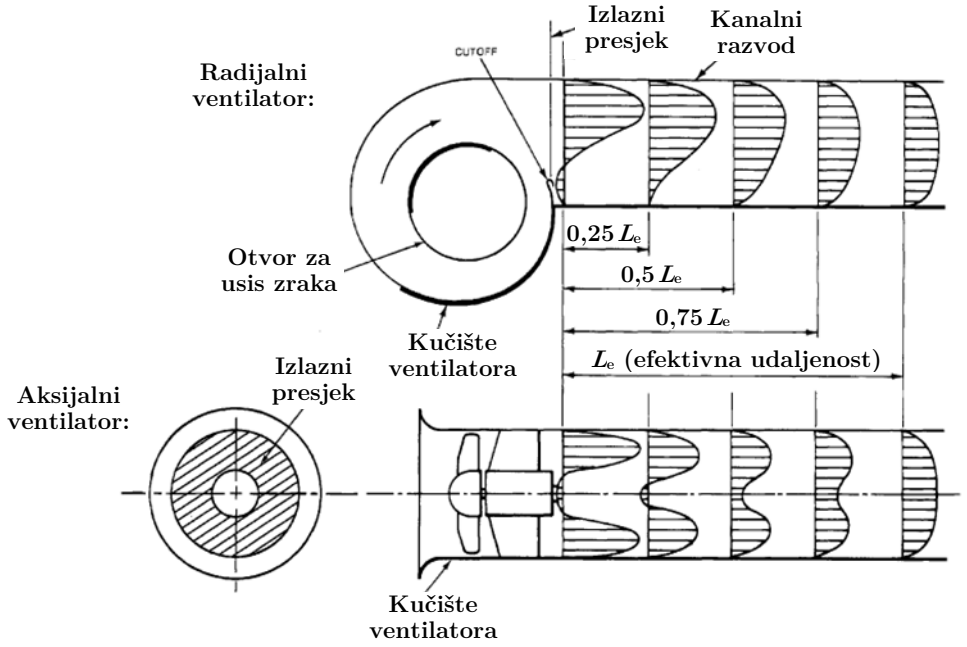
1.1. nejednolika raspodjela plinovitog fluida uzrokovana nepovoljnom geometrijom ulaznog i izlaznog dijela zračnog kanala u kojemu se nalazi izmjenjivač topline zbog prisustva prepreka u zračnom kanalu ili zbog blizine ventilatora (engl. *gross flow maldistribution*);

1.2. nejednolika raspodjela kapljevitog fluida (radne tvari) uzrokovana nepovoljnom geometrijom razdjelnika i/ili sabirnika ili nepovoljnim načinom spajanja razdjelnika i sabirnika na cijevi izmjenjivača topline (engl. *manifold-induced flow maldistribution*);

1.3. nejednolika raspodjela fluida između susjednih prolaza u izmjenjivaču topline (engl. *passage-to-passage flow maldistribution*) uzrokovana geometrijskim nepravilnostima koja nastaju u fazi izrade izmjenjivača topline.

2.2.2. Nejednolika raspodjela plinovitog fluida

Nepovoljna geometrija ulaznog i izlaznog dijela zračnog kanala u kojemu se nalazi izmjenjivač topline može biti posljedica zadanih prostornih ili troškovnih ograničenja i najčešće nastaje kod montaže izmjenjivača topline u termotehnički sustav.
Nejednolika raspodjela brzina strujanja plinovitog fluida na ulazu u izmjenjivač topline može nastati zbog nedovoljne udaljenosti između ventilatora i izmjenjivača topline, pogotovo kada se izmjenjivač topline nalazi na potisnoj strani ventilatora [86]-[91]. U tom su području profili brzina strujanja zraka izrazito nejednoliki, a oblik profila i stupanj nejednolikosti profila ovise o geometriji kanala i udaljenosti između ventilatora i izmjenjivača topline kao i o vrsti ventilatora, slika 2.1.



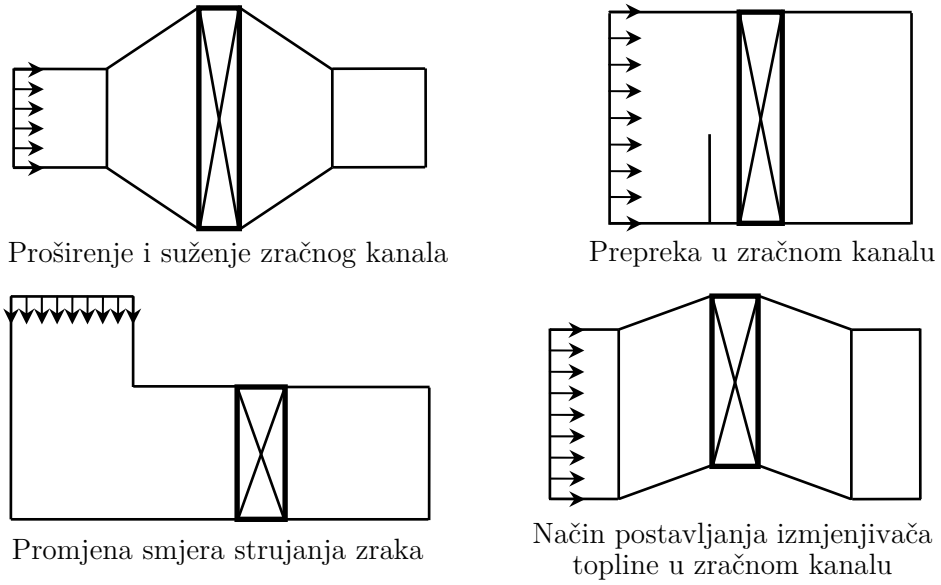
Slika 2.1. Razvoj profila brzina strujanja zraka na potisnoj strani radijalnog i aksijalnog ventilatora [86]

Profil brzina strujanja zraka razvija se udaljavanjem od izlaza ventilatora, da bi na efektivnoj udaljenosti L_e bio potpuno razvijen s karakterističnim paraboličnim profilom koji također nije jednolik. Efektivna udaljenost od izlaznog presjeka ventilatora na kojoj se postiže razvijeni profil brzina strujanja zraka računa se prema [86]:

$$L_e = \begin{cases} \dfrac{\sqrt{A_c}}{0,35}, & \text{za } \overline{w} \le 13 \text{ m/s} \\ \dfrac{\overline{w}\sqrt{A_c}}{4,5}, & \text{za } \overline{w} > 13 \text{ m/s} \end{cases} \tag{2.1}$$

Primjerice, u kanalu površine presjeka $A_c = 1$ m^2 razvijeni profil brzina strujanja zraka dobiva se na udaljenosti od $L_e = 2,9$ m nakon izlaznog presjeka ventilatora.

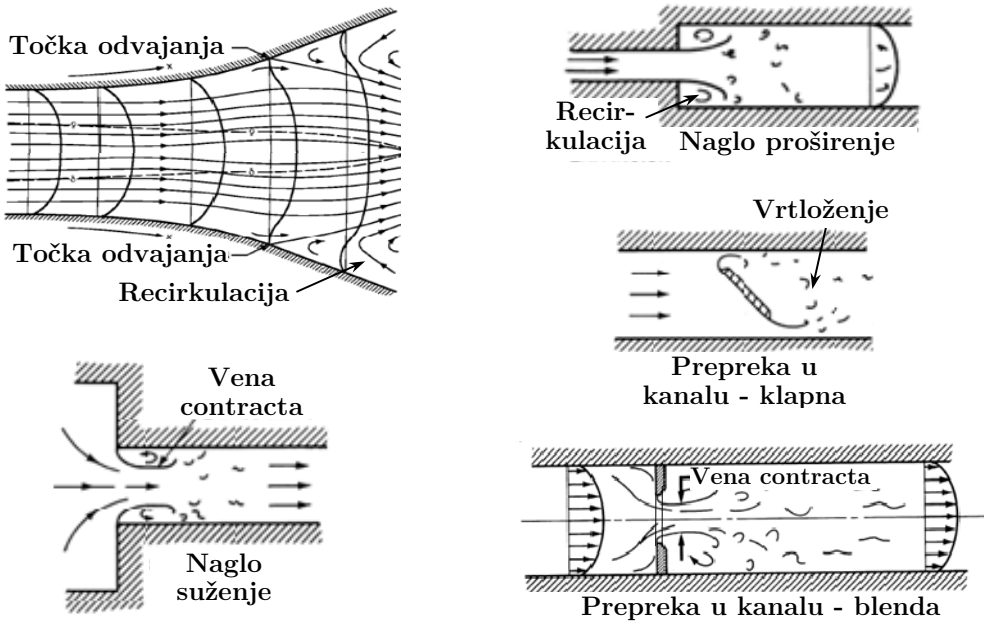
Nejednolika raspodjela brzina strujanja plinovitog fluida na ulazu u izmjenjivač topline može nastati i kada je presjek izmjenjivača veći od presjeka zračnog kanala [7]. Proširujuću sekciju između zračnog kanala i izmjenjivača topline potrebno je izvesti s blagim kutom prijelaza, obično s kutom između 7° i 10°. Blagi kut proširujuće sekcije sprječava odvajanje graničnog sloja zraka od stijenke kanala što u konačnici osigurava povoljniju raspodjelu brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač [92]-[94]. Međutim, zbog ograničenja na prostoru i troškovima materijala, proširujuće se sekcije obično izvode s kutom prijelaza između 30° i 90° pri čemu se omjer između površina presjeka izmjenjivača i presjeka zračnog kanala kreće između 4 do 10, slika 2.2. Osim zbog naglog proširenja ulazne sekcije zračnog kanala, nejednolika raspodjela brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline može nastati zbog raznih prepreka u zračnom kanalu (posude za skupljanje kondenzata, hvatači kapljica kondenzata, klapne, prigušnice), zbog promjene osnovnog smjera strujanja zraka prije ulaza u izmjenjivač topline, zbog načina postavljanja izmjenjivača topline u kanalu ili različitih smjerova strujanja zraka između kanala i izmjenjivača topline, slika 2.2.



Slika 2.2. Primjeri nepovoljne geometrije i prepreka u zračnom kanalu prije i nakon izmjenjivača topline

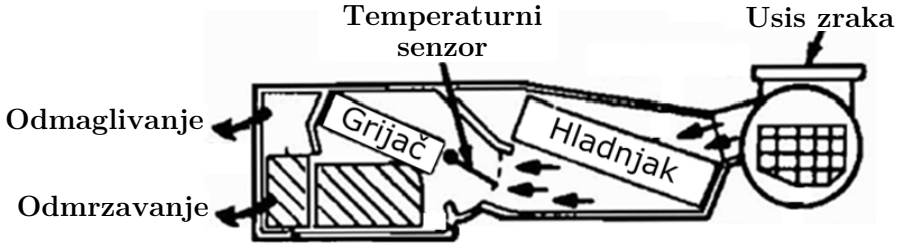
Nepovoljna geometrija zračnog kanala kao što su naglo proširenje i naglo suženje presjeka ili prepreke u kanalu uzrokuju nestabilno strujanje zraka i nejednoliki profil brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline. Naglo proširenje zračnog kanala može uzrokovati odvajanje graničnog sloja od stijenke kanala i vrtloženje u strujanju zraka nizvodno od točke odvajanja graničnog sloja, slika 2.3. Naglo suženje zračnog kanala uzrokuje recirkulaciju zraka uz stijenku kanala koja dodatno sužava slobodni presjek za strujanje fluida (*vena contracta*). Prepreke poput klapni i prigušnica u zračnom kanalu uzrokuju usporavanje zraka ispred prepreke i ubrzavanje zraka oko prepreke, recirkulaciju zraka iza prepreke i dodatna vrtloženja zraka nizvodno od prepreke.
Nepovoljna geometrija i prepreke u zračnom kanalu mogu imati snažni utjecaj na izmjenjivač topline pogotovo ako se nalaze blizu izmjenjivača topline. Nejednolika raspodjela plinovitog fluida

uzrokovana nepovoljnom geometrijom i raznim preprekama u zračnom kanalu naziva se i grubom nejednolikom raspodjelom fluida (engl. *gross flow maldistribution*) i dovodi do povećanja pada tlaka u izmjenjivaču topline. S druge strane, utjecaj nejednolike raspodjele plinovitog fluida na izmijenjeni toplinski tok i iskoristivost topline u izmjenjivaču nije u potpunosti razjašnjen. Teorijski modeli predviđaju smanjenje izmijenjenog toplinskog toka ali eksperimentalna ispitivanja pokazuju da nejednolika raspodjela fluida može povećati izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču. Isto tako, nije jasno na koji način nejednolika raspodjela fluida utječe na prosječni koeficijent prijelaza topline u izmjenjivaču topline, iako postoje naznake da nejednolika raspodjela fluida poboljšava miješanje zraka u izmjenjivaču topline i dovodi do povećanja koeficijenta prijelaza topline.



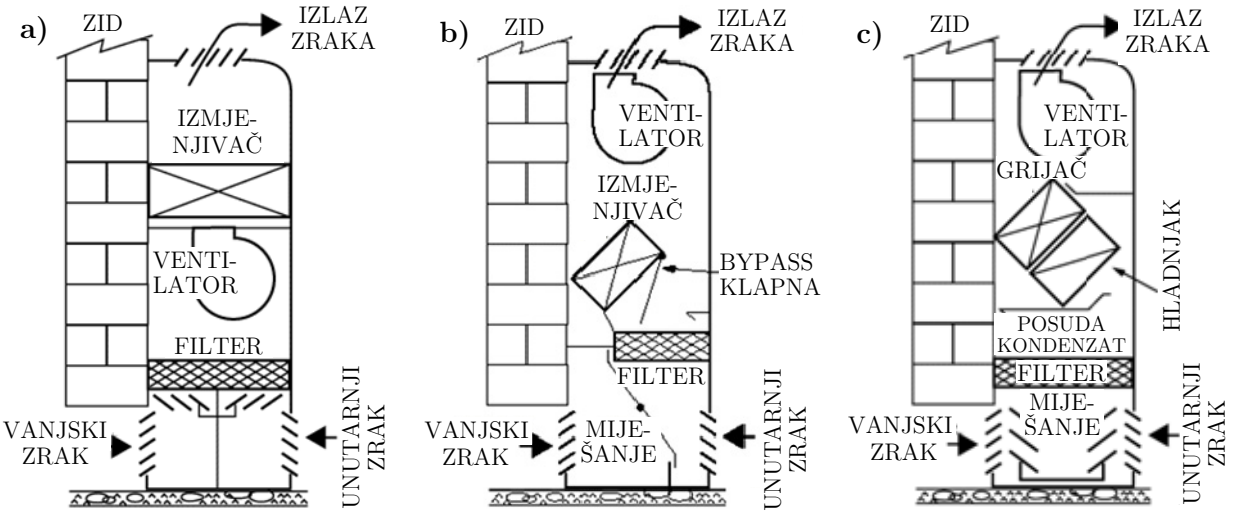
Slika 2.3. Utjecaj nepovoljne geometrije i prepreka u zračnom kanalu na karakteristike strujanja zraka prije ulaza u izmjenjivač topline [86]

U vozilima se lamelni izmjenjivači topline (hladnjak motora) postavljaju u blizini motora, iza prednjeg branika vozila, a profil brzina strujanja zraka može biti izrazito nejednolik kao na slici 1.6. Zbog ograničenog prostora, smjer strujanja zraka u izmjenjivaču topline može se razlikovati od smjera strujanja zraka u dovodnom i odvodnom dijelu zračnog kanala, slika 2.4.



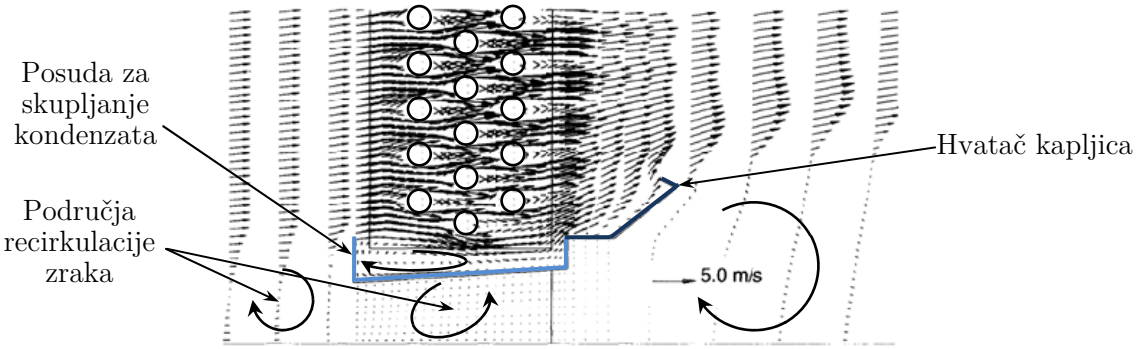
Slika 2.4. Izmjenjivač topline u prostoru automobilskog klima uređaja [2]

Ventilatorski konvektori imaju ograničen prostor za postavljanje izmjenjivača topline. Ventilatorski konvektor sastoji se od filtera, ulaznih žaluzina, bypass klapni, klapni za prigušivanje/miješanje struja zraka, ventilatora i jednog ili dvaju izmjenjivača topline za grijanje i hlađenje zraka. U skučenom prostoru ventilo-konvektora, profil brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivaču topline može imati manji ili veći stupanj nejednolikosti ovisno o položaju izmjenjivača topline u odnosu na ventilator, filter, posudu za skupljanje kondenzata, slika 2.5.



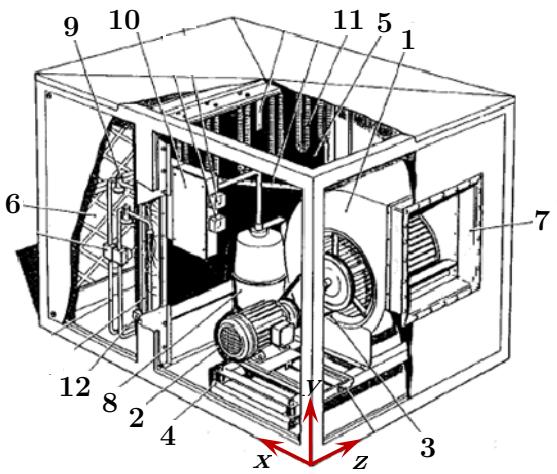
Slika 2.5. Izmjenjivač topline u ventilatorskim konvektorima [95], [96]:
a) izmjenjivač topline na potisnoj strani ventilatora (engl. *blow-through unit ventilator*),
b) izmjenjivač topline na usisnoj strani ventilatora (engl. *draw-through unit ventilator*),
c) ventilatorski konvektor s odvojenim izmjenjivačima topline za grijanje i hlađenje zraka

Strujanje zraka u kompaktnim klima uređajima može biti izrazito nejednoliko s recirkulacijama u području brazdanja iza zapreka (ovlaživač, kontrolna kutija, posuda za skupljanje kondenzata). Na slici 2.6. prikazane su brzine strujanja zraka oko posude za skupljanje kondenzata izmjenjivača topline u kompaktnom klima uređaju. Zbog promjene smjera strujanja zraka oko posude za skupljanje kondenzata stvaraju se područja s recirkulacijom zraka.



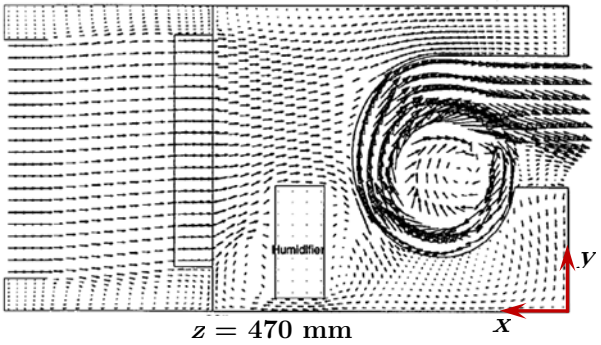
Slika 2.6. Brzina strujanja zraka u području oko posude za skupljanje kondenzata [97]

Na slici 2.7. prikazani su vektori brzina strujanja zraka u kompaktnom klima uređaju s isparivačem na usisnoj strani ventilatora. Nejednolika raspodjela brzina strujanja zraka povećava pad tlaka i buku u kompaktnom klima uređaju [97]-[101] i u najgorem slučaju smanjuje rashladni učin isparivača do 38% [102]-[103].

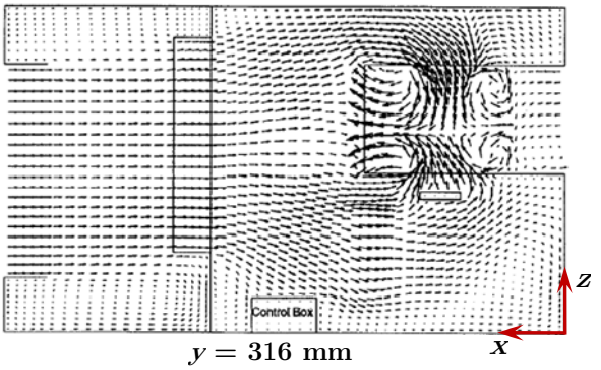


Pozicija:

1 – ventilator	8 – ovlaživač
2 – motor	9 – ekspanzijski ventil
3 – remen	10 – električna kutija
4 – antivibracijska podloga	11 – električni grijač
5 – isparivač	12 – posuda za skupljanje kondenzata
6 – filter	
7 – izlaz zraka	



$z = 470$ mm



$y = 316$ mm

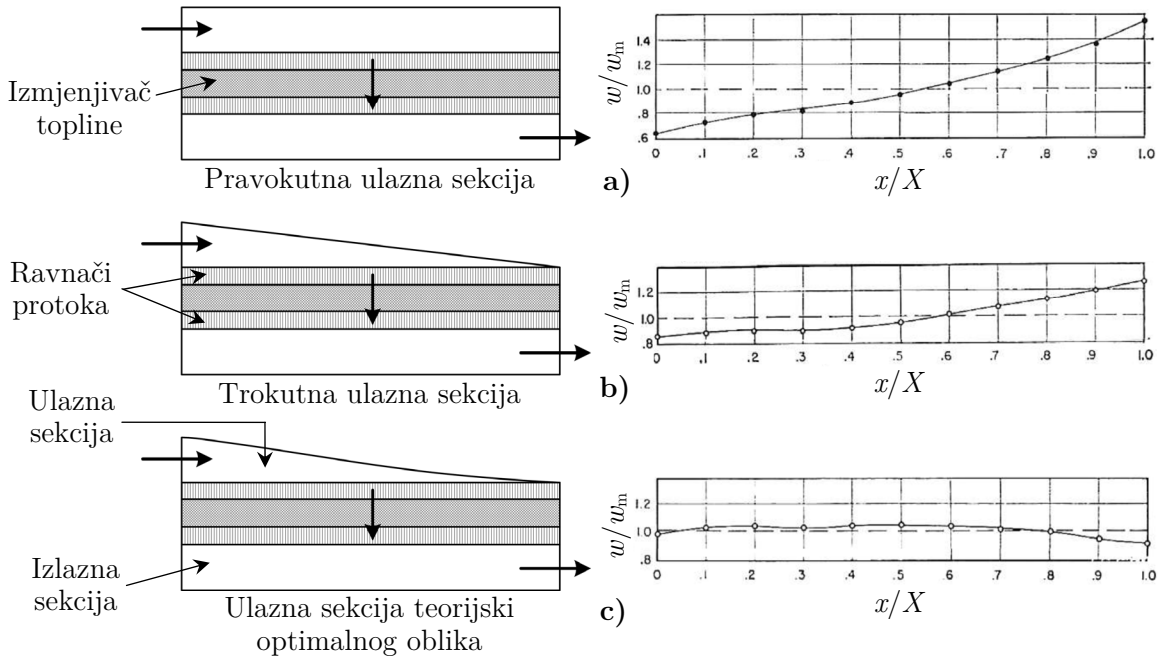
Dimenzije:
$X = 1615$ mm, $Y = 790$ mm, $Z = 930$ mm

Slika 2.7. Brzina strujanja zraka u kompaktnom klima uređaju dobivena numeričkim modeliranjem (EHA5, Airedale International) [97]

Nejednolikost u profilu brzina strujanja plinovitog fluida na ulazu u izmjenjivač može se smanjiti ili gotovo potpuno ukloniti poboljšanjem geometrije ulazne i izlazne kanalne sekcije na koje se spaja izmjenjivač topline. Nagle promjene smjera strujanja, naglo usporavanje i naglo ubrzavanje plinovitog fluida koje nastaju zbog nepovoljne geometrije kanala rezultiraju visokim stupnjem nejednolikosti u profilu brzina strujanja plinovitog fluida na ulazu i unutar izmjenjivača.

Zbog nedostatka prostora kod montaže izmjenjivača topline u zračni kanal, osnovni se smjer strujanja zraka u izmjenjivaču topline može više ili manje razlikovati od osnovnog smjera strujanja zraka u zračnom kanalu. Ekstremni slučaj prikazan je na slici 2.8. gdje je smjer strujanja zraka okomit na smjer strujanja zraka u ulaznoj i izlaznoj kanalnoj sekciji. Za ovaj slučaj London i dr. [104] analitičkim su putem izračunali i eksperimentalnim mjerenjima potvrdili optimalan oblik ulazne sekcije zračnog kanala kojom se dobiva jednoliki profil brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač topline. Brzina strujanja zraka mijenja se duž ulazne sekcije zračnog kanala kako se zrak odvodi u izmjenjivač topline. Ukoliko je ulazna sekcija zračnog kanala pravokutnog oblika,

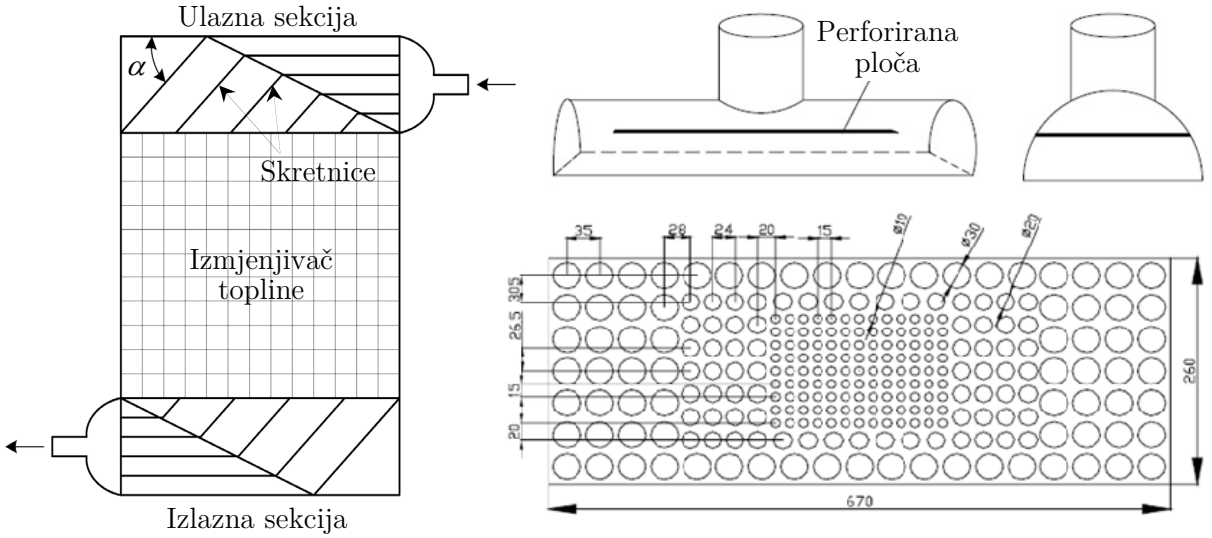
profil brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline je izrazito nejednolik jer između različitih područja u izmjenjivaču topline postoje različiti otpori strujanja zraka. Lokalni se otpori strujanja zraka mogu bolje ujednačiti ako se pravokutna ulazna sekcija zamijeni s trokutnom ulaznom sekcijom, a dobiveni profil brzina strujanja zraka ima manji stupanj nejednolikosti. Profil brzina strujanja zraka može postati gotovo jednolik ukoliko se koristi ulazna sekcija teorijski optimalnog oblika kojom se osiguravaju ujednačeni otpori strujanja zraka u cijelom izmjenjivaču topline. Istraživanje [104] obuhvaća i analizu profila brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivače topline s jednim ili dva prolaza fluida i za nekoliko različitih načina spajanja izmjenjivača topline na ulaznu i izlaznu sekciju zračnog kanala.



Slika 2.8. Brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline s ulaznom sekcijom: a) pravokutnog oblika, b) trokutnog oblika i c) teorijski optimalnog oblika [104]. Profil brzina je prikazan omjerom lokalne i prosječne brzine (w/w_m) u ovisnosti o položaju (x/X)

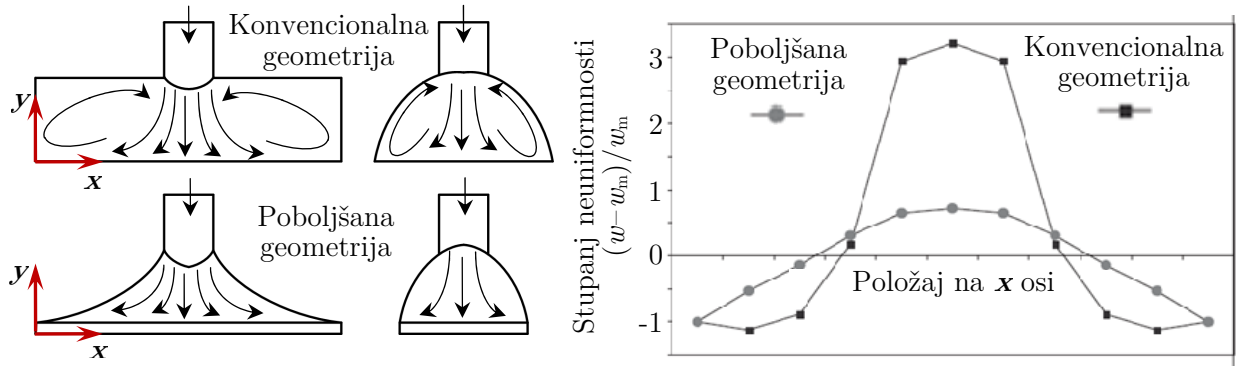
Jiao i dr. [105]-[107], Zhang i dr. [108]-[109] te Wen i dr. [110]-[113] proveli su eksperimentalnu i numeričku analizu utjecaja geometrije ulazne kanalne sekcije na lokalne masene protoke zraka i pad tlaka u pločastom lamelnom izmjenjivaču topline. Posljedice nepovoljnog spajanja pločastog lamelnog izmjenjivača na ulaznu i izlaznu sekciju zračnog kanala mogu biti nagla promjena smjera strujanja zraka ili nagla ekspanzija struje zraka neposredno prije ulaza u izmjenjivač topline. Nagla promjena smjera strujanja zraka na ulazu i na izlazu rezultira nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka u izmjenjivaču topline. Stupanj nejednolikosti profila brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline može se smanjiti postavljanjem rešetke, skretnica ili perforirane ploče u ulaznoj kanalnoj sekciji. Za skretnice s kutom skretanja između 35° i 90° najmanji se

stupanj nejednolikosti profila brzina strujanja zraka postiže kada je kut skretanja 45°, a najveći stupanj nejednolikosti za kut skretanja od 90°, slika 2.9.
Neposredno prije ulaza u izmjenjivač topline, naglo proširenje presjeka ulazne sekcije uzrokuje vrtloge koji su odgovorni za nejednoliku raspodjelu brzina strujanja zraka u izmjenjivaču topline. Istraživači zaključuju da ulaznu sekciju zračnog kanala treba dizajnirati tako da raspodjela otpora strujanja zraka bude što ujednačenija po presjeku ulazne sekcije. To se može postići postavljanjem perforirane ploče s rupicama različitih promjera. Perforirana ploča u ulaznoj sekciji zračnog kanala dovodi do povećanja iskoristivosti topline, ali i do porasta pada tlaka u izmjenjivaču topline.



Slika 2.9. Skretnice i perforirane ploče za dobivanje jednolike raspodjele brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline [106], [111]

Wasewar i dr. [114] te Wang i dr. [115] poboljšavaju geometriju ulazne sekcije zračnog kanala pločastog lamelnog izmjenjivača na temelju saznanja dobivenih iz numeričkih analiza. Ulazna sekcija s poboljšanom geometrijom nije podložna recirkulacijama fluida i osigurava manji stupanj nejednolikosti u profilu brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač topline, slika 2.10.

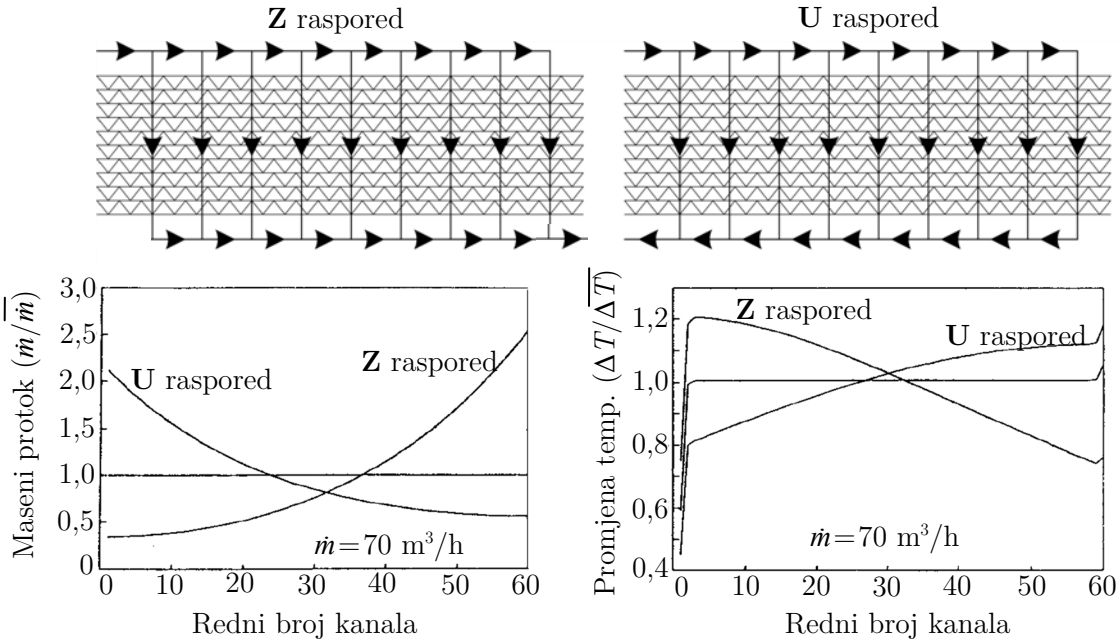


Slika 2.10. Smanjenje stupnja nejednolikosti poboljšanjem geometrije ulazne sekcije [114]

Hoffmann-Vocke i dr. [116] proveli su eksperimentalnu analizu utjecaja kuta proširenja ulazne sekcije zračnog kanala na pad tlaka u cijevnom lamelnom izmjenjivaču. Referentni pad tlaka u izmjenjivaču topline odnosi se za kut proširenja ulazne sekcije od 8° i služi za usporedbu pada tlaka koji je izmjeren za kutove proširenja od 20°, 30°, 40°, 60°, 90° i 180° (pravokutno proširenje). Neovisno u kutu proširenja, površina presjeka na izlazu proširenja je 9 puta veća od površine presjeka na ulazu u proširenje. Mjerenjima je utvrđeno da pad tlaka u ulaznoj sekciji predstavlja 2/3, a pad tlaka u izmjenjivaču topline 1/3 od ukupnog pada tlaka u zračnom kanalu.
U odnosu na pad tlaka za kut proširenja od 8°, kutovi proširenja od 20° i 30° imaju redom 26% i 35% veći pad tlaka. Povećanje pada tlaka ne mijenja se značajnije između kutova proširenja od 40°, 60° i 90° i iznosi 75% u odnosu na referentni pad tlaka (za kut od 8°). Pravokutno proširenje (kut od 180°) rezultira povećanjem pada tlaka od 100%. Autori zaključuju da pad tlaka u ulaznoj sekciji zračnog kanala ne ovisi toliko o kutu proširenja koliko ovisi o karakteristikama strujanja u proširenju kao što su odvajanje graničnog sloja od stijenke i strujanje zraka u obliku mlaza.

2.2.3. Nejednolika raspodjela kapljevitog fluida

U svrhu povećanja kompaktnosti izvedbe cijevnih lamelnih izmjenjivača topline, cijevi se spajaju na razdjelnik i sabirnik na način da je smjer strujanja fluida u cijevima okomit na smjer strujanja fluida razdjelniku i sabirniku. Nagla promjena smjera strujanja kapljevitog fluida između cijevi i razdjelnika/sabirnika rezultira nejednolikom raspodjelom kapljevitog fluida između cijevi izmjenjivača topline. Oblik profila nejednolike raspodjele kapljevitog fluida ovisi o načinu spajanja cijevi na razdjelnik i sabirnik (**U** raspored ili **Z** raspored), slika 2.11.

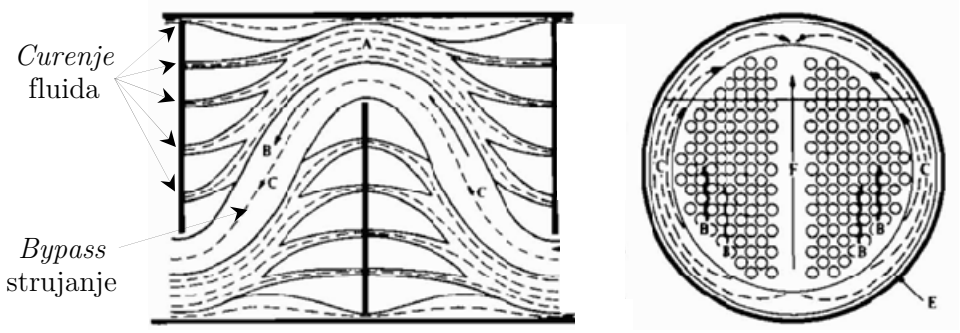


Slika 2.11. Nejednolika raspodjela protoka i temperature kapljevitog fluida za **U** i **Z** raspored spajanja cijevi na razdjelnik i sabirnik [117]-[119]

Raspodjela masenih protoka kapljevitog fluida u cijevima izmjenjivača topline ovisi o raspodjeli otpora strujanja fluida. Npr. u **U** rasporedu spajanja, otpor strujanja fluida je manji, a maseni protoci fluida su veći u cijevima koje zatvaraju kraći put između razdjelnika i sabirnika. Nejednolika raspodjela masenih protoka rezultira nejednolikom raspodjelom temperaturnih razlika kapljevitog fluida u cijevima izmjenjivača topline, kao što se vidi na slici 2.11.
Utjecaj rasporeda spajanja između cijevi i razdjelnika/sabirnika na raspodjelu kapljevitog fluida u cijevima najčešće se analizira analitičkim [120]-[122] ili numeričkim putem [123]-[129]. Ova su istraživanja pokazala da **Z** raspored dovodi do većeg stupnja nejednolikosti u profilu raspodjele kapljevitog fluida u cijevima, pri čemu se izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču smanjuje, a pad tlaka povećava, pogotovo u izmjenjivačima topline s većim brojem cijevi ili kanala. Negativni utjecaj rasporeda spajanja na raspodjelu kapljevitog fluida u cijevima može se ublažiti: **1)** primjenom sabirnika i razdjelnika s promjenjivim presjekom (konusni profil) čime se postiže bolje uravnoteženje otpora strujanja fluida u cijevima izmjenjivača topline [130], **2)** primjenom rasporeda spajanja koji osigurava kapljevitom fluidu veći broj prolaza kroz izmjenjivač topline [131]-[133], **3)** pažljivim odabirom geometrije razdjelnika i sabirnika [134]-[138] i **4)** korištenjem manjeg broja cijevi (do 20) koje se spajaju na razdjelnik i sabirnik [117]-[119].

Nejednolika raspodjela kapljevitog fluida u cijevima smanjuje izmijenjeni toplinski tok, ali ne u mjeri kojom nejednolika raspodjela plinovitog fluida smanjuje izmijenjeni toplinski tok. Smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču zbog nejednolike raspodjele fluida u cijevima najčešće iznosi između 2% i 5% [1], [2], [11], a samo u slučaju ekstremno nejednolikih raspodjela smanjenje izmijenjenog toplinskog toka može iznositi do 10% u odnosu na izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču topline s jednolikom raspodjelom fluida u cijevima [139].

U izmjenjivačima topline tipa cijevi u plaštu (engl. *shell-and-tube heat exchanger*) nejednolika raspodjela kapljevitog fluida nastaje zbog dvije nepoželjne pojave prikazane na slici 2.12.: 1) fluid struji između pregrada po putanji najmanjeg otpora strujanja bez doticaja s pregradama (*bypass* strujanje), 2) fluid prolazi između plašta i pregrada ili između cijevi i pregrada (*curenje* fluida) [1], [2]. Nejednolika raspodjela kapljevitog fluida uzrokovana bypass strujanjem i curenjem fluida (engl. *bypass-leakage maldistribution*) smanjuje prosječne koeficijente prolaza topline i izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivača do 50% [1], [2], [140].

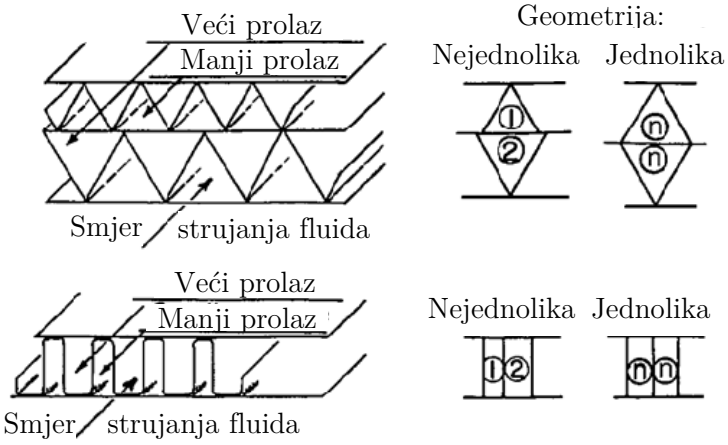


Slika 2.12. Nejednolika raspodjela fluida u izmjenjivaču topline tipa cijevi u plaštu [2], [140]

U izmjenjivačima topline s dvofaznim strujanjem fluida u cijevima gotovo se uvijek pojavljuje nejednolika raspodjela radne tvari u cijevima (odvajanje kapljevite od parovite faze) koja može smanjiti izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču topline do 50%. Osim o raspodjeli radne tvari, veličina smanjenja izmijenjenog toplinskog toka ovisi i o načinu regulacije rada isparivača ili kondenzatora. Npr., smanjenje učina isparivača ovisi o načinu regulacije temperature pregrijanja radne tvari na izlazu. Više o nejednolikoj raspodjeli koju uzrokuje dvofazno strujanje fluida (radne tvari) u cijevima može se pronaći u potpoglavlju 2.3.

2.2.4. Nejednolika raspodjela fluida između susjednih prolaza

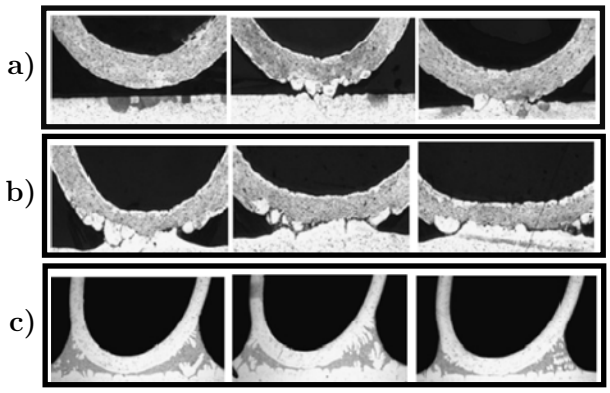
Nejednolika raspodjela fluida između susjednih prolaza ili kanala nastaje ponajviše u kompaktnim izmjenjivačima topline s manjim hidrauličkim promjerom kanala ($d_h < 0{,}5$ mm), kao što su mikrokanalni izmjenjivači topline i regeneratori topline [141]-[143].
Zbog geometrijskih odstupanja koje nije moguće izbjeći tijekom izrade i sklapanja izmjenjivača topline, razlike u geometriji i dimenzijama između susjednih prolaza rezultiraju različitim lokalnim otporima strujanja fluida u odnosu na koje se prilagođavaju maseni protoci zraka, slika 2.13.



Slika 2.13. Geometrijske razlike susjednih prolaza u kompaktnim izmjenjivačima topline koje uzrokuju nejednoliku raspodjelu fluida [141]

London [141] je postavio teorijski model, a Mondt [144] je eksperimentalnim putem provjerio da nejednolika raspodjela fluida između susjednih prolaza dovodi do: 1) smanjenja značajke π_2 i smanjenja koeficijenata prijelaza topline i do 2) smanjenja pada tlaka, a sve na strani fluida na kojoj postoje odstupanja u dimenzijama i geometriji prolaza. Npr., odstupanja dimenzija kanala sa standardnom devijacijom od 9-13% smanjuje značajku π_2 za 8-20% i smanjuje pad tlaka za 1-6%.
Shah i London [142] analitičkim su putem pokazali da kanali između kojih je standardna devijacija geometrija samo 5% može uzrokovati smanjenje značajke π_2 od 10% (što rezultira smanjenjem iskoristivosti topline od 1-2%). Iz istog razloga preporučaju izradu kompaktnih izmjenjivača topline uz maksimalnu standardnu devijaciju geometrije kanala od 5%.

Chowdhury i Sarangi [145] ispitali su utjecaj nejednolike raspodjele fluida između susjednih prolaza na iskoristivost topline u protusmjernom izmjenjivaču. Zaključuju sljedeće: 1) smanjenje iskoristivosti topline $\Delta\varepsilon$ povećava se s porastom stupnja nejednolikosti u profilu brzina strujanja fluida između prolaza i 2) utjecaj nejednolike raspodjele fluida između prolaza je više izražen kod većih vrijednosti značajke π_2 ($\Delta\varepsilon$=10-20% za π_2=50, ali $\Delta\varepsilon$=25-30% za π_2=200).
Nielsen i dr. [146]-[147] analiziraju utjecaj nejednolike raspodjele fluida između susjednih prolaza na radne karakteristike mikrokanalnog izmjenjivača topline s prosječnim razmakom između ploča od 0,2 mm. U slučaju standardne devijacije u razmaku između ploča od 20%, vrijednost značajke π_2 smanjuje se do 25%. Nejednolika raspodjela fluida između susjednih ploča ima zanemariv utjecaj na prijelaz topline u mikrokanalnom izmjenjivaču kada je toplinska provodnost materijala ploče vrlo velika i kada je strujanje fluida laminarno. U pločastom regeneratoru s prosječnim razmakom između ploča od 1 mm, standardna devijacija razmaka između ploča od 21% uzrokuje nejednoliku raspodjelu fluida koja smanjuje iskoristivost topline između 5% i 15% [148].
Zhang [149]-[151] numeričkim je putem ispitao utjecaj nejednolike raspodjele fluida između susjednih ploča na iskoristivost topline u pločastom lamelnom izmjenjivaču topline. U svrhu smanjenja potrebnih računalnih resursa, pločasti izmjenjivač topline zamjenjuje se modelom izotropnog poroznog tijela. U dovodnom kanalu fluid struji velikom brzinom, a to rezultira strujanjem u mlazu koji se razbija na ulazu u izmjenjivač topline. Ovisno o padu tlaka u izmjenjivaču topline, fluid se bolje ili lošije raspoređuje po ulaznom presjeku izmjenjivača topline. Kada je razmak između ploča manji od 2 mm, velik otpor strujanja fluida osigurava gotovo jednoliku raspodjelu fluida u izmjenjivaču, a smanjenje iskoristivosti topline je zanemarivo. Međutim, kada razmak između ploča iznosi 2,5 do 4 mm, manji otpor strujanja fluida uzrokuje nejednoliku raspodjelu fluida između ploča koja smanjuje iskoristivost topline u izmjenjivaču između 10% i 20%.
U kompaktnim izmjenjivačima topline, nejednolika raspodjela fluida između prolaza može nastati i kod spajanja lamela na ploče ili na cijevi. U cijevnim se lamelnim izmjenjivačima topline cijevi i lamele spajaju ili ekspanzijom cijevi ili lemljenjem. Loša izvedba spoja može prouzročiti djelomično ili potpuno zatvaranje presjeka kanala i nejednoliku raspodjelu fluida između kanala [152]. Osim nejednolike raspodjele fluida, loše izvedeni spoj povećava dodirni otpor između cijevi i lamela što može dovesti do značajnijeg smanjenja iskoristivosti topline u izmjenjivaču, slika 2.14.



Slika 2.14. Spajanje cijevi i lamela lemljenjem: a) i b) nepravilan spoj, c) pravilan spoj [153]

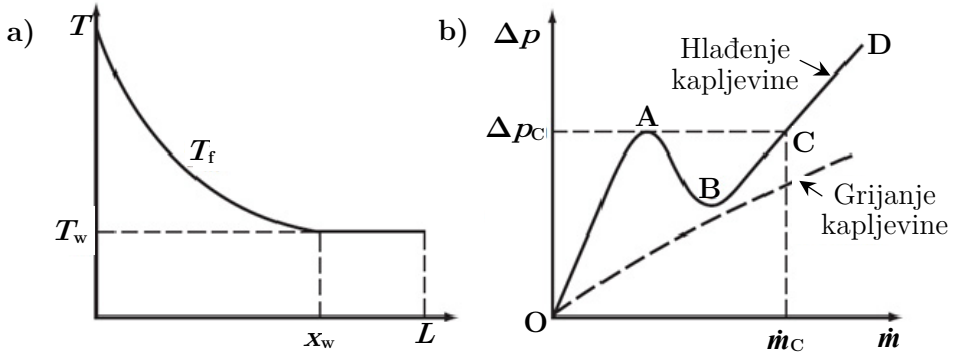
2.3. Nejednolika raspodjela fluida zbog temperaturnih gradijenata

U izmjenjivačima topline s velikim razlikama temperatura, nejednolika raspodjela fluida može nastati zbog promjene fizikalnih svojstva (gustoća i viskoznost) s temperaturom fluida. Dinamička viskoznost plinova raste s porastom temperature dok viskoznost kapljevina raste s padom temperature. Izmjenjivači s uljima su posebno podložni nejednolikoj raspodjeli fluida uzrokovanoj temperaturnim gradijentima zbog značajnih promjena viskoznosti ulja već i pri manjim razlikama temperatura. Pad tlaka kod strujanja fluida u cijevi ili u kanalu ovisi o dva fizikalna svojstva fluida: viskoznosti i gustoći. Viskoznost fluida ima veći utjecaj u laminarnom području strujanja gdje je pad tlaka proporcionalan viskoznosti fluida ($\Delta p \propto \eta$ jer faktor trenja $f = 16/Re$), a manji u turbulentnom području strujanja fluida gdje je pad tlaka proporcionalan četvrtom korijenu viskoznosti fluida $\Delta p \propto \eta^{0,25}$ (faktor trenja $f = 0{,}079/Re^{0,25}$). Istovremeno je pad tlaka, neovisno o režimu strujanja fluida, inverzno proporcionalan gustoći fluida prema sljedećim izrazima

$$\Delta p = \frac{128}{\pi}\frac{\eta}{\rho}\frac{\dot{m}}{{d_\mathrm{u}}^4}L, \text{ za laminarno strujanje} \tag{2.2}$$

$$\Delta p = \frac{0{,}76}{\pi}\frac{\eta^{0,25}}{\rho}\frac{\dot{m}^{1,75}}{{d_\mathrm{u}}^{4,75}}L, \text{ za turbulentno strujanje} \tag{2.3}$$

Neka se u izmjenjivaču topline kapljevina hladi, pad temperature kapljevine rezultira povećanjem i viskoznosti i gustoće kapljevine. Kako se dinamička viskoznost povećava brže od gustoće, maseni se protok smanjuje ako je pad tlaka konstantan. Manji maseni protok ima za posljedicu veći pad temperature kapljevine što dovodi do dodatnog povećanja viskoznosti i smanjenja protoka. Ovaj utjecaj može uzrokovati oscilirajuće strujanje kod hlađenja kapljevine u cijevi (područje A-C na slici 2.15.). Kod vrlo malih masenih protoka, kapljevina je ohlađena na temperaturu stijenke, dinamička viskoznost je funkcija temperature stijenke, a povećanje protoka dovodi do porasta pada tlaka (područje O-A). Međutim, kod većih masenih protoka, prosječna temperatura kapljevine je viša od temperature stijenke ($T_\mathrm{f} > T_\mathrm{w}$), porast masenog protoka kapljevine dovodi do smanjenja dinamičke viskoznosti i smanjenja pada tlaka (područje A-B). Daljnje povećanje masenog protoka nadjačava smanjenje dinamičkog viskoziteta i pad tlaka raste (područje B-D).

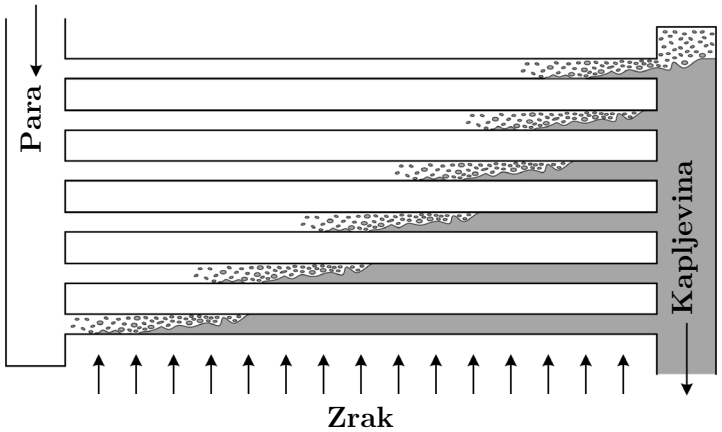


Slika 2.15. Nestabilno strujanje pri hlađenju kapljevine: a) temperatura, b) pad tlaka [1]

Oscilirajuće strujanje kapljevine ne nastaje kod zagrijavanja kapljevine u cijevi jer se dinamička viskoznost kapljevine smanjuje sporije od povećanja masenog protoka kapljevine.
Nejednolika raspodjela toplinskog toka po površini prijelaza topline uzrokuje nejednoliku raspodjelu temperaturnih promjena na strani fluida u cijevima što uzrokuje nejednoliku raspodjelu fizikalnih svojstava i nejednoliku raspodjelu masenih protoka fluida u cijevima. Jednostavnije, cijevi s većom prosječnom temperaturom kapljevine imat će veće masene protoke od cijevi s manjom prosječnom temperaturom kapljevine. Najčešće mjere za ublažavanje pojave oscilirajućeg strujanja u kapljevini koja se hladi su: povećanje masenog protoka u cijevi (protok veći od $\dot{m}_C$), promjena dimenzija cijevi ili korištenje više cijevi u paralelnom rasporedu [1], [2], [154], [155].
Temperaturni gradijenti utječu i na fizikalna svojstva plinovitih fluida koji nastrujavaju na cijevi. Porastom temperature povećava se dinamička viskoznost i smanjuje se gustoća plinovitog fluida. I prvi i drugi efekt imaju za posljedicu smanjenje masenog protoka fluida uz pretpostavku fiksnog pada tlaka. Na ovaj se način uzrokuje nejednolika raspodjelu fluida unutar izmjenjivača topline jer se iz područja s većom prosječnom temperaturom jedan dio plinovitog fluida premješta u područje s manjom prosječnom temperaturom.
Nejednolika raspodjela fluida uzrokovana promjenom viskoznosti fluida je fenomen koji je najviše izražen kod velikih temperaturnih gradijenta i pri laminarnom strujanju kapljevina koje se hlade ili pri laminarnom strujanju plinova koji se griju (engl. *viscosity-induced laminar maldistribution*).

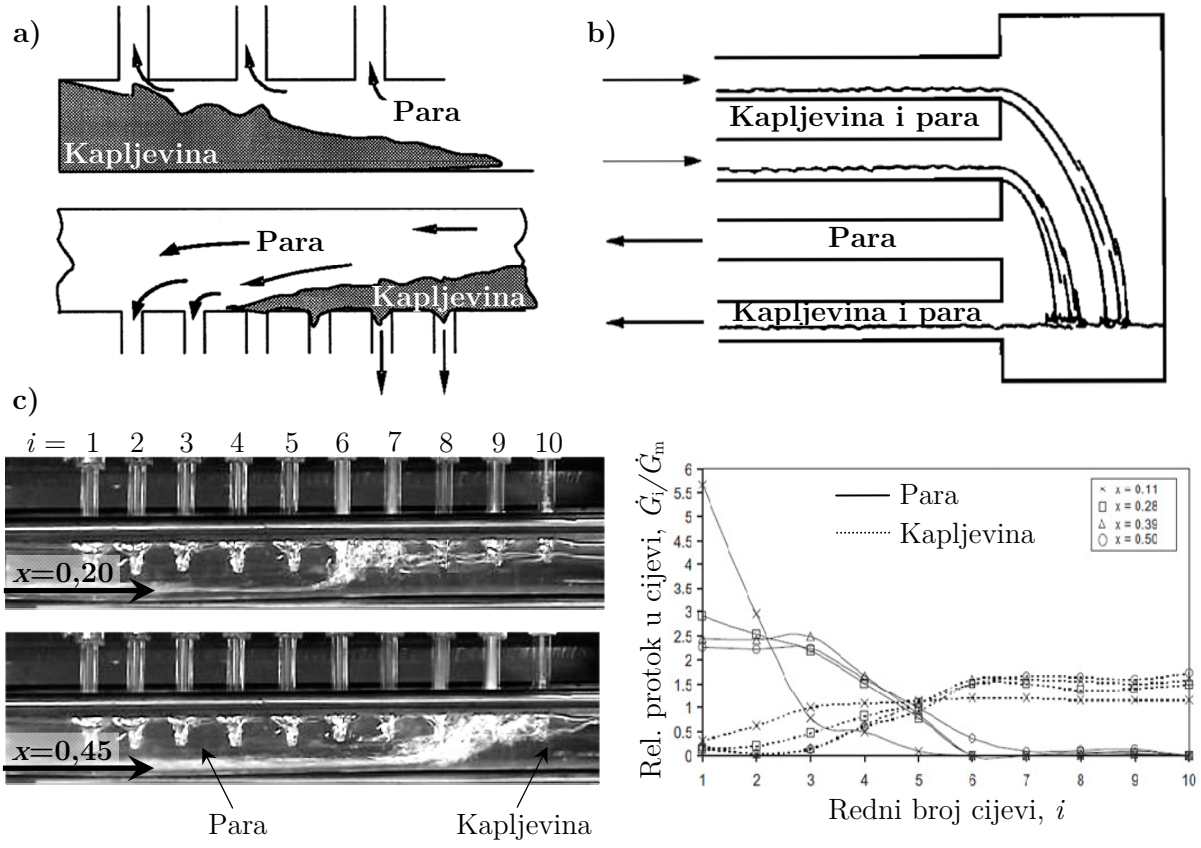
2.4. Nejednolika raspodjela fluida uzrokovana dvofaznim strujanjem

Dvofazno strujanje radne tvari u cijevima u pravilu stvara nejednoliku raspodjelu masenih protoka, brzina strujanja, udjela pare i kapljevine između različitih dijelova izmjenjivača topline. Cijevi isparivača i kondenzatora nastrujavaju se različitim količinama svježeg zraka, a raspodjela gustoća toplinskog toka nije jednolika. Cijevi u prvim redovima izložene su većim gustoćama toplinskog toka od cijevi koje se nalaze u daljnjim redovima cijevi. Ukapljivanje radne tvari zbiva se ranije u cijevima prvih redova, a kasnije u cijevima daljnjih redova, kao na slici 2.16.



Slika 2.16. Nejednolika raspodjela fluida u cijevima kondenzatora uzrokovana dvofaznim strujanjem radne tvari

Nejednolika raspodjela radne tvari uzrokovana dvofaznim strujanjem fluida rezultira različitim prosječnim i lokalnim udjelima pare i kapljevine u cijevima isparivača ili kondenzatora. Različiti udjeli pare i kapljevine rezultiraju različitim otporima strujanja što dovodi do različitih masenih protoka i brzina strujanja radne tvari između cijevi. Time se karakteristike strujanja i prijelaza topline (i lokalne i prosječne vrijednosti) značajno razlikuju od cijevi do cijevi.
Kod manjih brzina strujanja viskoznih kapljevina u horizontalnim razdjelnicima i sabirnicama te u horizontalnim cijevima dolazi do odvajanja kapljevine i pare, slika 2.17. Odvajanje faza uzrokuje nejednolike karakteristike strujanja i prijelaza topline po presjeku cijevi jer su fizikalna svojstva i brzine strujanja kapljevine i pare različite. Odvajanje faza može imati za posljedicu povratno strujanje pare u cijevima. Odvajanje faza u cijevima smanjuje prosječni koeficijent prolaza topline za 30-40% i uzrokuje nejednoliku raspodjelu toplinskih naprezanja po stijenki cijevi [3]. Nejednolika raspodjela radne tvari uzrokovana odvajanjem kapljevine i pare može nastati i u razdjelniku ili sabirniku što uzrokuje nejednoliku raspodjelu radne tvari u cijevima isparivača i kondenzatora, slika 2.17. Ovakva vrsta nejednolike raspodjele fluida može se ublažiti kontrolom temperature i protoka radne tvari u cijevima, poboljšanjem geometrije razdjelnika i sabirnika ili optimizacijom načina spajanja cijevi na razdjelnik i sabirnik [14], [39].

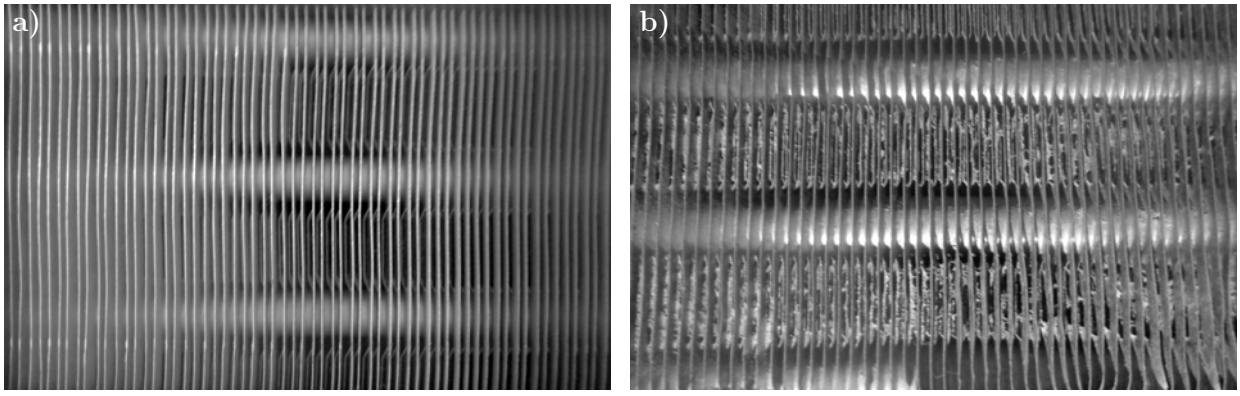


Slika 2.17. Nejednolika raspodjela radne tvari uzrokovana odvajanjem faza u: a) horizontalnom razdjelniku pri strujanju prema gore i prema dolje [5], b) vertikalnom razdjelniku [4], c) razdjelniku isparivača (R134A) ovisno o udjelu pare x na ulazu [156]

Utjecaj nejednolike raspodjele radne tvari na veličinu smanjenja učina isparivača ili kondenzatora ovisi o načinu regulacije temperature radne tvari na izlazu. Npr., neka isparivač ima dva kruga strujanja radne tvari od kojih prvi krug strujanja dobiva manju količinu svježeg zraka, a drugi krug strujanja dobiva veću količinu svježeg zraka. Iz prvog kruga strujanja izlazi mokra para, a iz drugog kruga strujanja izlazi pregrijana para. Ako je termostatski ventil spojen na prvi krug strujanja, smanjuje se protok radne tvari u svrhu postizanja zadane temperature pregrijanja, a posljedica ovakve regulacije je smanjenje rashladnog učina isparivača. Ako je termostatski ventil spojen na drugi krug strujanja, povećava se protok radne tvari u svrhu smanjenja temperature pregrijanja, a istovremeno se povećava udio kapljevine u mokroj pari na izlazu iz prvog kruga strujanja. Ova zaostala neisparena kapljevina može naštetiti kompresoru.
Nejednolika raspodjela fluida u cijevima kompaktnih izmjenjivača topline s jednofaznim ili dvofaznim strujanjem fluida može biti uzrokovana nakupinama nečistoća ili prisustvom zračnih džepova u cijevima [157]. Nakupine nečistoća i zračni džepovi predstavljaju velik otpor strujanju fluida i na tim se mjestima smanjuje prijelaz topline između fluida i stijenke cijevi.
Nejednolika raspodjela uzrokovane dvofaznim strujanjem fluida može nastati i u kondenzatorima termoelektrana. Mokra para izlazi iz turbine velikom brzinom, a zbog relativno male udaljenosti između turbine i kondenzatora, dolazi do nejednolike raspodjele pare u kondenzatoru. Ovakva nejednolika raspodjela pare u kondenzatoru rezultira većim kondenzatorskim tlakom i smanjenjem učina turbine za oko 1%. U turbini snage 1000 MW, smanjenje učina iznosi 10 MW što, tijekom životnog vijeka elektrane, rezultira značajnim financijskim gubicima [3].

2.5. Nejednolika raspodjela fluida uzrokovana zaprljanjem

Na površinama zrakom nastrujavanih cijevi i lamela u kompaktnim izmjenjivačima topline može doći do nakupljanja prašine, pijeska, peludi, insekata i drugih nečistoća, kao na slici 2.18.



Slika 2.18. Zaprljanje na lamelama isparivača klima uređaja: a) lamele bez zaprljanja (nakon 6 mjeseci korištenja), b) lamele sa zaprljanjem (nakon 10 godina korištenja)

S druge strane, u cijevima može doći do taloženja kamenca, algi i drugih nečistoća. Zaprljanje na površinama prijelaza topline smanjuje koeficijent prolaza topline i izmijenjeni toplinski tok, uzrokuju nejednoliku raspodjelu masenih protoka fluida i povećavaju pad tlaka u izmjenjivačima [158].
Zaprljanja se ne nakupljaju jednoliko na površinama izmjenjivača tako da između susjednih lamela i cijevi dolazi do nejednolike raspodjele otpora strujanja fluida koja uzrokuje nejednoliku raspodjelu brzina strujanja fluida u izmjenjivaču topline.
U lamelnim izmjenjivačima topline koji se ugrađuju u cestovnim vozilima s vremenom može doći do djelomičnog prekrivanja površina prijelaza topline česticama zemlje i pijeska te peludi što smanjuje izmijenjeni toplinski tok. Smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u automobilskom hladnjaku rezultira većim temperaturama rashladnog medija na izlazu što, u najgorem slučaju, može dovesti do pregrijanja i oštećenja motora ili preventivnog gašenja motora [159].
Nejednolika raspodjela fluida i druge neželjene posljedice uzrokovane zaprljanjem izbjegavaju se redovitim čišćenjem površina u izmjenjivaču topline.

3. PRORAČUN UNAKRSNIH IZMJENJIVAČA TOPLINE S JEDNOLIKOM RASPODJELOM FLUIDA

3.1. Osnovne karakteristike lamelnih izmjenjivača topline

U lamelnim izmjenjivačima topline, toplinu izmjenjuju plinoviti i kapljeviti fluid, a njihov je međusobni smjer strujanja unakrsan. Uobičajeno, plinoviti fluid je zrak, a kapljeviti fluid je voda ili radna tvar. Otpor prijelaza topline na strani zraka predstavlja najveći udio u ukupnom otporu prolaza topline u izmjenjivaču topline. Za orijentaciju, koeficijent prijelaza topline na strani zraka iznosi između 10 i 100 W/m^2K, ovisno o svojstvima fluida, karakteristikama strujanja i geometrije prijelaza topline. Koeficijent prijelaza topline na strani vode ili radne tvari iznosi između 1000 i 10000 W/m^2K ili više. Upravo se zbog toga površina prijelaza topline na strani zraka povećava dodavanjem lamela tako da je ona i nekoliko desetaka puta veća od površine prijelaza topline na strani fluida u cijevima.

Pri dizajniranju lamelnih izmjenjivača topline teži se povećavanju koeficijenta prijelaza topline na strani zraka odnosno smanjenju troškova materijala i izrade lamela. Evolucija izmjenjivača topline može se opisati generacijama, od kojih svaka sljedeća ima poboljšani prijelaz topline (posebice na strani zraka). Moguće je razlikovati četiri generacije [160]:

I. snop cijevi bez lamela (cijevni izmjenjivač topline): nedostatak ovog izmjenjivača topline je niska iskoristivost topline i veliki otpor prijelaza topline na strani plina,

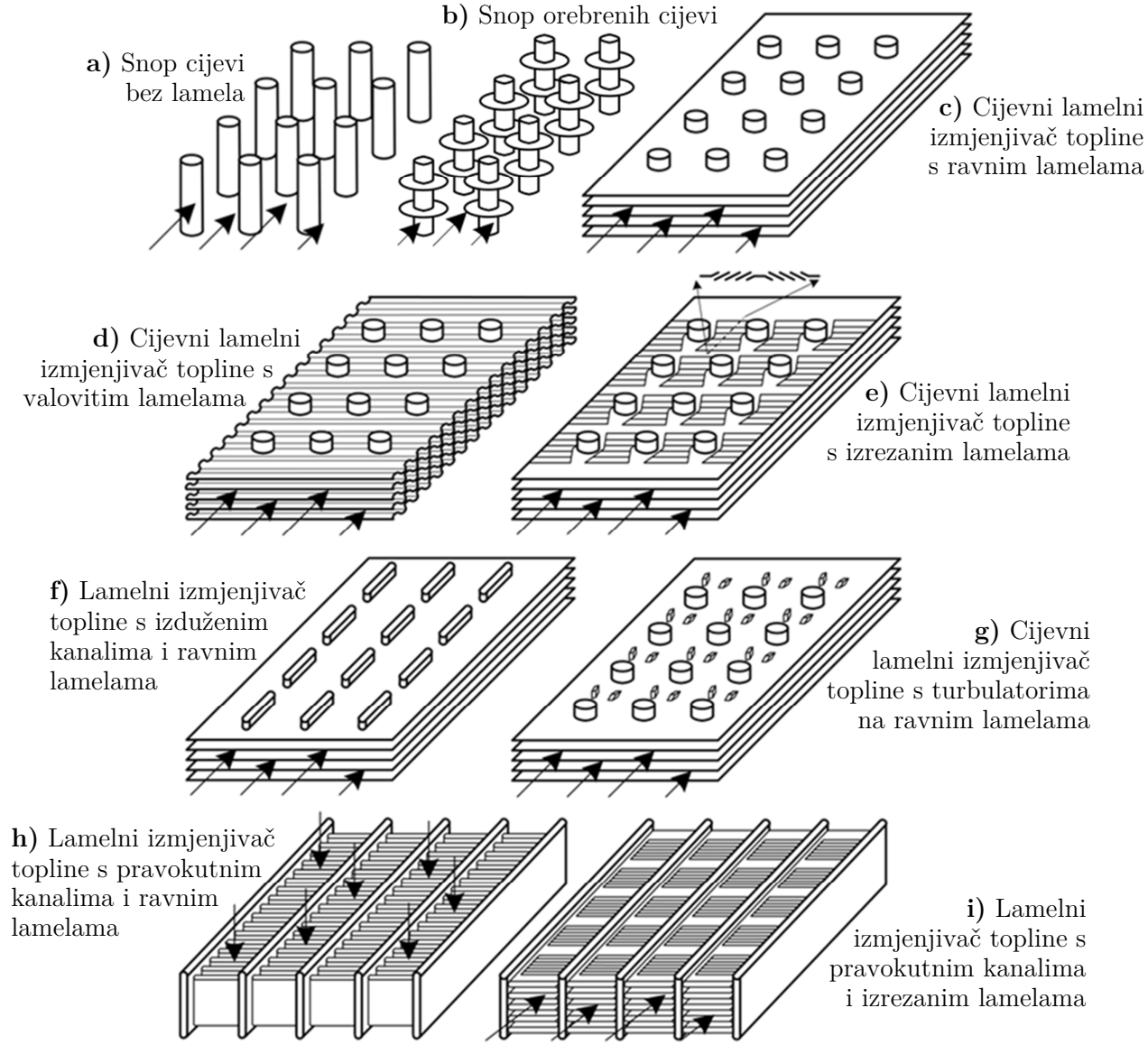
II. cijevni lamelni izmjenjivač topline s ravnim lamelama: otpor prijelaza topline na strani plinovitog fluida smanjuje se povećanjem površine prijelaza topline (dodavanjem lamela). Prednost ravnih lamela je manji pad tlaka na strani plinovitog fluida,

III. cijevni lamelni izmjenjivač topline s neravnim lamelama i/ili generatorima vrtloženja: pasivne mjere na strani površine prijelaza topline plinovitog fluida potiču nestabilno strujanje i poboljšavaju prijelaz topline konvekcijom. U odnosu na ravne lamele, neravne lamele (npr. isprekidane, valovite, gofrirane, izrezane, orebrene lamele) i/ili geometrijske nepravilnosti na površini lamela (generatori vrtloženja poput ispupčenja, isturenja, kvržica, žljebića, krilca, itd.) povećavaju koeficijent prijelaza topline i do 50% [161]-[165], ali uz neizbježno povećanje pada tlaka i cijene izrade lamela. Cijevni lamelni izmjenjivači topline III. generacije su najupotrebljavaniji izmjenjivači topline u području termotehnike, automobilske i procesne industrije [166],

IV. cijevni lamelni izmjenjivači topline s aktivnim mjerama za poboljšanje prijelaza topline: prijelaz topline se dodatno pospješuje korištenjem vibracija ili ultrazvuka. Cijevni lamelni izmjenjivači topline IV. generacije su u fazi razvoja [167].

Na slici 3.1. prikazano je nekoliko vrsta lamela koje se koriste u lamelnim izmjenjivačima topline. Strujanje fluida u lamelnim izmjenjivačima topline (s cijevima ili kanalima) je unakrsno, a postupak proračuna jednak je kao za unakrsne izmjenjivače topline pri čemu se, ovisno o geometriji lamela, razlikuju jednadžbe za proračun koeficijenata prijelaza topline i pada tlaka na lamelama. Postupak proračuna unakrsnih izmjenjivača topline kao i karakteristike strujanja fluida

i prijelaza topline za velik broj različitih vrsta lamela temeljito su opisani u velikom broju bibliografskih jedinica među kojima se najčešće spominju [6] i [168]-[174] pri čemu je monografija autora Shah i Sekulić [6] jedna o najopsežnijih knjiga o izmjenjivačima topline.



Slika 3.1. Vrste lamelnih izmjenjivača topline

3.2. Proračun metodom iskoristivosti topline

Za izmjenjivač topline koji je toplinski izoliran prema okolini i u stacionarnom radu vrijedi bilanca toplinskih tokova između fluida 1 i fluida 2

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \, c_{\mathrm{p1}} \left| T_1' - T_1'' \right| = \dot{m}_2 \, c_{\mathrm{p2}} \left| T_2' - T_2'' \right|, \text{ ili}$$
$$\dot{Q} = C_1 \, \Delta T_1 = C_2 \, \Delta T_2 \tag{3.1}$$

Maseni protoci dvaju fluida označeni su s $\dot{m}_1$ i $\dot{m}_2$ (kg/s), a specifični toplinski kapaciteti su c_1 i c_2 (J/kgK). Ulazne temperature fluida u izmjenjivač topline su T_1' i T_2', a izlazne temperature su T_1'' i T_2''. Slabijom strujom naziva se struja fluida s manjim toplinskim kapacitetom ($C_1 < C_2$) i pridružuje joj se indeks „1“, a jačom strujom naziva se struja fluida s većim toplinskim kapacitetom i pridružuje joj se indeks „2“. Toplinski kapacitet slabije struje fluida izračunava se kao $C_1 = \dot{m}_1 c_{p1}$, a toplinski kapacitet jače struje fluida je $C_2 = \dot{m}_2 c_{p2}$.

Toplinski tok kojeg izmjenjuje protusmjerni ili istosmjerni izmjenjivač topline može se zapisati i pomoću koeficijenta prolaza topline izmjenjivača topline $k\,(\mathrm{W/m^2K})$, površine prijelaza topline A ($\mathrm{m^2}$) i srednje logaritamske razlike temperatura fluida $\Delta T_{ln}\,(\mathrm{K})$

$$\dot{Q} = k\,A\,\Delta T_{ln} \tag{3.2}$$

Srednja logaritamska razlika temperatura računa se iz razlika temperatura na oba kraja izmjenjivača

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln(\Delta T_i / \Delta T_o)} \tag{3.3}$$

U unakrsnim izmjenjivačima topline, srednja logaritamska razlika temperatura (3.3) odstupa od stvarne razlike temperatura fluida pa je potrebno uvesti faktor korekcije F ($0 < F \leq 1$) kojim se uzima u obzir stvarni međusobni smjer strujanja fluida. Bilanca topline unakrsnog izmjenjivača topline zapisuje se kao

$$\dot{Q} = k\,A\,(\Delta T_{ln}\,F) \tag{3.4}$$

Vrijednost faktora korekcije F ovisi o iskoristivosti topline, omjeru toplinskih kapaciteta struja fluida i međusobnom smjeru strujanja u izmjenjivaču topline i dobiva se očitanjem iz dijagrama ili korištenjem odgovarajućih izraza [6], [168], [175], [176]. Metoda srednje logaritamske razlike temperatura (*engl. LMTD method*) koristi se kod proračuna protusmjernih izmjenjivača topline ($F=1$) i izmjenjivača topline tipa cijevi u plaštu (engl. *shell-and-tube heat exchanger*). Za proračun kompaktnih izmjenjivača u kojima je strujanje fluida unakrsno koristi se metoda iskoristivosti topline (engl. *ε-NTU method*) [6], [176], [177]. Iskoristivost topline[1] u izmjenjivaču topline (engl. *heat exchanger effectiveness*) jednaka je omjeru između stvarnog izmijenjenog toplinskog toka i maksimalnog teorijskog toplinskog toka koji bi se postigao kada bi izlazna temperatura slabije struje dosegla ulaznu temperaturom jače struje. Iskoristivost topline računa se kao omjer između promjene temperature slabije struje i maksimalne razlike temperatura u izmjenjivaču topline

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_{max}} = \left| \frac{T_1' - T_1''}{T_1' - T_2'} \right| \tag{3.5}$$

Kod eksperimentalnog određivanja iskoristivosti topline, bilanca topline (3.1) vrijedi približno jer se toplina, osim između dvaju fluida, izmjenjuje i s okolišem. Iskoristivost topline računa se kao omjer između prosječnog toplinskog toka dvaju fluida i maksimalnog teoretskog toplinskog toka

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_m}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{m}_1\, c_{p1}\, \Delta T_1 + \dot{m}_2\, c_{p2}\, \Delta T_2}{2\,\dot{m}_1\, c_{p1}\, \Delta T_{max}} \tag{3.6}$$

[1] Iskoristivost topline treba razlikovati od toplinskog stupnja djelovanja izmjenjivača. Stupanj djelovanja izmjenjivača računa se kao omjer između stvarnog izmijenjenog toplinskog toka i toplinskog toka koji bi se izmijenio u tom istom izmjenjivaču pri beskonačno velikoj površini prijelaza topline ($\eta = \dot{Q}/\dot{Q}_{A\to\infty}$). Veza između iskoristivosti topline i stupnja djelovanja glasi $\eta = \varepsilon$ za protusmjerni i unakrsni izmjenjivač, odnosno $\eta = (1+\pi_3)\varepsilon$ za istosmjerni izmjenjivač.

U svrhu određivanja prosječnog izmijenjenog toplinskog toka, potrebno je izmjeriti masene protoke struja fluida $\dot{m}_1$ i $\dot{m}_2$ i promjene temperatura fluida ΔT_1 i ΔT_2. Prosječni izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču topline izračunava se kao

$$\dot{Q}_\mathrm{m} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{2} = \frac{\dot{m}_1\, c_{\mathrm{p}1}\, \Delta T_1 + \dot{m}_2\, c_{\mathrm{p}2}\, \Delta T_2}{2} \tag{3.7}$$

U metodi iskoristivosti topline, izmjenjivač topline je određen trima neovisnim bezdimenzijskim značajkama: 1) iskoristivost topline $\boldsymbol{\varepsilon}$, 2) značajka $\boldsymbol{\pi}_2$ (engl. *number of transfer units* – NTU) koja označava omjer između prolaza topline (kA) i kapaciteta slabije struje ($\boldsymbol{\pi}_2 = kA/C_1$) i 3) značajka $\boldsymbol{\pi}_3$ koja označava omjer između kapaciteta slabije struje i kapaciteta jače struje ($\boldsymbol{\pi}_3 = C_1/C_2$).
Iskoristivost topline u izmjenjivaču topline $\boldsymbol{\varepsilon}$ ovisi o značajkama $\boldsymbol{\pi}_2$ i $\boldsymbol{\pi}_3$ ali i o međusobnom smjeru strujanja fluida u izmjenjivaču topline

$$\varepsilon = f\left(\pi_2 = \frac{k\,A}{C_1},\ \pi_3 = \frac{C_1}{C_2},\ \text{međusobni smjer strujanja fluida}\right) \tag{3.8}$$

Poznavanjem dviju značajki izmjenjivača i funkcije koja ih povezuje, moguće je odrediti i treću, nepoznatu značajku. Npr., kod ispitivanja izmjenjivača u laboratoriju, na temelju izmjerenih temperatura i masenih protoka fluida mogu se odrediti iskoristivost topline $\boldsymbol{\varepsilon}$ i omjer kapaciteta $\boldsymbol{\pi}_3$, a njihovim uvrštavanjem u odgovarajući dijagram ili analitički izraz dobiva se značajka $\boldsymbol{\pi}_2$.
S druge strane, za potrebe proračuna izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču, iskoristivost topline dobiva se na temelju poznatih značajki $\boldsymbol{\pi}_2$ i $\boldsymbol{\pi}_3$, a izmijenjeni toplinski tok slijedi kao umnožak iskoristivosti topline i najveće moguće izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču.
Veza (3.8) između značajki $\boldsymbol{\varepsilon}$, $\boldsymbol{\pi}_2$ i $\boldsymbol{\pi}_3$ postoji za manji broj jednostavnih smjerova strujanja fluida u izmjenjivaču i dobiva se isključivo matematičkim putem. Iskoristivost topline u izmjenjivaču s istosmjernim strujanjem fluida dobiva se iz sljedećeg izraza

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\pi_2(1 + \pi_3)\right]}{1 + \pi_3} \tag{3.9}$$

Iskoristivost topline u izmjenjivaču s protusmjernim strujanjem fluida dobiva se pomoću

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{1 - \exp\left[-\pi_2(1 - \pi_3)\right]}{1 - \pi_3 \exp\left[-\pi_2(1 - \pi_3)\right]},\ \text{za } 0 \le \pi_3 < 1 \\ \varepsilon &= \frac{\pi_2}{1 + \pi_2},\ \text{za } \pi_3 = 1 \end{aligned} \tag{3.10}$$

Nusselt [178] je prvi izveo funkciju za iskoristivost topline kod unakrsnih izmjenjivača topline, a Mason [179] ju je preoblikovao u jednostavniji oblik bez utjecanja na konačni rezultat

$$\varepsilon = \frac{1}{\pi_2\, \pi_3} \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ \left[1 - \exp(-\pi_2) \sum_{m=0}^{n} \frac{(\pi_2)^\mathrm{m}}{m!} \right] \left[1 - \exp(-\pi_2\, \pi_3) \sum_{m=0}^{n} \frac{(\pi_2\, \pi_3)^\mathrm{m}}{m!} \right] \right\} \tag{3.11}$$

Nusseltov izraz za iskoristivost topline u unakrsnom izmjenjivaču (3.11) nije moguće riješiti brzo i izravno već je potrebno koristiti računalo. Stoga je Eckert [180] predložio sljedeću približnu formulu za proračun iskoristivosti topline u unakrsnom izmjenjivaču

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{ \frac{{\pi_2}^{0,22} \left[\exp(-{\pi_2}^{0,78} \pi_3) - 1 \right]}{\pi_3} \right\} \tag{3.12}$$

Rješenja Eckertove približne formule (3.12) odstupaju od točnih Nusseltovih rješenja iskoristivosti topline (3.11) unutar ±3%.

Formule (3.11)-(3.12) se koriste za proračun unakrsnih izmjenjivača topline u kojima fluidi struje u jednom prolazu (engl. *single-pass unmixed-unmixed crossflow heat exchanger*) kao i za proračun cijevnih lamelnih izmjenjivača topline s velikim brojem redova cijevi, tj. $N_R \geq 5$ (engl. *single-pass unmixed-unmixed fin-and-tube heat exchanger*).

Korištenje formula (3.11)-(3.12) na cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline s manjim brojem redova cijevi, tj. $N_R \leq 4$ (engl. *single-pass mixed-unmixed fin-and-tube heat exchanger*) dovelo bi do precjenjivanja iskoristivosti topline za zadane vrijednosti značajki π_2 i π_3. Za cijevne lamelne izmjenjivače topline s manjim brojem redova cijevi, umjesto (3.11)-(3.12), preporuča se korištenje sljedećih analitičkih izraza [181], [182]:

1. *plinoviti fluid (zrak) je slabija struja fluida*, ovisno o broju redova cijevi (N_R):

1.1. *za jedan red cijevi* ($N_R = 1$), koristi se:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left\{-\pi_3 \left[1 - \exp(-\pi_2)\right]\right\}}{\pi_3} \tag{3.13}$$

1.2. *za dva reda cijevi* ($N_R = 2$), koristi se:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-2\,K\,\pi_3)(1 + \pi_3\,K^2)}{\pi_3}$$
$$\text{uz } K = 1 - \exp(-\pi_2/2) \tag{3.14}$$

1.3. *za tri reda cijevi* ($N_R = 3$), koristi se:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-3\,K\,\pi_3)\left[1 + \pi_3\,K^2(3 - K) + 3\,\pi_3^{\,2}\,K^4/2\right]}{\pi_3}$$
$$\text{uz } K = 1 - \exp(-\pi_2/3) \tag{3.15}$$

1.4. *za četiri reda cijevi* ($N_R = 4$), koristi se:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-4\,K\,\pi_3)\left[1 + \pi_3\,K^2(6 - 4\,K + K^2) + 4\,\pi_3^{\,2}\,K^4(2 - K) + 8\,\pi_3^{\,3}\,K^6/3\right]}{\pi_3}$$
$$\text{uz } K = 1 - \exp(-\pi_2/4) \tag{3.16}$$

2. *kapljeviti fluid (voda) je slabija struja fluida*, ovisno o broju redova cijevi (N_R):

2.1. *za jedan red cijevi* ($N_R = 1$), koristi se:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[-\frac{1 - \exp(-\pi_2\,\pi_3)}{\pi_3}\right] \tag{3.17}$$

2.2. *za dva reda cijevi* ($N_R = 2$), koristi se:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-2\,K/\pi_3)(1 + K^2/\pi_3)$$
$$\text{uz } K = 1 - \exp(-\pi_2\,\pi_3/2) \tag{3.18}$$

2.3. *za tri reda cijevi* ($N_R=3$), koristi se:

$$\varepsilon = 1-\exp(-3K/\pi_3)\left[1+K^2(3-K)/\pi_3+3K^4/(2\pi_3^2)\right] \quad \text{uz } K=1-\exp(-\pi_2\,\pi_3/3) \tag{3.19}$$

2.4. *za četiri reda cijevi* ($N_R=4$), koristi se:

$$\varepsilon = 1-\exp(-4K/\pi_3)\left[1+K^2(6-4K+K^2)/\pi_3+4K^4(2-K)/\pi_3^2+8K^6/(3\pi_3^3)\right] \quad \text{uz } K=1-\exp(-\pi_2\,\pi_3/4) \tag{3.20}$$

Prethodni izrazi koriste se za proračun iskoristivosti topline cijevnih lamelnih izmjenjivača topline s unakrsnim strujanjem fluida u kojima fluidi struje u jednom prolazu.

U nedostatku odgovarajućih točnih $\varepsilon = \varepsilon(\pi_2, \pi_3)$ funkcija, izrazi (3.13)-(3.20) koriste se i za proračun iskoristivosti topline cijevnih lamelnih izmjenjivača topline sa složenom geometrijom spajanja cijevi (tj. fluid u cijevima struji u više prolaza), a to u konačnici dovodi do pogrešaka u proračunu iskoristivosti topline.

Kada je toplinski kapacitet slabije struje puno manji od toplinskog kapaciteta jače struje ($\pi_3 \to 0$) kao u kondenzatoru ili isparivaču, iskoristivost topline ne ovisi o međusobnom smjeru strujanja fluida već samo o bezdimenzijskoj značajki π_2 prema

$$\varepsilon = 1-\exp(-\pi_2) \tag{3.21}$$

3.3. Prolaz topline u izmjenjivaču topline

3.3.1. Koeficijent prolaza topline

Značajku π_2 moguće je odrediti poznavanjem vrijednosti ε i π_3 i korištenjem odgovarajuće funkcije $\varepsilon = \varepsilon(\pi_2, \pi_3)$ ili pomoću poznatih koeficijenata prijelaza topline na vanjskoj i unutarnjoj strani cijevi. Ukupni otpor prolaza topline u izmjenjivaču jednak je zbroju otpora prijelaza topline na strani dvaju fluida i otpora provođenja topline, tj.

$$\frac{1}{k\,A} = \frac{1}{\psi_{A1}\,\alpha_1\,A_1} + \frac{1}{\lambda_c}\frac{\ln(d_v/d_u)}{2\pi L_C\,N_C} + \frac{1}{\psi_{A2}\,\alpha_2\,A_2} \tag{3.22}$$

Pomoću (3.22) moguće je odrediti prosječni koeficijent prolaza topline k (W/(m^{2}K)) u izmjenjivaču. Izraz (3.22) vrijedi za izmjenjivače topline s čistim površinama prijelaza topline na kojima nema otpora provođenja topline koji bi nastali prisustvom kamenca i nečistoća ili dodirnih otpora između lamela i cijevi. Prosječni koeficijenti prijelaza topline konvekcije između stijenki i fluida označeni su s α_1 i α_2. Cijevni lamelni izmjenjivač topline posjeduje N_C cijevi duljine L_C, unutarnjeg promjera d_u i vanjskog promjera d_v, a izrađene su od materijala toplinske provodnosti λ_c.

Učinkovitost površina prijelaza topline označene su s ψ_{A1} i ψ_{A2}, a potrebno ih je uzeti u obzir jer temperatura sekundarnih površina (lamela) nije jednaka temperaturi na spoju između primarne i sekundarne površine (između cijevi i lamela). Učinkovitost površine prijelaza topline je 1 kada na primarnoj površini prijelaza topline (cijev) nema sekundarnih površina (npr. lamele, rebra).

Površinu prijelaza topline A s lijeve strane jednadžbe (3.22) moguće je izjednačiti s površinom A_1 ili s površinom A_2 jer je koeficijent prolaza topline moguće izraziti u m^2 površine A_1 ili u m^2

površine A_2 budući da vrijedi $kA = k_1 A_1 = k_2 A_2$. Međutim, ukoliko se želi da vrijednost koeficijenta prolaza topline k bude manja od najmanjeg koeficijenta prijelaza topline ($\min(\alpha_1, \alpha_2)$) potrebno je površinu A izjednačiti s površinom na kojoj dolazi do manjeg koeficijenta prijelaza topline.

3.3.2. Koeficijent prijelaza topline u cijevi

Za izobraženo laminarno strujanje fluida u cijevima ($Re < 2300$) Nusseltova značajka ne ovisi o Reynoldsovoj ili Prandtlovoj značajki [175] već samo o rubnom uvjetu na stijenki cijevi

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{\alpha\, d_u}{\lambda} = 3,657 \;\rightarrow\; \text{konstantna temperatura na unutarnjoj stijenci} \\ Nu &= \frac{\alpha\, d_u}{\lambda} = 4,364 \;\rightarrow\; \text{konstantan toplinski tok na unutarnjoj stijenci} \end{aligned} \tag{3.23}$$

Fanningov faktor trenja kod laminarnog strujanja u cijevi računa se iz

$$f = \frac{16}{Re} \tag{3.24}$$

Pri laminarnom strujanju fluida u cijevima, izobraženo strujanje uspostavlja se nakon ulaznog područja u kojemu je strujanje neizobraženo. Karakteristično za izobraženo strujanje su razvijeni profili temperatura i brzina strujanja po poprečnom presjeku cijevi, a neizobraženo strujanje posjeduje nerazvijeni hidrodinamički i temperaturni profil. Neizobraženo strujanje u ulaznom području cijevi uzrokuje intenzivniji prijelaz topline nego u ostatku cijevi gdje je strujanje izobraženo [183]. Duljina ulaznog područja u kojemu je strujanje hidrodinamički nerazvijeno (engl. *hydrodynamic entry region*) iznosi

$$L_h = 0{,}05\, Re\, d_u \tag{3.25}$$

Duljina ulaznog područja s nerazvijenim temperaturnim profilom (engl. *thermal entry region*) je

$$L_t = L_h\, Pr = 0{,}05\, Re\, Pr\, d_u \tag{3.26}$$

Duljina područja neizobraženog strujanja jednaka je većoj duljini između L_h i L_t. Nusseltova značajka za laminarno neizobraženo strujanje u cijevi [184] promjera d_u i duljine L s izotermnim rubnim uvjetom na stijenki računa se pomoću sljedećeg izraza

$$Nu = \frac{\alpha\, d_u}{\lambda} = 3,66 + \frac{0,065\,(d_u/L)\, Re\, Pr}{1 + 0,04\left[(d_u/L)\, Re\, Pr\right]^{2/3}} \tag{3.27}$$

Iz (3.27) vidljivo je da se Nusseltova značajka laminarnog neizobraženog strujanja u dugoj cijevi ($d_u/L \rightarrow 0$) približava Nusseltovoj značajki laminarnog izobraženog strujanja u cijevi (3.23).

Pri turbulentnom strujanju fluida u cijevi, duljina područja s nerazvijenim hidrodinamičkim i temperaturnim profilom iznosi približno $L_h \approx L_t \approx 10 d_u$. Za izobraženo turbulentno strujanje fluida u cijevi ($Re > 2300$), Nusseltova značajka može se odrediti pomoću Dittus-Boelterove jednadžbe [185]

$$Nu = \frac{\alpha\, d_u}{\lambda} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{n}, \quad \text{gdje } n = \begin{cases} 0,3, & \text{za hlađenje fluida u cijevi} \\ 0,4, & \text{za grijanje fluida u cijevi} \end{cases} \tag{3.28}$$

Dittus-Boelter jednadžba predviđa vrijednosti eksperimentalnih koeficijenata prijelaza topline s maksimalnim odstupanjem od ±25%. Bolja točnost postiže se Gnielinski korelacijom [186] koja, u području $3000 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6$ i $0{,}5 \leq Pr \leq 2000$, predviđa rezultate eksperimentalnih mjerenja s odstupanjem unutar ±10% [22]

$$Nu = \frac{\alpha\, d_u}{\lambda} = \frac{(f/2)(Re - 1000)\, Pr}{1 + 12{,}7 (f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \tag{3.29}$$

U Gnielinski korelaciji f je Fanningov faktor trenja stijenke cijevi koji se, za turbulentno strujanje fluida u glatkim cijevima, računa pomoću Petukhovove jednadžbe [187]

$$f = (1{,}58 \ln Re - 3{,}28)^{-2} \tag{3.30}$$

Umjesto Petukhove jednadžba (3.30) može se koristiti i jednostavnija Blasiusova formula [188]

$$f = 0{,}079\, Re^{-0{,}25} \tag{3.31}$$

Fanningov faktor trenja f za hrapave cijevi može se očitati iz Moodyevog dijagrama ili izračunati iz Colebrookove jednadžbe [189] koja glasi

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -4 \log\left(\frac{e/d_u}{3{,}7} + \frac{1{,}255}{Re\sqrt{f}} \right) \tag{3.32}$$

Hrapavost stijenke cijevi opisuje se veličinom e/d_u koja označava omjer između prosječne visine neravnina e i unutarnjeg promjera cijevi d_u. Implicitnu Colebrookovu jednadžbu potrebno je riješiti iteriranjem. Umjesto Colebrookove jednadžbe može se koristiti eksplicitna Haalandova formula [190] koja glasi

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -3{,}6 \log\left[\left(\frac{e/d_u}{3{,}7} \right)^{1{,}11} + \frac{6{,}9}{Re} \right] \tag{3.33}$$

Haalandova formula aproksimira Colebrookova rješenja unutar ±2%. Međutim, već i rješenja dobivena Colebrookovom formulom odstupaju od eksperimentalnih mjerenja do ±15% [183].
Pad tlaka pri strujanju fluida u ravnoj cijevi računa se kao

$$\Delta p = 4f \frac{L}{d_u} \frac{\rho w^2}{2} = 4f \frac{L}{d_u} \frac{(\dot{m}/A_c)^2}{2\rho} \tag{3.34}$$

Izraz (3.34) se najčešće prikazuje Darcy-Weisbachovim faktorom trenja f_{DW} koji je četverostruka vrijednost Fanningovog faktora trenja f, tj. $f_{DW} = 4f$. Osim dužinskog pada tlaka, u cijevima postoje i lokalni padovi tlaka koji se uključuju u izraz (3.34) korištenjem lokalnih koeficijenata otpora ζ_i

$$\Delta p = \left(4f \frac{L}{d_u} + \sum_i \zeta_i \right) \frac{\rho w^2}{2} \tag{3.35}$$

3.3.3. Koeficijent prijelaza topline s vanjske strane cijevi

Za razliku od proračuna koeficijenta prijelaza topline u cijevi, proračun koeficijenta prijelaza topline s vanjske strane cijevi je zahtjevniji jer karakteristike strujanja fluida i prijelaza topline ovise o većem broju geometrijskih omjera na površini lamela i cijevi [191]. Na slici 3.1. prikazano

je nekoliko cijevnih lamelnih izmjenjivača topline s različitim vrstama lamela, a koeficijent prijelaza topline određuje se pomoću jednadžbe koja korelira podatke eksperimentalnih mjerenja.
Umjesto Nusseltovom značajkom, eksperimentalne korelacije za proračun koeficijenta prijelaza topline s vanjske strane cijevi prikazuju se Colburnovim j faktorom koji je po definiciji

$$j = St\,Pr^{2/3} = \frac{Nu}{Re\,Pr^{1/3}} \tag{3.36}$$

Colburnov j faktor ovisi o geometrijskim omjerima na površini prijelaza topline i Reynoldsovoj značajki i prikazuje se potencijalnom funkcijom čiji općeniti oblik glasi

$$j = A\,Re^{B} \tag{3.37}$$

Vrijednost eksponenta B ovisi o karakteristikama strujanja i geometriji površine prijelaza topline. Njegove vrijednosti se kreću između –0,3 i –0,6. Na sličan način prikazuje se općeniti oblik funkcije za Fanningov faktor trenja

$$f = C\,Re^{D} \tag{3.38}$$

Za primjer su u nastavku dane eksperimentalne korelacije za proračun j i f faktora na cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline s ravnim lamelama, a u literaturi se mogu pronaći odgovarajući izrazi za druge vrste lamela. Korelacije za proračun j i f faktora razvijaju se s vremenom kako se produbljuje znanje o karakteristikama strujanja i prijelaza topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline. Za istu vrstu lamele, postoji veći broj, jednostavnijih ili složenijih, korelacija za proračun j i f faktora.
Cijevni lamelni izmjenjivači topline s ravnim lamelama (engl. *flat fin-and-tube heat exchanger*) koriste se u tehnici grijanja, hlađenja i klimatizacije (slika 3.1. b)). U odnosu na isprekidane i neravne lamele, ravne lamele rezultiraju manjim padom tlaka, ali i manjim koeficijentima prijelaza topline. Na ravnim se lamelama cijevi postavljaju u linijskom rasporedu (engl. *inline arrangement*) ili u šahovskom rasporedu (engl. *staggered arrangement*) s time da su pad tlaka i prijelaz topline veći u drugom slučaju. Izmjenjivači topline s običnim ravnim lamelama temeljito su proučavani u literaturi i najvažniji zaključci dani su u nastavku.
Wang i dr. [182] zaključuju da, u području strujanja $300 \le Re_{dc} \le 3000$, izmjenjivači s manjim brojem redova cijevi (N_R=1-2) imaju veće prosječne koeficijente prijelaza topline od izmjenjivača s većim brojem redova cijevi. U području manjih brzina strujanja zraka (Re_{dc}<3000) i kada N_R=1-2, smanjenje razmaka između lamela dovodi do povećanja koeficijenta prijelaza topline. Međutim, razmak između lamela ima manji utjecaj na koeficijente prijelaza topline u području turbulentnog strujanja (Re_{dc}>3000) i kada $N_R \ge 4$. Broj redova cijevi nema značajniji utjecaj na faktor trenja f cijevnog lamelnog izmjenjivača topline. Međutim, vanjski promjer cijevi (d_v), korak lamela (s_f) i korak cijevi (X_L i X_T) imaju određeni utjecaj na faktor trenja f. Veći promjer cijevi ili manji razmak između cijevi povećavaju faktor trenja i pad tlaka u izmjenjivaču topline. Za proračun j faktora izmjenjivača topline s ravnim lamelama najčešće se koriste Wang-Chi korelacije [181], [182]

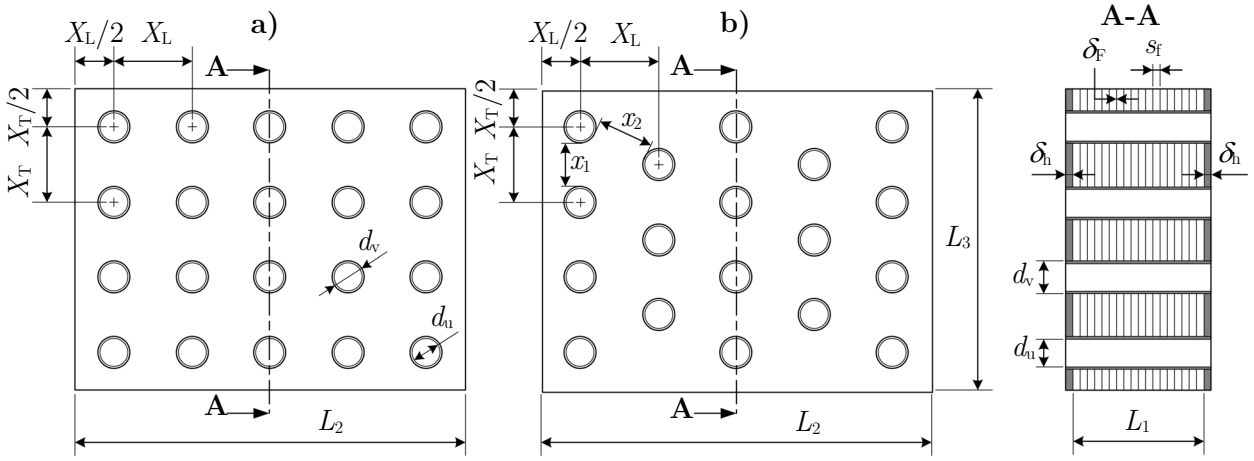
$$j = 0{,}108\,Re_{dc}^{-0{,}29}\left(\frac{X_T}{X_L}\right)^{C_1}\left(\frac{s_f}{X_T}\right)^{C_2}\left(\frac{s_f}{d_c}\right)^{-1{,}084}\left(\frac{s_f}{D_h}\right)^{-0{,}786}, \quad \text{za } N_R = 1 \tag{3.39}$$

$$j = 0{,}086\,Re_{dc}{}^{C_3} N_R{}^{C_4}\left(\frac{s_f}{d_c}\right)^{C_5}\left(\frac{s_f}{D_h}\right)^{C_6}\left(\frac{s_f}{X_T}\right)^{-0{,}93}, \quad \text{za } N_R \ge 2 \tag{3.40}$$

Spomenute korelacije računaju j faktor u zavisnosti o Reynoldsovoj značajki, geometriji lamela i broju redova cijevi (N_R). Geometrija ravne lamele prikazana je na slici 3.2.
Hidraulički promjer D_h računa se kao četverostruku vrijednost omjera između najmanjeg volumena fluida u smjeru strujanja (A_{min} L_2) te ukupne površine prijelaza topline na strani zraka A, tj.

$$D_h = 4\frac{A_{min}L_2}{A_T} \tag{3.41}$$

Poprečni i uzdužni korak cijevi označeni su s X_T i X_L, a korak lamela je s_f. Karakteristična duljina u Reynoldsovoj značajki Re_{dc} je promjer „ovratnika“ d_c (engl. *collar diameter*) koji se računa kao zbroj vanjskog promjera cijevi d_v i dvostruke debljine lamele δ_f (d_c=d_v+2δ_f).



Slika 3.2. Geometrija cijevnog lamelnog izmjenjivača topline s ravnim lamelama i: a) linijskim rasporedom cijevi, b) šahovskim rasporedom cijevi

Koeficijenti C_1–C_6 na položaju eksponenata u (3.39) i (3.40) računaju se iz sljedećih izraza:

$$C_1 = 1,9 - 0,23\ \ln Re_{dc} \qquad C_2 = -0,236 + 0,126\ \ln Re_{dc}$$
$$C_3 = -0,361 - \frac{0,042N_r}{\ln Re_{dc}} + 0,158\ln\left[N_r\left(\frac{s_f}{d_c}\right)^{0,41}\right] \qquad C_4 = -1,224 - \frac{0,076}{\ln Re_{dc}}\left(\frac{X_L}{D_h}\right)^{1,42} \tag{3.42}$$
$$C_5 = -0,083 + \frac{0,058N_r}{\ln Re_{dc}} \qquad C_6 = -5,735 + 1,21\ln\left(\frac{Re_{dc}}{N_r}\right)$$

Korelacije za j faktore (3.39) i (3.40) predviđaju 88,6% rezultata eksperimentalnih mjerenja unutar ±15% pri čemu je prosječno odstupanje 7,5%. Wang i Chi [181], [182] predložili su sljedeći izraz za proračun Fanningovog faktora trenja f

$$f = 0,0267Re_{dc}{}^{C_7}\left(\frac{X_T}{X_L}\right)^{C_8}\left(\frac{s_f}{d_c}\right)^{C_9} \tag{3.43}$$

pri čemu se eksponenti C_7, C_8 i C_9 izračunavaju iz sljedećih izraza

$$C_7 = 0,739\frac{X_T}{X_L} + 0,177\frac{s_f}{d_c} - \frac{0,00758}{N_r} - 0,764 \quad C_8 = \frac{64,021}{\ln Re_{dc}} - 15,689 \quad C_9 = 1,696 - \frac{15,695}{\ln Re_{dc}} \tag{3.44}$$

Korelacija za faktor trenja f (3.43) predviđa 85,1% eksperimentalnih f faktora podataka unutar ±15% odstupanja pri čemu je prosječno odstupanje 8,3%. Korelacije za j i f faktore (3.39), (3.40) i (3.43) dobivene su na temelju ispitivanja 74 izmjenjivača topline s različitim geometrijskim omjerima na ravnim lamelama. Raspon geometrijskih parametara su: broj redova cijevi $1 \leq N_r \leq 6$, vanjski promjer cijevi $6{,}4 \leq d_v \leq 12{,}7$ mm, hidraulički promjer $1{,}3 \leq D_h \leq 9{,}4$ mm, poprečni korak cijevi $17{,}7 \leq X_T \leq 31{,}8$ mm, uzdužni korak cijevi $12{,}4 \leq X_L \leq 27{,}5$ mm, korak lamele $1{,}2 \leq s_f \leq 8{,}7$ mm, debljina lamele $0{,}12 \leq \delta_f \leq 0{,}2$ mm i za strujanje zraka u području $300 \leq Re_{dc} \leq 20\,000$.

Nakon određivanja j i f faktora, koeficijent prijelaza topline konvekcijom i pad tlaka na ravnim lamelama cijevnog lamelnog izmjenjivača topline mogu se dobiti iz sljedećih izraza

$$\alpha = j \frac{\lambda}{D_h} Re\, Pr^{1/3} = j \frac{\rho\, w_{max}}{Pr^{2/3}} c_p = j \frac{\dot{m}}{A_{min}} \frac{c_p}{Pr^{2/3}} \tag{3.45}$$

$$\Delta p = \frac{(\dot{m}/A_{min})^2}{2\rho_i}\left[4f\frac{L_2}{D_h}\frac{\rho_i}{\rho_m} + 2\left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1\right)\right] + \frac{(\dot{m}/A_{min,i})^2}{2\rho_i}\left[(1-\sigma^2+K_i) - (1-\sigma^2-K_o)\frac{\rho_i}{\rho_o}\right] \tag{3.46}$$

Omjer između najmanje površine slobodnog presjeka $A_{min,i}$ i ukupne površine poprečnog presjeka na ulazu u izmjenjivač topline ($L_1 L_3$) računa se prema

$$\sigma = \frac{A_{min,i}}{L_1 L_3} = \frac{L_1 L_3 - \delta_F N_F L_1 L_3}{L_1 L_3} = 1 - \delta_F N_F \tag{3.47}$$

Koeficijenti K_i i K_o uzimaju u obzir pad tlaka na ulazu i na izlazu izmjenjivača topline koji nastaju zbog naglog proširenja i naglog suženja presjeka zračnog kanala, a njihove vrijednosti ovise o omjeru σ, o Reynoldsovom broju i o geometriji lamele [6]. Najčešće je pad tlaka naglog suženja i naglog proširenja mali u odnosu na pad tlaka u izmjenjivaču topline i izraz (3.46) pojednostavljuje se u sljedeći oblik

$$\Delta p = \frac{(\dot{m}/A_{min})^2}{2\rho_i}\left[4f\frac{L_2}{D_h}\frac{\rho_i}{\rho_m} + (1+\sigma^2)\left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1\right)\right] \tag{3.48}$$

Kod većih temperaturnih razlika u izmjenjivaču topline, u proračun pada tlaka potrebno je uzeti u obzir i promjenu gustoće plinovitog fluida: prosječna gustoća fluida ρ_m dobiva se iz gustoće fluida na ulazu ρ_i i gustoće fluida na izlazu ρ_o iz izmjenjivača topline. Ako se promjena gustoće plinovitog fluida može zanemariti, izraz (3.48) dodatno se pojednostavljuje u sljedeći oblik

$$\Delta p = 4f\frac{L_2}{D_h}\frac{(\dot{m}/A_{min})^2}{2\rho} = f_{DW}\frac{L_2}{D_h}\frac{\rho\, w_{max}{}^2}{2} \tag{3.49}$$

Koeficijenti prijelaza topline za istu geometriju lamela koji bi se dobili iz različitih j korelacija mogu se značajno razlikovati (do 30%). Razlike između rješenja empirijskih korelacija nastaju zbog: 1) manjih razlika u geometriji lamela, 2) korištenja različitih metodologija za dobivanje empirijskih korelacija, 3) zanemarivanja nekih geometrijskih omjera koji utječu na prijelaz topline i pad tlaka u izmjenjivaču topline, 4) različitih uvjeta mjerenja, 5) mjernih nesigurnosti, 6) različite interpretacije rezultata mjerenja (engl. *data reduction*), 7) različitih funkcija $\varepsilon(\pi_2,\pi_3)$ pomoću kojih se dobivaju eksperimentalni koeficijenti prijelaza topline, 8) različitog načina uključivanja dodirnog otpora između lamela i cijevi u proračun koeficijenta prolaza topline, 9) različite interpretacije pada tlaka na mjestima naglog suženja i proširenja presjeka strujanja u izmjenjivaču topline.

3.3.4. Učinkovitost površine prijelaza topline

Osim prijelaza topline konvekcijom na neorebrenom dijelu vanjske stijenke cijevi, provođenje topline uspostavlja se između baze lamele (spoj između lamele i cijevi) i vrha lamele. Temperature površina lamele koje su izložene plinovitom fluidu različite su od temperature baze lamela. Toplinski tok između lamela i fluida je nešto manji od toplinskog toka između neorebrene stijenke cijevi i fluida zato što lamele predstavljaju dodatni otpor u ukupnom prolazu topline koji se uzima u obzir veličinom učinkovitosti prijelaza topline na lamelama, ψ_{A1} u izrazu (3.22).
Površina prijelaza topline na strani plinovitog fluida sastoji se iz osnovne površine (neorebreni dio cijevi) i sekundarne površine prijelaza topline (lamele), tj. $A = A_p + A_f$. Učinkovitost prijelaza topline na osnovnoj površini je $\psi_p = 1$, a učinkovitost prijelaza topline na sekundarnoj površini je $\psi_f < 1$. Učinkovitost lamela ψ_f jednaka je omjeru između stvarnog i maksimalnog toplinskog toka koji se provodi kroz bazu lamele. U većini izmjenjivača topline učinkovitost lamela je veća od 0,90, a u kompaktnim izmjenjivačima topline je veća i od 0,95 [192]. Ukupna učinkovitost površine prijelaza topline na strani plinovitog fluida jednaka je

$$\psi_{A1} = \frac{A_p}{A_p + A_f} + \frac{A_f}{A_p + A_f}\psi_f = 1 - \frac{A_f}{A_p + A_f}(1 - \psi_f) \tag{3.50}$$

Konvekcijski toplinski tok na strani plinovitog fluida računa se prema

$$\dot{Q}_A = \psi_A \alpha_A (A_p + A_f)(T_A - T_{ref}) \tag{3.51}$$

Učinkovitost prijelaza topline na ravnoj lameli [170], pravokutnog presjeka, s radijusom baze r_v i radijusom vrha r_t, može se izračunati prema

$$\psi_f = \frac{2}{\phi}\frac{r_v}{r_t + r_v}\frac{I_1\left(\phi\frac{r_t}{r_t - r_v}\right)K_1\left(\phi\frac{r_v}{r_t - r_v}\right) - I_1\left(\phi\frac{r_v}{r_t - r_v}\right)K_1\left(\phi\frac{r_t}{r_t - r_v}\right)}{I_0\left(\phi\frac{r_v}{r_t - r_v}\right)K_1\left(\phi\frac{r_t}{r_t - r_v}\right) + I_1\left(\phi\frac{r_t}{r_t - r_v}\right)K_0\left(\phi\frac{r_v}{r_t - r_v}\right)} \tag{3.52}$$

Parametar ϕ računa se prema

$$\phi = (r_t - r_v)^{3/2}\left[\frac{2\alpha_1}{\lambda_f \delta_f (r_t - r_v)}\right]^{1/2} \tag{3.53}$$

Vrijednosti modificiranih Besselovih funkcija prve (I_0 i I_1) i druge vrste (K_0 i K_1) mogu se očitati iz tablica ili izračunati pomoću odgovarajućih izraza [193]. Umjesto točnog, ali zahtjevnog izraza za učinkovitost lamela (3.52), najčešće se koristi Schmidtov približni postupak [194] koji je detaljno opisan u monografijama [6] i [170]. Učinkovitost ravne lamele računa se prema

$$\psi_f = \frac{\tanh(m\ell)}{m\ell} \tag{3.54}$$

Iz analize jednodimenzijskog provođenja topline u lameli (engl. *thin fin analysis*) slijedi da se ravnu lamelu duljine L_f i debljine δ_f ($\delta_f \ll L_f$) parametar lamele $m(\mathrm{m}^{-1})$ može izračunati iz

$$m = \left[\frac{2\alpha_1(L_f + \delta_f)}{\lambda_f L_f \delta_f}\right]^{0,5} \cong \left[\frac{2\alpha_1}{\lambda_f \delta_f}\right]^{0,5} \tag{3.55}$$

Karakteristična duljina lamele ℓ ekvivalentnog radijusa vrha R_{eq} i debljine δ_f koja se spaja na cijev s radijusom ovratnika $r\,(r=r_v+\delta_f)$ računa se prema [195]

$$\ell=\left(\frac{R_{eq}}{r}-1\right)\left[r+\frac{\delta_f}{2(R_{eq}/r-1)}\right]\left[1+0{,}35\,\ln\left(\frac{R_{eq}}{r}\right)\right]\cong(R_{eq}-r)\left[1+0{,}35\,\ln\left(\frac{R_{eq}}{r}\right)\right] \tag{3.56}$$

Za cijevne lamelne izmjenjivače topline, omjer između ekvivalentnog radijusa vrha i radijusa baze lamele R_{eq}/r računa se ovisno o rasporedu cijevi [170], [182]:

I. za linijski raspored cijevi (engl. *inline tube arrangement*) omjer radijusa računa se iz

$$\frac{R_{eq}}{r}=1{,}28\frac{X_T}{2r}\left[\frac{X_L}{X_T}-0{,}2\right]^{0{,}5} \tag{3.57}$$

II. za šahovski raspored cijevi (engl. *staggered tube arrangement*) omjer radijusa računa se iz

$$\frac{R_{eq}}{r}=1{,}27\frac{X_T}{2r}\left\{\frac{\left[{X_L}^2+(X_T/2)^2\right]^{0{,}5}}{X_T}-0{,}3\right\}^{0{,}5} \tag{3.58}$$

3.3.5. Izračun površina prijelaza topline

Broj cijevi koje su postavljene u linijskom rasporedu u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline duljine L_2, visine L_3 i širine L_1 (slika 3.2) može se odrediti iz

$$N_C=\frac{L_2\,L_3}{X_L\,X_T} \tag{3.59}$$

Broj cijevi u šahovskom rasporedu cijevi može se odrediti pomoću sljedećeg izraza

$$N_C=\frac{L_3}{X_T}\left[\frac{L_2}{2X_L}+\frac{1}{2}\left(\frac{L_2}{X_L}\bmod 2\right)\right]+\left(\frac{L_3}{X_T}-1\right)\left[\frac{L_2}{2X_L}-\frac{1}{2}\left(\frac{L_2}{X_L}\bmod 2\right)\right] \tag{3.60}$$[2]

Površina prijelaza topline na strani fluida (vode) koji struji u cijevima računa se iz

$$A_2=d_u\pi\,L_1\,N_C \tag{3.70}$$

Na strani plinovitog fluida, osnovna površina prijelaza topline uključuje neorebreni dio vanjske stijenke cijevi i dvije zaglavne ploče

$$A_P=\underbrace{d_v\pi\,L_1(1-\delta_F\,N_F)N_C}_{\text{neorebrena stijenka cijevi}}+\underbrace{2\left[L_2\,L_3-N_C({d_v}^2\pi)/4\right]}_{\text{zaglavne ploče}} \tag{3.71}$$

Broj lamela po jedinici duljine cijevi L_1 označen je s $N_F(\mathrm{m}^{-1})$ i recipročna je vrijednost koraka lamele. Sekundarna površina (površina lamela) na strani plinovitog fluida računa se kao

$$A_F=\underbrace{2N_FL_1\left[L_2\,L_3-N_C({d_v}^2\pi)/4\right]}_{\text{lamela}}+\underbrace{2L_3\delta_FN_FL_1}_{\text{rubovi lamela}} \tag{3.72}$$

[2] Modulo operator (kraće „mod“) daje ostatak dijeljenja. U cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline, ako je broj redova cijevi (L_2/X_L) u smjeru strujanja zraka paran broj tada je $L_2/X_L \bmod 2=0$, a ako je broj redova cijevi neparan broj tada je $L_2/X_L \bmod 2=1$.

Hidraulički promjer na strani plinovitog fluida računa se kao omjer između četverostruke vrijednosti najmanjeg volumena fluida u smjeru strujanja fluida i ukupne površine prijelaza topline [6], prema

$$D_{\mathrm{h}} = 4\,\frac{A_{\min}\,L_2}{A} = 4\,\frac{A_{\min}\,L_2}{A_{\mathrm{P}} + A_{\mathrm{F}}} \tag{3.73}$$

Za izračun Reynoldsovog broja na strani plinovitog fluida potrebno je uzeti maksimalnu brzinu strujanja zraka $w_{\max}$ koja se postiže na mjestu najmanjeg poprečnog presjeka $A_{\min}$

$$Re_{\mathrm{dh}} = \frac{w_{\max}\,\rho\,D_{\mathrm{h}}}{\eta} = \frac{\dot{m}}{A_{\min}}\,\frac{D_{\mathrm{h}}}{\eta} \tag{3.74}$$

U cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s linijskim rasporedom cijevi, najmanji poprečni presjek za strujanje fluida nalazi se između susjednih lamela i cijevi u prvom redu cijevi i računa se prema

$$A_{\min} = \underbrace{(X_{\mathrm{T}} - d_{\mathrm{v}})L_1\,L_3/X_{\mathrm{T}}}_{\text{presjek između cijevi}} - \underbrace{\delta_{\mathrm{F}}\,N_{\mathrm{F}}(X_{\mathrm{T}} - d_{\mathrm{v}})L_1\,L_3/X_{\mathrm{T}}}_{\text{presjek lamela}} \tag{3.75}$$

U cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline sa šahovskim rasporedom cijevi, najmanji poprečni presjek za strujanje fluida nalazi se između susjednih cijevi u prvom redu cijevi (duljina x_1) ili između cijevi u prvom redu i dviju susjednih cijevi u drugom redu (duljina x_2) i računa se prema

$$A_{\min} = L_1\left\{(L_3/X_{\mathrm{T}} - 1)\left[\min(x_1,\,2x_2)\right] + (X_{\mathrm{T}} - d_{\mathrm{v}}) - \delta_{\mathrm{F}}\,N_{\mathrm{F}}(X_{\mathrm{T}} - d_{\mathrm{v}})\right\} \tag{3.76}$$

Duljine dužina x_1 i x_2 (slika 3.2) računaju se prema

$$x_1 = X_{\mathrm{T}} - d_{\mathrm{v}} - (X_{\mathrm{T}} - d_{\mathrm{v}})\,\delta_{\mathrm{F}}\,N_{\mathrm{F}} \tag{3.77}$$

$$x_2 = \left({X_{\mathrm{T}}}^2/4 + {X_{\mathrm{L}}}^2\right)^{0,5} - d_{\mathrm{v}} - (X_{\mathrm{T}} - d_{\mathrm{v}})\,\delta_{\mathrm{F}}\,N_{\mathrm{F}} \tag{3.78}$$

4. PRORAČUN UNAKRSNIH IZMJENJIVAČA TOPLINE S NEJEDNOLIKOM RASPODJELOM FLUIDA

4.1. Metoda iskoristivosti topline na diskretiziranom izmjenjivaču topline

Shah [6], [196] predlaže da se, u svrhu određivanja utjecaja nejednolike raspodjele fluida na iskoristivost topline (ili izmijenjeni toplinski tok), izmjenjivač topline podijeli (diskretizira) na N dijelova (podizmjenjivača topline), a da se u svakom od tih dijelova pretpostavi jednolika raspodjela fluida. Na ovaj se način izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom fluida $\dot{Q}_{\text{mal}}$ računa kao zbroj izmijenjenih toplinskih tokova postignutih u N dijelova ($\dot{Q}_{\text{mal}} = \Sigma \dot{Q}_{\text{i}}$), a ukupni toplinski kapacitet fluida s nejednolikom raspodjelom jednak je zbroju toplinskih kapaciteta u N dijelova ($C = \Sigma C_{\text{i}}$). S druge strane, referentni izmijenjeni toplinski tok postiže izmjenjivač topline s jednolikom raspodjelom fluida $\dot{Q}_{\text{unif}}$.

Izmjenjivač topline s nejednolikom raspodjelom fluida i izmjenjivač s jednolikom raspodjelom fluida uspoređuju se pri istom maksimalnom izmijenjenom toplinskom toku. To znači da profil raspodjele zraka ne utječe na ukupne toplinske kapacitete i prosječne ulazne temperature struja fluida. U oba izmjenjivača izmijenjeni se toplinski tok može izraziti kao umnožak iskoristivosti topline i maksimalnog izmijenjenog toplinskog toka ($\dot{Q} = \varepsilon \, \dot{Q}_{\max} = \varepsilon \, C_{\text{l}} \, \Delta T_{\max}$). U odnosu na referentni toplinski tok i iskoristivost topline ($\dot{Q}_{\text{unif}}$ i $\varepsilon_{\text{unif}}$), nejednolika raspodjela fluida uzrokuje relativno smanjenje toplinskog toka $\Delta\dot{Q}$ koje je ekvivalentno relativnom smanjenju iskoristivosti topline $\Delta\varepsilon$

$$\Delta\varepsilon = 1 - \frac{\varepsilon_{\text{mal}}}{\varepsilon_{\text{unif}}} = 1 - \frac{\sum \dot{Q}_{\text{i}}}{\dot{Q}_{\text{unif}}} = 1 - \frac{\sum C_{\text{l,i}} \, \varepsilon_{\text{i}}}{\varepsilon_{\text{unif}} \sum C_{\text{l,i}}} \tag{4.1}$$

Za proračun lokalne iskoristivosti topline u i-tom dijelu izmjenjivača topline ε_{i} potrebno je koristiti odgovarajuće lokalne vrijednosti značajki $\pi_{2,\text{i}}$ i $\pi_{3,\text{i}}$. Veza između lokalnih značajki $\pi_{2,\text{i}}$, $\pi_{3,\text{i}}$ i ukupnih značajki π_2, π_3 može se zapisati kao

$$\begin{aligned} \pi_{2,\text{i}} &= \frac{k \, A_{\text{l,i}}}{C_{\text{l,i}}} = \frac{k \, A_{\text{l}}}{C_{\text{l}}} \frac{C_{\text{l}}}{C_{\text{l,i}}} \frac{A_{\text{l,i}}}{A_{\text{l}}} = \pi_2 \frac{C_{\text{l}}}{C_{\text{l,i}}} \frac{A_{\text{l,i}}}{A_{\text{l}}} \\ \pi_{3,\text{i}} &= \frac{C_{\text{l,i}}}{C_{\text{2,i}}} = \frac{C_{\text{l}}}{C_2} \frac{C_{\text{l,i}}}{C_{\text{l}}} \frac{C_2}{C_{\text{2,i}}} = \pi_3 \frac{C_{\text{l,i}}}{C_{\text{l}}} \frac{C_2}{C_{\text{2,i}}} \end{aligned} \tag{4.2}$$

Omjer između lokalnog i ukupnog toplinskog kapaciteta fluida može se izraziti kao

$$\frac{C_{\text{f,i}}}{C_{\text{f}}} = \frac{\dot{m}_{\text{f,i}}}{\dot{m}_{\text{f}}} = \frac{A_{\text{C,f,i}}}{A_{\text{C,f}}} \frac{w_{\text{f,i}}}{w_{\text{f}}}, \quad \text{indeks f} = 1 \text{ ili } 2 \tag{4.3}$$

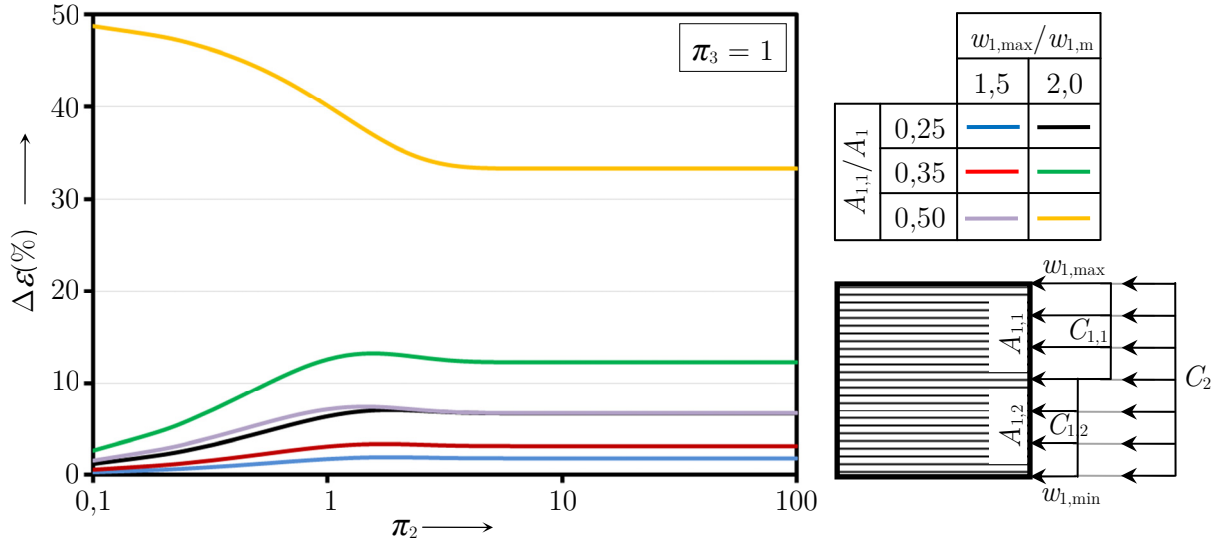
Lokalna iskoristivost topline ε_{i} u i-tom dijelu izmjenjivača topline računa se pomoću poznatih izraza za iskoristivost topline u izmjenjivaču s jednolikom raspodjelom fluida (3.9) i (3.10), ali uz korištenje lokalnih značajki $\pi_{2,\text{i}}$ i $\pi_{3,\text{i}}$. Iskoristivost topline u i-tom dijelu istosmjernog izmjenjivača topline računa se prema

$$\varepsilon_{\text{i}} = \frac{1 - \exp\left[-\pi_{2,\text{i}}(1 + \pi_{3,\text{i}})\right]}{1 + \pi_{3,\text{i}}} \tag{4.4}$$

Iskoristivost topline u i-tom dijelu protusmjernog izmjenjivača topline računa se prema

$$\varepsilon_{\mathrm{i}} = \frac{1-\exp\left[-\pi_{2,\mathrm{i}}(1-\pi_{3,\mathrm{i}})\right]}{1-\pi_{3,\mathrm{i}}\exp\left[-\pi_{2,\mathrm{i}}(1-\pi_{3,\mathrm{i}})\right]},\ \text{za } 0 \le \pi_{3,\mathrm{i}} < 1$$
$$\varepsilon_{\mathrm{i}} = \frac{\pi_{2,\mathrm{i}}}{1+\pi_{2,\mathrm{i}}},\ \text{za } \pi_{3,\mathrm{i}} = 1 \qquad (4.5)$$

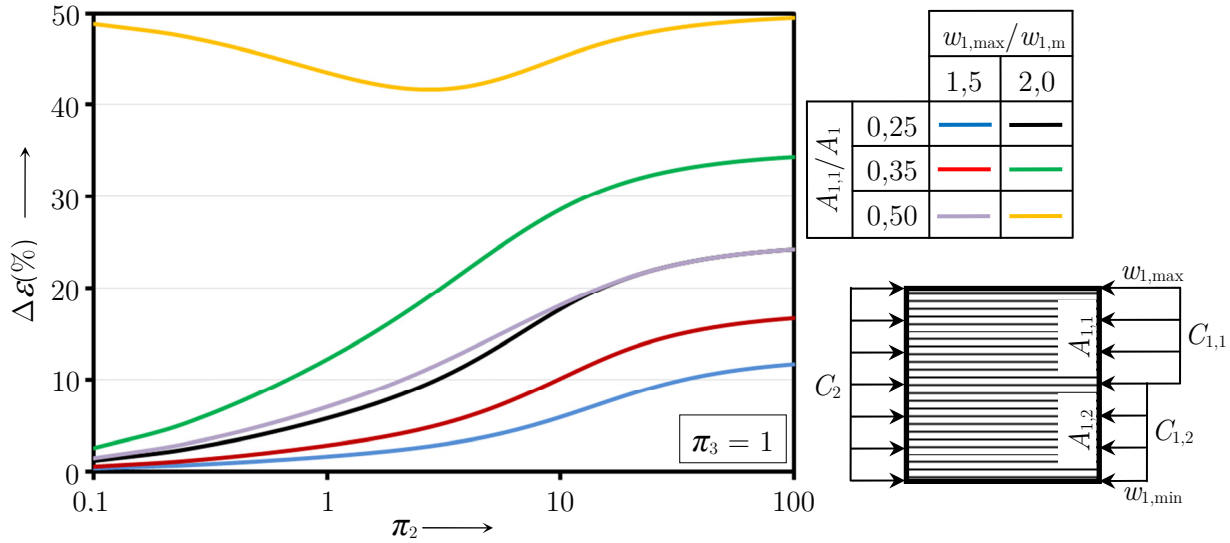
Shahovom metodom [6], [196] može se odrediti utjecaj nejednolikih profila brzina strujanja fluida na izmijenjeni toplinski tok i iskoristivost topline u izmjenjivaču. U nastavku ispituje se utjecaj dvodijelnog skokovitog profila brzina strujanja fluida na iskoristivost topline u izmjenjivaču. Neka je u prvom dijelu izmjenjivača topline lokalna brzina strujanja fluida veća od prosječne brzine ($w_{\max} > w_{\mathrm{m}}$), a neka je u drugom dijelu lokalna brzina manja od prosječne brzine ($w_{\min} < w_{\mathrm{m}}$). Također, neka samo slabija struja fluida posjeduje nejednoliku raspodjelu brzina strujanja.
Smanjenje iskoristivosti topline u istosmjernom izmjenjivaču uzrokovano dvodijelnim skokovitim profilom brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač prikazano je na slici 4.1. Smanjenje iskoristivosti topline u protusmjernom izmjenjivaču uzrokovano dvodijelnim skokovitim profilom brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač prikazano je na slici 4.2.
Za iste karakteristike skokovitog profila brzina strujanja fluida (isti omjeri $w_{1,\max}/w_{1,\mathrm{m}}$ i $A_{1,1}/A_1$) i za iste vrijednosti značajki π_2 i π_3, smanjenje iskoristivosti topline u protusmjernom izmjenjivaču veće je od smanjenja iskoristivosti topline u istosmjernom izmjenjivaču.



Slika 4.1. Smanjenje iskoristivosti topline u istosmjernom izmjenjivaču (za π_3=1) uzrokovano dvodijelnim skokovitim profilom brzina strujanja fluida. Izračunato Shahovom metodom [6], [196]

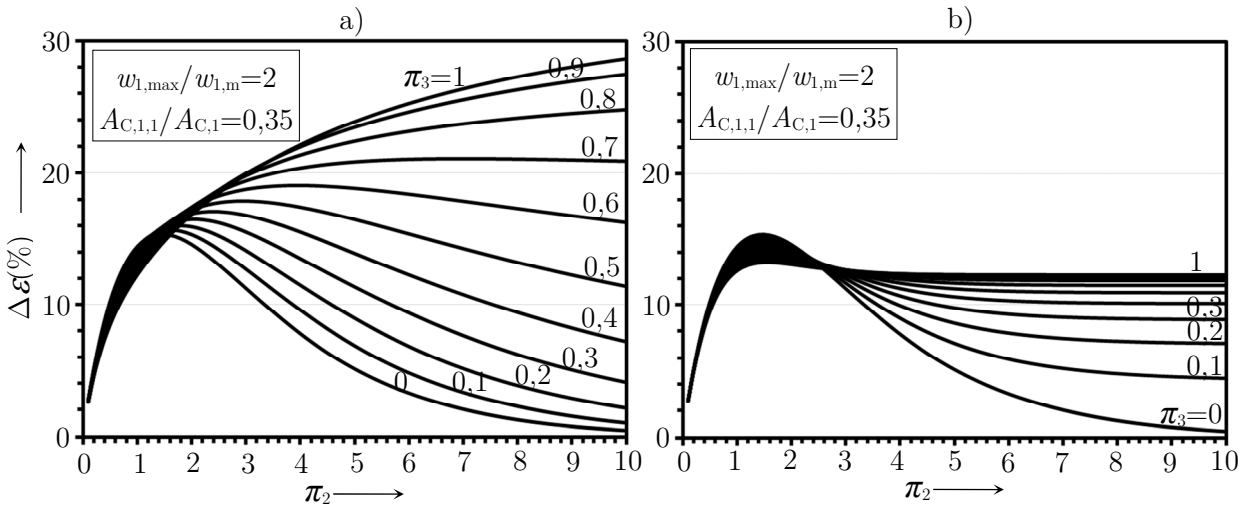
Porastom značajke π_2, smanjenje iskoristivosti topline u protusmjernom izmjenjivaču monotono raste. S druge strane, smanjenje iskoristivosti topline u istosmjernom izmjenjivaču isprva raste sve do maksimuma koji se postiže kod π_2=1,5-2, da bi nakon toga ostalo nepromijenjeno. Ipak, kada su $w_{1,\max}/w_{1,\mathrm{m}}$=2 i $A_{1,1}/A_1$=0,5 smanjenje iskoristivosti topline ne prati gore opisane trendove.
Smanjenje iskoristivosti topline prikazano na slikama 4.1. i 4.2. treba shvatiti kao maksimalno smanjenje iskoristivosti topline koje nastaje u najgorem slučaju nejednolike raspodjele fluida. U odnosu na druge nejednolike profile poput *višedijelnog* skokovitog, linearnog, paraboličnog, delta

ili nekog drugog profila, *dvodijelni* skokoviti profil ima najveći stupanj nejednolikosti, a time i najveće smanjenje iskoristivosti topline. Općenito, smanjenje iskoristivosti topline se povećava s porastom stupnja nejednolikosti (tj. standardna devijacija) u profilu brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač topline.



Slika 4.2. Smanjenje iskoristivosti topline u protusmjernom izmjenjivaču (za π_3=1) uzrokovano dvodijelnim skokovitim profilom brzina strujanja fluida. Izračunato Shahovom metodom [6], [196]

Nadalje, za isti nejednoliki profil i istu vrijednost π_2, smanjenje iskoristivosti topline je najveće kada je značajka π_3=1, a najmanje kada je π_3=0, kao na slici 4.3. Manji π_3 znači i manji protok fluida s nejednolikom raspodjelom (manji C_1) u odnosu na protok fluida s jednolikom raspodjelom (C_2) što u konačnici rezultira manjim smanjenjem iskoristivosti topline.



Slika 4.3. Smanjenje iskoristivosti topline u ovisnosti o značajki π_3 za: a) protusmjerni izmjenjivač topline i b) istosmjerni izmjenjivač topline. Izračunato Shahovom metodom [6], [196]

Shah i Sekulić [6] ponudili su i izraze za proračun iskoristivosti topline u unakrsnom izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom fluida u kojemu fluidi struje samo u jednom prolazu (engl. *single-pass crossflow heat exchanger*). Rješenje vrijedi samo kada je nejednolika raspodjela ulaznih brzina strujanja prisutna na strani slabije struje, a jača struja fluida ima jednoliku raspodjelu brzina.
Ukupna iskoristivost topline u unakrsnom izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom slabije struje fluida računa se na temelju iskoristivosti topline $\varepsilon_{1,i}$ i toplinskog kapaciteta $C_{1,i}$ u svim dijelovima diskretiziranog izmjenjivača topline

$$\varepsilon_{mal} = \frac{1}{C_1}\left[(\varepsilon_1 C_1)_{i=1} + \sum_{i=2}^{N}(\varepsilon_1 C_1)_i \prod_{j=1}^{i-1}\left(1 - \frac{(\varepsilon_1 C_1)_j}{C_2}\right)\right] \tag{4.6}$$

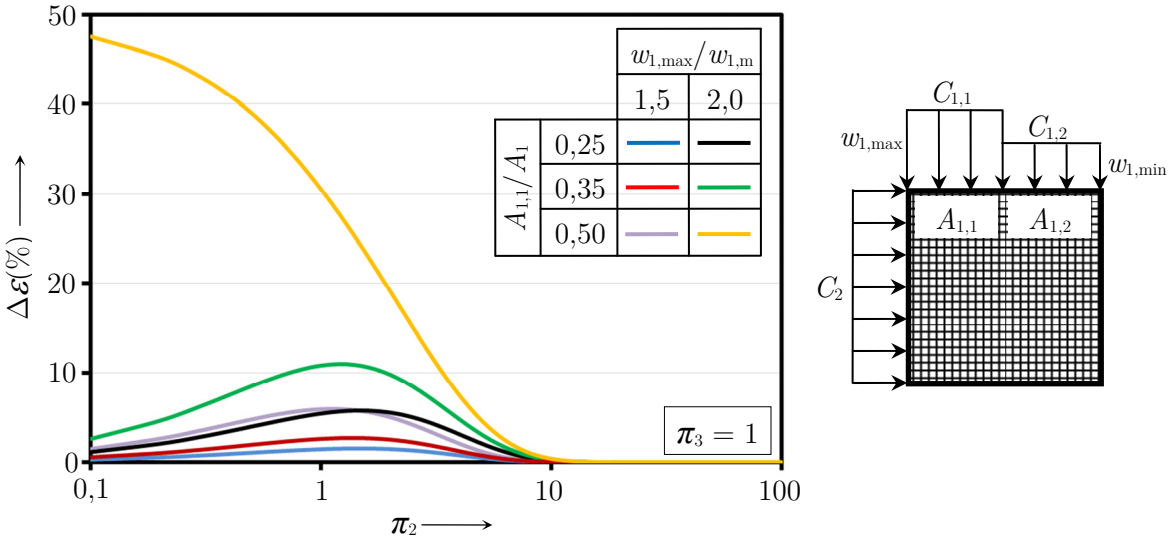
Iskoristivost topline u i-tom dijelu unakrsnog izmjenjivača topline u kojemu se raspodjela brzina strujanja fluida pretpostavlja jednolikom računa se prema (3.13)

$$\varepsilon_i = \frac{1 - \exp\left\{-\pi_{3,i}\left[1 - \exp(-\pi_{2,i})\right]\right\}}{\pi_{3,i}} \tag{4.7}$$

Za dvodijelni skokoviti profil ulaznih brzina strujanja fluida, izraz (4.6) pojednostavljuje se na

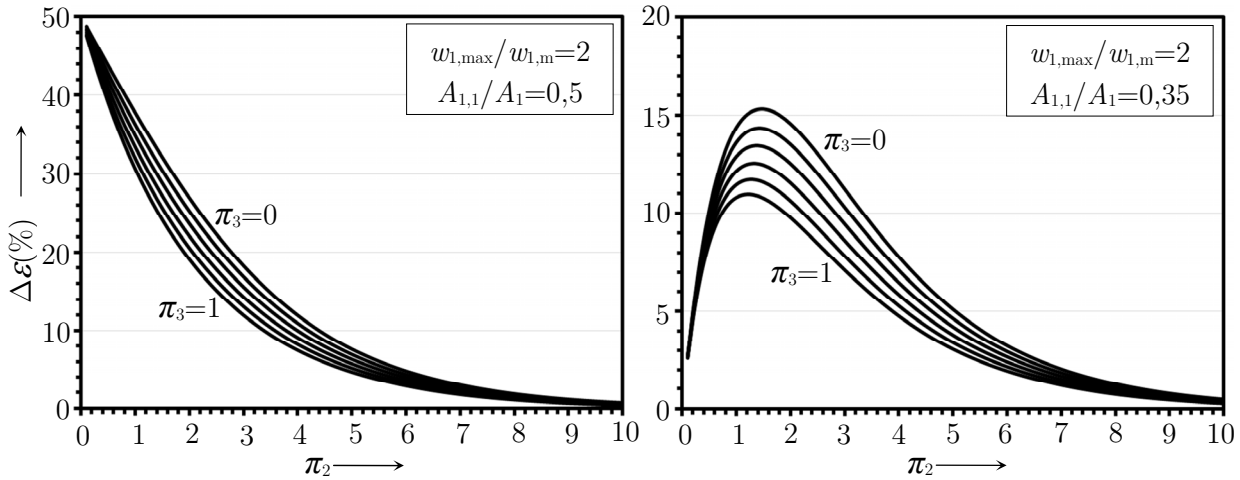
$$\varepsilon_{mal} = \frac{1}{C_1}\left[\varepsilon_{1,1}C_{1,1} + \varepsilon_{1,2}C_{1,2}\left(1 - \frac{\varepsilon_{1,1}C_{1,1}}{C_2}\right)\right] \tag{4.8}$$

Iskoristivost topline u unakrsnom izmjenjivaču topline s jednolikom raspodjelom fluida računa se također prema izrazu (3.13) uzimajući ukupne vrijednosti π_2 i π_3. Izraz (3.13) vrijedi kada slabija struja fluida struji u velikom broj usporednih kanala (engl. *unmixed fluid*), a jača struja fluida struji u manjem broju usporednih kanala (engl. *mixed fluid*). U cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline, to bi bio slučaj zraka (slabija struja) s nejednolikom raspodjelom koji struji između lamela i jednog reda cijevi u kojima voda (jača struja) s jednolikom raspodjelom. Slika 4.4. prikazuje smanjenje iskoristivosti topline u unakrsnom izmjenjivaču uzrokovano dvodijelnim skokovitim profilom brzina strujanja na strani slabije struje.



Slika 4.4. Smanjenje iskoristivosti topline u unakrsnom izmjenjivaču topline (π_3=1) uzrokovano dvodijelnim skokovitim profilom brzina strujanja fluida. Izračunato Shahovom metodom [6], [196]

Porastom značajke π_2, smanjenje iskoristivosti topline u unakrsnom izmjenjivaču topline isprva se povećava sve do maksimuma koji se postiže kod $\pi_2 = 1{,}5\text{-}2$, pa se smanjuje i iščezava kod $\pi_2 = 10$. Kada su $w_{1,\max}/w_{1,\mathrm{m}}=2$ i $A_{1,1}/A_1=0{,}5$ smanjenje iskoristivosti topline ne prati gore opisani trend.
Slika 4.5. prikazuje ovisnost između smanjenja iskoristivosti topline u unakrsnom izmjenjivaču i značajke π_3. Za razliku od istosmjernog i protusmjernog izmjenjivača u kojima se najveće smanjenje iskoristivosti topline dobiva za $\pi_3 = 1$, a najmanje za $\pi_3 = 0$, u unakrsnom izmjenjivaču vrijedi suprotno, tj. najveće smanjenje iskoristivosti topline postiže se za $\pi_3=0$, a najmanje za $\pi_3=1$.



Slika 4.5. Smanjenje iskoristivosti topline u ovisnosti o značajki π_3 u unakrsnom izmjenjivaču topline s dvodijelnim skokovitim profilom. Izračunato Shahovom metodom [6], [196]

Usporedbom slika 4.1., 4.2. i 4.4. primjećuje se da nejednolika raspodjela ulaznih brzina strujanja fluida uzrokuje najveće smanjenje iskoristivosti topline u protusmjernom, a najmanje u unakrsnom izmjenjivaču topline. Prema Shahu [196], nejednolika raspodjela fluida ima najveći utjecaj na protusmjerni izmjenjivač jer je, za dane vrijednosti značajki π_2 i π_3, iskoristivost topline najveća u protusmjernom izmjenjivaču topline. Shahova metoda ima određene nedostatke: 1) vrijedi samo za izmjenjivače topline s jednostavnim međusobnim smjerom strujanja fluida (strujanje fluida u jednom prolazu), 2) u cijelom se izmjenjivaču topline pretpostavlja konstantni koeficijent prolaza topline - izraz (4.2), iako se, zbog nejednolike raspodjele brzina strujanja fluida, mijenjaju lokalni koeficijenti prijelaza topline, lokalni koeficijenti prolaza topline i lokalne vrijednosti značajke π_2.

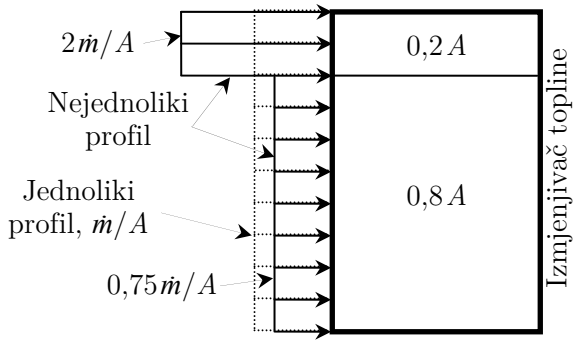
4.2. Metoda statističkih momenta profila brzina strujanja fluida

Iz izraza (3.28), odnosno kombinacijom izraza (3.31) i (3.34) slijedi da su koeficijent prijelaza topline i pad tlaka kod turbulentnog strujanja fluida proporcionalni gustoći masenog protoka

$$\alpha \propto (\dot{m}/A)^{0,8} \tag{4.9}$$

$$\Delta p \propto (\dot{m}/A)^{1,8} \tag{4.10}$$

Utjecaj podlinearne karakteristike (4.9) na smanjenje izmijenjenog toplinskog toka i utjecaj nadlinearne karakteristike (4.10) na povećanje potrebne snage ventilatora pokazuje se na sljedećem primjeru. Neka, kao na slici 4.6., 20% izmjenjivača topline ($A_1 = 0{,}2A$) dobiva dvostruku gustoću masenog protoka tj. $(\dot{m}/A)_1$=2$(\dot{m}/A)$, a preostalih 80% izmjenjivača topline ($A_2 = 0{,}8A$) dobiva 75% prosječne gustoće masenog protoka, tj. $(\dot{m}/A)_2$=0,75$(\dot{m}/A)$.



Slika 4.6. Dvodijelni skokoviti profil brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač

Ukupno izmijenjeni toplinski tok u gore prikazanom izmjenjivaču topline dobiva se kao zbroj izmijenjenih toplinskih tokova u dva dijela izmjenjivača, a smanjenje toplinskog toka računa se kao

$$\Delta\dot{Q} = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{mal}}}{\dot{Q}_{\text{unif}}} = 1 - \frac{\sum \alpha_{\text{i}}\, A_{\text{i}}\, \Delta T}{\alpha\, A \Delta T} = 1 - \frac{(2)^{0,8}(0,2) + (0,75)^{0,8}(0,8)}{(1)^{0,8} 1} = 0,016 \tag{4.11}$$

Ukupni pad tlaka računa se kao zbroj padova tlaka u dva dijela izmjenjivača topline (usrednjenih po površini ili po protoku), a porast pada tlaka zbog nejednolike raspodjele fluida računa se prema

$$\Delta p' = \frac{\Delta p_{\text{mal}}}{\Delta p_{\text{unif}}} - 1 = \frac{\sum \dfrac{\dot{m}_{\text{i}}}{(\rho w)_{\text{i}}^{X}} \Delta p_{\text{i}}}{\dfrac{\dot{m}}{(\rho w)^{X}} \Delta p_{\text{unif}}} - 1 = \begin{cases} \dfrac{(0,2\cdot 2)(2)^{1,8} + (0,8\cdot 0,75)(0,75)^{1,8}}{(0,2\cdot 2 + 0,8\cdot 0,75)(1)^{1,8}} - 1 = 0,75, \; X = 0 \\ \dfrac{(0,2)(2)^{1,8} + (0,8)(0,75)^{1,8}}{(0,2+0,8)(1)^{1,8}} - 1 = 0,17, \; X = 1 \end{cases} \tag{4.12}$$

Dvodijelni skokoviti profil brzina strujanja fluida (slike 4.6.) uzrokuje smanjenje izmijenjenog toplinskog toka od 1,6% i porast pada tlaka od 75% (za X=0 pad tlaka se usrednjuje po protoku) u odnosu na izmijenjeni toplinski tok i pad tlaka u istom izmjenjivaču s jednolikom raspodjelom fluida. Ako se pad tlaka usrednjuje po površini X=1, povećanje pada tlaka iznosi 17%.

Pregledom dostupne literature, vidjelo se da ne postoji općeprihvaćeni način za usrednjavanje pada tlaka u izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom fluida. Iako se najčešće koristi usrednjavanje po masenom protoku [41], [42], [53], Shah [6] predlaže da se povećanje pada tlaka izračunava na

temelju maksimalnog povećanja pada tlaka. Svoj prijedlog argumentiraju činjenicom da, između paralelnih lamela ili cijevi, pad tlaka mora biti isti, a različiti otpori strujanja uzrokuju različite brzine strujanja fluida, vidi izraz (3.35). Maksimalni pad tlaka dobiva se na temelju maksimalne lokalne gustoće masenog protoka tako da bi pad tlaka u izmjenjivaču na slici 4.6. bio $2^{1,8} = 3{,}5$ puta veći od pada tlaka u izmjenjivaču topline s jednolikom raspodjelom fluida.

Kada se pad tlaka usrednjuje po masenom protoku, pad tlaka u područjima s većim protocima ima veću težinu od pada tlaka u području s manjim protocima fluida. Iz pada tlaka usrednjenog po masenom protoku dobiva se potrebna snaga ventilatora kao zbroj lokalnih snaga potrebnih za svladavanje lokalnih otpora strujanja, tj.

$$\Delta p_{\mathrm{mal,m}} = \frac{\sum \dot{m}_{\mathrm{i}} \, \Delta p_{\mathrm{i}}}{\dot{m}} \tag{4.13}$$

$$P_{\mathrm{mal,m}} = \frac{\Delta p_{\mathrm{mal,m}} \, (\dot{m}/\rho)}{\eta_{\mathrm{v}}} = \frac{\sum (\dot{m}_{\mathrm{i}}/\rho_{\mathrm{i}}) \Delta p_{\mathrm{i}}}{\eta_{\mathrm{v}}} \tag{4.14}$$

Kada se pad tlaka usrednjuje po površini, pad tlaka u područjima s većim protocima ima istu težinu kao pad tlaka u područjima s manjim protocima fluida. Potrebna snaga ventilatora dobiva se kao umnožak ukupnog masenog protoka fluida i pada tlaka usrednjenog po površini, tj.

$$\Delta p_{\mathrm{mal,A}} = \frac{\sum A_{\mathrm{i}} \, \Delta p_{\mathrm{i}}}{A} \tag{4.15}$$

$$P_{\mathrm{mal,A}} = \frac{\Delta p_{\mathrm{mal,A}} \, (\dot{m}/\rho)}{\eta_{\mathrm{v}}} = \frac{\dot{m}/\rho}{\eta_{\mathrm{v}}} \frac{\sum A_{\mathrm{i}} \, \Delta p_{\mathrm{i}}}{A} \tag{4.16}$$

U izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja, snaga ventilatora dobivena iz pada tlaka kojeg se usrednjuje po protoku (4.14) veća je od snage ventilatora dobivene iz pada tlaka kojeg se usrednjuje po površini presjeka (4.16). U izmjenjivaču s jednolikom raspodjelom brzina strujanja, izrazi (4.14) i (4.16) rezultiraju jednakom snagom ventilatora.

U izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja, prosječna brzina strujanja fluida $\overline{w}$ jednaka je aritmetičkoj sredini lokalnih brzina strujanja fluida w_{i}

$$\overline{w} = \frac{1}{N} \sum_{\mathrm{i}} w_{\mathrm{i}} \tag{4.17}$$

Promatrana raspodjela ili skup podataka mogu se opisati pomoću statističkih momenata oko aritmetičke sredine. Prvi moment oko sredine je 0 jer je aritmetička sredina vrijednost za koju je zbroj odstupanja vrijednosti skupa 0. Drugi moment oko sredine je varijanca (kvadrat standardne devijacije) i opisuje disperziju skupa podataka. Relativna standardna devijacija (ili normalizirana standardna devijacija po sredini) profila brzina strujanja fluida računa se kao

$$S = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{\mathrm{i}} \left(\frac{w_{\mathrm{i}} - \overline{w}}{\overline{w}} \right)^2} \tag{4.18}$$

Relativna standardna devijacija profila istovjetna je intenzitetu turbulencije I profila koji označava omjer između prosječne fluktuacije brzine strujanja fluida w' i prosječne brzine strujanja fluida $\overline{w}$

$$I = S = \frac{w'}{\overline{w}} = \frac{1}{\overline{w}} \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{\mathrm{i}} \left(w_{\mathrm{i}} - \overline{w} \right)^2} \tag{4.19}$$

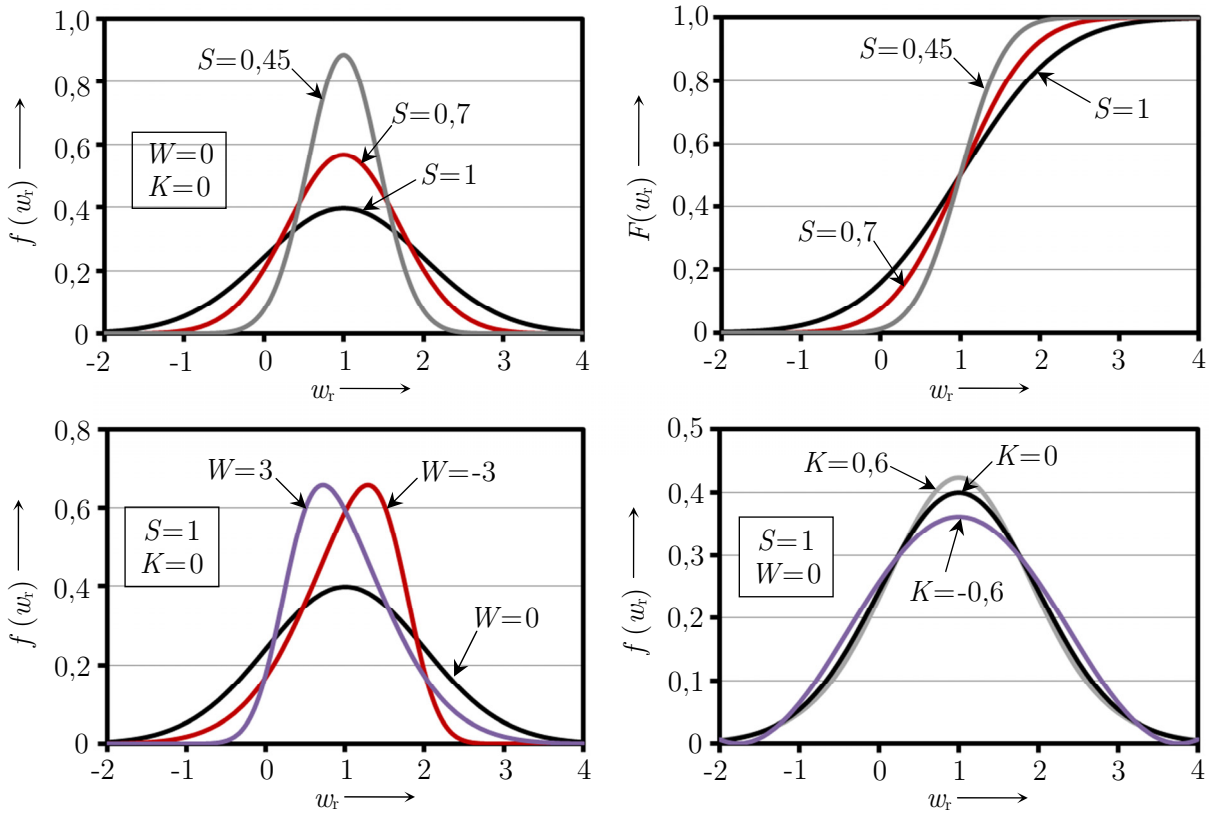
Treći moment oko sredine opisuje simetričnost skupa (engl. *skewness*). Umjesto standardne asimetrije koja daje pristranu ocjenu skupa, koristi se Fisher-Pearsonova prilagođena asimetrija

$$W = \frac{N}{(N-1)(N-2)} \frac{1}{S^3} \sum_{\mathrm{i}} \left(\frac{w_{\mathrm{i}} - \overline{w}}{\overline{w}} \right)^3 \tag{4.20}$$

Četvrti moment oko sredine služi za mjerenje zaobljenosti ili spljoštenosti skupa (engl. *kurtosis*). Umjesto standardne zaobljenosti koja daje pristranu ocjenu skupa podataka, koristi se prilagođena zaobljenost (engl. *excess kurtosis*) koja glasi

$$K = \frac{N(N+1)}{(N-1)(N-2)(N-3)} \frac{1}{S^4} \sum_{\mathrm{i}} \left(\frac{w_{\mathrm{i}} - \overline{w}}{\overline{w}} \right)^4 - \frac{3(N-1)^2}{(N-2)(N-3)} \tag{4.21}$$

U svrhu boljeg razumijevanja statističkih momenata profila brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač topline, za primjer će se uzeti da se profil brzina strujanja može opisati normalnom (Gaussovom) distribucijom pri čemu je prosječna brzina strujanja $\overline{w} = 1$ m/s. Utjecaji statističkih momenata poput standardne devijacije, asimetrije i zaobljenosti na oblik funkcije vjerojatnosti normalne distribucije prikazani su na slici 4.7. U stvarnosti, profil brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač složenog je oblika i ne može se opisati normalnom ili nekom drugom distribucijom. Na stvarni profil brzina strujanja fluida treba gledati kao na skup podataka o brzini fluida u više točaka na ulaznom presjeku izmjenjivača topline iz kojih se mogu dobiti informacije o prosječnoj vrijednosti, standardnoj devijaciji, asimetriji i zaobljenosti profila.



Slika 4.7. Utjecaj statističkih momenata profila brzina na oblik normalne distribucije: a) standardna devijacija S, b) kumulativna distribucija, c) asimetrija W, d) zaobljenost K

Statistički momenti profila brzina strujanja fluida poput standardne devijacije (S), asimetrije (W) i zaobljenosti (K) mogu se dobiti pomoću izraza (4.18), (4.20) i (4.21) ili korištenjem funkcija *STDEV*, *SKEW* i *KURT* koje su dostupne u MS Office Excel-u.

Utjecaj statističkih momenta profila brzina strujanja fluida na izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču topline i potrebnu snagu ventilatora može se ispitati na sljedeći način. Izmijenjeni toplinski tok u promatranom elementu diskretiziranog izmjenjivača topline računa se prema

$$\dot{Q}_{\mathrm{el}} = \psi_{\mathrm{a,el}}\, \alpha_{\mathrm{a,el}}\, A_{\mathrm{el}}\, (T_{\mathrm{s}} - T_{\mathrm{ref}})_{\mathrm{el}} \tag{4.22}$$

Koeficijent prijelaza topline u (4.22) može se zapisati kao

$$\alpha_{\mathrm{a}} = C_1\, (\dot{m}/A_{\mathrm{c}})^B = C_1\, (w/\rho)^B \tag{4.23}$$

Uvrštavanjem izraza (4.23) u (4.22) dobiva se izmijenjeni toplinski tok u obliku

$$\dot{Q}_{\mathrm{el}} = \psi_{\mathrm{a,el}}\, C_1\, (w/\rho)^B_{\mathrm{el}}\, A_{\mathrm{el}}\, (T_{\mathrm{s}} - T_{\mathrm{ref}})_{\mathrm{el}} \tag{4.24}$$

Normalizirani (standardizirani) prvi moment oko prosječne brzine strujanja može se zapisati kao

$$t = \frac{1}{S}\,\frac{w - \overline{w}}{\overline{w}} \tag{4.25}$$

Brzina strujanja fluida u elementu izmjenjivača topline može se izraziti okretanjem (4.25), a nakon uvrštavanja u (4.24), izmijenjeni toplinski tok u elementu izmjenjivača topline može se zapisati kao

$$\dot{Q}_{\mathrm{el}} = K_1 (\overline{w} + \overline{w}\, t\, S)^B_{\mathrm{el}} \tag{4.26}$$

Ovdje se pretpostavlja da je K_1 konstanta i da između različitih elemenata ne postoje značajnije promjene u razlikama između temperatura stijenki i fluida te u fizikalnim svojstvima fluida

$$K_1 = C_1\, \frac{\psi_{\mathrm{a,el}}}{{\rho_{\mathrm{el}}}^B}\, A_{\mathrm{el}}\, (T_{\mathrm{s}} - T_{\mathrm{ref}})_{\mathrm{el}} \tag{4.27}$$

U izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida i diskretiziranog na N_{el} elemenata ukupni se izmijenjeni toplinski tok računa kao

$$\dot{Q}_{\mathrm{mal}} = K_1 \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} (\overline{w} + \overline{w}\, t\, S)^B_{\mathrm{el}} \tag{4.28}$$

Član $(\overline{w} + \overline{w}\, t\, S)^{\mathrm{B}}$ iz izraza (4.28) može se zapisati Taylorovim razvojem u red čiji opći oblik glasi

$$\left(x+y\right)^n = x^n + \frac{n}{1!}x^{n-1}y + \frac{n(n-1)}{2!}x^{n-2}y^2 + \frac{n(n-1)(n-2)}{3!}x^{n-3}y^3 + \ldots \tag{4.29}$$

Taylorovim razvojem člana $(\overline{w} + \overline{w}\, t\, S)^B$ dobiva se

$$\begin{aligned}\left(\overline{w} + \overline{w}\, t\, S\right)^B = \overline{w}^B + \frac{B}{1!}\overline{w}^{B-1}(\overline{w}\, t\, S) + \frac{B(B-1)}{2!}\overline{w}^{B-2}(\overline{w}\, t\, S)^2 + \frac{B(B-1)(B-2)}{3!}\overline{w}^{B-3}(\overline{w}\, t\, S)^3 + \\ + \frac{B(B-1)(B-2)(B-3)}{4!}\overline{w}^{B-4}(\overline{w}\, t\, S)^4 + \ldots\end{aligned} \tag{4.30}$$

U izmjenjivaču topline s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida i diskretiziranog na N_{el} elemenata ukupni se izmijenjeni toplinski tok računa kao

$$\dot{Q}_{\mathrm{unif}} = K_1 \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} (\overline{w})^B_{\mathrm{el}} = K_1\, N_{\mathrm{el}}\, \overline{w}^B \tag{4.31}$$

U odnosu na izmjenjivač topline s jednolikom raspodjelom, izmjenjivač topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka podložan je smanjenju toplinskog toka koji se računa kao

$$\Delta\dot{Q} = 1 - \frac{\dot{Q}_{\mathrm{mal}}}{\dot{Q}_{\mathrm{unif}}} = 1 - \frac{\sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} (\overline{w} + \overline{w}\, t\, S)_{\mathrm{el}}^{B}}{N_{\mathrm{el}}\, \overline{w}^{\mathrm{B}}} \tag{4.32}$$

Uvođenjem Taylorove transformacije (4.30) u (4.32) dobiva se

$$\Delta\dot{Q} = 1 - \frac{1}{N_{\mathrm{el}}} \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} \left[1 + \frac{B}{1!}(t\,S) + \frac{B(B-1)}{2!}(t\,S)^2 + \frac{B(B-1)(B-2)}{3!}(t\,S)^3 + \ldots \right] \tag{4.33}$$

Eksponent B i standardna devijacija su konstantne u profilu brzina, tako da se (4.33) postaje

$$\Delta\dot{Q} = 1 - \frac{1}{N_{\mathrm{el}}} \left[N_{\mathrm{el}} + S\frac{B}{1!} \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} t_{\mathrm{el}} + S^2 \frac{B(B-1)}{2!} \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} {t_{\mathrm{el}}}^2 + S^3 \frac{B(B-1)(B-2)}{3!} \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} {t_{\mathrm{el}}}^3 + \ldots \right] \tag{4.34}$$

Prosječno odstupanje profila brzina strujanja fluida od srednje brzine strujanja je 0, tj.

$$\sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} t_{\mathrm{el}} = \frac{1}{S} \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} \left(\frac{w_{\mathrm{el}} - \overline{w}}{\overline{w}} \right) = 0 \tag{4.35}$$

Uz (4.18), prosječno kvadratno odstupanje profila brzina strujanja fluida od srednje brzine iznosi

$$\sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} {t_{\mathrm{el}}}^2 = \frac{1}{S^2} \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} \left(\frac{w_{\mathrm{el}} - \overline{w}}{\overline{w}} \right)^2 = N_{\mathrm{el}} - 1 \tag{4.36}$$

Uz (4.20) i (4.21), veza između normaliziranog prvog momenta i viših momenata zapisuje se kao

$$\sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} {t_{\mathrm{el}}}^3 = \frac{1}{S^3} \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} \left(\frac{w_{\mathrm{el}} - \overline{w}}{\overline{w}} \right)^3 = W\, \frac{(N_{\mathrm{el}} - 1)(N_{\mathrm{el}} - 2)}{N_{\mathrm{el}}} \tag{4.37}$$

$$\sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} {t_{\mathrm{el}}}^4 = \frac{1}{S^4} \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} \left(\frac{w_{\mathrm{el}} - \overline{w}}{\overline{w}} \right)^4 = \left[K + \frac{3(N_{\mathrm{el}} - 1)^2}{(N_{\mathrm{el}} - 2)(N_{\mathrm{el}} - 3)} \right] \frac{(N_{\mathrm{el}} - 1)(N_{\mathrm{el}} - 2)(N_{\mathrm{el}} - 3)}{N_{\mathrm{el}}(N_{\mathrm{el}} + 1)} \tag{4.38}$$

Uvrštavanjem (4.35)-(4.38) u (4.34) te zanemarivanjem momenata višeg reda, smanjenje izmijenjenog toplinskog toka uzrokovano nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida može se izračunati iz

$$\begin{aligned} \Delta\dot{Q} = -\Bigg[& S^2 \frac{B(B-1)}{2} \frac{N_{\mathrm{el}} - 1}{N_{\mathrm{el}}} + S^3 \frac{B(B-1)(B-2)}{6} W \frac{(N_{\mathrm{el}} - 1)(N_{\mathrm{el}} - 2)}{{N_{\mathrm{el}}}^2} + \\ & + S^4 \frac{B(B-1)(B-2)(B-3)}{24} \left(K + \frac{3(N_{\mathrm{el}} - 1)^2}{(N_{\mathrm{el}} - 2)(N_{\mathrm{el}} - 3)} \right) \frac{(N_{\mathrm{el}} - 1)(N_{\mathrm{el}} - 2)(N_{\mathrm{el}} - 3)}{{N_{\mathrm{el}}}^2 (N_{\mathrm{el}} + 1)} \Bigg] \end{aligned} \tag{4.39}$$

Radi lakšeg praćenja u daljnjem tekstu, za oznaku izraza (4.39) koristi se **SWiK/$\Delta\dot{Q}$**.

SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formula (4.39) sugerira da smanjenje izmijenjenog toplinskog toka ne ovisi o prosječnoj brzini strujanja $\overline{w}$ već samo o statističkim momentima poput standardne devijacije (S), asimetrije (W) i zaobljenosti (K) profila te o eksponentu Reynoldsovog broja. Za razvijeno turbulentno strujanje u cijevi vrijednost eksponenta je $B = 0{,}8$ (3.28). Kod strujanja fluida s vanjske strane cijevi i između lamela, vrijednost eksponenta B je manja i obično iznosi između B=0,4–0,6 [18].

Analiza sa statističkim momentima može se provesti i za povećanje pada tlaka u izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom ulaznih brzina strujanja fluida. Pad tlaka u elementu diskretiziranog izmjenjivača topline računa se prema

$$\Delta p_{\mathrm{el}} = C_2 (\dot{m}/A_{\mathrm{c}})_{\mathrm{el}}^{D} = C_2 (w/\rho)_{\mathrm{el}}^{D} \tag{4.40}$$

Umjesto lokalne brzine strujanja, pad tlaka u elementu izmjenjivača topline (4.40) može se izraziti korištenjem izraza (4.25) za normalizirani prvi moment profila brzina strujanja

$$\Delta p_{\mathrm{el}} = \frac{C_2}{\rho^D} (\overline{w} + \overline{w}\, t\, S)_{\mathrm{el}}^D \tag{4.41}$$

U izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida, snaga ventilatora potrebna za svladavanje pada tlaka kojeg se usrednjuje po masenom protoku računa se pomoću (4.14) i (4.41)

$$P_{\mathrm{mal}} = \frac{\sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} (w\, A)_{\mathrm{el}}\, \Delta p_{\mathrm{el}}}{\eta_{\mathrm{v}}} = \frac{A}{\eta_{\mathrm{v}}} \frac{C_2}{\rho^D} \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} (\overline{w} + \overline{w}\, t\, S)_{\mathrm{el}}\, (\overline{w} + \overline{w}\, t\, S)_{\mathrm{el}}^D = K_2 \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} (\overline{w} + \overline{w}\, t\, S)_{\mathrm{el}}^{D+1} \tag{4.42}$$

U izmjenjivaču s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida, snaga ventilatora potrebna za svladavanje pada tlaka kojeg se usrednjuje po masenom protoku računa se kao

$$P_{\mathrm{unif}} = K_2 \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} (\overline{w})_{\mathrm{el}}^{D+1} = K_2\, N_{\mathrm{el}}\, \overline{w}^{D+1} \tag{4.43}$$

Povećanje snage ventilatora zbog nejednolike raspodjele brzina strujanja u izmjenjivaču iznosi

$$\Delta P = \frac{P_{\mathrm{mal}}}{P_{\mathrm{unif}}} - 1 = \frac{\sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} (\overline{w} + \overline{w}\, t\, S)_{\mathrm{el}}^{D+1}}{N_{\mathrm{el}}\, \overline{w}^{D+1}} - 1 \tag{4.44}$$

Uvođenjem Taylorove transformacije (4.30) u (4.44) dobiva se

$$\Delta P = \frac{\sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} \left[\overline{w}^{D+1} + \frac{D+1}{1!} \overline{w}^D (\overline{w}\, t\, S) + \frac{D(D+1)}{2!} \overline{w}^{D-1} (\overline{w}\, t\, S)^2 + \frac{D(D+1)(D-1)}{3!} \overline{w}^{D-2} (\overline{w}\, t\, S)^3 + \ldots \right]}{N_{\mathrm{el}}\, \overline{w}^{D+1}} - 1 \tag{4.45}$$

Eksponent D i standardna devijacija S su konstantni u profilu brzina strujanja i (4.45) postaje

$$\Delta P = \frac{1}{N_{\mathrm{el}}} \left[S \frac{D+1}{1!} \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} t_{\mathrm{el}} + S^2 \frac{D(D+1)}{2!} \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} {t_{\mathrm{el}}}^2 + S^3 \frac{D(D+1)(D-1)}{3!} \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} {t_{\mathrm{el}}}^3 + \ldots \right] \tag{4.46}$$

Uvrštavanjem (4.35)-(4.38) u (4.45) te ispuštanjem viših momenata, povećanje snage ventilatora uzrokovano nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida može se dobiti iz

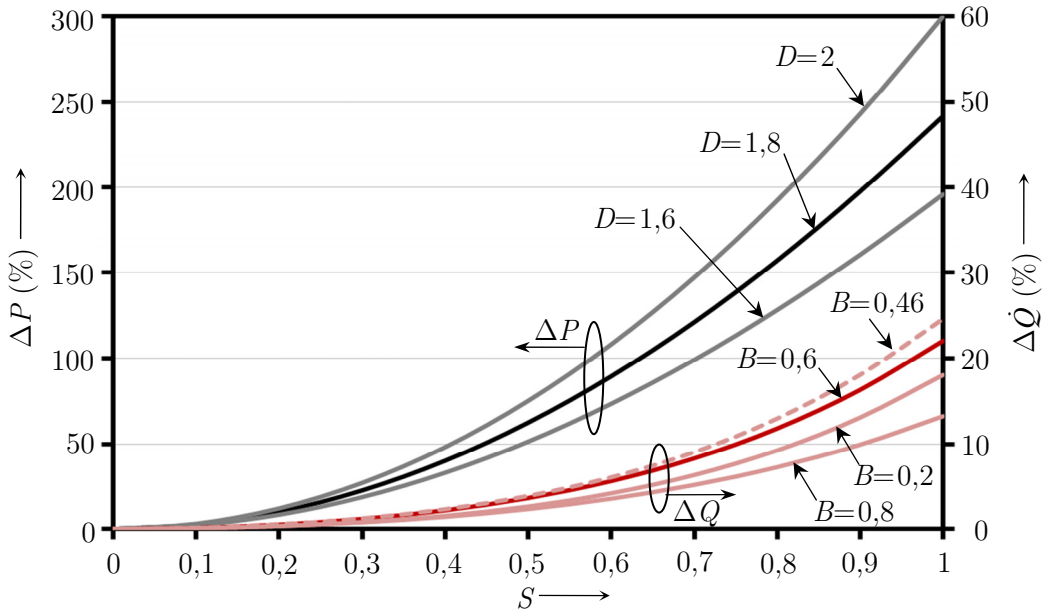
$$\begin{aligned} \Delta P = {} & S^2 \frac{D(D+1)}{2} \frac{N_{\mathrm{el}} - 1}{N_{\mathrm{el}}} + S^3 \frac{D(D+1)(D-1)}{6} W \frac{(N_{\mathrm{el}} - 1)(N_{\mathrm{el}} - 2)}{{N_{\mathrm{el}}}^2} + \\ & + S^4 \frac{D(D+1)(D-1)(D-2)}{24} \left[K + \frac{3(N_{\mathrm{el}} - 1)^2}{(N_{\mathrm{el}} - 2)(N_{\mathrm{el}} - 3)} \right] \frac{(N_{\mathrm{el}} - 1)(N_{\mathrm{el}} - 2)(N_{\mathrm{el}} - 3)}{{N_{\mathrm{el}}}^2 (N_{\mathrm{el}} + 1)} \end{aligned} \tag{4.47}$$

Za izraz (4.47) koristi se oznaka $\mathbf{SWiK/\Delta}\boldsymbol{P}$. Kao i smanjenje toplinskog toka, povećanje snage ventilatora ovisi samo o statističkim momentima S, W i K i o eksponentu Reynoldsovog broja B. Povećanje pada tlaka u izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom fluida jednako je povećanju snage ventilatora kada se cijeli pad tlaka u zračnom kanalu zbiva u izmjenjivaču topline.

Pomoću SWiK/$\Delta\dot{Q}$ i SWiK/ΔP formula i poznavanjem karakteristika profila S, W, K, B i D može se odrediti utjecaj nejednolike raspodjele brzina strujanja fluida na smanjenje izmijenjenog toplinskog toka i povećanje snage ventilatora. Ove dvije formule omogućavaju da se bez mjerenja temperatura i protoka fluida u izmjenjivaču topline već samim mjerenjem brzina strujanja fluida u više točaka na ulaznom presjeku izmjenjivača topline mogu se odrediti prosječna brzina strujanja

fluida $\overline{w}$ i statistički momenti S, W i K. Iz prosječne brzine strujanja fluida može se procijeniti režim strujanja fluida u izmjenjivaču topline i vrijednosti eksponenta B i D.

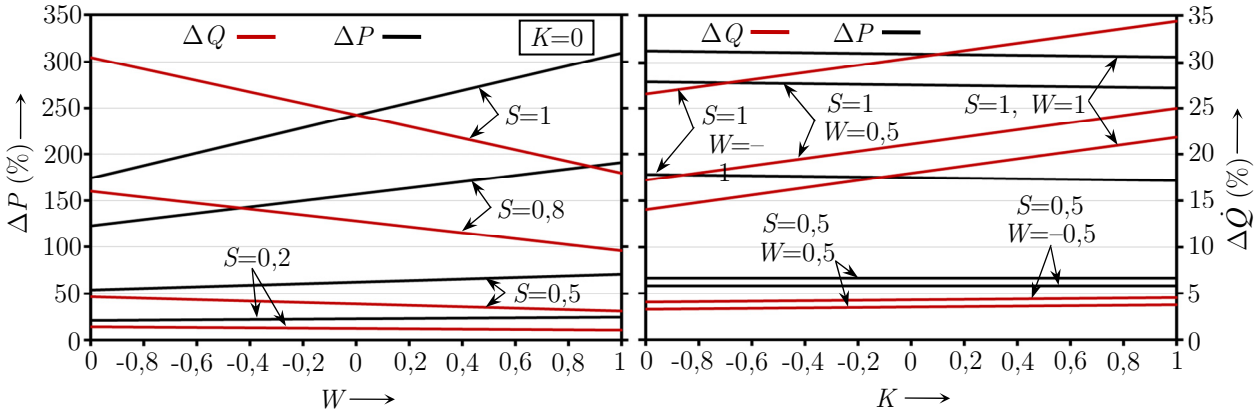
Iako se veza između nejednolike raspodjele brzina strujanja fluida i prijelaza topline te pada tlaka u izmjenjivaču topline pojednostavljuje u metodi statističkih momenta, SWiK/$\Delta\dot{Q}$ i SWiK/ΔP formule mogu ponuditi nekoliko osnovnih zaključaka o utjecaju statističkih momenata profila brzina strujanja fluida. Za S=0 profil je jednolik i vrijedi $\Delta\dot{Q}$=0 i ΔP=0. Povećanjem standardne devijacije S profila povećava se smanjenje toplinskog toka i snaga ventilatora, slika 4.8. Za fiksni S, smanjenje toplinskog toka je najveće za B=0,46 i smanjuje se kako se B udaljava od 0,46, a kada je $B = 0$ ili 1 smanjenje toplinskog toka je 0. Za fiksni S, snaga ventilatora povećava se s porastom vrijednosti eksponenta D. Iz slike 4.8. primjećuje se da nejednoliki profili s manjim standardnim devijacijama ne uzrokuju veća smanjenja izmijenjenog toplinskog toka. Npr. profil sa standardnom devijacijom od $S = 0{,}5$ smanjuje toplinski tok za 4%, a nejednoliki profil sa $S = 1{,}0$ smanjuje toplinski tok za više od 20%. S druge strane, utjecaj standardne devijacije na potrebnu snagu ventilatora je puno veći: za S=0,5 povećanje snage ventilatora iznosi 62%, a za S=1,0 čak 242%.



Slika 4.8. Smanjenje izmijenjenog toplinskog toka i povećanje snage ventilatora u ovisnosti o standardnoj devijaciji S profila brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač (W i $K = 0$)

Na slici 4.9. prikazani su utjecaji asimetrije (W) i zaobljenosti (K) profila brzina strujanja na smanjenje učina izmjenjivača topline i povećanje potrebne snage ventilatora. Porast asimetrije (W) profila reducira smanjenje toplinskog toka u izmjenjivaču topline i povećava snagu ventilatora. Suprotno asimetriji profila, porast zaobljenosti (K) u ulaznom profilu brzina strujanja povećava smanjenje toplinskog toka u izmjenjivaču topline i smanjuje potrebnu snagu ventilatora. Kod profila sa standardnom devijacijom $S \leq 0{,}5$, asimetrija i zaobljenost profila nemaju značajniji

utjecaj na $\Delta\dot{Q}$ i ΔP i krivulje $\Delta\dot{Q}$ i ΔP su gotovo horizontalne. Usporedbom $\Delta\dot{Q}$ i ΔP krivulja na slikama 4.8. i 4.9. zaključuje se da najveći utjecaj na smanjenje toplinskog toka u izmjenjivaču i povećanje snage ventilatora ima standardna devijacija (S) dok su utjecaji asimetrije i zaobljenosti manji odnosno mogu se potpuno zanemariti kada je $S \leq 0{,}5$. Stoga je opravdano u SWiK/$\Delta\dot{Q}$ (4.39) i SWiK/ΔP (4.47) formulama zanemariti statističke momente petog i višeg reda.

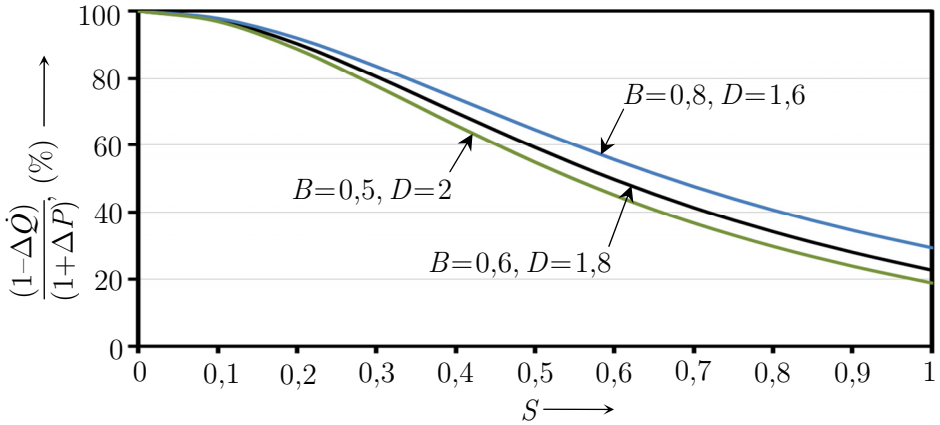


Slika 4.9. Smanjenje izmijenjenog toplinskog toka i povećanje snage ventilatora u ovisnosti o asimetriji (W) i zaobljenosti (K) profila brzina fluida na ulazu u izmjenjivač (B=0,5, D=1,8)

Omjer između izmijenjenog toplinskog toka i snage ventilatora daje ocjenu ukupne učinkovitosti rada u izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom fluida

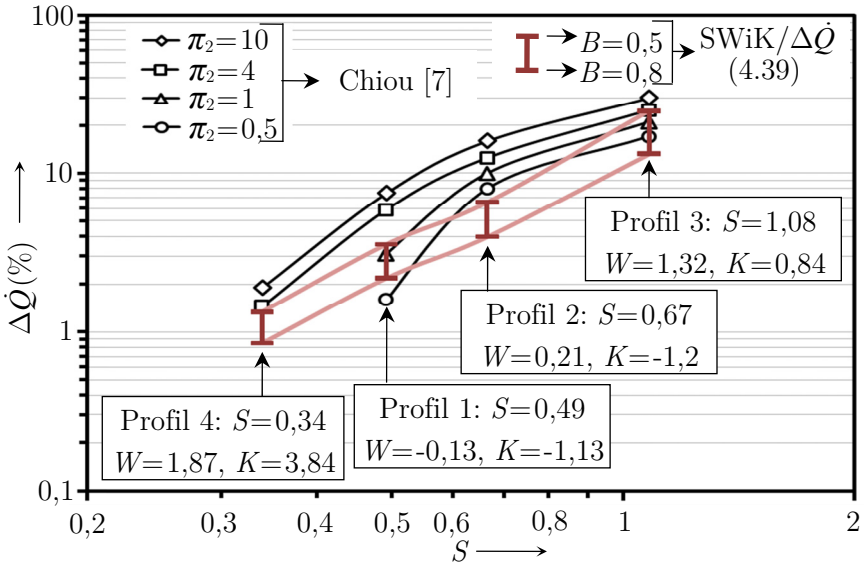
$$\frac{\dot{Q}_{\text{mal}}}{P_{\text{mal}}} = \frac{(1-\Delta\dot{Q})\,\dot{Q}_{\text{unif}}}{(1+\Delta P)\,P_{\text{unif}}} \quad \Rightarrow \quad \frac{1-\Delta\dot{Q}}{1+\Delta P} = \frac{\dot{Q}_{\text{mal}}/P_{\text{mal}}}{\dot{Q}_{\text{unif}}/P_{\text{unif}}} \tag{4.48}$$

U odnosu na izmjenjivač topline s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida, smanjenje ukupne učinkovitosti izmjenjivača topline koje uzrokuje nejednolika raspodjela brzina strujanja fluida prikazano je na slici 4.10. i računa se iz (4.48) kao $(1-\Delta\dot{Q})/(1-\Delta P)$.



Slika 4.10. Smanjenje ukupne učinkovitosti u izmjenjivaču topline zbog nejednolike raspodjele brzina strujanja fluida u ovisnosti o standardnoj devijaciji profila (W, $K = 0$)

SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formula (4.39) dobivena je na temelju teorijskih razmatranja i uspoređuje se s u literaturi dostupnim teorijskim analizama utjecaja nejednolike raspodjele brzina strujanja fluida na izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču. Chiou [7] je proveo teorijsku analizu utjecaja nejednolike raspodjele brzina strujanja fluida na toplinski tok u pločastom izmjenjivaču koristeći metodu konačnih elemenata na diskretiziranom izmjenjivaču topline. Slika 4.11. donosi usporedbu između rješenja SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formule (4.39) i rezultata Chiouove teorijske analize [7]. SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formula dobro procjenjuje smanjenje izmijenjenog toplinskog toka zbog nejednolike raspodjele brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač topline. U odnosu na rezultate Chiouove teorijske analize [7], SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formula (4.39) predviđa nešto manje smanjenje izmijenjenog toplinskog toka.



Slika 4.11. Utjecaj četiriju nejednolikih profila brzina strujanja fluida na izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču: usporedba rješenja SWiK formule (4.39) i Chiouove analize [7]

Chiou [139] proširuje metodu konačnih elemenata u svrhu analize utjecaja nejednolike raspodjele masenih protoka radnog fluida u cijevima pločastog sunčevog kolektora na smanjenje njegovog toplinskog učina. Sunčev kolektor sastoji se od 10 paralelnih cijevi u kojima fluid struji u jednom prolazu. Smanjenje učinkovitosti sunčevog kolektora povećava se s porastom standardne devijacije u profilu raspodjele brzina strujanja fluida na ulazu u cijevi, a ovisi i o meteorološkim uvjetima i o karakteristikama sunčevog kolektora. Ispitano je 16 različitih profila raspodjela brzina strujanja fluida u cijevima sunčevog kolektora čije su vrijednosti statističkih momenata dane u tablici 4.1. U SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formuli (4.39) potrebno je koristiti vrijednost eksponenta B=0,8.

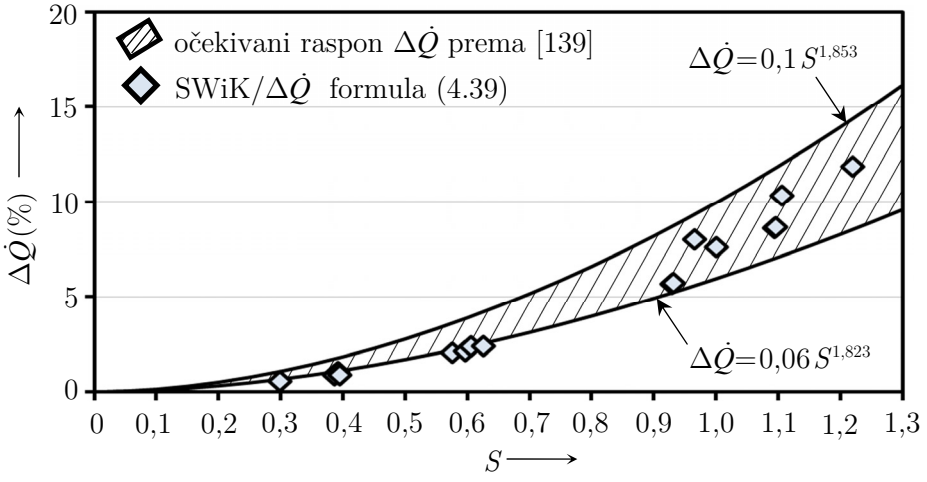
Na temelju dobivenih rezultata Chiou [139] predlaže dvije korelacije za izračun očekivanog raspona smanjenja učina sunčevog kolektora, ovisno o profilu brzina strujanja fluida, karakteristikama sunčevog kolektora i meteorološkim uvjetima. Slika 4.12. uspoređuje Chiouov očekivani raspon smanjenja učina sunčevog kolektora i rješenja SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formule (4.39) za 16 nejednolikih profila masenih protoka fluida u cijevima sunčevog kolektora koji su dani u tablici 4.1. U odnosu na Chiouov očekivani raspon smanjenja učina sunčevog kolektora, SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formula (4.39) vjerno

predviđa smanjenje učina u sunčevom kolektoru s nejednolikom raspodjelom masenih protoka fluida u cijevima. I ovdje se smanjenje učina povećava sa standardnom devijacijom brzina profila brzina. Kod standardne devijacije $S = 1$ smanjenje učina kolektora, ovisno o meteorološkim uvjetima i karakteristikama kolektora, iznosi od 7% do 11% u odnosu na toplinski učin koji se postiže u sunčevom kolektoru s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida u cijevima.

Tablica 4.1. Statistički momenti za 16 nejednolikih profila brzina strujanja fluida u cijevima sunčevog kolektora [139] i smanjenje toplinskog učina izračunato SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formulom (4.39)

Momenti profila brzina strujanja fluida	Oznaka profila prema [139]							
	Ia	Ib	Ic	Id	IIa	IIb	IIc	IId
S(-)	0,575	0,606	0,394	0,386	1,095	0,931	0,625	0,392
W(-)	1,281	0,653	2,226	1,438	1,663	1,548	1,203	-0,089
K(-)	1,049	-0,991	5,488	1,859	1,173	0,886	0,076	-1,908
SWiK/$\Delta\dot{Q}$: $\Delta\dot{Q}$(%)	2,05	2,38	0,89	0,89	8,66	5,72	2,40	1,04
	IIIa	IIIb	IIIc	IIId	IVa	IVb	IVc	IVd
S(-)	1,093	0,929	0,596	0,298	0,965	1,219	1,000	1,106
W(-)	1,682	1,610	1,360	0,304	2,501	1,157	0,717	0,802
K(-)	1,221	1,061	0,458	-2,084	6,966	1,514	-0,453	0,324
SWiK/$\Delta\dot{Q}$: $\Delta\dot{Q}$(%)	8,61	5,674	2,13	0,572	8,015	11,87	7,607	10,34

Nedostatak SWiK/$\Delta\dot{Q}$ i SWiK/ΔP formula je pretjerano pojednostavljenje utjecaja nejednolike raspodjele brzina strujanja fluida na prijelaz topline i pad tlaka u izmjenjivaču. Zanemaruje se temperaturna ovisnost fizikalnih svojstva fluida i raspodjela temperaturnih razlika u izmjenjivaču (pretpostavka $T_{\mathrm{S}} - T_{\mathrm{ref}} = \text{konst.}$ u (4.27)). Nadalje, SWiK/$\Delta\dot{Q}$ i SWiK/ΔP formule ne uzimaju u obzir značajke $\boldsymbol{\pi}_2$ i $\boldsymbol{\pi}_3$ o kojima iskoristivost topline u izmjenjivaču svakako ovisi (izraz (1.5)).

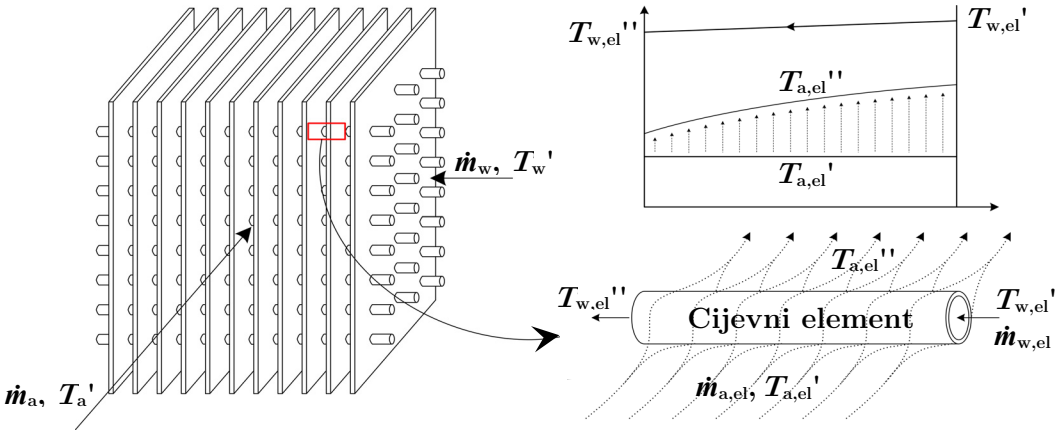


Slika 4.12. Smanjenje učina u sunčevom kolektoru uzrokovano nejednolikom raspodjelom masenih protoka radnog fluida u cijevima (B=0,8)

4.3. Metoda cijevnih elemenata (MCE)

4.3.1. Izmjenjivač topline s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida

Shahova metoda iskoristivosti topline na diskretiziranom izmjenjivaču topline (potpoglavlje 4.1.) i metoda sa statističkim momentima profila brzina strujanja fluida (potpoglavlje 4.2.) dobro opisuju utjecaj nejednolike raspodjele fluida na termohidraulička svojstva lamelnih izmjenjivača u kojima je strujanje fluida jednostavno (fluidi struje u jednom prolazu). Nedostatak Shahove metode je da vrijedi samo na izmjenjivačima topline s jednim prolazom fluida i to na način da se značajka π_2 pretpostavlja konstantnom u cijelom izmjenjivaču topline bez obzira na profil brzina strujanja fluida. Metoda statističkih momenta uzima u obzir samo karakteristike profila raspodjele brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač topline, a zanemaruje karakteristike izmjenjivača topline poput značajki π_2 i π_3 te međusobni smjer strujanja između dvaju fluida.
Metoda predložena u nastavku predstavlja proširenje standardne metode za proračun iskoristivosti topline (engl. *ε-NTU method*) i vrijedi za unakrsne izmjenjivače s jednostavnim ili složenim međusobnim smjerom strujanja fluida u uvjetima jednolike ili nejednolike raspodjele brzina strujanja kod slabije struje fluida, kod jače struje fluida ili kod obje struje fluida.
U prvom koraku, metoda proračuna izmjenjivača topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida temelji se na proračunu iskoristivosti topline izmjenjivača topline sa složenim međusobnim smjerom strujanja fluida i s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida. Lamelni izmjenjivači topline i, općenito, unakrsni izmjenjivači topline mogu imati složeni međusobni smjer strujanja fluida. Izrazi (3.13)-(3.20) računaju iskoristivost topline u lamelnim izmjenjivačima s jednostavnim smjerom strujanja fluida, a njihovo korištenje na izmjenjivačima topline sa složenim smjerom strujanja fluida dovodi do pogrešaka. Iskoristivost topline u izmjenjivaču sa složenim strujanjem fluida može se odrediti pomoću jedne od približnih metoda [197]-[199] ili korištenjem poznatih izraza iskoristivosti topline na dijelovima diskretiziranog izmjenjivača topline. Izmjenjivač topline može se diskretizirati na cijevi [200] ili na cijevne elemente [201]-[203]. U metodi proračuna izmjenjivača topline diskretizacijom na cijevne elemente (u daljnjem tekstu: ***metoda cijevnih elemenata*** ili ***MCE metoda***), cijevi se podijele na elemente kao što je prikazano na slici 4.13.



Slika 4.13. Diskretizacija cijevnog lamelnog izmjenjivača topline na cijevne elemente

Program EVAP-COND [200] (NIST, SAD) diskretizira izmjenjivače topline na cijevi, a izlazne temperature fluida dobivaju se korištenjem izraza za iskoristivost topline u izmjenjivaču s jednim redom cijevi (3.13) i (3.17) te bilance toplinskih tokova između dvaju fluida na cijevi. Podjelom izmjenjivača topline na cijevi, EVAP-COND može računati samo s jednodimenzijskim profilima brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač topline.
Ako se izmjenjivač podijeli na cijevne elemente, proračun može obuhvatiti i jednodimenzijske i dvodimenzijske profile brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač topline. Na ulazu u svaki cijevni element raspodjela brzina strujanja fluida pretpostavlja se jednolikom, ali podjela na veći broj cijevnih elemenata osigurava bolju diskretizaciju stvarnog profila brzina strujanja fluida.

Kada se cijevi izmjenjivača topline podijele na velik broj cijevnih elemenata može se pretpostaviti da se u svakom od cijevnih elemenata temperatura vode mijenja linearno, a prosječna temperatura vode dobiva se kao aritmetička sredina između ulazne i izlazne temperature vode. Kod proračuna prijelaza topline između vode i zraka, može se pretpostaviti da je temperatura vode u cijelom cijevnom elementu jednaka prosječnoj temperaturi vode u cijevnom elementu. Na cijevnom elementu toplinski kapacitet struje vode je puno veći od toplinskog kapaciteta struje zraka ($C_1/C_2 \approx 0$) pa se iskoristivost topline u cijevnom elementu može računati kao iskoristivost topline u isparivaču ili kondenzatoru (3.21). Prethodne pretpostavke neizbježno dovode do pogreške kod proračuna ukupne iskoristivosti topline u izmjenjivaču koji ima $C_1/C_2 > 0$, ali podjelom cijevi na dovoljno velik broj cijevnih elemenata pogreška se može svesti na zanemarivo malu vrijednost.

Neka na promatrani cijevni element iz slike 4.13. nastrujava zrak masenog protoka $\dot{m}_{a,el}$ i ulazne temperature $T_{a,el}'$, a u cijevnom elementu struji voda masenog protoka $\dot{m}_{w,el}$ i ulazne temperature $T_{w,el}'$. Kada se u cijevnom elementu zrak grije, a voda hladi, bilancu topline računa se kao

$$\dot{m}_{a,el}\, c_a (T_a'' - T_a')_{el} = \dot{m}_{w,el}\, c_w (T_w' - T_w'')_{el} \tag{4.49}$$

U izmjenjivaču topline s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida, maseni protok fluida (zraka) koji nastrujava na cijevni element $\dot{m}_{a,el}$ može se odrediti iz ukupnog masenog protoka $\dot{m}_a$, broja cijevnih elemenata na koje se dijeli cijev N_{el} i broja cijevi na koje nastrujava protok $\dot{m}_a$ (broj cijevi u redu cijevi N_{cr})

$$\dot{m}_{a,el} = \frac{\dot{m}_a}{N_{el}\, N_{cr}} \tag{4.50}$$

Povećanje broja cijevnih elemenata N_{el} smanjuje maseni protok fluida na cijevni element $\dot{m}_{a,el}$ što dovodi do jačanja pretpostavke $C_{a,el}/C_{w,el} \to 0$ i povećanja točnosti MCE metode. Maseni protok fluida (vode) koji struji u cijevnom elementu jednak je masenom protoku fluida koji struji u krugu strujanja kojemu pripada cijev s cijevnim elementom. U izmjenjivaču topline s jednolikom raspodjelom protoka vode po krugovima strujanja, maseni protok vode u cijevnom elementu računa se kao omjer ukupnog masenog protoka vode $\dot{m}_a$ i broja krugova strujanja vode u N_k, tj.

$$\dot{m}_{w,el} = \frac{\dot{m}_w}{N_k} \tag{4.51}$$

Omjer toplinskih kapaciteta struja fluida na cijevnom elementu $\pi_{3,el}$ može se povezati s odnosom toplinskih kapaciteta u izmjenjivaču topline π_3. U izmjenjivaču topline s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida, toplinski kapacitet na cijevnom elementu računa se kao

$$\pi_{3,\mathrm{el}} = \frac{C_{\mathrm{a,el}}}{C_{\mathrm{w,el}}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{a,el}}\, c_{\mathrm{a}}}{\dot{m}_{\mathrm{w,el}}\, c_{\mathrm{w}}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{a}}\, c_{\mathrm{a}}}{N_{\mathrm{el}}\, N_{\mathrm{cr}}} \frac{N_{\mathrm{k}}}{\dot{m}_{\mathrm{w}}\, c_{\mathrm{w}}} = \frac{C_{\mathrm{a}}}{N_{\mathrm{el}}\, N_{\mathrm{cr}}} \frac{N_{\mathrm{k}}}{C_{\mathrm{w}}} \tag{4.52}$$

Ovisno o struji fluida s manjim toplinskim kapacitetom u izmjenjivaču topline, veza (4.52) postaje

$$\pi_{3,\mathrm{el}} = \begin{cases} \pi_3 \dfrac{N_{\mathrm{k}}}{N_{\mathrm{el}}\, N_{\mathrm{cr}}}, & \text{za } C_{\mathrm{a}} < C_{\mathrm{w}} \\ \dfrac{1}{\pi_3} \dfrac{N_{\mathrm{k}}}{N_{\mathrm{el}}\, N_{\mathrm{cr}}}, & \text{za } C_{\mathrm{a}} > C_{\mathrm{w}} \end{cases} \tag{4.53}$$

Na cijevnom elementu, toplinski kapacitet struje zraka je uvijek manji od toplinskog kapaciteta struje vode jer se svaka cijev dijeli na dovoljno velik broj cijevnih elemenata tako da je $\pi_{3,\mathrm{el}} \approx 0$. Iskoristivost topline na cijevnom elementu $\varepsilon_{\mathrm{el}}$ može se računati kao iskoristivost topline isparivača ili kondenzatora (3.21) i ovisi samo o značajki cijevnog elementa $\pi_{2,\mathrm{el}}$

$$\varepsilon_{\mathrm{el}} = \left| \frac{T'_{\mathrm{a}} - T''_{\mathrm{a}}}{T'_{\mathrm{a}} - T_{\mathrm{w}}} \right|_{\mathrm{el}} = 1 - \exp(-\pi_{2,\mathrm{el}}) \tag{4.54}$$

Iskoristivost topline cijevnog elementa iznosi $\varepsilon_{\mathrm{el}} = 1$ kada se izlazna temperatura zraka izjednači s prosječnom temperaturom vode u cijevnom elementu. U cijevnom elementu, prosječna temperatura vode cijevnog elementa jednaka je aritmetičkoj sredini između ulazne i izlazne temperature vode

$$T_{\mathrm{w,el}} = \frac{(T'_{\mathrm{w}} + T''_{\mathrm{w}})_{\mathrm{el}}}{2} \tag{4.55}$$

Površina prijelaza topline cijevnog elementa A_{el} dobiva se dijeljenjem ukupne površine prijelaza topline A s ukupnim brojem cijevnih elemenata u izmjenjivaču topline, tj.

$$A_{\mathrm{el}} = \frac{A}{N_{\mathrm{el}}\, N_{\mathrm{ck}}\, N_{\mathrm{k}}} \tag{4.56}$$

Ukupni broj cijevnih elemenata u izmjenjivaču topline jednak je umnošku broja cijevnih elemenata u svakoj cijevi N_{el} s brojem cijevi u svakom krugu strujanja N_{ck} i s brojem krugova strujanja N_{k}. Značajka $\pi_{2,\mathrm{el}}$ označava omjer između prolaza topline i toplinskog kapaciteta struje zraka na cijevnom elementu i, uz izraze (4.50) i (4.56), može se zapisati kao

$$\pi_{2,\mathrm{el}} = \frac{kA_{\mathrm{el}}}{C_{\mathrm{a,el}}} = k \frac{A}{N_{\mathrm{el}}\, N_{\mathrm{ck}}\, N_{\mathrm{k}}} \frac{N_{\mathrm{el}}\, N_{\mathrm{cr}}}{C_{\mathrm{a}}} = \frac{kA}{C_{\mathrm{a}}} \frac{N_{\mathrm{cr}}}{N_{\mathrm{ck}}\, N_{\mathrm{k}}} \tag{4.57}$$

Izrazi (4.56)-(4.57) pretpostavljaju da cijevni elementi u različitim cijevima izmjenjivača topline imaju iste površine prijelaza topline i koeficijente prolaza topline. U izmjenjivaču s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida mogu se pretpostaviti konstantni koeficijenti prijelaza topline i konstantan koeficijent prolaza topline. U stvarnom izmjenjivaču topline, čak i u slučaju savršeno jednolike raspodjele brzina strujanja zraka, koeficijent prijelaza topline na strani zraka nije konstantan nego je veći u ulaznom području gdje je strujanje zraka nestabilno, a manji u izlaznom području gdje je strujanje zraka razvijeno. Ovisno o struji fluida s manjim toplinskim kapacitetom u izmjenjivaču topline, veza (4.57) postaje

$$\pi_{2,\mathrm{el}} = \begin{cases} \pi_2 \dfrac{N_{\mathrm{cr}}}{N_{\mathrm{ck}}\, N_{\mathrm{k}}}, & \text{za } C_{\mathrm{a}} < C_{\mathrm{w}} \\ \pi_2 \pi_3 \dfrac{N_{\mathrm{cr}}}{N_{\mathrm{ck}}\, N_{\mathrm{k}}}, & \text{za } C_{\mathrm{a}} > C_{\mathrm{w}} \end{cases} \tag{4.58}$$

Uvrštavanjem izraza (4.58) u izraz (4.54), iskoristivost topline cijevnog elementa postaje

$$\varepsilon_{\mathrm{el}} = \begin{cases} 1-\exp\left[-\pi_2 \dfrac{N_{\mathrm{cr}}}{N_{\mathrm{ck}}\, N_{\mathrm{k}}}\right], \text{ za } C_{\mathrm{a}} < C_{\mathrm{w}} \\ 1-\exp\left[-\pi_2 \pi_3 \dfrac{N_{\mathrm{cr}}}{N_{\mathrm{ck}}\, N_{\mathrm{k}}}\right], \text{ za } C_{\mathrm{a}} > C_{\mathrm{w}} \end{cases} \tag{4.59}$$

Za dane vrijednosti značajke π_3 i π_2 mogu se odrediti značajke $\pi_{3,\mathrm{el}}$ i $\pi_{2,\mathrm{el}}$ za sve cijevne elemente pomoću izraza (4.52) i (4.58). Nakon toga, korištenjem izraza (4.59), može se dobiti iskoristivost topline u cijevnim elementima. Rješavanjem sustava četiriju jednadžbi: 1) iskoristivost topline u cijevnom elementu (4.59), 2) omjer toplinskih kapaciteta fluida na cijevnom elementu (4.53), 3) bilance topline na cijevnom elementu (4.49) i 4) prosječne temperature vode u cijevnom elementu (4.55), mogu se odrediti izlazne temperature vode $T_{\mathrm{w,el}}''$ i zraka $T_{\mathrm{a,el}}''$ iz cijevnog elementa prema

$$T_{\mathrm{w,el}}'' = \frac{(2-\varepsilon_{\mathrm{el}}\,\pi_{3,\mathrm{el}})\,T_{\mathrm{w,el}}' + 2\,\varepsilon_{\mathrm{el}}\,\pi_{3,\mathrm{el}}\,T_{\mathrm{a,el}}'}{2+\varepsilon_{\mathrm{el}}\,\pi_{3,\mathrm{el}}} \tag{4.60}$$

$$T_{\mathrm{a,el}}'' = \frac{2\,\varepsilon_{\mathrm{el}}\,T_{\mathrm{w,el}}' + \left[\varepsilon_{\mathrm{el}}(\pi_{3,\mathrm{el}}-2)+2\right]T_{\mathrm{a,el}}'}{2+\varepsilon_{\mathrm{el}}\,\pi_{3,\mathrm{el}}} \tag{4.61}$$

MCE metoda rješava se praćenjem smjera strujanja vode u cijevima izmjenjivača: temperature vode i zraka na ulazu u promatrani cijevni element jednake su temperaturama vode i zraka na izlazu iz prethodnog cijevnog elementa. Temperature vode i zraka na ulazu u izmjenjivač mogu se zadati nasumično jer iskoristivost topline ne ovisi o ulaznim temperaturama fluida već samo o razlikama temperatura u izmjenjivaču topline. Jednom kada su izračunate temperature zraka i vode na svim cijevnim elementima, iskoristivost topline u izmjenjivaču topline može se dobiti kao

$$\varepsilon = \begin{cases} \left|\dfrac{T_{\mathrm{a}}''-T_{\mathrm{a}}'}{T_{\mathrm{a}}'-T_{\mathrm{w}}'}\right|, \text{ za } C_{\mathrm{a}} < C_{\mathrm{w}} \\ \left|\dfrac{T_{\mathrm{w}}''-T_{\mathrm{w}}'}{T_{\mathrm{a}}'-T_{\mathrm{w}}'}\right|, \text{ za } C_{\mathrm{a}} > C_{\mathrm{w}} \end{cases} \tag{4.62}$$

Temperature zraka i vode na izlazu iz izmjenjivača topline računaju se kao aritmetička sredina temperatura zraka i vode na izlazu iz cijevnih elemenata koji se nalaze u zadnjem redu cijevi (za zrak) odnosno na izlazu iz krugova strujanja (za vodu)

$$T_{\mathrm{a}}'' = \frac{1}{N_{\mathrm{el}}\,N_{\mathrm{cr}}} \sum_{\mathrm{el}=1}^{N_{\mathrm{el}}} \sum_{\mathrm{cr}=1}^{N_{\mathrm{cr}}} T_{\mathrm{a,el,cr}}'' \tag{4.63}$$

$$T_{\mathrm{w}}'' = \frac{1}{N_{\mathrm{k}}} \sum_{k=1}^{N_{\mathrm{k}}} T_{\mathrm{w,N_{el},k}}'' \tag{4.64}$$

Umjesto (4.62), iskoristivost topline u izmjenjivaču topline može se dobiti kao

$$\varepsilon = \left|\frac{T_{\mathrm{w}}''-T_{\mathrm{w}}'}{T_{\mathrm{a}}'-T_{\mathrm{w}}'}\right| \left(\frac{1}{\pi_3}\right)^x, \text{ gdje } x = \begin{cases} 1, \text{ za } C_{\mathrm{a}} < C_{\mathrm{w}} \\ 0, \text{ za } C_{\mathrm{a}} > C_{\mathrm{w}} \end{cases} \tag{4.65}$$

MCE metodom mogu se izračunati iskoristivosti topline u izmjenjivačima topline sa složenim međusobnim smjerom strujanja fluida i jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida. S druge strane, izrazi (3.13)-(3.20) rezultirali bi određenim odstupanjem jer vrijede samo za izmjenjivače topline u kojima fluidi struje u jednom prolazu.

4.3.2. Izmjenjivač topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida

U izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida, cijevni elementi nemaju isti omjer toplinskih kapaciteta struja fluida, već oni ovise o lokalnoj brzini strujanja fluida, odnosno o lokalnom masenom protoku fluida. U tom se slučaju omjer toplinskih kapaciteta struja fluida na cijevnom elementu računa prema

$$\pi_{3,\mathrm{el}} = \frac{C_{\mathrm{a,el}}}{C_{\mathrm{w,el}}} = \frac{g_{\mathrm{a,el}}\ \overline{C}_{\mathrm{a,el}}}{\overline{C}_{\mathrm{w,el}}} \tag{4.66}$$

Omjer između lokalne gustoće masenog protoka na cijevnom elementu i prosječne gustoće masenog protoka na cijevnim elementima (faktor lokalne nejednolikosti) računa se kao

$$g_{\mathrm{a,el}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{a,el}} / A_{\mathrm{c,el}}}{\overline{\dot{m}}_{\mathrm{a,el}} / \overline{A}_{\mathrm{c,el}}} = \frac{w_{\mathrm{a,el}}\ \rho_{\mathrm{a,el}}}{\overline{w}_{\mathrm{a}}\ \overline{\rho}_{\mathrm{a}}} \tag{4.67}$$

U izmjenjivaču topline koji nije izložen velikim temperaturnim gradijentima, gustoća fluida na cijevnom elementu ne razlikuje se značajnije od prosječne gustoće fluida u izmjenjivaču topline i može se uzeti da je omjer između lokalne i prosječne gustoće masenih protoka jednak omjeru između lokalne i prosječne brzine strujanja fluida. Vezu između lokalnog omjera toplinskih kapaciteta $\pi_{3,\mathrm{el}}$ i omjera toplinskih kapaciteta u izmjenjivaču topline π_3 (4.53) treba zapisati kao

$$\pi_{3,\mathrm{el}} = \begin{cases} g_{\mathrm{a,el}}\ \pi_3\ \dfrac{N_{\mathrm{k}}}{N_{\mathrm{el}}\ N_{\mathrm{c,r}}}, & \text{za } C_{\mathrm{a}} < C_{\mathrm{w}} \\ \dfrac{g_{\mathrm{a,el}}}{\pi_3}\ \dfrac{N_{\mathrm{k}}}{N_{\mathrm{el}}\ N_{\mathrm{c,r}}}, & \text{za } C_{\mathrm{a}} > C_{\mathrm{w}} \end{cases} \tag{4.68}$$

Umjesto (4.57), lokalnu bezdimenzijsku značajku $\pi_{2,\mathrm{el}}$ treba zapisati kao

$$\pi_{2,\mathrm{el}} = \frac{k\ A_{\mathrm{el}}}{C_{\mathrm{a,el}}} = \frac{\overline{k}\ A_{\mathrm{el}}}{g_{\mathrm{a,el}}\ \overline{C}_{\mathrm{a,el}}} \tag{4.69}$$

U izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida, umjesto (4.58), veza između lokalne značajke $\pi_{2,\mathrm{el}}$ cijevnog elementa i značajke π_2 izmjenjivača topline zapisuje se kao

$$\pi_{2,\mathrm{el}} = \begin{cases} \dfrac{\pi_2}{g_{\mathrm{a,el}}}\ \dfrac{N_{\mathrm{c,r}}}{N_{\mathrm{c,k}}\ N_{\mathrm{k}}}, & \text{za } C_{\mathrm{a}} < C_{\mathrm{w}} \\ \dfrac{\pi_2 \pi_3}{g_{\mathrm{a,el}}}\ \dfrac{N_{\mathrm{c,r}}}{N_{\mathrm{c,k}}\ N_{\mathrm{k}}}, & \text{za } C_{\mathrm{a}} > C_{\mathrm{w}} \end{cases} \tag{4.70}$$

U (4.69) uzelo se da je lokalni koeficijent prolaza topline na cijevnom elementu jednak prosječnom koeficijentu prolaza topline u izmjenjivaču topline. Kod proračuna utjecaja nejednolike raspodjele brzina strujanja fluida na iskoristivost topline u izmjenjivaču, Shah uzima istu pretpostavku: koeficijent prolaza topline je konstantan, iako različiti dijelovi izmjenjivača topline imaju različite brzine strujanja fluida [6], [196] (potpoglavlje 4.1.). U izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida lokalni prijelaz topline ovisi o lokalnom koeficijentu prijelaza topline koji ovisi o lokalnoj brzini strujanja fluida, a izraz (4.69) potrebno je zapisati kao

$$\pi_{2,\mathrm{el}} = \frac{k_{\mathrm{el}}\ A_{\mathrm{el}}}{g_{\mathrm{a,el}}\ \overline{C}_{\mathrm{a,el}}} \tag{4.71}$$

Ukupni otpor prolaza topline na cijevnom elementu sastoji se od otpora prijelaza topline s vanjske i s unutarnje strane cijevi i od lokalnog otpora provođenja topline kroz stijenku cijevi. Otpor provođenju topline kroz stijenku cijevi može se zanemariti jer obično predstavlja manje od 1% od ukupnog otpora prolaza topline

$$R_{\mathrm{uk,el}} = R_{\mathrm{a,el}} + R_{\mathrm{c,el}} + R_{\mathrm{w,el}} \approx R_{\mathrm{a,el}} + R_{\mathrm{w,el}} \tag{4.72}$$

Za daljnji tijek proračuna korisno je definirati veličinu ξ_{el} kao omjer između otpora prijelaza topline na strani fluida u cijevi i otpora prijelaza topline na strani zraka

$$\xi_{\mathrm{el}} = \frac{R_{\mathrm{w,el}}}{R_{\mathrm{a,el}}} = \frac{\psi_{\mathrm{a,el}}\ \alpha_{\mathrm{a,el}}\ A_{\mathrm{a,el}}}{\psi_{\mathrm{w,el}}\ \alpha_{\mathrm{w,el}}\ A_{\mathrm{w,el}}} \tag{4.73}$$

Obično je otpor prijelaza topline na strani zraka veći od otpora prijelaza topline na strani fluida u cijevi pa je njihov omjer $\xi<1$. Kada je otpor prijelaza topline na strani zraka uravnotežen s otporom prijelaza topline na strani fluida u cijevi vrijedi $\xi=1$. U slučaju isparivanja ili kondenzacije fluida u cijevi, otpor prijelaza topline na strani zraka predstavlja dominantni otpor prijelaz topline u izmjenjivaču topline te je omjer $\xi\approx 0$. Uz (4.72) i (4.73), ukupni otpor prolaza topline na cijevnom elementu postaje

$$R_{\mathrm{uk,el}} = R_{\mathrm{a,el}}(1 + \xi_{\mathrm{el}}) \tag{4.74}$$

Izraz (4.74) može se izraziti lokalnim koeficijentima prolaza i prijelaza topline, tj.

$$k_{\mathrm{el}}\ A_{\mathrm{el}} = \frac{(\psi_{\mathrm{a}}\alpha_{\mathrm{a}}A)_{\mathrm{el}}}{1 + \xi_{\mathrm{el}}} \tag{4.75}$$

Lokalni koeficijent prijelaza topline na cijevnom elementu može se povezati s lokalnim protokom zraka pomoću Reynoldsove značajke ($\alpha \propto CRe^{B}$, kao u (3.37) i (3.38)), a površina prijelaza topline cijevnog elementa može se povezati s ukupnom površinom prijelaza topline (kao u (4.56))

$$k_{\mathrm{el}}\ A_{\mathrm{el}} = \psi_{\mathrm{a,el}}\ \frac{C\,\mathrm{Re}_{\mathrm{el}}{}^{B}}{1 + \xi_{\mathrm{el}}}\ \frac{A}{N_{\mathrm{el}}\ N_{\mathrm{c,k}}\ N_{\mathrm{k}}} \tag{4.76}$$

U lokalnoj Reynoldsovoj značajki i pomoću omjera (4.67), lokalna se gustoća masenog protoka može izraziti kao umnožak prosječne gustoće masenog protoka i faktora lokalne nejednolikosti $g_{\mathrm{a,el}}$

$$k_{\mathrm{el}}\ A_{\mathrm{el}} = \psi_{\mathrm{a,el}}\ \frac{C}{1 + \xi_{\mathrm{el}}}\left[g_{\mathrm{a,el}}\ \frac{\dot{m}_{\mathrm{a}}}{A_{\mathrm{c}}}\ \frac{d_{\mathrm{c}}}{\eta_{\mathrm{el}}}\right]^{B}\ \frac{A}{N_{\mathrm{el}}\ N_{\mathrm{c,k}}\ N_{\mathrm{k}}} \tag{4.77}$$

Analogno (4.77), ukupni prolaz topline u izmjenjivaču topline može se zapisati kao

$$\overline{k}A = \psi_{\mathrm{a}}\ \frac{C}{1 + \xi}\left[\frac{\overline{\dot{m}}_{\mathrm{a,el}}}{\overline{A}_{\mathrm{c,el}}}\ \frac{d_{\mathrm{c}}}{\eta}\right]^{B} A \tag{4.78}$$

Učinkovitost lamele $\psi_{\mathrm{a,el}}$ i dinamički viskozitet fluida $\eta_{\mathrm{a,el}}$ na cijevnom elementu ovise o lokalnim karakteristikama prijelaza topline i lokalnim svojstvima fluida, ali se može uzeti da između lokalnih i globalnih vrijednosti nema značajnijih razlika, tj. $\psi_{\mathrm{a,el}}/\psi_{\mathrm{a}}\approx 1$ i $(\eta_{\mathrm{a,el}}/\eta_{\mathrm{a}})^{B}\approx 1$. Vezu između prolaza topline na cijevnom elementu i prolaza topline u izmjenjivaču dobiva se dijeljenjem (4.77) s (4.78)

$$k_{\mathrm{el}}\ A_{\mathrm{el}} = \frac{1 + \xi}{1 + \xi_{\mathrm{el}}}\ g_{\mathrm{a,el}}{}^{B}\ \frac{\overline{k}A}{N_{\mathrm{el}}\ N_{\mathrm{c,k}}\ N_{\mathrm{k}}} \tag{4.79}$$

Vrijednost eksponenta B ovisi o geometriji površine prijelaza topline i o režimu strujanja fluida: njena se vrijednost kreće između 0,4 i 0,8 i povećava se s porastom Reynoldsove značajke. Za nastavak izvoda u izrazu (4.79), veza između omjera lokalnih otpora ξ_{el} na cijevnom elementu i omjera otpora ξ u izmjenjivaču topline može se napisati kao

$$\frac{\xi_{\mathrm{el}}}{\xi} = \frac{R_{\mathrm{w,el}}/R_{\mathrm{a,el}}}{R_{\mathrm{w}}/R_{\mathrm{a}}} = \frac{(\psi_{\mathrm{a}}\alpha_{\mathrm{a}}A_{\mathrm{a}})_{\mathrm{el}}/(\alpha_{\mathrm{w}}A_{\mathrm{w}})_{\mathrm{el}}}{(\psi_{\mathrm{a}}\bar{\alpha}_{\mathrm{a}}A_{\mathrm{a}})/(\bar{\alpha}_{\mathrm{w}}A_{\mathrm{w}})} \tag{4.80}$$

Između lokalne i prosječne učinkovitosti prijelaza topline na strani zraka nema većih razlika te je $\psi_{\mathrm{a,el}}/\psi_{\mathrm{a}} \approx 1$. Cijevni element dijeli izmjenjivač na manje dijelove bez promjene omjera površina tako da je $(A_{\mathrm{a}}/A_{\mathrm{w}})_{\mathrm{el}} = A_{\mathrm{a}}/A_{\mathrm{w}}$. Također, pretpostavlja se da je maseni protok fluida u cijevima jednoliko raspodijeljen po krugovima strujanja odnosno lokalni koeficijent prijelaza topline fluida u cijevima jednak je prosječnom koeficijentu prijelaza topline fluida u cijevima. Omjer između lokalnog i prosječnog koeficijenta prijelaza topline na strani zraka može se izraziti faktorom lokalne nejednolikosti, kao u (4.77)-(4.79)

$$\xi_{\mathrm{el}} = \xi \frac{\alpha_{\mathrm{a,el}}}{\bar{\alpha}_{\mathrm{a}}} = \xi \, {g_{\mathrm{a,el}}}^{B} \tag{4.81}$$

Veza između lokalne značajke $\boldsymbol{\pi}_{2,\mathrm{el}}$ na cijevnom elementu i globalne značajke $\boldsymbol{\pi}_2$ u izmjenjivaču topline dobiva se uvrštavanjem izraza (4.81) u (4.79) te njihovim uvrštavanjem u (4.71) i uz (4.50) dobiva se

$$\pi_{2,\mathrm{el}} = \begin{cases} \dfrac{(1+\xi)\,{g_{\mathrm{a,el}}}^{B-1}}{1+\xi\,{g_{\mathrm{a,el}}}^{B}}\,\pi_2\,\dfrac{N_{\mathrm{c,r}}}{N_{\mathrm{c,k}}\,N_{\mathrm{k}}}, \text{ za } C_{\mathrm{a}} < C_{\mathrm{w}} \\ \dfrac{(1+\xi)\,{g_{\mathrm{a,el}}}^{B-1}}{1+\xi\,{g_{\mathrm{a,el}}}^{B}}\,\pi_2\pi_3\,\dfrac{N_{\mathrm{c,r}}}{N_{\mathrm{c,k}}\,N_{\mathrm{k}}}, \text{ za } C_{\mathrm{a}} > C_{\mathrm{w}} \end{cases} \tag{4.82}$$

Uspoređivanjem veze (4.82) koja vrijedi za izmjenjivač topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida i veze (4.58) koja vrijedi za izmjenjivač topline s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida može se identificirati faktor korekcije F_{mal} za izmjenjivač s nejednolikim profilom brzina strujanja fluida

$$F_{\mathrm{mal}} = \frac{(1+\xi)\,{g_{\mathrm{a,el}}}^{B-1}}{1+\xi\,{g_{\mathrm{a,el}}}^{B}} \tag{4.83}$$

Općenito se za cijevni lamelni izmjenjivač topline, bez obzira na oblik profila brzina strujanja zraka, veza između lokalne značajke $\boldsymbol{\pi}_{2,\mathrm{el}}$ i globalne značajke $\boldsymbol{\pi}_2$ može zapisati kao

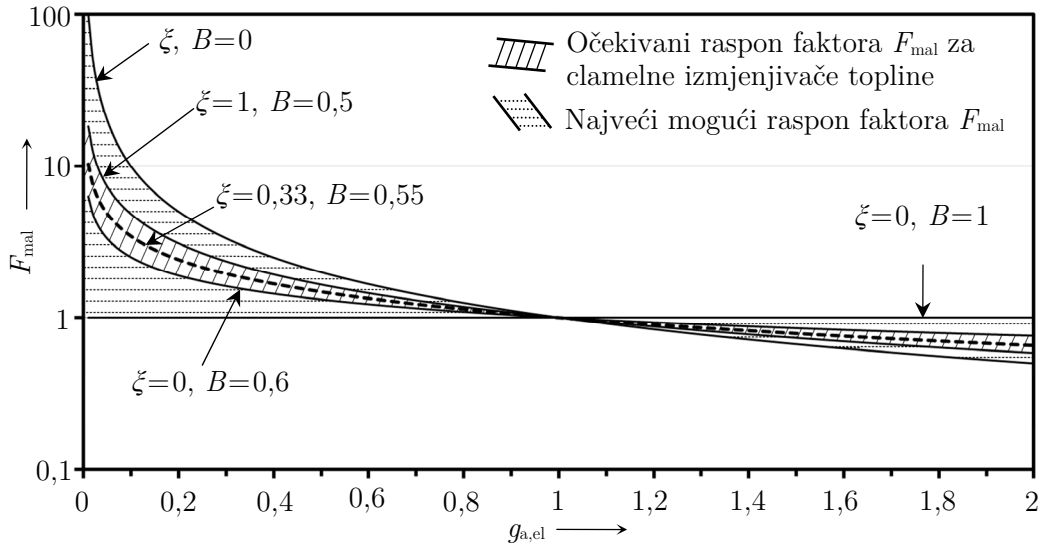
$$\pi_{2,\mathrm{el}} = \begin{cases} F_{\mathrm{mal}}\,\pi_2\,\dfrac{N_{\mathrm{c,r}}}{N_{\mathrm{c,k}}\,N_{\mathrm{k}}}, \text{ za } C_{\mathrm{a}} < C_{\mathrm{w}} \\ F_{\mathrm{mal}}\,\pi_2\pi_3\,\dfrac{N_{\mathrm{c,r}}}{N_{\mathrm{c,k}}\,N_{\mathrm{k}}}, \text{ za } C_{\mathrm{a}} > C_{\mathrm{w}} \end{cases} \tag{4.84}$$

Kada se pretpostavi da je koeficijent prolaza topline konstantan u cijelom izmjenjivaču topline, faktor korekcije iznosi $F_{\mathrm{mal}} = 1/g_{\mathrm{a,el}}$ (za ξ, $B=0$), a (4.82) svodi se na (4.70). Faktor korekcije iznosi $F_{\mathrm{mal}} = 1$ kada se uzme $\xi=0$ i $B=1$, a (4.82) svodi se na (4.58).

Prethodna razmatranja vrijede za analizu utjecaja nejednolike raspodjele brzina strujanja zraka, ali se ista analiza može provesti i za utjecaj nejednolike raspodjele masenih protoka vode ili radne tvari u cijevima i krugovima strujanja izmjenjivača topline.

Ovisno o vrijednostima ξ (4.81), $g_{\mathrm{a,el}}$ (4.67) i B (3.37) može se odrediti očekivani raspon vrijednosti faktora korekcije F_{mal} (4.83). Eksponent B kreće se između 0 i 0,8, ovisno o Reynoldsovoj značajki: 0 za čisto laminarno (Hagen-Poiseuillevo) strujanje, 0,4 za nestabilno laminarno strujanje, 0,6 za prijelazno strujanja i 0,8 za razvijeno turbulentno strujanje. U kompaktnim izmjenjivačima topline strujanje zraka je nestabilno laminarno ($Re_{\mathrm{dc}} = 500 - 2000$) ili prijelazno ($Re_{\mathrm{dc}} = 2000 - 20000$). Optimalni omjer između prijelaza topline i otpora strujanja postiže se u prijelaznom strujanju fluida, a turbulentno se strujanje izbjegava zbog velikog porasta pada tlaka. Vrijednosti eksponenta B mogu se dobiti iz korelacija za j faktore (kao npr. (3.39)-(3.40)). Analizom funkcijskih veza između B i Re u korelacijama za j faktore dobivaju se sljedeće prosječne vrijednosti: 0,52 za ravnu lamelu, 0,55 za valovitu lamelu i 0,59 za izrezanu lamelu u području Re=200–20000.

Za kompaktne izmjenjivače topline može se sa sigurnošću uzeti da je otpor prijelaza topline na strani zraka veći od otpora prijelaza topline na strani fluida u cijevima, tj. ξ=0-1. Omjer od ξ=1 odgovara slučaju kada je otpor prijelaza topline na strani zraka jednak otporu prijelaza topline na strani fluida u cijevima. ξ=0 odgovara slučaju kada je otpor prijelaza topline na strani fluida u cijevima zanemariv u odnosu na otpor prijelaza topline na strani zraka. Na slici 4.14. prikazan je faktor korekcije F_{mal} u području očekivanih vrijednosti i u području najvećeg mogućeg raspona vrijednosti. Područje očekivanih vrijednosti faktora korekcije F_{mal} nalazi se između (ξ=0, B=0,6) i (ξ=1 i B=0,5), a može se dobro opisati pomoću (ξ=0,33, B=0,55). Omjer od ξ=0,33 odgovara slučaju kada otpor prijelaza topline na strani zraka predstavlja 75%, a otpor prijelaza topline na strani fluida u cijevima predstavlja 25% ukupnog otpora prolaza topline u izmjenjivaču topline.



Slika 4.14. Faktor korekcije F_{mal} za vezu između lokalne i globalne značajke $\boldsymbol{\pi}_2$ u izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka

4.3.3. Uzdužno provođenje topline u lamelama

U kompaktnim izmjenjivačima topline, između susjednih cijevi s različitim temperaturama fluida nastaje uzdužno provođenje topline putem lamela (engl. *longitudinal heat conduction*). Na ovaj se način, umjesto na zrak, jedan dio raspoloživog toplinskog toka provodi natrag na fluid koji struji u cijevima. Posljedice provođenja topline u lamelama su lošija raspodjela temperaturnih razlika između dvaju fluida i manja iskoristivost topline u izmjenjivaču. Općenito, smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču zbog provođenja topline u lamelama ovisi o značajkama π_2 i π_3, o parametru κ te o međusobnom smjeru strujanja fluida

$$\Delta\varepsilon = f(\pi_2,\ \pi_3,\ \kappa, \text{međusobni smjer strujanja fluida}) \tag{4.85}$$

Za danu značajku π_2 i porastom π_3 povećava se smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču topline $\Delta\varepsilon$ [204], [205]. U isparivačima i kondenzatorima s konstantnom temperaturom fluida u cijevima ($\pi_3=0$) ne postoji provođenje topline u lamelama i smanjenje iskoristivosti topline je $\Delta\varepsilon=0$. Utjecaj provođenja topline u lamelama je najveći u unakrsnim izmjenjivačima, nešto je manji u protusmjernom izmjenjivaču, a zanemariv je u istosmjernom izmjenjivaču topline. U stijenkama istosmjernog izmjenjivača, temperaturni gradijenti u smjeru strujanja fluida nisu veliki, a smanjenje iskoristivosti topline iznosi do 1% [204]. Utjecaj provođenja topline u lamelama na iskoristivost topline u protusmjernom izmjenjivaču topline može se odrediti pomoću Kroegerove metode [206]. Za $\pi_3=1$, iskoristivost topline u protusmjernom izmjenjivaču s utjecajem provođenja topline iznosi

$$\varepsilon_{\mathrm{CF,LHC}} = 1 - \frac{1+\kappa\,\pi_2}{1+\pi_2\left[1+\kappa+\kappa\left(1+1/\kappa\,\pi_2\right)^{-0.5}\right]},\quad \text{za } \pi_3 = 1 \tag{4.86}$$

Negativni utjecaj provođenja topline u lamelama povećava se s porastom parametra κ. Parametar uzdužnog provođenja topline κ (engl. *longitudinal conduction parameter*) definira se kao

$$\kappa = \frac{\lambda_{\mathrm{f}}\,A_{\mathrm{f}}}{L_{\mathrm{nb}}\,C_1} \tag{4.87}$$

U (4.87), toplinska provodnost lamela označena je s λ_{f}, površina poprečnog presjeka lamele je A_{f}, a udaljenost između promatrane i susjedne cijevi je L_{nb}. Iskoristivost topline u protusmjernom izmjenjivaču bez utjecaja provođenja topline u lamelama i za $\pi_3=1$ računa se kao $\varepsilon_{\mathrm{CF}}=\pi_2/(\pi_2+1)$, izraz (3.10). Relativno smanjenje iskoristivosti topline u protusmjernom izmjenjivaču iznosi

$$\Delta\varepsilon = \frac{\varepsilon_{\mathrm{CF}} - \varepsilon_{\mathrm{CF,LHC}}}{\varepsilon_{\mathrm{CF}}} = \frac{\kappa\left[\pi_2 - \left(1+1/\kappa\,\pi_2\right)^{-0.5}\right]}{1+\pi_2\left[1+\kappa+\kappa\left(1+1/\kappa\,\pi_2\right)^{-0.5}\right]},\quad \text{za } \pi_3 = 1 \tag{4.88}$$

Za $\pi_3<1$, Kroeger [206] je predložio sljedeći približni postupak za proračun iskoristivosti topline protusmjernog izmjenjivača topline s utjecajem provođenja topline u lamelama

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_{\mathrm{CF,LHC}} &= 1 - \frac{1-\pi_3}{\psi\exp(\eta_1)-\pi_3},\quad \text{uz:}\quad \eta_1 = \frac{\pi_2(1-\pi_3)}{1+\vartheta},\quad \psi = \frac{1+\gamma\,\zeta}{1-\gamma\,\zeta},\\ \zeta &= \left(\frac{\vartheta}{1+\vartheta}\right)^{0{,}5}\frac{1+\gamma}{1/\vartheta-\gamma-\gamma^2},\quad \gamma = \frac{1-\pi_3}{1+\pi_3}\frac{1}{1+\vartheta},\quad \vartheta = \kappa\,\pi_2\,\pi_3 \end{aligned}\right\}\ \text{za } \pi_3 < 1 \tag{4.89}$$

Korištenje izraza (4.86) i (4.89) ne preporuča se u području $\pi_2<3$ jer rezultiraju pogrešnim $\Delta\varepsilon$.

Za razliku od istosmjernih i protusmjernih izmjenjivača topline gdje su temperaturni gradijenti jednodimenzijski i u smjeru strujanja fluida, u unakrsnim izmjenjivačima topline temperaturni su gradijenti dvodimenzijski i utjecaj uzdužnog provođenja topline na iskoristivost topline u izmjenjivaču analizira se numeričkim putem – najčešće metodom konačnih elemenata [204], [207].
Ranganayakulu i dr. [204] analizirali su utjecaj provođenja topline u lamelama na iskoristivost topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču. Njihova analiza obuhvaća cijevni lamelni izmjenjivač topline s jednim prolazom fluida i velikim brojem redova cijevi (engl. *unmixed-unmixed crossflow*) tako da uzdužno provođenje topline postoji samo u smjeru strujanja fluida. Najveće smanjenje iskoristivosti topline od 16% nastaje za π_3=1 i κ=0,2. Romero-Mendez i dr. [208] ispitali su utjecaj uzdužnog provođenja topline na iskoristivost topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču s jednim redom cijevi i zaključuju da smanjenje iskoristivosti topline može iznositi i do 15-20% u najgorim slučajevima. Singh i dr. [209], [210] ispitali su utjecaj uzdužnog provođenja topline na toplinski tok u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline sa superkritičnim CO_2 i utvrđuju smanjenje toplinskog toka do 12%. Jung i Jeong [211] proveli su analizu utjecaja nejednolike raspodjele fluida i uzdužnog provođenja topline na efektivnu vrijednost značajke π_2 u protusmjernom izmjenjivaču topline. U ekstremnim slučajevima nejednolike raspodjele fluida i uzdužnog provođenja topline, efektivna vrijednost značajke π_2 može biti manja za više od 50% u odnosu na referentnu vrijednost π_2 izmjenjivača topline s jednolikom raspodjelom fluida i bez uzdužnog provođenja topline.
Domanski i dr. [212] eksperimentalnim su putem istražili utjecaj uzdužnog provođenja topline u lamelama na učin cijevnog lamelnog isparivača sa šahovskim rasporedom cijevi u tri reda. Pri jednakim uvjetima ispitivanja, usporedili su učin isparivača s cijelim lamelama i učin isparivača koje su prekinute između redova cijevi. U slučaju kada je temperatura pregrijanja radne tvari 5,6 °C (manji π_3), smanjenje učina isparivača zbog uzdužnog provođenja topline iznosi do 4,2%. Ako se temperatura pregrijanja radne tvari postavi na 16,7°C (veći π_3), smanjenje učina isparivača iznosi 9,3% za protok zraka od 1300 m^3/h, odnosno 18,4% za protok zraka od 1700 m^3/h.
Utjecaj uzdužnog provođenja topline na smanjenje toplinskog toka u izmjenjivaču u kojem je radna tvar transkritični CO_2, eksperimentalnim su putem ispitali Park i Hrnjak [213] te Zilio i dr. [214], [215]. Istraživači zaključuju da uzdužno provođenje topline u lamelama ne rezultira značajnijim smanjenjem izmijenjenog toplinskog toka: 1,9% do 3,9% u mikrokanalnom izmjenjivaču topline [213], odnosno od 3,7% do 5,6% u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline [214], [215]. Na temelju analize metodom konačnih elemenata, Asinari i dr. [216] zaključuju da uzdužno provođenje topline ima zanemariv utjecaj na toplinski tok u mikrokanalnom izmjenjivaču topline s transkritičnim CO_2.

I uzdužno provođenje topline i nejednolika raspodjela brzina strujanja smanjuju iskoristivost topline u kompaktnim izmjenjivačima topline pa se njihov kombinirani utjecaj na izmjenjivače topline može analizirati zajedno kao u [204], [205], [207], [217]-[219].
Utjecaj uzdužnog provođenja topline na iskoristivost topline u lamelnom izmjenjivaču može se analizirati metodom cijevnih elemenata zapisivanjem bilance topline cijevnog elementa (4.49) kao

$$\dot{m}_{\mathrm{a,el}}\, c_{\mathrm{pa}} \left(T_{\mathrm{a}}'' - T_{\mathrm{a}}'\right)_{\mathrm{el}} + \frac{\lambda_{\mathrm{f}} A_{\mathrm{f}}}{L_{\mathrm{nb}}} \sum_{\mathrm{nb}=1}^{N_{\mathrm{nb}}} \left(T_{\mathrm{w,el}} - T_{\mathrm{w,nb}}\right) = \dot{m}_{\mathrm{w,el}}\, c_{\mathrm{w}} \left(T_{\mathrm{w}}' - T_{\mathrm{w}}''\right)_{\mathrm{el}} \tag{4.90}$$

Drugi član s lijeve strane (4.90) predstavlja zbroj toplinskih tokova provođenja topline između cijevnih elemenata promatrane cijevi (indeks *el*) i cijevnih elemenata susjednih cijevi (indeks *nb*).

Prosječne temperature fluida u cijevnom elementu promatrane cijevi i u cijevnim elementima susjednih cijevi označene su s $T_{\mathrm{w,el}}$ i $T_{\mathrm{w,nb}}$. Imajući na umu da je na cijevnom elementu zrak slabija struja fluida ($\pi_{3,\mathrm{el}} = C_{\mathrm{a,el}} / C_{\mathrm{w,el}}$), bilanca topline (4.90) može se zapisati na sljedeći način

$$\pi_{3,\mathrm{el}} \left(T_{\mathrm{a}}'' - T_{\mathrm{a}}'\right)_{\mathrm{el}} + \pi_{3,\mathrm{el}} \kappa \sum_{\mathrm{nb}=1}^{N_{\mathrm{nb}}} \left(T_{\mathrm{w,el}} - T_{\mathrm{w,nb}}\right) = \left(T_{\mathrm{w}}' - T_{\mathrm{w}}''\right)_{\mathrm{el}} \tag{4.91}$$

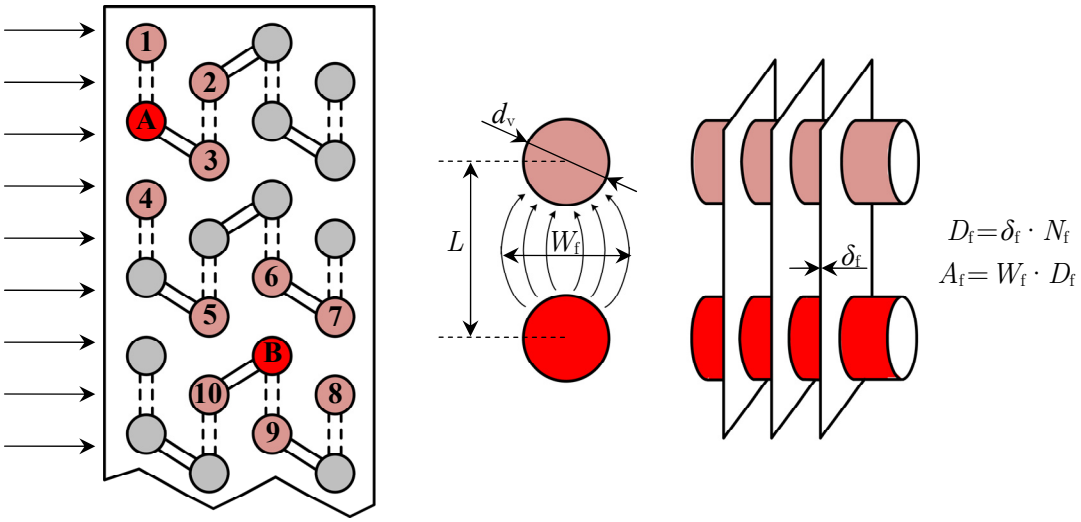
Uz utjecaj uzdužnog provođenja topline, izlazna temperatura vode i izlazna temperatura zraka na cijevnom elementu dobivaju se pomoću (4.53), (4.55), (4.59) i (4.91)

$$T_{\mathrm{w,el}}'' = \frac{\left(2 - \varepsilon_{\mathrm{el}}\, \pi_{3,\mathrm{el}} - \pi_{3,\mathrm{el}}\, \kappa\, N_{\mathrm{nb}}\right) T_{\mathrm{w,el}}' + 2\, \varepsilon_{\mathrm{el}}\, \pi_{3,\mathrm{el}}\, T_{\mathrm{a,el}}' + \pi_{3,\mathrm{el}}\, \kappa \sum \left(T_{\mathrm{w}}' + T_{\mathrm{w}}''\right)_{\mathrm{nb}}}{2 + \varepsilon_{\mathrm{el}}\, \pi_{3,\mathrm{el}} + \pi_{3,\mathrm{el}}\, \kappa\, N_{\mathrm{nb}}} \tag{4.92}$$

$$T_{\mathrm{a,el}}'' = \frac{2\, \varepsilon_{\mathrm{el}}\, T_{\mathrm{w,el}}' + \left[\varepsilon_{\mathrm{el}} \left(\pi_{3,\mathrm{el}} - 2\right) + 2 + \pi_{3,\mathrm{el}}\, \kappa\, N_{\mathrm{nb}} \left(1 - \varepsilon_{\mathrm{el}}\right)\right] T_{\mathrm{a,el}}' + 0{,}5\, \pi_{3,\mathrm{el}}\, \varepsilon_{\mathrm{el}}\, \kappa \sum \left(T_{\mathrm{w}}' + T_{\mathrm{w}}''\right)_{\mathrm{nb}}}{2 + \varepsilon_{\mathrm{el}}\, \pi_{3,\mathrm{el}} + \pi_{3,\mathrm{el}}\, \kappa\, N_{\mathrm{nb}}} \tag{4.93}$$

U (4.92) i (4.93) N_{nb} označava broj susjednih cijevi promatranoj cijevi. U izmjenjivaču topline sa šahovskim rasporedom cijevi maksimalni broj susjednih cijevi je $N_{\mathrm{nb}} = 6$, a u izmjenjivaču topline s linijskim rasporedom cijevi maksimalni broj susjednih cijevi je $N_{\mathrm{nb}} = 4$. Minimalni broj susjednih cijevi je $N_{\mathrm{nb}} = 2$, neovisno o rasporedu cijevi.

Utjecaj uzdužnog provođenja topline u lamelama povećava se s porastom parametra κ, a nestaje kada $\kappa = 0$ te se izrazi (4.92)-(4.93) reduciraju se na (4.60)-(4.61). Površina presjeka lamela A_{f} dobiva se kao umnožak širine W_{f} i debljine D_{f} presjeka lamela kroz koje cijevi provode toplinu. Debljina presjeka lamela D_{f} jednaka je umnošku debljine lamele δ_{f} i broja lamela N_{f} koje spajaju cijevi, kao na slici 4.15.



Slika 4.15. Uzdužno provođenje topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline. Cijev **A** komunicira s cijevima **1**, **2**, **3** i **4**, a cijev **B** komunicira s cijevima **5**, **6**, **7**, **8**, **9** i **10**.

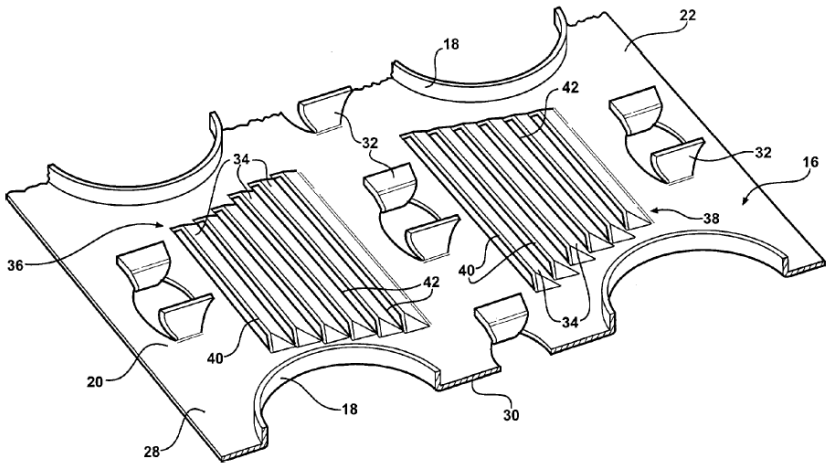
Omjer između širine presjeka lamela W_{f} i udaljenosti između susjednih cijevi L_{nb}, Sheffield i dr. [220] nazivaju se faktorom oblika $S = W_{\mathrm{f}} / L_{\mathrm{nb}}$ (engl. *shape factor*). Prema Lee i Domanski [34] faktor oblika ovisi o vrsti lamele: $S = d_{\mathrm{v}} / L_{\mathrm{nb}}$ za ravne i valovite lamele, $S = 0{,}7\, d_{\mathrm{v}} / L_{\mathrm{nb}}$ za isprekidane lamele

i $S{=}0{,}5\,d_{\mathrm{v}}/L_{\mathrm{nb}}$ za izrezane lamele. Udaljenost između susjednih cijevi može se dobiti iz poprečnog i uzdužnog koraka cijevi, X_{T} i X_{L}. Broj lamela u izmjenjivaču topline računa se kao recipročna vrijednost koraka lamela ($N_{\mathrm{f}} = 1/s_{\mathrm{f}}$). Manji korak između lamela, veća toplinska provodnost materijala lamele ili manja udaljenost između cijevi i manji toplinski kapacitet slabije struje povećavaju parametar $\boldsymbol{\kappa}$. Uz faktor oblika, parametar uzdužnog provođenja topline (4.87), za cijeli izmjenjivač topline ili samo jednu lamelu, može se izračunati kao

$$\boldsymbol{\kappa} = S\,\frac{\lambda_{\mathrm{f}}\,N_{\mathrm{f}}\,\delta_{\mathrm{f}}}{C_1} = S\,\frac{\lambda_{\mathrm{f}}\,\delta_{\mathrm{f}}}{C_1/N_{\mathrm{f}}} \tag{4.94}$$

Parametar $\boldsymbol{\kappa}$ cijevnog elementa jednak je parametru $\boldsymbol{\kappa}$ izmjenjivača topline (4.94) jer podjelom izmjenjivača na cijevne elemente proporcionalno se smanjuje površina poprečnog presjeka lamela A_{f} i toplinski kapacitet slabije struje fluida C_1.

Uzdužno provođenje može se umanjiti posebnom geometrijom lamela. Na slici 4.16. prikazana je izrezana lamela s turbulatorima u području brazdanja iza cijevi [221]. Turbulatori (pozicija 32) u području brazdanja imaju višestruke prednosti: smanjuje se površina poprečnog presjeka lamela za uzdužno provođenje topline između susjednih cijevi, smanjuje se veličina brazde (engl. *wake*) što rezultira smanjenjem lokalnog otpora strujanja fluida i povećanjem lokalnog koeficijenta prijelaza topline. S druge strane, ovakva kompleksna geometrija lamele povećava cijenu izrade u odnosu na konvencionalne lamele. U novije vrijeme, velik broj istraživanja u području cijevnih lamelnih izmjenjivača topline usmjeren je poboljšanju karakteristika strujanja fluida i prijelaza topline u području brazdanja (engl. *wake management*) [222].

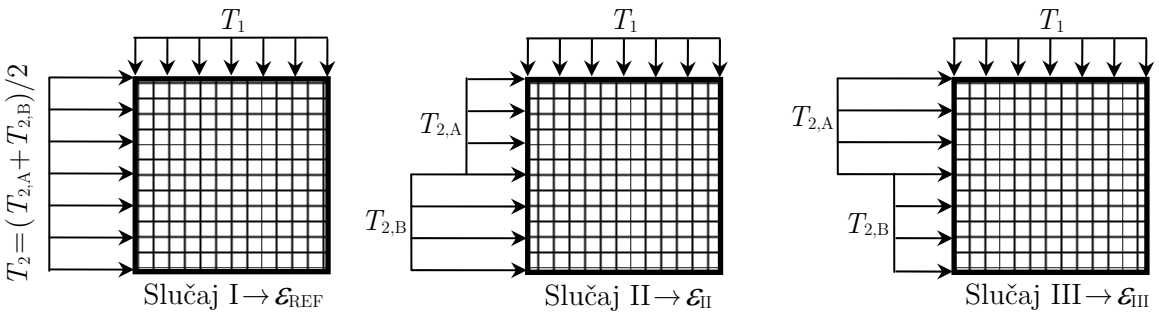


Slika 4.16. Ublažavanje utjecaja uzdužnog provođenja topline korištenjem izrezanih lamela s turbulatorima (pozicija 32) u području brazdanja između cijevi, US patent 7021370 [221]

4.3.4. Nejednolika raspodjela ulaznih temperatura fluida

Osim nejednolike raspodjele brzina strujanja fluida, na ulazu u izmjenjivače topline može postojati i nejednolika raspodjela temperatura fluida. Na temelju provedene analize metodom konačnih elemenata, Chiou [223]-[224] zaključuje da nejednolika raspodjela temperatura fluida na ulazu može smanjiti iskoristivost topline u izmjenjivaču do 12%, dok nejednolika raspodjela brzina strujanja fluida može smanjiti iskoristivost topline do 20%. Za razliku od nejednolike raspodjele brzina strujanja koja u pravilu smanjuje iskoristivost topline, nejednolika raspodjela temperatura fluida može, u određenim slučajevima, povećati iskoristivost topline u izmjenjivaču [223]-[227].
Prema Ranganayakulu i dr. [218] smanjenje iskoristivosti topline u unakrsnom izmjenjivaču topline, uzrokovano nejednolikom raspodjelom temperatura i brzina strujanja fluida i utjecajem uzdužnog provođenja topline, može iznositi i do 30%. Najveće smanjenje iskoristivosti topline nastaje u području $\pi_2 < 20$ i kada fluidi imaju iste toplinske kapacitete ($\pi_3 = 1$). Smanjenje iskoristivosti topline nije toliko izraženo u području $\pi_2 > 20$ jer se ova tri utjecaja međusobno kompenziraju.

Neka se u unakrsnom izmjenjivaču topline prikazanom na slici 4.17. fluid 1 grije, a fluid 2 hladi. Fluid 1 ima jednoliku raspodjelu temperatura na ulazu, a fluid 2 ima nejednoliku raspodjelu temperatura na ulazu u obliku dvodijelnog skokovitog profila. U odnosu na iskoristivost topline koja se postiže s jednolikom raspodjelom temperature fluida 2 (*slučaj I*), povećanje iskoristivosti topline (*slučaj II*) postiže se kada je, na ulaznoj strani fluida 1, lokalna temperatura fluida 2 manja od prosječne temperature fluida 2 ($T_{2,A} < T_2$), a na izlaznoj strani fluida 1, lokalna temperatura fluida 2 veća od prosječne temperature fluida 2 ($T_{2,B} > T_2$). Smanjenje iskoristivosti topline (*slučaj III*) postiže se kada je, na ulaznoj strani fluida 1, lokalna temperatura fluida 2 veća od prosječne temperature fluida 2 ($T_{2,A} > T_2$), a na izlaznoj strani fluida 1, lokalna temperatura fluida 2 manja od prosječne temperature ($T_{2,B} < T_2$). Općenito, povećanje iskoristivosti topline nastaje kada nejednolika raspodjela ulaznih temperatura fluida uzrokuje povoljniju raspodjelu temperaturnih razlika između dvaju fluida u izmjenjivaču topline.

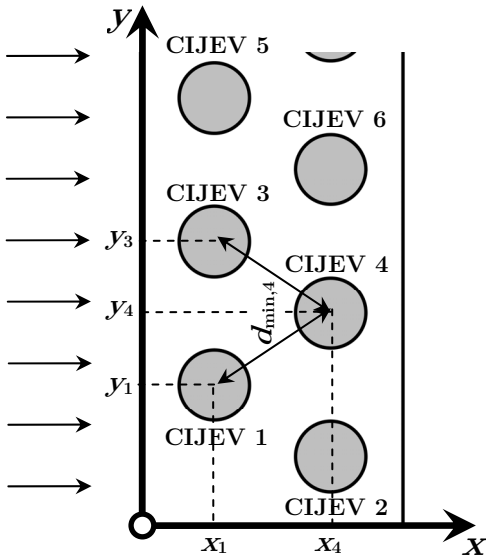


Slika 4.17. Utjecaj nejednolike raspodjele ulaznih temperatura fluida na iskoristivost topline u izmjenjivaču: povećanje iskoristivosti topline (*slučaj II*) i smanjenje iskoristivosti topline (*slučaj III*). Vrijedi: $\varepsilon_{II} > \varepsilon_{REF} > \varepsilon_{III}$

Utjecaj nejednolike raspodjele ulaznih temperatura zraka može se analizirati pomoću MCE metode na način da se zada željeni profil temperatura fluida na ulazu u izmjenjivač topline.

4.3.5. Numerički algoritam metode cijevnih elemenata

Metodom cijevnih elemenata, cijevni lamelni izmjenjivač topline diskretizira se na cijevne elemente. Ovisno o broju cijevi i željenu točnost proračuna, cijevni lamelni izmjenjivač topline može se diskretizirati na više tisuća cijevnih elemenata. Iz tog razloga potrebno je razviti numerički algoritam koji može brzo i efikasno proračunati izmjenjivač topline na temelju metode cijevnih elemenata. Numerički algoritam razvijen je u programu Visual Basic koji omogućava korisniku, bez prevelikog znanja računalnih vještina, brzu i jednostavnu promjenu ulaznih parametara ili interpretaciju rezultata proračuna u MS Excelu.
Od strane korisnika očekuje se određivanje međusobnog smjera strujanja fluida u izmjenjivaču topline odnosno definicija broja krugova strujanja fluida u cijevima, broja cijevi u svakom krugu strujanja, redoslijed spajanja cijevi, položaj cijevi u koordinatnom sustavu, odabir slabije struje fluida, odabir i uključivanje različiti modula u MCE metodu (moduli za jednoliku ili nejednoliku raspodjelu brzina strujanja fluida, jednolika ili nejednolika raspodjela temperatura fluida na ulazu, utjecaj uzdužnog provođenja topline u lamelama).
Na temelju ulaznih parametara definiranih od strane korisnika, algoritam MCE metode izračunava položaj promatrane cijevi i cijevnih elemenata u odnosu na ostale cijevi i cijevne elemente u izmjenjivaču topline. Za promatranu cijev (npr. **CIJEV 3** na slici 4.18.) traže se susjedne cijevi u istom redu cijevi (**CIJEV 1** i **CIJEV 5**) koje se nalaze na najmanjoj udaljenosti. Promatrana cijev (**CIJEV 3**) dijeli nastrujavani zrak sa susjednim cijevima (**CIJEVI 1** i **5**) u istom omjeru u slučaju jednolike raspodjele ulaznih brzina strujanja fluida. U slučaju nejednolike raspodjele ulaznih brzina strujanja fluida spomenute cijevi dijele zrak u različitim omjerima, ovisno o obliku profila brzina strujanja fluida. Kada izmjenjivač topline ima više od jednog reda cijevi, za svaku se cijev iz unutarnjih redova cijevi (**CIJEV 2**, **4** i **6**), uz susjedne cijevi u istom redu cijevi, traže i susjedne cijevi iz prethodnog reda o kojima ovise ulazni parametri na promatranoj cijevi.



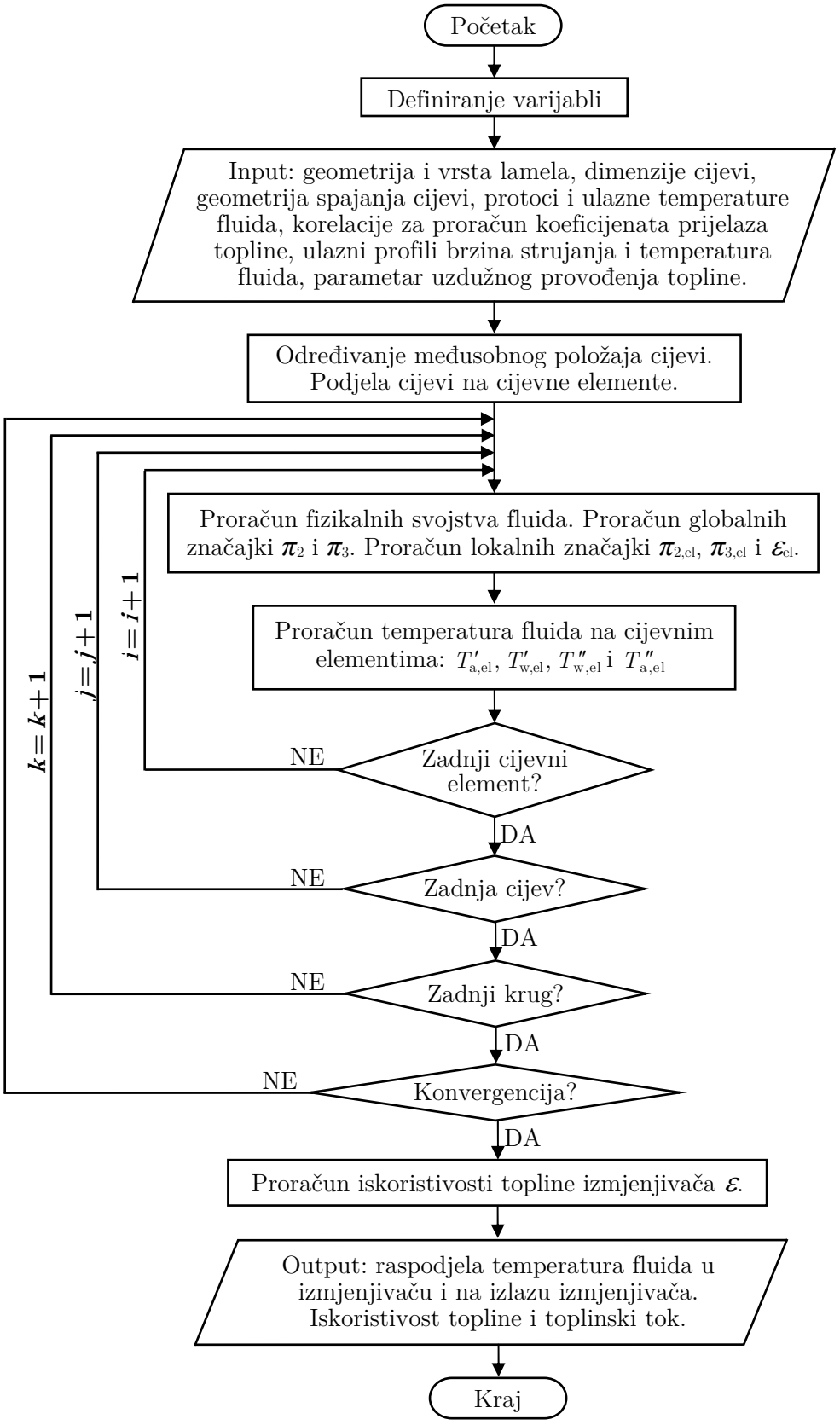
Slika 4.18. Određivanje međusobnog položaja cijevi u izmjenjivaču topline

U izmjenjivaču topline, svaka se cijev označava s dva indeksa (m, n): prvi indeks označava redni broj cijevi u krugu strujanja kojemu pripada, a drugi indeks označava redni broj kruga strujanja u izmjenjivaču topline. Oznake cijevi koje utječu na cijevi niz smjer strujanja zraka dobivaju se na temelju najmanjih udaljenosti. Za promatranu CIJEV 4 računaju se udaljenosti do drugih cijevi, ali na najmanjoj udaljenosti nalaze se samo CIJEVI 1 i 3 što znači da samo ove dvije cijevi utječu na CIJEV 4. S druge strane, CIJEV 5 ne utječe na CIJEV 4 jer je udaljenost između tih cijevi veća od najmanje udaljenosti $d_{\min,4}$, a CIJEV 2 ne utječe na CIJEV 4 jer se nalazi u istom redu cijevi. Za CIJEV 4 najmanja udaljenost do susjedne cijevi u prethodnom redu cijevi iznosi

$$d_{\min,4} = \sqrt{(x_4 - x_1)^2 + (y_4 - y_1)^2} = \sqrt{(x_4 - x_3)^2 + (y_4 - y_3)^2} \tag{4.95}$$

U slučaju jednolike raspodjele brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline, temperatura zraka na ulazu u cijevne elemente CIJEVI 4 dobiva se kao aritmetička sredina temperatura zraka na izlazu iz cijevnih elemenata CIJEVI 1 i 3. Temperatura zraka na ulazu u cijevne elemente CIJEVI 2 jednaka je temperaturi zraka na izlazu iz cijevnih elemenata CIJEVI 1. Postupak traženja susjednih cijevi koje utječu na cijevi niz smjer strujanja zraka treba ponoviti za sve cijevi u izmjenjivaču topline prije samog proračuna temperatura fluida na izlazu iz cijevnih elemenata.
U izmjenjivaču topline sa šahovskim rasporedom cijevi, svaka cijev utječe na najviše dvije cijevi u redu cijevi niz smjer strujanja zraka. U izmjenjivaču topline s linijskim rasporedom cijevi, svaka cijev utječe samo na jednu cijev u redu cijevi niz smjer strujanja zraka.
Na strani fluida u cijevima, u svakom krugu strujanja fluida potrebno je definirati redoslijed strujanja fluida po cijevima. Npr., u krugu strujanja koji se sastoji od 6 cijevi, cijevi s rednim brojem 1., 3. i 5. imaju isti smjer strujanja vode, ali suprotan od smjera strujanja fluida u cijevima 2., 4. i 6. Prijelaz topline u zavojima između cijevi se zanemaruje, tako da je temperatura fluida na izlazu iz cijevi uzvodno ujedno i temperatura fluida na ulazu u cijev nizvodno.

Položaj cijevnog elementa u cijevi i u izmjenjivaču topline definira se trima indeksima (i, j, k): indeks i označava redni broj cijevnog elementa u cijevi ($1 \leq i \leq N_{\mathrm{el}}$), indeks j označava redni broj cijevi u krugu strujanja fluida ($1 \leq j \leq N_{\mathrm{c,k}}$), a indeks k označava redni broj kruga strujanja fluida u izmjenjivaču topline ($1 \leq k \leq N_{\mathrm{k}}$).
Jednadžbe za izračun temperatura fluida na izlazu cijevnih elemenata (4.60) i (4.61) eksplicitnog su oblika i numerički algoritam prati smjer strujanja fluida po cijevima. Dobivene temperature fluida na izlazu iz cijevnih elemenata služe kao temperature fluida na ulazu u susjedne cijevne elemente. Proračun se ponavlja novim prolaskom kroz sve cijevne elemente u izmjenjivaču topline sve do postizanja ravnotežnog stanja rješenja, odnosno željene razine konvergencije rješenja.
Prilikom rješavanja jednadžbi za izračun temperatura fluida na izlazu iz cijevnih elemenata s utjecajem uzdužnog provođenja topline u lamelama (4.92) i (4.93), temperature fluida susjednih cijevnih elemenata nisu poznate već su jednake rješenjima iz prethodnog iteracijskog koraka ili početno zadanoj temperaturi u slučaju prve iteracije. I ovdje se temperature fluida na izlazu iz cijevnih elemenata ažuriraju nakon svakog iteracijskog koraka sve do postizanja željene razine konvergencije rješenja. Dijagram toka numeričkog algoritma metode cijevnih elemenata prikazan je na slici 4.19.



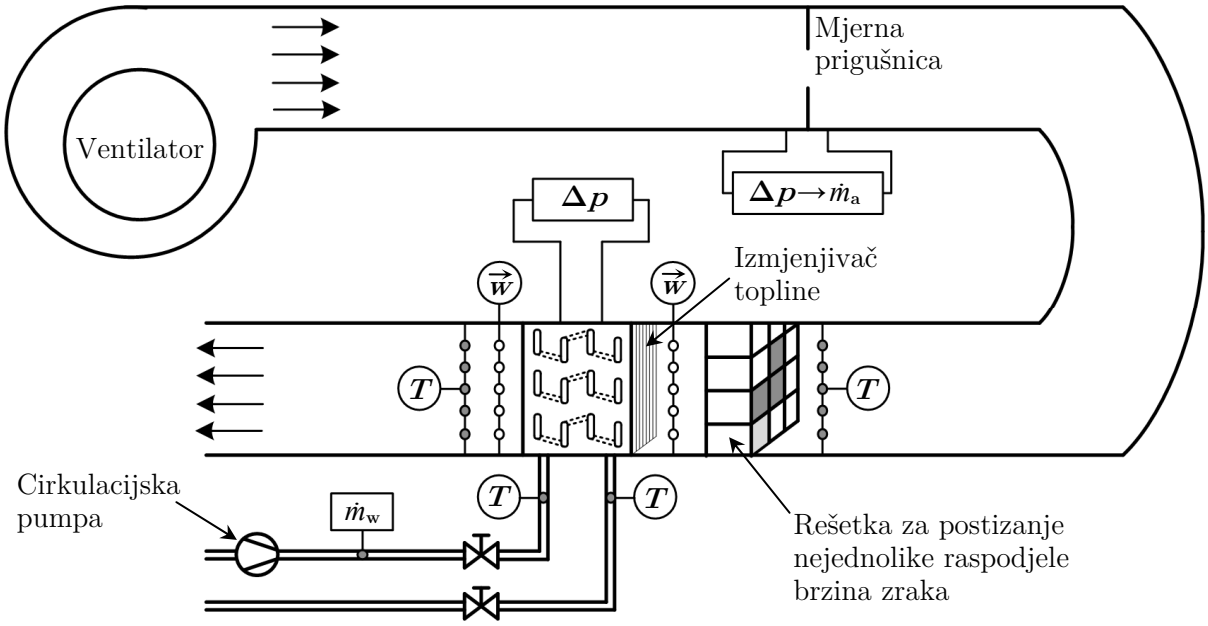
Slika 4.19. Dijagram toka numeričkog algoritma metode cijevnih elemenata

5. EKSPERIMENTALNO ISPITIVANJE I NUMERIČKA ANALIZA CIJEVNOG LAMELNOG IZMJENJIVAČA TOPLINE S NEJEDNOLIKOM RASPODJELOM ZRAKA

5.1. Eksperimentalno ispitivanje

5.1.1. Mjerna linija

Eksperimentalna ispitivanja na cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida izvršena su u Laboratoriju za toplinska mjerenja, na Zavodu za termodinamiku i energetiku Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci. Korišten je otvoreni zračni kanal pobliže opisan u doktorskoj disertaciji V. Glažara [85]. Osnovni dijelovi zračnog kanala su ventilator, ventilacijski kanali, cjevovodi za radni mediji i ispitna sekcija u kojoj se postavljaju izmjenjivači topline, kao na slici 5.1.



Slika 5.1. Shema zračnog kanala s lamelnim izmjenjivačem i mjernom opremom

U svrhu vrednovanja MCE metode (potpoglavlje 4.3.), eksperimentalno ispitivanje obuhvatilo je mjerenja na dva različita cijevna lamelna izmjenjivača topline:

I. cijevni lamelni izmjenjivač topline s 4 reda cijevi, u kojemu radni medij struji u 8 prolaza i u 10 istih krugova strujanja, oznaka izmjenjivača topline: **4R:10×8**, tip i proizvođač izmjenjivača: CIAT Flanc Batterie 4R 20T BG1232Q, i

II. cijevni lamelni izmjenjivač topline s 3 reda cijevi, u kojemu radni medij struji u 6 prolaza i u 10 različitih krugova strujanja, oznaka izmjenjivača topline: **3R:10×6**, tip i proizvođač izmjenjivača: Ventcommerce Venco 17.

Geometrijske karakteristike ova dva cijevna lamelna izmjenjivača topline dane su u tablici 5.1.
U ispitanim cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline zrak se grije, a voda se hladi. Između većeg broja mjerenja, ulazna se temperatura zraka kretala između 15 °C i 20 °C, a ulazna temperatura vode između 35 °C i 45 °C. Maseni se protok zraka kretao između 1500 kg/h i 3200 kg/h, a maseni protok vode između 500 kg/h i 2500 kg/h. Međutim, tijekom svakog pojedinog mjerenja, ulazne su temperature i protoci fluida bili približno konstantni.
Ovdje valja spomenuti da postignuta iskoristivost topline ne ovisi o temperaturama i protocima fluida na ulazu već samo o njihovim međusobnim omjerima ($\boldsymbol{\pi}_3$) te o karakteristici prijelaza topline u izmjenjivaču ($\boldsymbol{\pi}_2$). Ipak, izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču topline, osim o iskoristivosti topline, ovisi o ulaznim temperaturama fluida i masenom protoku slabije struje fluida.
Ispitna sekcija oprema se mjernim instrumentima poput temperaturnih osjetnika, protokomjera, anemometra za brzinu strujanja zraka te sustava za akviziciju i pohranu podataka. U zračnom je kanalu neposredno prije ulaza u izmjenjivač postavljena rešetka s 5×3=15 polja (fotografija rešetke na slici 6.70.) koja služi za postizanje jednolike ili, zatvaranjem pojedinih polja, nejednolike raspodjele brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline.

Tablica 5.1. Geometrija ispitanih cijevnih lamelnih izmjenjivača (oznake kao na slici 3.2.):

Oznaka cijevnog lamelnog izmjenjivača topline	**4R:10×8**	**3R:10×6**
Visina izmjenjivača topline s kućištem, mm	760	700
Duljina izmjenjivača topline s kućištem, mm	1130	930
Širina izmjenjivača topline s kućištem, mm	400	150
Visina lamela, L_3, mm	655	650
Duljina izmjenjivača preko lamela, L_1, mm	990	840
Širina lamela, L_2, mm	104	85
Broj lamela, N_f	450	336
Korak lamela, s_f, mm	2,2	2,5
Debljina lamela, δ_f, mm	0,1	0,1
Vrsta lamele	obična ravna	obična ravna
Materijal lamela	aluminij	aluminij
Ukupan broj cijevi	80	60
Broj redova cijevi	4	3
Broj cijevi u jednom redu cijevi	20	20
Poprečni korak cijevi, X_T, mm	32,3	32,3
Uzdužni korak cijevi, X_L, mm	27,7	27,7
Vanjski promjer cijevi, d_v, mm	12,7 (1/2")	12,7 (1/2")
Unutarnji promjer cijevi, d_u, mm	11,4	11,4
Materijal cijevi	bakar	bakar
Hidraulički promjer na strani zraka, d_h, mm	2,83	3,2
Površina prijelaza topline na strani zraka, A_1, m^2	55,4	33,3
Omjer površina, A_1/A_2	19,5	18,5
Kompaktnost izmjenjivača, A_1/V, m^2/m^3	821	718

5.1.2. Mjerna oprema

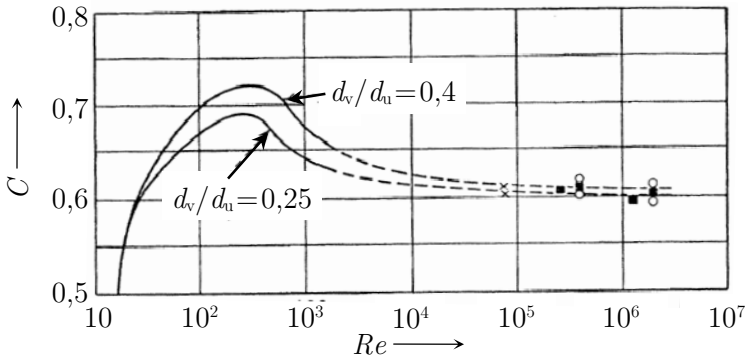
Temperature zraka i vode na ulazu u izmjenjivač topline izmjerene su pomoću Pt100 platinastih otporničkih termometara koji su spojeni na sustav za akviziciju podataka i računalo za pohranu podataka. Ulazna i izlazna temperatura zraka na izmjenjivaču topline dobiva se kao aritmetička sredina temperatura zraka izmjerenih u tri (na ulazu), odnosno devet (na izlazu) Pt100 termometara. Ulazna i izlazna temperatura vode mjere se svaka s po jednim Pt100 termometrom. U Pt100 temperaturnim osjetnicima električni se otpor mijenja zbog promjene temperature platine odnosno zbog promjene temperature fluida. Callendar – Van Dusenova jednadžba opisuje ovisnost između električnog otpora i temperature platinastih termometara [228]. Prednost platinastih termometara je stabilna karakteristika između otpora i temperature (0,385 Ω/K) što osigurava visoku točnost i ponovljivost mjerenja u širokom rasponu temperatura. Mjerna nesigurnost Pt100 termometara iznosi ±0,06% pri 273 K.

Maseni protok radnog medija (vode) u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline izmjeren je pomoću ultrazvučnog protokomjera Prosonic Flow 92 [229]. U ultrazvučnom protokomjeru, maseni se protok fluida dobiva mjerenjem volumnog protoka fluida poznate gustoće odnosno iz brzine strujanja fluida u cijevi poznatih dimenzija. Mjerenje ultrazvučnim protokomjerom temelji se na Dopplerovom efektu: mjeri se razlika u vremenskim intervalima koja su potrebna da ultrazvučni signali prođu kroz struju fluida od odašiljača do prijemnika u smjeru strujanja fluida i suprotno od smjera strujanja fluida. Najvažnije prednosti ultrazvučnog protokomjera su visoka točnost mjerenja i neintrusivno mjerenje. Mjerna nesigurnost ultrazvučnog protokomjera Prosonic Flow 92 iznosi ±0,5% u području brzina strujanja fluida između 0,5 m/s i 7,0 m/s i za $Re > 10000$.

Maseni protok zraka određuje se mjerenjem pada statičkog tlaka u mjernoj prigušnici koja je postavljena u zračnom kanalu uzvodno od izmjenjivača topline. U mjernoj se prigušnici poprečni presjek kanala naglo sužava (s vanjskog promjera $d_v = 600$ mm na unutarnji promjer $d_u = 180$ mm) što uzrokuje veliki pad statičkog tlaka. Mjerenjem statičkog pada tlaka i poznavanjem karakteristika prigušnice može se odrediti maseni protok fluida u kanalu pomoću sljedećeg izraza

$$\dot{m}_a = 3998,6\ C\ {d_u}^2 (\rho_a\ \Delta p)^{0,5},\ \left[\mathrm{kg/h}\right] \tag{5.1}$$

Koeficijent protoka mjerne prigušnice (engl. *coefficient of discharge in pipe orifice*) ovisi o omjeru promjera prigušnice i brzini strujanja fluida, a određuje se eksperimentalnim putem i ucrtava u dijagramima [230], slika 5.2. Za korištenu mjernu prigušnicu koeficijent protoka iznosi $C = 0,61$.



Slika 5.2. Koeficijent protoka mjerne prigušnice [230]

Osim u mjernoj prigušnici, protok zraka može se izmjeriti i na izlazu zračnog kanala pomoću krilnih anemometara ili anemometara s toplom niti (kuglicom). Maseni protoci zraka izmjereni u mjernoj prigušnici provjeravani su mjerenjem brzina strujanja (protoka) zraka na izlazu zračnog kanala. Prijenosni multifunkcijski sustav *Testo 454* korišten je za mjerenje pada tlaka u mjernoj prigušnici i u izmjenjivačima topline, kao i za dodatna mjerenja i provjeru temperatura zraka i masenih protoka zraka u zračnom kanalu. Kod očitavanja pada tlaka, u području –40 ...+40 hPa mjerna nesigurnost uređaja iznosi ±1,5%. Kod mjerenja brzine strujanja zraka, krilni anemometar ima mjernu nesigurnost od ±(0,1 m/s ± 0,015 *w*) u području 0,25 ...20 m/s. Trofunkcijska sonda za istovremeno mjerenje temperature, relativne vlažnosti i brzine strujanja zraka ima sljedeće mjerne nesigurnosti: ±0,4 °C u području 0 ...50 °C, ±2% RH u području 2 ...98% RH, ±(0,03 m/s ± 0,05 *w*) u području 0 ...10 m/s [231].

Za akviziciju podataka koristi se modularni sustav za akviziciju podataka *National Instruments SCXI 1000* koji je detaljno opisan u [85]. Veza između sustava za akviziciju podataka i računala za spremanje podataka uspostavljena je *PCMCIA* karticom *DAQCard-AI-16XE-50*. Pohranjeni podaci na računalu mogu se u realnom vremenu prikazati u sučelju programa *LabView 7.1*.

5.1.3. Točnost mjerenja

Izmjerena vrijednost mjerene veličine ili rezultat mjerenja je procjena stvarne vrijednosti mjerene veličine i stoga mora uvijek biti popraćena s vrijednošću mjerne nesigurnosti. Mjerna nesigurnost karakterizira rasipanje rezultata mjerenja oko njegove srednje vrijednosti. Neki od izvora mjernih nesigurnosti mogu biti: nereprezentativni uzorak skupa mjerene veličine, utjecaj okoline i mjernih uređaja na mjerenu veličinu, nedovoljno razlučivanje mjernih uređaja i pogrešne pretpostavke u mjernom postupku. Mjernu nesigurnost moguće je podijeliti u dvije kategorije koje se međusobno razlikuju po načinu određivanja. Prva kategorija mjernih nesigurnosti izračunava se statističkim metodama i naziva se mjerna nesigurnost tipa A, a druga kategorija određuje se na neki drugi način i naziva se mjerna nesigurnost tipa B. Mjerna nesigurnost tipa A nastaje zbog sistematskih pogrešaka mjerenja dok mjerna nesigurnost tipa B nastaje zbog slučajnih pogrešaka i procjenjuje se na temelju prijašnjih mjerenja, podataka proizvođača, umjeravanju uređaja.

Kod određivanja mjernih pogrešaka tipa A koristi se sljedeći statistički pristup. Obično se mjerena veličina određuje neizravno mjerenjem nekih drugih veličina. Iz tog razloga može se uzeti da je mjerena veličina Y funkcija $X_i (i=1,2,...,N)$ veličina koje je potrebno odrediti mjerenjima, tj.

$$Y = f(X_1, X_2, ..., X_N) \tag{5.2}$$

Mjerenja daju procjenu y mjerene veličine Y koja je funkcija procjena x_i mjerenih veličina X_i, tj.

$$y = f(x_1, x_2, ..., x_N) \tag{5.3}$$

Procjena x_i mjerene veličine X_i računa se kao aritmetička sredina N nezavisnih mjerenja X_i

$$x_i = \overline{X}_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^{N} X_{i,j} \tag{5.4}$$

Standardna mjerna nesigurnost tipa A definira se kao

$$u(x_\mathrm{i}) = \sigma(\bar{X}_\mathrm{i}) = \frac{\sigma(X_\mathrm{i,j})}{\sqrt{N}} = \frac{\sqrt{\dfrac{1}{N-1}\sum_{\mathrm{j}=1}^{N}(X_\mathrm{i,j} - \bar{X}_\mathrm{i})^2}}{\sqrt{N}} \tag{5.5}$$

U izrazu (5.5), $\sigma(\bar{X}_\mathrm{i})$ je standardno odstupanje (koriste se i nazivi: srednja kvadratna pogreška, srednje kvadratno odstupanje) aritmetičke sredine rezultata mjerenja, a $\sigma(X_\mathrm{i,j})$ je eksperimentalno standardno odstupanje. Stvarna vrijednost mjerene veličine X_i izražava se pomoću procjene mjerene veličine i mjerne nesigurnosti, tj.

$$X_\mathrm{i} = x_\mathrm{i} \pm U = x_\mathrm{i} \pm k\, u(x_\mathrm{i}) = \bar{X}_\mathrm{i} \pm k\,\frac{\sigma(X_\mathrm{i,j})}{\sqrt{N}} \tag{5.6}$$

U izrazu (5.6) U je proširena nesigurnost i predstavlja interval oko vrijednosti procjene koji, s određenom razinom pouzdanosti, sadrži veći dio razdiobe vrijednosti procjene. Obuhvatni faktor k je numerička vrijednosti koja označava omjer između proširene i standardne nesigurnosti. Obuhvatni faktor ovisi o broju stupnjeva slobode ($\upsilon_\mathrm{i} = N-1$) i o željenoj razini pouzdanosti [232]. Ukoliko se skup podataka o procjeni mjerene veličine može opisati normalnom razdiobom, za $k=1$ razina pouzdanosti iznosi 68,3%, za $k=2$ razina pouzdanosti iznosi 95,5%, a za $k = 3$ razina pouzdanosti iznosi 99,7%. Relativna standardna nesigurnost (ili relativno standardno odstupanje) je omjer standardne nesigurnosti i apsolutne vrijednosti procjene mjerene veličine, tj.

$$u_\mathrm{r}(x_\mathrm{i}) = \frac{u(x_\mathrm{i})}{\left|x_\mathrm{i}\right|} \cdot 100\% \tag{5.7}$$

Mjerna nesigurnost tipa B koristi se u slučaju kada se statistička analiza ne može provesti zbog nedovoljnog poznavanja određene pogreške. U ovom slučaju potrebno je odrediti donju i gornju granicu razdiobe vjerojatnosti odnosno a^- i a^+. Interval razdiobe iznosi $(a^+ - a^-) = 2a$, a najizglednija procjena je $(a^- + a^+)/2$. Standardna nesigurnost $u(x_\mathrm{i})$ ovisi o vrsti razdiobe: $u(x_\mathrm{i}) = a/3$ za normalnu razdiobu, $u(x_\mathrm{i}) = a/\sqrt{3}$ za kvadratnu (jednoliku) razdiobu, $u(x_\mathrm{i}) = a/\sqrt{6}$ za trokutnu razdiobu (pri čemu je polovica intervala $a = (a^+ - a^-)/2$).

Istovjetno izrazu (5.6) zapisuje se i stvarna vrijednost složene mjerene veličine Y

$$Y = y \pm U = y \pm k\, u_\mathrm{c}(y) \tag{5.8}$$

Procjena mjerene veličine y dobiva se pomoću (5.3) i (5.4). Procjeni mjerene veličine y potrebno je pridružiti složenu standardnu nesigurnost $u_\mathrm{c}(y)$ koja se određuje iz standardnih nesigurnosti $u(x_\mathrm{i})$ svake pojedine procjene x_i. Složena standardna nesigurnost $u_\mathrm{c}(y)$ izračunava se iz zakona porasta (širenja) nesigurnosti [233]

$$u_\mathrm{c}(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^{N}\left[\frac{\partial f(x_\mathrm{i})}{\partial x_\mathrm{i}}\right]^2 u^2(x_\mathrm{i}) + 2\sum_{i=1}^{N-1}\sum_{j=i+1}^{M}\frac{\partial f(x_\mathrm{i})}{\partial x_\mathrm{i}}\frac{\partial f(x_\mathrm{j})}{\partial x_\mathrm{j}} u(x_\mathrm{i}, x_\mathrm{j})} \tag{5.9}$$

Parcijalne derivacije $\partial f(x_\mathrm{i})/\partial x_\mathrm{i}$ nazivaju se koeficijentima osjetljivosti i određuju utjecaj pojedinih standardnih nesigurnosti na vrijednost procjene mjerene veličine y. Kovarijanca $u(x_\mathrm{i}, x_\mathrm{j})$ je mjera međusobne ovisnosti dviju ulaznih veličina, a kada ulazne veličine nisu međusobno ovisne vrijedi $u(x_\mathrm{i}, x_\mathrm{j}) = 0$. Kada je složena standardna nesigurnost $u_\mathrm{c}(y)$ podjednako osjetljiva na sve standardne

nesigurnosti vrijedi $\partial f(x_i)/\partial x_i = 1$ (za $i = 1, 2, ..., N$), a mjerene veličine X_i su međusobno neovisne, zakon porasta nesigurnosti (5.9) pojednostavljuje se u

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^{N} u^2(x_i)} = \sqrt{u^2(x_1) + u^2(x_2) + ... + u^2(x_N)} \tag{5.10}$$

Složena mjerna nesigurnost (5.10) kod mjerenja složenih veličina (npr. iskoristivost topline, omjer toplinskih kapaciteta struja fluida) može se izračunati iz deklariranih mjernih nesigurnosti pojedinih mjernih uređaja koje se nalaze u tehničkim specifikacijama proizvođača opreme.

5.1.4. Metodologija mjerenja

Eksperimentalna ispitivanja na cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline provedena su pri ustaljenim ulaznim temperaturama i masenim protocima fluida. Tijekom jednog mjerenja, najveća dozvoljena promjena temperatura vode i zraka na ulazu u izmjenjivač topline iznosi ±1 K. Najveća dozvoljena promjena masenih protoka vode i zraka iznosi ±5% izmjerene vrijednosti. U slučaju da ovi uvjeti nisu zadovoljeni, mjerenje se ponavlja. Mjerenje započinje nakon što izmjenjivač topline postigne stacionarno stanje rada. Izmjenjivač topline postiže stacionarno stanje rada kada se izmijenjeni toplinski tokovi na strani zraka i na strani vode međusobno razlikuju za manje od 5%. Razlika između izmijenjenih toplinskih tokova na strani vode i na strani zraka može biti posljedica gubitaka topline s neizoliranog razdjelnika/sabirnika i kućišta izmjenjivača prema okolnom zraku, oscilacija ulaznih temperaturama i masenih protoka fluida, mjernih nesigurnosti.
Tijekom mjerenja, ulazne i izlazne temperature fluida prikupljaju se svake sekunde. Temperature zraka mjere se u više točaka i potrebno ih je usrednjiti. Prosječna temperatura zraka jednaka je aritmetičkoj sredini izmjerenih temperatura u slučaju jednolike raspodjele brzina strujanja zraka

$$\bar{T} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} T_i \tag{5.11}$$

U slučaju nejednolike raspodjele brzina strujanja zraka u izmjenjivaču, prosječna temperatura zraka dobiva se usrednjenjem izmjerenih temperatura zraka po masenom protoku zraka

$$\bar{T} = \frac{1}{\dot{m}_a} \sum_{i=1}^{N} (\dot{m}_{a,i}\ T_i) \tag{5.12}$$

Fizikalna svojstva (gustoća, viskoznost, toplinska provodnost i spec. toplinski kapacitet) računaju se za prosječne temperature fluida u izmjenjivaču topline. Potrebno je izmjeriti i masene protoke zraka i vode kako bi se izračunao omjer toplinskih kapaciteta između slabije i jače struje fluida

$$\pi_3 = \frac{\dot{m}_1\ c_{p1}}{\dot{m}_2\ c_{p2}} \tag{5.13}$$

Iskoristivost topline računa se kao omjer između prosječnog izmijenjenog toplinskog toka na strani zraka i vode i maksimalnog toplinskog toka koji bi se izmijenio kada bi se izlazna temperatura slabije struje fluida izjednačila s ulaznom temperaturom jače struje fluida

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_m}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{m}_1\ c_{p1}\ \Delta T_1 + \dot{m}_2\ c_{p2}\ \Delta T_2}{2\ \dot{m}_1\ c_{p1}\ \Delta T_{max}} \tag{5.14}$$

Kod eksperimentalnog ispitivanja cijevnih lamelnih izmjenjivača topline rezultati mjerenja (engl. *data reduction for air-side performance*) interpretiraju se na sljedeći način: iz ulaznih i izlaznih temperatura fluida te iz masenih protoka fluida određuje se iskoristivost topline u izmjenjivaču ε i omjer toplinskih kapaciteta struja π_3, a pomoću odgovarajućeg dijagrama koji povezuje ε, π_2 i π_3 određuje se eksperimentalni koeficijent prolaza topline i, nakon što se procijeni koeficijent prijelaza topline na strani fluida u cijevima (Gnielinski formula (3.29)), izračunava se koeficijent prijelaza topline na strani zraka. Iako prethodno opisani postupak predstavlja standard za interpretaciju podataka mjerenja na cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline [234], zbog svoje indirektne prirode može dovesti do značajnih odstupanja između izmjerenih (prividnih) i stvarnih koeficijenata prijelaza topline na strani zraka. Ova odstupanja mogu biti posljedica korištenja neodgovarajućih ε-π_2 dijagrama i korelacija za koeficijente prijelaza topline fluida u cijevima kao i pogrešaka kod proračuna učinkovitosti lamela [234]. Nadalje, nejednolika raspodjela brzina strujanja fluida i provođenje topline u lamelama mijenjaju oblik ε-π_2 dijagrama, a zbog nepoznavanja istog, njihovi se utjecaji zanemaruju u proračunu što uzrokuje dodatna odstupanja između izmjerenih i stvarnih koeficijenata prijelaza topline na strani zraka (vidi potpoglavlje 6.3. *problem prividnog koeficijenta prijelaza topline*). U nastavku ovog rada pokazuje se na koji način metoda cijevnih elemenata proširuje standardnu metodu iskoristivosti topline (engl. ε-*NTU method*) kako bi se u proračun cijevnih lamelnih izmjenjivača topline uzeo u obzir utjecaji nejednolike raspodjele brzina strujanja fluida i provođenja topline u lamelama.

5.2. Numerička analiza

5.2.1. Proračunska domena

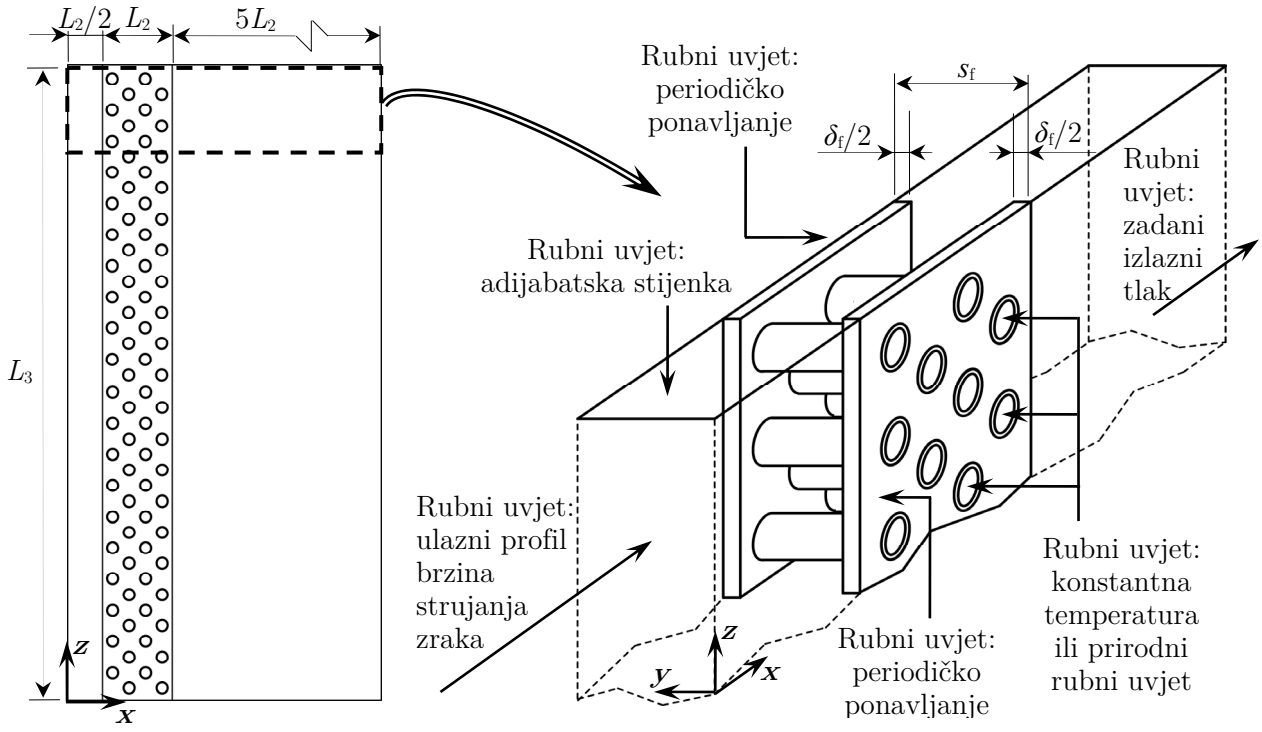
U ovom radu numeričko modeliranje prijelaza topline i strujanja fluida služi za dobivanje dodatnih informacija o utjecaju nejednolike raspodjele brzina strujanja fluida na termohidraulička svojstva lamelnih izmjenjivača topline. U bazama podataka pronađen je manji broj radova koji koriste numeričko modeliranje prijelaza topline i strujanja fluida za analizu cijevnih lamelnih izmjenjivača topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida [41], [42] [47], [52]. Numerička analiza cijevnih lamelnih izmjenjivača topline s nejednolikom raspodjelom strujanja zraka zahtjeva veće računalne resurse i kompleksnija je od numeričke analize cijevnih lamelnih izmjenjivača topline s jednolikom raspodjelom zraka.

Jedan od problema javlja se kod odabira proračunske domene. U izmjenjivaču s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida na ulazu, domena se odabire kao najmanji ponavljajući isječak u izmjenjivaču topline, a za dobivena rješenja pretpostavlja se da odgovaraju rješenjima cijelog izmjenjivača topline. Konkretno, u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline, domena se odabire kao isječak omeđen susjednim cijevima i lamelama. Na granicama domene postavljaju se rubni uvjeti simetrije i periodičkog ponavljanja čime domena postaje reprezentativni isječak za cijeli izmjenjivač topline.

U izmjenjivačima topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida na ulazu, domena se ne može odabrati kao isječak između susjednih cijevi zbog promjenjivih brzina strujanja zraka na ulazu. Ovdje nije moguće postaviti rubni uvjet simetrije poprečno na osnovni smjer strujanja

zraka (u smjeru osi z), a domenu je potrebno odabrati na drugi način. Najčešće se odabire dvodimenzijska domena u ravnini između susjednih lamela čime se analiza cijevnog lamelnog izmjenjivača topline svodi na analizu cijevnog snopa u kojoj se zanemaruje prijelaz topline i strujanje fluida na lamelama. Samo se u jednom radu [52] postavlja trodimenzijska proračunska domena koja obuhvaća fluid, lamele i cijevi u jednom polukoraku lamela po cijeloj visini izmjenjivača topline. Ovaj način odabira proračunske domene dozvoljava postavljanje rubnog uvjeta simetrije na bočnim ravninama domene.

U ovom radu proračunska domena postavlja se tako da obuhvaća fluid, cijevi i lamele između dviju susjednih lamela kao i ulazno te izlazno proširenje po cijeloj visini izmjenjivača topline, kao na slici 5.3. Rubni uvjet periodičkog ponavljanja postavlja se na bočnim ravninama domene, iako se utvrdilo da i rubni uvjet simetrije dovodi do jednakih rješenja što je očekivano s obzirom da vektorom brzine strujanja zraka dominiraju komponente brzina $\boldsymbol{x}$ i $\boldsymbol{z}$. Strujanje zraka u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja na ulazu je izrazito nestabilno s pojavom vrtloženja i poprečnog miješanja (u smjeru osi $\boldsymbol{z}$) u struji zraka. Stoga, na izlazu domene strujanje zraka nije razvijeno i umjesto rubnog uvjeta izobraženog strujanja (engl. *outflow*) potrebno je uzeti rubni uvjet izlaznog tlaka (engl. *pressure outlet*) koji bolje upravlja eventualnom pojavom povratnog strujanja fluida [235]. S gornje i donje strane cijevni lamelni izmjenjivač topline zatvoren je zračnim kanalom i na tim se stijenkama uzima rubni uvjet adijabatske stijenke. Na unutarnjoj stijenki cijevi postavlja se rubni uvjet konstantne temperature ili prirodni rubni uvjet, ovisno o slučaju koji se želi analizirati.



Slika 5.3. Domena (lijevo) i isječak domene s rubnim uvjetima (desno) u cijevnom lamelnom izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom ulaznih brzina strujanja zraka

Domena je proširena s pola širine ($L_2/2$) izmjenjivača topline na ulaznoj strani zraka odnosno s pet ($5L_2$) širina izmjenjivača topline na izlaznoj strani zraka. Kratko proširenje na ulaznoj strani zraka potrebno je kako se zadani profil brzina strujanja zraka na ulazu u domenu ne bi značajnije promijenio do ulaza u izmjenjivač topline. Na izlaznoj strani zraka proširenje domene je veće čime se osigurava smirivanje struje zraka koja je, zbog nejednolikog profila brzina strujanja na ulazu u domenu, izrazito nestabilna u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline.

5.2.2. Jednadžbe očuvanja

Matematički model cijevnog lamelnog izmjenjivača topline opisan je sustavom parcijalnih diferencijalnih jednadžbi za trodimenzijsko stacionarno, laminarno ili turbulentno strujanje zraka. U poddomeni zraka, prijelaz topline i laminarno strujanje fluida opisani su jednadžbom očuvanja mase (**JOM**), jednadžbama očuvanja količine gibanja (**JOKG**) i jednadžbom očuvanja energije (**JOE**)

JOM:
$$\frac{\partial(\rho\, w_\mathrm{x})}{\partial x}+\frac{\partial(\rho\, w_\mathrm{y})}{\partial y}+\frac{\partial(\rho\, w_\mathrm{z})}{\partial z}=0 \tag{5.15}$$

JOKG - os ***x***:
$$\begin{aligned}&\frac{\partial(\rho\, w_\mathrm{x}\, w_\mathrm{x})}{\partial x}+\frac{\partial(\rho\, w_\mathrm{x}\, w_\mathrm{y})}{\partial y}+\frac{\partial(\rho\, w_\mathrm{x}\, w_\mathrm{z})}{\partial z}=\\&=-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\eta\frac{\partial w_\mathrm{x}}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\eta\frac{\partial w_\mathrm{x}}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\eta\frac{\partial w_\mathrm{x}}{\partial z}\right)\end{aligned} \tag{5.16}$$

JOKG - os ***y***:
$$\begin{aligned}&\frac{\partial(\rho\, w_\mathrm{y}\, w_\mathrm{x})}{\partial x}+\frac{\partial(\rho\, w_\mathrm{y}\, w_\mathrm{y})}{\partial y}+\frac{\partial(\rho\, w_\mathrm{y}\, w_\mathrm{z})}{\partial z}=\\&=-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\eta\frac{\partial w_\mathrm{y}}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\eta\frac{\partial w_\mathrm{y}}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\eta\frac{\partial w_\mathrm{y}}{\partial z}\right)\end{aligned} \tag{5.17}$$

JOKG - os ***z***:
$$\begin{aligned}&\frac{\partial(\rho\, w_\mathrm{z}\, w_\mathrm{x})}{\partial x}+\frac{\partial(\rho\, w_\mathrm{z}\, w_\mathrm{y})}{\partial y}+\frac{\partial(\rho\, w_\mathrm{z}\, w_\mathrm{z})}{\partial z}=\\&=-\frac{\partial p}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\eta\frac{\partial w_\mathrm{z}}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\eta\frac{\partial w_\mathrm{z}}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\eta\frac{\partial w_\mathrm{z}}{\partial z}\right)\end{aligned} \tag{5.18}$$

JOE:
$$\begin{aligned}&\frac{\partial(\rho\, w_\mathrm{x}\, T)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho\, w_\mathrm{y}\, T)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho\, w_\mathrm{z}\, T)}{\partial z}=\\&=\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\lambda}{c_\mathrm{p}}\frac{\partial T}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\lambda}{c_\mathrm{p}}\frac{\partial T}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{\lambda}{c_\mathrm{p}}\frac{\partial T}{\partial z}\right)\end{aligned} \tag{5.19}$$

Ako se strujanje zraka modelira kao turbulentno svaku od **JOKG** jednadžbi treba proširiti na:

$$\frac{\partial}{\partial x_\mathrm{i}}(\rho\, w_\mathrm{i}\, k)=\frac{\partial}{\partial x_\mathrm{j}}\left[\left(\eta+\frac{\eta_\mathrm{t}}{\sigma_\mathrm{k}}\right)\frac{\partial k}{\partial x_\mathrm{j}}\right]+\left[\eta_\mathrm{t}\left(\frac{\partial w_\mathrm{i}}{\partial x_\mathrm{j}}+\frac{\partial w_\mathrm{j}}{\partial x_\mathrm{i}}\right)-\frac{2}{3}\left(\rho\, k+\eta_\mathrm{t}\frac{\partial w_\mathrm{k}}{\partial x_\mathrm{k}}\right)\delta_\mathrm{ij}\right]\frac{\partial w_\mathrm{j}}{\partial x_\mathrm{i}}-\rho\,\varepsilon \tag{5.20}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_\mathrm{i}}(\rho\, w_\mathrm{i}\, \varepsilon)=\frac{\partial}{\partial x_\mathrm{j}}\left[\left(\eta+\frac{\eta_\mathrm{t}}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_\mathrm{j}}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}\left[\eta_\mathrm{t}\left(\frac{\partial w_\mathrm{i}}{\partial x_\mathrm{j}}+\frac{\partial w_\mathrm{j}}{\partial x_\mathrm{i}}\right)-\frac{2}{3}\left(\rho\, k+\eta_\mathrm{t}\frac{\partial w_\mathrm{k}}{\partial x_\mathrm{k}}\right)\delta_\mathrm{ij}\right]\frac{\partial w_\mathrm{j}}{\partial x_\mathrm{i}}-C_{2\varepsilon}\,\rho\,\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{5.21}$$

Izrazi (5.20)-(5.21) predstavljaju jednadžbe standardnog k-ε modela turbulencije [235] u kojima je $k\,(\mathrm{m^2/s^2})$ turbulentna kinetička energija, a $\varepsilon\,(\mathrm{m^2/s^3})$ je disipacija kinetičke energije. Turbulentna dinamička viskoznost je η_t, a konstante u standardnog k-ε modelu su $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, σ_k i σ_ε, [235].

U poddomenama cijevi i lamela, provođenje topline opisuje se jednadžbom očuvanja energije

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}=0 \tag{5.22}$$

Gustoća i dinamički viskozitet zraka ovise o temperaturi zraka i opisuju se pomoću jednadžbe stanja idealnog plina odnosno Sutherlandove jednadžbe s tri koeficijenta

$$p=\rho R T \tag{5.23}$$

$$\eta=\eta_0\,\frac{T_0+C}{T+C}\left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \tag{5.24}$$

Toplinska provodnost i specifični toplinski kapacitet zraka pretpostavljaju se konstantnim jer ne ovise značajnije o temperaturi fluida kada temperaturne promjene nisu prevelike.

Fizikalna svojstva materijala lamela (aluminij) i cijevi (bakar) pretpostavljaju se neovisnim o temperaturi. Fizikalna svojstva bakra su: gustoća $\rho=8978$ kg/m^3, specifični toplinski kapacitet c=381 J/(kgK) i toplinska provodnost λ=387,6 W/(mK). Fizikalna svojstva aluminija su: gustoća ρ=2719 kg/m^3, spec. toplinski kapacitet c=871 J/(kgK) i toplinska provodnost λ=202,4 W/(mK).

5.2.3. Rubni uvjeti

Nejednoliki profil brzina strujanja zraka na ulazu u domenu zadaje se funkcijom $w_\mathrm{x}=w_\mathrm{x}(z)$ i, u računalnom programu FLUENT 6.3., učitava se kao korisnička funkcija UDF. Npr. nejednoliki linearni profil u kojemu se okomita komponenta vektora brzine strujanja zraka mijenja od 0 (z=0) do $2w_\mathrm{x}$ ($z=L_3$) s prosječnom brzinom od $\overline{w}_\mathrm{x}$, definira se na sljedeći način

$$w_\mathrm{x}(z)=2\,\overline{w}_\mathrm{x}(z/L_3) \tag{5.25}$$

Ostale dvije komponente brzine strujanja zraka na ulazu u domenu su

$$w_\mathrm{y}=0,\quad w_\mathrm{z}=0 \tag{5.26}$$

Temperatura zraka na ulazu u domenu je konstantna i iznosi

$$T_\mathrm{a}=T_{\mathrm{a},0}=293{,}15\ \mathrm{K} \tag{5.27}$$

Na izlazu iz domene postavlja se rubni uvjet izlaznog tlaka što podrazumijeva zadavanje statičkog tlaka kao i temperaturu, vektor brzine te parametara turbulencija za povratno strujanje. U slučaju pojave povratnog strujanja fluida na izlazu domene, rubni uvjet izlaznog tlaka osigurava bolju konvergenciju rješenja od rubnog uvjeta izobraženog strujanja.

Brzina strujanja zraka na površinama lamela i cijevi koje su u doticaju sa zrakom je nula (engl. *no-slip condition*) iz čega slijedi da je gustoća toplinskog toka provođenja topline na tim površinama jednaka i na strani zraka i na strani materijala cijevi/lamela, tj.

$$\lambda_\mathrm{a}\,\frac{\partial T_\mathrm{a}}{\partial n}=\lambda_\mathrm{w}\,\frac{\partial T_\mathrm{w}}{\partial n} \tag{5.28}$$

Izotermni rubni uvjet ($T = T_{w,in}$) na unutarnjoj stijenki cijevi odgovara slučaju izmjenjivača topline u kojemu fluid u cijevima ima vrlo veliki toplinski kapacitet u odnosu na toplinski kapacitet zraka $\pi_3 = 0$, a gustoća toplinskog toka između unutarnje stijenke cijevi i materijala cijevi računa se prema

$$q = \frac{\lambda}{\Delta n}(T_{w,in} - T_w) \tag{5.29}$$

Kod prirodnog rubnog uvjeta na unutarnjoj strani cijevi zadaje se koeficijent prijelaza topline α i temperatura slobodne struje fluida T_∞, a gustoća toplinskog toka između stijenke cijevi i fluida je

$$q = \alpha (T_{w,in} - T_\infty) \tag{5.30}$$

Rubni uvjet translacijskog periodičkog ponavljanja postavlja se na bočnim ravninama proračunske domene. Ovaj se rubni uvjet koristi kada se između susjednih prolaza na strani zraka očekuje ponavljajuće rješenje polja temperature, tlaka i brzina strujanja zraka. Ovime se pretpostavlja da su toplinski tokovi i vektori brzina strujanja fluida na ulazu u domenu jednaki toplinskim tokovima i vektorima brzina strujanja na izlazu iz domene.

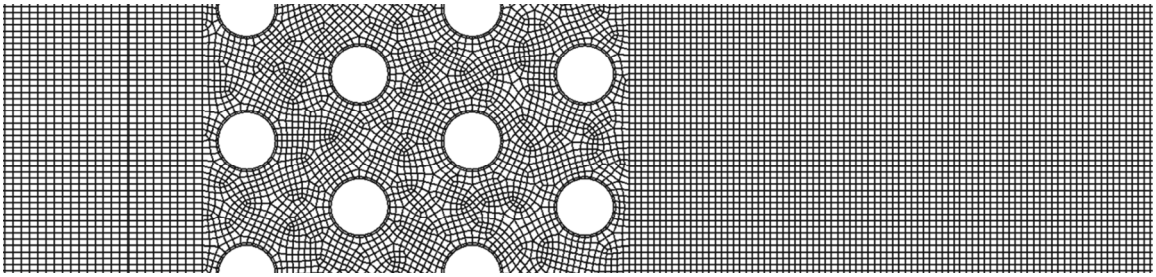
5.2.4. Numerički proračun i metoda kontrolnih volumena

Primjenom numeričke metode kontrolnih volumena parcijalne diferencijalne jednadžbe (5.15)-(5.21), početni i rubni uvjeti (5.25)-(5.30) svode se na sustav algebarskih jednadžbi pri čemu se proračunska domena diskretizira u mrežu s konačnim brojem kontrolnih volumena, a približna rješenja diferencijalnih jednadžbi dobivaju se u čvorovima kontrolnih volumena. Način korištenja i karakteristike metode kontrolnih volumena za rješavanje problema prijelaza topline i strujanja fluida detaljno su opisane u monografijama Patankara [236] i Versteeg i Malalasekere [237].
Pomoću računalnih programa, sustav algebarskih jednadžbi rješava se primjenom direktnih metoda (Gaussova metoda eliminacije) ili iteracijskih metoda (Gauss-Seidelov iteracijski postupak). Zbog svoje jednostavnosti i manjih zahtjeva spram računalnih resursa, najčešće se koristi Gauss-Seidelov iteracijski postupak. U prvom koraku iteracijskog postupka pretpostavljaju se nepoznate vrijednosti, a nove vrijednosti dobivaju se obilaskom kroz čvorove mreže [238]. Iteracijski postupak ponavlja se sve do postizanja konvergencije rješenja, odnosno do zadovoljenja postavljenog kriterija točnosti.
U ovom radu, za numeričko rješavanje jednadžbi očuvanja koristi se računalni program ANSYS Fluent 6.3.26 [235]. Strujanje zraka modelirano je kao stacionarno i laminarno ili turbulentno.
Polje tlakova i polje brzina povezuju se SIMPLE algoritmom, a diskretizacija jednadžbi očuvanja vrši se uzvodnom shemom drugog reda (engl. *second order upwind*).

5.2.5. Umrežavanje proračunske domene

Diskretizacija i umrežavanje proračunske domene provedeno je pomoću računalnog programa ANSYS Gambit. Na slici 5.4. prikazan je isječak korištene mreže. Strukturirana mreža sastoji se od 1,75 milijuna kontrolnih volumena u obliku kvadra ili heksaedra. Za dobivanje strukturirane mreže, u prvom se koraku umrežuju bočne ravnine, a volumeni se dobivaju pomicanjem umreženih

ravnina po vektoru širine volumena. Konvergirajuće rješenje postiže se pažljivim umrežavanjem proračunske domene u kojoj je potrebno osigurati da asimetrija između kontrolnih volumena ne bude veća od 0,5 i da omjer između duljeg i kraćeg brida kontrolnog volumena ne bude veći od 10.



Slika 5.4. Isječak korištene strukturirane mreže za diskretizaciju proračunske domene

6. IZMIJENJENI TOPLINSKI TOK U LAMELNOM IZMJENJIVAČU TOPLINE S NEJEDNOLIKOM RASPODJELOM ZRAKA

6.1. MCE metoda za proračun iskoristivosti topline u lamelnim izmjenjivačima s jednolikom raspodjelom fluida i složenim smjerom strujanja fluida

6.1.1. Usporedba rezultata MCE metode s analitičkim rješenjima

Metoda cijevnih elemenata za proračun izmjenjivača topline s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida (potpoglavlju 4.3.1.) može se koristiti za dobivanje dijagrama iskoristivosti topline izmjenjivača topline sa složenim međusobnim smjerom strujanja između fluida. Iskoristivost topline u kompaktnom izmjenjivaču, osim smanjenjem protoka slabije struje fluida, može se povećati ako se:

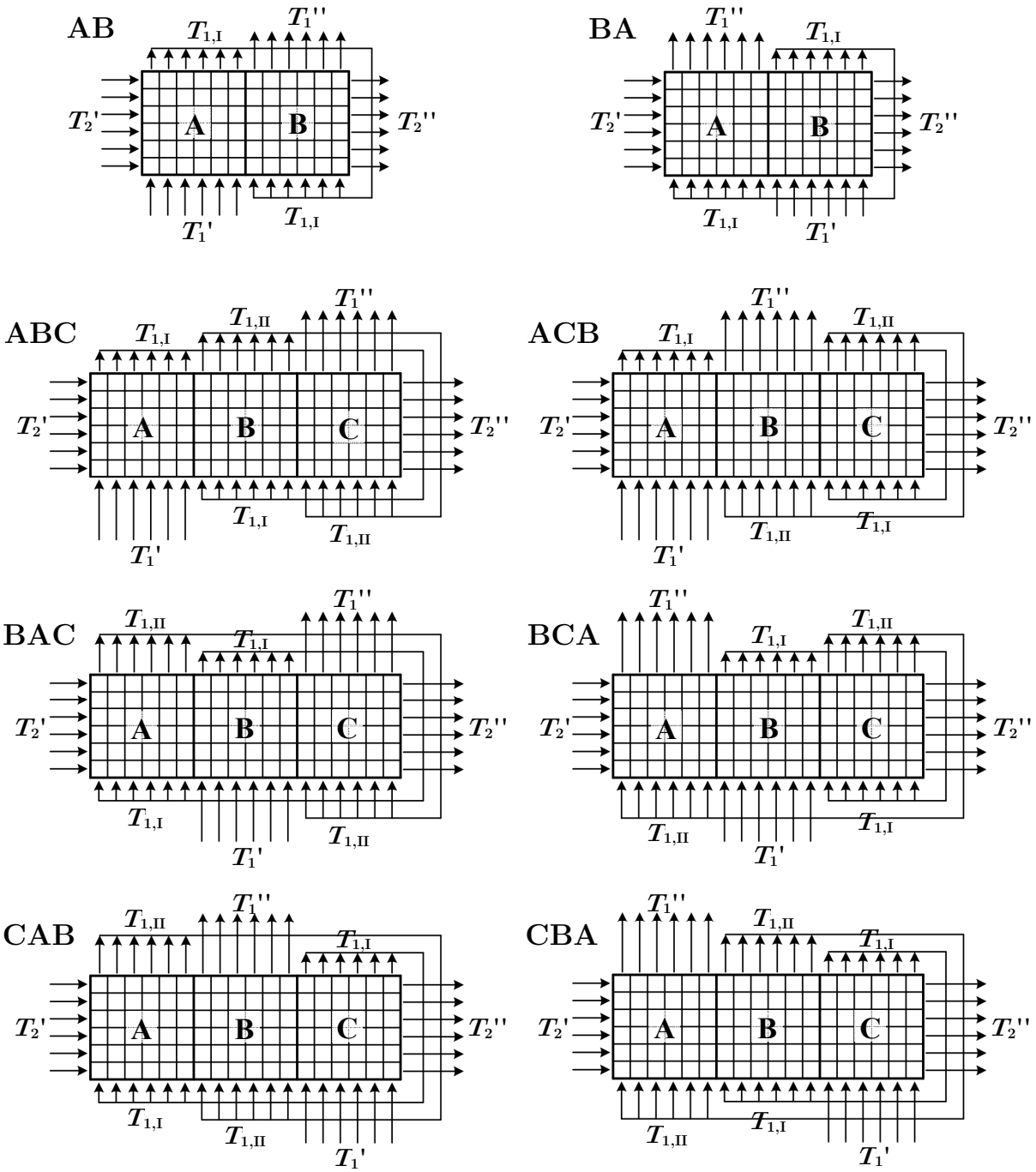
I. poveća površina prijelaza topline na strani zraka,
II. koristi lamela s poboljšanom (isprekidanom) geometrijom,
III. uskladi međusobni smjer strujanja između fluida.

Povećanje površine prijelaza topline ili korištenje lamela s isprekidanom geometrijom kojom se potiče nestabilno i vrtložno strujanje na strani zraka može značajno povećati iskoristivost topline, ali istovremeno povećava trošak materijala, trošak izrade lamela i potrošnju energije u ventilatoru. U cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida, usklađivanje međusobnog smjera strujanja fluida podrazumijeva poboljšanje redoslijeda strujanja fluida u cijevima. To znači optimizaciju geometrije spajanja cijevi, a zahvat se može provesti i na postojećim izmjenjivačima uz manje troškove. Drugim riječima, postoje bolje i lošije varijante geometrije spajanja cijevi. Geometrije spajanja cijevi koje osiguravaju povoljniju raspodjelu razlika između temperatura dvaju fluida u izmjenjivaču topline osiguravaju veću iskoristivost topline. Iskoristivost topline postojećeg izmjenjivača topline, kondenzatora ili isparivača može se povećati optimizacijom geometrije spajanja cijevi. Promjena geometrije spajanja cijevi je najjednostavniji, najjeftiniji i najbrži zahvat za povećanje iskoristivosti topline u postojećem izmjenjivaču topline.

Dijagrami iskoristivosti topline dobiveni metodom cijevnih elemenata uspoređuju se s postojećim matematičkim formulama za proračun iskoristivost topline cijevnih lamelnih izmjenjivača topline.
Bačlić, Gvozdenac i Sekulić [239]-[242] ponudili su analitičke izraze za proračun iskoristivosti topline u unakrsnim izmjenjivačima topline sa složenim međusobnim smjerom strujanja fluida. Konkretno, radi se o unakrsnim izmjenjivačima topline kroz koje jedan fluid struji u jednom prolazu, a drugi fluid struji u dva ili tri prolaza, kao na slici 6.1. Za svaki izmjenjivač topline iz slike 6.1. postoje dva dijagrama iskoristivosti topline ovisno o tome da li je fluid koji struji u dva ili tri prolaza slabija ili jača struja fluida u izmjenjivaču topline.
Bačlić i dr. [239], [240] predložili su da se iskoristivost topline u unakrsnom izmjenjivaču topline sa složenim međusobnim smjerom strujanja fluida računa pomoću neučinkovitosti izmjenjivača topline. Neučinkovitost izmjenjivača topline definira se kao $\upsilon = 1 - \varepsilon$, a u izmjenjivaču topline u kojemu fluid struji u više prolaza, neučinkovitost se računa zasebno za svaki prolaz. Općenito se neučinkovitost prolaza označava s $\upsilon_{\alpha/\beta}$ pri čemu je α redni broj prolaza, a β ukupni broj prolaza u

izmjenjivaču topline. U slučaju kada slabija struja fluida prolazi u dva ili tri prolaza (oznake **AB**, **BA**, **ABC**, ...), neučinkovitost prolaza u unakrsnom izmjenjivaču topline [239] računa se prema

$$\upsilon_{\alpha/\beta}=\upsilon\left(\frac{\pi_2}{\beta},\alpha\pi_3\frac{\pi_2}{\beta}\right)=\exp\left[-\left(\frac{\pi_2}{\beta}+\alpha\pi_3\frac{\pi_2}{\beta}\right)\right]\left\{I_0\left(2\frac{\pi_2}{\beta}\sqrt{\alpha\pi_3}\right)+\sqrt{\alpha\pi_3}\;I_1\left(2\frac{\pi_2}{\beta}\sqrt{\alpha\pi_3}\right)-\left(\frac{1}{\alpha\pi_3}-1\right)\sum_{n=2}^{\infty}(\alpha\pi_3)^{n/2}\;I_n\left(2\frac{\pi_2}{\beta}\sqrt{\alpha\pi_3}\right)\right\} \tag{6.1}$$



Slika 6.1. Unakrsni izmjenjivači sa složenim međusobnim smjerom strujanja između fluida

U slučaju kada jača struja fluida prolazi u dva ili tri prolaza (izmjenjivači na slici 6.1. s time da slabija struja fluida postaje jača struja fluida i obratno, oznake **AB'**, **ABC'**, ...) neučinkovitost prolaza u unakrsnom izmjenjivaču topline [240] računa se prema

$$\upsilon_{\alpha/\beta}'=\upsilon'\left(\pi_3\frac{\pi_2}{\beta},\alpha\frac{\pi_2}{\beta}\right)=\exp\left[-\left(\pi_3\frac{\pi_2}{\beta}+\alpha\frac{\pi_2}{\beta}\right)\right]\left\{I_0\left(2\frac{\pi_2}{\beta}\sqrt{\alpha\pi_3}\right)+\sqrt{\alpha/\pi_3}\;I_1\left(2\frac{\pi_2}{\beta}\sqrt{\alpha\pi_3}\right)-\left(\frac{\pi_3}{\alpha}-1\right)\sum_{n=2}^{\infty}(\alpha/\pi_3)^{n/2}\;I_n\left(2\frac{\pi_2}{\beta}\sqrt{\alpha\pi_3}\right)\right\} \tag{6.2}$$

Pomoću (6.1) dobiva se i iskoristivost topline unakrsnog izmjenjivača topline [239] u kojemu fluidi struje u jednom prolazu ($\alpha=1,\ \beta=1$) s rješenjem koje je identično Nusseltovom rješenju (3.11)

$$\varepsilon=1-\exp\left[-\pi_2(1+\pi_3)\right]\left\{I_0\left(2\pi_2\sqrt{\pi_3}\right)+\sqrt{\pi_3}\;I_1\left(2\pi_2\sqrt{\pi_3}\right)-\frac{1-\pi_3}{\pi_3}\sum_{n=2}^{\infty}(\pi_3)^{n/2}\;I_n\left(2\pi_2\sqrt{\pi_3}\right)\right\} \tag{6.3}$$

Modificirana Besselova funkcija prve vrste n-tog reda definira se kao

$$I_n(x)=\sum_{m=0}^{\infty}\frac{1}{m!\;\Gamma(m+n+1)}\left(\frac{x}{2}\right)^{2m+n},\quad \text{uz}\quad x=2\frac{\pi_2}{\beta}\sqrt{\alpha\pi_3} \tag{6.4}$$

Gamma funkcija pozitivnog cijelog broja y ($y=m+n+1$) računa se kao

$$\Gamma(y)=(y-1)! \tag{6.5}$$

Matematičke formule za proračun iskoristivosti topline odnosno neučinkovitosti unakrsnih izmjenjivača [239], [240] sa složenim smjerom strujanja fluida (slici 6.2.) dane su u tablici 6.1.

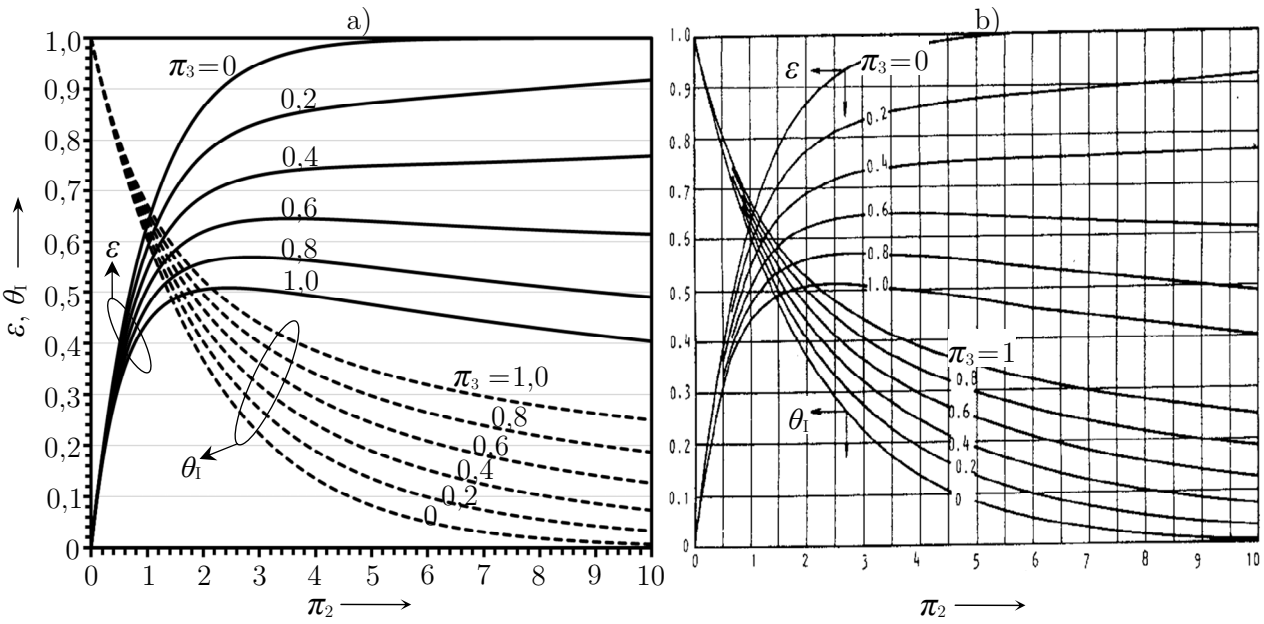
Tablica 6.1. Iskoristivost topline u unakrsnim izmjenjivačima s dva/tri prolaza fluida [239], [240]

Slabija struja fluida u 2 ili 3 prolaza, [239]: $\varepsilon=1-\upsilon$		Jača struja fluida u 2 ili 3 prolaza, [240]: $\varepsilon=(1-\upsilon')/\pi_3$	
AB	$\upsilon=2\upsilon_{2/2}-2\upsilon_{1/2}+{\upsilon_{1/2}}^2$	**AB'**	$\upsilon'=2\upsilon_{2/2}'-2\upsilon_{1/2}'+{\upsilon_{1/2}'}^2$
BA	$\upsilon={\upsilon_{1/2}}^2(1+2\upsilon_{1/2}-\upsilon_{2/2})^{-1}$	**BA'**	$\upsilon'={\upsilon_{1/2}'}^2(1+2\upsilon_{1/2}'-\upsilon_{2/2}')^{-1}$
ABC	$\upsilon=3\upsilon_{3/3}-4\upsilon_{2/3}+\upsilon_{1/3}+4\upsilon_{1/3}\upsilon_{2/3}-4{\upsilon_{1/3}}^2+{\upsilon_{1/3}}^3$	**ABC'**	$\upsilon'=3\upsilon_{3/3}'-4\upsilon_{2/3}'+\upsilon_{1/3}'+4\upsilon_{1/3}'\upsilon_{2/3}'-4{\upsilon_{1/3}'}^2+{\upsilon_{1/3}'}^3$
ACB **BAC**	$\upsilon=2(\upsilon_{2/3}-\upsilon_{1/3})+\dfrac{\upsilon_{1/3}(3\upsilon_{3/3}-4\upsilon_{2/3}+\upsilon_{1/3}+{\upsilon_{1/3}}^2)}{1-2\upsilon_{2/3}+2\upsilon_{1/3}}$	**ACB'** **BAC'**	$\upsilon'=2(\upsilon_{2/3}'-\upsilon_{1/3}')+\dfrac{\upsilon_{1/3}'(3\upsilon_{3/3}'-4\upsilon_{2/3}'+\upsilon_{1/3}'+{\upsilon_{1/3}'}^2)}{1-2\upsilon_{2/3}'+2\upsilon_{1/3}'}$
BCA **CAB**	$\upsilon=\dfrac{\upsilon_{1/3}({\upsilon_{1/3}}^2-2\upsilon_{1/3}+2\upsilon_{2/3})}{1-3\upsilon_{3/3}+4\upsilon_{2/3}-\upsilon_{1/3}(1+2\upsilon_{2/3}-2\upsilon_{1/3})}$	**BCA'** **CAB'**	$\upsilon'=\dfrac{\upsilon_{1/3}'({\upsilon_{1/3}'}^2-2\upsilon_{1/3}'+2\upsilon_{2/3}')}{1-3\upsilon_{3/3}'+4\upsilon_{2/3}'-\upsilon_{1/3}'(1+2\upsilon_{2/3}'-2\upsilon_{1/3}')}$
CBA	$\upsilon=\dfrac{{\upsilon_{1/3}}^3}{(1+2\upsilon_{1/3}-2\upsilon_{2/3})^2-\upsilon_{1/3}(3\upsilon_{3/3}-4\upsilon_{2/3}+\upsilon_{1/3})}$	**CBA'**	$\upsilon'=\dfrac{{\upsilon_{1/3}'}^3}{(1+2\upsilon_{1/3}'-2\upsilon_{2/3}')^2-\upsilon_{1/3}'(3\upsilon_{3/3}'-4\upsilon_{2/3}'+\upsilon_{1/3}')}$

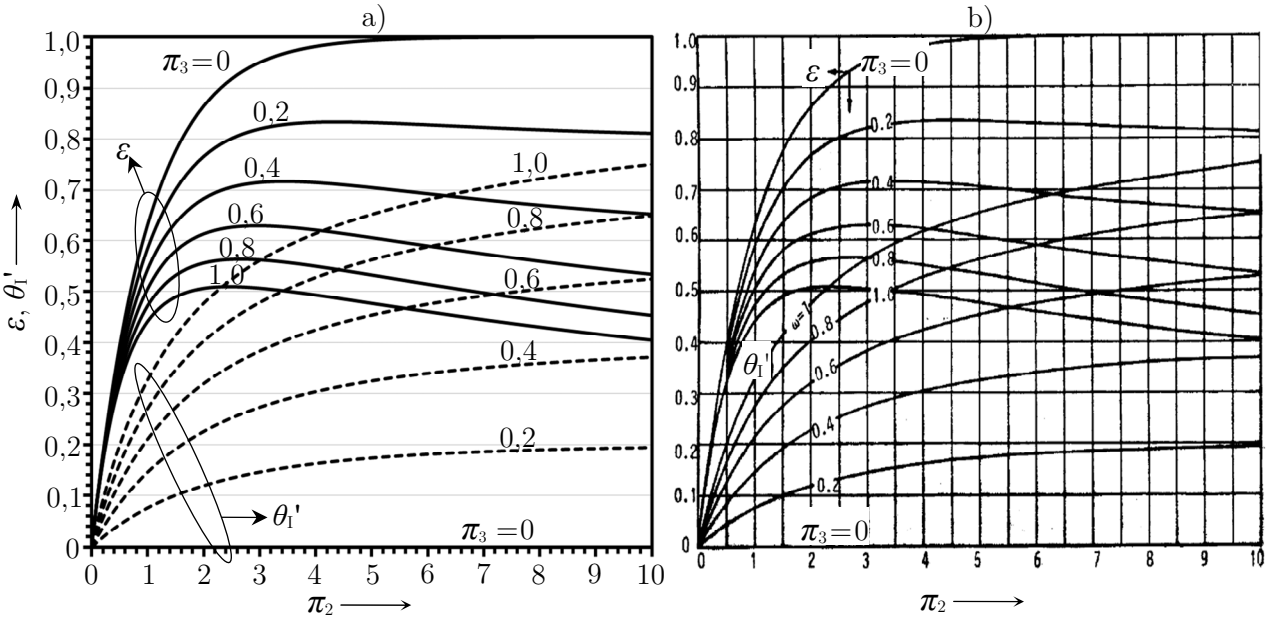
Bačlić i dr. [239]-[240] koriste bezdimenzijske temperature fluida na izlazu prolaza za prikazivanje neučinkovitosti prolaza unakrsnog izmjenjivač topline sa složenim smjerom strujanja fluida

$$\theta_{\mathrm{I}}=\frac{T_{1,\mathrm{I}}-T_2'}{T_1'-T_2'},\quad \theta_{\mathrm{II}}=\frac{T_{1,\mathrm{II}}-T_2'}{T_1'-T_2'}\quad\text{i}\quad \theta_{\mathrm{I}}'=\frac{T_{2,\mathrm{I}}-T_2'}{T_1'-T_2'},\quad \theta_{\mathrm{II}}'=\frac{T_{2,\mathrm{II}}-T_2'}{T_1'-T_2'} \tag{6.6}$$

Na slici 6.2. i 6.3. dane su usporedbe između iskoristivosti topline i temperatura fluida na izlazu iz prvog prolaza unakrsnog izmjenjivača topline s međusobnim smjerom strujanja fluida **AB** i **AB'** dobivenih MCE metodom i analitičkim rješenjima [239], [240]. U oba slučaja maksimalna odstupanja MCE metode od analitičkih rješenja su vrlo mala – oko 0,07%.

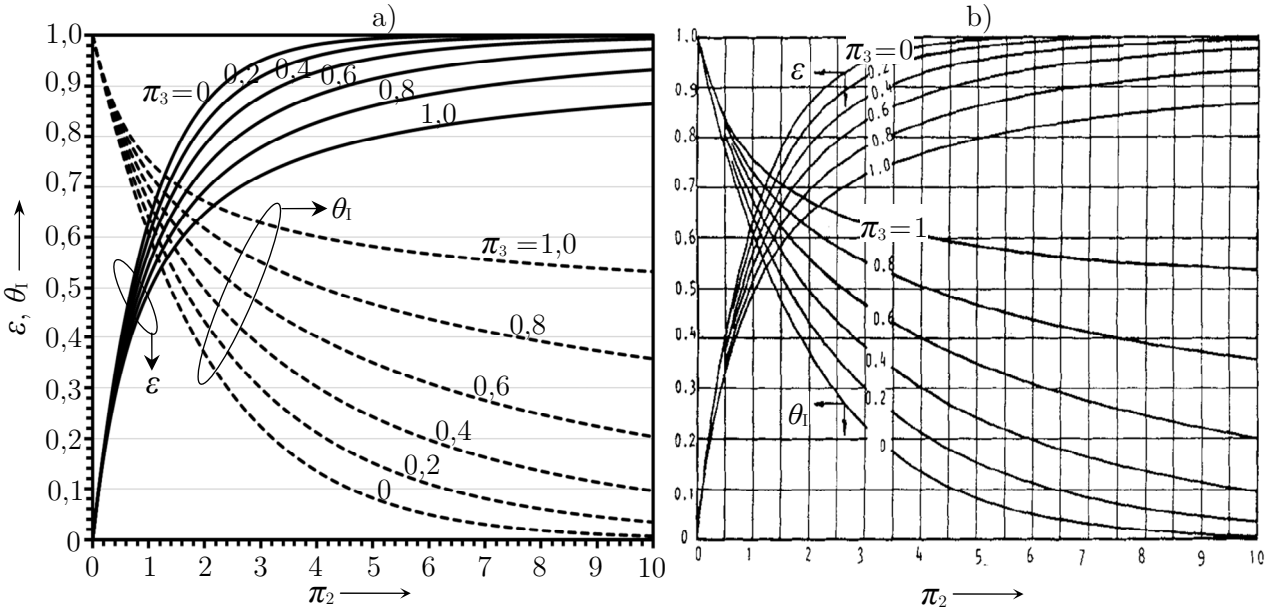


Slika 6.2. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [239] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s dva prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **AB**

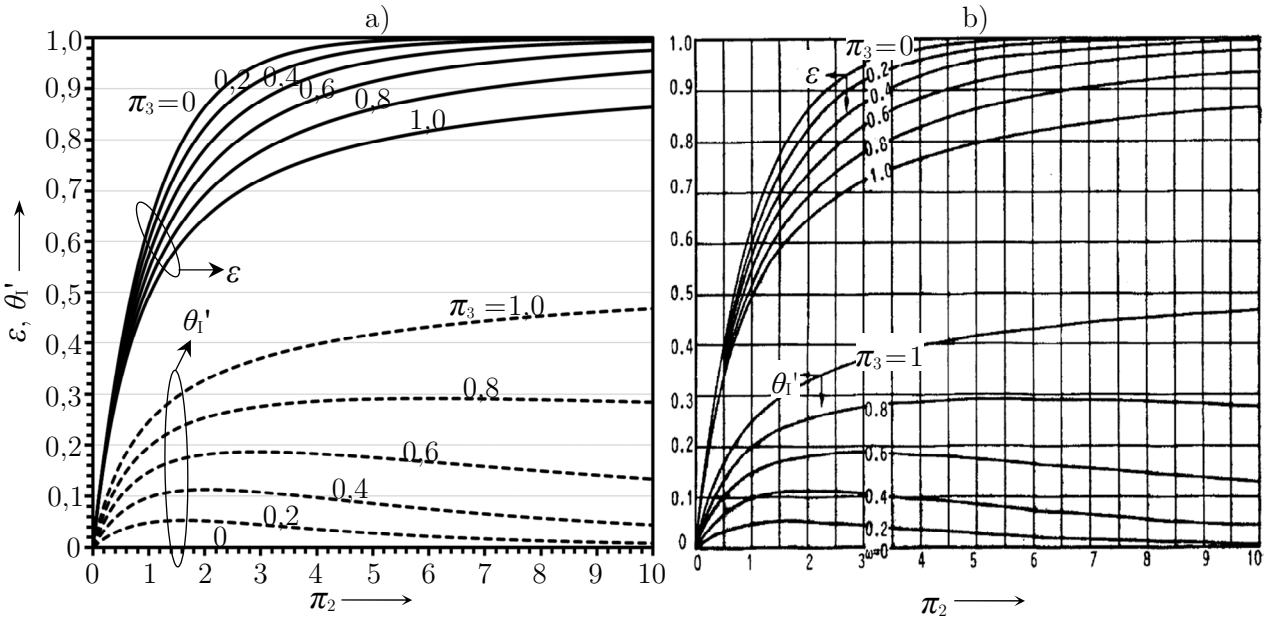


Slika 6.3. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [240] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s dva prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **AB'**

Na slikama 6.4. i 6.5. dane su usporedbe između rezultata MCE metode i analitičkih rješenja [239]-[240] za unakrsne izmjenjivače topline s međusobnim smjerom strujanja fluida **BA** i **BA'**. U odnosu na izmjenjivače **AB** i **AB'** koji imaju istosmjerno-unakrsno strujanje fluida, izmjenjivači topline **BA** i **BA'** imaju protusmjerno-unakrsno strujanje fluida i postižu značajno povećanje iskoristivosti topline. Najveća odstupanja MCE metode od analitičkih rješenja kreću se do 0,2%.

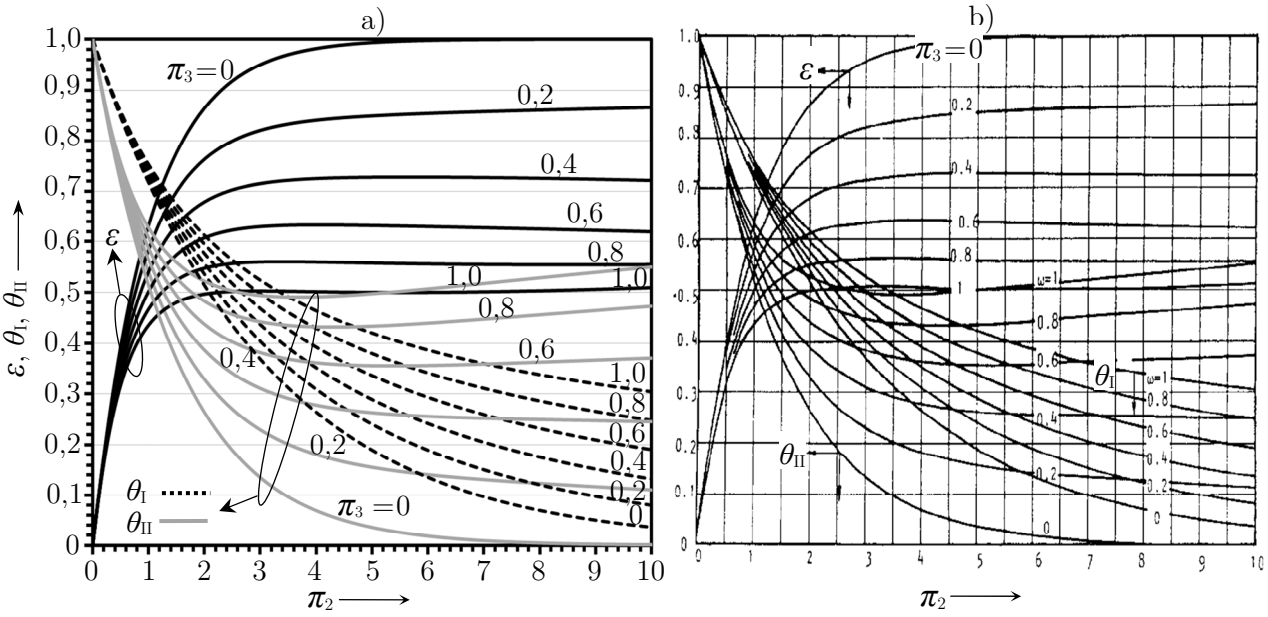


Slika 6.4. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [239] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s dva prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **BA**

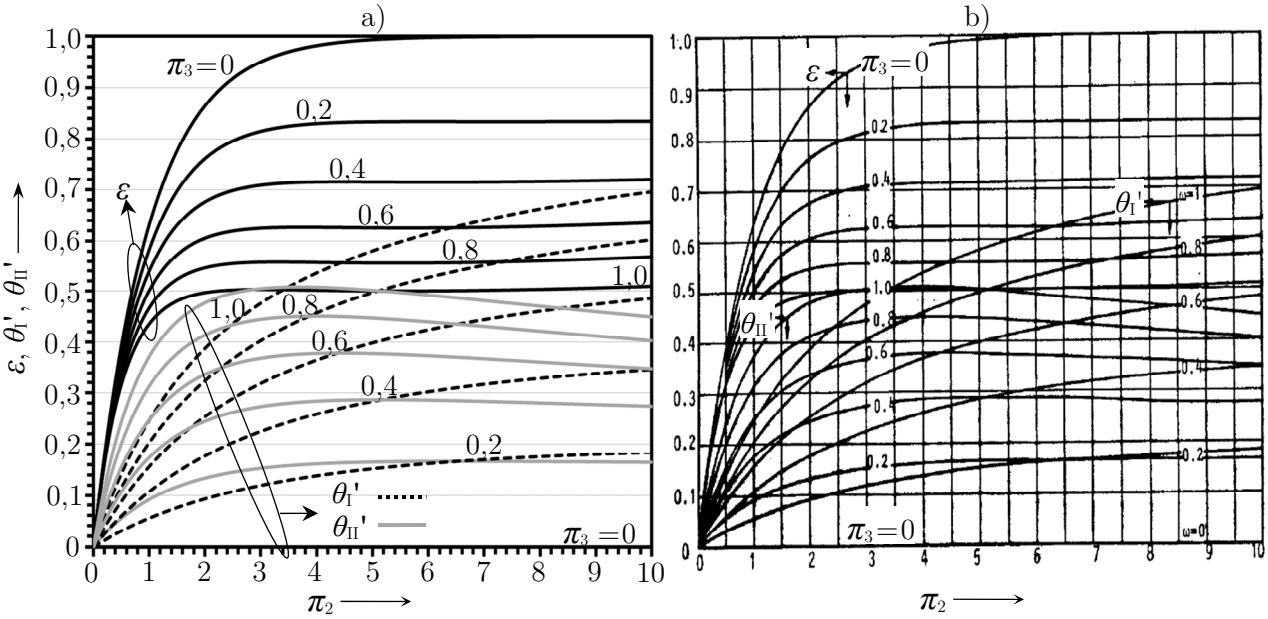


Slika 6.5. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [240] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s dva prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **BA'**

Iskoristivost topline i temperature fluida na izlazu međuprolaza unakrsnog izmjenjivača topline s geometrijom strujanja fluida **ABC** i **ABC'** prikazane su na slikama 6.6. i 6.7. Maksimalna se iskoristivost topline postiže kada je značajka π_2=2...3, a daljnjim porastom π_2, iskoristivost topline ostaje približno nepromijenjena. Manja iskoristivost topline u području većih značajki π_2 posljedica je nepovoljnog istosmjerno-unakrsnog strujanja fluida u izmjenjivaču. Maksimalna odstupanja MCE metode od analitičkih rješenja iznose do 0,024%.

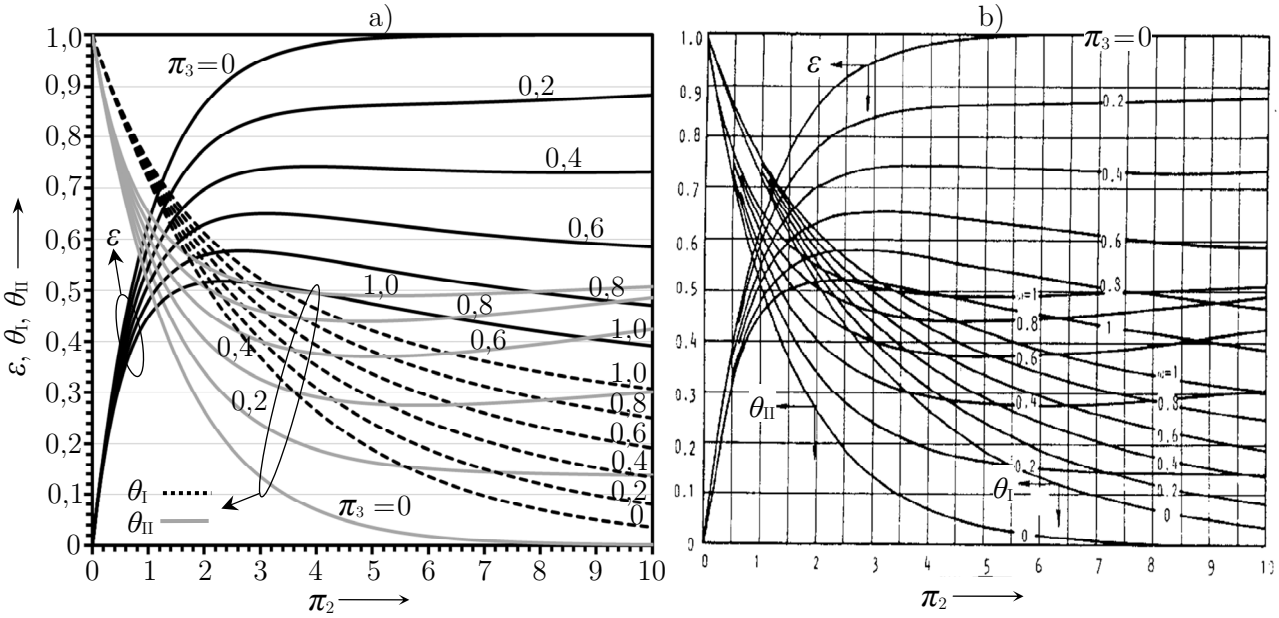


Slika 6.6. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [239] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **ABC**

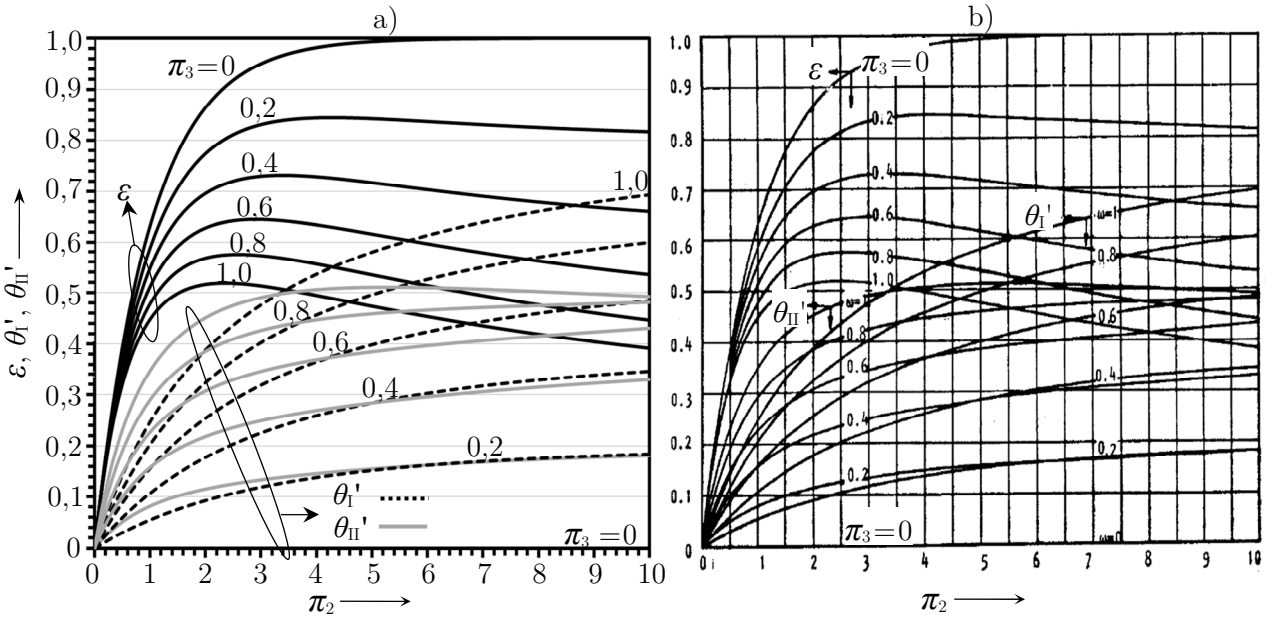


Slika 6.7. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [240] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **ABC'**

Na slikama 6.8. i 6.9. prikazani su dijagrami iskoristivosti topline za unakrsne izmjenjivače topline s geometrijom strujanja fluida **ACB** i **ACB'**. Maksimalna iskoristivost topline postiže se u području $\pi_2 = 2...3$, a daljnjim porastom π_2 iskoristivost topline se smanjuje. To se događa zbog nepovoljne raspodjele temperaturnih razlika između fluida u izmjenjivaču topline pri čemu smjer prijelaza topline između fluida na izlazu izmjenjivača topline može biti suprotan od smjera prijelaza topline na ulazu izmjenjivača topline.

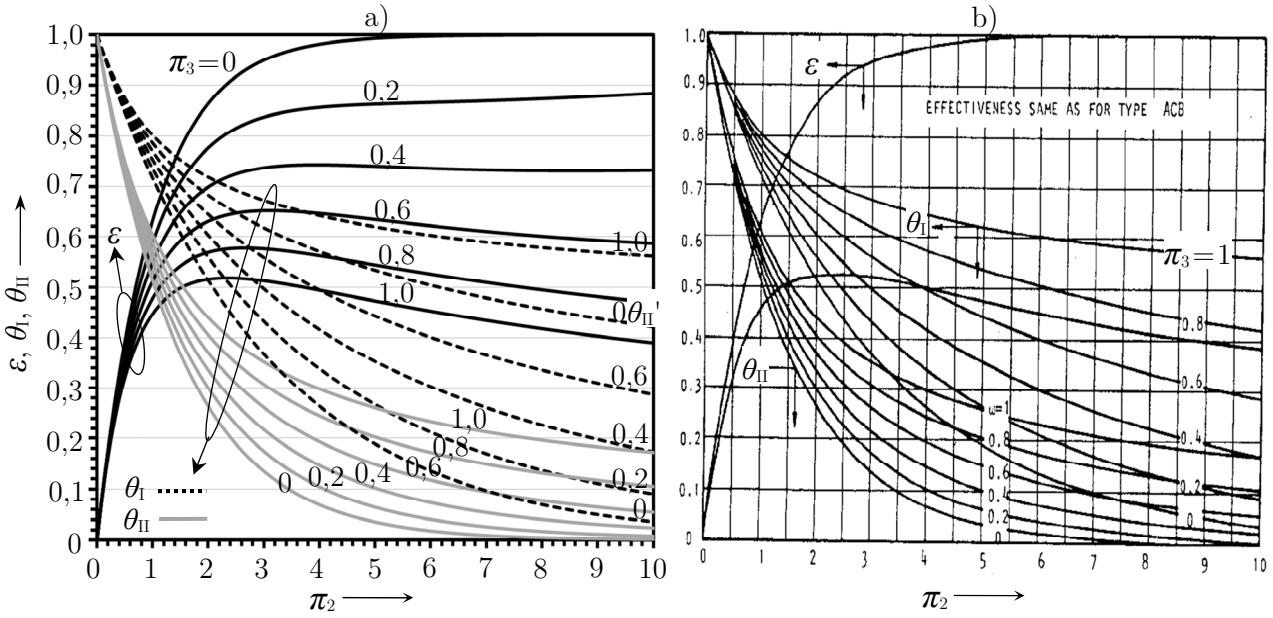


Slika 6.8. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [239] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **ACB**

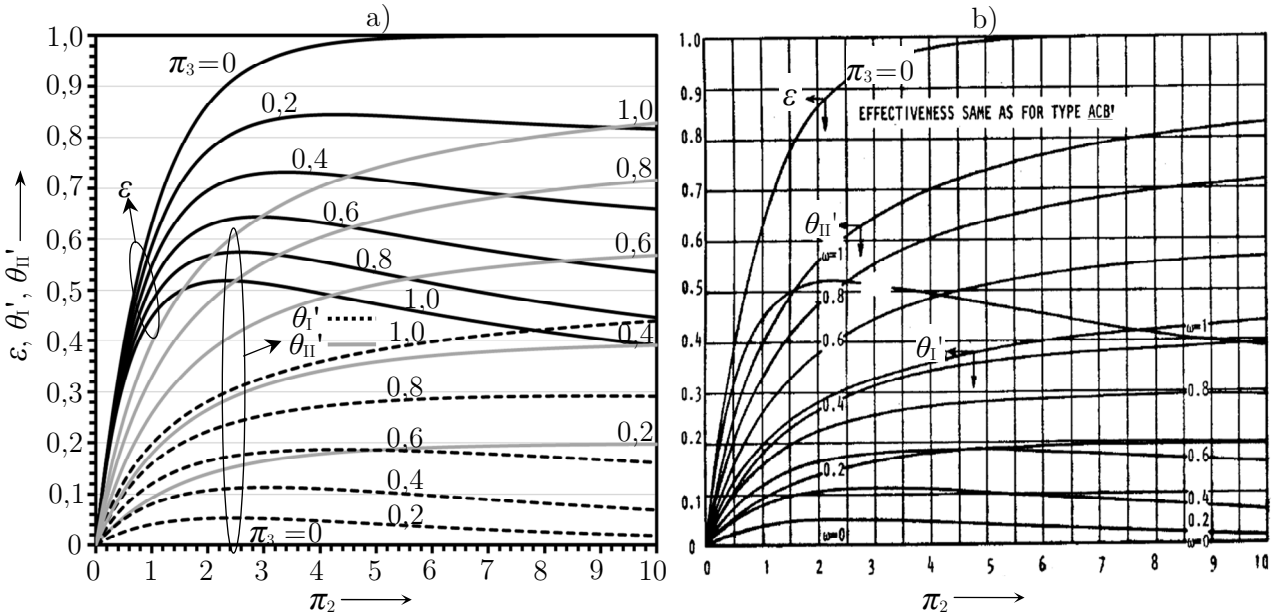


Slika 6.9. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [240] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **ACB'**

Dijagrami iskoristivosti topline i temperature fluida na izlazu međuprolaza unakrsnog izmjenjivača topline s međusobnim smjerom strujanja fluida **BAC** i **BAC'** prikazani su na slikama 6.10. i 6.11. Dijagrami iskoristivosti topline izmjenjivača **BAC** i **BAC'** identični su dijagramima iskoristivosti topline izmjenjivača **ACB** i **ACB'**.

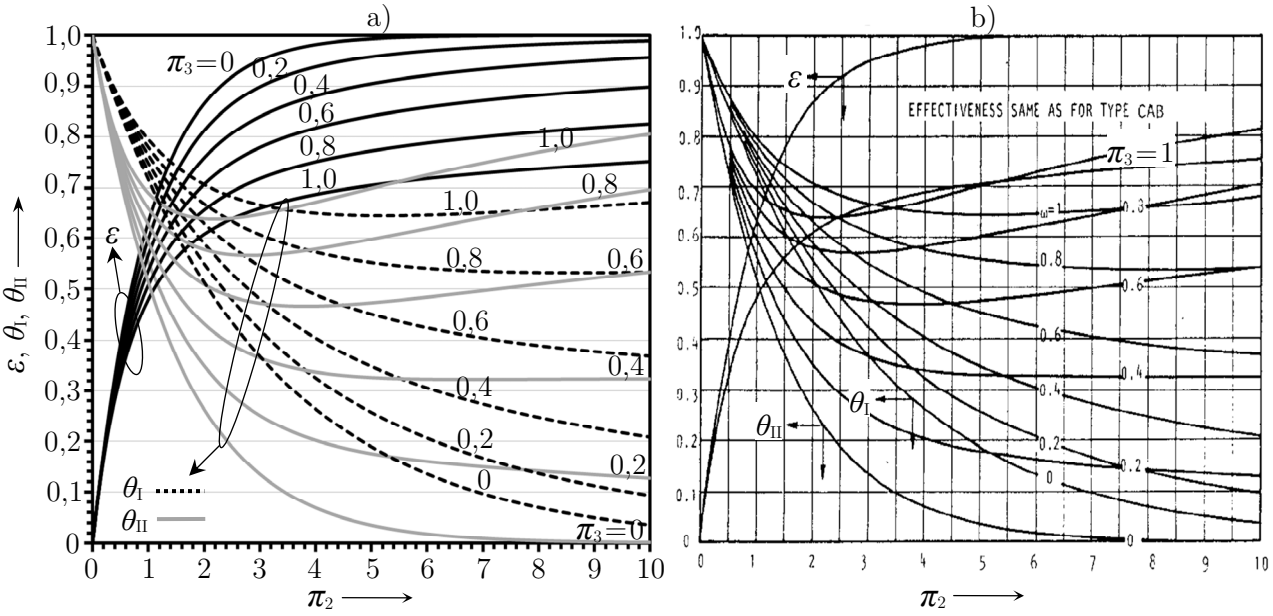


Slika 6.10. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [239] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **BAC**

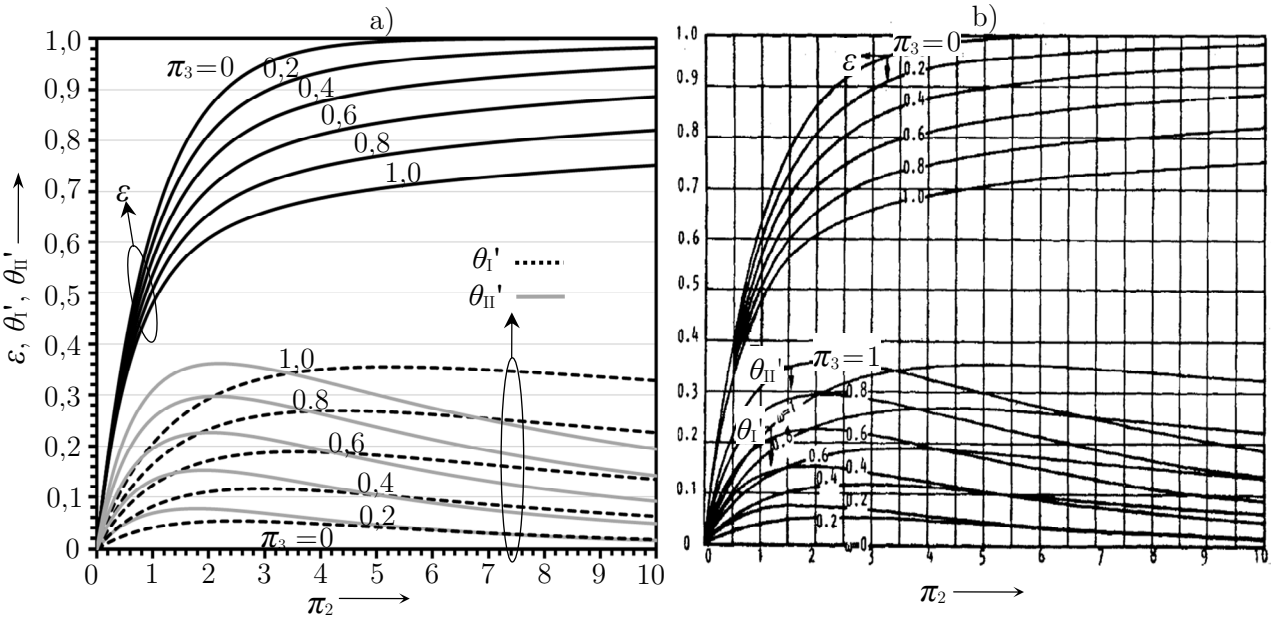


Slika 6.11. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [240] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **BAC'**

Dijagrami iskoristivosti topline unakrsnih izmjenjivača topline s međusobnim smjerom strujanja fluida **BCA** i **BCA'** prikazani su na slikama 6.12. i 6.13. Izmjenjivači **BCA** i **BCA'** postižu veću iskoristivost topline od izmjenjivača **ABC**, **ACB** i **BAC** odnosno **ABC', ACB'** i **BAC'** za iste vrijednosti značajki π_2, π_3. Za razliku od potonjih gdje je smjer strujanja istosmjeran u dva prolaza (A→C ili A→B→C), a protusmjeran u jednom prolazu (C→B ili B→A), smjer strujanja u **BCA** i **BCA'** je istosmjeran u jednom prolazu (B→C), a protusmjeran u dva prolaza (C→A).

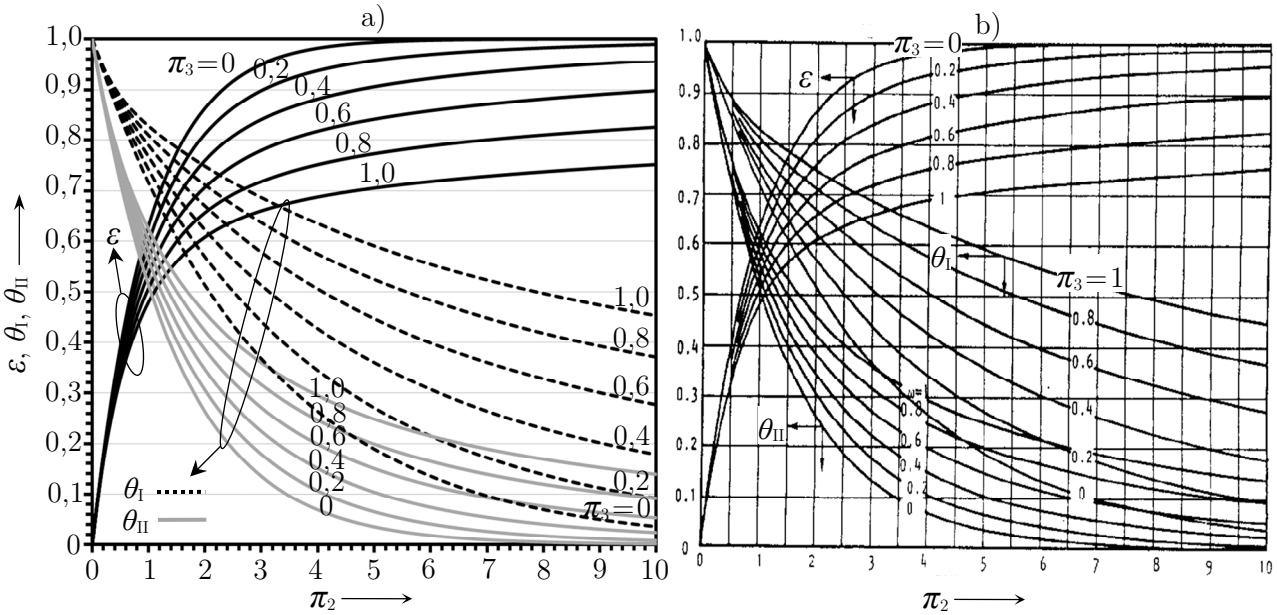


Slika 6.12. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [239] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **BCA**

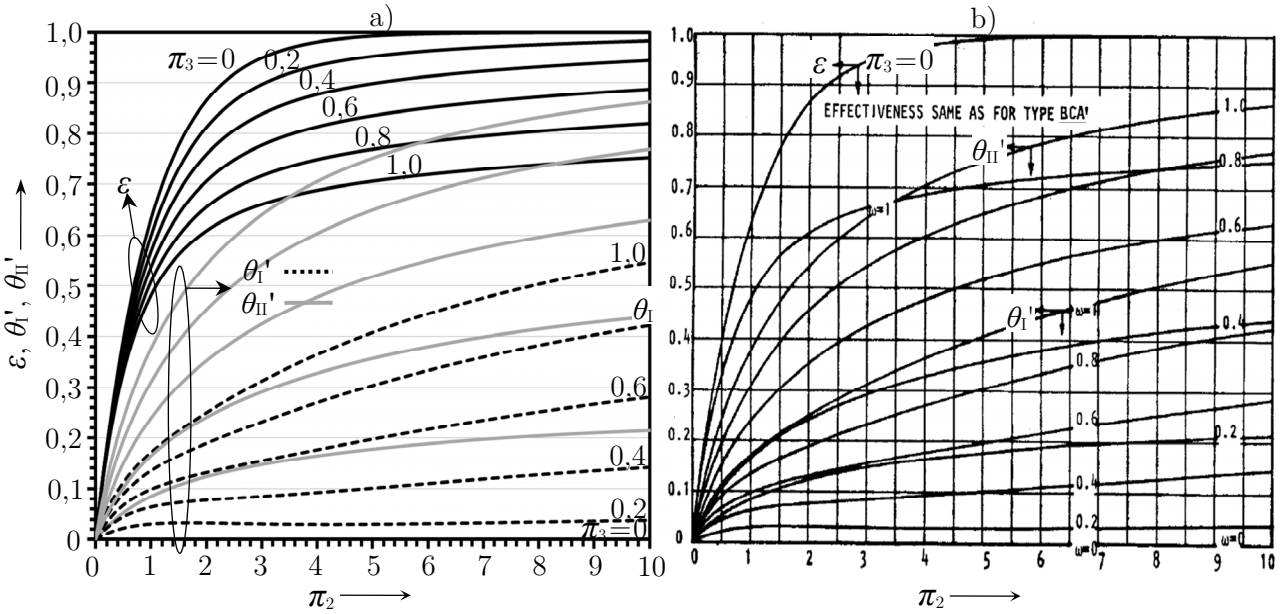


Slika 6.13. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [240] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **BCA'**

Dijagrami iskoristivosti topline i temperature fluida na izlazu međuprolaza unakrsnog izmjenjivača s međusobnim smjerom strujanja fluida **CAB** i **CAB'** prikazani su na slikama 6.14. i 6.15. Dijagrami iskoristivosti topline u izmjenjivačima topline **CAB** i **CAB'** identični su dijagramima iskoristivosti topline u izmjenjivačima topline **BCA** i **BCA'**. Najveća odstupanja između rezultata MCE metode i analitičkih rješenja iznose do 0,15%.

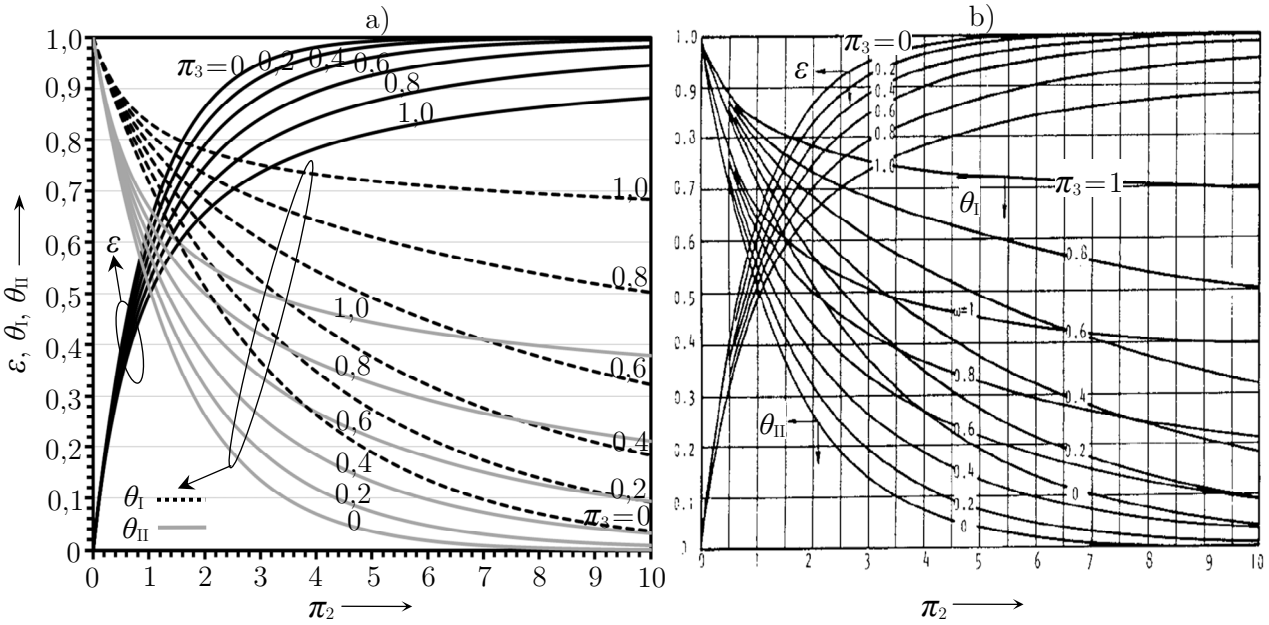


Slika 6.14. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [239] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **CAB**

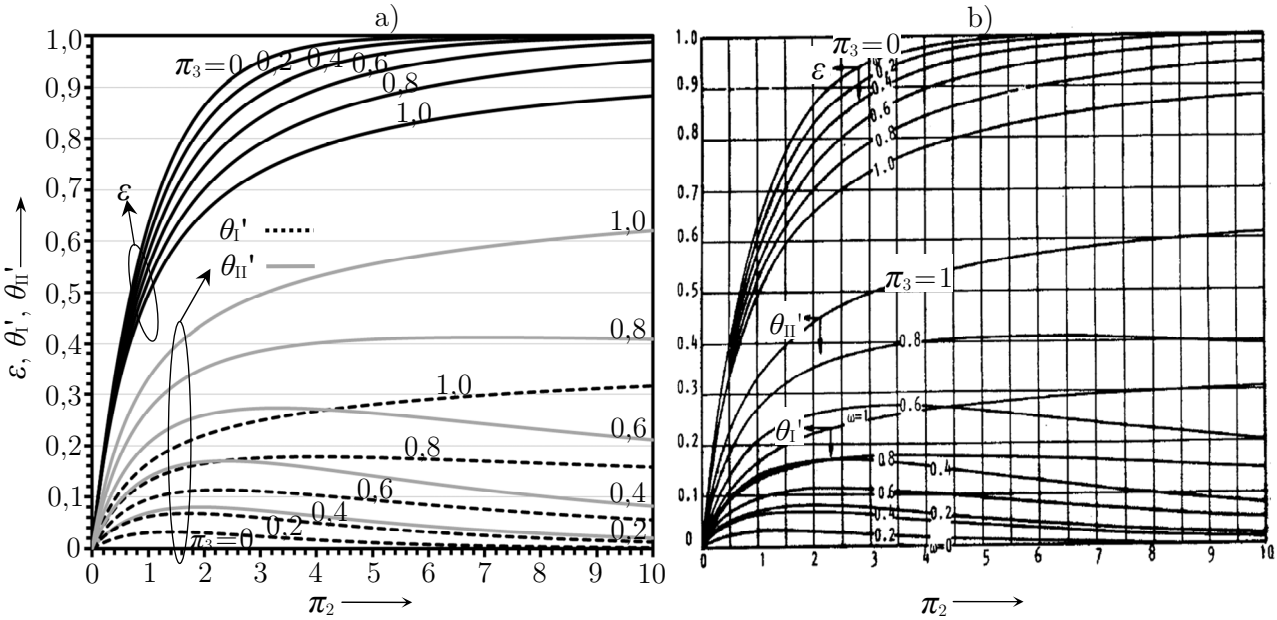


Slika 6.15. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [240] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **CAB'**

Dijagrami iskoristivosti topline i temperature fluida na izlazu međuprolaza unakrsnog izmjenjivača topline s međusobnim smjerom strujanja fluida **CBA** i **CBA'** prikazani su na slikama 6.16. i 6.17. U odnosu na prethodno ispitane smjerove strujanja fluida, izmjenjivači topline s međusobnim smjerom strujanja fluida **CBA** i **CBA'** postižu najveće iskoristivosti topline za dane vrijednosti π_2, π_3. Razlog tomu je protusmjerno-unakrsno strujanje (C→B→A) u cijelom izmjenjivaču topline.



Slika 6.16. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [239] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **CBA**



Slika 6.17. Usporedba rezultata MCE metode (a) i analitičkih rješenja [240] (b) za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **CBA'**

Tablica 6.2. nabraja prosječna i maksimalna odstupanja između rezultata MCE metode i analitičkih rješenja iskoristivosti topline u unakrsnim izmjenjivačima sa složenim međusobnim smjerom strujanja fluida (tablica 6.1.). Prosječna odstupanja MCE metode za većinu smjerova strujanja fluida iznose od 0,01% do 0,04%. Maksimalna odstupanja MCE metode od analitičkih rješenja iznose od 0,1% do 0,2%, osim za smjerove strujanja fluida **ACB**, **ACB'**, **BAC** i **BAC'** gdje iznose do 0,76%. Odstupanja MCE metode od analitičkih rješenja povećavaju se s porastom vrijednosti značajke π_2. Maksimalna se odstupanja postižu za $\pi_2 = 10$ i $\pi_3 = 1$, a u području manjih vrijednosti značajke π_2 mogu se očekivati manja odstupanja od onih navedenih u tablici 6.2. Ove male razlike između rezultata MCE metode i analitičkih rješenja dokaz su da MCE metoda i analitički izrazi imaju istu točku polazišta: u elementarnom dijelu izmjenjivača topline toplinski kapacitet slabije struje fluida je zanemariv u odnosu na toplinski kapacitet jače struje fluida ($\pi_{3,\mathrm{el}} = 0$), a prijelaz topline između dvaju fluida u elementarnom cijevnom elementu može se opisati jednadžbom iskoristivosti topline idealnog isparivača/kondenzatora ($\varepsilon = 1 - \exp(-\pi_{2,\mathrm{el}})$).

Tablica 6.2. Odstupanja MCE metode od analitičkih izraza za izračun iskoristivosti topline u unakrsnim izmjenjivačima sa složenim međusobnim smjerom strujanja fluida [239]-[240]

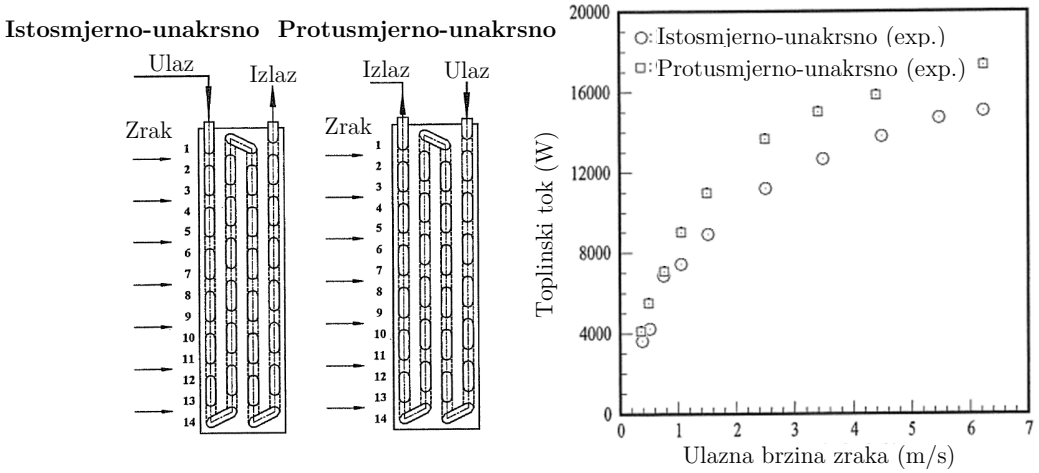
	$\Delta\varepsilon_{\mathrm{avg}}$	$\Delta\varepsilon_{\max}$		$\Delta\varepsilon_{\mathrm{avg}}$	$\Delta\varepsilon_{\max}$
AB	0,0051%	0,071%	**AB'**	0,0087%	0,073%
BA	0,017%	0,10%	**BA'**	0,036%	0,21%
ABC	0,0014%	0,024%	**ABC'**	0,002%	0,024%
ACB	0,17%	0,75%	**ACB'**	0,071%	0,44%
BAC	0,17%	0,76%	**BAC'**	0,072%	0,66%
BCA	0,0083%	0,091%	**BCA'**	0,015%	0,091%
CAB	0,028%	0,14%	**CAB'**	0,046%	0,15%
CBA	0,022%	0,15%	**CBA'**	0,044%	0,22%

$$\Delta\varepsilon_{\mathrm{avg}} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left|\frac{\varepsilon_{\mathrm{MCE}} - \varepsilon_{\mathrm{t}}}{\varepsilon_{\mathrm{t}}}\right| \cdot 100\%, \qquad \Delta\varepsilon_{\max} = \max\left\{\left|\frac{\varepsilon_{\mathrm{MCE}} - \varepsilon_{\mathrm{t}}}{\varepsilon_{\mathrm{t}}}\right|_{\mathrm{i}} \cdot 100\%\right\}$$

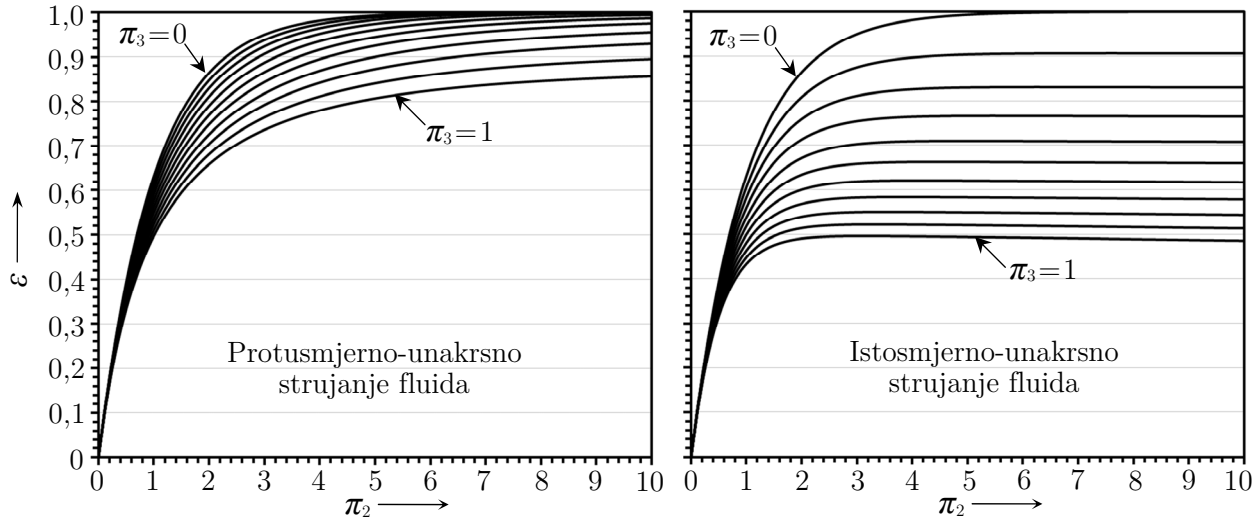
Za promatrani međusobni smjer strujanja fluida, iskoristivost topline koja se postiže kada slabija struja fluida struji u više prolaza nešto je veća od iskoristivosti topline koja se postiže kada jača struja fluida struji u više prolaza (uočljivo usporedbom **AB** i **AB'** ili **ABC** i **ABC'**), osim kada $\pi_3 = 0$ i $\pi_3 = 1$ iskoristivost topline je jednaka. U cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline zrak struji u jednom prolazu, a voda (ili radna tvar) struji u više prolaza. Stoga je, temeljem ocjene iskoristivosti topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline, poželjno da slabija struja fluida bude voda, a jača struja fluida bude zrak. Od svih prethodno analiziranih izmjenjivača topline, izmjenjivači topline u kojima je međusobni smjer strujanja fluida protusmjerno-unakrsan (npr. **BA**, **CBA**) postižu najveću iskoristivost topline za dane vrijednosti značajki π_2 i π_3. I u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline prednost treba također dati protusmjerno-unakrsnom strujanju fluida (npr. **BA**, **CBA**) ispred istosmjerno-unakrsnog strujanja fluida (npr. **AB**, **ABC**, **BAC**).

6.1.2. Istosmjerno-unakrsno i protusmjerno-unakrsno strujanje fluida

Veća iskoristivost topline u izmjenjivaču topline s protusmjerno-unakrsnim strujanjem fluida može se potvrditi i eksperimentalnim putem. Wang [243] uspoređuje toplinske tokove u cijevnom lamelnom izmjenjivaču koji se postižu protusmjerno-unakrsnim i istosmjerno-unakrsnim strujanjem fluida. Izmjenjivač topline prikazan je na slici 6.18. i sastoji se od 56 cijevi u 4 reda cijevi i 1 krugu strujanja (**4R:1×56**). Smjer strujanja fluida prati oblik slova W. Kod protusmjerno-unakrsnog strujanja (engl. *counter-crossflow*), fluid ulazi u prvu cijev četvrtog reda cijevi i izlazi iz posljednje cijevi u prvom redu cijevi. Kod istosmjerno-unakrsnog strujanja (engl. *parallel-crossflow*), fluid u cijevima struji u suprotnom smjeru. Na slici 6.18. prikazana je razlika između toplinskih tokova koji se postižu protusmjerno-unakrsnim i istosmjerno-unakrsnim strujanjem fluida, a razliku potvrđuju dijagrami iskoristivosti topline na slici 6.19. koji su dobiveni MCE metodom.

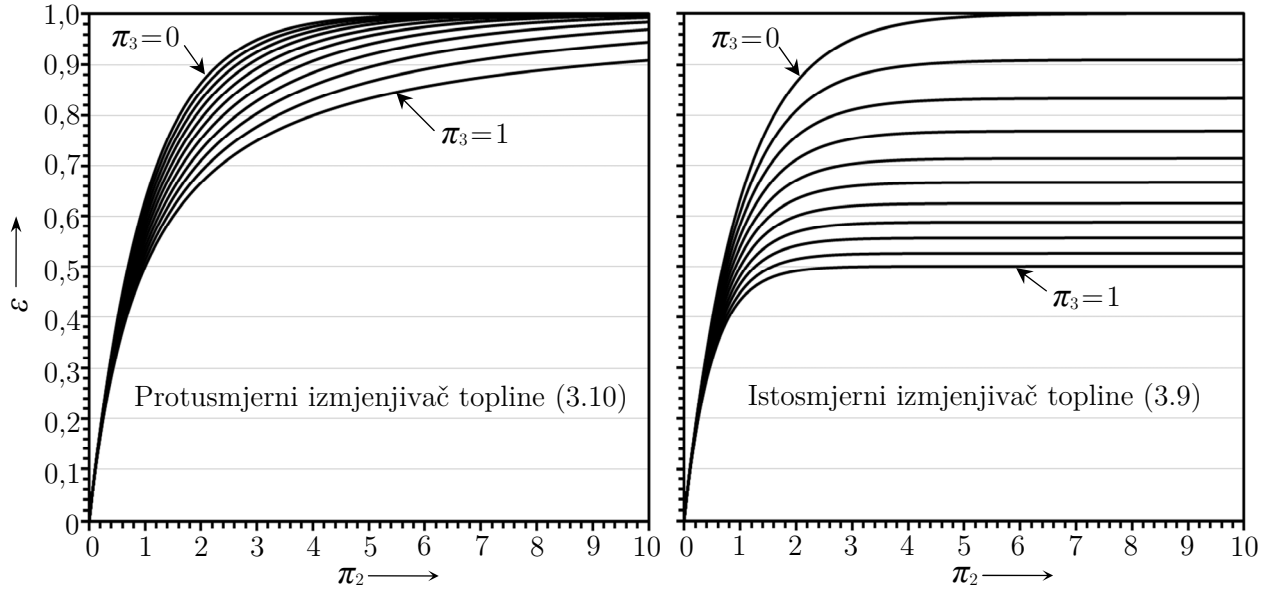


Slika 6.18. Utjecaj međusobnog smjera strujanja fluida na toplinski tok u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline **4R:1×56** [243]



Slika 6.19. Utjecaj međusobnog smjera strujanja fluida na iskoristivost topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču **4R:1×56**, rezultati dobiveni MCE metodom

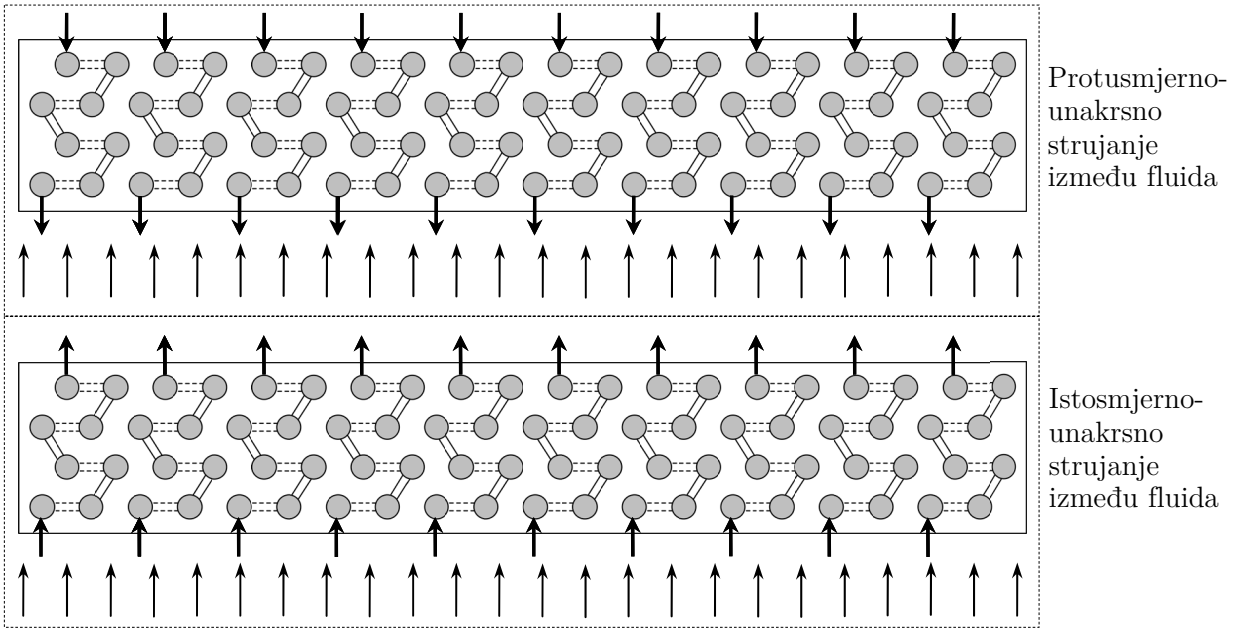
Wang [243] zaključuje da izmjenjivač topline s protusmjerno-unakrsnim strujanjem fluida postiže od 15% do 25% veći toplinski tok od izmjenjivača topline s istosmjernim-unakrsnim strujanjem fluida, pri istim protocima i ulaznim temperaturama fluida (isti vrijednosti π_2 i π_3). Kada se usporedba radi pri istim protocima i ulaznim temperaturama fluida, razlika toplinskih tokova jednaka je razlici iskoristivosti topline. MCE metoda predviđa do 40% veću iskoristivost topline u slučaju protusmjerno-unakrsnog strujanja nego li u slučaju istosmjerno-unakrsnog strujanja fluida (za $\pi_2 = 10$ i $\pi_3 = 1$), a razlike između postignutih iskoristivosti topline povećavaju se s porastom značajke π_2 te izjednačavanjem toplinskih kapaciteta struja fluida ($\pi_3 \to 1$). Iskoristivost topline u istosmjerno-unakrsnom i protusmjerno-unakrsnom izmjenjivaču topline **4R:1×56** (slika 6.19.) usporediva je s iskoristivosti topline koja se postižu u izmjenjivaču s čisto istosmjernim strujanjem fluida (3.9) i u izmjenjivaču topline s čisto protusmjernim strujanjem (3.10). Dijagrami iskoristivosti topline protusmjernog i istosmjernog izmjenjivača topline prikazani su na slici 6.20.



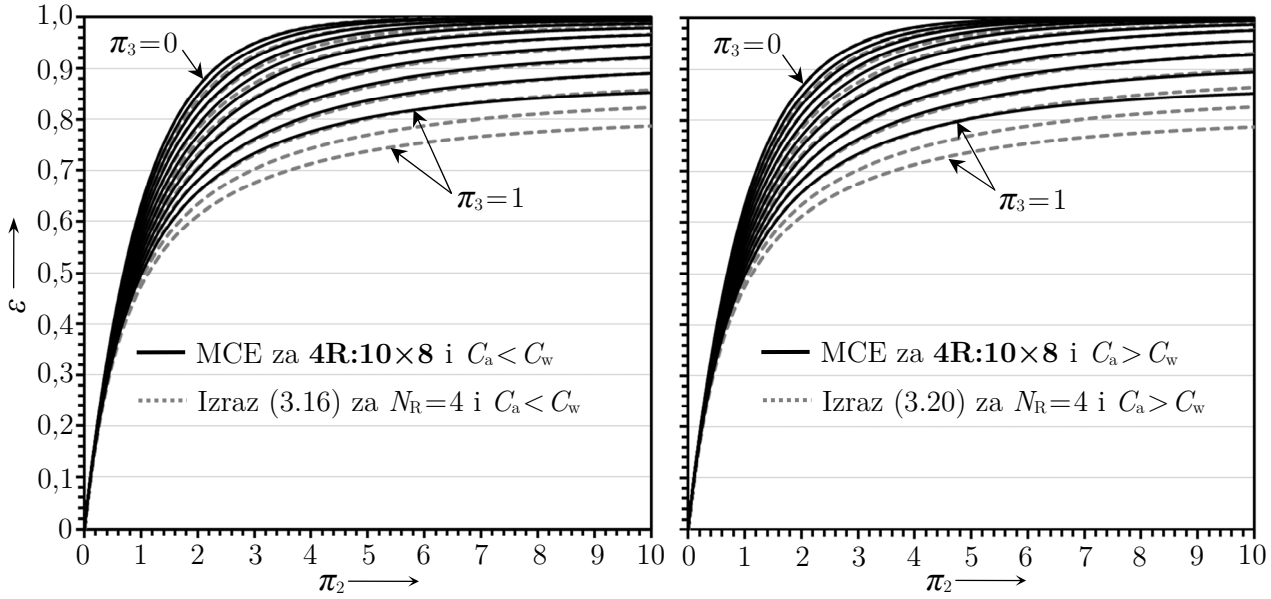
Slika 6.20. Dijagrami iskoristivosti topline za protusmjerni i za istosmjerni izmjenjivač topline

U Laboratoriju za toplinska mjerenja Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci provedena su mjerenja na cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline prikazanom na slici 6.21. (oznaka izmjenjivača topline: **4R:10×8**). Ovaj se cijevni lamelni izmjenjivač sastoji od 10 krugova strujanja od kojih svaki ima 8 cijevi, a sveukupno je 80 cijevi postavljeno šahovskim rasporedom u 4 reda cijevi.
Prema dostupnim analitičkim izrazima za proračun iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline koji imaju do četiri reda cijevi, izrazi (3.13)-(3.20), iskoristivost topline u izmjenjivaču topline **4R:10×8** računa se pomoću izraza (3.16) ili (3.20). Međutim, kako su izrazi (3.16) i (3.20) dobiveni za cijevne lamelne izmjenjivače topline s četiri reda cijevi i jednostavnim međusobnim smjerom strujanja gdje obje struje fluida nakon jednog prolaza izlaze iz izmjenjivača, njihovo korištenje na izmjenjivaču **4R:10×8** neizbježno vodi do pogrešnog izračuna iskoristivosti

topline. Umjesto (3.16) i (3.20), iskoristivost topline u izmjenjivaču topline **4R:10×8** može se dobiti MCE metodom. Na slici 6.22. prikazani su dijagrami iskoristivosti topline za izmjenjivač topline **4R:10×8** dobiveni MCE metodom i u usporedbi s rješenjima analitičkih izraza (3.16) i (3.20), za slučaj kada je zrak slabija struja fluida i za slučaj kada je fluid u cijevima slabija struja fluida.



Slika 6.21. Protusmjerno-unakrsno i istosmjerno-unakrsno strujanje u cijevnom lamelnom izmjenjivaču s 4 reda cijevi, 10 krugova strujanja i 8 prolaza (oznaka **4R:10×8**)

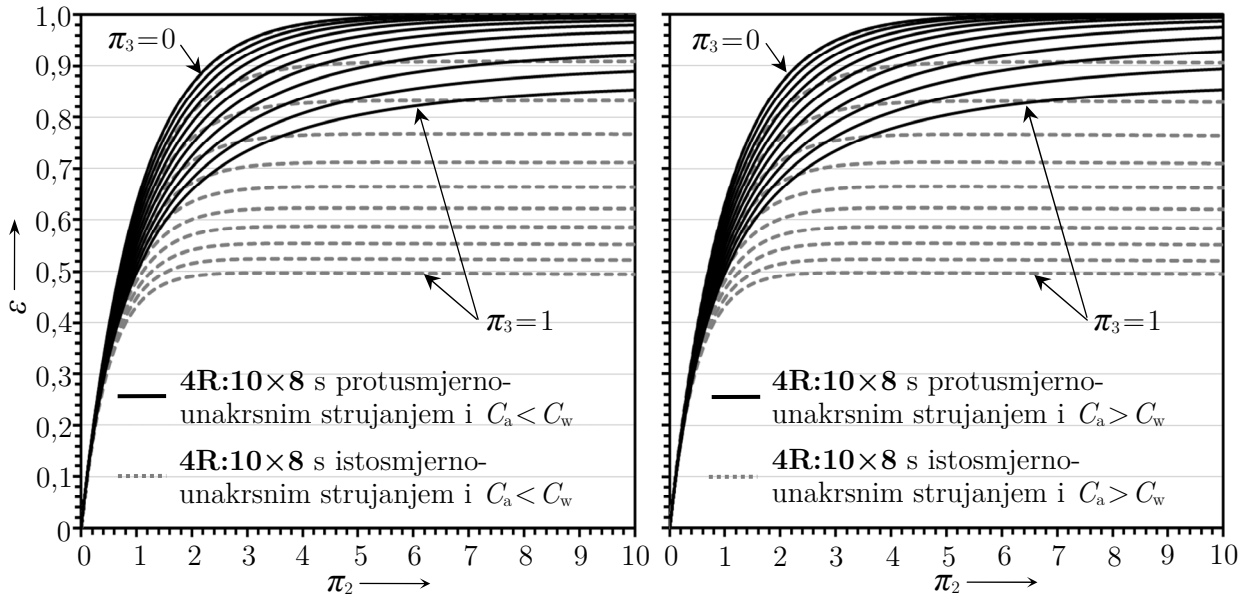


Slika 6.22. Iskoristivost topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline **4R:10×8** s protusmjerno-unakrsnim strujanjem fluida, usporedba MCE metode i izraza (3.16) i (3.20)

Dijagrami na slici 6.22. pokazuju da izmjenjivač **4R:10×8** postiže veću iskoristivost topline (do 10%) od izmjenjivača s četiri reda cijevi i jednim prolazom fluida (3.16), (3.20). Veća iskoristivost topline u **4R:10×8** posljedica je povoljnijeg međusobnog smjera strujanja fluida: fluid u cijevima dijeli se na 10 krugova strujanja s geometrijom spajanja cijevi koja potiče protusmjerno strujanje fluida. Na ovaj se način iskoristivost topline u izmjenjivaču **4R:10×8** približava iskoristivosti topline u izmjenjivaču s čistim protusmjernim strujanjem fluida.

Na slici 6.22. može se primijetiti da vrijednost iskoristivosti topline ne ovisi značajnije o tome da li je struja fluida s manjim toplinskim kapacitetom zraka ili kapljeviti fluid. To je očekivano jer se, povećanjem broja reda cijevi u izmjenjivaču topline, iskoristivost topline za slučaj $C_a < C_w$ približava iskoristivosti topline za slučaj $C_a > C_w$. Za izmjenjivače topline s većim brojem redova cijevi ($N_R > 10$), postoji samo jedno rješenje: Nusseltova (3.11) i Eckertova formula (3.12) daju jedinstveno rješenje iskoristivosti topline koje ovisi samo o značajkama π_2 i π_3.

Na slici 6.23. prikazana je usporedba između iskoristivosti topline koje se postižu u izmjenjivaču **4R:10×8** za slučaj kada je međusobni smjer strujanja fluida protusmjerno-unakrsan i za slučaj kada je međusobni smjer strujanja fluida istosmjerno-unakrsan.

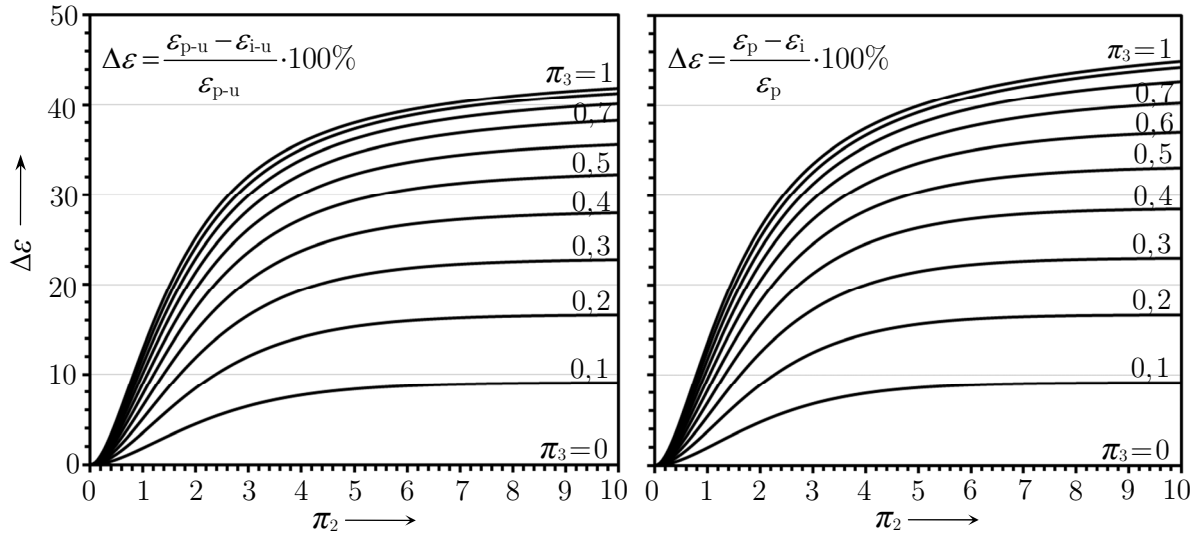


Slika 6.23. Usporedba između iskoristivosti topline u izmjenjivaču topline **4R:10×8** s protusmjerno-unakrsnim i istosmjerno-unakrsnim strujanjem fluida, rezultati MCE metode

Međusobni smjer strujanja fluida u izmjenjivaču **4R:10×8** na prvi se pogled čini tipično unakrsnim, ali u nastavku se dokazuje da je gotovo identičan čisto protusmjernom ili čisto istosmjernom strujanju fluida, ovisno o načinu na koji se izmjenjivač topline postavlja u zračni kanal.

Na slici 6.24. prikazan je omjer iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** s protusmjerno-unakrsnim strujanjem i s istosmjerno-unakrsnim strujanjem fluida te omjer iskoristivosti topline protusmjernog i istosmjernog izmjenjivača topline. Izmjenjivač **4R:10×8** postiže do 42% veću iskoristivost topline (za $\pi_2 = 10$ i $\pi_3 = 1$) kada je međusobni smjer strujanja fluida protusmjerno-

unakrsan. S druge strane, iskoristivost topline u izmjenjivaču s čistim protusmjernim strujanjem fluida je do 45% veća od iskoristivosti topline u izmjenjivaču topline s čistim istosmjernim strujanjem fluida. Za dane vrijednosti π_2 i π_3, povećanje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** s protusmjerno-unakrsnim strujanjem fluida u odnosu na istosmjerno-unakrsno strujanje je tek neznatno manje od povećanja iskoristivosti topline koje postiže protusmjerni izmjenjivač topline u odnosu na istosmjerni izmjenjivač topline.



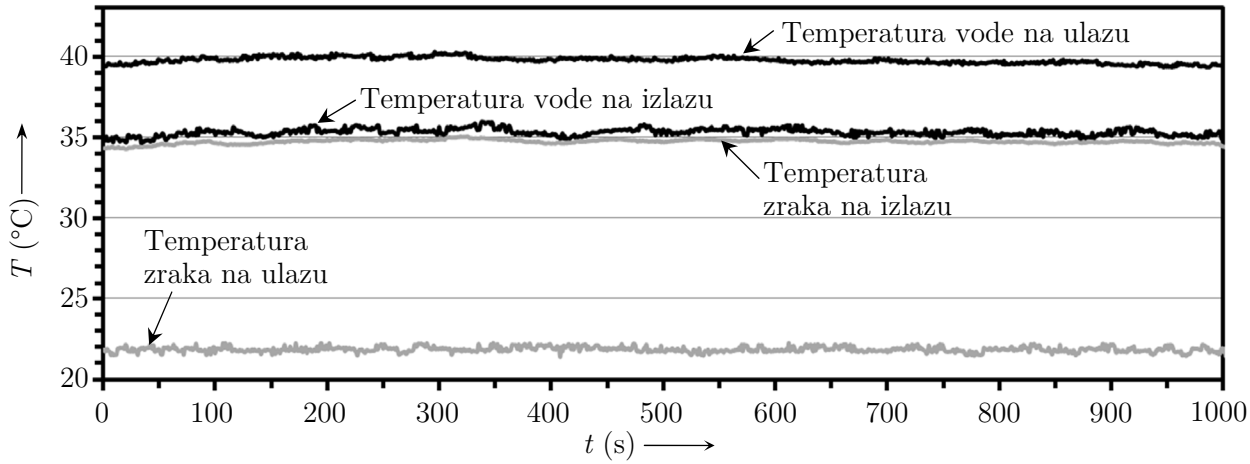
Slika 6.24. Omjer iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** s protusmjerno-unakrsnim ($\varepsilon_{\text{p-u}}$) i s istosmjerno-unakrsnim ($\varepsilon_{\text{i-u}}$) strujanjem fluida i omjer iskoristivosti topline u izmjenjivaču s čistim protusmjernim (ε_{p}) i s čistim istosmjernim (ε_{i}) strujanjem fluida

Osim promatranjem iskoristivosti topline, izmjenjivači topline analiziraju se i temeljem porasta entropije, odnosno stupnja nepovrativosti [244]-[246] i ekonomske isplativosti, području u kojemu je svoj doprinos dao i Bošnjaković [247], [248] te utjecaja na okoliš [249] (engl. *the four E of heat exchangers: energy, entropy, (thermo)economics, ecology*).

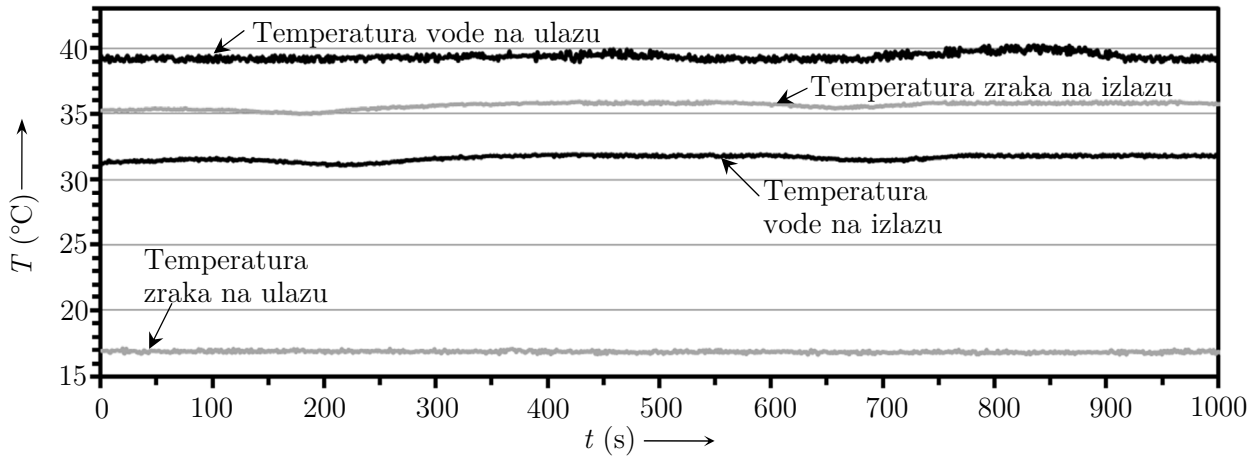
6.1.3. Usporedba rezultata MCE metode i eksperimentalnih ispitivanja na lamelnom izmjenjivaču topline 4R:10×8

Razlike između iskoristivosti topline koje izmjenjivač **4R:10×8** postiže s protusmjerno-unakrsnim strujanjem i s istosmjerno-unakrsnim strujanjem mogu se pronaći i eksperimentalnim putem. Na slici 6.25. prikazan je razvoj ulaznih i izlaznih temperatura zraka i vode u izmjenjivaču topline **4R:10×8** s istosmjerno-unakrsnim strujanjem fluida. Mjerenja su izvršena pri masenom protoku zraka od 1600 kg/h i masenom protoku vode od 1100 kg/h. Ulazna temperatura vode iznosi oko 40 °C, a ulazna temperatura zraka iznosi oko 22 °C. Na izlazu iz izmjenjivača topline obje struje fluida imaju temperaturu od oko 35 °C. Izlazna se temperatura zraka približava, ali je

uvijek manja od izlazne temperature vode. Ovakav odnos između izlaznih temperatura fluida je karakterističan za istosmjerne izmjenjivače topline. Iskoristivost topline iznosi ε=0,71.
Na slici 6.26. prikazan je razvoj ulaznih i izlaznih temperatura zraka i vode u izmjenjivaču topline **4R:10×8** s protusmjernim-unakrsnim strujanjem fluida. Ulazna temperatura vode iznosi oko 39 °C, a ulazna temperatura zraka iznosi oko 17 °C. Izlazna temperatura zraka iznosi oko 36 °C i viša je od izlazne temperature vode koja iznosi oko 32 °C. Iskoristivost topline iznosi ε=0,84.
Protusmjerno-unakrsni izmjenjivač **4R:10×8** postiže veću iskoristivost topline od istosmjerno-unakrsnog izmjenjivača **4R:10×8** zbog povoljnije raspodjele temperaturnih razlika između zraka i vode odnosno zbog povoljnijeg smjera strujanja između zraka i vode u izmjenjivaču.



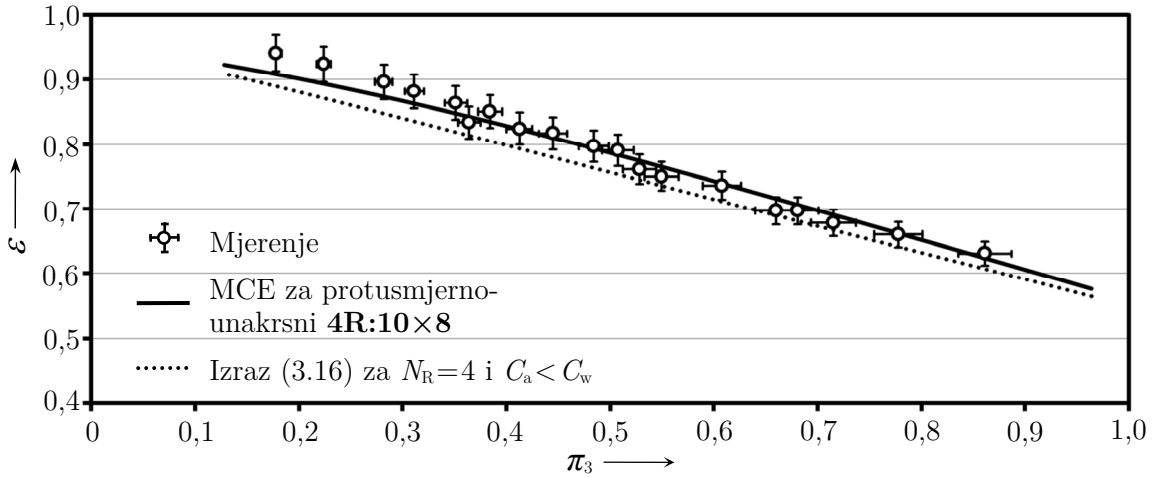
Slika 6.25. Temperature zraka i vode u izmjenjivaču **4R:10×8** s istosmjerno-unakrsnim strujanjem fluida pri π_3=0,36 i π_2=2,3. Postignuta iskoristivost topline ε=0,71.



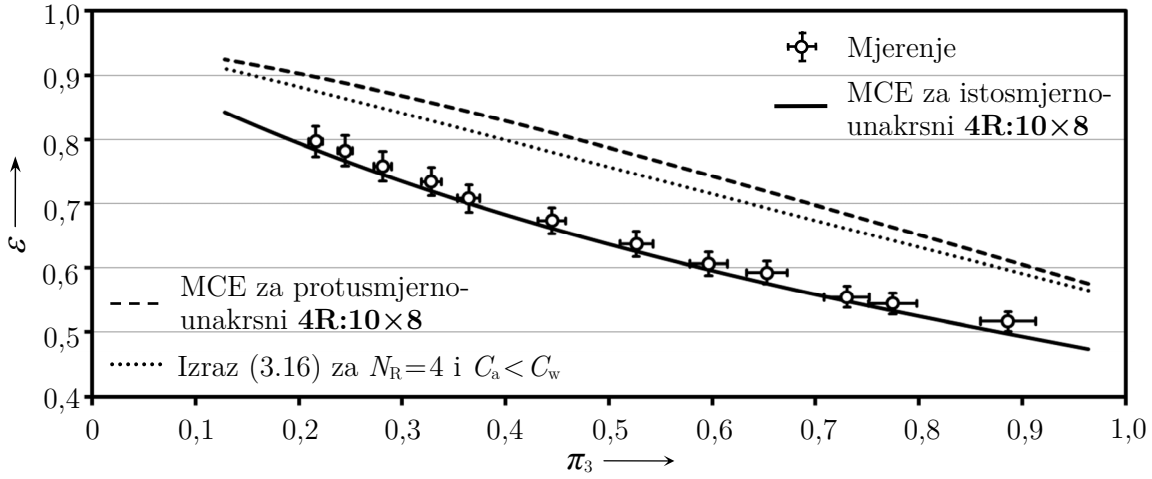
Slika 6.26. Temperature zraka i vode u izmjenjivaču **4R:10×8** s protusmjerno-unakrsnim strujanjem fluida pri π_3=0,36 i π_2=2,3. Postignuta iskoristivost topline ε=0,84.

Temeljem izmjerenih masenih protoka te ulaznih i izlaznih temperatura zraka i vode određuje se iskoristivost topline u izmjenjivaču **4R:10×8** prema (5.14). Na slikama 6.27. i 6.28. uspoređuju se

rješenja MCE metode i mjerenja na izmjenjivaču **4R:10×8** s protusmjerno-unakrsnim, odnosno istosmjerno-unakrsnim strujanjem između zraka i vode. Maseni protok zraka iznosi oko 1600 kg/h, a promjenom masenog protoka vode (broj okretaja u cirkulacijskoj pumpi) mijenjaju se i značajke π_2 i π_3. Za orijentaciju, prikazana su i rješenja dobivena pomoću izraza (3.16) koja vrijede za lamelne izmjenjivače topline s jednim prolazom fluida u cijevima. Kod proračuna iskoristivosti topline u MCE metodi ili izrazu (3.16), značajka π_3 određuje se mjerenjem, a značajka π_2 ovisi o koeficijentu prolaza topline u izmjenjivaču (3.22). Koeficijent prolaza topline računa se nakon što se procijeni koeficijent prijelaza topline na strani vode (Gnielinski formula (3.29)), koeficijent prijelaza topline na strani zraka (Wang-Chi korelacija (3.40)) i učinkovitost prijelaza topline na lameli (Schmidtov postupak (3.54)).



Slika 6.27. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u protusmjerno-unakrsnom izmjenjivaču **4R:10×8** s jednolikim profilom brzina zraka

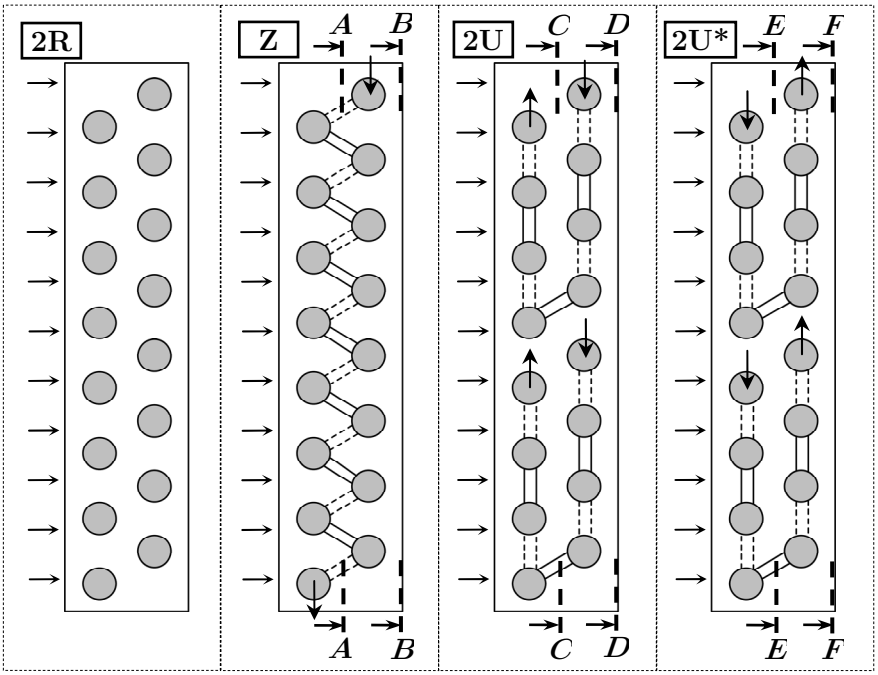


Slika 6.28. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u istosmjerno-unakrsnom izmjenjivaču **4R:10×8** s jednolikim profilom brzina zraka

Mjerenja potvrđuju predviđanja MCE metode: protusmjerno-unakrsni **4R:10×8** postiže značajno veću iskoristivost topline od istosmjernog-unakrsnog **4R:10×8**. Ovisno o značajki $\boldsymbol{\pi}_3$, protusmjerno-unakrsno strujanje fluida osigurava između 10% i 25% veću iskoristivost topline. MCE metoda vrlo dobro prati rezultate mjerenja, a nešto se veća odstupanja primjećuju kod $\boldsymbol{\pi}_3 < 0{,}3$ u protusmjernom-unakrsnom **4R:10×8**. S druge strane, izraz (3.16) podcjenjuje iskoristivost topline u protusmjerno-unakrsnom **4R:10×8** i precjenjuje iskoristivost topline u istosmjerno-unakrsnom izmjenjivaču **4R:10×8**. U odnosu na izraz (3.16) koji se inače koristi za cijevne lamelne izmjenjivače topline s četiri reda cijevi, MCE metoda predstavlja napredak i može predvidjeti iskoristivost topline koju postižu izmjenjivači topline sa složenim smjerom strujanja između fluida. Slabost MCE metode je ta da značajka $\boldsymbol{\pi}_2$, a time i iskoristivost topline $\boldsymbol{\varepsilon}$ ovise o koeficijentima prijelaza topline koji se računaju pomoću eksperimentalnih korelacija. To znači da su za jedan dio pogreške koja nastaje kod proračuna izmjenjivača topline MCE metodom zaslužne pogreške eksperimentalnih korelacija. Wang-Chi korelacija predviđa 88,6% rezultata mjerenja unutar ±15% [181], [182], a Gnielinski formula predviđa eksperimentalne podatke unutar ±10%.

6.1.4. Optimizacija međusobnog smjera strujanja fluida u izmjenjivaču topline

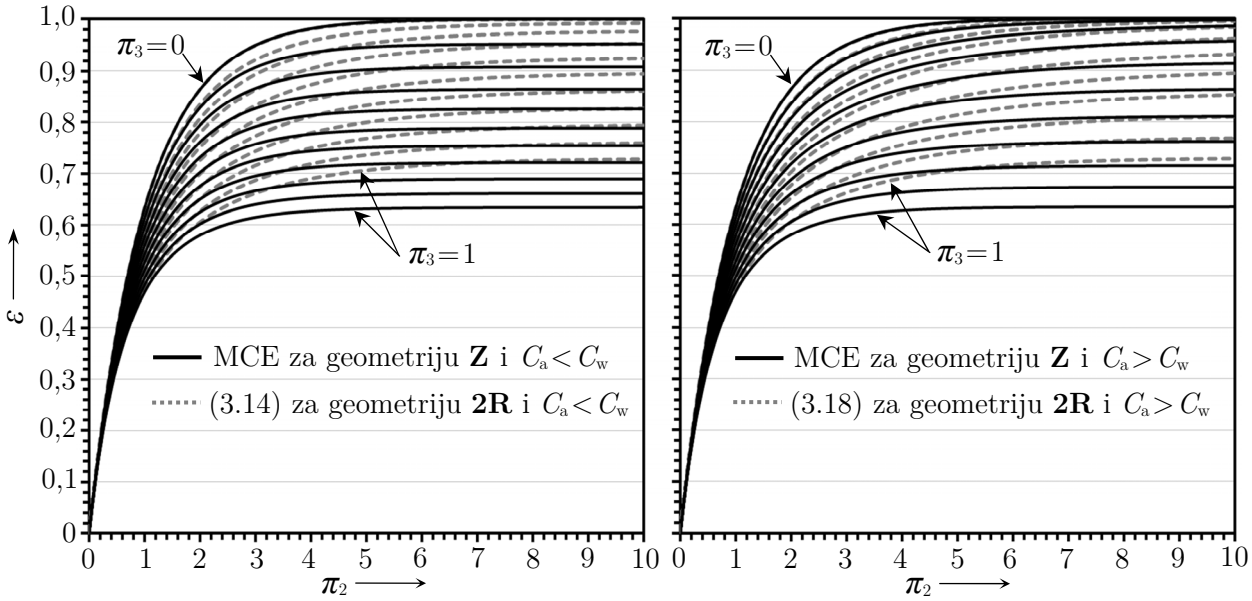
Prethodno se pokazalo da metoda cijevnih elemenata može poslužiti za izračun iskoristivosti topline u izmjenjivačima topline sa složenim međusobnim smjerom strujanja između fluida. Drugim riječima, MCE metodom mogu se uspoređivati različite geometrije spajanja cijevi u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline. Cijevi u lamelnom izmjenjivaču topline mogu se spojiti na različite načine i s velikim brojem mogućih kombinacija. Npr. u izmjenjivaču topline sa 16 cijevi postoji 16! mogućih redoslijeda spajanja cijevi, a taj je broj i veći ako se cijevi mogu račvati ili spajati ili grupirati u više krugova strujanja. Za izmjenjivač topline s ukupno 16 cijevi u 2 reda, na slici 6.29. prikazane su četiri različite geometrije spajanja cijevi koje se analizira u nastavku.



Slika 6.29. Četiri geometrije spajanja cijevi za četiri različita međusobna smjera strujanja fluida u cijevnom lamelnom izmjenjivaču sa 16 cijevi u 2 reda cijevi

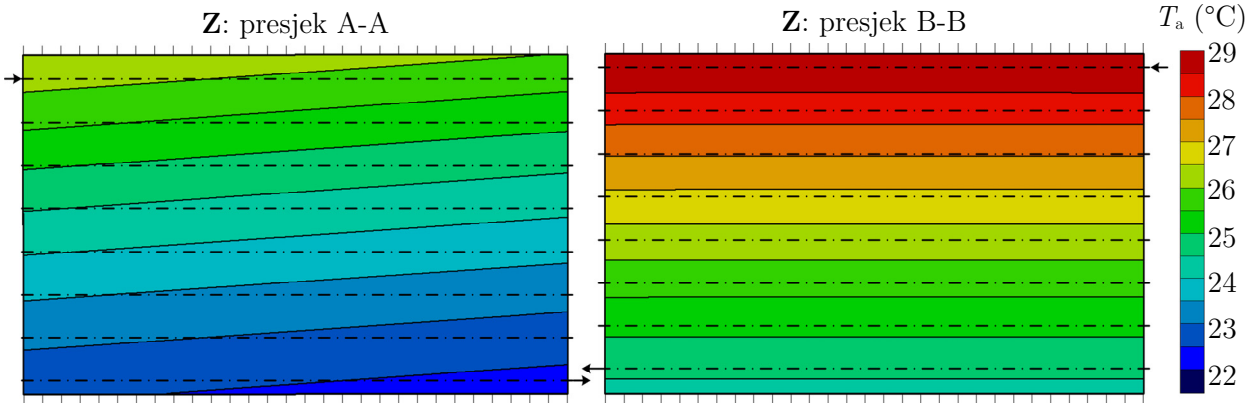
Na slici 6.29., za izmjenjivač u kojemu fluid u cijevima struji u jednom prolazu (**2R**), iskoristivost topline može se izračunati pomoću (3.14) i (3.18). Za ostale tri geometrije spajanja cijevi na slici 6.29. iskoristivost topline može se izračunati MCE metodom. Izmjenjivač topline s geometrijom spajanja cijevi **Z** sastoji se od jednog kruga strujanja gdje fluid struji u 16 prolaza. U izmjenjivaču topline s geometrijom spajanja **2U** voda struji u 8 prolaza u dva ista kruga strujanja. Izmjenjivač topline **2U*** ima istu geometriju spajanja cijevi kao izmjenjivač topline **2U** s time da je razlika u međusobnom smjeru strujanja fluida: u izmjenjivaču **2U*** smjer strujanja fluida je istosmjerno-unakrsan, a u izmjenjivaču **2U** smjer strujanja fluida je protusmjerno-unakrsan.
Usporedba između iskoristivosti topline koje cijevni lamelni izmjenjivač postiže s geometrijama spajanja cijevi **2R** i **Z** prikazana je na slici 6.30. Za dane vrijednosti značajki π_2 i π_3, izmjenjivač s geometrijom spajanja cijevi **Z** postiže manju iskoristivost topline (do 13%) nego s geometrijom **2R**.

To znači da je, u odnosu na geometriju **2R**, geometrija spajanja cijevi **Z** neučinkovita. Za $\pi_3=1$ i $\pi_2=2$ geometrija **Z** postiže $\varepsilon=0{,}58$, a **2R** postiže $\varepsilon=0{,}60$. Razlike se povećavaju porastom značajke π_2: za značajke $\pi_3=1$ i $\pi_2=6$ geometrija **Z** postiže $\varepsilon=0{,}63$, a geometrija **2R** postiže $\varepsilon=0{,}71$.



Slika 6.30. Usporedba iskoristivosti topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s geometrijama spajanja cijevi **2R**, (3.14) i (3.18), i **Z** (MCE metoda)

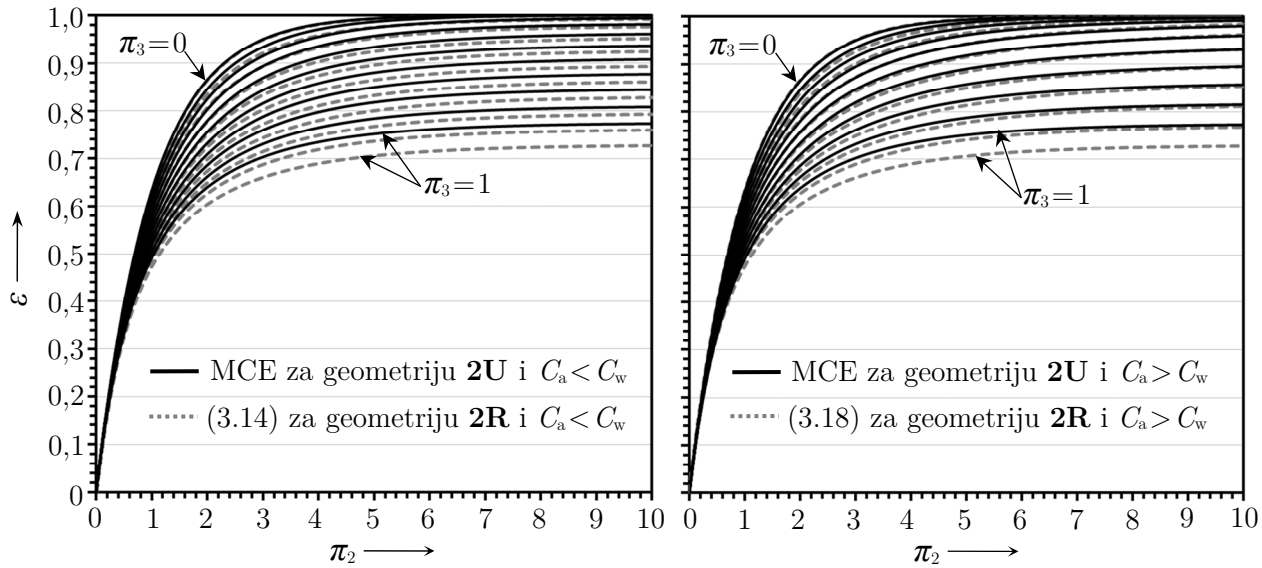
Izmjenjivač topline s geometrijom spajanja cijevi **Z** ima nepovoljnu raspodjelu razlika između temperatura fluida jer fluid u cijevima struji u 16 prolaza. Na slici 6.31. prikazane su raspodjele temperatura zraka između 1. i 2. reda cijevi (presjek A-A) i na izlazu 2. reda cijevi (presjek B-B) u izmjenjivaču topline sa **Z** geometrijom spajanja cijevi dobivene korištenjem MCE metode. Ulazni podaci za proračun izmjenjivača topline MCE metodom su: $\pi_2=3$ i $\pi_3=0{,}5$, temperature fluida na ulazu u izmjenjivač su 15 °C za zrak i 30 °C za vodu, a zrak je slabija struja.



Slika 6.31. Raspodjela temperatura zraka između 1. i 2. reda cijevi (A-A) i na izlazu izmjenjivača topline (B-B) s geometrijom spajanja cijevi **Z**

Temperatura zraka u presjeku između 1. i 2. reda cijevi (A-A) kreće se između 22,2 i 26,5 °C, a prosječna temperatura je 24,2 °C. Temperatura zraka na izlazu iz izmjenjivača **Z** (presjek B-B) kreće se između 24,3 i 29,1 °C, a prosječna temperatura zraka iznosi 26,4 °C što daje iskoristivost topline od $\varepsilon = 0{,}76$. Iz slike 6.31. vidi se da je velik broj cijevi u jedinom krugu strujanja osnovni nedostatak izmjenjivača topline sa **Z** geometrijom spajanja cijevi. Najneučinkovitije su cijevi u donjem dijelu izmjenjivača gdje je, zbog manje razlike između temperatura fluida, toplinski tok između zraka i vode najmanji.

Usporedba između iskoristivosti topline koje cijevni lamelni izmjenjivač postiže s geometrijama spajanja cijevi **2R** i **2U** prikazana je na slici 6.32. Za razliku od geometrije spajanja cijevi **Z**, izmjenjivač topline s geometrijom spajanja **2U** postiže veću iskoristivost topline od izmjenjivača topline s geometrijom spajanja cijevi **2R**.

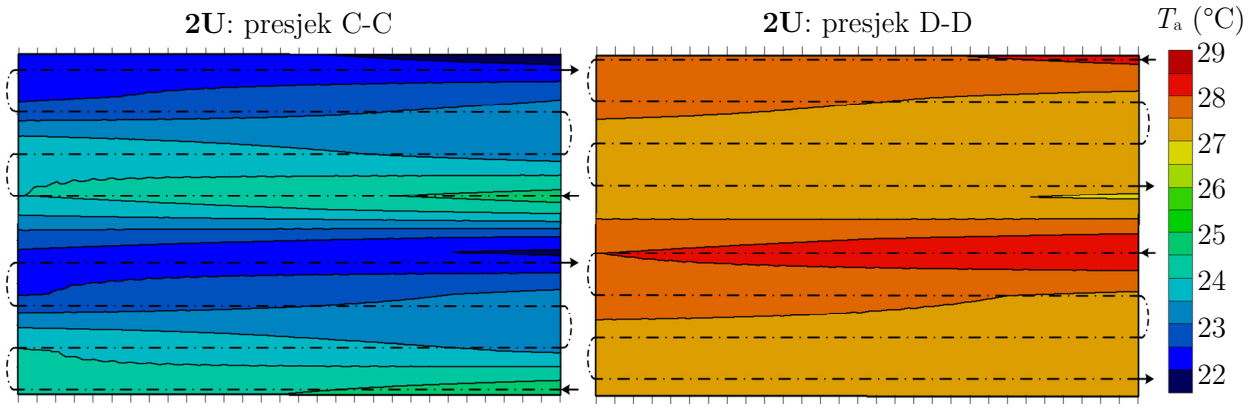


Slika 6.32. Usporedba iskoristivosti topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s geometrijama spajanja cijevi **2R**, (3.14 i 3.18), i **2U** (MCE metoda)

Za iste vrijednosti značajki π_2 i π_3, izmjenjivač topline s geometrijom **2U** je do 6% učinkovitiji od izmjenjivača topline s geometrijom **2R**. Npr. za $\pi_3 = 1$ i $\pi_2 = 2$, iskoristivost topline koja se postiže geometrijom spajanja cijevi **2U** iznosi $\varepsilon = 0{,}64$ dok iskoristivost topline u geometriji spajanja cijevi **2R** iznosi $\varepsilon = 0{,}60$. Za $\pi_3 = 1$ i $\pi_2 = 6$, geometrija spajanja cijevi **2U** postiže iskoristivost topline od $\varepsilon = 0{,}76$, a geometrija spajanja cijevi **2R** postiže $\varepsilon = 0{,}71$. Između geometrija spajanja cijevi **2U** i **Z** razlike između iskoristivosti topline iznose do 20%.

Na slici 6.33. prikazane su raspodjele temperatura zraka između 1. i 2. reda cijevi (presjek C-C) i na izlazu 2. reda cijevi (presjek D-D) u izmjenjivaču topline s geometrijom spajanja cijevi 2U. Ulazni podaci za MCE metodu su: $\pi_2 = 3$ i $\pi_3 = 0{,}5$, ulazna temperatura zraka je 15 °C, ulazna temperatura vode je 30 °C, a zrak je slabija struja fluida. Temperatura zraka u presjeku između 1. i 2. reda cijevi (C-C) kreće se između 21,7 i 25,0 °C, a prosječna temperatura je 23,2 °C. Temperatura zraka na izlazu iz izmjenjivača **2U** (D-D) kreće se između 26,9 i 28,5 °C, a prosječna

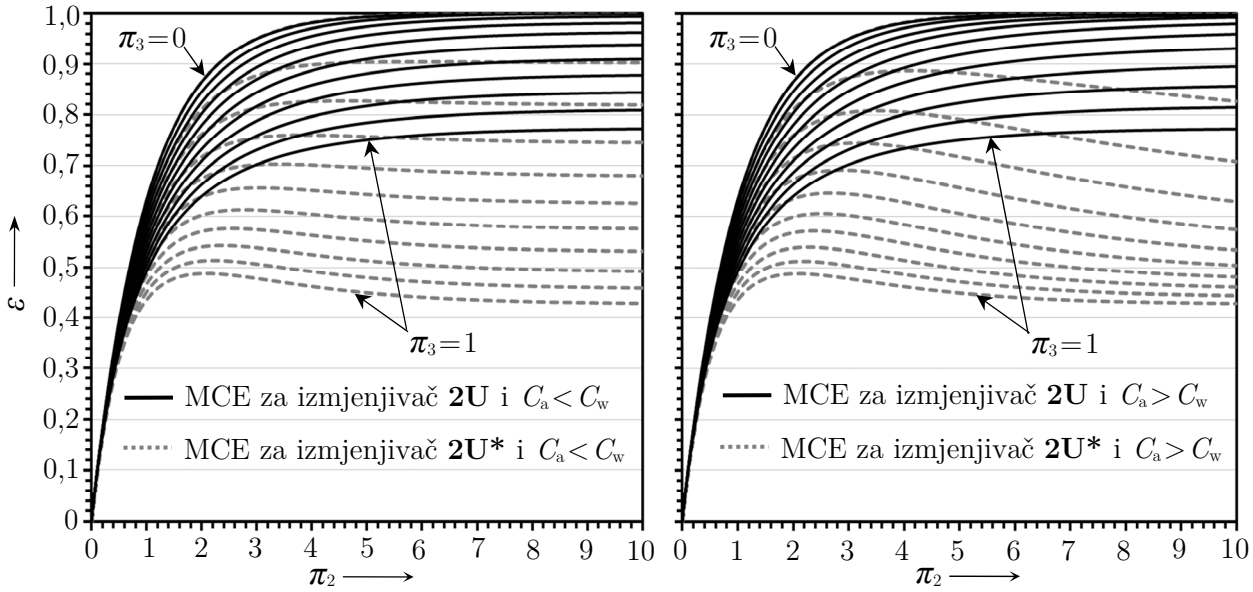
temperatura zraka iznosi 27,6 °C što daje iskoristivost topline od ε=0,84. Za usporedbu, prosječne temperature zraka u izmjenjivaču topline **Z** su 24,2 °C (A-A) i 26,4 °C (B-B). To znači da se u izmjenjivaču topline **Z** većina topline izmjenjuje na prvom redu cijevi za razliku od izmjenjivača **2U** gdje je izmijenjeni toplinski tok na drugom redu cijevi dvostruko veći (23,2 → 27,6 °C) od izmijenjenog toplinskog toka na drugom redu cijevi izmjenjivača topline **Z** (24,2→26,4°C).
Od triju analiziranih geometrija spajanja cijevi (slika 6.29.), izmjenjivač topline s geometrijom **2U** postiže najveću iskoristivost topline. Izmjenjivač topline s geometrijom **2U** posjeduje najpovoljniji međusobni smjer strujanja fluida: voda prvo struji kroz cijevi u drugom redu cijevi, a tek tada prelazi na cijevi iz prvog reda cijevi. Zrak koji nastrujava na prvi red cijevi izmjenjuje toplinu s vodom nižeg temperaturnog potencijala koja je dio topline već izmijenila u drugom redu cijevi. Nakon toga, zrak nastrujava na drugi red cijevi i izmjenjuje toplinu s vodom višeg temperaturnog potencijala. Usporedbom između temperatura zraka na izlazu izmjenjivača topline **Z** (presjek B-B na slici 6.31.) i izmjenjivača topline **2U** (presjek D-D na slici 6.33.) vidi se da izmjenjivač **2U** postiže povoljniju raspodjelu izlaznih temperatura zraka i veću iskoristivost topline. U konačnici veća iskoristivost topline u izmjenjivaču **2U** označava veći tok izmijenjenog toplinskog toka između fluida ili veći toplinski tok po površini prijelaza topline u odnosu na izmjenjivače **2R** ili **Z**.



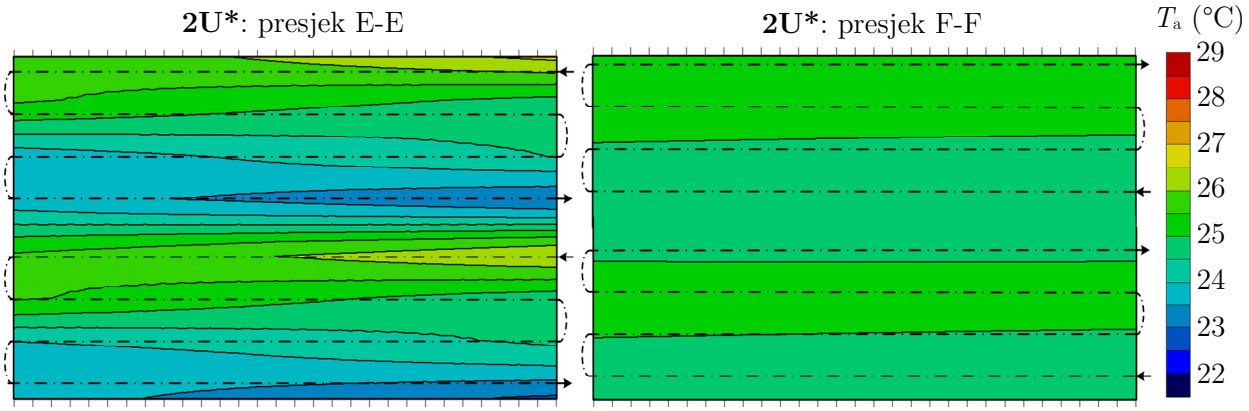
Slika 6.33. Raspodjela temperatura zraka između 1. i 2. reda cijevi (C-C) i na izlazu izmjenjivača topline (D-D) s geometrijom spajanja cijevi **2U**

Za izmjenjivač topline s geometrijom spajanja cijevi **2U** ispituje se razlika između istosmjerno-unakrsnog i protusmjerno-unakrsnog strujanja između zraka i vode (slika 6.29.) na postignutu iskoristivost topline. Slika 6.34. prikazuje dijagrame iskoristivosti topline za izmjenjivače topline s geometrijama strujanja fluida **2U** i **2U***. Kao što se može primijetiti, iskoristivost topline u izmjenjivaču topline **2U*** je do 50% manja od iskoristivosti topline u izmjenjivaču topline **2U**.
U izmjenjivaču topline **2U***, iskoristivost topline isprva se povećava s porastom značajke π_2 sve do maksimuma koji se postiže u području π_2=1,5–4 (ovisno o vrijednosti značajke π_3), a s daljnjim porastom vrijednosti π_2 počinje opadati. To znači da povećanje površine prijelaza topline A, porast koeficijenta prolaza topline k ili smanjenje toplinskog kapaciteta slabije struje C_1 negativno utječu na iskoristivost topline u izmjenjivaču topline **2U***, što nije slučaj u izmjenjivaču topline **2U**.

Izmjenjivač topline **2U*** stvara nepovoljnu raspodjelu temperaturnih razlika između dvaju fluida: najveći dio toplinskog toka izmjenjuje se na prvom redu cijevi dok na drugom redu cijevi može doći i do okretanja smjera prijelaza topline. Za primjer, neka se u izmjenjivaču **2U*** zrak grije, a voda hladi. Na prvom redu cijevi zrak se naglo zagrijava, a voda se naglo hladi. Zbog nepovoljnog međusobnog smjera strujanja fluida u izmjenjivaču **2U***, gdje zrak struji u jednom prolazu, a voda struji u osam prolaza, na drugom redu cijevi može doći do okretanje smjera prijelaza topline, tj. da zrak zagrijava vodu umjesto da voda i dalje zagrijava zrak (slika 6.35.). Na slici 6.35. prikazane su raspodjele temperatura zraka između 1. i 2. reda cijevi (presjek E-E) i na izlazu 2. reda cijevi (presjek F-F) u izmjenjivaču s istosmjerno-unakrsnim strujanjem **2U***. Ulazni podaci za proračun MCE metodom su: π_2=3 i π_3=0,5, ulazne temperature su 15 °C za zrak i 30 °C za vodu.



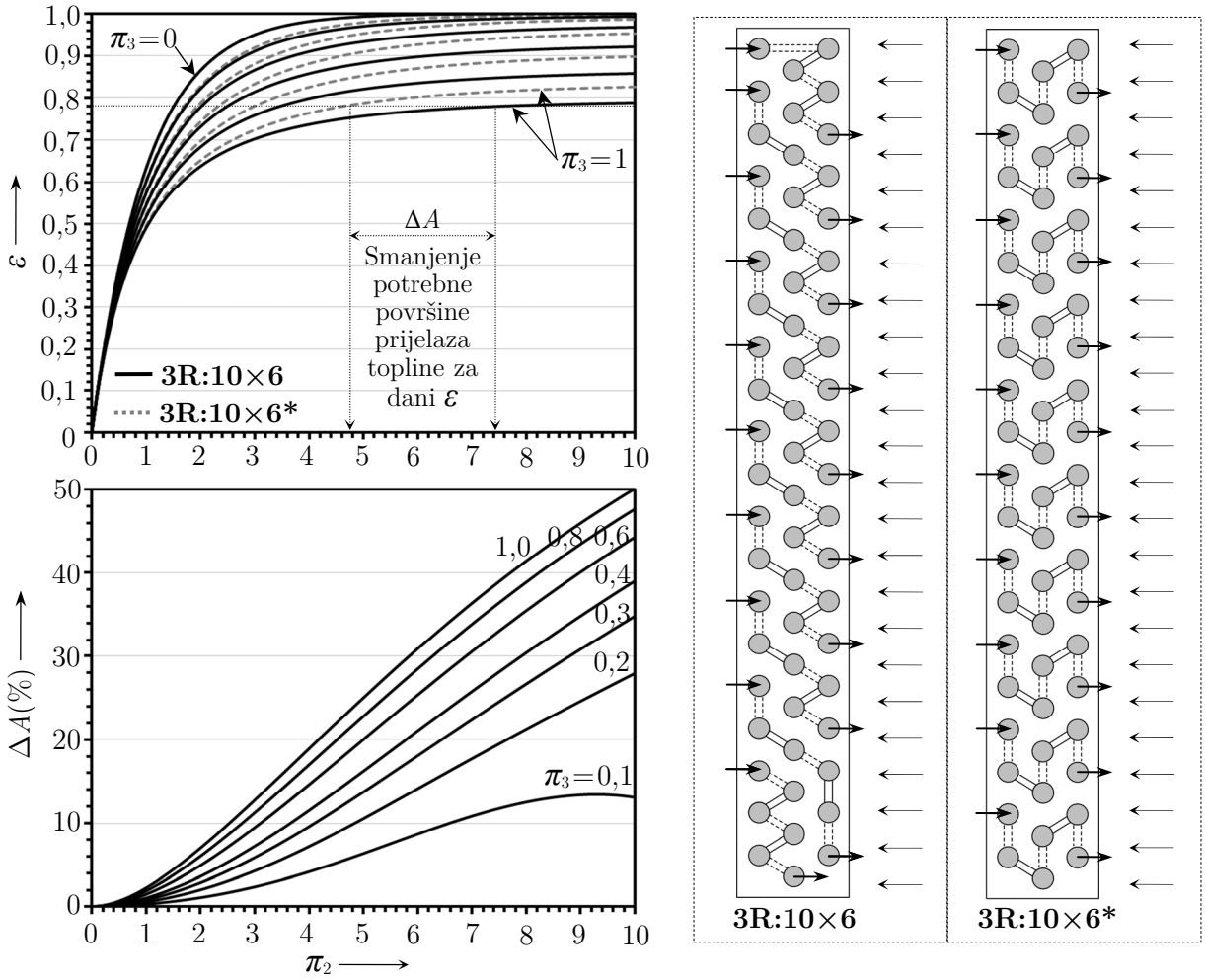
Slika 6.34. Usporedba iskoristivosti topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s protusmjerno-unakrsnim **2U** i istosmjerno-unakrsnim **2U*** strujanjem fluida



Slika 6.35. Raspodjela temperatura zraka između 1. i 2. reda cijevi (E-E) i na izlazu izmjenjivača topline (F-F) s geometrijom spajanja cijevi **2U***

Temperatura zraka u presjeku između 1. i 2. reda cijevi (E-E) kreće se između 22,9 i 26,6 °C, a prosječna temperatura je 24,7 °C. Temperatura zraka na izlazu iz izmjenjivača **2U*** (F-F) kreće se između 24,7 i 25,5 °C, a prosječna temperatura je 25 °C što daje iskoristivost topline od $\varepsilon = 0{,}66$. Na slici 6.35. može se primijetiti i da se najviša temperatura zraka u izmjenjivaču postiže na prvom redu cijevi (26,6 °C), a na pojedinim mjestima u drugom redu cijevi dolazi do okretanja smjera prijelaza topline. Istosmjerno-unakrsno strujanje u izmjenjivaču topline **2U*** čini drugi red cijevi neučinkovitim, a time se iskoristivost topline cijelog izmjenjivača topline značajno smanjuje.

Iskoristivost topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline **3R:10×6** (tablica 5.1.) može se povećati ako se odabere povoljnija geometrija spajanja cijevi (**3R:10×6***), slika 6.36. Za dane vrijednosti značajki π_2 i π_3 izmjenjivač **3R:10×6*** osigurava do 5% veću iskoristivost topline od izmjenjivača **3R:10×6**, odnosno za danu vrijednost iskoristivosti topline potrebna površina prijelaza topline manja je u izmjenjivaču topline **3R:10×6***. Smanjenje potrebne površine prijelaza topline iznosi do 50% (za $\pi_2 = 10$ i $\pi_3 = 1$). Kako cijevni lamelni izmjenjivači topline najčešće rade u području $\pi_2 = 1–4$, smanjenje potrebne površine prijelaza topline (ΔA) iznosi do 20%.



Slika 6.36. Optimizacija geometrije spajanja cijevi u izmjenjivaču **3R:10×6**: usporedba dijagrama iskoristivosti topline i smanjenje potrebne površine prijelaza topline (ΔA)

Temeljem saznanja iz prethodnih analiza, ali i zaključaka drugih istraživanja, moguće je izdvojiti nekoliko općenitih smjernica za dobivanje povoljnog međusobnog smjera strujanja između fluida:

- Fluid u cijevima potrebno je dovoditi i odvoditi na istoj strani izmjenjivača topline (engl. *active side*). Na suprotnoj strani (engl. *passive side*) nalaze se koljena koja spajaju cijevi.
- Lamelni izmjenjivač topline potrebno je spojiti na zračni kanal i cijevi tako da se postigne protusmjerno-unakrsno strujanje između dvaju fluida.
- Zrak i voda trebali bi ulaziti u izmjenjivač topline na suprotnim stranama, način spajanja cijevi mora biti takav da voda struji iz prvog reda cijevi prema zadnjem redu cijevi.
- Za zadani broj cijevi u izmjenjivaču topline, broj krugova strujanja ne bi trebao biti prevelik niti premalen. Prevelik broj krugova strujanja smanjuje broj cijevi po krugu strujanja, smanjuje maseni protok i koeficijente prijelaza topline fluida u cijevi. Premalen broj krugova strujanja povećava broj cijevi po krugu strujanja što rezultira povećanjem pada tlaka fluida u cijevima. U oba se slučaja pogoršava i raspodjela temperaturnih razlika između dvaju fluida što smanjuje izmijenjeni toplinski tok po površini izmjenjivača topline.
- Radi postizanja jednolike raspodjele masenih protoka u cijevima, svaki krug strujanja trebao bi imati jednaki broj cijevi.
- Unutar svakog kruga strujanja i između različitih krugova strujanja potrebno je osigurati da prve i posljednje cijevi u kojima struji voda nisu u neposrednoj blizini. Zbog temperaturnih razlika između tih cijevi nastaje provođenje topline u lamelama koje smanjuje iskoristivost topline u izmjenjivaču.
- U kondenzatorima klima uređaja, područja s pregrijanom parom moguće je podijeliti na nekoliko krugova strujanja čime se povećava prijelaz topline i smanjuje pad tlaka u odnosu na kondenzator s jednim krugom strujanja. U području s pothlađenom kapljevinom obično se koristi jedan krug strujanja [243].

6.1.5. Utjecaj fizikalnih svojstava fluida na značajke π_2 i π_3

Promjenom međusobnog smjera strujanja fluida u izmjenjivaču topline dolazi do promjene iskoristivosti topline što znači i promjenu prosječnih temperatura fluida u izmjenjivaču o kojima ovise fizikalna svojstva fluida i prosječni koeficijenti prijelaza topline. Promjene na prosječnim koeficijentima prijelaza topline rezultiraju promjenom na prosječnom koeficijentu prolaza topline i promjenom na vrijednosti značajke π_2.

Npr. između protusmjerno-unakrsnog smjera strujanja i istosmjerno-unakrsnog smjera strujanja u izmjenjivaču topline **10×8** (slika 6.24.) postoje značajne razlike postignutih iskoristivosti topline – do 42%. Sada se postavlja sljedeće pitanje: uspoređuju li se postignute iskoristivosti topline pri istim vrijednostima značajki π_2 i π_3 ili treba uzeti u obzir utjecaj fizikalnih svojstava fluida na promjenu vrijednosti značajki π_2 i π_3?

Promjena fizikalnih svojstava fluida očitava se u promjeni Nusseltove, Reynoldsove i Prandtlove značajke. U izmjenjivaču topline u kojemu su geometrija površina ($l_\mathrm{I} = l_\mathrm{II}$, $A_\mathrm{I} = A_\mathrm{II}$) i protoci zraka ($\dot{m}_\mathrm{I} = \dot{m}_\mathrm{II}$) nepromijenjeni, promjena Reynoldsove značajke na strani zraka računa se kao

$$\frac{Re_\mathrm{II}}{Re_\mathrm{I}} = \frac{\dfrac{w_\mathrm{II}\, l_\mathrm{II}}{\nu_\mathrm{II}}}{\dfrac{w_\mathrm{I}\, l_\mathrm{I}}{\nu_\mathrm{I}}} = \frac{\dfrac{w_\mathrm{II}\, \rho_\mathrm{II}}{\eta_\mathrm{II}}}{\dfrac{w_\mathrm{I}\, \rho_\mathrm{I}}{\eta_\mathrm{I}}} = \frac{\dfrac{\dot{m}_\mathrm{II}/A_\mathrm{II}}{\eta_\mathrm{II}}}{\dfrac{\dot{m}_\mathrm{I}/A_\mathrm{I}}{\eta_\mathrm{I}}} = \frac{\eta_\mathrm{I}}{\eta_\mathrm{II}} \tag{6.7}$$

Dinamički viskozitet idealnog plina može se prikazati u funkciji njegove prosječne temperature kao

$$\eta = \eta_0 \frac{T_0 + C}{T + C}\left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \tag{6.8}$$

Pomoću Sutherlandove jednadžbe (6.8), omjer dinamičkih viskoziteta u (6.7) može se zapisati kao

$$\frac{Re_\mathrm{II}}{Re_\mathrm{I}} = \frac{\eta_\mathrm{I}}{\eta_\mathrm{II}} = \frac{\dfrac{T_\mathrm{I}^{3/2}}{T_\mathrm{I} + C}}{\dfrac{T_\mathrm{II}^{3/2}}{T_\mathrm{II} + C}} \tag{6.9}$$

Umjesto (6.9), omjer Reynoldsovih značajki može se približno izraziti poput

$$\frac{Re_\mathrm{II}}{Re_\mathrm{I}} \approx \left(\frac{T_\mathrm{I}}{T_\mathrm{II}}\right)^{3/4} \tag{6.10}$$

Izraz za Nusseltovu značajku kod strujanja zraka u izmjenjivačima topline ima sljedeći opći oblik

$$Nu = C\, Re^B Pr^{1/3} \tag{6.11}$$

Vrijednosti C i B ovise o geometriji lamela i o režimu strujanja fluida. Ovdje se može uzeti da se vrijednosti C i B ne mijenjaju značajnije promjenom prosječne temperature odnosno promjenom fizikalnih svojstava fluida, tj. $B_\mathrm{I} = B_\mathrm{II}$ i $C_\mathrm{I} = C_\mathrm{II}$. Isto tako se Prandtlova značajka zraka ne mijenja značajnije s promjenom temperature zraka i može se uzeti da je $Pr_\mathrm{I}/Pr_\mathrm{II} = 1$. Na temelju rečenog, promjena Nusseltove značajke uzrokovana promjenom fizikalnih svojstava fluida računa se kao

$$\frac{Nu_\mathrm{II}}{Nu_\mathrm{I}} \approx \left(\frac{Re_\mathrm{II}}{Re_\mathrm{I}}\right)^B = \left(\frac{T_\mathrm{I}}{T_\mathrm{II}}\right)^{\frac{3}{4}B} \tag{6.12}$$

Iz omjera Nusseltovih značajki (6.12) slijedi omjer koeficijenata prijelaza topline

$$\frac{\alpha_{\mathrm{II}}}{\alpha_{\mathrm{I}}} = \frac{\lambda_{\mathrm{II}}}{\lambda_{\mathrm{I}}}\left(\frac{T_{\mathrm{I}}}{T_{\mathrm{II}}}\right)^{\frac{3}{4}B} \tag{6.13}$$

Toplinska provodnost (suhog) zraka mijenja se približno linearno s temperaturom zraka pa se omjer koeficijenata prijelaza topline može zapisati kao

$$\frac{\alpha_{\mathrm{II}}}{\alpha_{\mathrm{I}}} = \frac{T_{\mathrm{II}}}{T_{\mathrm{I}}}\left(\frac{T_{\mathrm{I}}}{T_{\mathrm{II}}}\right)^{\frac{3}{4}B} = \left(\frac{T_{\mathrm{II}}}{T_{\mathrm{I}}}\right)^{1-\frac{3}{4}B} \tag{6.14}$$

Dobra procjena prosječne temperature fluida u izmjenjivaču dobiva se kao aritmetička sredina između ulazne T' i izlazne T'' temperature fluida

$$T_{\mathrm{i}} = \frac{T_{\mathrm{i}}' + T_{\mathrm{i}}''}{2} = \min(T_{\mathrm{i}}',\ T_{\mathrm{i}}'') + \frac{\Delta T_{\mathrm{i}}}{2} = \min(T_{\mathrm{i}}',\ T_{\mathrm{i}}'') + \frac{1}{2}\left|T_{\mathrm{i}}' - T_{\mathrm{i}}''\right| \tag{6.15}$$

Razlika između ulazne i izlazne temperature fluida u (6.15) može se zapisati pomoću iskoristivosti topline i najveće razlike temperatura u izmjenjivaču topline (razlika između ulaznih temperatura dvaju fluida), tako da prosječna temperatura fluida postaje

$$T_{\mathrm{i}} = \min(T_{\mathrm{i}}',\ T_{\mathrm{i}}'') + \frac{1}{2}\frac{\varepsilon\,\Delta T_{\max}}{\pi_3{}^{1-x}},\ \text{gdje: } x = \begin{cases} 1, \text{ za } i{=}1 \rightarrow \text{slabija struja fluida} \\ 0, \text{ za } i{=}2 \rightarrow \text{jača struja fluida} \end{cases} \tag{6.16}$$

Uvrštavanjem prosječne temperature (6.16) u omjer koeficijenata prijelaza topline (6.14) dobiva se

$$\frac{\alpha_{\mathrm{II}}}{\alpha_{\mathrm{I}}} = \left(\frac{K_{\mathrm{II}} + \varepsilon_{\mathrm{II}}}{K_{\mathrm{I}} + \varepsilon_{\mathrm{I}}}\right)^{1-\frac{3}{4}B} \tag{6.17}$$

Konstante K_{I} i K_{II} računaju se kao

$$K_{\mathrm{I}} = 2\pi_3{}^{1-x}\,\frac{\min(T_{\mathrm{i}}',\ T_{\mathrm{i}}'')_{\mathrm{I}}}{\Delta T_{\max}},\ K_2 = 2\pi_3{}^{1-x}\,\frac{\min(T_{\mathrm{i}}',\ T_{\mathrm{i}}'')_{\mathrm{II}}}{\Delta T_{\max}} \tag{6.18}$$

Pomoću (6.17) može se izračunati promjena koeficijenta prijelaza topline na strani zraka zbog promjene iskoristivosti topline koja je uzrokovana promjenom međusobnog smjera strujanja fluida u izmjenjivaču topline. Npr., kod značajki $\pi_2 = 10$ i $\pi_3 = 1$, lamelni izmjenjivač topline **4R:10×8** postiže iskoristivost topline od $\varepsilon_{\text{p-u}} = 0{,}85$ u slučaju protusmjerno-unakrsnog strujanja fluida, odnosno $\varepsilon_{\text{i-u}} = 0{,}50$ u slučaju istosmjerno-unakrsnog strujanja fluida (slika 6.23.). Neka se u izmjenjivaču topline, u kojemu je maksimalna razlika temperatura fluida $\Delta T_{\max} = 50$ K, zrak kao slabija struja zagrijava s ulazne temperature od $T_1' = 290$ K na izlaznu temperaturu $T_1'' = 332{,}5$ K ($\varepsilon_{\text{p-u}} = 0{,}85$) odnosno $T_1'' = 315$ K ($\varepsilon_{\text{i-u}} = 0{,}50$). Konstante K_{I} i K_{II} (6.18) iznose

$$K_{\text{p-u}} = K_{\text{i-u}} = 2\pi_3{}^{1-x}\,\frac{T_1'}{\Delta T_{\max}} = 2 \cdot 1^0 \cdot \frac{290}{50} = 11{,}6 \tag{6.19}$$

Eksponent Reynoldsove značajke B na desnoj strani izraza (6.12) dobiva vrijednosti u rasponu između 0,4 (laminarno strujanje) i 0,8 (turbulentno strujanje). Promjena prosječnog koeficijenta prijelaza topline na strani zraka iznosi

$$\frac{\alpha_{\text{p-u}}}{\alpha_{\text{i-u}}} = \left(\frac{K_{\text{p-u}} + \varepsilon_{\text{p-u}}}{K_{\text{i-u}} + \varepsilon_{\text{i-u}}}\right)^{1-\frac{3}{4}B} = \left(\frac{11{,}6 + 0{,}85}{11{,}6 + 0{,}50}\right)^{1-\frac{3}{4}B} = \begin{cases} 1{,}02, \text{ za } B = 0{,}4 \\ 1{,}01, \text{ za } B = 0{,}8 \end{cases} \tag{6.20}$$

Iz (6.20) slijedi da povećanje iskoristivosti topline od 0,50 do 0,85 u izmjenjivaču u kojemu je maksimalna razlika između temperatura fluida 50 K, rezultira povećanjem prosječnog koeficijenta prijelaza topline na strani zraka od najviše 2%. Promjena na značajki π_2 iznosi najviše 2% i to u slučaju kada se dominantan otpor kod prijelaza topline u izmjenjivaču nalazi na strani zraka. Za iste ulazne parametre, pomoću (6.19)-(6.20) može se dobiti da bi promjena prosječnog koeficijenta prijelaza topline na strani zraka iznosila najviše 10% kada bi u izmjenjivaču topline maksimalna razlika između temperatura fluida bila $\Delta T_{\max} = 300$ K. Može se zaključiti da se samo u slučaju velikih temperaturnih razlika mogu očekivati značajnije promjene na značajki π_2 koje bi trebalo uzeti u obzir kod usporedbe postignutih iskoristivosti topline u izmjenjivačima topline s različitim međusobnim smjerom strujanja fluida i jednolikom raspodjelom ulaznih brzina strujanja zraka.
Bezdimenzijska značajka π_3 koja označava omjer toplinskih kapaciteta slabije i jače struje mijenja se vrlo malo s promjenom geometrije spajanja cijevi u izmjenjivaču topline. Promjena iskoristivosti topline koje nastaje promjenom geometrije spajanja cijevi sugerira da u izmjenjivaču topline dolazi i do promjena prosječnih temperatura vode i zraka. To znači da dolazi i do promjene specifičnih toplinskih kapaciteta vode i zraka i do promjene vrijednosti značajke π_3. Međutim, ta je promjena vrlo mala: za bilo koje prosječne temperature zraka i vode u području temperatura od 0 do 100 °C najveći omjer specifičnih toplinskih kapaciteta vode i zraka (c_w/c_{pa}) iznosi 4.20 (pri 0 °C za vodu $c_w = 4220$ J/kgK i pri 0 °C za zrak $c_{pa} = 1005$ J/kgK), a najmanji iznosi 4.13 (pri 36 °C za vodu $c_w = 4179$ J/kgK i pri 100 °C za zrak $c_{pa} = 1011$ J/kgK). Stoga, najveća moguća promjena omjera specifičnih toplinskih kapaciteta vode i zraka iznosi 1,7%. Drugim riječima, promjena značajke π_3 uzrokovana promjenom geometrije spajanja cijevi iznosi maksimalno 1,7%, za raspon temperatura zraka i vode od 0 do 100 °C. U izmjenjivaču topline s različitom geometrijom spajanja cijevi može se očekivati zanemarivo mala promjena vrijednosti π_3, za razliku od prethodno opisanog „najgoreg“ slučaja, jer su i promjene prosječnih temperatura zraka i vode biti mnogo blaže.

6.2. MCE metoda za proračun iskoristivosti topline u lamelnim izmjenjivačima s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka

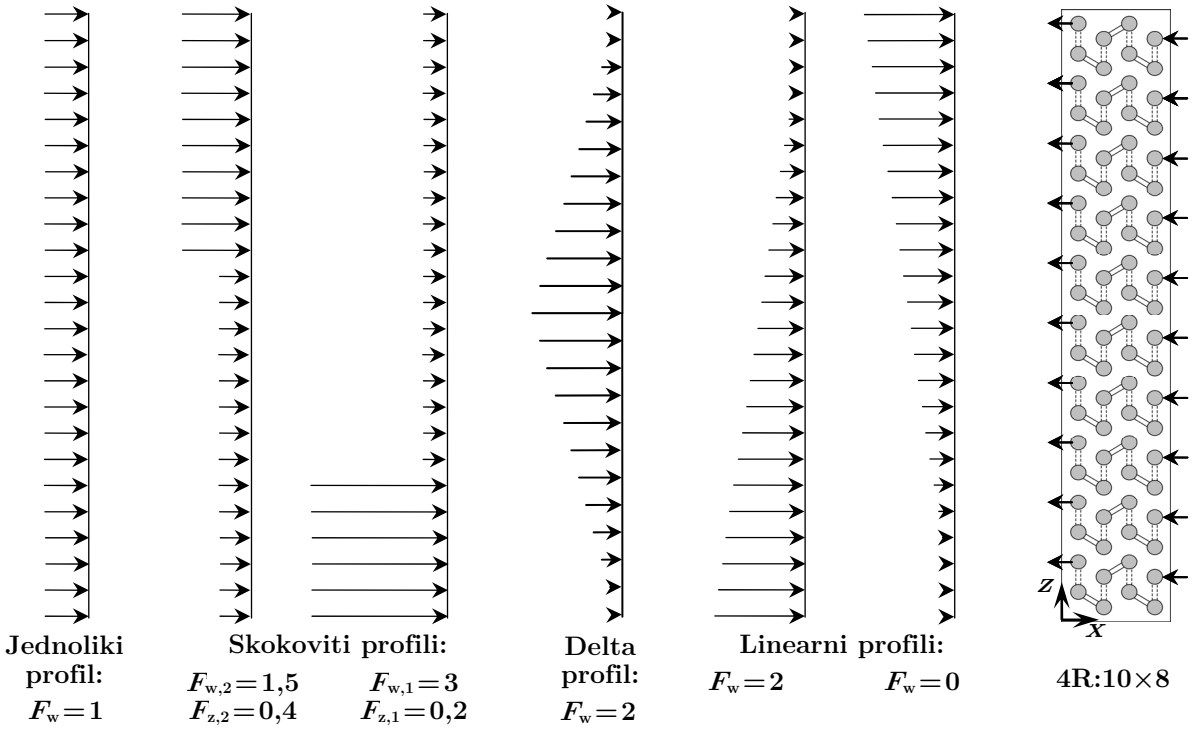
6.2.1. Proširenje metode iskoristivosti topline (ε-NTU method)

6.2.1.1. Gradijent brzina strujanja zraka paralelan na ravninu lamela

U potpoglavlju 4.3.2. nalazi se prikaz metode cijevnih elemenata za proračun iskoristivosti topline lamelnih izmjenjivača topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida na ulazu. U odnosu na iskoristivost topline u izmjenjivaču s jednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida na ulazu ($\varepsilon_{\text{unif}}$), smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja fluida (ε_{mal}), osim o značajkama π_2 i π_3, ovisi i o obliku profila brzina strujanja fluida $f(w)$, o omjeru između otpora prijelaza topline na strani vode i otpora prijelaza topline na strani zraka (ξ) te o vrijednosti eksponenta Reynoldsovog broja B, izraz (4.83). Općenito, smanjenje iskoristivosti topline zbog nejednolike raspodjele brzina strujanja funkcija je sljedećih varijabli

$$\Delta\varepsilon = 1 - \frac{\varepsilon_{\text{mal}}}{\varepsilon_{\text{unif}}} = f\left(\pi_2,\, \pi_3,\, f(w),\, \xi,\, B\right) \tag{6.21}$$

U nastavku se ispituje utjecaj nejednolike raspodjele ulaznih brzina strujanja zraka na smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** s protusmjerno-unakrsnim strujanjem fluida (slika 6.21.). Na slici 6.37. prikazani su nejednoliki skokoviti i nejednoliki linearni profili brzina strujanja zraka koji su primjer osnovnih nejednolikih raspodjela brzina strujanja i njihov se utjecaj na iskoristivost topline u izmjenjivaču **4R:10×8** ispituje u nastavku.



Slika 6.37. Nejednoliki profili brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač: nejednoliki linearni, delta i skokoviti profil, gradijent brzina paralelan na ravninu lamela

Kod nejednolikog linearnog profila brzina strujanja zraka, lokalna se komponenta brzine strujanja zraka u smjeru $\boldsymbol{x}$ osi definira se u ovisnosti o položaju na $\boldsymbol{z}$ osi

$$w_{\mathrm{x}}(z) = \overline{w}_{\mathrm{x}}\, F_{\mathrm{w}} + 2\,\overline{w}_{\mathrm{x}}\,(1 - F_{\mathrm{w}})\,\frac{z}{L_3} \tag{6.22}$$

Prosječna brzina strujanja zraka u smjeru $\boldsymbol{x}$ osi iznosi $\overline{w}_{\mathrm{x}}$, a s faktorom nejednolikosti F_{w} (mjera stupnja nejednolikosti profila) definira se oblik ulaznog profila brzina strujanja zraka. Jednoliki se profil brzina strujanja zraka dobiva za $F_{\mathrm{w}} = 1$. Nejednoliki linearni profil dobiva se za $0 \le F_{\mathrm{w}} \le 2$ i $F_{\mathrm{w}} \neq 1$. Npr. za $F_{\mathrm{w}} = 0$ profil brzina strujanja zraka je izrazito nejednolik pri čemu se ulazna brzina zraka linearno povećava od $w_{\mathrm{x}}=0$ za $\boldsymbol{z}=0$ do $w=2\,\overline{w}_{\mathrm{x}}$ za $\boldsymbol{z}=L_3$, kao na slici 6.37.

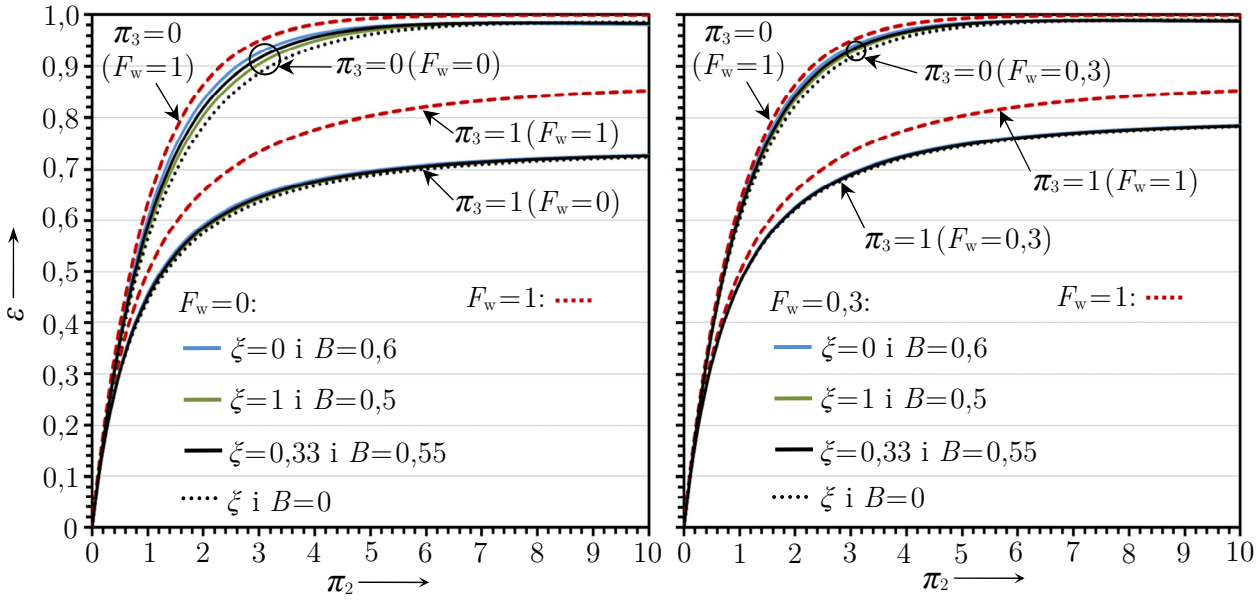
Kod nejednolikog skokovitog profila brzina strujanja zraka koji se sastoji od n dijelova, brzina strujanja zraka u smjeru $\boldsymbol{x}$ osi definira se na sljedeći način

$$w_{\mathrm{x},i} = \overline{w}_{\mathrm{x}}\, F_{\mathrm{w},i} \quad \text{za} \quad L_3 \sum F_{\mathrm{z},i-1} \le z \le L_3 \sum F_{\mathrm{z},i} \qquad (i = 1,\ 2,\ \ldots,\ n) \tag{6.23}$$

Faktor $F_{\mathrm{z},i}$ definira omjer između duljine segmenta na $\boldsymbol{z}$ osi po kojoj djeluje $i-$ti dio skokovitog profila i ukupne visine izmjenjivača topline L_3. Faktor $F_{\mathrm{w},i}$ označava omjer između brzine strujanja zraka u i-tom dijelu skokovitog profila i prosječne brzine strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač.

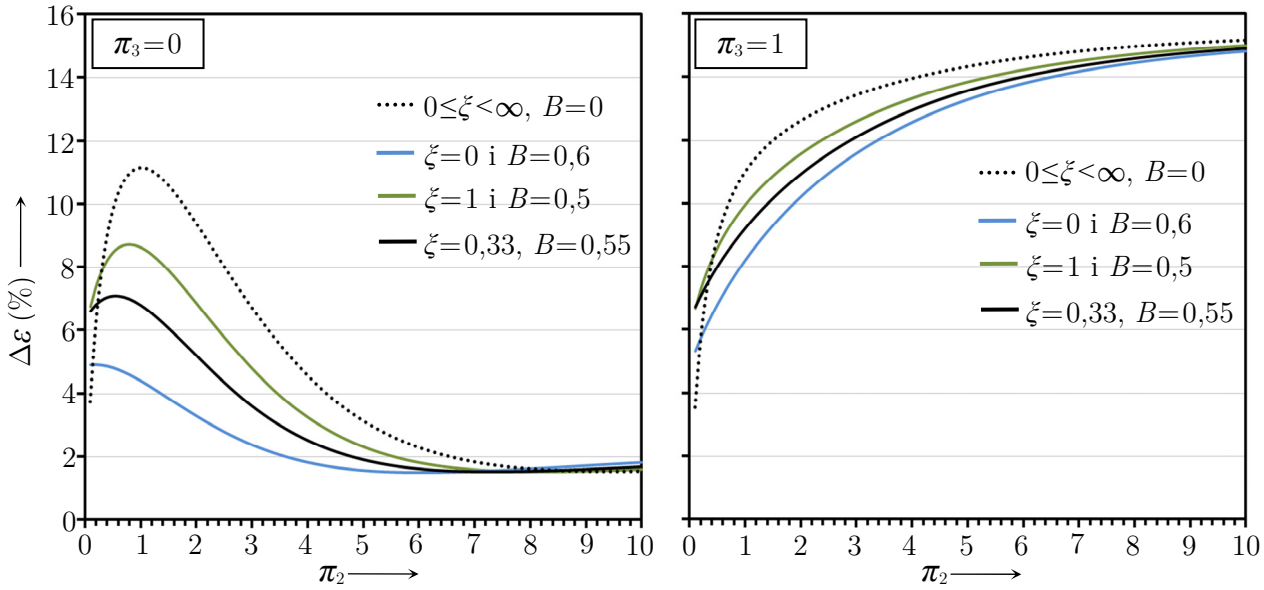
Poznajući raspodjelu brzina i prosječnu brzinu strujanja fluida u nejednolikom profilu može se odrediti omjer između lokalne gustoće masenog protoka na cijevnom elementu i prosječne gustoće masenog protoka u izmjenjivaču topline ($g_{\mathrm{a,el}}$), kao što je definirano u izrazu (4.67).

Korištenjem različitih vrijednosti varijabli ξ i B u faktoru korekcije F_{mal} (4.83) može se dobiti smanjenje iskoristivosti topline koje nastaje zbog nejednolikog profila ulaznih brzina strujanja zraka. Slika 6.38. daje usporedbu između iskoristivosti topline koje postiže izmjenjivač **4R:10×8** s jednolikim profilom ($F_{\mathrm{w}}=1$) i nejednolikim linearnim profilom ($F_{\mathrm{w}}=0$ i 0,3) brzina strujanja zraka.



Slika 6.38. Usporedba iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** s jednolikim ($F_{\mathrm{w}}=1$) i nejednolikim linearnim profilom ($F_{\mathrm{w}} = 0$ i 0,3) za nekoliko ξ i B (4.83)

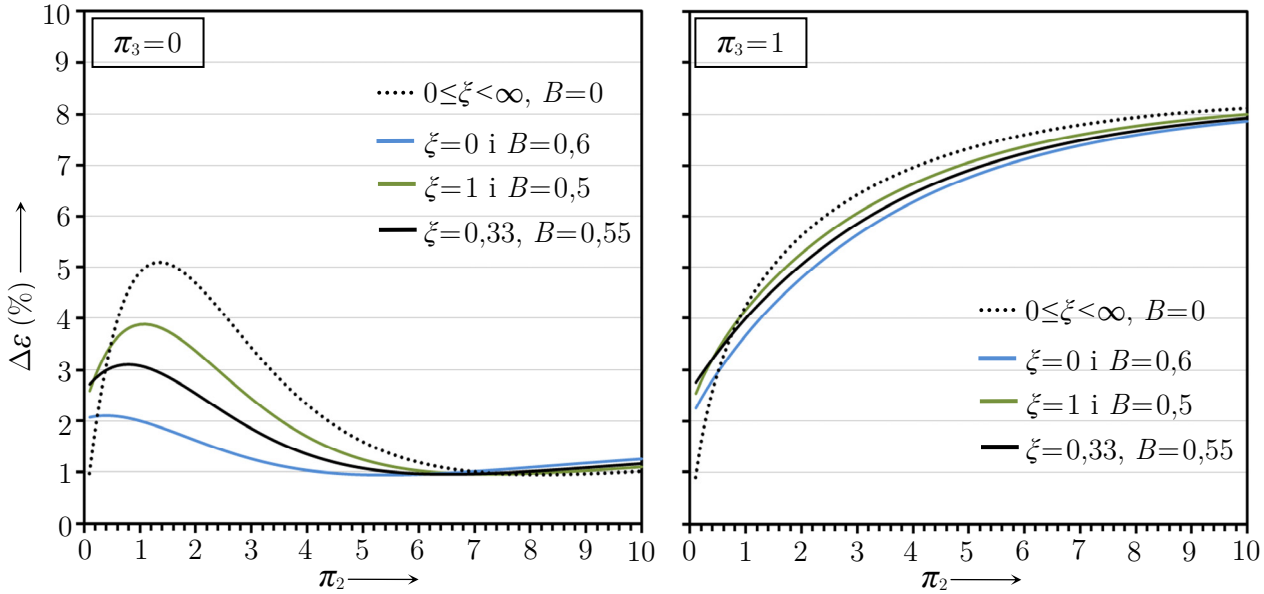
Na slici 6.38. primjećuje se da nejednoliki linearni profil s većim stupnjem nejednolikosti ($F_w = 0$) uzrokuje veće smanjenje iskoristivosti topline od nejednolikog linearnog profila s manjim stupnjem nejednolikosti ($F_w = 0{,}3$). Varijable ξ i B također utječu na veličinu smanjenja iskoristivosti topline, ali u manjoj mjeri nego stupanj nejednolikosti profila (F_w). Na slici 6.39. prikazano je smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** koje nastaje zbog nejednolikog linearnog profila ulaznih brzina strujanja zraka ($F_w = 0$) za nekoliko vrijednosti varijabli ξ i B. S porastom značajke π_2, smanjenje iskoristivosti topline pada kada je π_3=0 (slučaj isparivača ili kondenzatora), ali raste kada je $\pi_3 = 1$ (jednaki toplinski kapaciteti dvaju struja fluida). Smanjenje iskoristivosti topline je najveće u slučaju $B = 0$ (čisto laminarno strujanje zraka), ali se smanjuje povećanjem eksponenta B odnosno povećanjem Reynoldsovog broja na strani zraka. Dobra procjena smanjenja iskoristivosti topline u izmjenjivaču s nejednolikim profilom brzina strujanja zraka može se dobiti postavljanjem vrijednosti $\xi = 0{,}33$ i B=0,55 (objašnjenje slika 4.14.). Te se vrijednosti koriste u nastavku ovog rada, osim gdje su stvarne vrijednosti ξ i B unaprijed poznate. Tako se za izmjenjivač topline **4R:10×8** prosječno smanjenje iskoristivosti topline (za $\xi = 0{,}33$ i B=0,55) uzrokovano nejednolikim linearnim profilom brzina strujanja zraka $F_w = 0$ kreće između 2% i 15%, ovisno o značajkama π_2 i π_3.



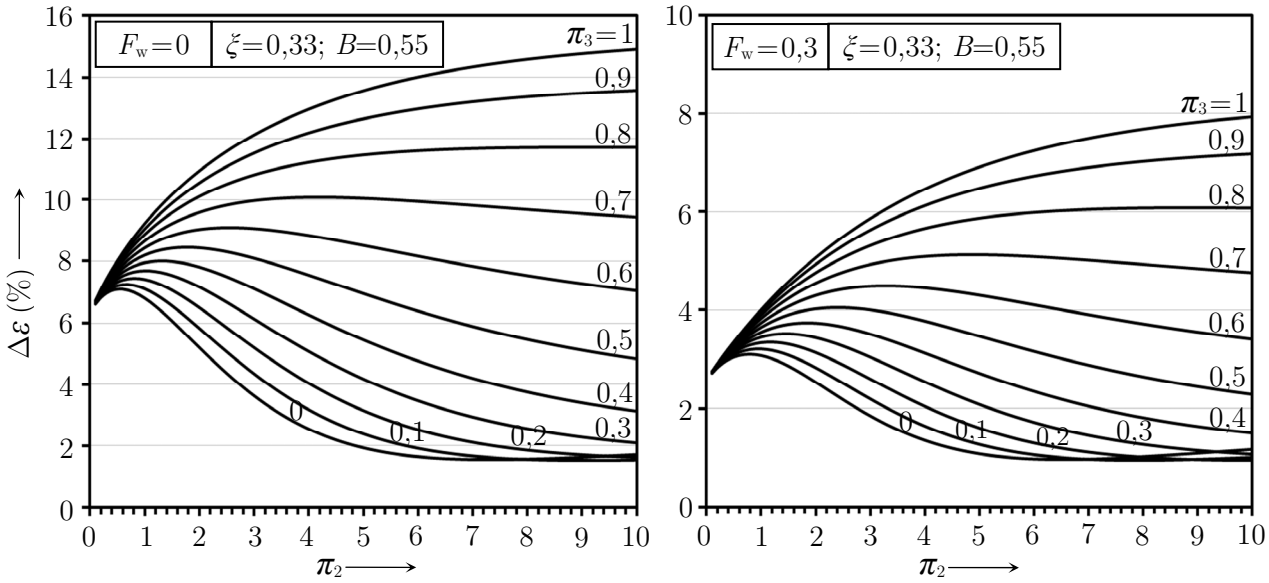
Slika 6.39. Smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** uzrokovano nejednolikim linearnim profilom brzina strujanja zraka ($F_w = 0$) za nekoliko ξ i B

Smanjenje iskoristivosti topline je manje izraženo u slučaju profila brzina strujanja zraka s manjim stupnjem nejednolikosti. Smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** uzrokovano nejednolikim linearnim profilom brzina strujanja zraka $F_w = 0{,}3$ prikazano je na slici 6.40. Sada se prosječno smanjenje iskoristivosti topline kreće između 1% i 8%, ovisno o značajkama π_2 i π_3.

Slika 6.41. prikazuje smanjenje iskoristivosti topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline **4R:10×8** koje nastaje kada je profil ulaznih brzina strujanja zraka nejednoliko linearan s faktorom nagiba F_w=0 i 0,3, za različite vrijednosti značajke π_3 i uz ξ=0,33 i B=0,55.



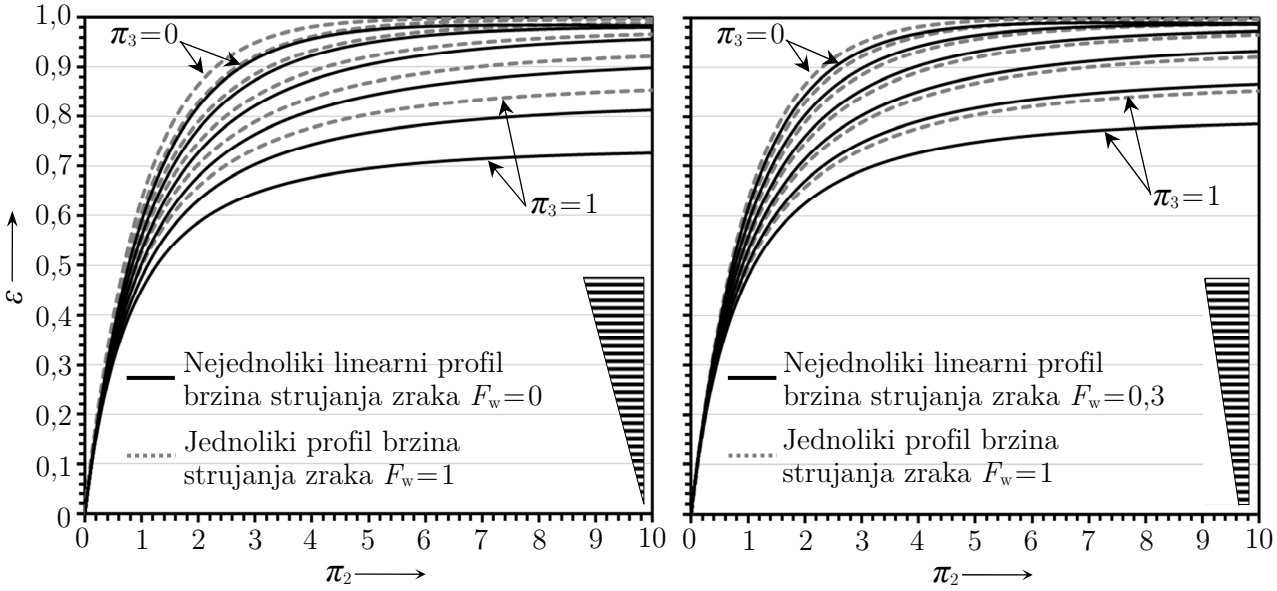
Slika 6.40. Smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** uzrokovano nejednolikim linearnim profilom brzina strujanja zraka (F_w = 0,3) za nekoliko ξ i B



Slika 6.41. Smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednolike linearne profile F_w = 0 i F_w = 0,3: gradijent brzina paralelan na ravninu lamela

Smanjenje iskoristivosti topline uzrokovano nejednolikim profilom ulaznih brzina strujanja zraka je najmanje je za π_3=0, povećava se s porastom značajke π_3, a najveće je za π_3=1. Ovakva veza

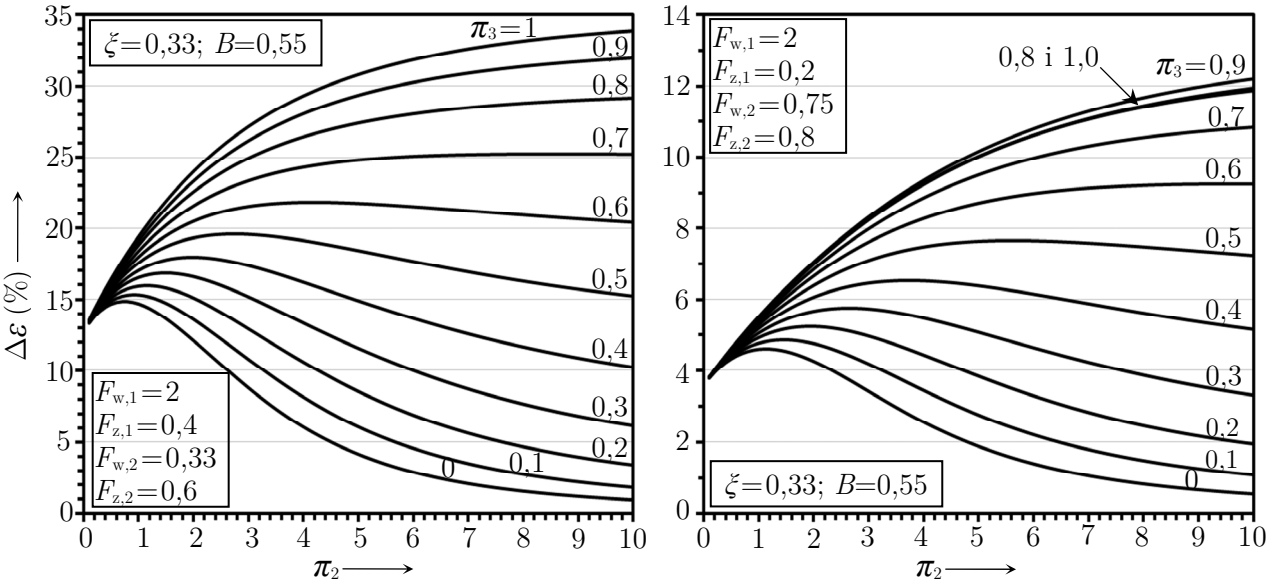
između smanjenja iskoristivosti topline i značajke π_3 objašnjava se činjenicom da izmjenjivač topline postiže najveću iskoristivost topline kada je π_3=0, a najmanju iskoristivost topline kada je π_3=1, za danu vrijednost značajke π_2. Nejednolika raspodjela ulaznih brzina strujanja zraka ima manji utjecaj na iskoristivost topline u izmjenjivaču kada je protok zraka relativno malen u odnosu na protok vode koja ima jednoliku raspodjelu između cijevi. Međutim, smanjenje iskoristivosti topline uzrokovano nejednolikom raspodjelom povećava se s porastom protoka fluida s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja (zraka) u odnosu na protok fluida s jednolikom raspodjelom brzina strujanja (vode). Nadalje, porastom značajke π_2, smanjenje iskoristivosti topline raste za $\pi_3 \geq 0{,}8$, ali pada za $\pi_3 < 0{,}8$. U nastavku se pokazuje da se slična razmatranja mogu provesti i za utjecaj provođenja topline u lamelama na smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču (potpoglavlje 6.3). Zbog smanjenja iskoristivosti topline koje uzrokuju, nejednolike raspodjele brzina strujanja zraka mijenjaju izgled dijagrama iskoristivosti topline. Na slici 6.42. prikazana je usporedba između dijagrama iskoristivosti topline za izmjenjivač topline **4R:10×8** u slučaju jednolike i nejednolike linearne raspodjele brzina strujanja zraka uz F_w=0 i 0,3.



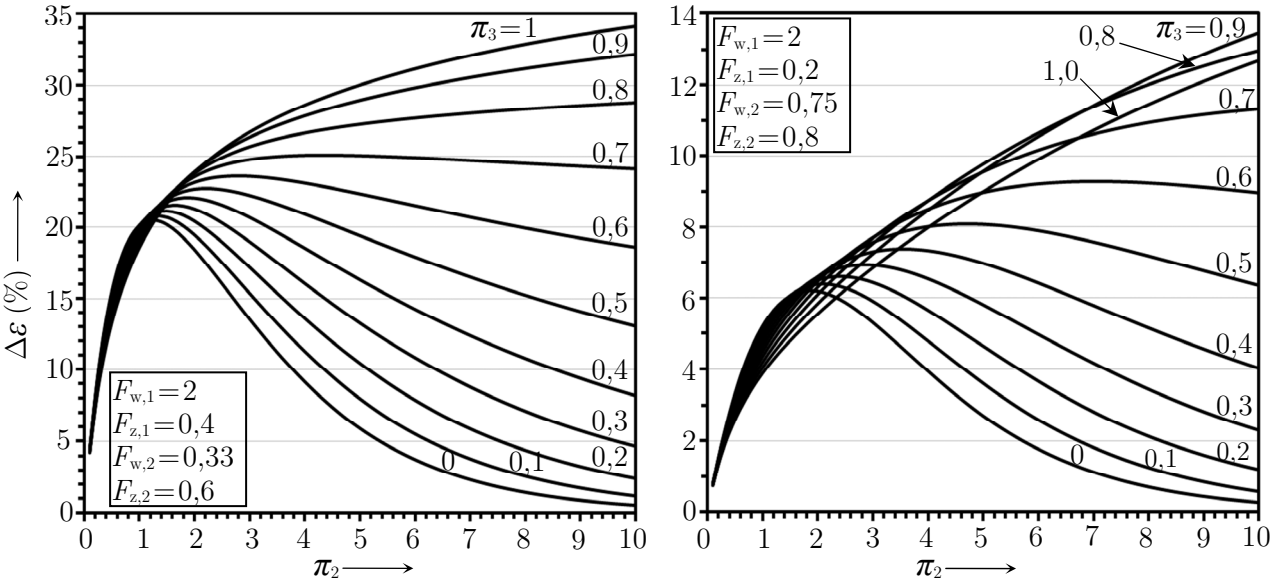
Slika 6.42. Dijagrami iskoristivosti topline za **4R:10×8** s jednolikim ($F_w = 1$) i nejednolikim linearnim profilom ($F_w = 0$ i 0,3): gradijent brzina paralelan na ravninu lamela

U odnosu na nejednoliki linearni profil ulaznih brzina strujanja zraka, nejednoliki skokoviti profil može prouzročiti veće smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču topline. Razlog tome je veći stupanj nejednolikosti (standardna devijacija profila) u skokovitom profilu brzina strujanja zraka. U nastavku se ispituje utjecaj dvaju nejednolikih skokovitih profila na smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8**. Oba se profila sastoje od dva dijela (kao na slici 6.37.), a u prvom je dijelu ulazna brzina zraka dvostruko veća od prosječne ulazne brzine strujanja zraka

($F_{w,1} = 2$). Omjer između duljine segmenta prvog dijela skokovitog profila i visine izmjenjivača topline iznosi $F_{z,1} = 0{,}4$ u prvom profilu, a $F_{z,1} = 0{,}2$ u drugom profilu. Na slici 6.43. prikazano je smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču topline **4R:10×8** koje nastaje za nejednoliki skokoviti profil ulaznih brzina strujanja zraka. Za iste skokovite profile, na slici 6.44. prikazano je smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču s čistim protusmjernim strujanjem fluida izračunato pomoću Shahove metode [6], [196] (vidi potpoglavlje 4.1).

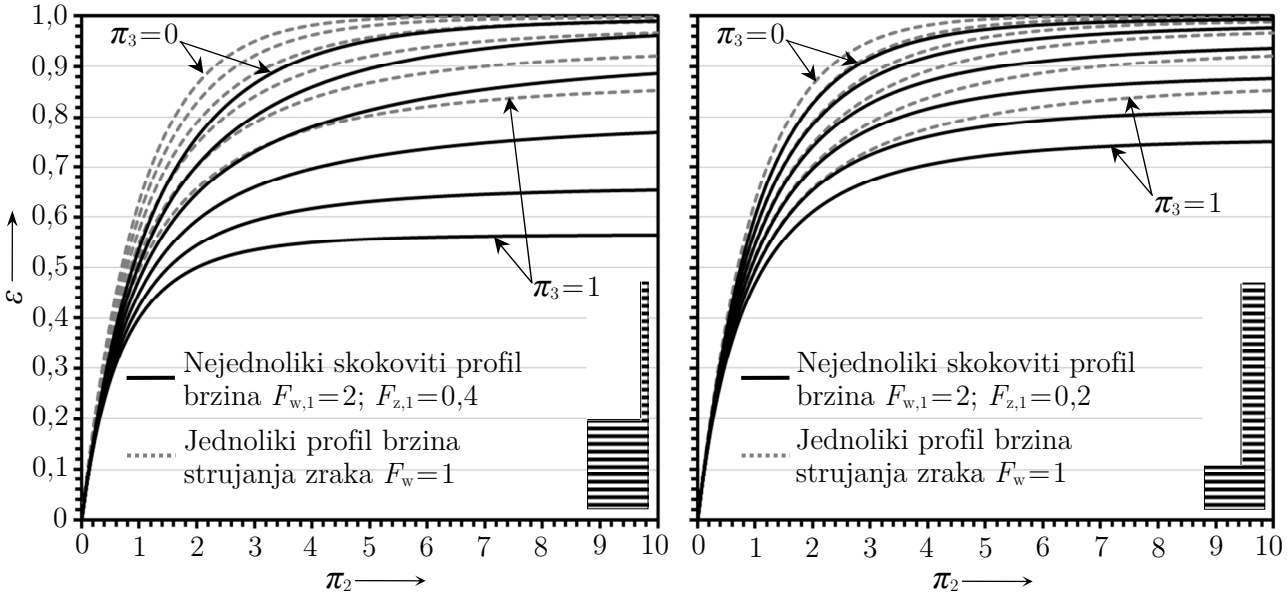


Slika 6.43. Smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednolike skokovite profile ($F_{w,1}$=2; $F_{z,1}$=0,4) i ($F_{w,1}$=2; $F_{z,1}$=0,2) - MCE metoda



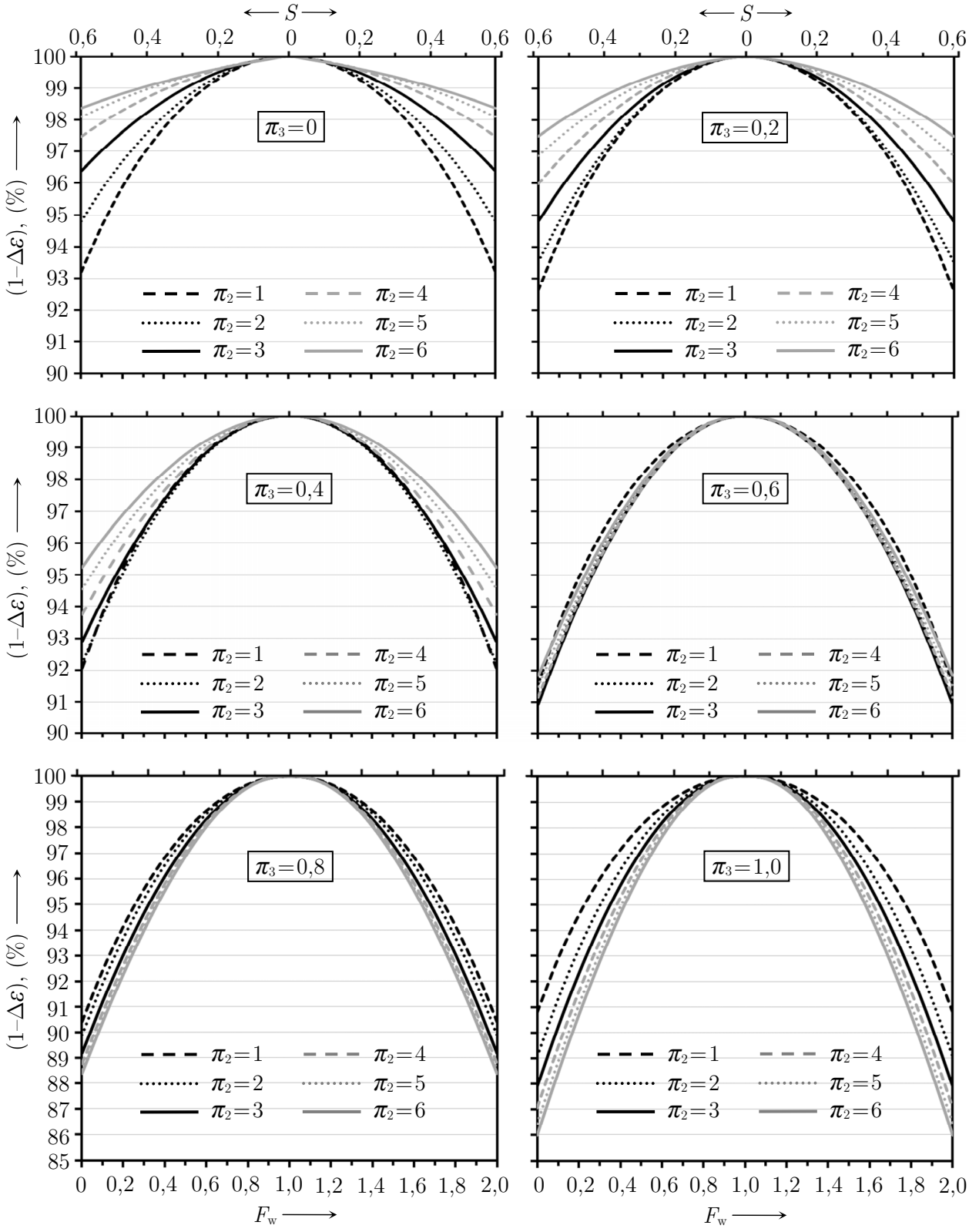
Slika 6.44. Smanjenje iskoristivosti topline u protusmjernom izmjenjivaču za nejednolike skokovite profile ($F_{w,1}$=2; $F_{z,1}$=0,4) i ($F_{w,1}$=2; $F_{z,1}$=0,2) - Shahova metoda [6], [196]]

Za skokovite profile brzina strujanja zraka (slika 6.43.) vrijede isti zaključci kao i za linearne profile (slika 6.41.). Smanjenje iskoristivosti topline najmanje je za π_3=0, povećava se s porastom π_3 i najveće je za π_3=1. Međutim, kod skokovitog profila ($F_{w,1}=2$; $F_{z,1}=0{,}2$) najveće smanjenje iskoristivosti topline nastaje za π_3=0,9. Ovu iznimku predviđaju i MCE metoda i Shahova metoda. Dijagrami smanjenja iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** koji su dobiveni pomoću MCE metode pokazuju veliku sličnost s dijagramima smanjenja iskoristivosti topline u protusmjernom izmjenjivaču koji su dobiveni Shahovom metodom. Usporedbom između dijagrama na slikama 6.43. i 6.44. može se zaključiti da se izmjenjivač topline **4R:10×8** ponaša kao protusmjerni izmjenjivač topline u slučaju kada su gradijenti brzina paralelni na ravninu lamela. Na slici 6.45. prikazana je usporedba između dijagrama iskoristivosti topline za jednoliki profil i nejednolike skokovite profile brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline **4R:10×8**.



Slika 6.45. Dijagrami iskoristivosti topline za izmjenjivač **4R:10×8** s jednolikim (F_w=1) i nejednolikim skokovitim profilima ($F_{w,1}$=2; $F_{z,1}$=0,4) i ($F_{w,1}$=2; $F_{z,1}$=0,2). Gradijent brzina paralelan na ravninu lamela.

Općenito, veličina smanjenja iskoristivosti topline, osim o značajkama π_2 i π_3, ovisi i o stupnju nejednolikosti profila ulaznih brzina strujanja zraka. Najčešće se za mjeru stupnja nejednolikosti profila koristi relativna standardna devijacija S (4.18). Veća relativna standardna devijacija profila ulaznih brzina strujanja zraka uzrok je većem smanjenju iskoristivosti topline, odnosno smanjenju izmijenjenog toplinskog toka. Na slici 6.46. prikazano je relativno smanjenje iskoristivosti topline ($1-\Delta\varepsilon$) ovisno o relativnoj standardnoj devijaciji profila i za nekoliko vrijednosti π_2 i π_3. Relativno smanjenje iskoristivosti topline, $1-\Delta\varepsilon$, (izraz (1.2)) daje usporedbu između izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču s nejednolikim profilom brzina strujanja zraka ($1-\Delta\varepsilon<100\%$) u odnosu na izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču s jednolikim profilom ($1-\Delta\varepsilon=100\%$).



Slika 6.46. Smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** uzrokovano nejednolikim linearnim profilom u ovisnosti o π_2, π_3 i F_w (uz ξ=0,33 i B=0,55)

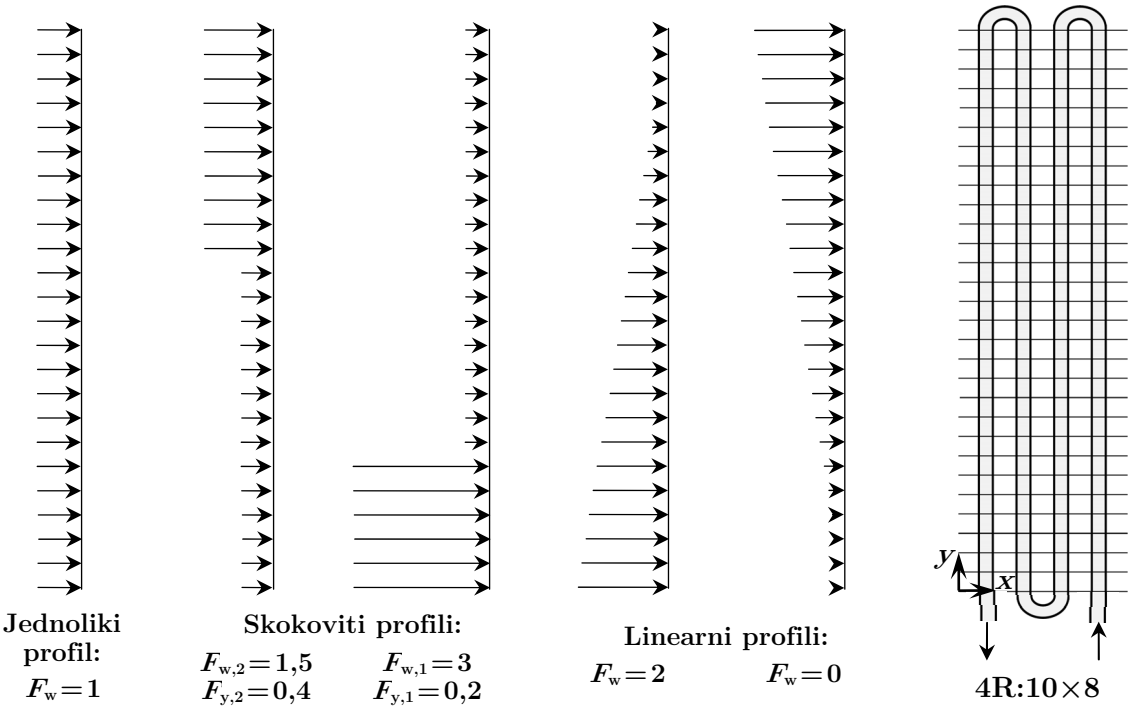
Iz slike 6.46. vidi se da smanjenje izmijenjenog toplinskog toka ovisi o stupnju nejednolikosti u nejednolikom profilu brzina strujanja zraka na ulazu u lamelni izmjenjivač topline. Nejednoliki linearni profil sa standardnom devijacijom manjom od $S<0{,}3$ (faktor nejednolikosti $0{,}5<F_{\mathrm{w}}<1{,}5$) uzrokuje smanjenje izmijenjenog toplinskog toka do 3%. Daljnjim povećanjem standardne devijacije profila, smanjenje izmijenjenog toplinskog toka naglo se povećava i za nejednoliki linearni profil te iznosi do 14% kada je $S=0{,}6$ ($F_{\mathrm{w}}=0$ i 2).

6.2.1.2. Gradijent brzina strujanja zraka okomit na ravninu lamela

Smanjenje iskoristivosti topline uzrokovano nejednolikom raspodjelom brzina strujanja, osim o $\boldsymbol{\pi}_2$, $\boldsymbol{\pi}_3$, $\boldsymbol{\xi}$ i B, ovisi i o obliku profila $f(w)$ brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline. Dvije najvažnije karakteristike oblika profila brzina strujanja zraka su stupanj nejednolikosti (standardna devijacija profila brzina) i orijentacija profila u odnosu na ravninu lamela. U nastavku se ispituje smanjenje iskoristivosti topline uzrokovano nejednolikim profilima čiji su gradijenti brzina okomiti na ravninu lamela odnosno paralelni na aksijalnu os cijevi, slika 6.47.
Nejednoliki linearni i nejednoliki skokoviti profili iz slike 6.47. definiraju se kao u izrazima (6.22) i (6.23), uz zamjenu $\boldsymbol{z}$ koordinatne osi s $\boldsymbol{y}$ osi, odnosno

$$w_{\mathrm{x}}(y) = \overline{w}_{\mathrm{x}}\, F_{\mathrm{w}} + 2\,\overline{w}_{\mathrm{x}}\,(1 - F_{\mathrm{w}})\,\frac{y}{L_2} \tag{6.24}$$

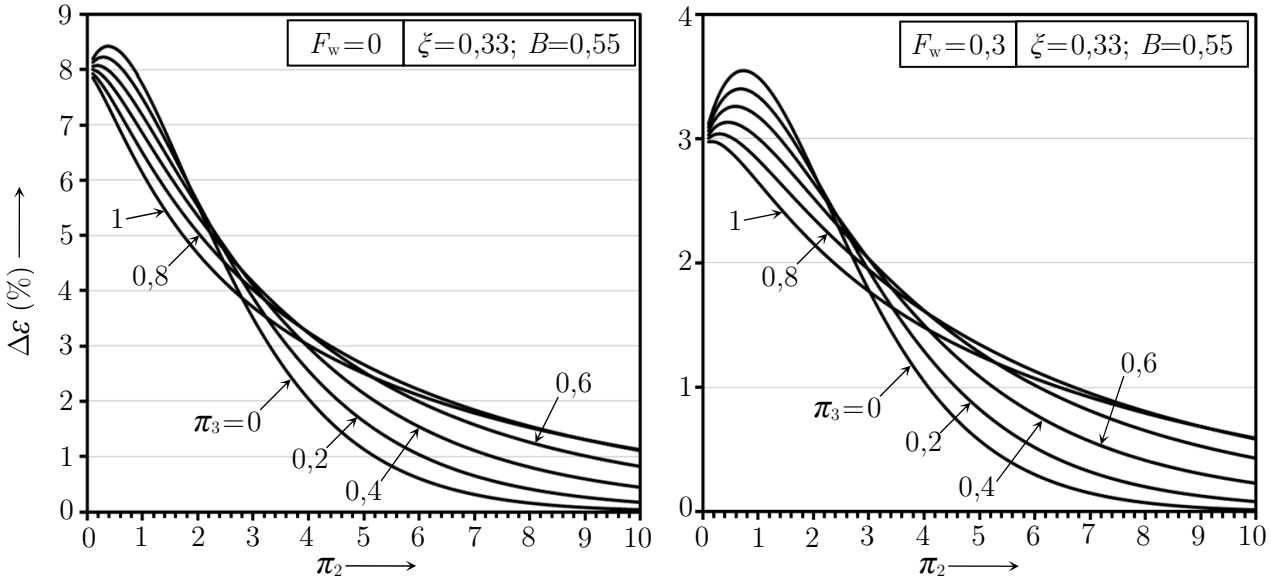
$$w_{\mathrm{x},i} = \overline{w}_{\mathrm{x}}\, F_{\mathrm{w},i} \quad \text{za} \quad L_2 \sum F_{\mathrm{y},i-1} \le y \le L_2 \sum F_{\mathrm{y},i} \qquad (i = 1,\ 2,\ \ldots,\ n) \tag{6.25}$$



Slika 6.47. Nejednoliki profili brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline - skokoviti i linearni profil, gradijent brzina okomit na ravninu lamela

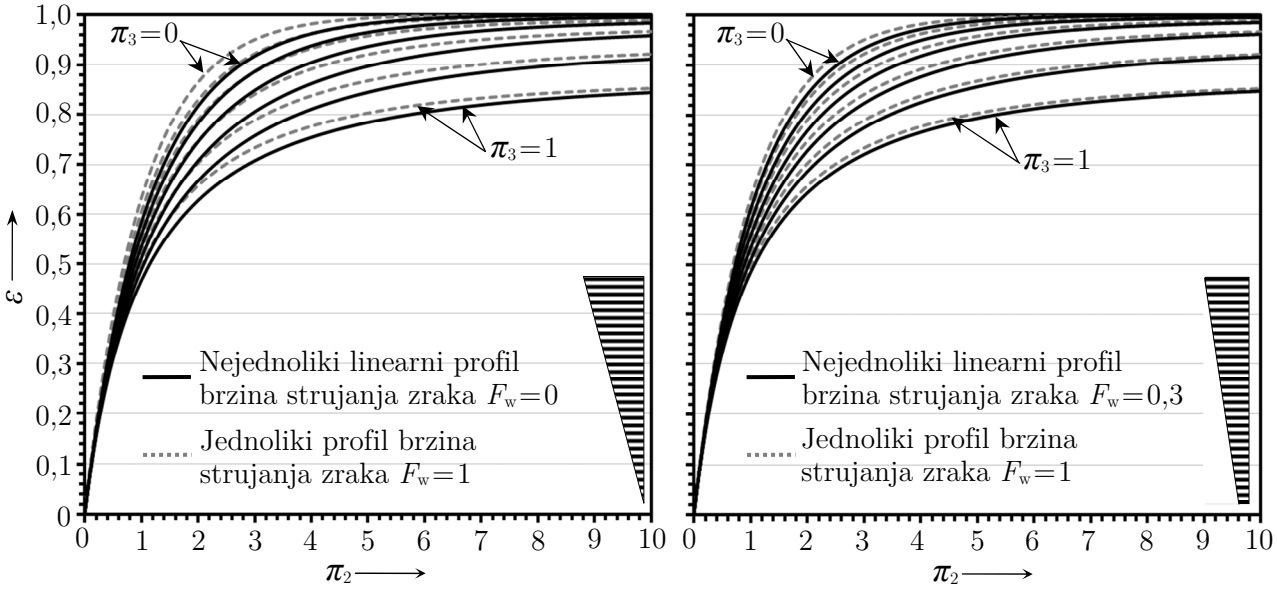
Varijable u izrazima (6.24) i (6.25) objašnjene su uz izraze (6.22) i (6.23) u potpoglavlju 6.2.1.1. Na slici 6.48. prikazano je smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** uzrokovano nejednolikim linearnim profilima s faktorom nejednolikosti $F_w = 0$ i 0,3 i s okomitim gradijentima brzina. Dijagrami smanjenja iskoristivosti topline nejednolikih profila s gradijentom brzina zraka okomitim na ravninu lamela (slika 6.48.) razlikuju se od dijagrama nejednolikih profila s gradijentom paralelnim na ravninu lamela (slika 6.41.). U slučaju profila s gradijentom brzina okomitim na ravninu lamela, najveće se smanjenje iskoristivosti topline postiže u području manjih vrijednosti π_2, a daljnjim porastom π_2 smanjenje iskoristivosti topline naglo pada. Na dijagramima se mogu prepoznati tri različita područja: 1) za $\pi_2 < 2$, najveće smanjenje iskoristivosti topline nastaje za π_3=0, a najmanje za π_3=1; 2) u području $2 < \pi_2 < 4$ raspored se krivulja mijenja da bi za 3) $\pi_2 > 4$, najveće smanjenje iskoristivosti topline bilo za π_3=0,8 i 1, a najmanje za π_3=0.

Za izmjenjivač **4R:10×8** vrijedi da je smanjenje iskoristivosti topline uzrokovano nejednolikim profilom čiji su gradijenti okomiti na ravninu lamela značajno manje od smanjenja iskoristivosti topline uzrokovano nejednolikim profilom čiji su gradijenti brzina strujanja zraka paralelni na ravninu lamela. Razlog tome je taj da, kod profila s paralelnim gradijentima brzina zraka, cijevi u izmjenjivaču topline **4R:10×8** dobivaju različite količine zraka (nejednolikost strujanja postoji između cijevi i krugova strujanja), a kod profila s okomitim gradijentima brzina zraka cijevi i krugovi strujanja dobivaju iste količine zraka (nejednolikost strujanja postoji samo između segmenta cijevi). Razlike između nejednolikih profila s paralelnim gradijentima brzina strujanja zraka i nejednolikih profila s okomitim gradijentima brzina na smanjenje iskoristivosti topline izmjenjivača **4R:10×8** mogu se potvrditi i eksperimentalnim putem (potpoglavlje 6.2.3.).



Slika 6.48. Smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednolike linearne profile $F_w = 0$ i $F_w = 0{,}3$, gradijent brzina okomit na ravninu lamela

Na slici 6.49. prikazana je usporedba između dijagrama iskoristivosti topline izmjenjivača **4R:10×8** za jednoliki (F_w=1) i nejednoliki linearni profil ulaznih brzina strujanja zraka (F_w=0 i 0,3) kada je gradijent brzina okomit na ravninu lamela. Primjećuje se da nejednoliki linearni profili čiji su gradijenti brzina okomiti na ravninu lamela ne mijenjaju značajnije iskoristivost topline koja se postiže u slučaju jednolike raspodjele ulaznih brzina strujanja zraka.



Slika 6.49. Dijagrami iskoristivosti topline za **4R:10×8** s jednolikim (F_w = 1) i nejednolikim linearnim profilima (F_w = 0 i 0,3), gradijent brzina okomit na ravninu lamela

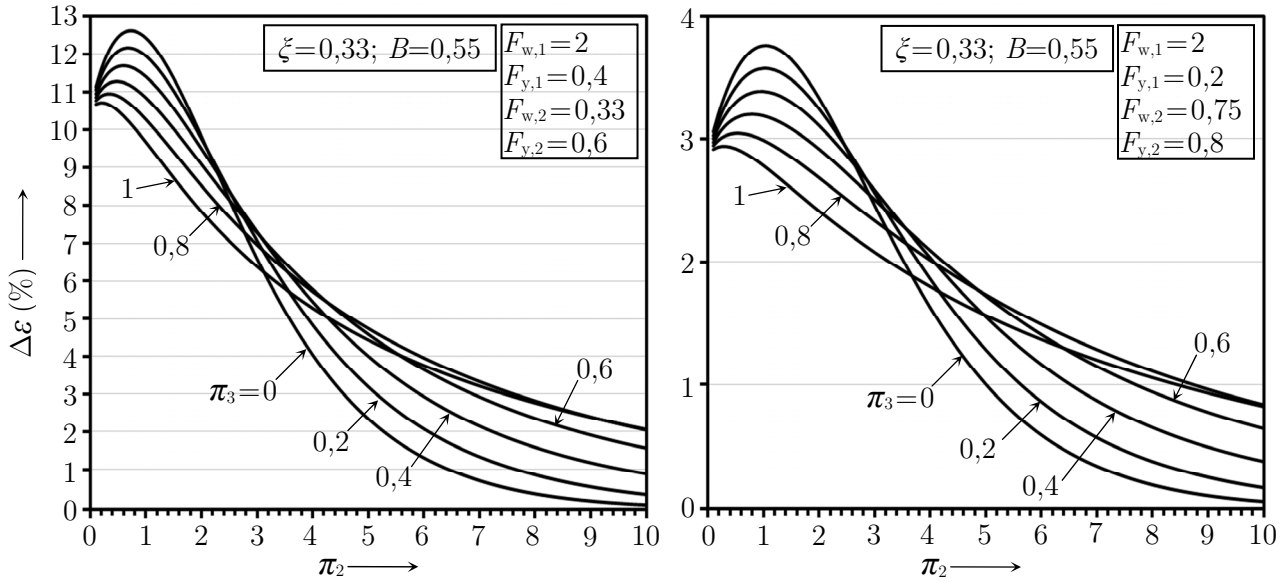
Na slici 6.50. prikazano je smanjenje iskoristivosti topline koje nastaje kada je izmjenjivač topline **4R:10×8** izložen nejednolikom skokovitom profilu ulaznih brzina strujanja zraka, a gradijenti brzina su okomiti na ravninu lamela. Kao i na slici 6.43. ispituju se dva nejednolika skokovita profila koji su definirani s parom faktora: ($F_{w,1}$=2; $F_{y,1}$=0,4) i ($F_{w,1}$=2; $F_{y,1}$=0,2).

Za nejednolike skokovite profile vrijede ista razmatranja kao i za nejednolike linearne profile brzina strujanja zraka. Nejednoliki skokoviti profili čiji su gradijenti brzina okomiti na ravninu lamela uzrokuju manje smanjenje iskoristivosti topline od nejednolikih skokovitih profila čiji su gradijenti paralelni na ravninu lamela (slika 6.43.).

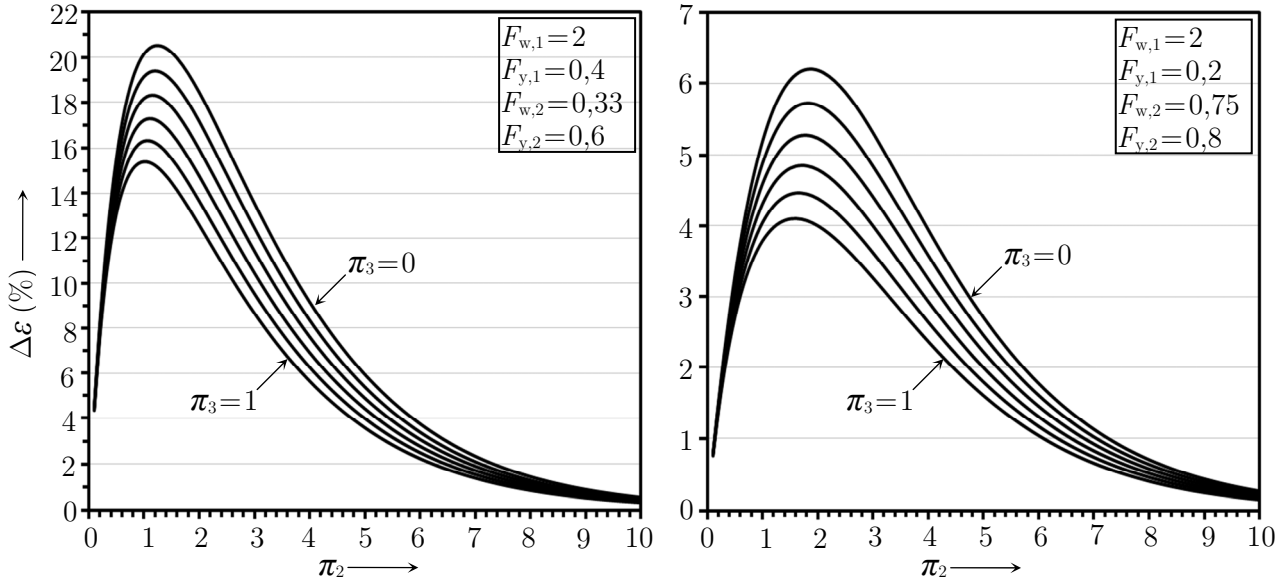
Za usporedbu s dijagramima na slici 6.51., smanjenje iskoristivosti topline uzrokovano skokovitim profilima na izmjenjivaču topline s čistim unakrsnim strujanjem fluida može se izračunati pomoću Shahove metode [6], [196]. Između dijagrama na slikama 6.50. i 6.51. postoje određene sličnosti u izgledu dijagrama. U svim je dijagramima smanjenje iskoristivosti topline najveće u području π_2<3, ali pada daljnjim porastom vrijednosti π_2. Za $\pi_2 < 3$ najveće se smanjenje iskoristivosti topline postiže za π_3=0, a najmanje za π_3=1. Razlika između dijagrama na slici 6.50. i dijagrama na slici 6.51. nastaje zbog promjene rasporeda krivulja koja je prisutna u izmjenjivaču topline **4R:10×8**, ali nije prisutna u izmjenjivaču topline s čistim unakrsnim strujanjem fluida.

Temeljem izgleda dijagrama smanjenja iskoristivosti topline na slikama 6.43. i 6.50. te usporedbom istih s rješenjima Shahove metode, može se zaključiti sljedeće:

- izmjenjivač topline **4R:10×8** ponaša se približno kao protusmjerni izmjenjivač topline kada je izložen nejednolikom profilu brzina čiji je gradijent brzina paralelan na ravninu lamela,
- izmjenjivač topline **4R:10×8** ponaša se približno kao unakrsni izmjenjivač topline kada je izložen nejednolikom profilu brzina čiji je gradijent brzina okomit na ravninu lamela.

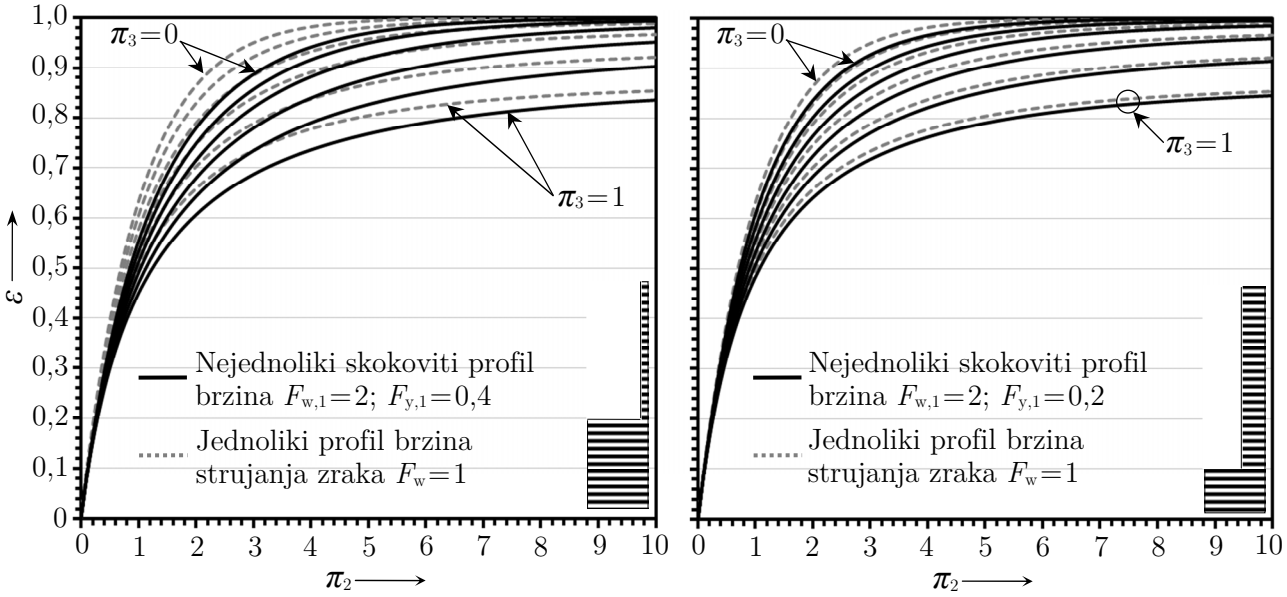


Slika 6.50. Smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednolike skokovite profile ($F_{w,1}$=2; $F_{y,1}$=0,4) i ($F_{w,1}$=2; $F_{y,1}$=0,2) - MCE metoda



Slika 6.51. Smanjenje iskoristivosti topline u unakrsnom izmjenjivaču za nejednolike skokovite profile ($F_{w,1}$=2; $F_{y,1}$=0,4) i ($F_{w,1}$=2; $F_{y,1}$=0,2) - Shahova metoda [6], [196]

Na slici 6.52. prikazana je usporedba između dijagrama iskoristivosti topline za jednoliki profil i nejednolike skokovite profile brzina strujanja zraka čiji su gradijenti brzina okomiti na ravninu lamela u izmjenjivaču topline **4R:10×8.**



Slika 6.52. Dijagrami iskoristivosti topline za izmjenjivač **4R:10×8** s jednolikim (F_w=1) i nejednolikim skokovitim profilima ($F_{w,1}$=2; $F_{y,1}$=0,4) i ($F_{w,1}$=2; $F_{y,1}$=0,2), gradijent brzina okomit na ravninu lamela

6.2.2. Rezultati numeričke analize i usporedba s MCE metodom

6.2.2.1. Validacija odabranog matematičkog modela

Numeričko modeliranje prijelaza topline i strujanja zraka može ponuditi dodatne informacije o utjecaju nejednolikih profila ulaznih brzina strujanja zraka na iskoristivost topline, koeficijente prijelaza topline i pad tlaka u lamelnim izmjenjivačima topline. Općenito, MCE metoda kao i SWiK/$\Delta\dot{Q}$ i SWiK/ΔP formule predviđaju smanjenje iskoristivosti topline i povećanje pada tlaka u izmjenjivaču topline koji je izložen nejednolikom profilu brzina strujanja fluida. Međutim, MCE metoda ne može predvidjeti eventualni utjecaj nejednolike raspodjele brzina strujanja zraka na koeficijente prijelaza topline unutar izmjenjivača topline. To je zato što MCE metoda ne rješava polja brzina i pada tlaka unutar izmjenjivača topline već pretpostavlja da se ulazni profil brzina strujanja zraka ne mijenja kroz izmjenjivač topline.

Valjanost matematičkog modela (potpoglavlje 5.2.) provjerava se uspoređivanjem numeričkim putem dobivenih koeficijenata prijelaza topline i pada tlaka s rješenjima eksperimentalnih jednadžbi za proračun koeficijenata prijelaza topline i pada tlaka u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s jednolikim profilom ulaznih brzina strujanja zraka.

Numeričkim putem dobiveni koeficijent prijelaza topline α definira se kao omjer između gustoće toplinskog toka $\dot{q}$ na površini prijelaza topline i razlike između prosječne temperature stijenke T_S i referentne temperature zraka u izmjenjivaču topline

$$\alpha = \frac{\dot{q}}{T_S - T_{ref}} = \frac{\dot{Q}/A_S}{T_S - T_{ref}} \tag{6.26}$$

Dobivena vrijednost koeficijenta prijelaza topline uvelike ovisi o referentnoj temperaturi fluida T_{ref}, odnosno o prosječnom temperaturnom potencijalu između stijenke i fluida u izmjenjivaču topline. Stoga je za dobivanje vjerodostojne procjene koeficijenta prijelaza topline potrebno točno definirati referentnu temperaturu fluida u izmjenjivaču topline. Kako profil promjene temperature fluida u izmjenjivaču topline ovisi o zadanim rubnim uvjetima, referentna se temperatura fluida može definirati na nekoliko načina:

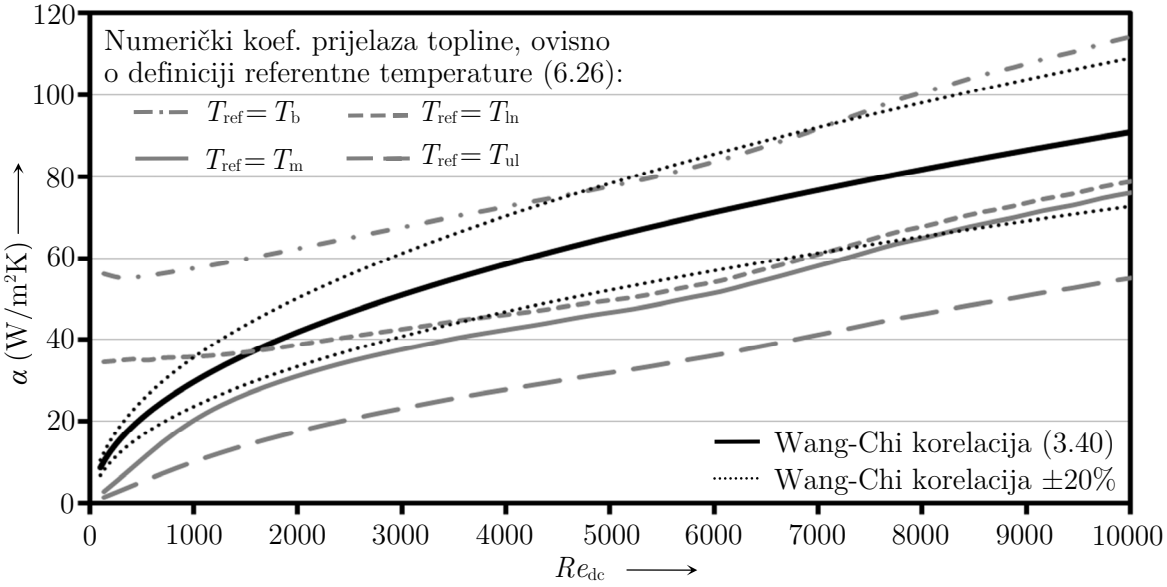
- kao aritmetička sredina između ulazne i izlazne temperature fluida, $T_{ref} = T_m$, [84];
- kao logaritamska sredina između ulazne i izlazne temperature fluida, $T_{ref} = T_{ln}$, [250];
- kao prosječna masena temperatura fluida (engl. *mean bulk temperature*) u izmjenjivaču topline, $T_{ref} = T_b$, [251], [252];
- kao ulazna temperatura fluida, $T_{ref} = T_{ul}$, [253], [254].

Kada se referentna temperatura fluida računa kao aritmetička sredina između ulazne i izlazne temperature fluida, pretpostavlja se da je promjena temperature fluida u izmjenjivaču linearna. U protusmjernom izmjenjivaču topline promjene temperatura fluida su linearne kada su toplinski kapaciteti struja fluida jednaki ($\pi_3 = 1$). U numeričkoj simulaciji izmjenjivača topline, linearna promjena temperature fluida postigla bi se postavljanjem konstantne gustoće toplinskog toka na površini prijelaza topline, uz uvjet da je koeficijent prijelaza topline konstantan. S druge strane, kada se referentna temperatura fluida računa kao logaritamska sredina između ulazne i izlazne temperature, pretpostavlja se da je promjena temperatura fluida u izmjenjivaču logaritamska. Osim kada je $\pi_3 = 1$, promjena temperatura slabije struje fluida u protusmjernom ili istosmjernom izmjenjivaču topline prati logaritamsku krivulju. U numeričkoj simulaciji izmjenjivača topline, logaritamska promjena temperature fluida postigla bi se postavljanjem rubnog uvjeta konstantne temperature na površini prijelaza topline. Prijelaz topline na površinama unakrsnih izmjenjivača topline ne može se u potpunosti svesti na rubne uvjete konstantne temperature ili konstantne gustoće toplinskog toka jer se i temperatura i gustoća toplinskog toka mijenjaju po površini prijelaza topline. Stoga je i referentna temperatura fluida u unakrsnim izmjenjivačima topline negdje između aritmetičke i logaritamske sredine.

Kod određivanja koeficijenata prijelaza topline eksperimentalnim putem, mjerenjem iskoristivosti topline i toplinskih kapaciteta struja fluida i na temelju odgovarajuće $\varepsilon = \varepsilon(\pi_2, \pi_3)$ funkcije redom se dobivaju značajka π_2, koeficijent prolaza izmjenjivača topline i koeficijent prijelaza topline na strani zraka. Na ovaj način, eksperimentalni koeficijent prijelaza topline nije opterećen referentnom temperaturom fluida (6.26). Ipak, prosječna se fizikalna svojstava zraka u izmjenjivaču topline računaju za aritmetičku sredinu između ulazne i izlazne temperature zraka [181]-[182]. Na slici 6.53. prikazana je usporedba između numeričkim putem dobivenih koeficijenata prijelaza topline i rješenja Wangove eksperimentalne korelacija (3.40) za cijevne lamelne izmjenjivače topline s ravnim

lamelama. Strujanje zraka modelirano je kao stacionarno laminarno. Na unutarnjoj stijenki cijevi zadana je konstantna temperatura stijenke od 313,15 K.

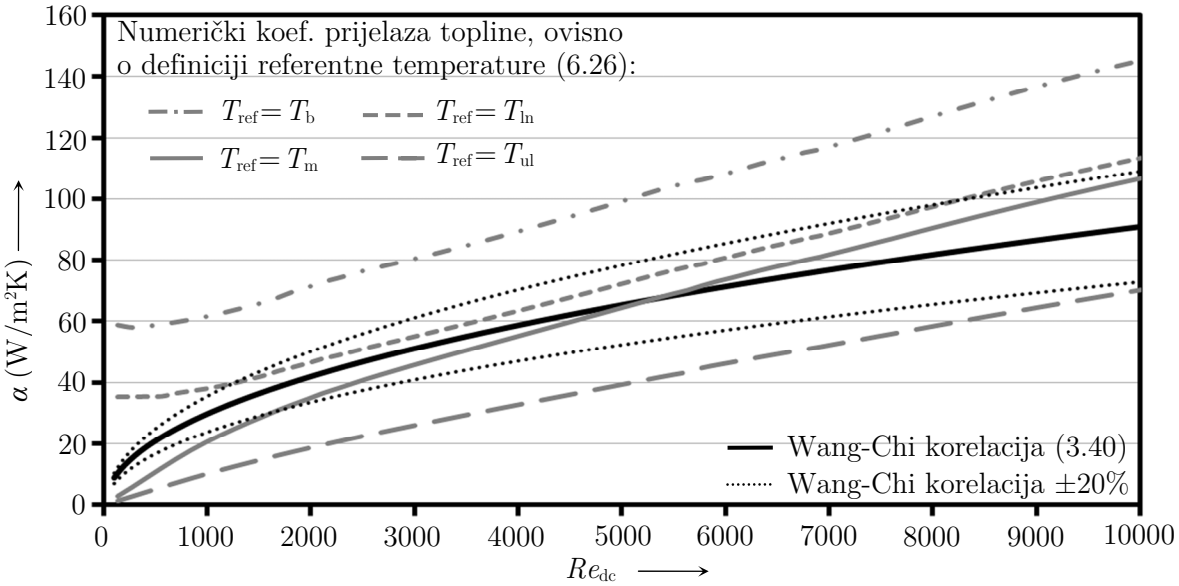
Vrijednosti numeričkim putem dobivenih koeficijenata prijelaza topline ovise o načinu na koji se definira referentna temperatura zraka. Prosječna masena temperatura fluida precjenjuje referentnu temperaturu zraka u izmjenjivaču topline i to rezultira većim vrijednostima koeficijenata prijelaza topline od onih eksperimentalnih. S druge strane ulazna temperatura fluida podcjenjuje referentnu temperaturu zraka u izmjenjivaču topline i to dovodi do manjih vrijednosti koeficijenata prijelaza topline. Sudeći prema slici 6.53., aritmetička i logaritamska sredina daju najbolju procjenu referentne temperature zraka u izmjenjivaču topline. Kako se površine lamela i cijevi u stvarnim izmjenjivačima topline ne mogu potpuno točno opisati rubnim uvjetima konstantne temperature ili konstantne gustoće toplinskog toka, referentna temperatura zraka kojom se računa koeficijent prijelaza topline nalazi se negdje između aritmetičke i logaritamske referentne temperature zraka. Međutim, koeficijenti prijelaza topline dobiveni na temelju aritmetičke ili logaritamske referentne temperature su oko 20% manji od eksperimentalnih vrijednosti. Kod laminarnog modela, ova je razlika između eksperimentalnih i numeričkih koeficijenata prijelaza topline očekivana jer laminarni model nije u stanju predvidjeti povećanje koeficijenata prijelaza topline koja nastaju u području turbulentnog strujanja. Turbulentni model strujanja zraka trebao bi ponuditi bolje poklapanje između numeričkih i eksperimentalnih koeficijenata prijelaza topline u području $Re_{dc}>2000$.



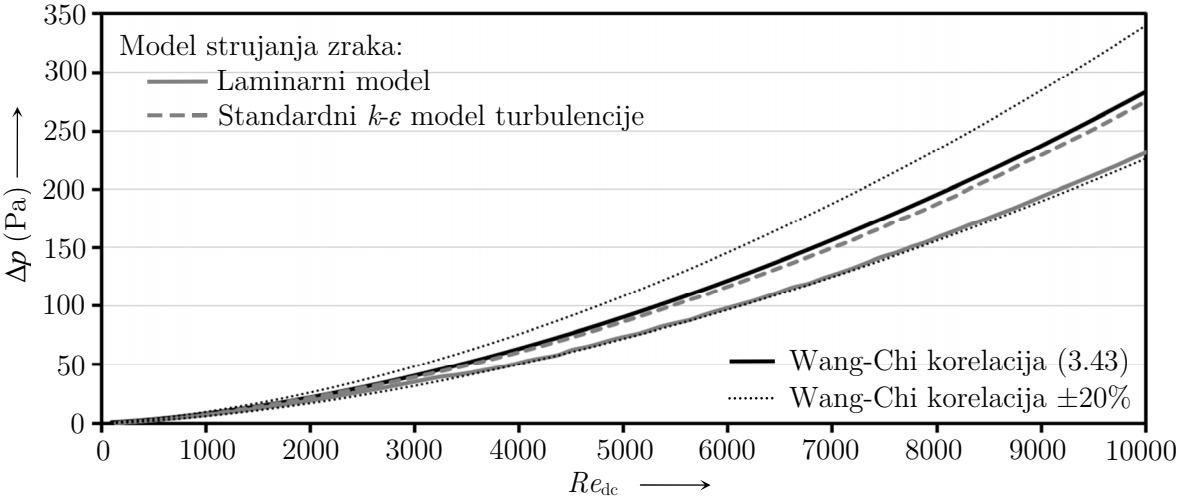
Slika 6.53. Usporedba između numeričkih i eksperimentalnih koeficijenata prijelaza topline u izmjenjivaču **4R:10×8**, strujanje zraka je stacionarno i laminarno

Na slici 6.54. prikazana je usporedba između numeričkih koeficijenata prijelaza topline i rješenja Wangove korelacija (3.40) kada se strujanje zraka modelira standardnim k-ε modelom turbulencije. Ostale postavke numeričkog proračuna jednake su kao i u slučaju modeliranja strujanja zraka laminarnim modelom. Kao i kod laminarnog modela strujanja zraka, numerički koeficijenti prijelaza topline dobiveni na temelju prosječne masene temperature ili ulazne temperature zraka pretjerano

precjenjuju ili podcjenjuju eksperimentalne koeficijente prijelaza topline. S druge strane, numerički koeficijenti prijelaza topline dobiveni na temelju aritmetičke ili logaritamske sredine temperatura zraka vrlo dobro opisuju eksperimentalne koeficijente s odstupanjima manjim od 20%.
Na slici 6.55. prikazana je usporedba između numeričkim putem dobivenih pada tlaka i rezultata Wang-Chi korelacije (3.43). Postignuto je dobro poklapanje između numeričkih i eksperimentalnih vrijednosti pada tlaka u izmjenjivaču topline **4R:10×8** s ravnim lamelama. U odnosu na pad tlaka dobiven eksperimentalnom korelacijom (3.43), laminarni model predviđa oko 20% manji pad tlaka, a rješenja standardnog k-ε modela vjerno prate eksperimentalnu krivulju.



Slika 6.54. Usporedba između numeričkih i eksperimentalnih koeficijenata prijelaza topline u **4R:10×8**, strujanje zraka je stacionarno i turbulentno (standardni k-ε model)



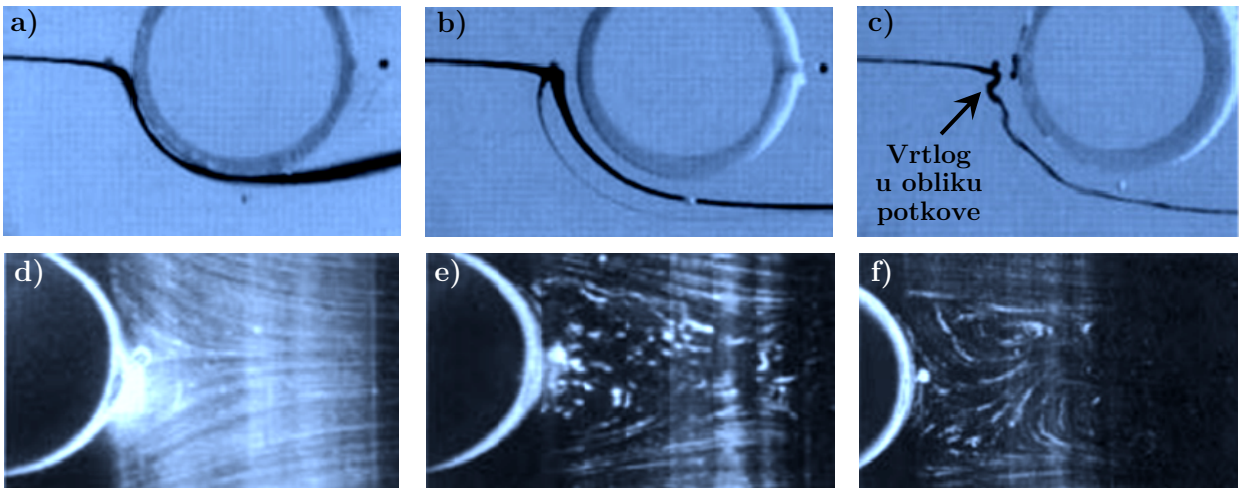
Slika 6.55. Usporedba između numeričkog i eksperimentalnog pada tlaka u **4R:10×8**, strujanje zraka je stacionarno i laminarno ili turbulentno (standardni k-ε model)

Radi boljeg razumijevanja karakteristika strujanja i prijelaza topline između zraka i površina u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline u nastavku slijedi kratak opis najvažnijih saznanja u ovom području.

Kod numeričkog modeliranja lamelnih izmjenjivača topline, strujanje se zraka najčešće opisuje stacionarnim modelom iako je u stvarnosti strujanje nestacionarno čak i u laminarnom području strujanja ($Re_{dc} < 1000$). Ova se nestacionarnost očitava pojavom nestabilnosti, recirkulacija i vrtloženja u strujanju fluida. Tipični primjeri nestabilnog strujanja su odvajanje graničnog sloja i vrtlozi u obliku potkove (engl. *horseshoe vortices*) na cijevima u prvom redu cijevi, slike 6.56. Ove se pojave u strujanju fluida nazivaju i samoodrživim nestabilnostima [255] (*engl. self-sustained unsteadiness*). Samoodržive nestabilnosti u laminarnom strujanju fluida su poželjne jer povećavaju konvekcijski koeficijent prijelaza topline dok porast pada tlaka nije još uvijek izražen kao kod turbulentnog strujanja. Utjecaj nestabilnog strujanja fluida vidljiv je promjenom nagiba krivulje koeficijenta prijelaza topline $T_{ref} = T_{ln}$ kod $Re_{dc} = 1000$ na slici 6.53. Samoodržive nestabilnosti mogu uzrokovati rani prijelaz u turbulentno strujanje (pri $Re_{dc} = 1000 - 2000$). Za razliku od nestabilnog laminarnog strujanja, karakteristike turbulentnog strujanja su izražene fluktuacije u vektorima brzine strujanja fluida i turbulentnim vrtlozima širokog raspona dimenzija [255].

U kompaktnim izmjenjivačima topline nije jednostavno razlikovati stacionarno laminarno strujanje, nestabilno laminarno strujanje i turbulentno strujanje. Npr., laminarno strujanje može postati nestabilno laminarno ili čak turbulentno u području iza prvog reda cijevi da bi pri ulazu u drugi red cijevi iznova postalo laminarno. Nadalje, isprekidane lamele potiču nestabilnosti čime strujanje fluida može biti istovremeno laminarno na ulazu i turbulentno na izlazu izmjenjivača topline.

U izmjenjivačima topline s nejednolikom raspodjelom ulaznih brzina zraka, strujanje fluida može biti laminarno u područjima s manjim brzinama i turbulentno u područjima s većim brzinama, a nestabilnosti i vrtloženja su snažnije nego u izmjenjivaču s jednolikom raspodjelom ulaznih brzina.



Slika 6.56. Karakteristike strujanja fluida u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline [256]: odvajanje graničnog sloja na cijevi: a) $s_F/d_v = 0{,}116$, $Re_{dc} = 1200$, b) $s_F/d_v = 0{,}265$, $Re_{dc} = 1430$, c) $s_F/d_v = 0{,}365$, $Re_{dc} = 1460$ i područje brazdanja iza cijevi: d) $s_F/d_v = 0{,}116$, $Re_{dc} = 260$, e) $s_F/d_v = 0{,}190$, $Re_{dc} = 380$, f) $s_F/d_v = 0{,}265$, $Re_{dc} = 420$.

Na temelju provedene validacije matematičkog modela i prethodnog opisa strujanja fluida u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline, za daljnju numeričku analizu koristi se:

- laminarni model strujanja zraka za $Re_{dc} < 2000$,
- standardni k-ε model turbulencije za $Re_{dc} > 2000$.

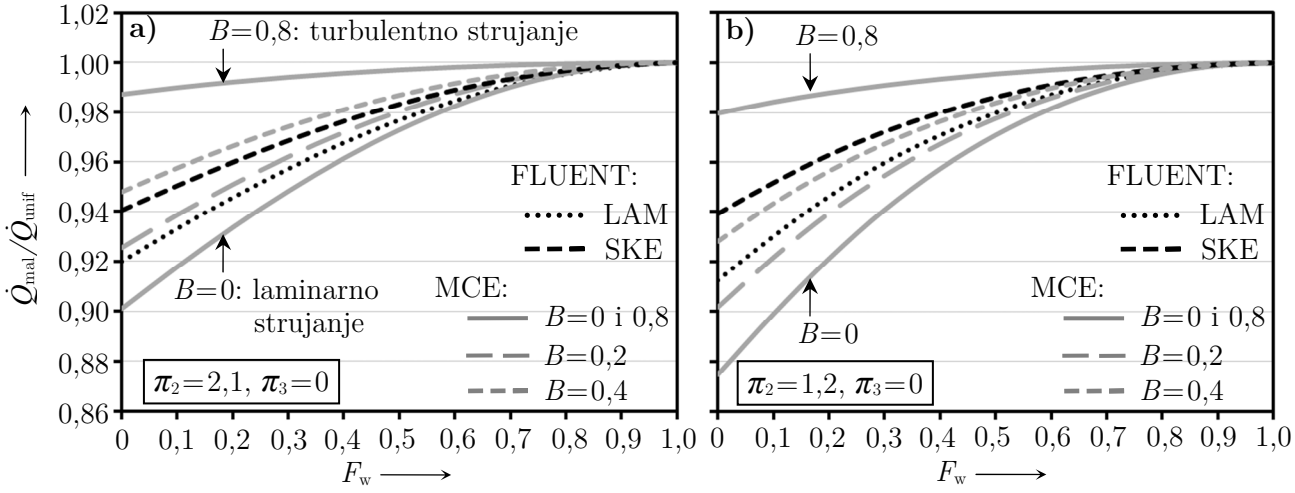
6.2.2.2. Gradijent brzina strujanja zraka okomit na ravninu lamela

U ovom se slučaju cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline nameće nejednolik profil ulaznih brzina strujanja kao na slici 6.47. Nejednolika raspodjela zraka postoji između različitih prolaza (u smjeru osi y na slici 6.47.), a u prolazu između dviju susjednih lamela raspodjela zraka je jednolika (u smjeru osi z na slici 6.37.). Numerička analiza provodi se na način da se na ulazu u proračunsku domenu koja obuhvaća prostor između dviju susjednih lamela (slika 5.3.) zadaje jednoliki profil brzina strujanja zraka, a ponavljanjem postupka za cijeli raspon ulaznih brzina zraka dobiva se utjecaj nejednolikog profila na iskoristivost topline i pad tlaka u izmjenjivaču topline.

Između dviju susjednih lamela izmijenjeni toplinski tok iznosi $\dot{Q}_i$, toplinski kapacitet struje zraka je $C_{1,i}$ a postignuta iskoristivost topline iznosi ε_i. Zbrajanjem toplinskih tokova koji se izmjene između svih lamela i uspoređivanjem ukupne izmijenjenog toplinskog toka ($\dot{Q}_{mal}$) s onom u izmjenjivaču topline s jednolikim profilom brzina ($\dot{Q}_{unif}$) dobiva se smanjenje izmijenjenog toplinskog toka ili relativno smanjenje iskoristivosti topline kao

$$1 - \Delta\varepsilon = 1 - \Delta\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_{mal}}{\dot{Q}_{unif}} = \frac{\sum \varepsilon_i \, C_{1,i} \, \Delta T_{max}}{\varepsilon_{unif} \, C_1 \, \Delta T_{max}} = \frac{\sum \varepsilon_i \, C_{1,i}}{\varepsilon_{unif} \, C_1} \tag{6.27}$$

Na slici 6.57. prikazano je smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču **4R:10×8** uzrokovano nejednolikim linearnim profilom čiji je gradijent okomit na ravninu lamela.



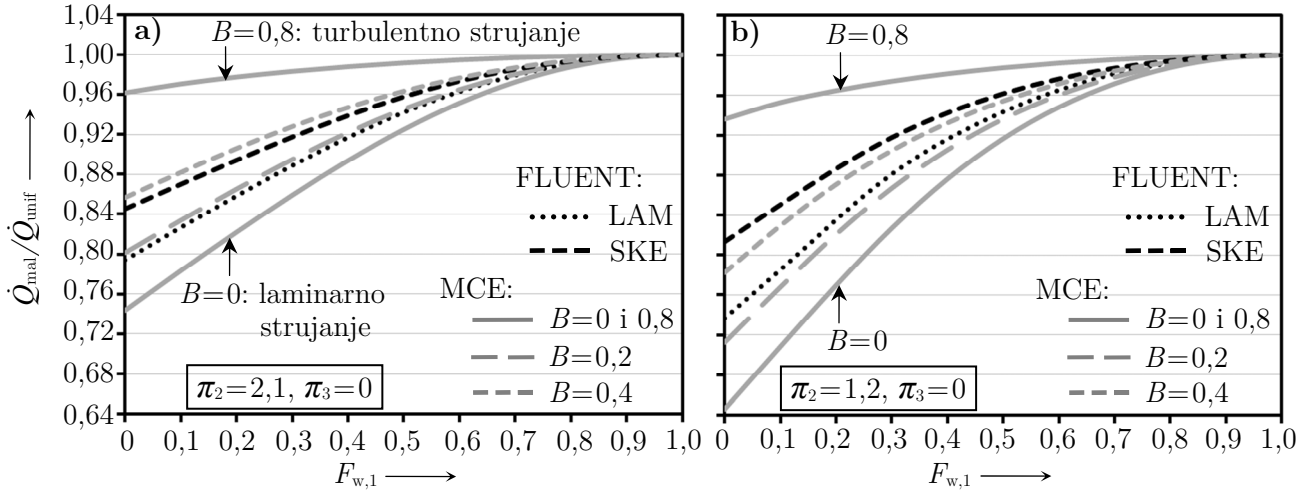
Slika 6.57. Usporedba između rješenja MCE metode i rezultata numeričke analize: smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki linearni profil s gradijentom brzina okomitim na ravninu lamela i kod a) $\overline{Re}_{dc} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{dc} = 2800$

Faktor nagiba linearnog profila F_w kreće se između 0 (ekstremno nejednolik profil) i 1 (jednolik profil), vidi izraz (6.24) i sliku 6.47. za objašnjenje. Na unutarnjoj stijenki cijevi zadan je izotermni rubni uvjet ($T_w = 313{,}15$ K) što odgovara izmjenjivaču topline s $\pi_3 = 0$ i $\xi = 0$. Strujanje zraka modelirano je kao laminarno (LAM) ili standardnim k-ε modelom turbulencije (SKE).

Prije proračuna izmjenjivača topline MCE metodom potrebno je definirati vrijednost eksponenta B u izrazu (4.83). Vrijednost B ovisi o Re_{dc} i nije ju moguće uvijek točno poznavati. Na slici 6.57. područje omeđeno krivuljama $B = 0$ (čisto laminarno strujanje) i $B = 0{,}8$ (razvijeno turbulentno strujanje) treba shvatiti kao najveći mogući raspon smanjenja izmijenjenog toplinskog toka. Porastom brzina zraka povećava se Re_{dc}, smanjenje izmijenjenog toplinskog toka je manje, a stvarna krivulja B udaljava se od krivulje $B = 0$ i približava se krivulji $B = 0{,}8$. Usporedbom s rješenjima MCE metode, kod $\overline{Re}_{dc} = 1400$ vrijednost B dobivena numeričkom analizom iznosi 0,15 (LAM) odnosno 0,35 (SKE) ili kod $\overline{Re}_{dc} = 2800$ vrijednost B iznosi oko 0,3 (LAM) odnosno 0,5 (SKE). Općenito je utjecaj nejednolikih profila na smanjenje izmijenjenog toplinskog toka najveći u laminarnom, a najmanji u turbulentnom području strujanja zraka. Na slici 6.57. primjećuje se još da je smanjenje izmijenjenog toplinskog toka dobiveno MCE metodom veće za $\overline{Re}_{dc} = 2800$ nego za $\overline{Re}_{dc} = 1400$. To je zato što se povećanjem količine zraka smanjuje značajka π_2, a u slučaju nejednolikih profila s okomitim gradijentima brzina na ravninu lamela smanjenje izmijenjenog toplinskog toka je najveće u području manjih značajki π_2 kao na slici 6.48. ili 6.50.

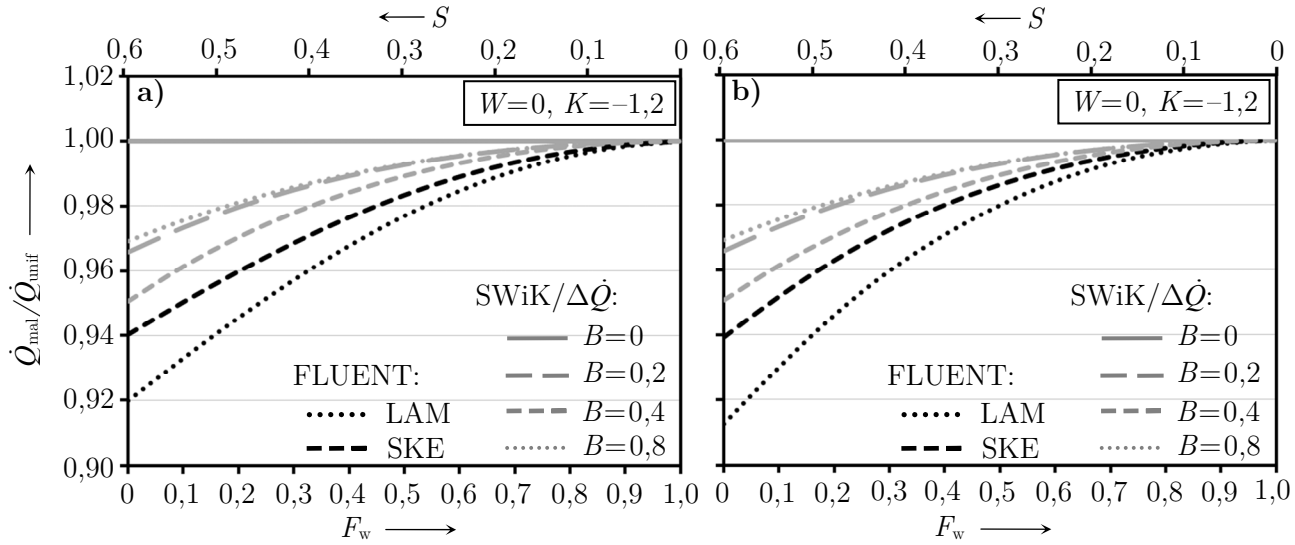
Na slici 6.58. prikazano je smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču **4R:10×8** uzrokovano nejednolikim skokovitim profilom čiji je gradijent okomit na ravninu lamela.

Skokoviti profil u dva dijela definiran je pomoću $F_{w,1}$; $F_{y,1} = 0{,}5$ i $F_{w,2} = 2 - F_{w,1}$, $F_{y,2} = 0{,}5$, vidi izraz (6.25) i sliku 6.47. za objašnjenje. Faktor $F_{w,1}$ kreće se između 0 (ekstremno nejednolik profil) i 1 (jednolik profil). Skokoviti profil brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline uzrokuje veće smanjenje izmijenjenog toplinskog toka od linearnog profila zato što posjeduje veću relativnu standardnu devijaciju profila. Ostala razmatranja jednaka su kao i za nejednoliki linearni profil.

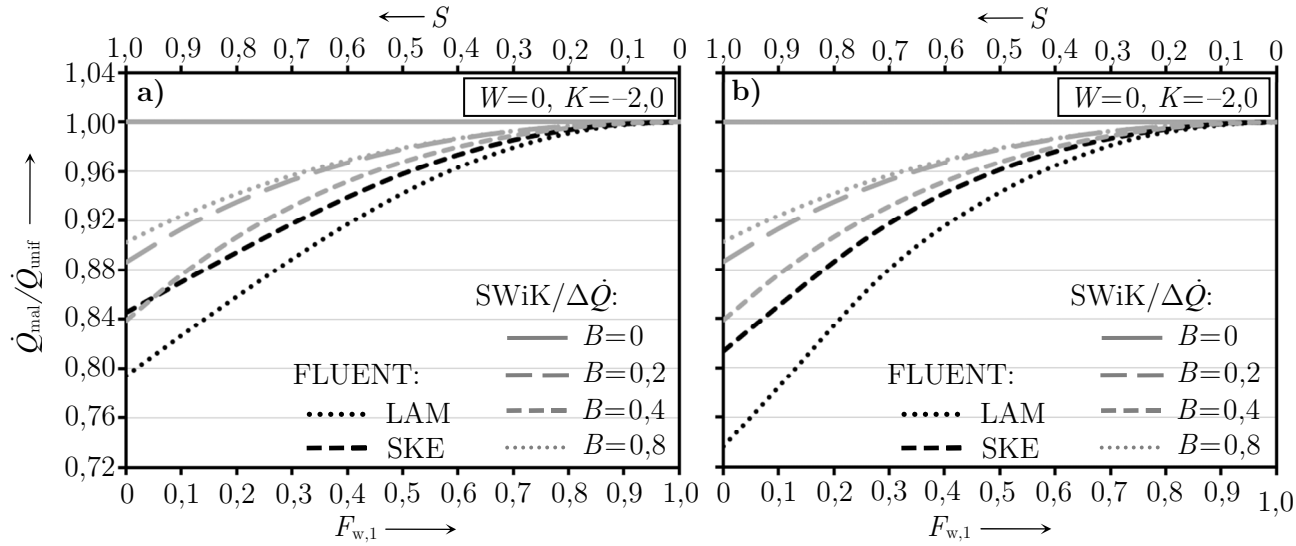


Slika 6.58. Usporedba između rješenja MCE metode i rezultata numeričke analize: smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki skokoviti profil s gradijentom brzina okomitim na ravninu lamela i kod a) $\overline{Re}_{dc} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{dc} = 2800$

Osim MCE metodom, smanjenje izmijenjenog toplinskog toka uzrokovano nejednolikim profilom brzina strujanja zraka može se izračunati i pomoću SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formule (4.39). SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formula uzima u obzir samo karakteristike profila ulaznih brzina strujanja zraka, a zanemaruje karakteristike izmjenjivača topline poput međusobnog smjera strujanja fluida i značajki $\boldsymbol{\pi}_2$ i $\boldsymbol{\pi}_3$. Na slikama 6.59. i 6.60. prikazana je usporedba između rješenja SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formule (4.39) i rezultata numeričke analize za nejednoliki linearni i nejednoliki skokoviti koji su prethodno analizirani.



Slika 6.59. Usporedba između rješenja SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formule (4.39) i rezultata numeričke analize: smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki linearni profil s gradijentom brzina okomitim na ravninu lamela i kod a) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 2800$



Slika 6.60. Usporedba između rješenja SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formule (4.39) i rezultata numeričke analize: smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki skokoviti profil s gradijentom brzina okomitim na ravninu lamela i kod a) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 2800$

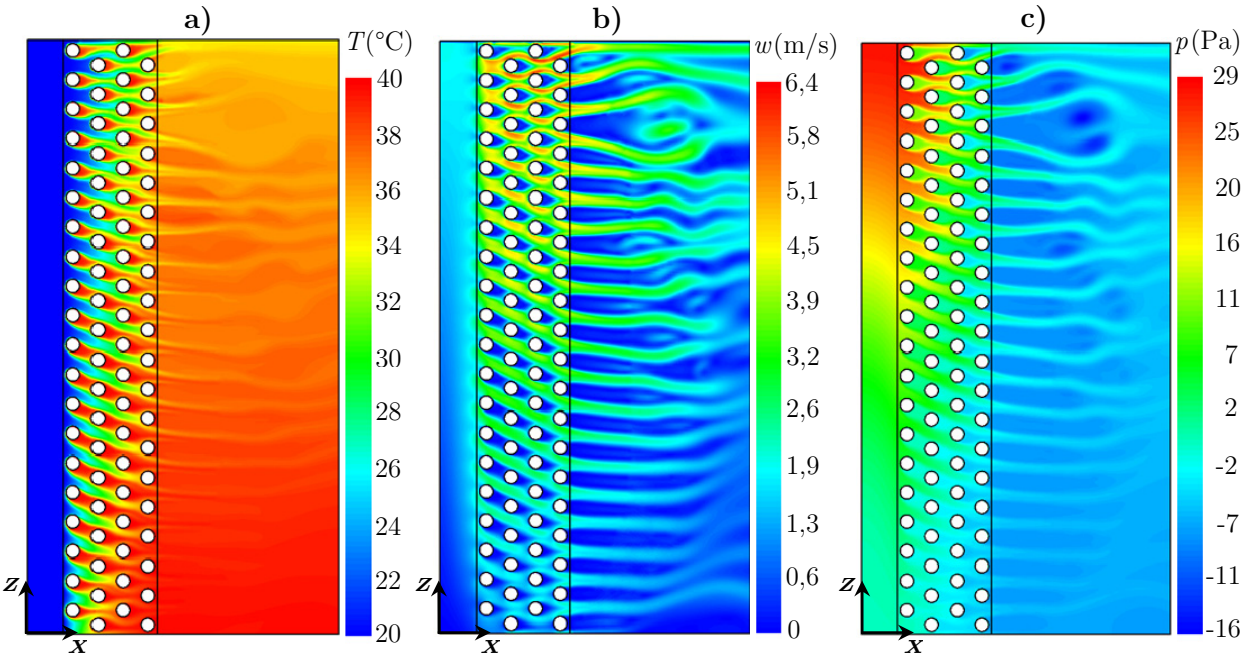
Na slikama 6.59. i 6.60. smanjenje izmijenjenog toplinskog toka prikazano je u ovisnosti o faktoru nagiba profila F_w o kojemu ovisi standardna devijacija profila. Nejednoliki linearni profil ima $S=$ 0,59 kada je $F_w=0$, a nejednoliki skokoviti profil ima $S=1$ kada je $F_{w,1}=0$. Vrijednosti druga dva statistička momenta su: asimetrija $W=0$ i zaobljenost $K=$ -1,2 za nejednoliki linearni profil i asimetrija $W=0$ i zaobljenost $K=$-2 za nejednoliki skokoviti profil.
SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formula ograničena je samo na jedno rješenje koje ovisi o standardnoj devijaciji (S), asimetriji (W), zaobljenosti (K) i o eksponentu Reynoldsove značajke (B) te stoga ne posjeduje fleksibilnost MCE metode. Npr. za čisto laminarno strujanje fluida ($B = 0$) SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formula ne predviđa smanjenje izmijenjenog toplinskog toka dok MCE predviđa najveće smanjenje toplinskog toka. Općenito se SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formula može koristiti samo za dobivanje načelne veze između nejednolikog profila brzina strujanja zraka i smanjenja izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču topline, ali za točno kvantificiranje te veze potrebno je koristiti MCE metodu koja uzima u obzir utjecaj većeg broja varijabli.

6.2.2.3. Gradijent brzina strujanja zraka paralelan na ravninu lamela

Na ulazu u cijevni lamelni izmjenjivač topline zadaje se nejednoliki profil ulaznih brzina strujanja kao na slici 6.37. Nejednolika raspodjela zraka postoji između cijevi i krugova strujanja (u smjeru osi $\boldsymbol{z}$ na slici 6.37.), a između različitih prolaza raspodjela zraka je jednolika (u smjeru osi $\boldsymbol{y}$ na slici 6.47.). Numerička analiza provodi se na način da se na ulazu u proračunsku domenu koja obuhvaća prostor između dviju susjednih lamela (slika 5.3.) zadaje nejednoliki profil brzina strujanja zraka.
U slučaju kada nejednoliki profil ima gradijent brzina strujanja zraka koji je paralelan na ravninu lamela, jedan dio protoka zraka premješta se iz područja s većim brzinama u područje s manjim brzinama. Ova je vertikalna komponenta strujanja zraka uzrokovana gradijentima tlaka između područja s većim brzinama strujanja i područja s manjim brzinama strujanja zraka. Vertikalna komponenta strujanja zraka uzrokuje poprečno miješanje slojeva zraka (engl. *transverse mixing*).
Kod proračuna izmjenjivača topline MCE metodom pretpostavlja se da se profil brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline ne mijenja kroz sljedeće presjeke sve do izlaza iz izmjenjivača topline. Zanemarivanje utjecaja poprečnog miješanja zraka znači da se koeficijent prijelaza topline konvekcijom u nejednolikom profilu brzina strujanja zraka pretpostavlja jednakim koeficijentu prijelaza topline u jednolikom profilu brzina strujanja zraka. U tom se slučaju pretpostavlja da između izmjenjivača s jednolikom raspodjelom fluida i izmjenjivača s nejednolikom raspodjelom fluida vrijedi $\boldsymbol{\pi}_{2,\mathrm{unif}} = \boldsymbol{\pi}_{2,\mathrm{mal}}$. U nastavku se pokazuje da je pretpostavka o konstantnoj značajki $\boldsymbol{\pi}_2$ glavni uzrok proturječnih zaključaka između teorijskih i eksperimentalnih analiza o utjecaju nejednolike raspodjele fluida na iskoristivost topline u lamelnim izmjenjivačima topline. Teorijski modeli uvijek predviđaju smanjenje iskoristivosti topline, a eksperimentalna ispitivanja pokazuju da nejednolika raspodjela fluida može ponekad i povećati iskoristivost topline u izmjenjivaču.
Pronađen je manji broj radova koji analiziraju utjecaj nejednolike raspodjele ulaznih brzina strujanja zraka na koeficijent prijelaza topline konvekcijom u izmjenjivaču topline [9], [52], [55],

[56] i [257] (opširnije u potpoglavlju 1.4.3.). Ovi radovi zaključuju da nejednolika raspodjela ulaznih brzina strujanja zraka povećava prosječni koeficijent prijelaza topline u izmjenjivaču topline, ali istovremeno ne uspijevaju definirati vezu između porasta koeficijenta prijelaza topline konvekcijom i nejednolikog profila brzina strujanja fluida.

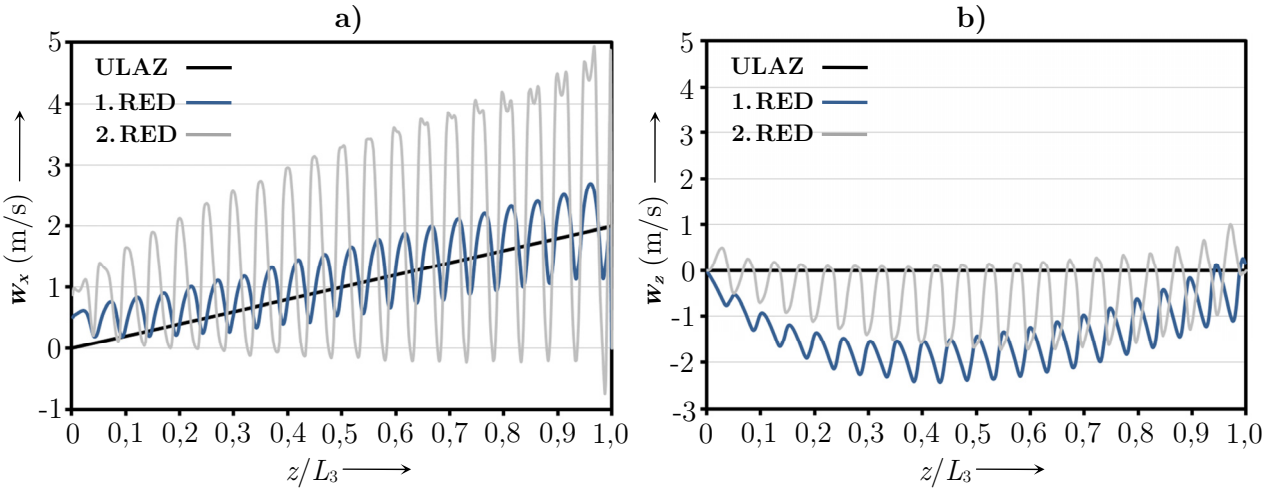
Na slici 6.61. prikazana je raspodjela temperatura, brzina strujanja zraka i tlaka u ravnini između dviju susjednih lamela u izmjenjivaču topline **4R:10×8** kojemu je zadan nejednoliki linearni profil ulaznih brzina strujanja zraka s nagibom $F_w = 0$ i prosječnom brzinom od 1 m/s kao na slici 6.37. Zadana je ulazna temperatura zraka od 20 °C i temperatura na unutarnjoj stijenki cijevi od 40 °C.



Slika 6.61. Numeričkim putem dobivena raspodjela: **a)** temperatura, **b)** brzina strujanja i **c)** tlaka između lamela ($y = s_f/2$) izmjenjivača **4R:10×8**, za nejednoliki linearni profil brzina zraka na ulazu ($F_w = 0$) pri $\overline{Re}_{dc} = 1400$

Kada je gradijent brzina nejednolikog profila brzina strujanja zraka paralelan na ravninu lamela, u prolazu između lamela dolazi do poprečnog miješanja slojeva zraka (u smjeru osi z na slici 6.61.). U ravnini između lamela, osim x komponente, postoji i z komponenta brzine strujanja zraka (slika 6.61.-b)) koja je uzrokovana gradijentima tlaka između područja s različitim brzinama strujanja zraka (slika 6.61.-c)). Na slici 6.62. prikazane su w_x i w_z komponenta brzine strujanja zraka u tri presjeka: 1) na ulazu u proračunsku domenu, 2) na ulazu u 1. red cijevi i 3) na ulazu u 2. red cijevi. Na ulazu u izmjenjivač topline, komponenta w_x mijenja se linearno od 0 od 2 m/s prosječnom brzinom od 1 m/s, a komponenta w_z je 0. Na ulazu u 1. red cijevi, zrak usporava ispred cijevi, a ubrzava između cijevi, što objašnjava oscilirajuće profile komponenti w_x i w_z koji su karakteristični u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline. Na ulazu u 2. red cijevi w_x dodatno ubrzava na 2 do 4 m/s zbog ekspanzije zraka i sužavanja slobodnog presjeka strujanja. S druge strane, na ulazu u 1. red cijevi, komponenta w_z, koja odražava intenzitet poprečnog miješanja zraka, dostiže brzine

do 2 m/s u središnjem području izmjenjivača topline. Međutim, na ulaz u 2. red cijevi komponenta w_z se smanjuje što je posljedica uravnoteženja gradijenata tlaka i zatvaranja slobodnog presjeka strujanja između 1. i 2. reda cijevi. Iako su cijevi u izmjenjivaču **4R:10×8** postavljene u šahovskom rasporedu, u području $z/L_3 < 0{,}6$ strujanje fluida (slika 6.61. a) i b)) podsjeća na strujanje fluida u izmjenjivaču topline s linijskim rasporedom cijevi gdje su nizvodne cijevi zahvaćene područjem brazdanja uzvodnih cijevi.

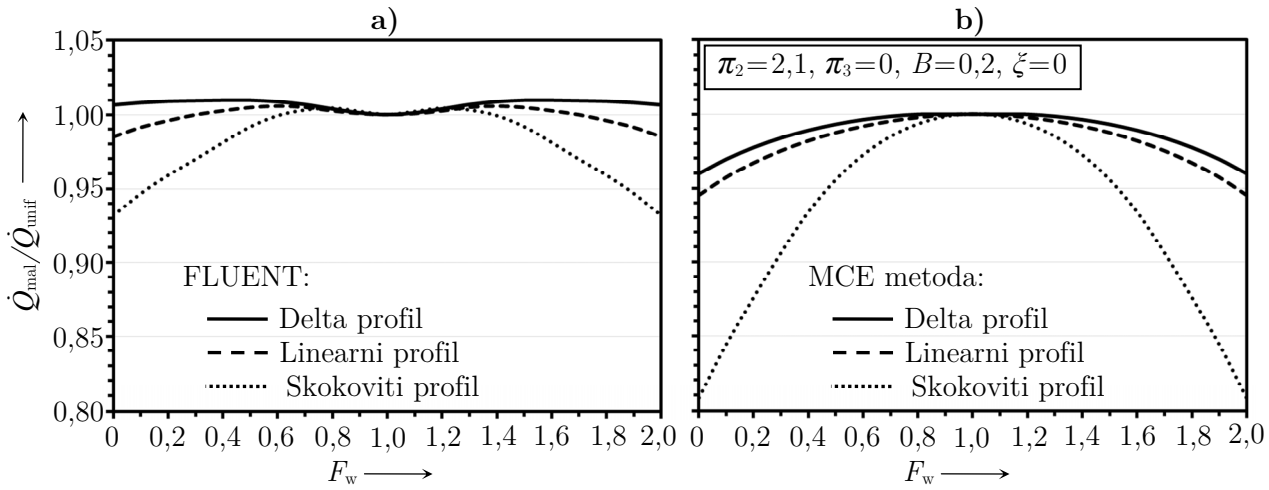


Slika 6.62. Komponente brzine strujanja zraka w_x i w_z u izmjenjivaču **4R:10×8** u tri presjeka, za nejednoliki linearni profil brzina na ulazu ($F_w = 0$) pri $\overline{Re}_{dc} = 1400$

Vezu između poprečnog miješanja zraka (komponente w_z) i prosječnog koeficijenta prijelaza topline moguće je objasniti na sljedeći način: 1) nejednolika raspodjela ulaznih brzina strujanja zraka uzrokuje poprečno miješanje zraka u izmjenjivaču, 2) poprečno miješanje potiče nestabilne pojave u strujanju zraka poput odvajanja graničnog sloja i vrtloženja, 3) nestabilno strujanje zraka povećava prosječni konvekcijski koeficijent prijelaza topline u izmjenjivaču topline, 4) porastom prosječnog koeficijenta prijelaza topline povećava se i vrijednost značajke π_2, a time se povećava i iskoristivost topline. U nastavku se analizira veza između poprečnog miješanja zraka i porasta prosječnog koeficijenta prijelaza topline, odnosno povećanja iskoristivosti topline u izmjenjivaču topline.

Na slici 6.63. prikazano je smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču topline **4R:10×8** uzrokovano nejednolikim linearnim, delta i skokovitim profilom (vidi profile na slici 6.37.), a prikazana je i usporedba između rezultata numeričke analize i rješenja MCE metode. U odnosnu na rezultate numeričke analize, MCE metoda precjenjuje smanjenje izmijenjenog toplinskog toka. Nejednoliki skokoviti profil uzrokuje najveće smanjenje izmijenjenog toplinskog toka, a nejednoliki delta profil uzrokuje najmanje smanjenje izmijenjenog toplinskog toka.
Rezultati numeričke analize pokazuju da nejednolika raspodjela ulaznih brzina strujanja zraka može povećati izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču topline u slučaju kada je gradijent brzina paralelan na ravninu lamela. Ovo povećanje izmijenjenog toplinskog toka iznosi do najviše 1% u odnosu na izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču topline s jednolikim profilom brzina zraka. Do

zaključka da nejednolika raspodjela brzina zraka na ulazu u izmjenjivač topline može blago povećati izmijenjeni toplinski tok dolazi i nekoliko eksperimentalnih istraživanja [57]-[59].
Nejednoliki delta profil povećava izmijenjeni toplinski tok ($\dot{Q}_{mal}/\dot{Q}_{unif}>1$) neovisno o faktoru nagiba profila F_w. Nejednoliki linearni profil povećava izmijenjeni toplinski tok kada je $0{,}4 \le F_w \le 1{,}6$, a smanjuje toplinski tok za $0 \le F_w < 0{,}4$ i $1{,}6 < F_w \le 2{,}0$. Nejednoliki skokoviti profil povećava izmijenjeni toplinski tok u području $0{,}7 \le F_w \le 1{,}3$, a smanjuje u području $0 \le F_w < 0{,}7$ i $1{,}3 < F_w \le 2{,}0$.



Slika 6.63. Usporedba između: a) rezultata numeričke analize i b) rješenja MCE metode: smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču **4R:10×8**, za nejednolike profile s gradijentom brzina paralelnim na ravninu lamela i pri $\overline{Re}_{dc} = 1400$

Iz slike 6.63. vidljivo je da MCE metoda nije u stanju predvidjeti povećanje izmijenjenog toplinskog toka. U izmjenjivaču s nejednolikim profilom ulaznih brzina strujanja zraka povećanje izmijenjenog toplinskog toka podrazumijeva povećanje iskoristivosti topline. U standardnoj metodi iskoristivosti topline (engl. *ε–NTU method*) najveću moguću iskoristivost topline (za dani π_2 i π_3) postiže izmjenjivač topline s $\pi_3 = 0$ (isparivač ili kondenzator). Na temelju rezultata numeričke analize slijedilo bi da izmjenjivač topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka postiže iskoristivost topline koja je veća od iskoristivosti topline u isparivaču, ako bi se pretpostavilo da nejednolika raspodjela ne utječe na značajku π_2. To naravno nije moguće, a jedino objašnjenje je da nejednoliki profil uzrokuje porast značajke π_2 što dovodi do pomicanja radne točke izmjenjivača u područje s većom iskoristivošću topline (udesno u ε–π_2 dijagramu). To znači da se izmjenjivač s jednolikim profilom i izmjenjivač s nejednolikim profilom moraju uspoređivati pri različitim značajkama π_2. Stoga je u proračunu MCE metodom potrebno ubaciti korekciju koja je u stanju opisati vezu između nejednolikog profila brzina strujanja fluida i porasta značajke π_2.
U standardnoj metodi iskoristivosti topline, iskoristivost topline pri $\pi_3=0$ računa se kao

$$\varepsilon = 1 - \exp(-\pi_2) \tag{6.28}$$

Iz dobivene iskoristivosti topline, vrijednost značajke π_2 dobiva se okretanje izraza (6.28), tj.

$$\pi_2 = -\ln(1-\varepsilon) \tag{6.29}$$

U metodi srednje logaritamske razlike temperatura, izmijenjeni toplinski tok u unakrsnom izmjenjivaču topline računa se kao

$$\dot{Q} = C_1 \, \Delta T_1 = k \, A (\Delta T_{\ln} \, F) \tag{6.30}$$

Iz (6.30) slijedi da se značajka $\boldsymbol{\pi}_2$ može zapisati kao

$$\pi_2 = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_{\ln} \, F} \tag{6.31}$$

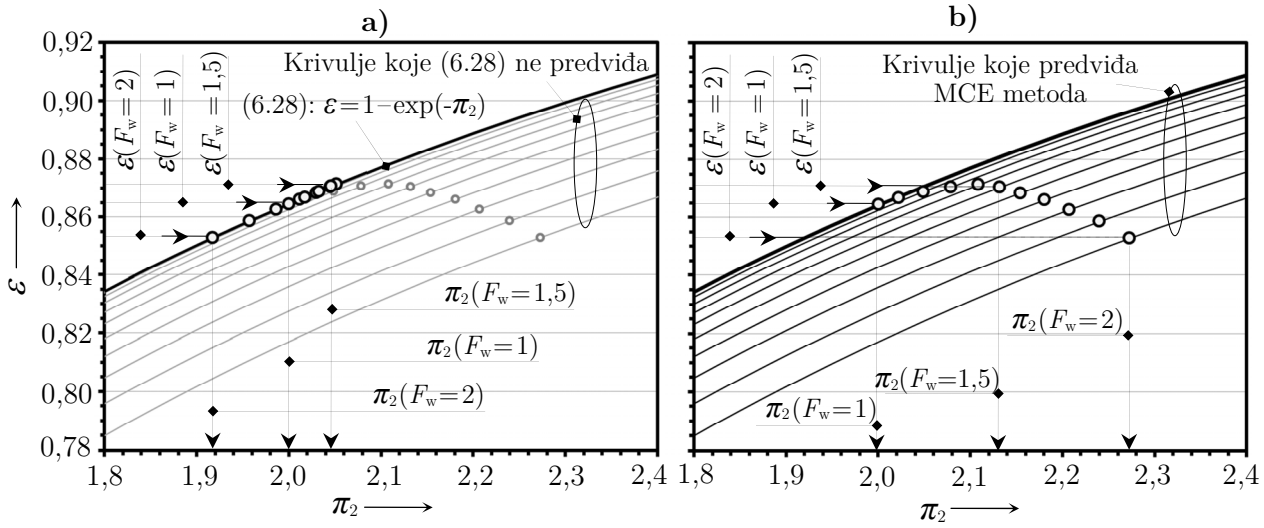
U kondenzatoru ili isparivaču, srednja se logaritamska razlika temperatura može zapisati kao

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T' - \Delta T''}{\ln \dfrac{\Delta T'}{\Delta T''}} = \frac{\Delta T_1}{\ln \dfrac{\Delta T'}{\Delta T''}} \tag{6.32}$$

Uvrštavanjem (6.32) u (6.31) i imajući na umu da je za $\boldsymbol{\pi}_3$=0 faktor korekcije F=1, slijedi

$$\pi_2 = \ln \frac{\Delta T'}{\Delta T''} \tag{6.33}$$

Izrazi (6.29) i (6.33) su analogni: povećanje iskoristivosti topline $\boldsymbol{\varepsilon}$ odnosno smanjenje razlike temperatura na izlazu izmjenjivača topline $\Delta T''$, interpretira se povećanjem značajke $\boldsymbol{\pi}_2$. S druge strane, smanjenje iskoristivosti topline odnosno povećanje razlike temperatura na izlazu izmjenjivača topline interpretira se smanjenjem značajke $\boldsymbol{\pi}_2$. Promjena vrijednosti značajke $\boldsymbol{\pi}_2$ interpretira se promjenom koeficijenta prijelaza topline konvekcijom. U izrazu (6.29) i (6.33), smanjenje izmijenjenog toplinskog toka interpretira se smanjenjem koeficijenta prijelaza topline, a povećanje izmijenjenog toplinskog toka interpretira se porastom koeficijenta prijelaza topline. S druge strane, MCE metoda interpretira promjenu izmijenjenog toplinskog toka na drugačiji način. Slika 6.64. prikazuje razliku između standardne metode iskoristivosti topline (6.29) i MCE metode kod interpretacije krivulje $\boldsymbol{\varepsilon}_{\text{mal}}/\boldsymbol{\varepsilon}_{\text{unif}}$ ($=\dot{Q}_{\text{mal}}/\dot{Q}_{\text{unif}}$) za nejednoliki linearni profil ulaznih brzina strujanja (slika 6.63.– a)).



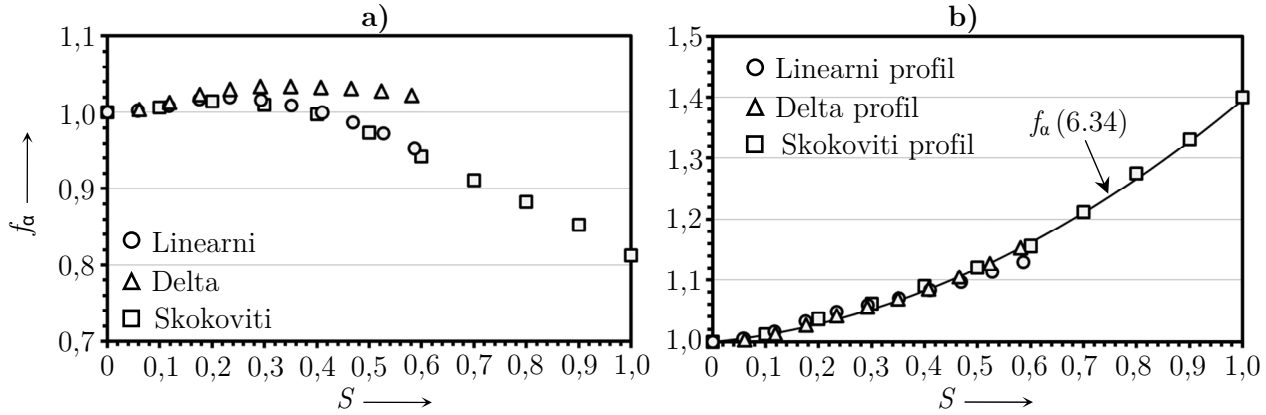
Slika 6.64. Interpretacija značajke $\boldsymbol{\pi}_2$ iz iskoristivosti topline u **4R:10×8** s nejednolikim linearnim profilom pomoću: **a)** metode iskoristivosti topline (6.39), **b)** MCE metode

Interpretacija značajke π_2 metodom iskoristivosti topline (slika 6.64.-a)) daje dvosmislena rješenja: profil s umjerenim stupnjem nejednolikosti (F_w=1,5) povećava π_2, a profil s velikim stupnjem nejednolikosti ($F_w = 2$) smanjuje π_2. To bi značilo da umjereno nejednoliki profili brzina strujanja zraka povećavaju koeficijent prijelaza topline, a ekstremno nejednoliki smanjuju koeficijent prijelaza topline, kao što se vidi i na slici 6.65. Suprotno tome, očekivalo bi se da povećanje stupnja nejednolikosti u profilu monotono povećava konvekcijski koeficijent prijelaza topline.

MCE metoda (slika 6.64.-b)) predviđa različitu krivulju iskoristivosti topline za svaki nejednoliki profil brzina strujanja zraka, a iz njih slijedi da se značajka π_2 monotono povećava s povećanjem stupnja nejednolikosti profila. Na slici 6.64. promjena na π_2 predstavlja i promjenu na koeficijentu prijelaza topline jer je numerička analiza provedena postavljanjem rubnog uvjeta konstantne temperature na unutarnjoj stijenki cijevi što odgovara prirodnom rubnom uvjetu s beskonačno velikim koeficijentom prijelaza topline na strani fluida u cijevi (omjer otpora prijelaza topline ξ=0). Čini se logičnim pretpostaviti da povećanje koeficijenta prijelaza topline konvekcije ovisi o stupnju nejednolikosti profila, odnosno o relativnoj standardnoj devijaciji profila. Na slici 6.65. prikazana je ovisnost između povećanja koeficijenta prijelaza topline f_α i relativne standardne devijacije profila S, u interpretaciji standardne metode iskoristivosti topline i MCE metode. MCE metodom dobiva se ovisnost između povećanja prosječnog koeficijenta prijelaza topline i relativne standardne devijacije nejednolikog profila brzina strujanja koja glasi

$$f_\alpha = \frac{\alpha_{\text{mal}}}{\alpha_{\text{unif}}} = 1 + 0,314\,S^2 + 0,082\,S \tag{6.34}$$

Izraz (6.34) predstavlja korekciju koju je potrebno ubaciti u MCE metodu da bi se opisao utjecaj nejednolikog profila brzina na povećanje koeficijenta prijelaza topline u izmjenjivaču topline. Iz (6.34) slijedi f_α=1 u slučaju jednolikog profila brzina, a f_α = 1,4 u slučaju nejednolikog skokovitog profila sa S=1. Izraz (6.34) vrijedi za cijevni lamelni izmjenjivač topline **4R:10×8**, a promjenom geometrijskih omjera u površini prijelaza topline mijenjaju se i brojčane vrijednosti u (6.34), iako veza $f_\alpha = f(S)$ i dalje vrlo vjerojatno vrijedi.



Slika 6.65. Veza između povećanja koeficijenta prijelaza topline f_α i standardne devijacije S nejednolikog profila u interpretaciji: **a)** metode iskoristivosti topline i **b)** MCE metode

Ovisno o omjeru otpora prijelaza topline na strani vode i otpora prijelaza topline na strani zraka ξ (4.73), promjena koeficijenta prijelaza topline utječe u većoj ili manjoj mjeri i na značajku $\boldsymbol{\pi}_2$. Veza između promjene koeficijenta prijelaza topline f_α i promjene na značajki $\boldsymbol{\pi}_2$ ($f_{\pi 2}$) glasi

$$f_{\pi_2} = \frac{\pi_{2,\mathrm{mal}}}{\pi_{2,\mathrm{unif}}} = f_\alpha \, \frac{1+\xi}{1+f_\alpha \, \xi} \tag{6.35}$$

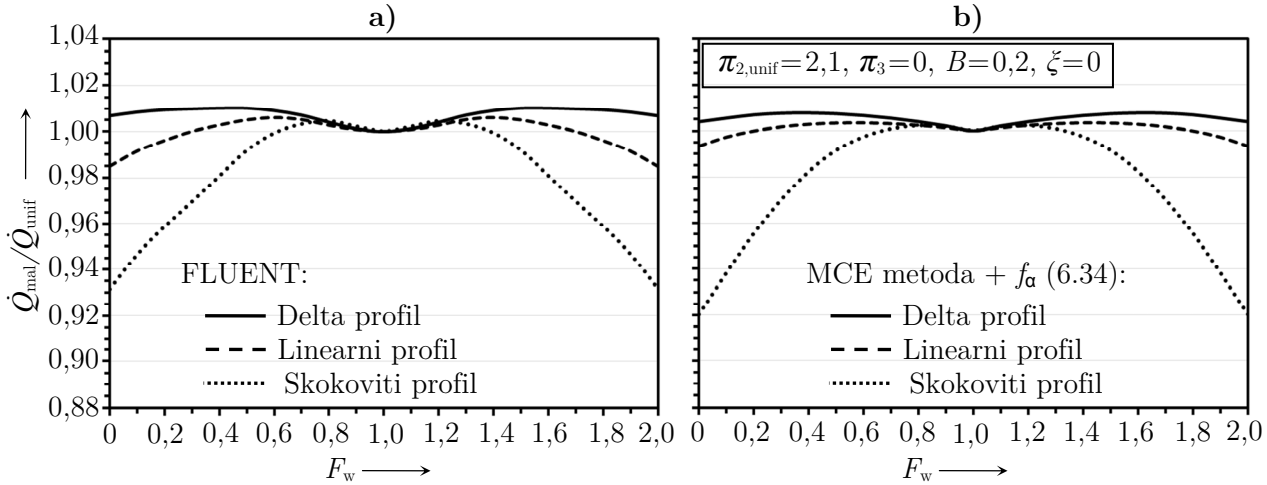
U izrazu (6.35) zanemaruje se otpor provođenja topline kroz stijenku cijevi i pretpostavlja se da je promjena koeficijenta prijelaza topline jednoliko raspoređena po izmjenjivaču topline. Na temelju izraza (6.35), primjećuje se da za $\xi{=}0$ slijedi da je $f_{\pi 2} = f_\alpha$. Umjesto (4.82), u vezu između lokalne značajke $\boldsymbol{\pi}_{2,\mathrm{el}}$ i globalne značajke $\boldsymbol{\pi}_2$ potrebno je ubaciti korekcije (6.34) i (6.35)

$$\boldsymbol{\pi}_{2,\mathrm{el}} = \begin{cases} \dfrac{\left[1+(f_\alpha \, \xi)\right] {g_{\mathrm{a,el}}}^{B-1}}{1+(f_\alpha \, \xi) {g_{\mathrm{a,el}}}^{B}} (f_{\pi_2} \, \pi_2) \dfrac{N_{\mathrm{c,r}}}{N_{\mathrm{c,k}} \, N_{\mathrm{k}}}, \ \text{za} \ C_{\mathrm{a}} < C_{\mathrm{w}} \\ \dfrac{\left[1+(f_\alpha \, \xi)\right] {g_{\mathrm{a,el}}}^{B-1}}{1+(f_\alpha \, \xi) {g_{\mathrm{a,el}}}^{B}} (f_{\pi_2} \, \pi_2) \, \pi_3 \dfrac{N_{\mathrm{c,r}}}{N_{\mathrm{c,k}} \, N_{\mathrm{k}}}, \ \text{za} \ C_{\mathrm{a}} > C_{\mathrm{w}} \end{cases} \tag{6.36}$$

Umjesto (4.83), iz (6.36) slijedi korigirani faktor nejednolikog profila koji se računa kao

$$F_{\mathrm{mal}} = \frac{f_\alpha (1+\xi) {g_{\mathrm{a,el}}}^{B-1}}{1+(f_\alpha \, \xi) {g_{\mathrm{a,el}}}^{B}} \tag{6.37}$$

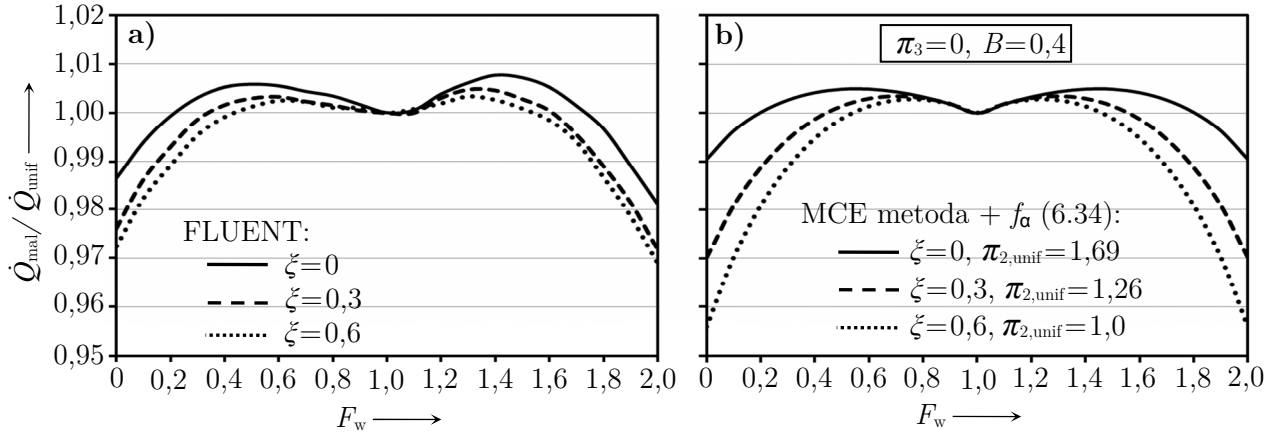
Usporedba između rezultata numeričke analize i rješenja MCE metode s korekcijom f_α (6.34) dana je na slici 6.66. U odnosu na sliku 6.63., primjećuje se da sada MCE metoda bolje predviđa promjenu izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom zraka.



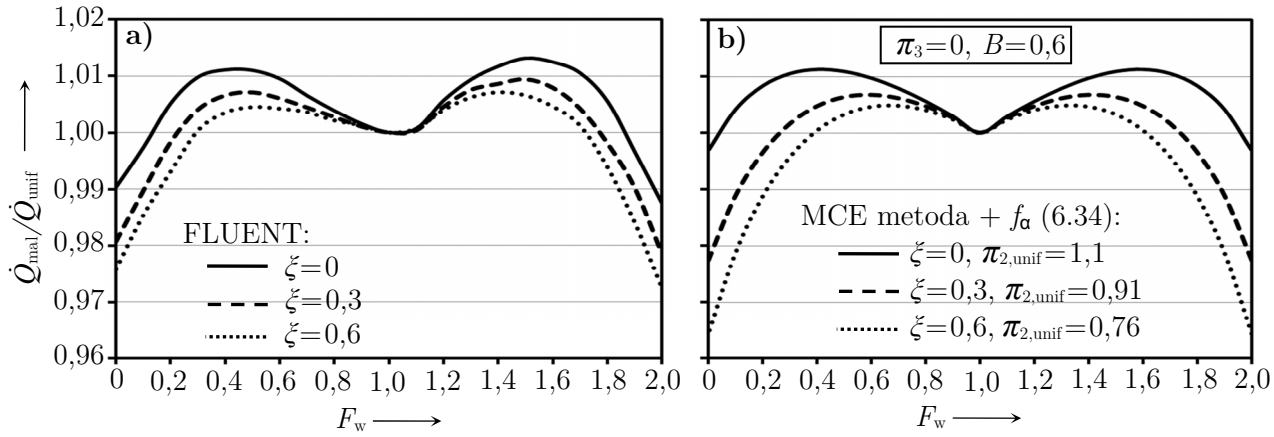
Slika 6.66. Smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču **4R:10×8** dobiveno: a) numeričkim putem i b) MCE metodom uz korekciju f_α, za nejednolike profile s gradijentima brzina paralelnim na ravninu lamela i pri $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 1400$

Povećanje izmijenjenog toplinskog toka ($\dot{Q}_{\mathrm{mal}} > \dot{Q}_{\mathrm{unif}}$) nastaje kod nejednolikih profila s umjerenim stupnjem nejednolikosti i kada se dominantni otpor prijelaza topline nalazi na strani zraka ($\xi{=}0$).

U tom je slučaju porast $\boldsymbol{\pi}_2$ jednak povećanju koeficijenta prijelaza topline ($f_{\pi 2} = f_\alpha$). Kako se otpor prijelaza topline povećava na strani vode ($\xi > 0$), tako se porast značajke $\boldsymbol{\pi}_2$ smanjuje ($f_{\pi 2} < f_\alpha$), (6.35), a veza između povećanja koeficijenta prijelaza topline f_α i iskoristivosti topline $\boldsymbol{\varepsilon}$ slabi.
To znači da se u isparivačima i kondenzatorima ($\xi \approx 0$) može očekivati povećanje izmijenjenog toplinskog toka uzrokovano nejednolikom raspodjelom zraka. Timoney i Foley [57] izmjerili su povećanje toplinskog toka u isparivaču u 2 od 3 ispitanih nejednolikih profila. Kirby i dr. [58], [59] izmjerili su povećanje toplinskog toka u isparivaču klima uređaja u 7 od 9 ispitanih profila.
Na slikama 6.67.-6.68. dane su ovisnosti između omjera otpora prijelaza topline ξ i izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču **4R:10×8**, pri turbulentnom strujanju zraka s $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 2800$ i $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 5600$. Na ulazu u izmjenjivač topline zadani su nejednoliki linearni profili. Numerička analiza i MCE metoda s korekcijom f_α (6.34) predviđaju povećanje smanjenja izmijenjenog toplinskog toka s porastom vrijednosti ξ.



Slika 6.67. Smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u **4R:10×8** ($Re_{\mathrm{dc}} = 2800$) ovisno o omjeru otpora prijelaza topline ξ, dobiveno: a) numeričkim putem i b) MCE metodom uz korekciju f_α



Slika 6.68. Smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u **4R:10×8** ($\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 5600$) ovisno o omjeru otpora prijelaza topline ξ, dobiveno: a) numeričkim putem i b) MCE metodom uz korekciju f_α

U FLUENT-u se omjeri otpora prijelaza topline $\xi > 0$ dobivaju zadavanjem prirodnog rubnog uvjeta na unutarnjoj stijenki cijevi umjesto izotermnog rubnog uvjeta (ξ=0). Izotermni rubni uvjet ($T_w = T_\infty$ za $\alpha \to \infty$) predstavlja ekstrem prirodnog rubnog uvjeta ($q = \alpha(T_w - T_\infty)$).

Numeričkom analizom utvrdilo se da nejednolika raspodjela zraka može povećati izmijenjeni toplinski tok i u lamelnim izmjenjivačima topline čija je geometrija površina različita od geometrije površine izmjenjivača topline **4R:10×8**. U lamelnim izmjenjivačima topline povećanje izmijenjenog toplinskog toka uzrokovano nejednolikim profilom brzina strujanja zraka najčešće iznosi do 2%.

Do povećanja izmijenjenog toplinskog toka dolazi i u zrakom nastrujavanim cijevnim snopovima. Numerička analiza pokazuje da povećanje toplinskog toka u cijevnim snopovima može iznositi i do 5%, ovisno o Reynoldsovoj značajki strujanja zraka, omjeru između poprečnog i uzdužnog koraka cijevi X_T/X_L i omjeru između otpora prijelaza topline ξ. Prema Žukauskasu [258], [259] koeficijent prijelaza topline u poprečno nastrujavanom cijevnom snopu računa se prema

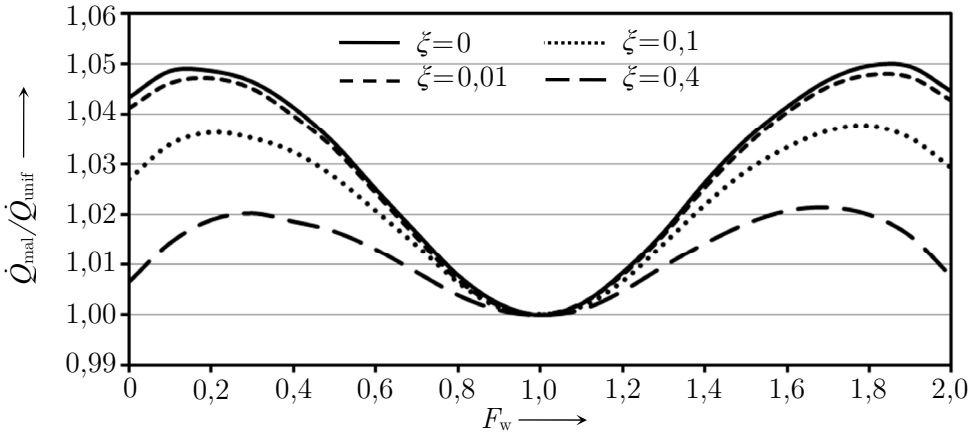
$$Nu = C\, Re^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,25} \tag{6.38}$$

U izrazu (6.38) n=0,36, a vrijednosti koeficijenta C i eksponenta m dane su u tablici 6.3.

Tablica 6.3. Vrijednosti koeficijenata u izrazu (6.38) za cijevni snop (Žukauskas [258], [259])

Linijski raspored cijevi			***Šahovski raspored cijevi***		
Re=0-100	C=0,9	m=0,4	Re=0-500	C=1,04	m=0,4
Re=100-1000	C=0,52	m=0,5	Re=500-1000	C=0,71	m=0,5
Re=1000-2·10^5	C=0,27	m=0,63	Re=1000-2·10^5	C=0,35$(X_T/X_L)^{0,2}$	m=0,6
Re=2·10^5-2·10^6	C=0,033	m=0,8	Re=2·10^5-2·10^6	C=0,031$(X_T/X_L)^{0,2}$	m=0,8

Na slici 6.69. prikazano je povećanje izmijenjenog toplinskog toka u poprečno nastrujavanom cijevnom snopu (cijevi u šahovskom rasporedu) s nejednolikim linearnim profilom brzina zraka. Povećanje izmijenjenog toplinskog toka je najveće za ξ=0 i smanjuje se porastom vrijednosti ξ.

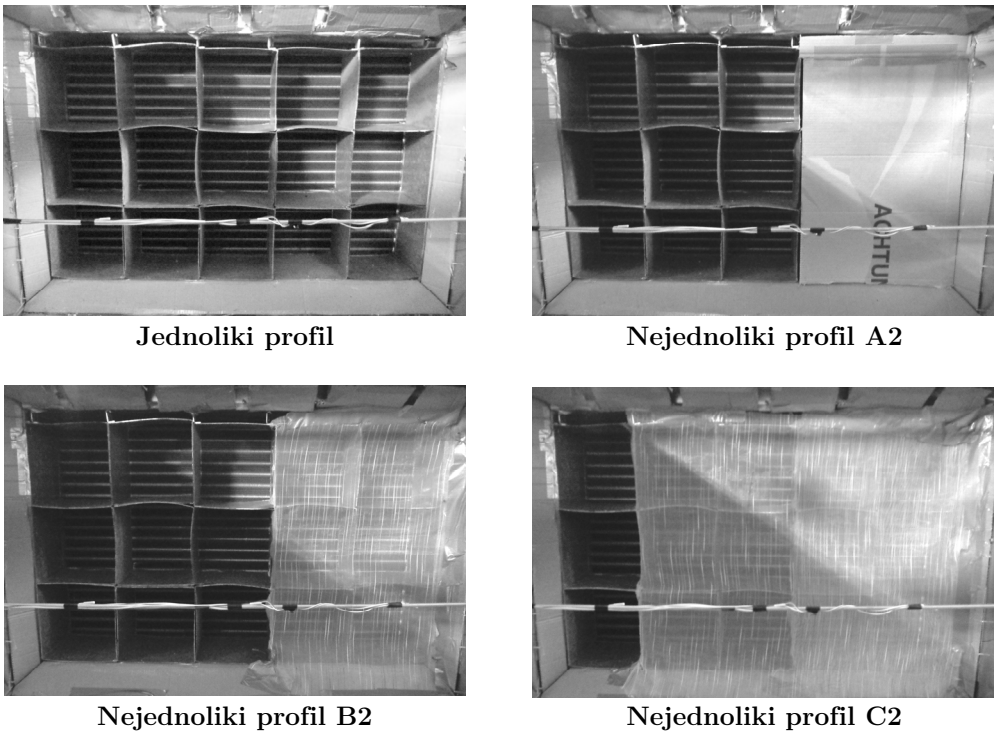


Slika 6.69. Numeričkim putem dobiveno povećanje izmijenjenog toplinskog toka u zrakom nastrujavanom cijevnom snopu (N_R=4, $\overline{Re}_{dv} = 100$, X_T/X_L=1,7)

6.2.3. Eksperimentalno ispitivanje i usporedba s MCE metodom

*6.2.3.1. Cijevni lamelni izmjenjivač topline **4R:10×8***

Nejednoliki profili brzina strujanja zraka dobiveni su djelomičnim ili potpunim zatvaranjem jednog dijela ulaznog presjeka u cijevni lamelni izmjenjivač topline **4R:10×8**. U zračni je kanal, prije ulaza u izmjenjivač topline, postavljena rešetka od čeličnog lima koja dijeli presjek zračnog kanala na 15 (5×3) istih polja, dimenzija 20×20 cm. U ovim se poljima strujanje zraka djelomično ili potpuno zatvara postavljanjem kartona ili poluprozirne tkanine. Na slici 6.70. prikazana je postava rešetke za dobivanje jednolikog profila i tri nejednolikih profila brzina strujanja zraka. Brzina strujanja zraka mjeri se anemometrom u svakom polju rešetke, na ulazu i na izlazu izmjenjivača. Ulazni profil brzina strujanja zraka služi kao rubni uvjet za MCE metodu. Temperatura zraka mjeri se Pt100 osjetnicima. Prosječna temperatura zraka na izlazu izmjenjivača topline dobiva se usrednjenjem izmjerenih temperatura po lokalnim masenim protocima zraka (5.12).



Jednoliki profil | **Nejednoliki profil A2**

Nejednoliki profil B2 | **Nejednoliki profil C2**

Slika 6.70. Rešetka u zračnom kanalu za dobivanje nejednolikih profila brzina strujanja zraka na ulazu u cijevni lamelni izmjenjivač topline **4R:10×8**

Iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** izmjerene su za 10 različitih nejednolikih profila, a brzine koje zrak postiže na ulazu u rešetku prije izmjenjivača dane su slikom 6.71. Maseni protoci zraka su $\dot{m}_a = 1600$ kg/h ($\overline{Re}_{dc} = 800$) pri nižoj brzini i $\dot{m}_a = 3200$ kg/h ($\overline{Re}_{dc} = 1600$) pri višoj brzini ventilatora. Izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču topline **4R:10×8** može se izračunati kao umnožak postignute iskoristivosti topline, masenog protoka i specifičnog toplinskog kapaciteta zraka te maksimalne razlike između temperatura zraka i vode ($\Delta T_{max} \approx 20$ K).

Profil A1

0,83	0,82	0,77	0,84	0,75
1,12	1,09	1,10	1,02	1,04
0	0	0	0	0

Profil A2

1,05	1,03	1,10	0	0
1,02	1,06	1,16	0	0
0,98	1,01	1,08	0	0

Profil B1

0,65	0,72	0,70	0,76	0,68
0,71	0,74	0,77	0,72	0,75
0,46	0,48	0,43	0,42	0,46

Profil B2

0,68	0,72	0,73	0,41	0,42
0,74	0,74	0,78	0,39	0,46
0,83	0,81	0,71	0,41	0,48

Profil B3

0,47	0,51	0,56	0,50	0,46
0,82	0,86	0,88	0,83	0,78
0,57	0,54	0,49	0,46	0,50

Profil B4

0,46	0,74	0,54	0,79	0,48
0,53	0,76	0,49	0,76	0,53
0,57	0,83	0,48	0,72	0,55

Profil C1

0,95	1,02	1,06	0,98	1,01
0,72	0,77	0,74	0,70	0,68
0,11	0,16	0,15	0,14	0,12

Profil C2

1,16	0,78	0,81	0,18	0,11
1,21	0,82	0,85	0,17	0,16
1,13	0,80	0,77	0,17	0,14

Profil D1

1,89	1,92	2,05	1,94	1,98
1,41	1,50	1,46	1,42	1,37
0,28	0,38	0,32	0,34	0,28

Profil D2

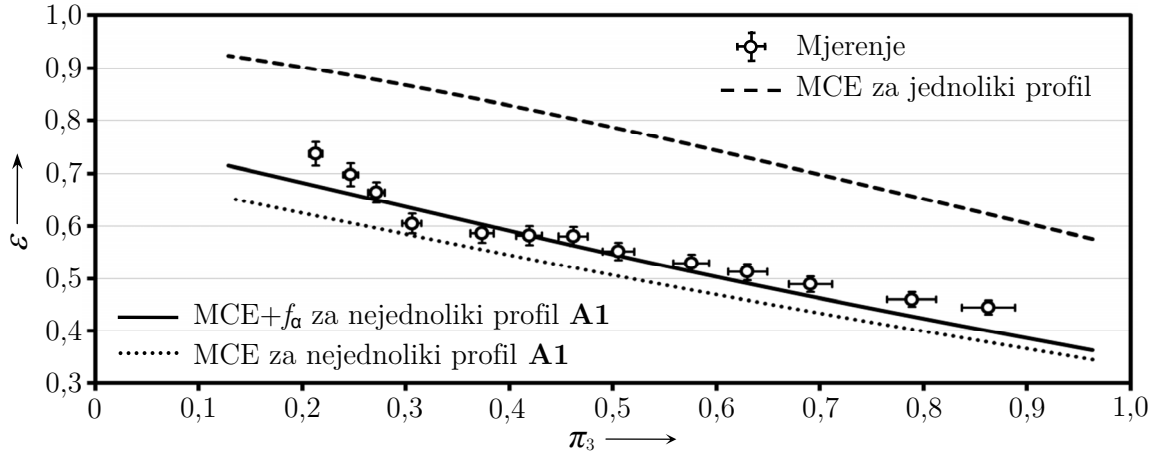
2,17	1,54	1,62	0,43	0,26
2,26	1,52	1,67	0,40	0,35
2,11	1,58	1,61	0,38	0,32

Legenda:

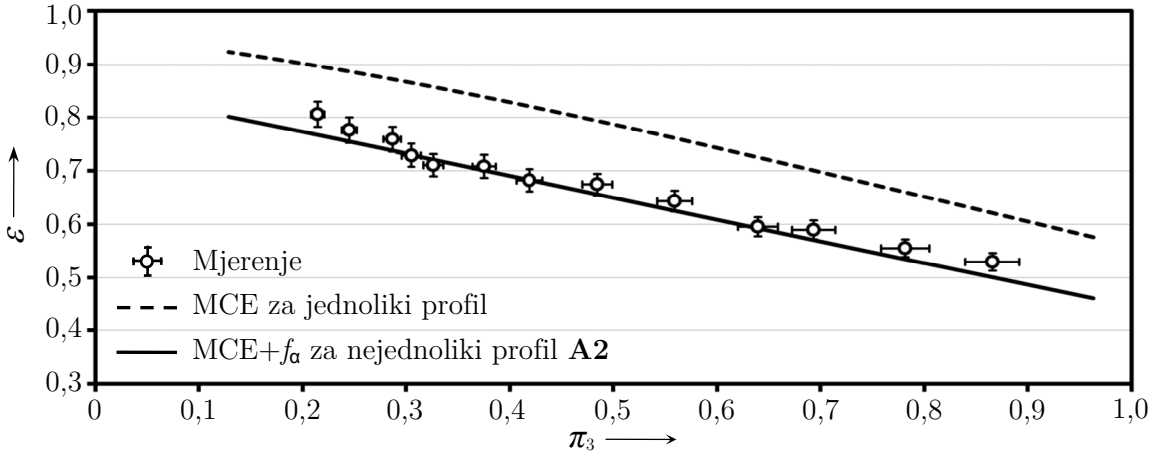
0	**Potpuno zatvoreno polje**
0,15	**Djelomično zatvoreno polje (2×)**
0,49	**Djelomično zatvoreno polje (1×)**
1,10	**Potpuno otvoreno polje**

Slika 6.71. Brzine zraka w(m/s) u 10 nejednolikih profila na ulazu u izmjenjivač **4R:10×8**

Slika 6.72. prikazuje usporedbu između eksperimentalnih iskoristivosti topline i rješenja MCE metode za izmjenjivač topline **4R:10×8** s nejednolikim profilom **A1**. U odnosu na jednoliki profil brzina strujanja zraka, nejednoliki profil **A1** smanjuje iskoristivost topline u izmjenjivaču **4R:10×8** između 22% i 37%. U profilu **A1** gradijent brzina strujanja zraka je paralelan na ravninu lamela te je u MCE metodi potrebno uzeti u obzir povećanje koeficijenta prijelaza topline f_α u izmjenjivaču topline koji se definira izrazom (6.34). U odnosu na MCE bez korekcije (6.34), MCE s korekcijom (6.34), tj. MCE+f_α bolje opisuje rezultate eksperimentalnih mjerenja. Nešto veća odstupanja MCE+f_α pokazuje samo u područjima $\pi_3 < 0{,}25$ i $\pi_3 > 0{,}80$. Utjecaj korekcije f_α na iskoristivost topline je najsnažnija u području manjih π_3. Osim smanjenja značajke π_3, povećanje protoka vode smanjuje otpor prijelaza topline na strani vode (manji ξ) što u konačnici pojačava vezu između f_α i $f_{\pi 2}$ (6.35). U MCE metodi, veći faktor $f_{\pi 2}$ znači veću značajku π_2 i veću iskoristivost topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline. Slika 6.73. prikazuje usporedbu između eksperimentalnih iskoristivosti topline i rješenja MCE metode za nejednoliki profil brzina strujanja zraka **A2**.



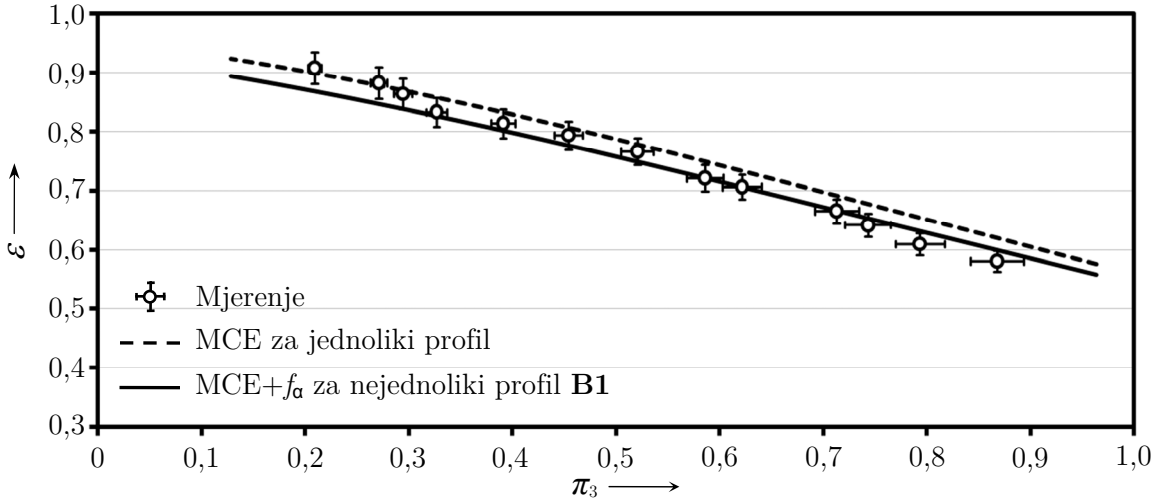
Slika 6.72. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **A1** ($\overline{Re}_{dc}$ =800)



Slika 6.73. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **A2** ($\overline{Re}_{dc}$ =800)

U odnosu na jednoliki profil, nejednoliki profil **A2** smanjuje iskoristivost topline u izmjenjivaču **4R:10×8** između 13% i 20%. Smanjenje iskoristivosti topline uzrokovano profilom **A2** manje je od smanjenja iskoristivosti topline uzrokovanog profilom **A1** unatoč tome što **A2** zatvara 40% presjeka dok **A1** zatvara 33% presjeka zračnog kanala ispred izmjenjivača topline. Geometrija spajanja cijevi u izmjenjivaču **4R:10×8** je takva da nejednoliki profili u kojima su gradijenti brzina okomiti na lamele (poput **A2**) uzrokuju manja smanjenja iskoristivosti topline od nejednolikih profila u kojima su gradijenti brzina paralelni na ravninu lamela (poput **A1**). Prethodno potvrđuje i usporedba između dijagrama smanjenja iskoristivosti topline nejednolikih profila s okomitim gradijentima (slike 6.42. i 6.44.) i dijagrama smanjenja iskoristivosti topline nejednolikih profila s paralelnim gradijentima (slike 6.49. i 6.44.). Kod nejednolikog profila **A1**, tri kruga strujanja u donjem dijelu izmjenjivača topline potpuno su lišeni strujanja zraka, a cijevi u tim krugovima strujanja ne sudjeluju u izravnom prijelazu topline sa zrakom[3]. Kod nejednolikog profila **A2**, svi su krugovi strujanja djelomično izloženi strujanju zraka i djelomično lišeni strujanja zraka, a sve cijevi, barem u jednom dijelu, sudjeluju u prijelazu topline sa zrakom.

Usporedba između eksperimentalnih iskoristivosti topline i rješenja MCE metode za nejednolike profile brzine strujanja zraka **B1** i **B2** prikazana je na slikama 6.74. i 6.75. Nejednoliki profili **B1** i **B2** slični su profilima **A1** i **A2** ali imaju manji stupanj nejednolikosti. U profilima **A1** i **A2** protok zraka je potpuno zatvoren u dijelu rešetke, a u profilima **B1** i **B2** protok zraka je djelomično zatvoren u istim dijelovima rešetke. U odnosu na jednoliki profil brzina strujanja zraka, smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** iznosi oko 3% kod profila **B1** i oko 2% kod profila **B2**. Razlog zbog kojeg profil **B1** uzrokuje veće smanjenje iskoristivosti topline od **B2** isti je razlog zbog kojeg profil **A1** uzrokuje veće smanjenje iskoristivosti topline od **A2**.

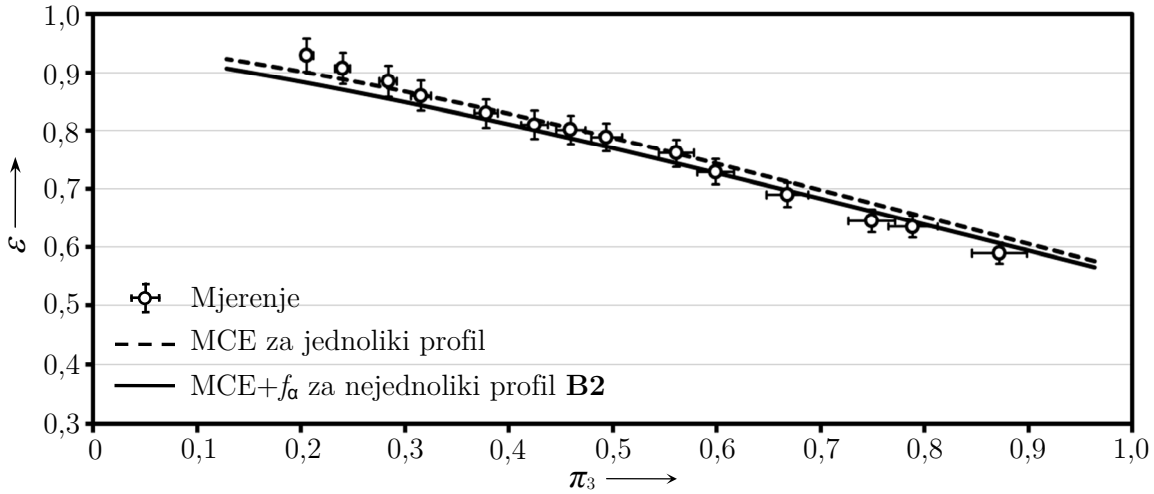


Slika 6.74. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **B1** ($\overline{Re}_{dc}$ =800)

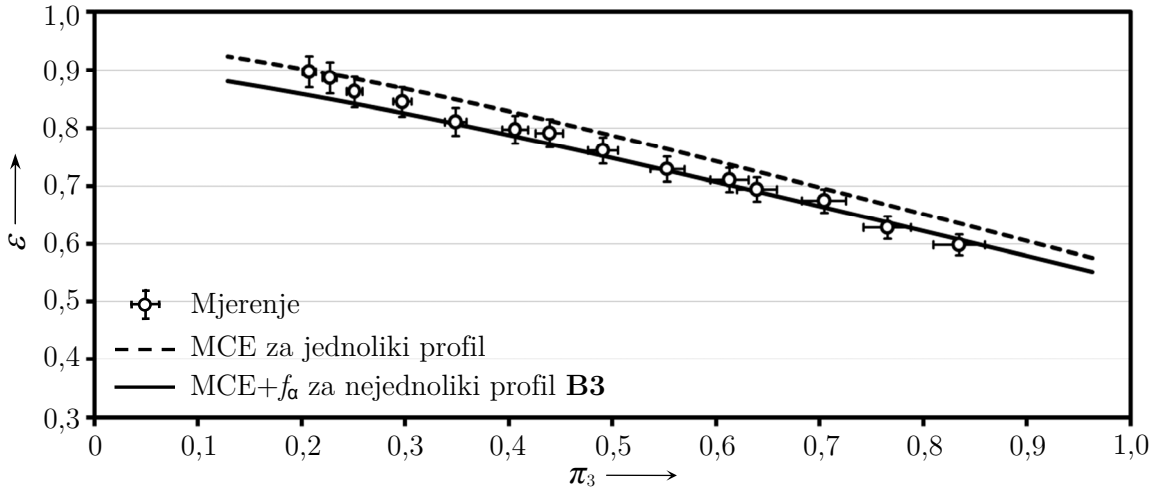
[3] Iako ne sudjeluju u izravnom prijelazu topline sa zrakom, cijevi koje su lišene zraka sudjeluju u neizravnom prijelazu topline sa zrakom jer provode toplinu putem lamela do susjednih cijevi koje su izložene strujanju zraka. Utjecaj provođenja topline između cijevi putem lamela uzima se u obzir u MCE metodi kako je opisano u potpoglavlju 4.4.3.

MCE metoda dobro predviđa smanjenje iskoristivosti topline koje nastaje zbog nejednolikih profila **B1** i **B2**. Nešto veća odstupanja prisutna su u području $\pi_3 < 0{,}25$. Ova odstupanja mogu biti posljedica pojednostavljenja i pretpostavki u MCE metodi pri opisivanju režima strujanja fluida i prijelaza topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču, pogreške u eksperimentalnim korelacijama (Wang-Chi, Gnielinski) za proračun koeficijenata prijelaza topline na strani zraka i vode, pogreške u postupku izračuna učinkovitosti lamela, ali i nesigurnosti mjerenja.

Na slici 6.76. dana je usporedba između izmjerenih iskoristivosti topline na izmjenjivaču **4R:10×8** i predviđanja MCE metoda za profil **B3**. Profil **B3** uzrokuje veće smanjenje iskoristivosti topline od profila **B1** što je posljedica većeg stupnja nejednolikosti profila. Za razliku od profila **A1**, u profilima s manjim stupnjem nejednolikosti – manja standardna devijacija (poput **B1**, **B2**, **B3** i **B4**), korekcija f_α (6.34) nema značajniji utjecaj na izračunatu iskoristivost topline MCE metodom.

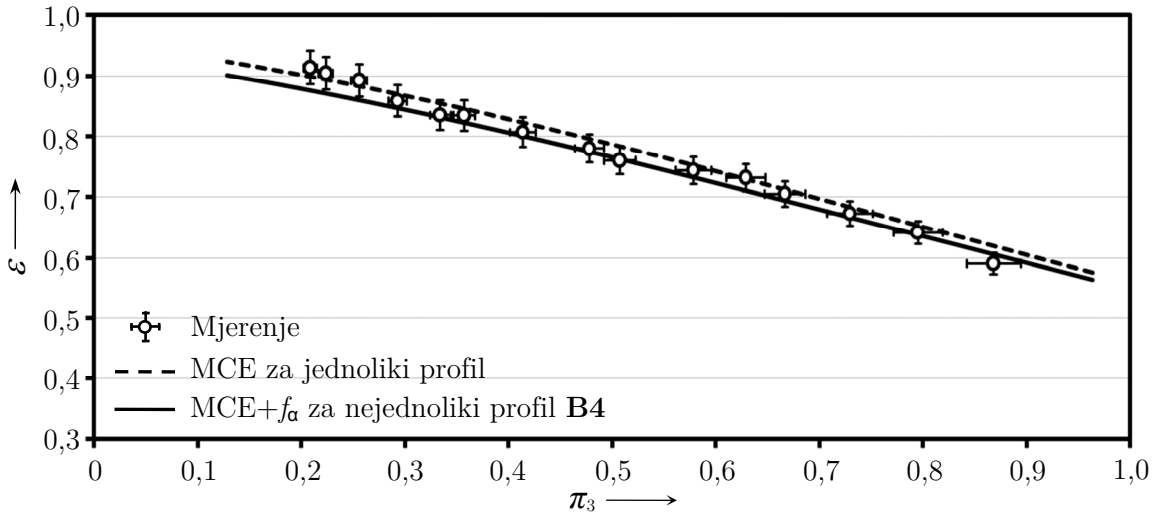


Slika 6.75. Usporedba između rješenja MCE metode i mjerenja iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **B2** ($\overline{Re}_{\mathrm{dc}}$ =800)

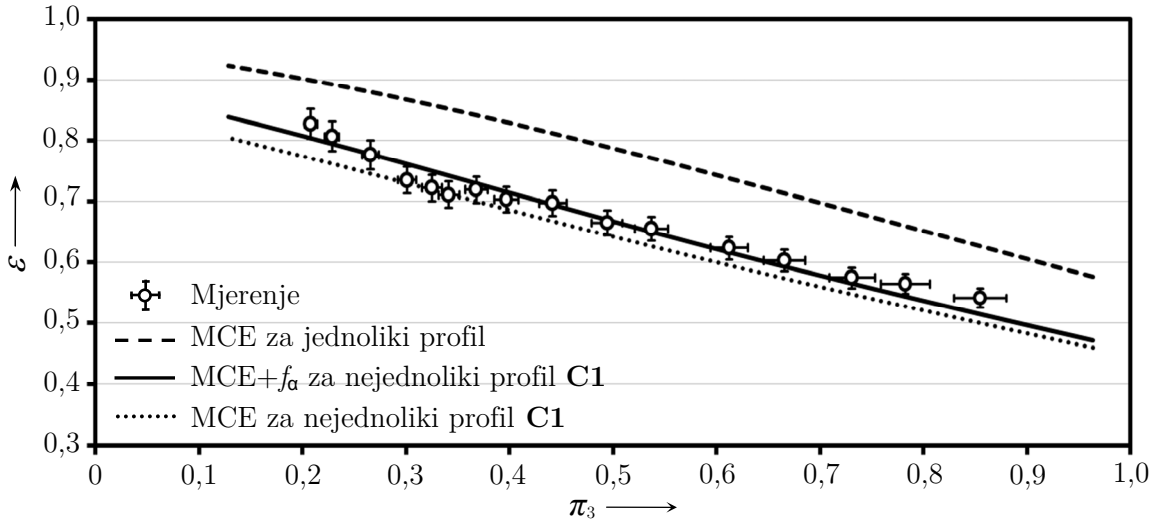


Slika 6.76. Usporedba između rješenja MCE metode i mjerenja iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **B3** ($\overline{Re}_{\mathrm{dc}}$ =800)

Na slici 6.77. dana je usporedba između izmjerenih iskoristivosti topline na izmjenjivaču **4R:10×8** i predviđanja MCE metoda za profil **B4**. U odnosu na jednoliki profil ulaznih brzina strujanja zraka, nejednoliki profil **B4** smanjuje iskoristivost topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za 2-3% dok nejednoliki profil **B3** smanjuje iskoristivost topline za 4-5%.
Na slici 6.78. prikazano je smanjenje iskoristivosti topline uzrokovano **C1** profilom brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač **4R:10×8**. Profil **C1** smanjuje iskoristivost topline između 9% i 18%. Profil **C1** postiže se postavljanjem duplog sloja poluprozirne tkanine u donjoj trećini rešetke, jednog sloja tkanine u srednjoj trećini rešetke i potpunim otvaranjem gornje trećine rešetke.

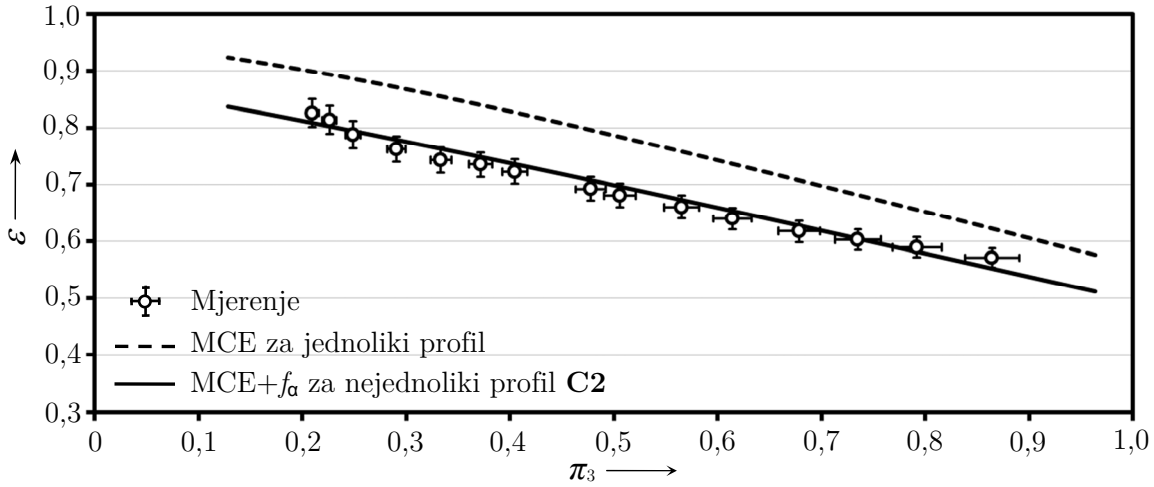


Slika 6.77. Usporedba između rješenja MCE metode i mjerenja iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **B4** ($\overline{Re}_{dc}$ =800)



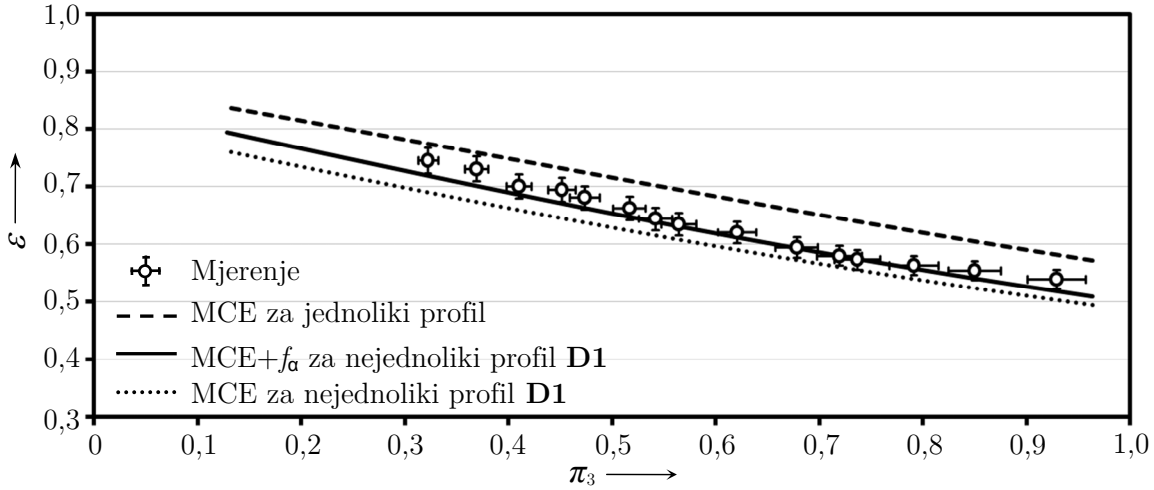
Slika 6.78. Usporedba između rješenja MCE metode i mjerenja iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **C1** ($\overline{Re}_{dc}$ =800)

Na slici 6.79. prikazano je smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** koje uzrokuje **C2** nejednoliki profil brzina strujanja zraka. Smanjenje iskoristivosti topline iznosi između 9% i 11%. Profil **C2** ima veći stupanj nejednolikosti od profila **C1** ($S_{C2} = 0{,}67$ prema $S_{C1} = 0{,}61$), ali uzrokuje manje smanjenje iskoristivosti topline zbog povoljnije orijentacije gradijenata brzina strujanja zraka u odnosu na ravninu lamela.



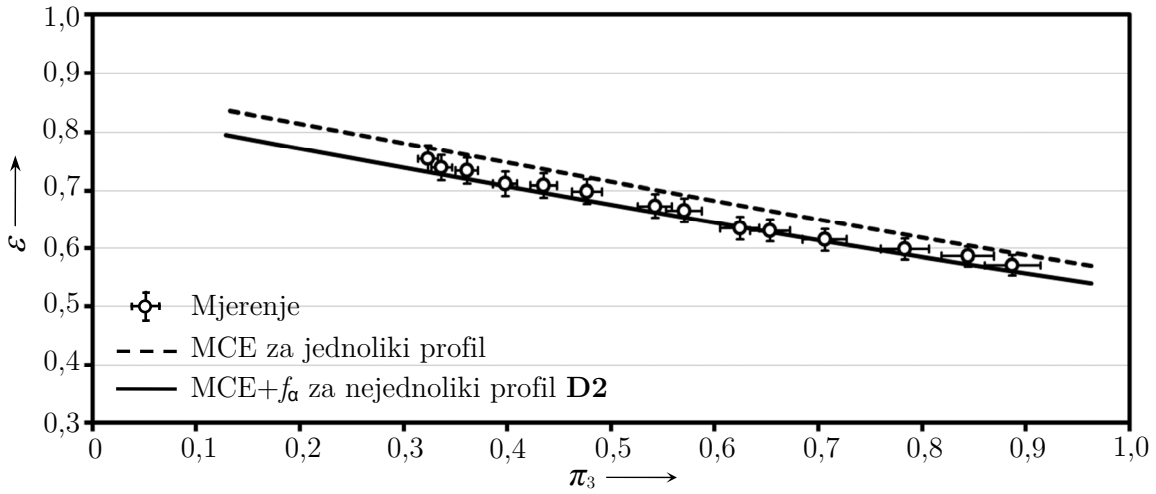
Slika 6.79. Usporedba između rješenja MCE metode i mjerenja iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **C2** ($\overline{Re}_{dc}$ =800)

Na slici 6.80. prikazano je smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** koje uzrokuje **D1** nejednoliki profil brzina strujanja zraka. Smanjenje iskoristivosti topline iznosi između 5% i 11%. U profilima **D1** i **D2** prosječne brzine strujanja zraka dvostruko su veće ($\overline{Re}_{dc}$ =1600) od prosječnih brzina strujanja zraka u profilima **A1** – **C2** ($\overline{Re}_{dc}$ =800).



Slika 6.80. Usporedba između rješenja MCE metode i mjerenja iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **D1** ($\overline{Re}_{dc}$ =1600)

Smanjenje iskoristivosti topline koje uzrokuje nejednoliki profil **D2** prikazano je na slici 6.81. Smanjenje iskoristivosti topline uzrokovano profilom **D2** iznosi oko 5% i manje je od smanjenja iskoristivosti topline koje uzrokuje profil **D1**.



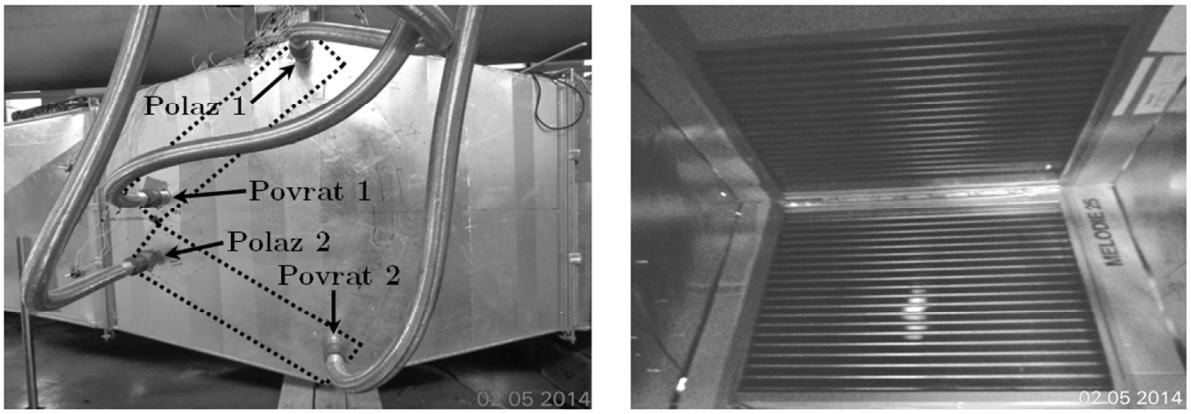
Slika 6.81. Usporedba između rješenja MCE metode i mjerenja iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **D2** ($\overline{Re}_{dc}$ =1600)

Temeljem prethodne analize primjećuje se da nejednoliki profili s manjim stupnjevima nejednolikosti ne uzrokuju značajnija smanjenja iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline. U profilima **B1**-**B4** relativna standardna devijacija profila kreće se između 0,20 i 0,30, a smanjenje iskoristivosti topline iznosi od 1% do 5%. Profili s većim stupnjevima nejednolikosti mogu uzrokovati značajnija smanjenja izmijenjenog toplinskog toka u lamelnim izmjenjivačima topline. U profilima **A1**, **A2**, **C1** i **C2** relativna standardna devijacija kreće se između 0,61 i 0,85, a smanjenje iskoristivosti topline iznosi od 9% do 37%. Relativna standardna devijacija nejednolikih profila **D1** i **D2** kreće se između 0,57 i 0,63, a smanjenje iskoristivosti topline iznosi između 5% i 11%. Osim stupnja nejednolikosti, na smanjenje iskoristivosti topline utječe i orijentacija gradijenata brzina strujanja zraka u odnosu na ravninu lamela kao i geometrija spajanja cijevi. Nejednoliki profili čiji su gradijenti brzina paralelni na ravninu lamela uzrokuju veća smanjenja iskoristivosti topline od nejednolikih profila s okomitim gradijentima brzina strujanja zraka.

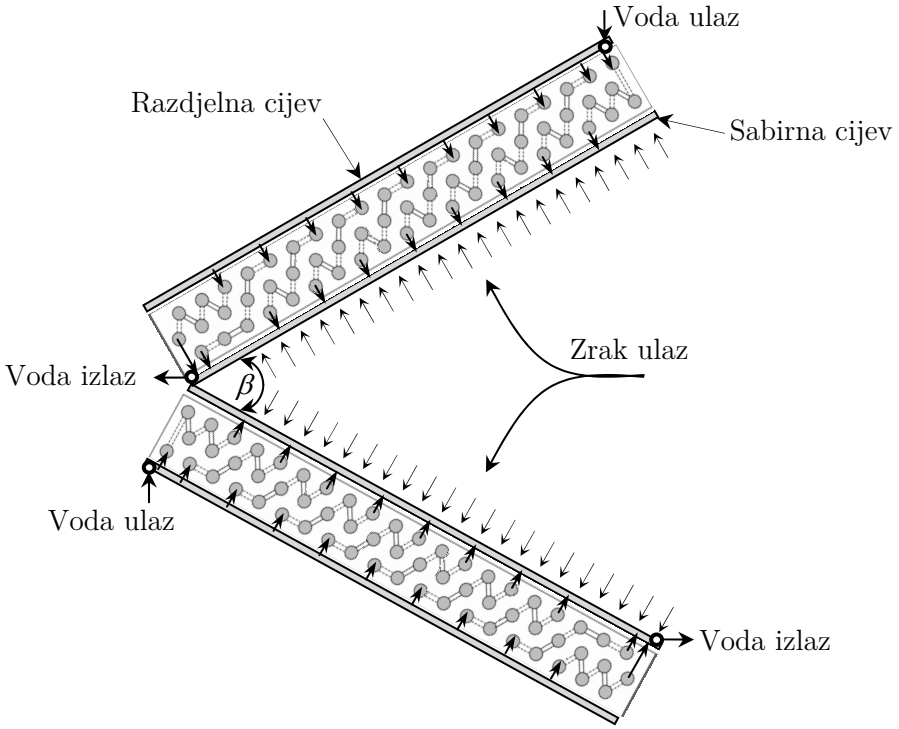
MCE metoda dobro predviđa smanjenje iskoristivosti topline koja uzrokuju analizirani nejednoliki profili brzina strujanja zraka na ulazu u cijevnim lamelni izmjenjivač topline **4R:10×8**. Najveća odstupanja između rješenja MCE metode i eksperimentalnih rezultata nalaze se u području manjih i većih vrijednosti značajke π_3, tj. za $\pi_3 < 0{,}25$ i $\pi_3 > 0{,}75$. Najvjerojatniji uzrok ovim odstupanjima su eksperimentalne korelacije koje se koriste za proračun koeficijenata prijelaza topline na strani zraka (Wang-Chi korelacija (3.40)) i na strani vode (Gnielinski korelacija (3.27)).

*6.2.3.2. Cijevni lamelni izmjenjivači topline **3R:10×6** u **V** položaju*

Dimenzije zračnih kanala se često ograničavaju zbog nedostatka prostora za postavljanje, a tada se jedan ili dva izmjenjivača postavljaju koso u odnosu na smjer strujanja zraka (slike 1.9. i 6.82.). Takva su rješenja česta u kompaktnim klima uređajima. Raspodjele brzina strujanja zraka na ulazu u koso postavljene izmjenjivače topline je nejednolika. U nastavku se ispituje utjecaj kuta postavljanja (β) na iskoristivost topline cijevnih lamelnih izmjenjivača **3R:10×6/V**, slika 6.82. Smjer strujanja između zraka i vode je protusmjerno-unakrsan, slika 6.83.

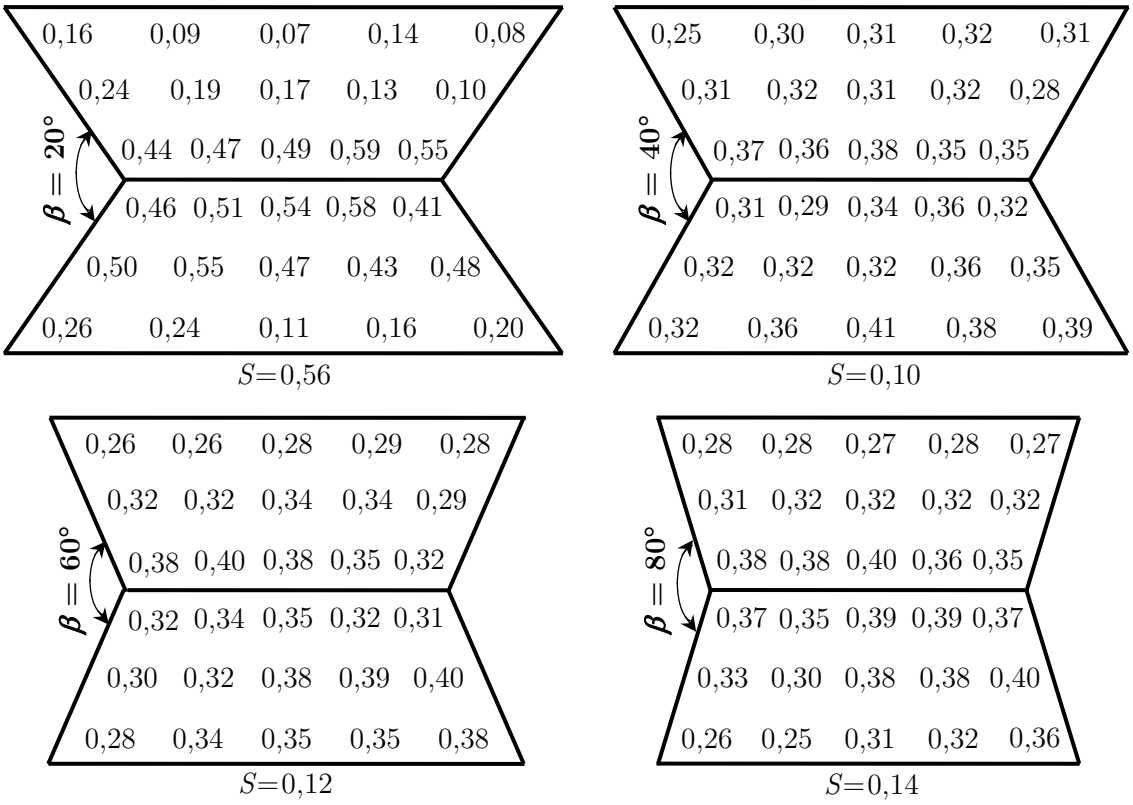


Slika 6.82. Spajanje polaznih i povratnih cijevi na izmjenjivače **3R:10×6/V** (lijevo) i pogled s ulazne strane zraka u zračnom kanalu (desno)



Slika 6.83. Protusmjerno-unakrsno strujanje između zraka i vode u izmjenjivačima **3R:10×6/V**

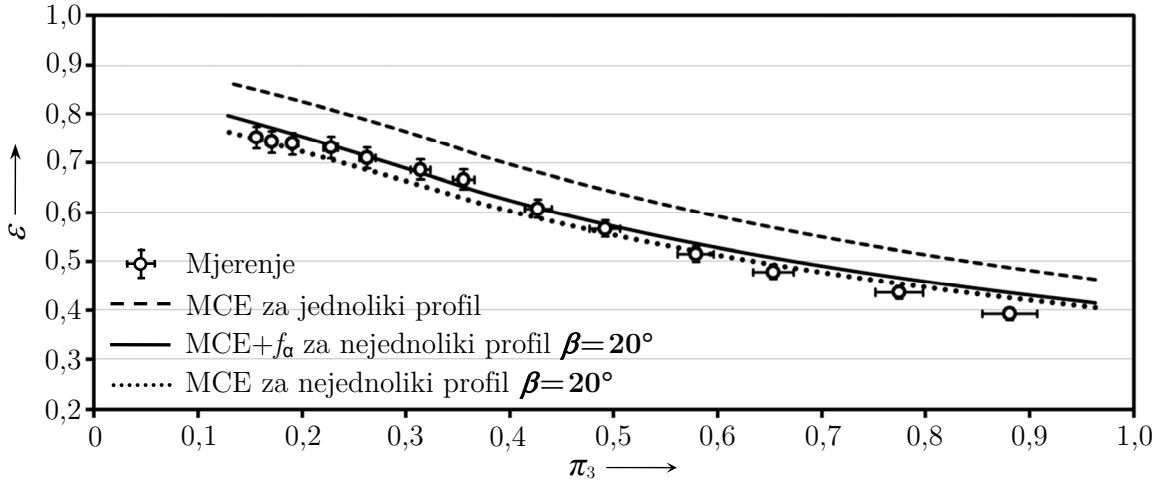
Brzine strujanja zraka izmjerene su na ulazu u izmjenjivače **3R:10×6/V** i služe kao rubni uvjet u MCE metodi. Na slici 6.84. prikazane su komponente brzina strujanja zraka okomito na ulazni presjek i za četiri kuta postavljanja izmjenjivača topline **3R:10×6/V**, tj. za 20°, 40°, 60° i 80°. Kao i u potpoglavlju 6.2.3.1. ulazni presjeci izmjenjivača topline dijele se na 5×3 polja u kojima se mjeri brzina strujanja zraka. Ovisno o kutu postavljanja $\boldsymbol{\beta}$ izmjerene su različite brzine strujanja zraka na ulazu, a izmjenjivači topline su izloženi profilima različitih stupnjeva nejednolikosti. Kada se izmjenjivači topline postave s kutom od β=20° (oznaka: **3R:10×6/V:20°**), relativna standardna devijacija profila ulaznih brzina strujanja zraka iznosi S=0,56. U ostalim slučajevima profili brzina strujanja zraka imaju manje stupnjeve nejednolikosti: S=0,10–0,14, slika 6.84.
Najveće brzine zrak postiže u središnjem dijelu zračnog kanala, tj. pri dnu gornjeg izmjenjivača topline, odnosno pri vrhu donjeg izmjenjivača topline. Struja zraka usporava i zaobilazi prednje rubove izmjenjivača topline i tamo su brzine zraka najmanje. Ovo je ponašanje najizraženije kod postave izmjenjivača **3R:10×6/V:20°**. U ostalim slučajevima, usporavanje na prednjim rubovima i ubrzavanje struje zraka u središnjem dijelu su manje izraženi. Slični zaključci o profilima brzina zraka na ulazu lamelnih izmjenjivača u **V** položaju mogu se pronaći i u literaturi [61]-[63].



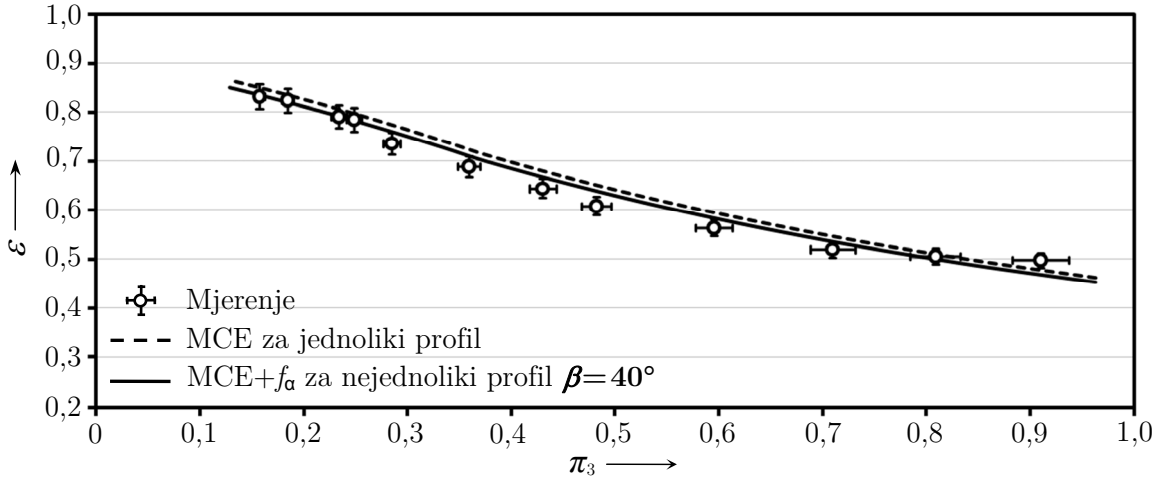
Slika 6.84. Brzine strujanja zraka w(m/s) okomito na ulazni presjek izmjenjivača **3R:10×6/V.** Pogled s ulazne strane u zračnom kanalu kao na slici 6.82.

Na izmjenjivače **3R:10×6/V** može se gledati kao na jedan izmjenjivač topline kod proračuna MCE metodom. U MCE metodi, dva izmjenjivača **3R:10×6** tvore jedan izmjenjivač topline s

dvadeset krugova strujanja, svaki sa po šest cijevi (**3R:20×6**). Pretpostavlja se da je raspodjela protoka vode po krugovima strujanja jednolika, a profili brzina strujanja zraka dobivaju se mjerenjem i prikazani na slici 6.84. Mjerenja su provedena pri konstantnom masenom protoku zraka od $\dot{m}_a = 1600$ kg/h dok se maseni protok vode kretao u rasponu od $\dot{m}_w = 400$-2400 kg/h. Ulazna temperatura vode iznosila je u svim mjerenjima 40 °C, a ulazna temperatura zraka približno 20 °C. Izmijenjeni toplinski tok dobiva se kao umnožak postignute iskoristivosti topline, masenog protoka i specifičnog toplinskog kapaciteta slabije struje fluida (zrak) i razlike između ulaznih temperatura zraka i vode ($\Delta T_{max} \approx 20$ K). Slike 6.85. i 6.86. uspoređuju iskoristivosti topline koje predviđa MCE metoda i iskoristivosti topline dobivene mjerenjima na izmjenjivačima topline **3R:10×6/V:20°** i **3R:10×6/V:40°**. MCE metoda dobro predviđa izmjerene vrijednosti.

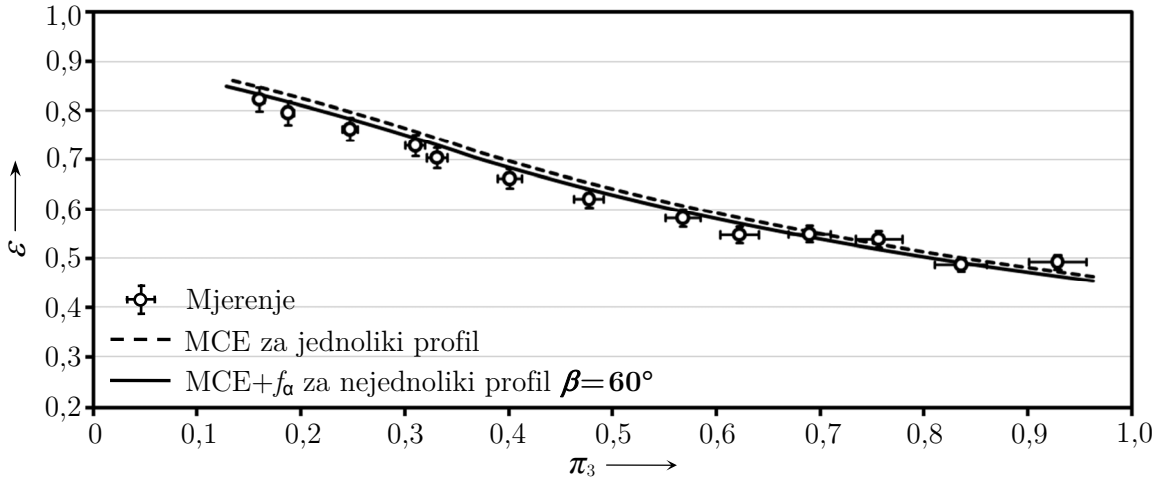


Slika 6.85. Usporedba između rješenja MCE metode i mjerenja iskoristivosti topline u izmjenjivačima **3R:10×6/V:20°**

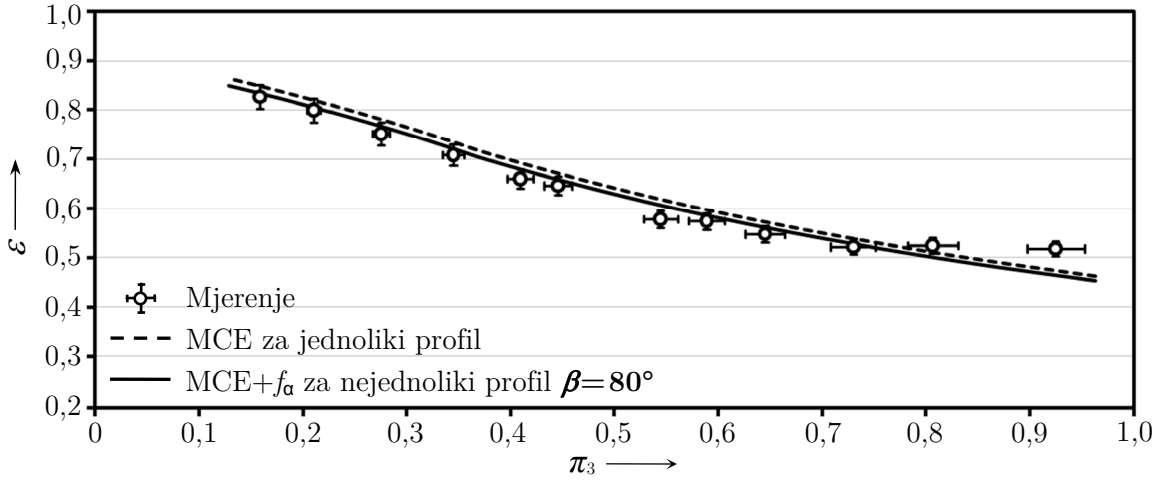


Slika 6.86. Usporedba između rješenja MCE metode i mjerenja iskoristivosti topline u izmjenjivačima **3R:10×6/V:40°**

Slike 6.87. i 6.88. uspoređuju rezultate MCE metode i rezultate eksperimentalnih ispitivanja na izmjenjivačima topline **3R:10×6/V:60°** i **3R:10×6/V:80°**. Iskoristivost topline u izmjenjivaču **3R:10×6/V:20°** je za 10-15% manja od iskoristivosti topline koja bi se postigla u slučaju jednolikog profila brzina strujanja zraka. S druge strane izmjenjivači topline **3R:10×6/V:40°**, **3R:10×6/V:60°** i **3R:10×6/V:80°** ne pokazuju značajnije smanjenje iskoristivosti topline u odnosu na iskoristivost topline izmjenjivača s jednolikim profilom. MCE metoda blago precjenjuje izmjerene iskoristivosti topline što može biti posljedica pojednostavljenja i pretpostavki u MCE metodi, pogrešaka eksperimentalnih korelacija (Wang-Chi, Gnielinski, Dittus-Boelter) za proračun koeficijenata prijelaza topline na strani zraka i vode ili mjernih nesigurnosti.



Slika 6.87. Usporedba između rješenja MCE metode i mjerenja iskoristivosti topline u izmjenjivačima **3R:10×6/V:60°**



Slika 6.88. Usporedba između rješenja MCE metode i mjerenja iskoristivosti topline u izmjenjivačima **3R:10×6/V:80°**

Na temelju prethodne analize postavljanje cijevnih lamelnih izmjenjivača topline u kosom položaju s ciljem smanjenja dimenzija zračnog kanala ne rezultira većim smanjenjem iskoristivosti topline, osim kada su kutovi postavljanja premali. Stoga, mogu se odabrati kutovi postavljanja između 40° i 60° kao dobar kompromis između smanjenja dimenzija zračnog kanala i pogoršanja iskoristivosti topline uzrokovanog nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivače u **V** položaju.

6.2.4. MCE metoda za složene nejednolike profile

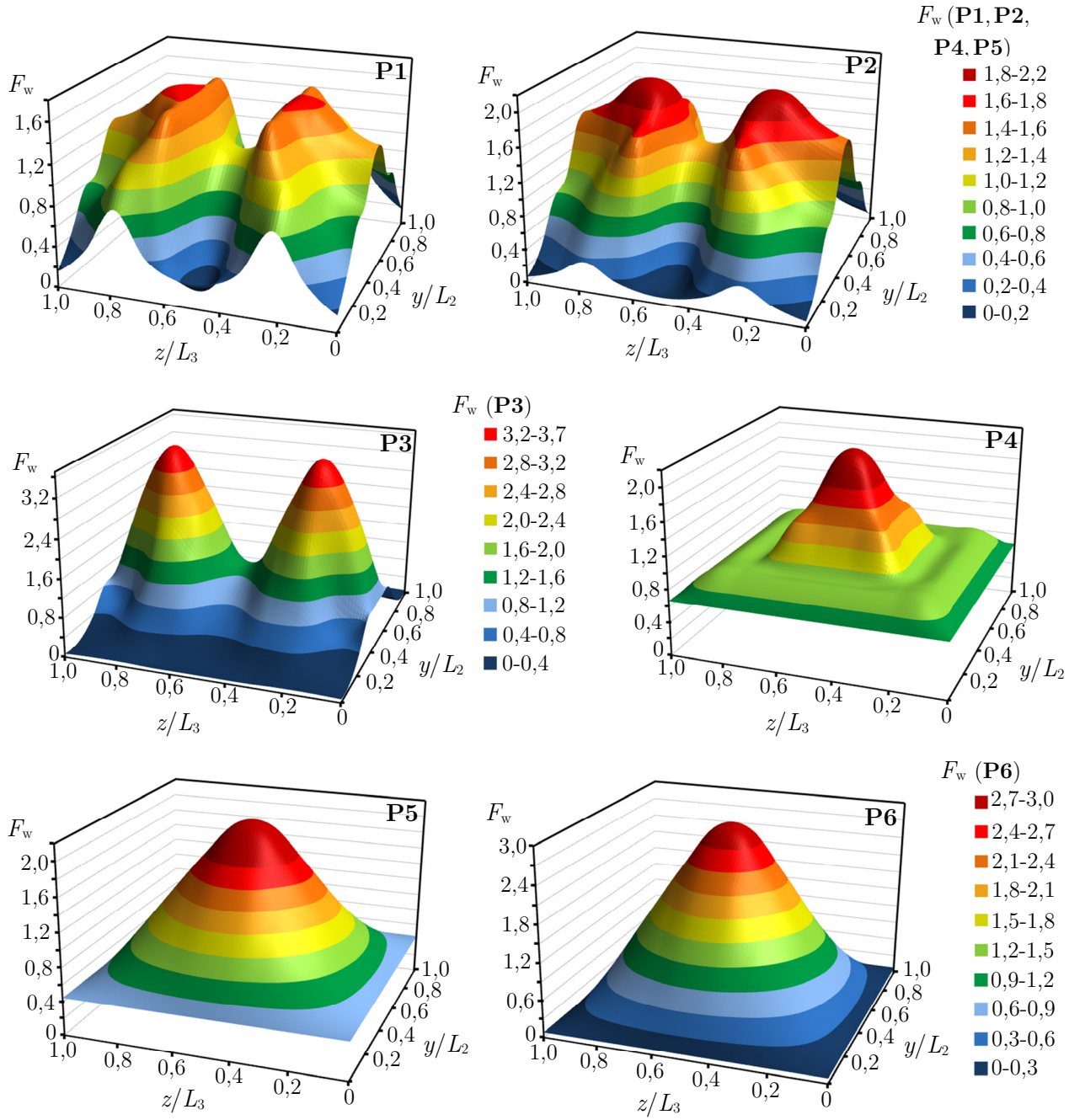
U potpoglavlju 6.2.3. pokazalo se da MCE metoda dobro predviđa eksperimentalno smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima s nejednolikim profilima ulaznih brzina strujanja zraka. Nejednoliki profili dobiveni su djelomičnim ili potpunim zatvaranjem jednog dijela ulaznog presjeka izmjenjivača topline. Na ovaj način dobiveni nejednoliki profili imaju uglavnom skokoviti oblik s manjim ili većim stupnjem nejednolikosti. Iako su ti nejednoliki profili poslužili za provjeru rješenja MCE metode, lamelni izmjenjivači mogu biti izloženi i različitim složenim oblicima nejednolikih profila (npr. parabolični, konkavni, nepravilni profil). U nastavku se analizira utjecaj složenih dvodimenzijskih nejednolikih profila kojima se mogu opisati neki tipični slučajevi iz prakse. Svi nejednoliki profili prikazani na slici 6.89. donose izmjenjivaču topline istu količinu zraka ($\overline{F}_w = 1$), ali s različitim stupnjevima nejednolikosti. Lokalna nejednolikost brzine strujanja zraka definirana je omjerom između lokalne i prosječne brzine strujanja zraka, tj. $F_w = w/\overline{w}$.
U tablici 6.4. dane su karakteristike nejednolikih profila **P1**-**P6**: ukupna standardna devijacija profila (S) te standardne devijacije profila okomito ($S_\perp$) i paralelno ($S_\parallel$) na ravninu lamela.

Tablica 6.4. Karakteristike nejednolikih profila **P1**-**P6** iz slike 6.89.

Profil	S	$S_\perp$	$S_\parallel$	$S_\perp/S_\parallel$
P1	0,43	0,32	0,30	1,07
P2	0,58	0,53	0,27	1,96
P3	0,99	0,89	0,36	2,47
P4	0,31	0,20	0,19	1,05
P5	0,48	0,32	0,32	1,00
P6	0,81	0,55	0,53	1,04

S – standardna devijacija profila (stupanj nejednolikosti), $S \approx \sqrt{{S_\perp}^2 + {S_\parallel}^2}$
$S_\perp$ – standardna devijacija profila okomito na ravninu lamela
$S_\parallel$ – standardna devijacija profila paralelno na ravninu lamela

Nejednoliki profili **P1**, **P2** i **P3** nastaju kada se izmjenjivač topline postavlja u blizini ventilatora, konkretno na potisnoj strani aksijalnog ventilatora [7]. Nejednoliki profili **P4**, **P5** i **P6** nastaju kada prije ulaza u izmjenjivač topline postoji naglo proširenje zračnog kanala [19].



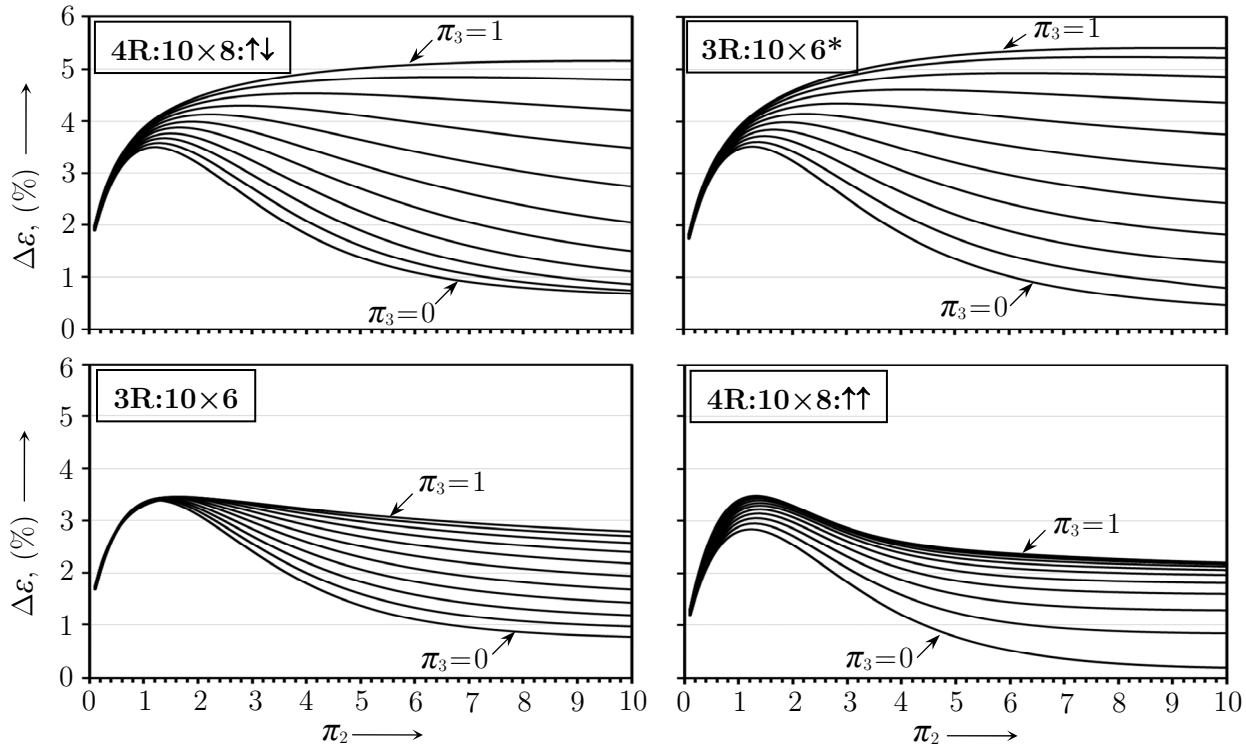
Slika 6.89. Složeni nejednoliki profili brzina zraka na ulazu u lamelne izmjenjivače topline:
P1, **P2** i **P3**: izmjenjivač topline u blizini aksijalnog ventilatora, [7]
P4, **P5** i **P6**: izmjenjivač topline u blizini naglog proširenja kanala, [19]

Utjecaj nejednolikih profila **P1**-**P6** na smanjenje iskoristivosti topline analizira se za četiri cijevna lamelna izmjenjivača topline sa složenim međusobnim smjerom strujanja između fluida:

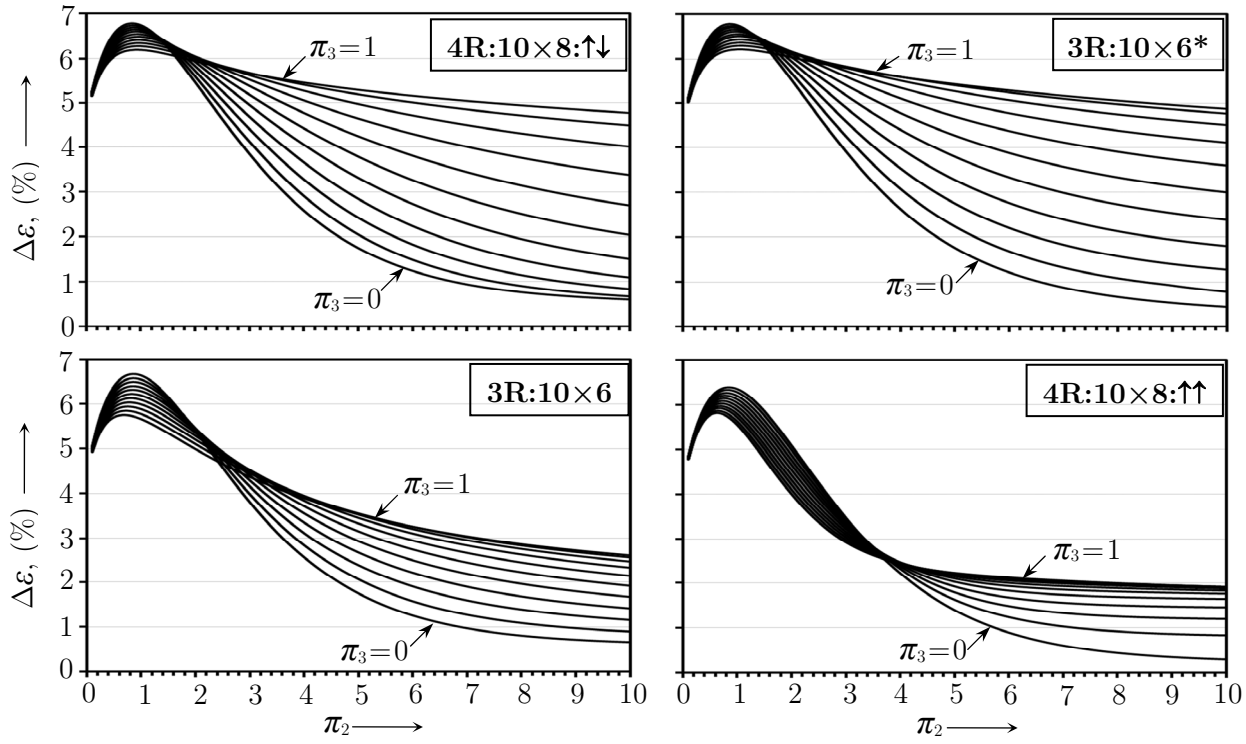
1. izmjenjivač 4R:10×8 s protusmjerno-unakrsnim strujanjem: **4R:10×8:↑↓** (slika 6.21.)
2. izmjenjivač 4R:10×8 s istosmjerno-unakrsnim strujanjem: **4R:10×8:↑↑** (slika 6.21.)
3. izmjenjivač 3R:10×6 s izvornom geometrijom spajanja cijevi: **3R:10×6** (slika 6.36.)
4. izmjenjivač 3R:10×6 s poboljšanom geometrijom spajanja cijevi: **3R:10×6*** (slika 6.36.)

Rezultati MCE metode dani su na slikama 6.90. – 6.95., a nekoliko najvažnijih zaključaka su:

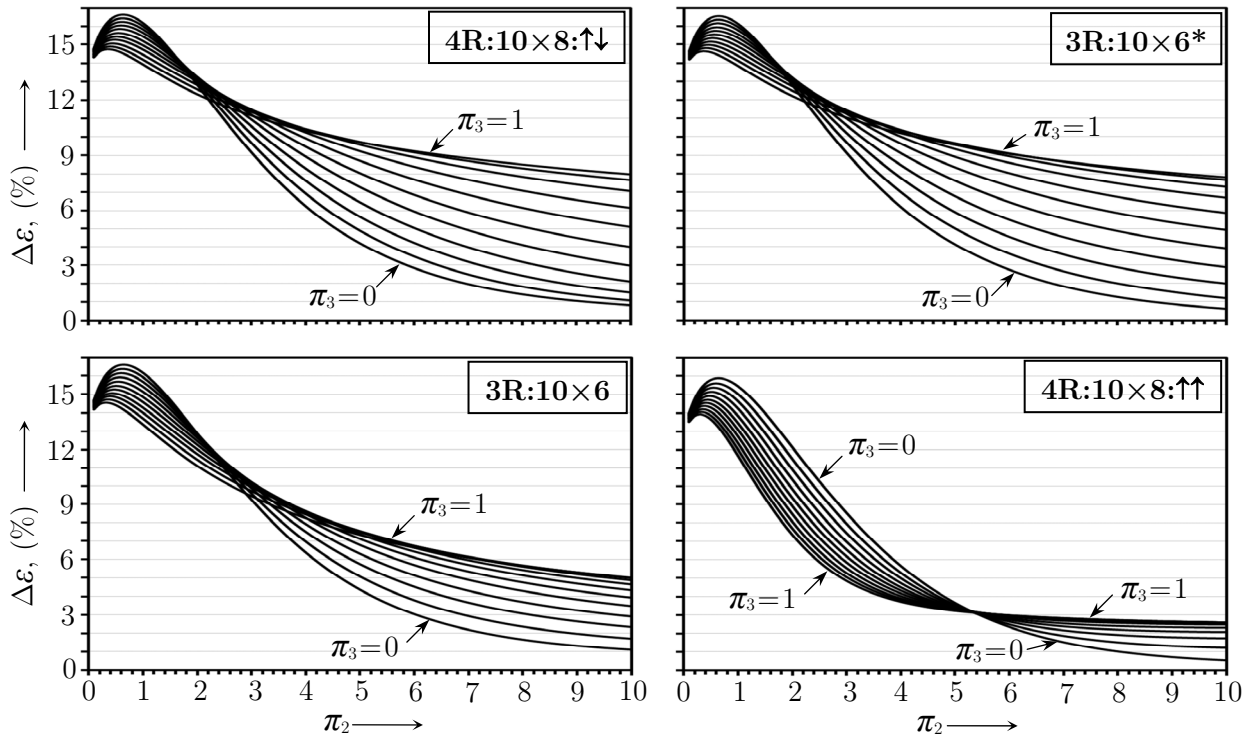
- Nejednoliki profili s većim stupnjem nejednolikosti (**P3** i **P6**) uzrokuju veće smanjenje iskoristivosti topline od profila s manjim stupnjem nejednolikosti (**P1**, **P2**, **P4** i **P5**).
- Za promatrani nejednoliki profil, smanjenje iskoristivosti topline je veće u izmjenjivačima topline s većom iskoristivošću topline (**4R:10×8:↑↓** i **3R:10×6***) nego li u izmjenjivačima topline s manjom iskoristivošću topline (**3R:10×6** i **4R:10×8:↑↑**).
- Za promatrani nejednoliki profil, izgled dijagrama smanjenja iskoristivosti topline ovisi o geometriji spajanja cijevi. Izmjenjivači topline **4R:10×8:↑↓** i **3R:10×6*** imaju protusmjerno-unakrsno strujanje fluida te su njihovi dijagrami smanjenja iskoristivosti topline slični. Izmjenjivači **3R:10×6** (unakrsno strujanje) i **4R:10×8:↑↑** (istosmjerno-unakrsno strujanje) pokazuju različit izgled dijagrama smanjenja iskoristivosti topline.
- Na izgled dijagrama smanjenja iskoristivosti topline utječe orijentacija nejednolikog profila u odnosu na ravninu lamela (omjer $S_{\perp}/S_{\parallel}$). U nejednolikim profilima s većim $S_{\perp}/S_{\parallel}$ (**P2** i **P3**) dominantni su okomiti gradijenti brzina, a izgled dijagrama smanjenja iskoristivosti topline razlikuje se od dijagrama nejednolikih profila s manjim $S_{\perp}/S_{\parallel}$ (**P1**, **P4**, **P5** i **P6**) u kojima su okomiti i paralelni gradijenti brzina ujednačeni. U nejednolikim profilima s dominantno okomitim gradijentima dolazi do okretanja rasporeda krivulja smanjenja iskoristivosti topline što je karakteristično za profile s okomitim gradijentima brzina (potpoglavlje 6.2.1.2.).



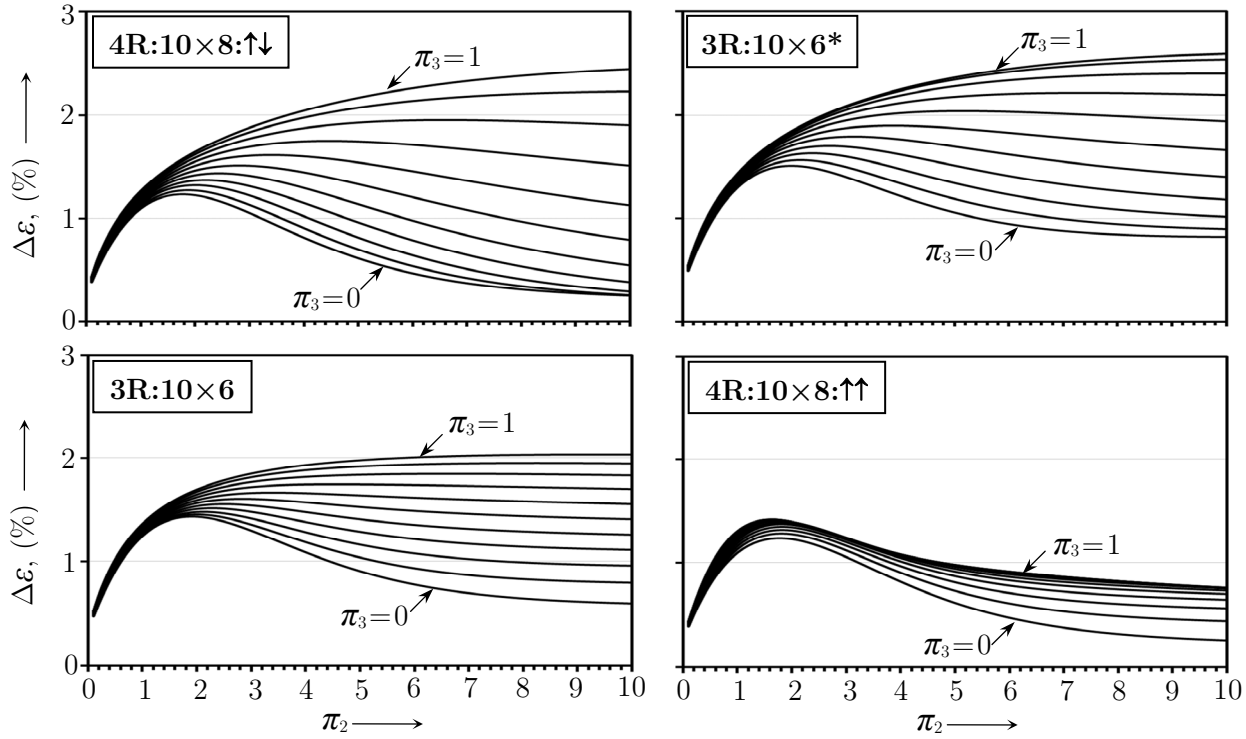
Slika 6.90. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano nejednolikim profilom brzina zraka **P1** (uz ξ=0,33 i B=0,55)



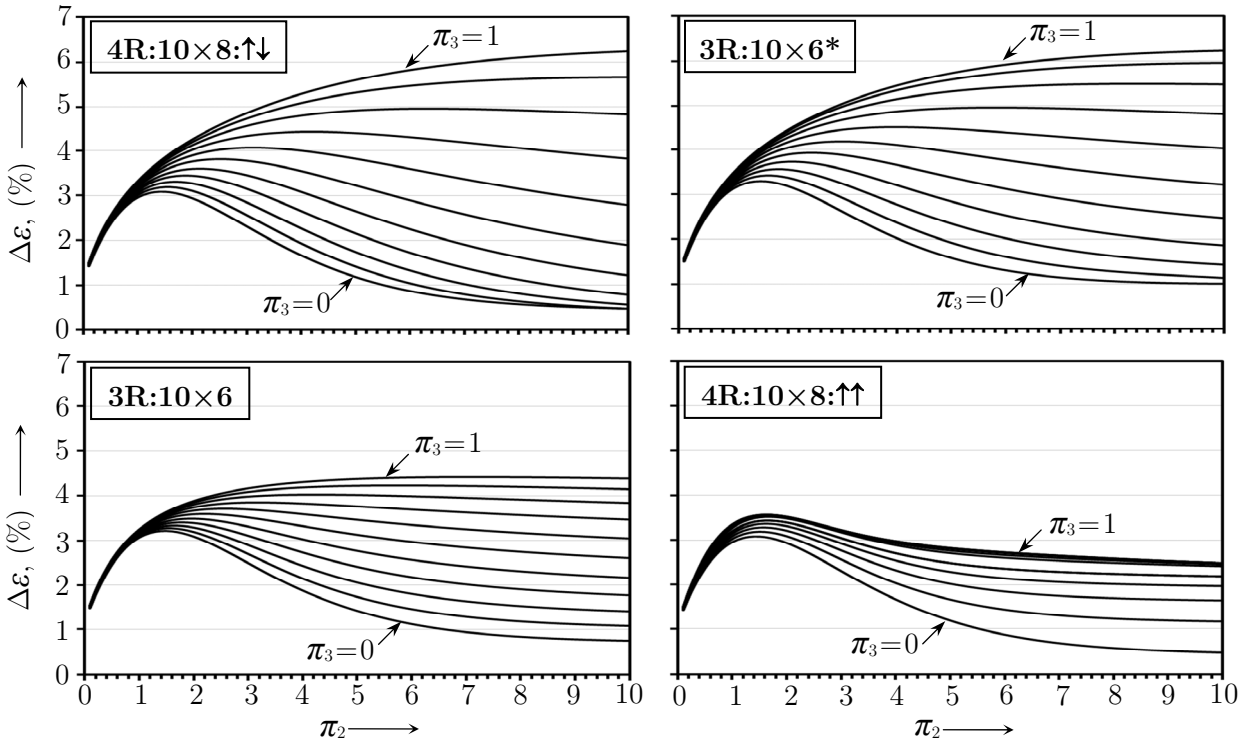
Slika 6.91. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano nejednolikim profilom brzina zraka **P2** (uz ξ=0,33 i B=0,55)



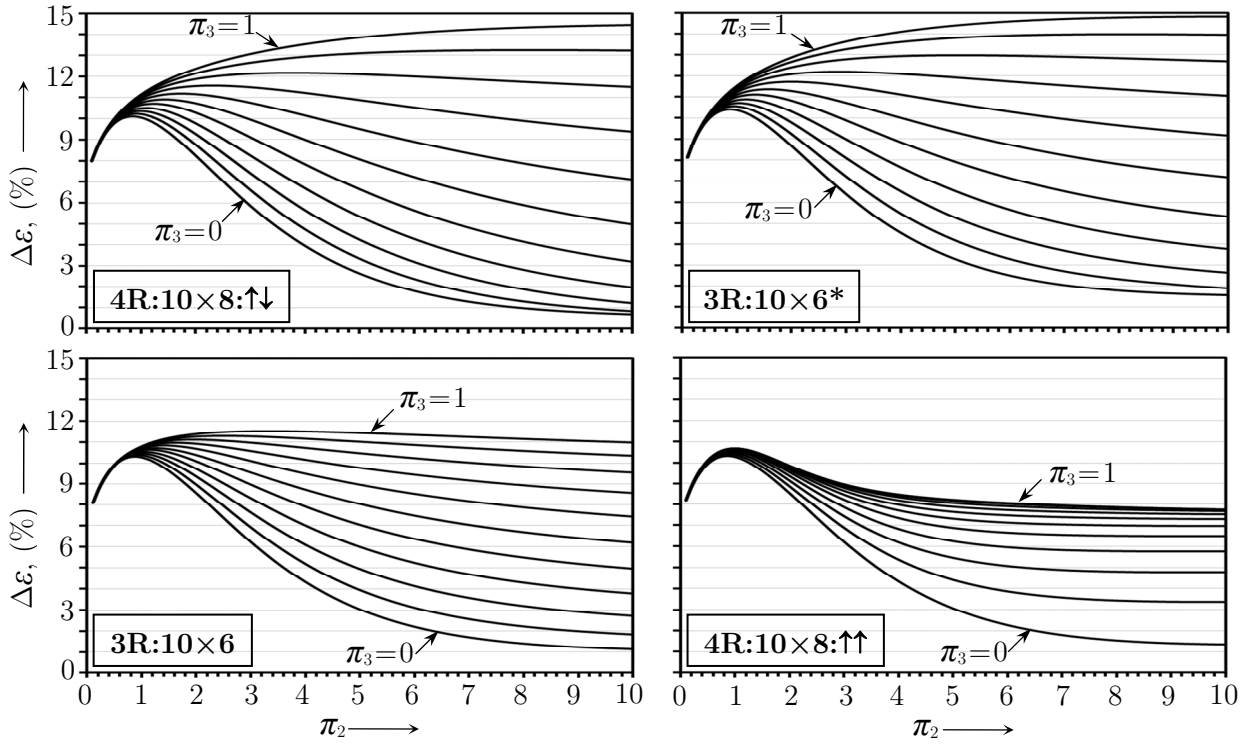
Slika 6.92. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano nejednolikim profilom brzina zraka **P3** (uz ξ=0,33 i B=0,55)



Slika 6.93. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano nejednolikim profilom brzina zraka **P4** (uz ξ=0,33 i B=0,55)



Slika 6.94. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano nejednolikim profilom brzina zraka **P5** (uz ξ=0,33 i B=0,55)



Slika 6.95. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano nejednolikim profilom brzina zraka **P6** (uz ξ=0,33 i B=0,55)

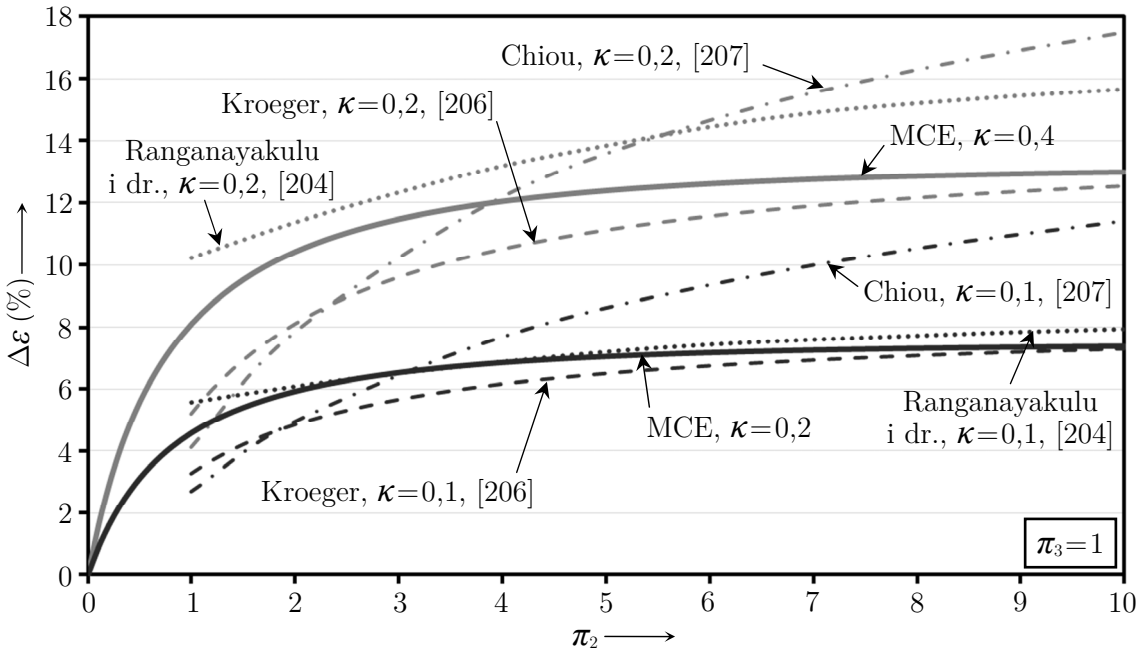
6.3. Utjecaj provođenja topline u lamelama

6.3.1. Smanjenje iskoristivosti topline u lamelnim izmjenjivačima

Utjecaj provođenja topline u lamelama na smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima može se uključiti u MCE metodu kako je objašnjeno u potpoglavlju 4.3.3. Rješenja dobivena MCE metodom uspoređuju se s postojećim analizama dostupnim u literaturi:

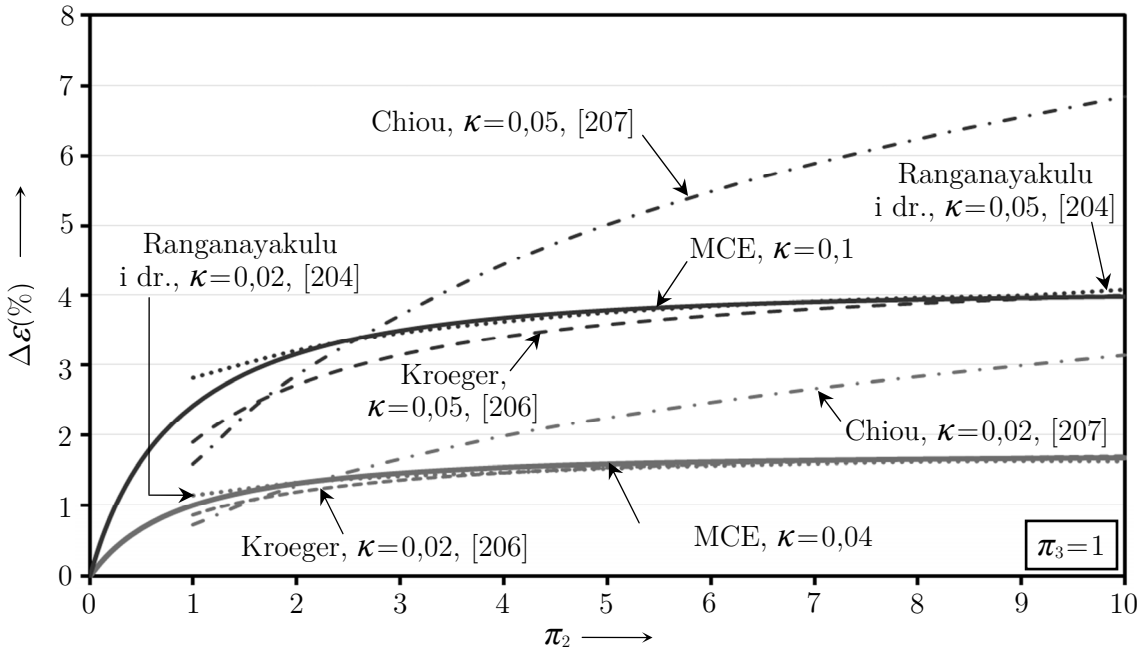
- Ranganayakulu i dr. [204]: za cijevne lamelne izmjenjivače s jednim prolazom fluida;
- Kroeger [206]: za protusmjerne izmjenjivače topline;
- Chiou [207]: za pločaste izmjenjivače topline s unakrsnim strujanjem fluida.

Gore navedena istraživanja obuhvaćaju izmjenjivače topline kroz koje fluidi struje samo u jednom prolazu. U takvim se izmjenjivačima provođenje topline u lamelama uspostavlja samo uzdužno na osnovni smjer strujanja fluida dok poprečno na smjer strujanja fluida ne postoje temperaturni gradijenti koji bi uzrokovali provođenje topline. U izmjenjivačima topline sa složenim međusobnim smjerom strujanja fluida provođenje topline u lamelama uspostavlja i uzdužno i poprečno na osnovni smjer strujanja zraka. Za razliku od izmjenjivača topline s jednim prolazom fluida u kojima je provođenje topline u lamelama jednodimenzijsko, u izmjenjivačima topline s više prolaza fluida provođenje topline u lamelama je dvodimenzijsko. U izmjenjivačima topline s više prolaza fluida površina presjeka lamela dvostruko je veća od površine presjeka lamela u izmjenjivačima topline s jednim prolazom fluida. Površina presjeka lamela A_f varijabla je u parametru $\boldsymbol{\kappa}$ (4.87) o kojemu ovisi smanjenje iskoristivosti topline uzrokovano provođenjem topline u lamelama. Slike 6.96. i 6.97. uspoređuju smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** dobiveno MCE metodom i rezultate postojećih istraživanja za izmjenjivače s jednim prolazom fluida [204], [206] i [207].



Slika 6.96. Usporedba između MCE metode i postojećih istraživanja o utjecaju provođenja topline u lamelama na smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču – κ=0,2 i 0,4

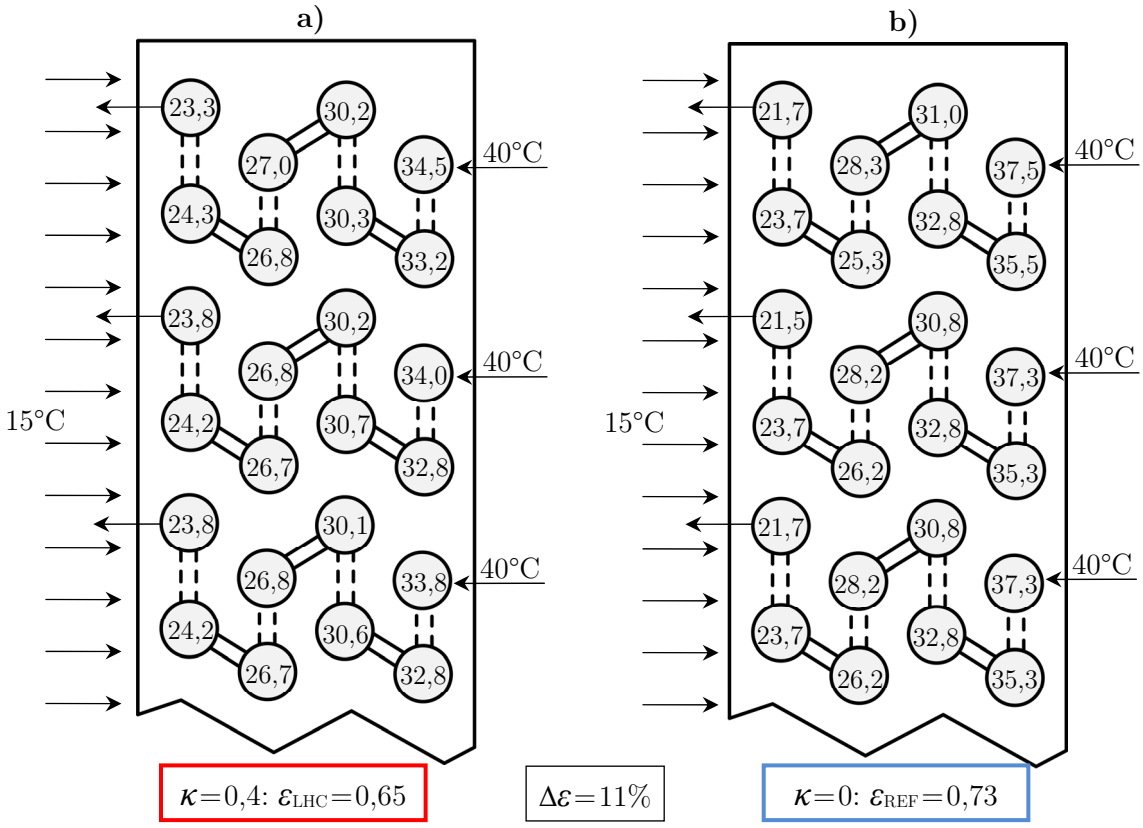
Na slikama 6.96. i 6.97. primjećuje se da se krivulje smanjenja iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** nalaze između rezultata za cijevni lamelni izmjenjivač topline s jednim prolazom fluida u kojemu je strujanje unakrsno [204] i rezultata za protusmjerni izmjenjivač topline [206]. To je očekivano jer je strujanje fluida u izmjenjivaču **4R:10×8** protusmjerno-unakrsno.
Za dane vrijednosti značajki π_2 i π_3 te parametra κ, utjecaj provođenja topline u lamelama na smanjenje iskoristivosti topline je najveći u pločastim unakrsnim izmjenjivačima topline [204], a najmanji u protusmjernim izmjenjivačima topline [207]. U istosmjernim izmjenjivačima topline, smanjenje iskoristivosti topline uzrokovano provođenjem topline u lamelama je zanemarivo jer u smjeru strujanja fluida ne postoje značajniji temperaturni gradijenti [6].



Slika 6.97. Usporedba između MCE metode i postojećih istraživanja o utjecaju provođenja topline u lamelama na smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču - κ=0,04 i 0,1

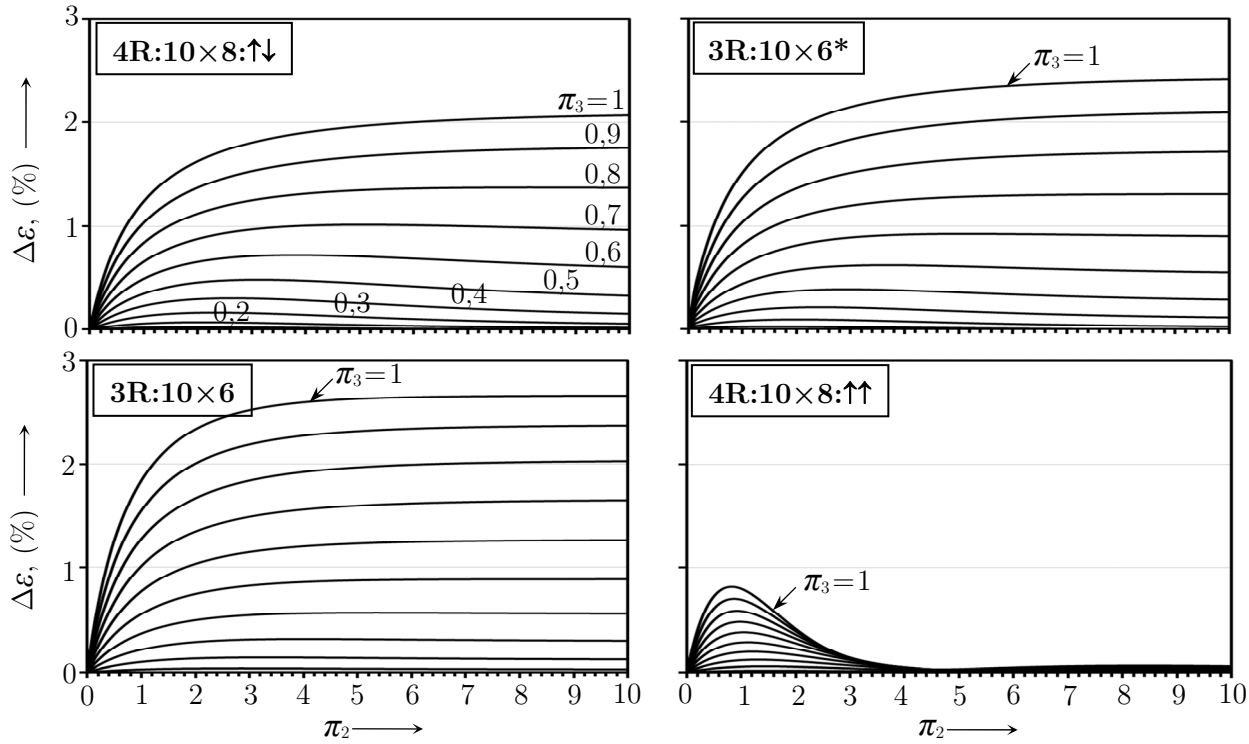
Na slici 6.98. prikazan je utjecaj provođenja topline u lamelama na izlazne temperature fluida u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline **4R:10×8**. Uspoređuju se temperature fluida na izlazu iz cijevi u slučaja s provođenjem topline (κ=0,4) i u slučaju bez provođenja topline u lamelama (κ= 0). Ulazne temperature su: 15 °C za zrak i 40 °C za vodu u cijevima. Značajke izmjenjivača topline su $\pi_2 = 3$ i $\pi_3 = 1$. Iz slike 6.98. vidljivo je da provođenje topline u lamelama smanjuje razlike temperatura fluida između susjednih cijevi. To se događa zato što se jedan dio toplinskog toka, umjesto konvekcijom na zrak, provodi natrag na fluid (vodu) u cijevima. Provođenje topline u lamelama pogoršava raspodjelu temperaturnih razlika između dvaju fluida koji izmjenjuju toplinu i naposljetku smanjuje iskoristivost topline u izmjenjivaču. U prikazanom izmjenjivaču, prosječna temperatura vode na izlazu iz krugova strujanja iznosi 23,8 °C u slučaju s provođenjem topline, odnosno 21,7 °C u slučaju bez provođenja topline s početnih 40 °C na ulazu. Iskoristivost topline u

izmjenjivaču smanjuje se za 11%, s referentnih 0,73 na 0,65. Ovo pogoršanje iskoristivosti topline predstavlja ekstremni slučaj smanjenja iskoristivosti topline jer je utjecaj provođenja topline u lamelama najveći kod $\pi_3=1$ i za veće vrijednosti parametra κ. U izmjenjivaču topline **4R:10×8** s geometrijom površine prijelaza topline kao u tablici 5.1., smanjenje iskoristivosti topline u području strujanja Re_{dc} = 1000-2000 iznosi najčešće do 5% jer se parametar κ kreće između 0,1 i 0,2. Manji protok zraka rezultira povećanjem značajke π_2 i smanjenjem značajke π_3, a kako se radna točka izmjenjivača topline pomiče udesno i prema gore u dijagramu iskoristivosti topline, povećava se i iskoristivost topline u izmjenjivaču. Međutim, istovremeno se povećava i parametar κ što uzrokuje porast smanjenja iskoristivosti topline zbog provođenja topline u lamelama. Na kraju, smanjenje protoka zraka ne dovodi uvijek do značajnijih povećanja iskoristivosti topline upravo zbog utjecaja provođenja topline u lamelama. Ovaj se utjecaj može interpretirati i na način da provođenje topline u lamelama uzrokuje najveće smanjenje iskoristivosti topline u području laminarnog strujanja zraka (mali C_{min} i veliki κ, izraz (4.87)).

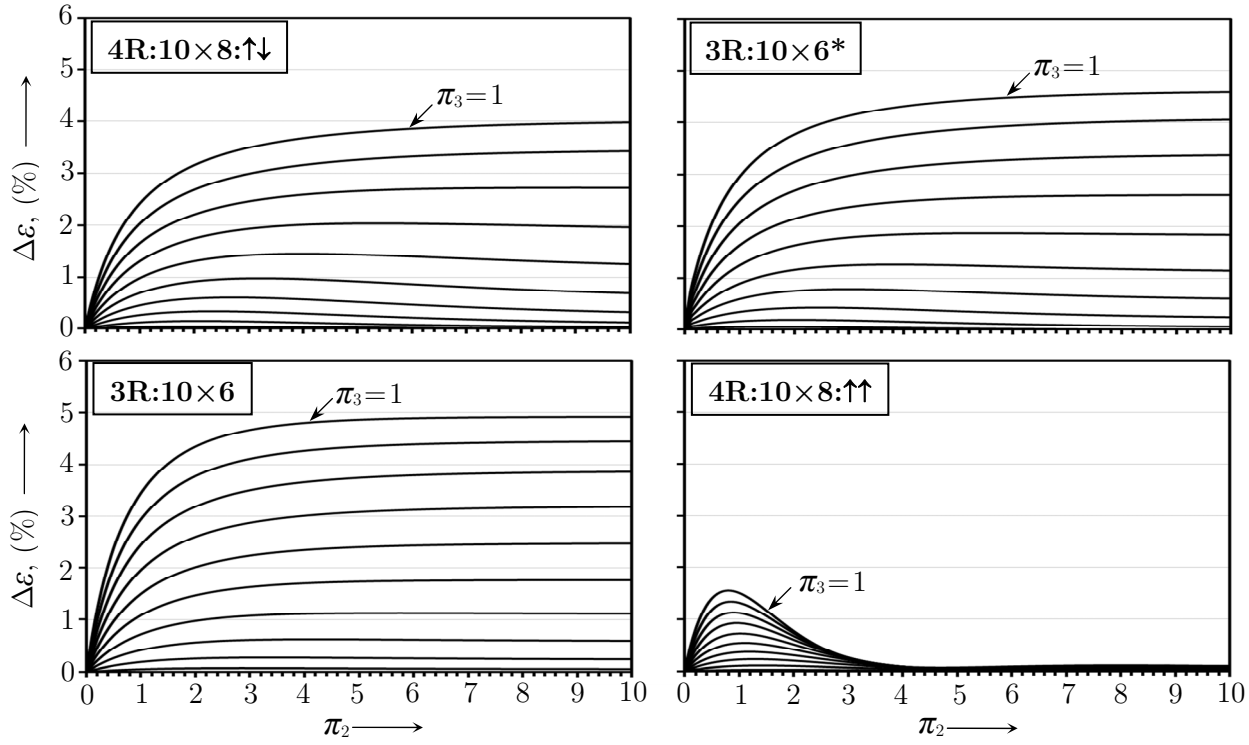


Slika 6.98. Temperature fluida u cijevima izmjenjivača **4R:10×8↑↓** ($\pi_2=3$ i $\pi_3=1$) s: a) provođenjem topline u lamelama ($\kappa=0,4$) i b) bez provođenja topline u lamelama ($\kappa=0$)

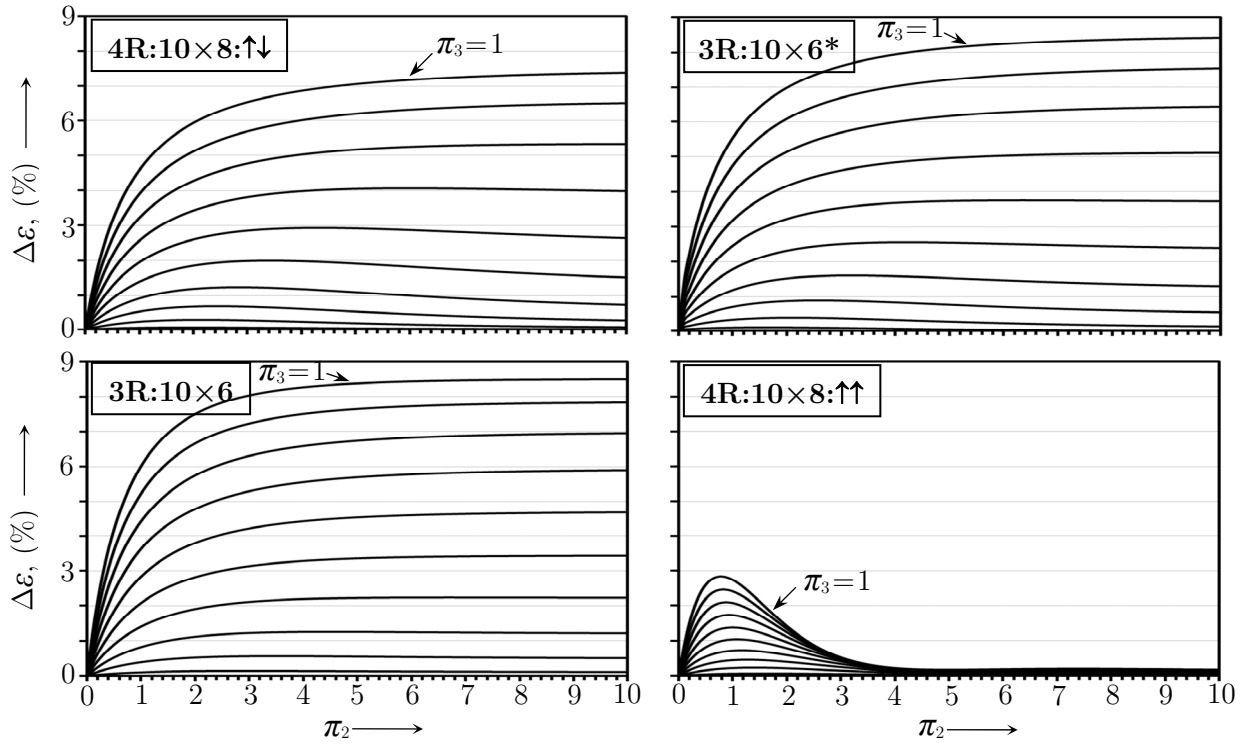
Na slikama 6.99.-6.102. prikazano je smanjenje iskoristivosti topline uzrokovano provođenjem topline u lamelama izmjenjivača topline **4R:10×8:↑↓** i **4R:10×8:↑↑** (slika 6.21.) te **3R:10×6** i **3R:10×6*** (slika 6.36.). Vrijednosti parametra provođenja topline su κ=0,05; 0,1; 0,2 i 0,4.



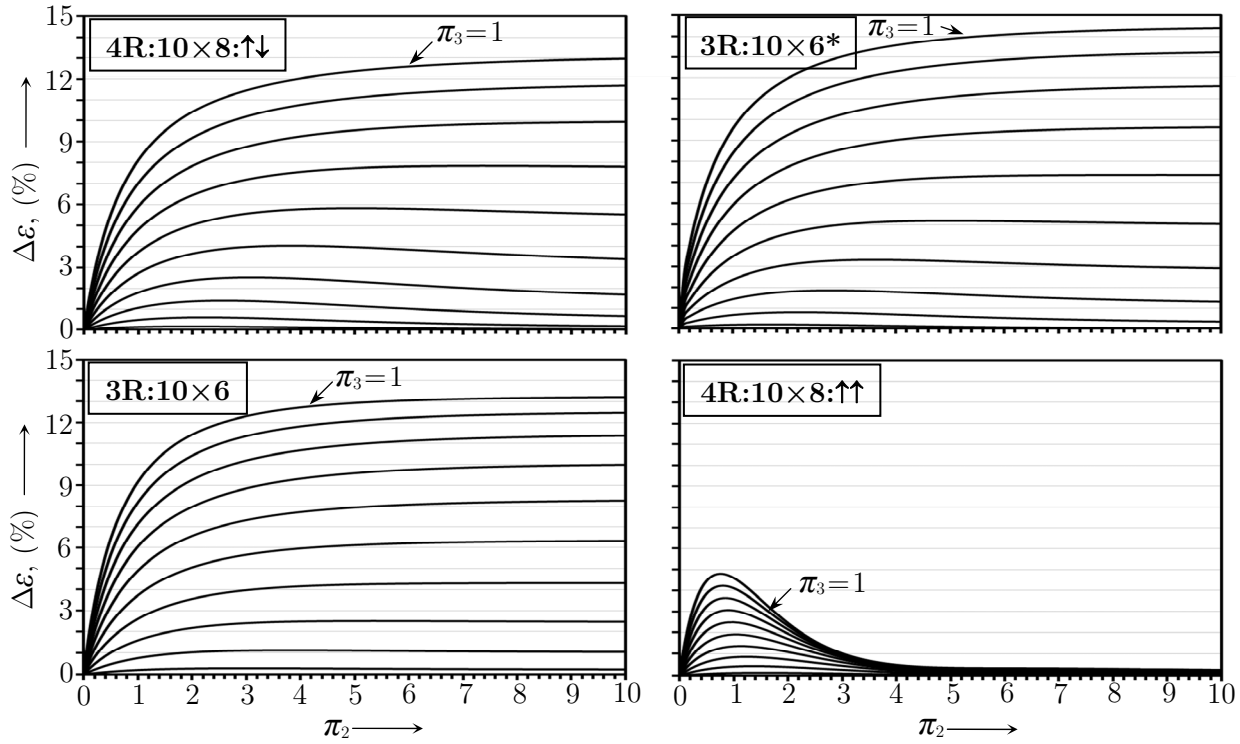
Slika 6.99. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano provođenjem topline u lamelama (uz κ=0,05)



Slika 6.100. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano provođenjem topline u lamelama (uz κ=0,1)



Slika 6.101. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano provođenjem topline u lamelama (uz κ=0,2)



Slika 6.102. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano provođenjem topline u lamelama (uz κ=0,4)

Analizom prethodnih slika slijedi nekoliko osnovnih zaključaka:

- Utjecaj provođenja topline u lamelama je najveći za $\pi_3 = 1$ i najmanji za $\pi_3 = 0$. Naime, pri $\pi_3 = 1$ razlike temperatura kapljevitog fluida između susjednih cijevi su najveće, a pri $\pi_3 = 0$ temperatura fluida u cijevima je konstantna i nema provođenja topline između cijevi.
- U lamelnim izmjenjivačima topline s protusmjerno-unakrsnim strujanjem fluida (**4R:10×8:↑↓**, **3R:10×6** i **3R:10×6***) i porastom značajke π_2, smanjenje iskoristivosti topline povećava se kada je $\pi_3 > 0{,}4$, ali se smanjuje ili ostaje približno konstantno kada je $\pi_3 \leq 0{,}4$.
- Utjecaj provođenja topline veći je u izmjenjivačima **3R:10×6** i **3R:10×6*** nego što je u izmjenjivaču **4R:10×8:↑↓**. Razlog tome je što su temperaturni gradijenti između cijevi izmjenjivača s četiri reda cijevi manji od temperaturnih gradijenata između cijevi izmjenjivača s tri reda cijevi.
- Utjecaj provođenja topline je najmanji u izmjenjivačima topline s istosmjernim strujanjem fluida (**4R:10×8:↑↑**). Istosmjerni izmjenjivači topline postižu najmanju iskoristivost topline za dane vrijednosti π_2 i π_3 što za posljedicu ima manje temperaturne gradijente između cijevi.

6.3.2. Problem prividnog koeficijenta prijelaza topline

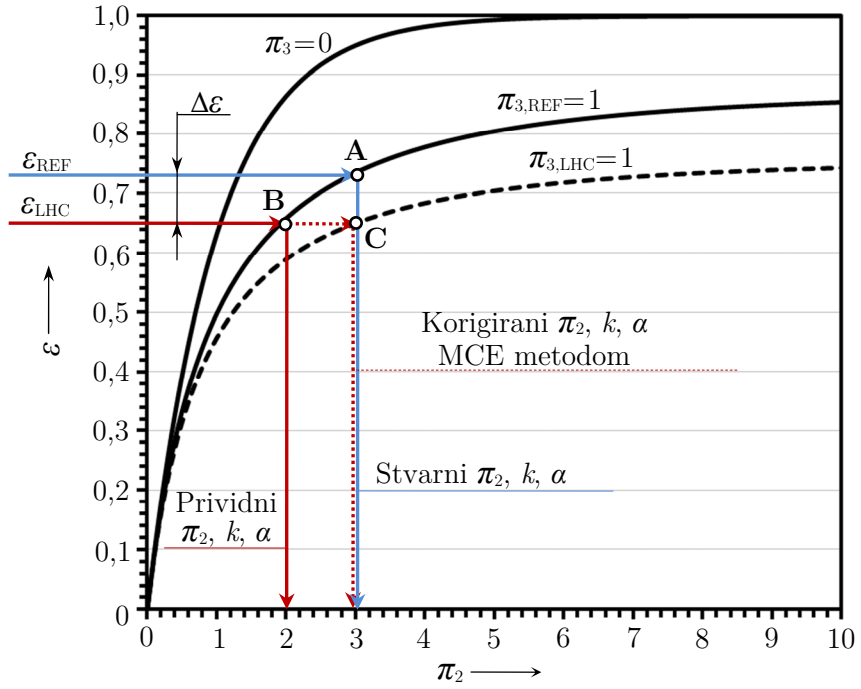
Kod eksperimentalnog ispitivanja cijevnih lamelnih izmjenjivača topline dobiveni se rezultati mjerenja interpretiraju na sljedeći način (engl. *data reduction for air-side performance*): iz ulaznih i izlaznih temperatura fluida i masenih protoka određuje se iskoristivost topline ε i omjer toplinskih kapaciteta π_3. U metodi iskoristivosti topline, pomoću odgovarajuće funkcije $\varepsilon = f(\pi_2, \pi_3)$ određuje se ukupni koeficijent prolaza topline u izmjenjivaču, a nakon što se procijeni učinkovitost lamela (3.54) i koeficijent prijelaza topline na strani fluida u cijevima (3.29), dobiva se i koeficijent prijelaza topline na strani zraka [234]. Ovako neizravan postupak mjerenja može rezultirati značajnim razlikama između različitih istraživanja i ponuđenih korelacija za proračun koeficijenata prijelaza topline na strani zraka.

Nejednolika raspodjela ulaznih brzina strujanja zraka i provođenje topline u lamelama utječu na funkciju $\varepsilon = f(\pi_2, \pi_3)$ što opet može rezultirati pogrešnom interpretacijom vrijednosti koeficijenata prijelaza topline na strani zraka. Obično se, u nedostatku metoda koja ih može opisati, nejednolika raspodjela brzina zraka i provođenje topline u lamelama izostavljaju u metodi iskoristivosti topline, a njihov je utjecaj sadržan u izmjerenom koeficijentu prijelaza topline. Koeficijent prijelaza topline koji sadrži utjecaje nejednolike raspodjele fluida i provođenja topline u lamelama naziva se prividnim koeficijentom prijelaza topline (engl. *apparent heat transfer coefficient*).

I dok se utjecaj nejednolike raspodjele brzina zraka može izbjeći, utjecaj provođenja topline u lamelama je uvijek prisutan u lamelnim izmjenjivačima topline. U nastavku se pokazuje da MCE metoda može objasniti problem prividnog koeficijenta prijelaza topline i odrediti razlike između prividnih i stvarnih koeficijenata prijelaza topline na strani zraka u izmjenjivačima topline.

Neka je mjerenjima dobivena iskoristivost topline u izmjenjivaču od $\varepsilon_{\mathrm{LHC}} = 0{,}65$ i omjer toplinskih kapaciteta struja fluida od $\pi_3 = 1$. Iz odgovarajuće funkcije $\varepsilon = f(\pi_2, \pi_3)$ slijedi da je $\pi_2 = 2$, što je

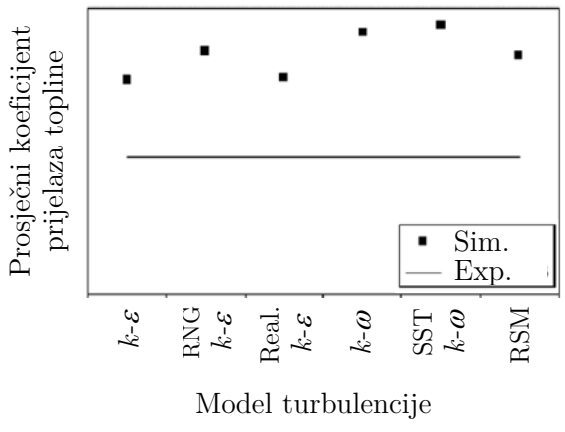
prikazano točkom **B** u slici 6.103. Ovisno o vrijednosti parametra κ, izmjenjivač topline s $\pi_3 = 1$ izložen je smanjenju iskoristivosti topline zbog utjecaja provođenja topline u lamelama. Neka je u slučaju bez provođenja topline u lamelama ($\kappa = 0$) iskoristivost topline u tom istom izmjenjivaču $\varepsilon_{REF} = 0{,}73$ (točka **A**). Sada bi iz iskoristivosti topline $\varepsilon_{REF} = 0{,}73$ i omjera toplinskih kapaciteta od $\pi_3 = 1$ slijedilo da je $\pi_2 = 3$. Između točaka **A** i **B** ulazne temperature i protoci fluida, karakteristike strujanja i geometrija površina u izmjenjivaču topline su jednake. Stoga bi i koeficijenti prijelaza topline na strani zraka trebali biti jednaki jer na njih ne utječe provođenje topline u lamelama.
Međutim, standardna metoda iskoristivosti topline interpretira taj utjecaj provođenja topline u lamelama smanjenjem značajke π_2. S druge strane, MCE metoda može uzeti u obzir utjecaj provođenja topline u lamelama. Umjesto krivulje $\pi_{3,REF}$ koju daje standardna metoda iskoristivosti topline, MCE metoda predviđa krivulju $\pi_{3,LHC}$ koja sadrži utjecaj provođenja topline u lamelama.
U tom slučaju, umjesto u točki **B**, radna se točka izmjenjivača topline nalazi u **C**. Iz točke **C** dobiva se koeficijent prijelaza topline koji je oslobođen utjecaja provođenja topline u lamelama.



Slika 6.103. Razlika između stvarnog i prividnog koeficijenta prijelaza topline na strani zraka uzrokovana utjecajem provođenja topline u lamelama izmjenjivača topline

Slika 6.98. prikazuje ekstremni slučaj prividnog koeficijenta prijelaza topline: smanjenje iskoristivosti topline od $\Delta\varepsilon = 11\%$ interpretira se smanjenjem π_2 od 33%. Najčešće, smanjenje iskoristivosti topline uzrokovano provođenjem topline u lamelama iznosi do 5% ($\kappa = 0{,}1$-$0{,}2$), a time je i razlika između stvarnog i prividnog koeficijenta prijelaza topline manja. Problem prividnog koeficijenta prijelaza topline postaje izraženiji pri većim π_2, području u kojem su nagibi π_3 krivulja blaži, a već i manje smanjenje iskoristivosti topline može uzrokovati značajno smanjenje značajke π_2.

U lamelnim izmjenjivačima i općenito u kompaktnim izmjenjivačima topline utjecaj provođenja topline u lamelama je uvijek prisutan. Samo u idealnim isparivačima i kondenzatorima ($\pi_3=0$) ne postoji provođenje topline u lamelama. U stvarnim isparivačima i kondenzatorima radna tvar je najčešće pregrijana u jednom dijelu, a zasićena u drugom dijelu izmjenjivača. Između tih dijelova uspostavljaju se temperaturni gradijenti iz kojih nastaje toplinski tok provođenja topline u lamelama. Efektivni toplinski kapacitet radne tvari je $C_R = (C_l \Delta T_l)/\Delta T_R$, a značajka $\pi_3 > 0$.
Utjecaj uzdužnog provođenja topline može se ublažiti djelomičnim prekidanjem lamela između cijevi, kao geometrija lamele na slici 4.16. U odnosu na ravne lamele, isprekidane lamele postižu veće koeficijente prijelaza topline što je, osim češćeg razbijanja graničnog sloja, dijelom posljedica manjeg utjecaja provođenja topline. Problem prividnog koeficijenta prijelaza topline ne izlazi na vidjelo ukoliko se rezultati mjerenja (u obliku eksperimentalnih korelacija za Colburnov j faktor) koriste za proračun izmjenjivača topline u kojima je uzdužno provođenje topline također prisutno. S druge strane, problem prividnog koeficijenta prijelaza topline glavni je uzrok odstupanja između eksperimentalnih i numeričkih koeficijenata prijelaza topline. Kod numeričkog modeliranja prijelaza topline i strujanja fluida u izmjenjivaču topline, proračunska domena postavlja se na isječku izmjenjivača koji se periodično ponavlja, a rubni uvjeti najčešće su jednolika raspodjela ulaznih brzina zraka i konstantna temperatura ili konstantni toplinski tok na unutarnjoj stijenki cijevi. Ako se na unutarnjoj stijenki cijevi postavi rubni uvjet konstantne temperature ($\pi_3=0$), između cijevi se ne uspostavlja provođenje topline. Nepostojanje provođenja topline između cijevi u numeričkom proračunu izmjenjivača topline može biti glavni uzročnik razlika između numeričkih i eksperimentalnih koeficijenata prijelaza topline, slika 6.104.
Numeričkim putem dobiveni koeficijenti prijelaza topline mogu biti do 50% veći od eksperimentalnih vrijednosti [260]. Ove se razlike najčešće pripisuju slabostima numeričkih modela i nekvalitetnim računalnim mrežama te rjeđe i eksperimentalnim pogreškama.



Slika 6.104. Razlike između numeričkih i eksperimentalnih koeficijenata prijelaza topline kod turbulentnog strujanja zraka u lamelnom izmjenjivaču topline [260]

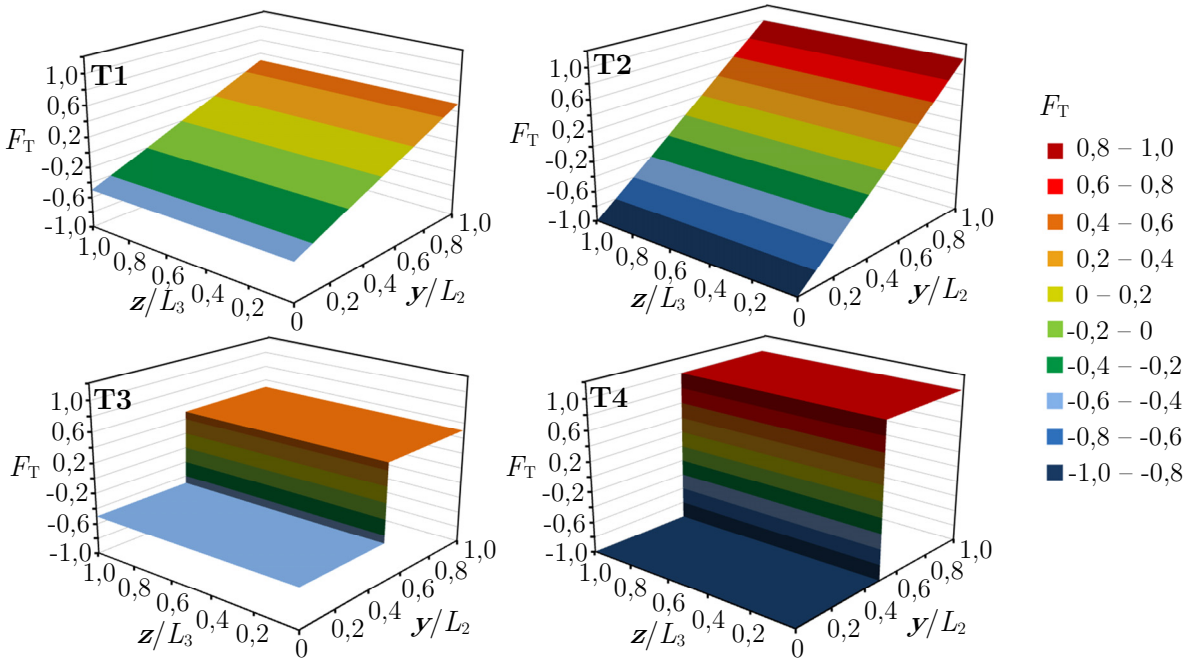
Problem prividnog koeficijenta prijelaza topline može se izbjeći korištenjem analogije između prijelaza topline i prijenosa tvari ili mjerenjem lokalnih temperatura stijenki i fluida. Kod mjerenja prijenosa tvari s površina izmjenjivača na struju fluida [9], [55], [56], određuju se lokalne

vrijednosti koeficijenata prijenosa tvari. Poznavanjem koeficijenta difuzije tvari prema struji fluida može se odrediti Sherwoodova (Sh) i Schmidtova (Sc) značajka koje su analogne Nusseltovoj (Nu) i Prandtlovoj (Pr) značajki. Koeficijent prijelaza topline može se odrediti iz veze između prijenosa tvari i prijelaza topline, tj. $Nu = Sh(Pr/Sc)^{1/3} = Nu/Le^{1/3}$, [261], [262]. Na ovaj način dobiveni eksperimentalni koeficijent prijelaza topline ne ovisi o provođenju topline u lamelama već samo o svojstvima fluida i karakteristikama strujanja. Ipak, zbog dugih priprema i nepraktičnosti samog mjerenja, analogija između prijelaza topline i prijenosa tvari najčešće se koristi kod mjerenja prijelaza topline na neorebrenim cijevima i cijevnim snopovima [55], [56], dok se kod kompaktnih izmjenjivača topline prednost daje metodi iskoristivosti topline.

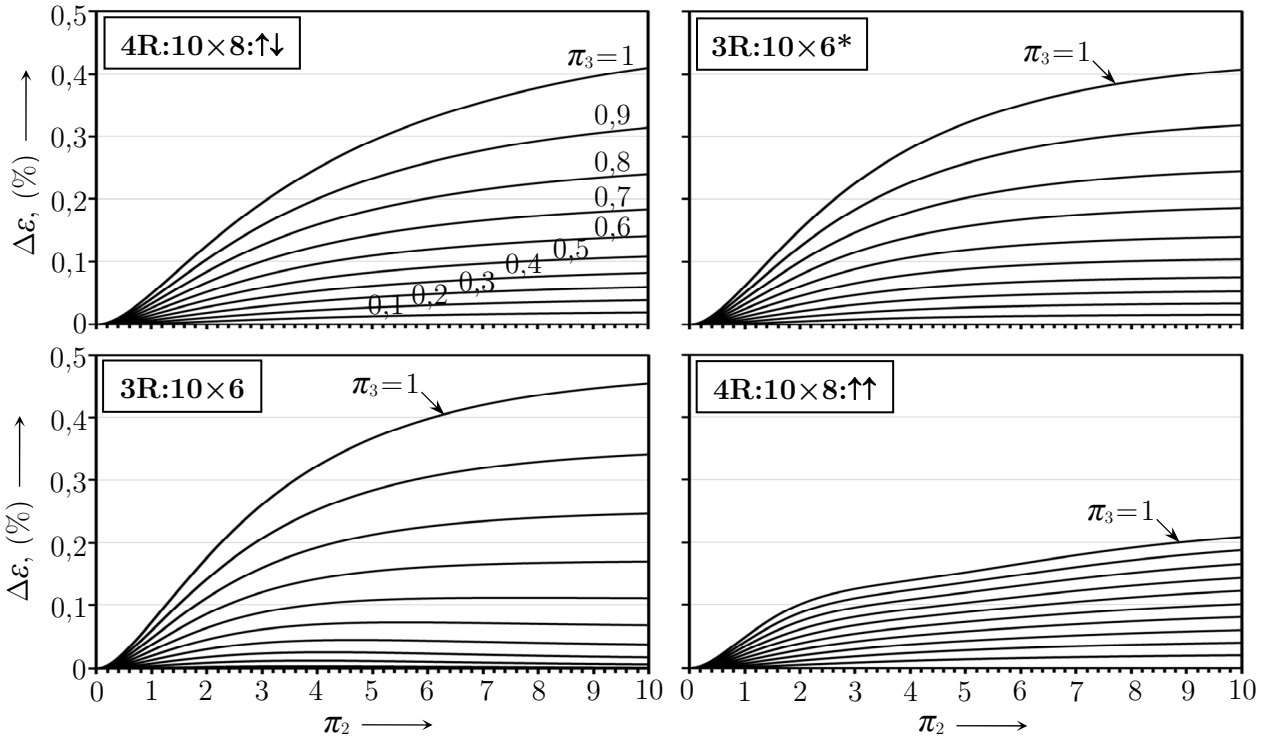
6.4. Utjecaj nejednolike raspodjele ulaznih temperatura zraka

MCE metodom može se odrediti i utjecaj nejednolike raspodjele ulaznih temperatura zraka na iskoristivost topline ili izmijenjeni toplinski tok u lamelnim izmjenjivačima (*potpoglavlje 4.3.4.*). Na slici 6.105. prikazana su dva nejednolika linearna (**T1** i **T2**) i dva nejednolika skokovita profila temperatura (**T3** i **T4**) dok slike 6.106. – 6.109. prikazuju promjenu iskoristivosti topline koju uzrokuju ovi nejednoliki profili temperatura u cijevnim lamelnim izmjenjivačima **4R:10×8:↑↓**, **4R:10×8:↑↑**, **3R:10×6** i **3R:10×6***. Faktor nejednolikosti F_T predstavlja omjer između razlika temperatura na strani zraka i maksimalne razlike temperatura fluida u izmjenjivaču topline

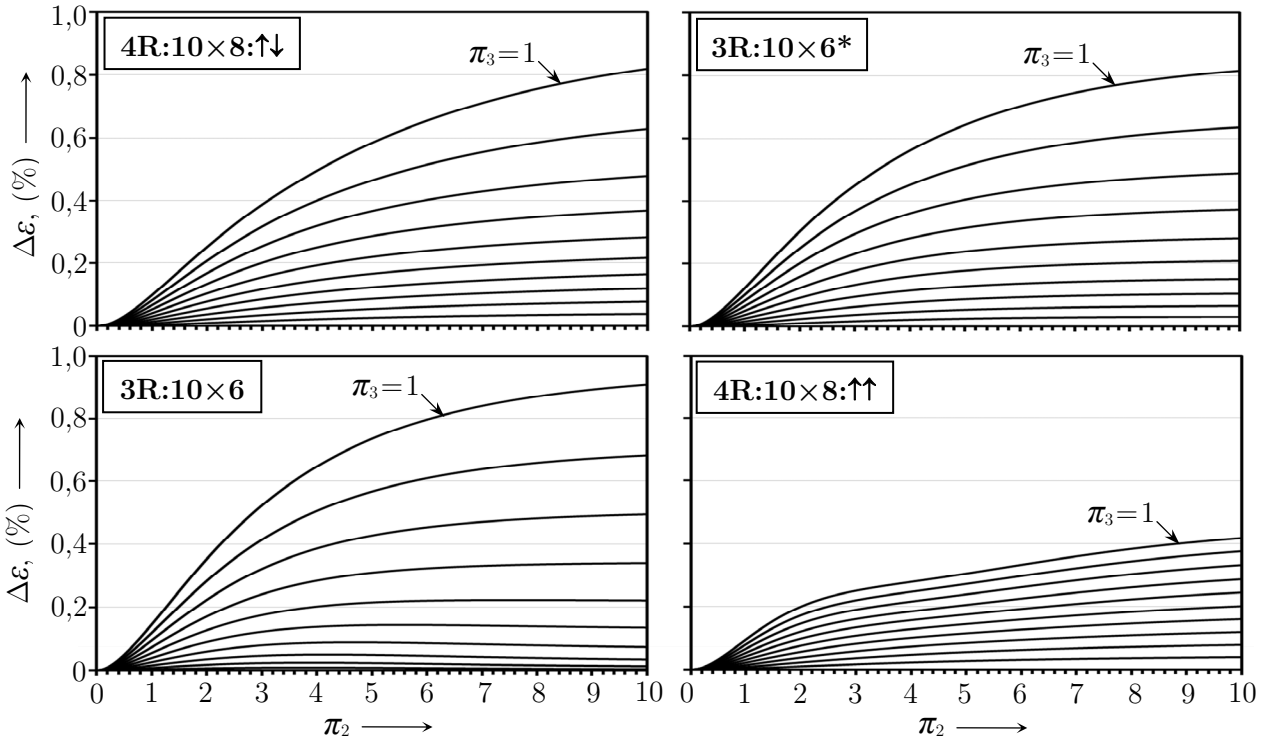
$$F_\mathrm{T} = \frac{T_{\mathrm{a,el}} - \overline{T}_\mathrm{a}}{\Delta T_{\max}} \tag{6.39}$$



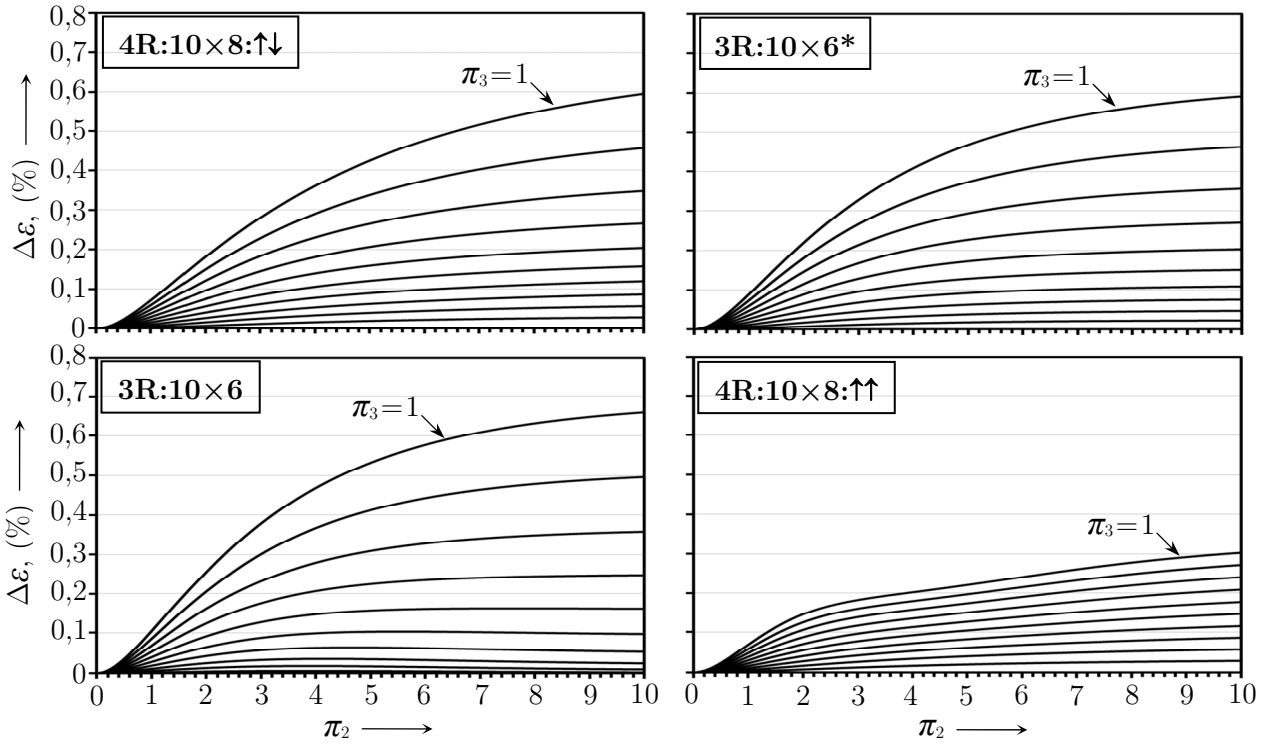
Slika 6.105. Nejednoliki profili temperatura: **T1**, **T2** – linearni, **T3**, **T4** – skokoviti. Temperaturni gradijenti su okomiti na ravninu lamela i paralelni na os cijevi (os ***y***).



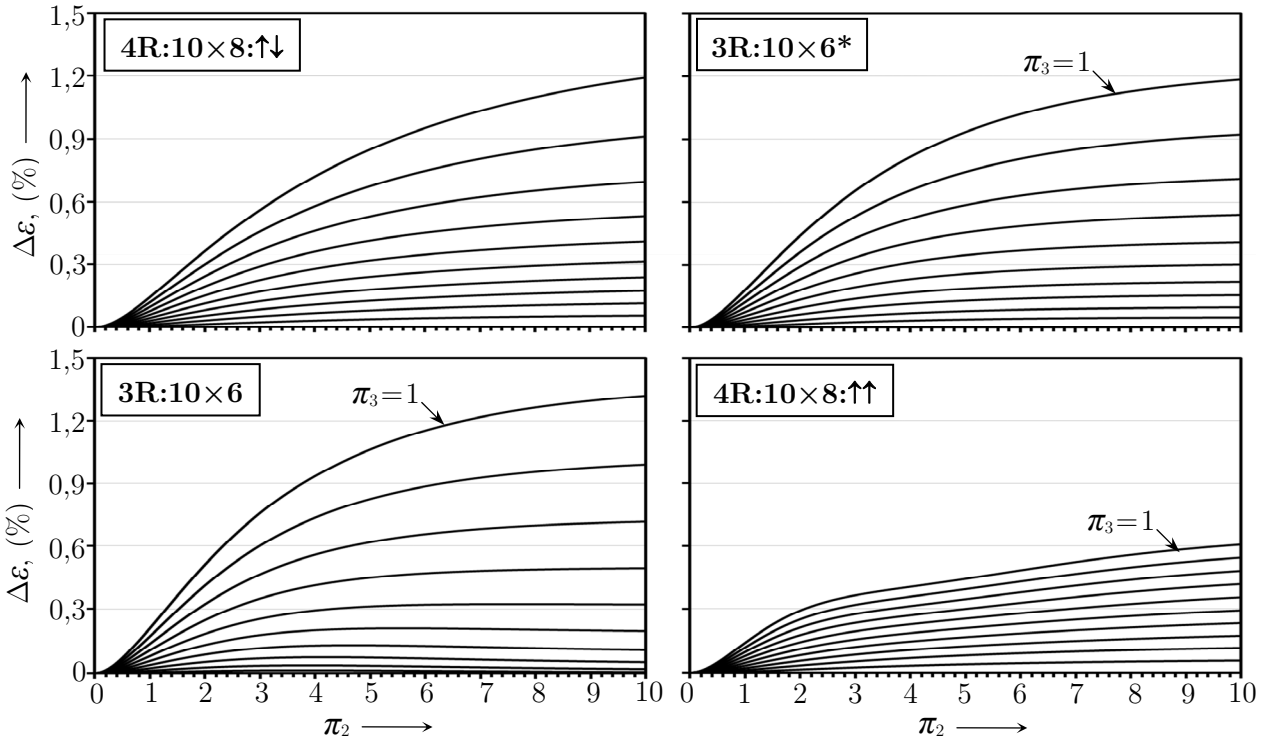
Slika 6.106. Promjena iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovana nejednolikim linearnim profilom temperatura zraka **T1**



Slika 6.107. Promjena iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovana nejednolikim linearnim profilom temperatura zraka **T2**



Slika 6.108. Promjena iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovana nejednolikim skokovitim profilom temperatura zraka **T3**



Slika 6.109. Promjena iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovana nejednolikim skokovitim profilom temperatura zraka **T4**

Nejednoliki profili ulaznih temperatura zraka mogu smanjiti ili povećati iskoristivost topline ovisno o tome poboljšavaju li ili pogoršavaju raspodjelu temperaturnih razlika između zraka i vode u izmjenjivaču topline. Analizom prethodnih slika slijedi nekoliko osnovnih zaključaka:

- Utjecaj nejednolike raspodjele ulaznih temperatura zraka nije velik. Čak i u slučaju ekstremno nejednolikih profila temperatura promjena iskoristivosti topline ne iznosi više od 1,5%.
- Ovdje su analizirani samo nejednoliki profili temperatura zraka čiji su gradijenti okomiti na ravninu lamela. Nejednoliki profili temperatura zraka čiji su gradijenti paralelni na ravninu lamela također uzrokuju manje promjene na iskoristivosti topline u izmjenjivačima topline.
- Utjecaj nejednolike raspodjele temperatura zraka je najveći za $\boldsymbol{\pi}_3$=1, a najmanji za $\boldsymbol{\pi}_3$=0. Porastom značajke $\boldsymbol{\pi}_2$ raste utjecaj nejednolike raspodjele temperatura na iskoristivost topline.
- Ako se nejednolikom raspodjelom temperatura zraka poveća razlika između temperatura zraka i vode na aktivnoj strani[4], a smanji razlika temperatura na pasivnoj strani, iskoristivost topline se povećava. U suprotnom, ako se nejednolikom raspodjelom temperatura smanji razlika između temperatura zraka i vode na aktivnoj strani, a poveća razlika temperatura fluida na pasivnoj strani, iskoristivost topline se smanjuje. Za promatrani nejednoliki profil temperatura zraka, promjena iskoristivosti topline dobiva pozitivan ili negativan predznak, ovisno o tome da li se razlika između temperatura zraka i vode na aktivnoj strani povećava ili smanjuje. Prethodna razmatranja vrijede neovisno o tome da li se zrak grije ili hladi.
- Nejednoliki profili temperatura s većim stupnjem nejednolikosti (**T3** i **T4**) uzrokuju veću promjenu iskoristivosti topline od profila s manjim stupnjem nejednolikosti (**T1** i **T2**).
- Ako se stupanj nejednolikosti profila temperatura zraka dvostruko poveća, dvostruko će se povećat i utjecaj profila na promjenu iskoristivosti topline (**T2** prema **T1** ili **T4** prema **T3**).
- Utjecaj nejednolike raspodjele temperatura zraka je manji u niskoučinkovitim izmjenjivačima topline (**4R:10×8:↑↑**) nego što je u visokoučinkovitim izmjenjivačima (**4R:10×8:↑↓**).

[4] U cijevnim lamelnim izmjenjivačima, aktivnom se stranom naziva strana na kojoj se nalaze razdjelna i sabirna cijev te spojevi prema cijevima izmjenjivača, a pasivnom se stranom naziva strana na kojoj se nalaze cijevna koljena.

6.5. Ograničenja MCE metode i smjernice za daljnji rad

Ograničenja MCE metode proizlaze iz postavljenih pretpostavki i zanemarivanja određenih utjecaja koji bi mogli utjecati na termohidraulička svojstva lamelnih izmjenjivača topline. Smjernice za daljnji rad uključuju ispitivanje valjanosti tih pretpostavki i eventualno uključivanje pojedinih utjecaja u MCE metodu. Pretpostavke koje uzima MCE metoda su:

1. izmjenjivač radi u stacionarnom stanju: iako je vremensko trajanje nestacionarnog rada kratko u odnosu na trajanje stacionarnog rada, MCE metodu moguće je proširiti na analizu utjecaja raspodjele zraka na termohidraulička svojstva lamelnih izmjenjivača dok rade u nestacionarnom stanju. U tom slučaju MCE metoda bi trebala uzeti u obzir nestacionarni prijelaz toplinu između fluida i provođenje topline u cijevima i lamelama.
2. ovisnost između stupnja nejednolikosti u profilu ulaznih brzina strujanja zraka i porasta koeficijenta prijelaza topline u lamelnom izmjenjivaču topline. Ovu je ovisnost potrebno istražiti na većem broju različitih lamela ali i na jednostavnijim slučajevima kao za prisilnu konvekciju u kanalima i cijevima. Tada bi se mogla ponuditi općenita korelacija između stupnja nejednolikosti ulaznog profila i porasta koeficijenta prijelaza topline.
3. lamelni izmjenjivač topline je toplinski izoliran prema okolini: u MCE metodu se može uključiti prijelaz topline između okoliša i kućišta izmjenjivača, sabirnika i razdjelnika te povratnih cijevnih lukova. Ipak, toplinski tok koji se izmjenjuje s okolišem je mali u odnosu na izmijenjeni toplinski tok između dvaju fluida u izmjenjivaču topline.
4. fizikalna svojstva fluida računaju se na temelju prosječne temperature fluida: u slučaju lamelnih izmjenjivača topline s većim temperaturnim gradijentima bilo bi potrebno računati fizikalna svojstva fluida na temelju lokalnih temperatura fluida.
5. u lamelnom izmjenjivaču topline ne postoji promjena agregatnog stanja fluida: u slučaju isparivanja ili kondenzacije radne tvari bilo bi potrebno računati lokalne koeficijente prolaza topline (tj. lokalne značajke $\boldsymbol{\pi}_2$) na temelju udjela pare i kapljevine i fizikalnih svojstva radne tvari koja struji u cijevima.
6. regulacija isparivača i kondenzatora: nejednolika raspodjela zraka može inducirati nejednoliku raspodjelu radne tvari u isparivaču i kondenzatoru. Utjecaj raspodjele zraka ovisi o načinu na koji se regulira izlazno stanje radne tvari iz isparivača ili kondenzatora. U MCE metodi bilo bi potrebno računati s lokalnim karakteristikama strujanja radne tvari u cijevima koja ovise o lokalnoj gustoći toplinskog toka i lokalnim količinama zraka.
7. MCE metoda računa samo prijelaz osjetne topline: ukoliko se želi uzeti u obzir i izmjena latentne topline kondenzacije vlage iz zraka (npr. u isparivačima) potrebno je računati s lokalnim temperaturama i vlažnostima zraka u izmjenjivaču topline. Potrebno je pronaći način kako procijeniti lokalnu temperaturu površina izmjenjivača kako bi se mogli odrediti dijelovi izmjenjivača u kojima dolazi do kondenzacije vlage i dijelovi u kojima nema kondenzacije vlage.

7. PAD TLAKA U LAMELNOM IZMJENJIVAČU TOPLINE S NEJEDNOLIKOM RASPODJELOM ZRAKA

7.1. Rezultati numeričke analize i usporedba sa SWiK/ΔP formulom

7.1.1. Gradijent brzina strujanja zraka okomit na ravninu lamela

MCE metoda predviđa iskoristivost topline i izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom ulaznih brzina strujanja zraka, ali ne može predvidjeti pad tlaka i potrebnu snagu ventilatora. U tu svrhu koristi se SWiK/ΔP formula (4.47) čiji je izvod dan u potpoglavlju 4.2. Pad tlaka u izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom ulaznih brzina strujanja zraka usrednjuje se po masenom protoku ili po površini presjeka – u literaturi se koriste oba načina. Ovisno o načinu usrednjavanja pada tlaka, povećanje pada tlaka definira se kako slijedi

$$\Delta p'_{\dot{m}} = \frac{\Delta p_{\mathrm{mal},\dot{m}}}{\Delta p_{\mathrm{unif}}} \tag{7.1}$$

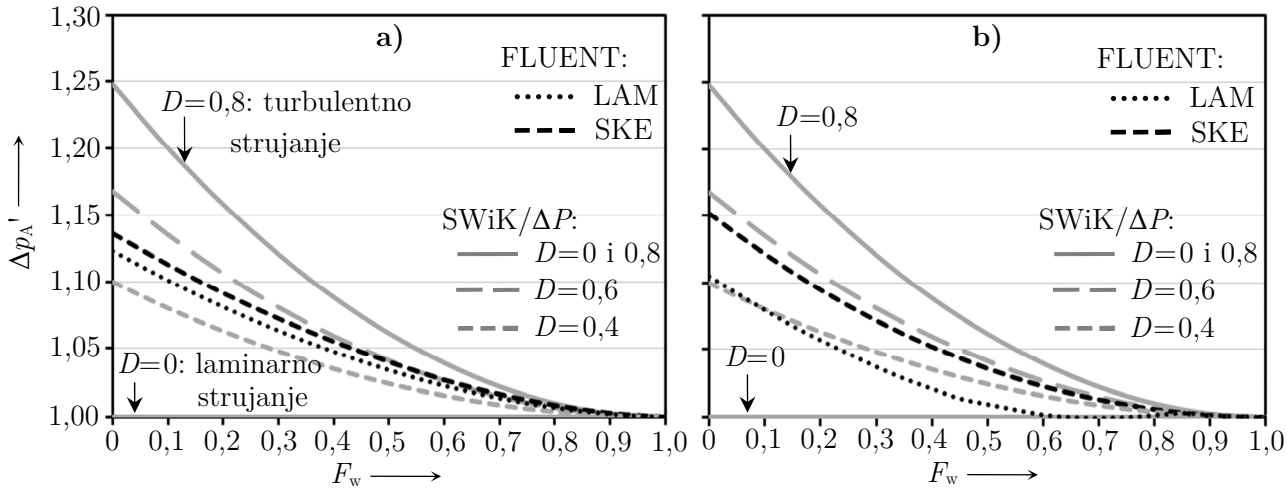
$$\Delta p'_{\mathrm{A}} = \frac{\Delta p_{\mathrm{mal,A}}}{\Delta p_{\mathrm{unif}}} \tag{7.2}$$

Povećanje potrebne snage ventilatora proporcionalno je povećanju pada tlaka u izmjenjivaču topline ako se pretpostavi da je pad tlaka u izmjenjivaču ujedno i pad tlaka u zračnom kanalu. Obično je povećanje potrebne snage ventilatora manje od povećanja pada tlaka u izmjenjivaču topline jer pad tlaka u izmjenjivaču predstavlja tek jedan dio ukupnog pada tlaka u zračnom kanalu.
SWiK/ΔP formula (4.47) razvijena je usrednjavanjem pada tlaka po masenom protoku, ali se može koristiti i ako se pad tlaka želi usrednjiti po površini. U toj formuli D je eksponent Reynoldsovog broja tako da vrijedi $\Delta p \propto Re^d$ *(*$D = d$*).* Kod čistog laminarnog strujanja fluida $D=1$ (izraz (2.2)), a kod razvijenog turbulentnog strujanja $D = 1{,}8$ (izraz (2.3)). U području nestabilnog laminarnog i prijelaznog strujanja fluida vrijednost D kreće se između 1 i 1,8. Ako se u SWiK/ΔP formuli želi koristiti pad tlaka koji se usrednjuje po površini umjesto $D = d$ treba uzeti $D = d - 1$. Do toga se dolazi jer je, kod usrednjavanja pada tlaka po površini, potrebna snaga ventilatora u izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka P_{mal} proporcionalna eksponentu D umjesto $D + 1$, kao što se vidi iz izraza (4.42). Općenito, vrijednost D u SWiK/ΔP formuli iznosi

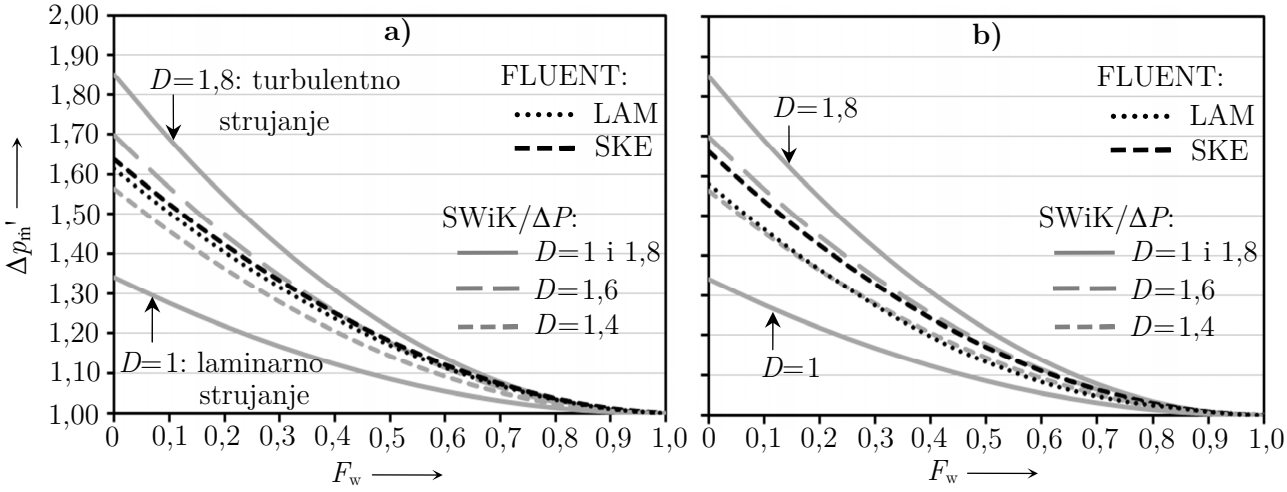
$$D = \begin{cases} d\text{, pad tlaka usrednjen po protoku} & \rightarrow \Delta p_{\mathrm{mal},\dot{m}} \begin{cases} D = 1{,}8\text{, turbulentno} \\ D = 1\text{, laminarno} \end{cases} \\ d-1\text{, pad tlaka usrednjen po površini} & \rightarrow \Delta p_{\mathrm{mal,A}} \begin{cases} D = 0{,}8\text{, turbulentno} \\ D = 0\text{, laminarno} \end{cases} \end{cases} \tag{7.3}$$

Prethodno razmatranje je potrebno zato što dosadašnja istraživanja nisu dala konačan odgovor na pitanje treba li pad tlaka u izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka usrednjiti po protoku ili po površini. Usrednjavanje pada tlaka po protoku imalo bi smisla kada bi nejednoliki profil brzina strujanja zraka ostao nepromijenjen kroz izmjenjivač topline dok bi usrednjavanje pada tlaka po površini imalo smisla kada bi na izlazu iz izmjenjivača topline profil

brzina strujanja zraka bio jednolik. U stvarnosti, nejednolika raspodjela ulaznih brzina strujanja zraka uzrokuje snažno miješanje slojeva zraka u izmjenjivaču, a izlazni profil brzina razlikuje se od ulaznog profila brzina, kao na slici 6.61. Kod numeričkog modeliranja strujanja fluida u izmjenjivaču, pad tlaka se može usrednjiti ili po površini (engl. *area-averaged*) ili po protoku (engl. *mass-averaged*). Ova je odluka, i u FLUENT-u i u drugim programima za numeričko modeliranje, prepuštena korisniku. Slike 7.1. i 7.2. uspoređuju povećanje pada tlaka dobiveno numeričkim putem s predviđanjima SWiK/ΔP formule (4.47) za izmjenjivač s nejednolikim linearnim profilom ulaznih brzina strujanja zraka čiji su gradijenti brzina okomiti na ravninu lamela (slika 6.42.).

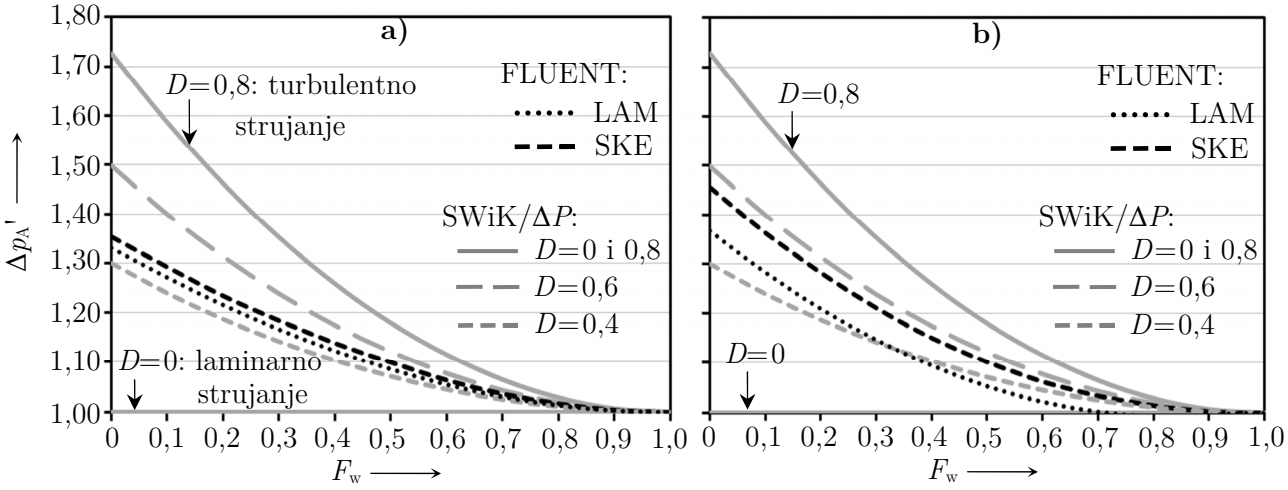


Slika 7.1. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po površini*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki linearni profil s gradijentom brzina okomitim na lamele i kod a) $\overline{Re}_{dc} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{dc} = 2800$

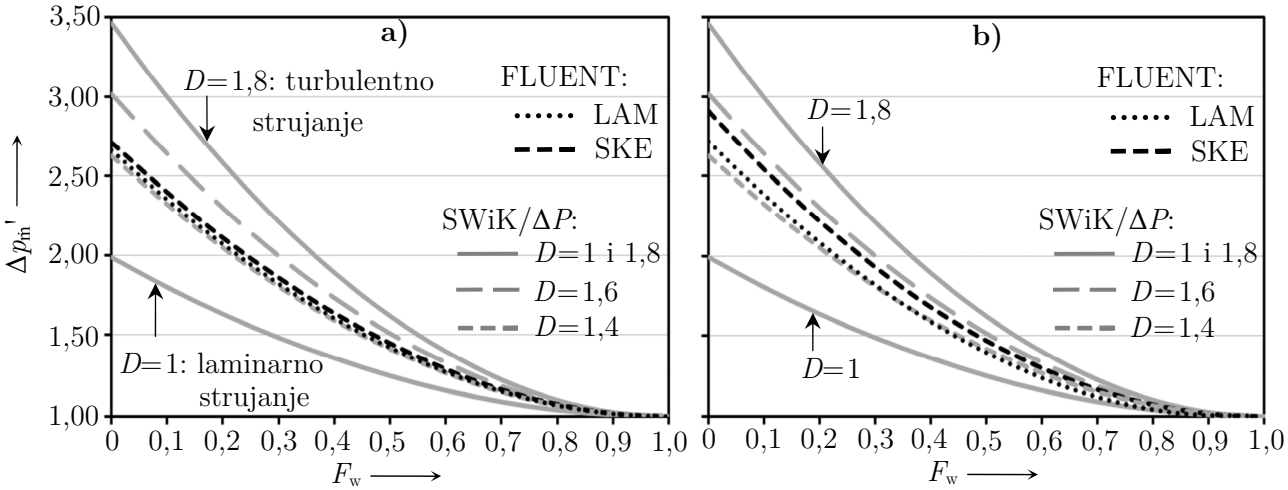


Slika 7.2. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po protoku*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki linearni profil s gradijentom brzina okomitim na lamele i kod a) $\overline{Re}_{dc} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{dc} = 2800$

Slike 7.3. i 7.4. uspoređuju povećanje pada tlaka dobiveno numeričkim putem s predviđanjima SWiK/ΔP formule (4.47) za izmjenjivač s nejednolikim skokovitim profilom ulaznih brzina strujanja zraka čiji su gradijenti brzina okomiti na ravninu lamela (slika 6.42.)



Slika 7.3. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po površini*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki skokoviti profil s gradijentom brzina okomitim na lamele i kod a) $\overline{Re}_{dc} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{dc} = 2800$



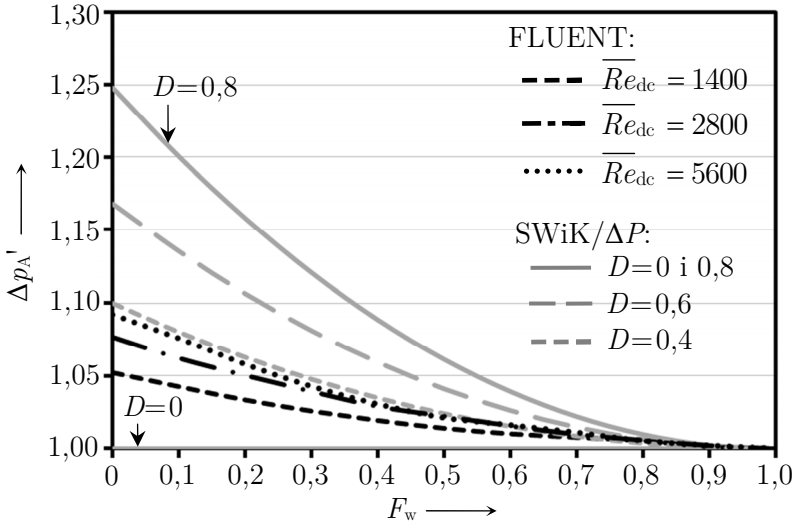
Slika 7.4. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po protoku*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki skokoviti profil s gradijentom brzina okomitim na lamele i kod a) $\overline{Re}_{dc} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{dc} = 2800$

Iz prethodnih slika primjećuje se da povećanje pada tlaka raste sa stupnjem nejednolikosti profila brzina strujanja zraka (jednoliki profil ima $F_w = 1$, a ekstremno nejednoliki profil $F_w = 0$). Nejednoliki skokoviti profili uzrokuju veće povećanje pada tlaka od nejednolikih linearnih profila. Usrednjenje pada tlaka po protoku rezultira značajno većim povećanjem pada tlaka od usrednjenja

po površini. Iz rezultata numeričke analize može se primijetiti da standardni k-ε model turbulencije predviđa veće povećanje pada tlaka od laminarnog modela strujanja zraka. SWiK/ΔP formula dobro predviđa numeričke rezultate kada se uzme $D = 1{,}4$ - $1{,}6$ (pad tlaka usrednjen po protoku) odnosno $D = 0{,}4$ - $0{,}6$ (pad tlaka usrednjen po površini). U području strujanja s $\overline{Re}_{dc} = 1400$ i 2800 strujanje zraka je nestabilno laminarno ili prijelazno, a vrijednosti $D = 1{,}4$ - $1{,}6$ su opravdane jer za čisto laminarno strujanje vrijedi $D = 1$ dok za razvijeno turbulentno strujanje vrijedi $D = 1{,}8$. Kod $\overline{Re}_{dc} = 1400$ krivulje dobivene numeričkim putem bliže su $D = 1{,}4$ dok su kod $\overline{Re}_{dc} = 2800$ ove krivulje bliže $D = 1{,}6$, što je očekivano jer porastom Reynoldsove značajke raste i vrijednost eksponenta Reynoldsove značajke D.

7.1.2. Gradijent brzina strujanja zraka paralelan na ravninu lamela

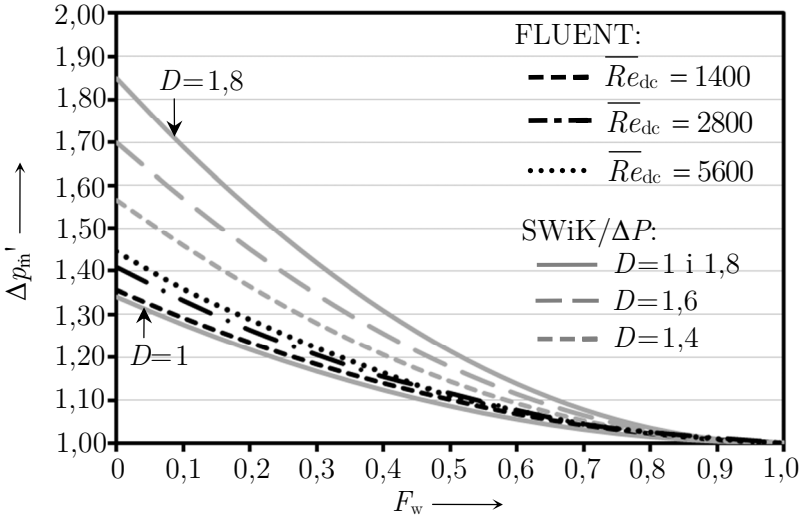
Na slikama 7.5. i 7.6. dane su usporedbe između povećanja pada tlaka dobivenog numeričkim putem i povećanja pada tlaka koje predviđa SWiK/ΔP formula (4.47) u izmjenjivaču topline s nejednolikim linearnim profilom ulaznih brzina strujanja zraka čiji su gradijenti brzina strujanja zraka paralelni na ravninu lamela (slika 6.37.). Strujanje zraka u izmjenjivaču topline modelira se kao laminarno za $\overline{Re}_{dc} = 1400$, odnosno turbulentno za $\overline{Re}_{dc} = 2800$ i 5600.



Slika 7.5. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po površini*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki linearni profil s gradijentom brzina paralelnim na lamele

Numerički rezultati otkrivaju da, u odnosu na nejednoliki linearni profili s okomitim gradijentima (slike 7.1. i 7.2.), nejednoliki linearni profili s paralelnim gradijentima stvaraju manja povećanja pada tlaka u izmjenjivaču topline **4R:10×8** (slike 7.5. i 7.6.). Najvjerojatniji uzrok tome je pojava miješanja zraka, poprečno na glavni smjer strujanja zraka, koja nastaje kada su gradijenti brzina

strujanja zraka paralelni na ravninu lamela. U tom slučaju se izlazni profili razlikuju od ulaznih profila brzina strujanja zraka (slika 6.64.), a pad tlaka ne može se usrednjiti ni po protoku ni po površini. To objašnjava zašto SWiK/ΔP formula precjenjuje pad tlaka u ovom slučaju. Prema SWiK/ΔP formuli, numeričkim putem dobiveni pad tlaka trebao bi se nalaziti između D=0,4 i 0,6 kod usrednjavanja po površini ili između D=1,4 i 1,6 za usrednjavanje po protoku.



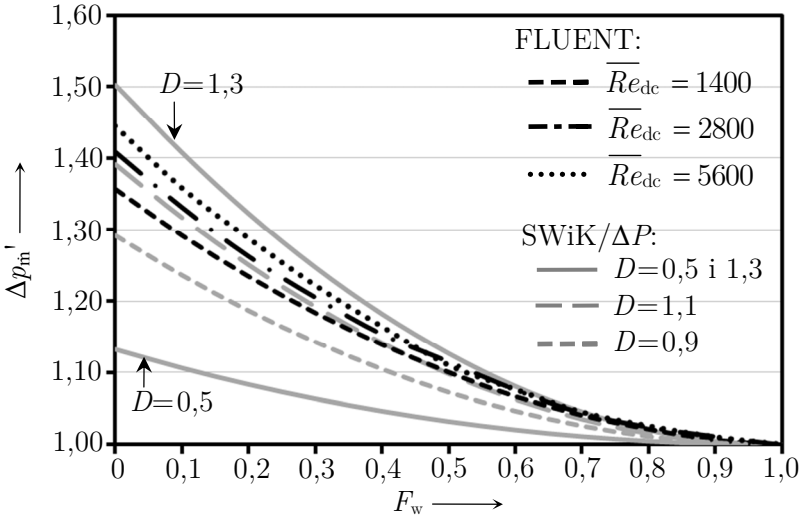
Slika 7.6. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po protoku*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki linearni profil s gradijentom brzina paralelnim na lamele

Na usrednjavanje pada tlaka po površini ili po protoku može se gledati kao na dozvoljene granice za interpretaciju povećanja pada tlaka u izmjenjivaču s nejednolikim profilom brzina. Usrednjavanje pada tlaka po protoku moglo bi se koristiti kada se nejednoliki profil ne bi mijenjao kroz izmjenjivač topline, a usrednjavanje po površini moglo bi se koristiti kada bi nejednoliki profil nakon ulaza u izmjenjivač ubrzo postao jednolik. U stvarnim izmjenjivačima topline sa složenim nejednolikim profilima brzina strujanja zraka ne događa se ni jedno od spomenutog, već se ulazni i izlazni profili mogu značajno razlikovati po obliku i stupnju nejednolikosti. Na temelju ove pretpostavke i za potrebe proračuna povećanja pada tlaka SWiK/ΔP formulom (4.47) mogu se uzeti takvi D koji su po vrijednosti između onih koji vrijede kod usrednjavanja pada tlaka po protoku i po površini, tj.

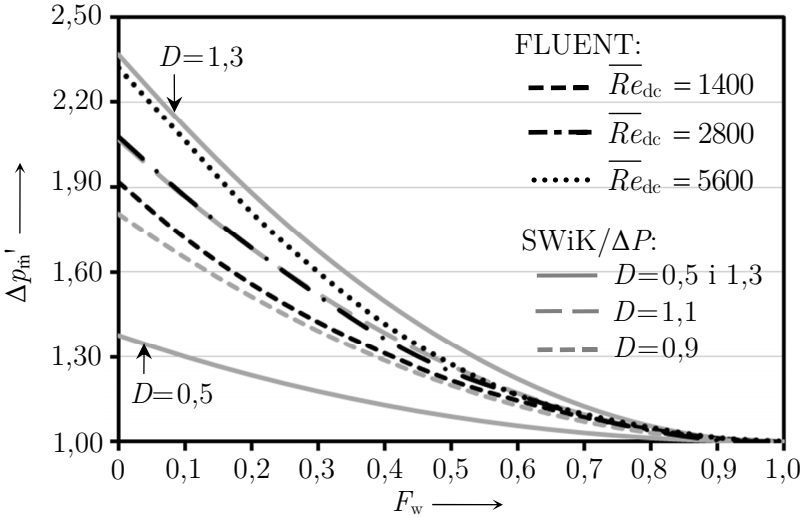
$$D=\frac{2d-1}{2}=\begin{cases}\dfrac{2\cdot 1{,}8-1}{2}=1{,}3, & \text{turbulentno strujanje}\\[2ex] \dfrac{2\cdot 1-1}{2}=0{,}5, & \text{laminarno strujanje}\end{cases} \tag{7.4}$$

Slike 7.7. i 7.8. daju usporedbu između numeričkim putem dobivenih povećanja pada tlaka i predviđanja SWiK/ΔP formule za nejednolike linearne i skokoviti profile brzina strujanja zraka u kojima su gradijenti brzina paralelni na lamele. Kod Reynoldsovih značajki $\overline{Re}_{dc}$ = 1400, 2800 i 5600 strujanje zraka u lamelnom izmjenjivaču **4R:10×8** je nestabilno laminarno ili prijelazno, a u SWiK/ΔP formuli, umjesto dosadašnjih vrijednosti D=1,4 i 1,6, potrebno je uzeti D=1,1 i 0,9.

Kod predviđanja povećanja pada tlaka, minimalna vrijednost D iznosi 0,5 kod laminarnog strujanja, a maksimalna vrijednost iznosi 1,3 kod turbulentnog strujanja zraka. Na ovaj način definirane vrijednosti D daju bolju procjenu povećanja pada tlaka u lamelnim izmjenjivačima topline u kojima nejednolika raspodjela ulaznih brzina zraka uzrokuje poprečno miješanje slojeva zraka. U nastavku se točnost pretpostavke (7.4) provjerava eksperimentalnim putem.



Slika 7.7. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po protoku*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki linearni profil s gradijentom brzina paralelnim na lamele

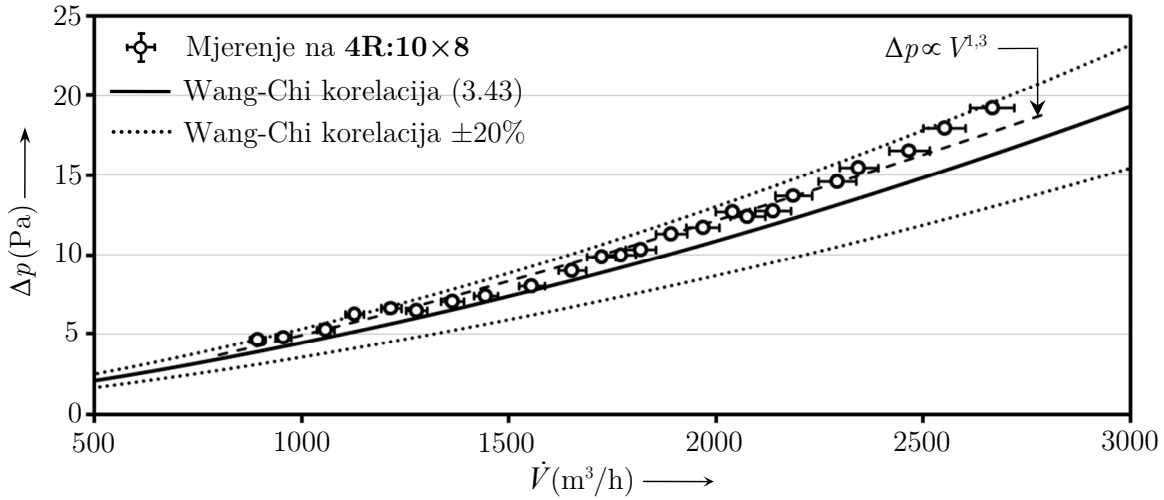


Slika 7.8. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po protoku*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki skokoviti profil s gradijentom brzina paralelnim na lamele

7.2. Eksperimentalno ispitivanje i usporedba sa SWiK/Δ*P* formulom

7.2.1. Povećanje pada tlaka u lamelnom izmjenjivaču topline 4R:10×8

U lamelnom izmjenjivaču topline **4R:10×8** izmjeren je pad tlaka u rasponu masenih protoka zraka između 1000 kg/h (Re_{dc}=500) i 3200 kg/h (Re_{dc}=1600). S ulaznom temperaturom zraka od 20 °C (ρ_a=1,2 kg/m^3), volumni protok zraka kreće se u rasponu između 830 m^3/h i 2670 m^3/h.
Slika 7.9. prikazuje izmjereni pad tlaka Δp(Pa) u izmjenjivaču **4R:10×8** u ovisnosti o volumnom protoku zraka $\dot{V}$(m^3/h) i za jednoliki profil ulaznih brzina strujanja zraka. Izmjereni pad tlaka uspoređen je s rješenjima Wang-Chi korelacije (3.43) kojom se proračunava pad tlaka u cijevnim lamelnim izmjenjivačima topline s običnim ravnim lamelama. Izmjereni pad tlaka u izmjenjivaču **4R:10×8** je za oko 10% veći od pada tlaka kojeg predviđa Wang-Chiova korelacija. Ovisnost između pada tlaka i volumnog protoka zraka može se opisati potencijalnom funkcijom općeg oblika $\Delta p \propto Re^d$, gdje je d=1,3 eksponent Reynoldsovog broja. Imajući na umu da $d=1$ označava laminarno strujanje fluida, a d=1,8 razvijeno turbulentno strujanje fluida, vrijednost $d = 1{,}3$ sugerira da je strujanje zraka nestabilno laminarno.



Slika 7.9. Pad tlaka u lamelnom izmjenjivaču **4R:10×8** s jednolikim profilom brzina zraka

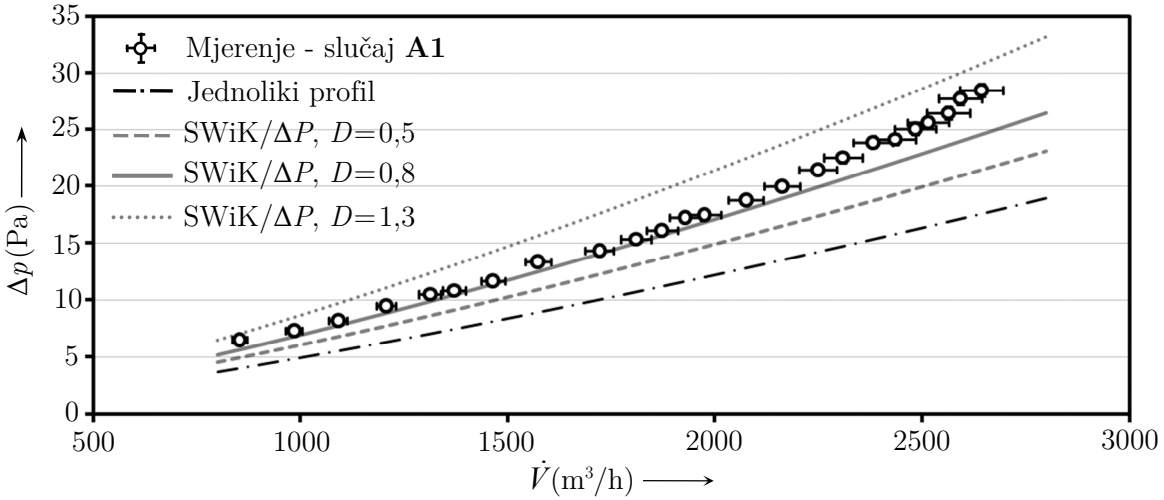
Kada je izmjenjivač topline **4R:10×8** izložen nejednolikom profilu brzina strujanja zraka, pad tlaka je veći nego u slučaju jednolikog profila. SWiK/Δ*P* formula (4.47) može predvidjeti ovo povećanje pada tlaka, ali potrebno je koristiti odgovarajuće vrijednosti *D*. Neka su granične vrijednosti *D* kao u izrazu (7.4), tj. $D = 0{,}5$ za laminarno strujanje i $D = 1{,}3$ za turbulentno strujanje zraka. Očekivana vrijednost *D* slijedi iz eksponenta Reynoldsovog broja *d*. Kako se u SWiK/Δ*P* formuli pad tlaka usrednjuje između protoka i površine, tako slijedi da je $D=(2d–1)/2=0{,}8$, izraz (7.4).
U nastavku se uspoređuje izmjereno povećanje pada tlaka i rješenja SWiK/Δ*P* formule za lamelni izmjenjivač topline **4R:10×8** s nejednolikim profilima **A1**, **A2**, **B1**, **B2**, **C1** i **C2** (slika 6.71.).
U tablici 6.4. dane su vrijednosti *S*, *W* i *K* za proračun povećanja pada tlaka SWiK formulom. Brzine zraka mjere se u 15 točaka, odnosno u 15 polja rešetke na ulazu izmjenjivača topline, tako

da je $N_{el}=15$. Promjenom volumnog protoka zraka mijenja se prosječna brzina zraka u profilu, ali je mjerenjima utvrđeno da se relativna standardna devijacija (S), asimetrija (W) i zaobljenost (K) ne mijenjaju, već ostaju konstantne u promatranom nejednolikom profilu brzina zraka.
Tablica 7.1. donosi vrijednosti povećanja pada tlaka koje su dobivene SWiK/ΔP formulom (4.47) za granične vrijednosti D=0,5 i 1,3 te za očekivanu vrijednost D=0,8.

Tablica 7.1. Statistički momenti nejednolikih profila **A1**, **A2**, **B1**, **B2**, **C1** i **C2** (slika 6.71.) i povećanje pada tlaka (ΔP) dobiveno SWiK/ΔP formulom

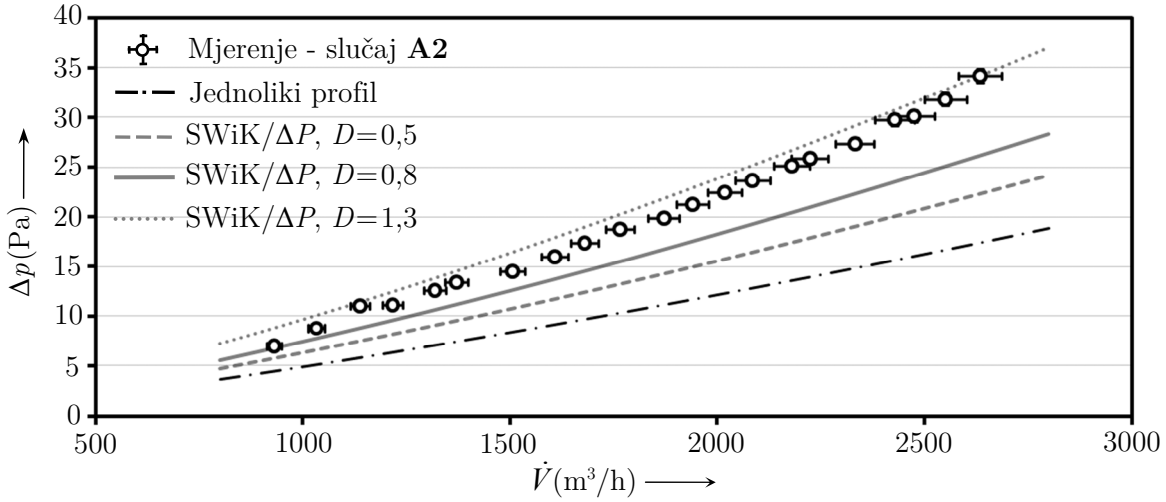
Profil	S	W	K	N_{el}	ΔP		
					D=0,5	D=0,8*	D=1,3
A1	0,76	-0,57	-1,61	15	1,22	**1,40**	1,76
A2	0,85	-0,44	-2,08	15	1,28	**1,50**	1,96
B1	0,22	-0,66	-1,52	15	1,02	**1,03**	1,06
B2	0,27	-0,34	-1,83	15	1,03	**1,05**	1,10
C1	0,61	-0,43	-1,60	15	1,14	**1,25**	1,49
C2	0,67	-0,06	-1,67	15	1,17	**1,31**	1,62
* Očekivana vrijednost za nestabilno laminarno strujanje zraka							

Na slici 7.10. dana je usporedba između izmjerenog i predviđenog povećanja pada tlaka u lamelnom izmjenjivaču topline **4R:10×8** s nejednolikim profilom brzina strujanja zraka **A1**.
SWiK/ΔP formula predviđa povećanje pada tlaka od 40% ($D=0{,}8$) što dobro opisuje izmjereno povećanje pada tlaka u području manjih protoka zraka ($\dot{V}<2000\,\mathrm{m^3/h}$), ali u području većih protoka zraka rezultira rastućim odstupanjima. Vrlo vjerojatno, ova su odstupanja posljedica porasta razine turbulencije i porasta vrijednosti D do kojih dolazi s porastom brzine zraka u izmjenjivaču topline.

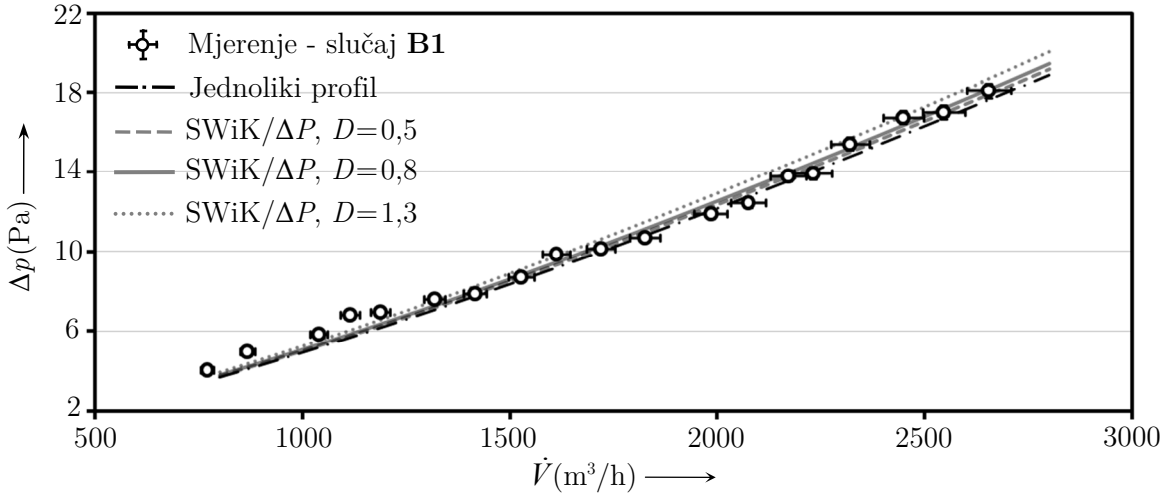


Slika 7.10. Pad tlaka u lamelnom izmjenjivaču **4R:10×8** s nejednolikim profilom - slučaj **A1**

Slika 7.11. uspoređuje izmjereno i predviđeno povećanje pada tlaka u lamelnom izmjenjivaču topline **4R:10×8** s nejednolikim profilom brzina strujanja zraka **A2**. SWiK/ΔP formula predviđa povećanje pada tlaka od 50% (D=0,8), ali odstupanja su u ovom slučaju veća nego u prethodnom. Kada bi se koristila vrijednost D=1,3, SWiK/ΔP formula ponudila bi bolja predviđanja povećanja pada tlaka. Jedino objašnjenje koje ide u prilog korištenja vrijednosti $D=1{,}3$ je to da nejednoliki profil **A2** ima gradijent brzina koji je okomit na ravninu lamela, a u tom slučaju nema intenzivnog miješanja zraka, pa je povećanje pada tlaka potrebno usrednjiti po masenom protoku. Slika 7.12. prikazuje povećanje pada tlaka kojeg uzrokuje profil **B1**. Prema SWiK/ΔP formuli, povećanje pada tlaka je minimalno (samo 3%) jer profil **B1** ima manji stupanj nejednolikosti ($S=0{,}22$). Mjerenja pokazuju da je pad tlaka nejednolikog profila **B1** vrlo blizu padu tlaka jednolikog profila i u konačnici iz rezultata mjerenja ne može se zaključiti koliko je povećanje pada tlaka.



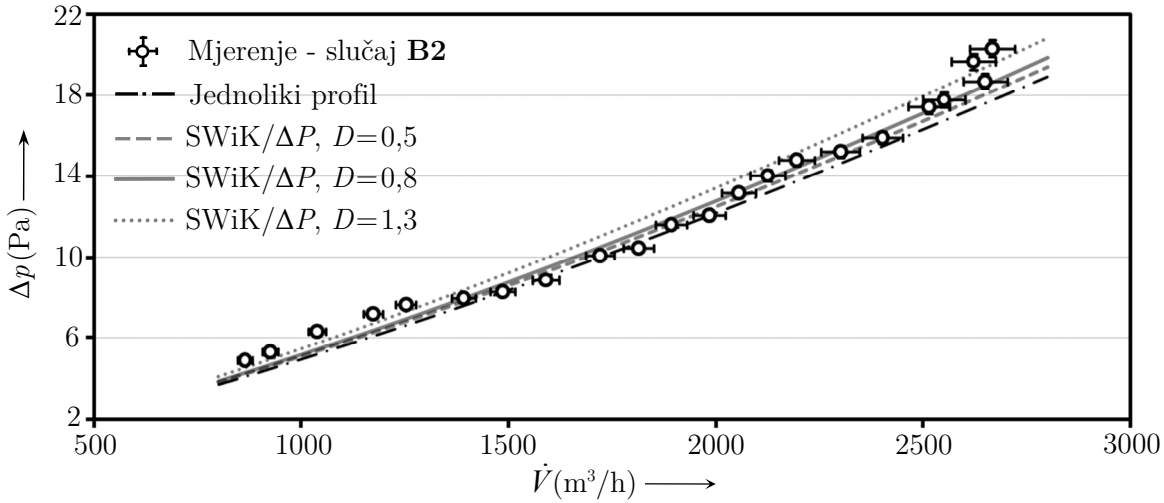
Slika 7.11. Pad tlaka u lamelnom izmjenjivaču **4R:10×8** s nejednolikim profilom – slučaj **A2**



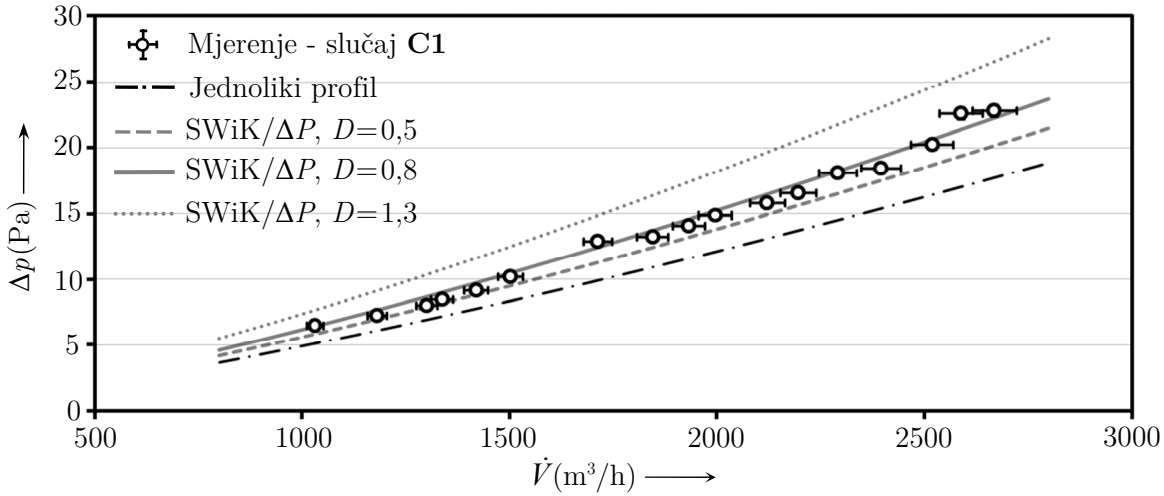
Slika 7.12. Pad tlaka u lamelnom izmjenjivaču **4R:10×8** s nejednolikim profilom – slučaj **B1**

Slika 7.13. prikazuje povećanje pada tlaka kojeg uzrokuje nejednoliki profil **B2**. Kao i u profilu **B1**, povećanje pada tlaka u profilu **B2** je minimalno, samo 5% prema SWiK/ΔP formuli s obzirom da je stupanj nejednolikosti $S = 0{,}27$. Rezultati mjerenja također pokazuju da je pad tlaka u profilu **B2** vrlo blizu padu tlaka jednolikog profila.

Povećanje pada tlaka u lamelnom izmjenjivaču topline **4R:10×8** uzrokovano nejednolikim profilom **C1** prikazano je na slici 7.14. SWiK/ΔP formula predviđa povećanje pada tlaka od 25% u odnosu na pad tlaka jednolikog profila, a mjerenja pokazuju da su ta predviđanja pogođena u većem dijelu promatranog raspona volumnih protoka zraka. Nejednoliki profil **C1** ima umjereni stupanj nejednolikosti s relativnom standardnom devijacijom od S=0,61.



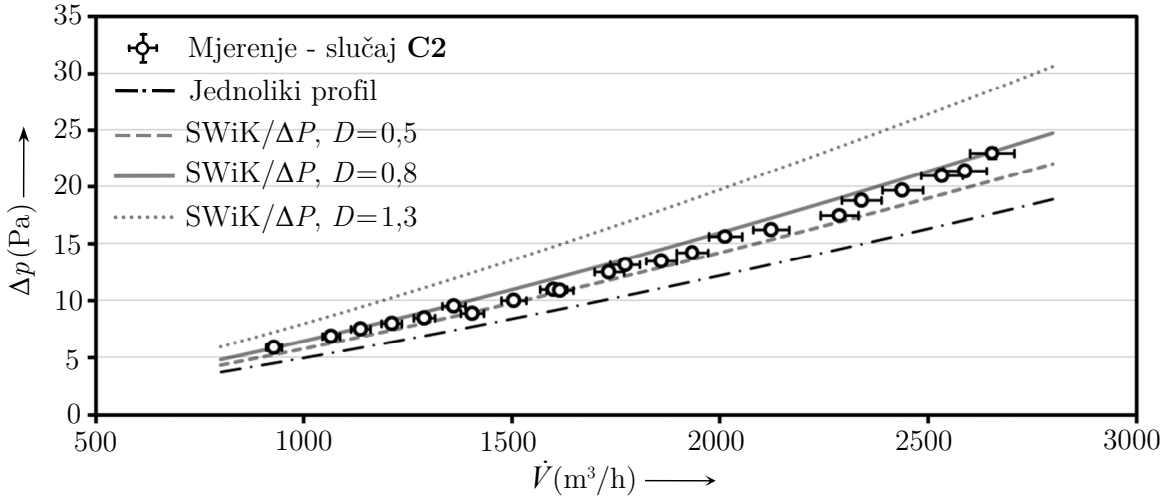
Slika 7.13. Pad tlaka u lamelnom izmjenjivaču **4R:10×8** s nejednolikim profilom – slučaj **B2**



Slika 7.14. Pad tlaka u lamelnom izmjenjivaču **4R:10×8** s nejednolikim profilom – slučaj **C1**

Povećanje pada tlaka u lamelnom izmjenjivaču topline **4R:10×8** uzrokovano nejednolikim profilom **C2** prikazano je na slici 7.15. SWiK/ΔP formula predviđa povećanje pada tlaka od 31% za profil

čiji je stupanj nejednolikosti $S = 0{,}67$. Rezultati mjerenja pokazuju da su predviđanja SWiK/ΔP formule blago precijenjena u većem dijelu promatranog raspona volumnih protoka zraka.

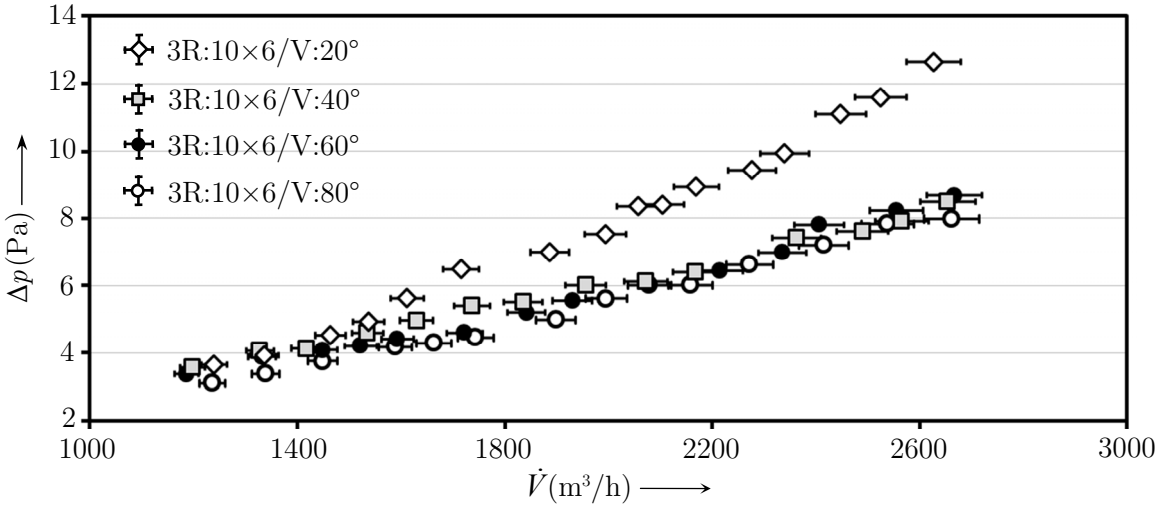


Slika 7.15. Pad tlaka u lamelnom izmjenjivaču **4R:10×8** s nejednolikim profilom – slučaj **C2**

Prethodna analiza pokazuje da SWiK/ΔP formula (4.47) može predvidjeti povećanje pada tlaka u lamelnom izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom ulaznih brzina strujanja zraka. Da bi se što bolje procijenilo povećanje pada tlaka potrebno je u SWiK/ΔP formuli ubaciti odgovarajuću vrijednost eksponenta Reynoldsove značajke o kojoj ovisi pad tlaka u izmjenjivaču ($\Delta p \propto Re^{\mathrm{d}}$). Vrijednost eksponenta d karakteristika je režima strujanja fluida i zauzima vrijednosti između $d=1$ kod laminarnog strujanja fluida i $d=1{,}8$ kod turbulentnog strujanja fluida. Ove bi se vrijednosti trebale koristiti u SWiK/ΔP formuli ($D=d$) kada bi se pad tlaka u izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom zraka usrednjavao po masenom protoku. Međutim, numeričke analize i eksperimentalna ispitivanja pokazuju da usrednjavanje pada tlaka po masenom protoku vodi do precjenjivanja pada tlaka u izmjenjivačima topline s nejednolikom raspodjelom zraka, a da usrednjavanje pada tlaka po površini vodi do podcjenjivanja povećanja pada tlaka. Na usrednjavanje pada tlaka po protoku i na usrednjavanje pada tlaka po površini može se gledati kao na granice za opisivanje pada tlaka u izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom zraka. Nejednolika raspodjela zraka na ulazu uzrokuje miješanje slojeva zraka u izmjenjivaču, a izlazni profil može se značajno razlikovati od ulaznog profila brzina strujanja zraka. Stoga se, za potrebe SWiK/ΔP formule pretpostavilo se da se pad tlaka usrednjuje između površine i protoka tako da su granične vrijednosti $D=0{,}5$ za laminarno strujanje i $D=1{,}3$ za turbulentno strujanje zraka. Strujanje zraka u lamelnim izmjenjivačima topline je najčešće nestabilno laminarno ili prijelazno tako da treba koristiti odgovarajuće vrijednosti D, kao npr. $D = 0{,}8$ – $1{,}0$. Ovakvo promatranje pada tlaka rezultira najboljim predviđanjima u SWiK/ΔP formuli i u skladu je s nedoumicama dosadašnjim istraživanja oko načina usrednjavanja pada tlaka u izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom zraka.

7.2.2. Povećanje pada tlaka u lamelnim izmjenjivačima 3R:10×6/V

U lamelnim izmjenjivačima topline **3R:10×6/V** izmjeren je pad tlaka u rasponu masenih protoka zraka između 1440 kg/h ($Re_{dc}=440$) i 3200 kg/h ($Re_{dc}=980$). S ulaznom temperaturom zraka od 20 °C ($\rho_a=1{,}2$ kg/m^3), volumni protok zraka kreće se između 1200 m^3/h i 2670 m^3/h. Na slici 7.16. prikazan je pad tlaka u izmjenjivačima **3R:10×6/V** ovisno o kutu postavljanja β.



Slika 7.16. Izmjereni pad tlaka u lamelnim izmjenjivačima **3R:10×6/V** za četiri kuta postavljanja β i nejednolikih profila brzina strujanja zraka (vidi sliku 6.84.)

Povećanje pada tlaka je najveće u slučaju **3R:10×8/V:20°** što je i razumljivo s obzirom na veći stupanj nejednolikosti ($S=0{,}56$) u profilu brzina strujanja zraka. U ostalim slučajevima gotovo da i nema povećanja pada tlaka jer su profili brzina strujanja zraka tek blago nejednoliki (slika 6.84.). Tablicom 7.2. dane su procjene povećanja pada tlaka u izmjenjivačima **3R:10×8/V** dobivene pomoću SWiK/ΔP formule (4.47).

Tablica 7.2. Statistički momenti nejednolikih profila u izmjenjivačima **3R:10×8/V** (slika 6.84.) i povećanje pada tlaka (ΔP) dobiveno SWiK/ΔP formulom

Profil	S	W	K	N_{el}	ΔP		
					D=0,5	D=0,8*	D=1,3
3R:10×6/V:20°	0,56	-0,02	-1,73	30	1,12	**1,22**	1,45
3R:10×6/V:40°	0,10	0,07	0,11	30	1,004	**1,008**	1,016
3R:10×6/V:60°	0,12	0,01	-0,85	30	1,005	**1,010**	1,022
3R:10×6/V:80°	0,14	-0,19	-1,21	30	1,007	**1,013**	1,027
* Očekivana vrijednost za nestabilno laminarno strujanje zraka							

7.3. SWiK/Δ*P* za procjenu povećanja pada tlaka u složenim profilima

U tablici 7.3. prikazana su povećanja pada tlaka koja bi nastala u lamelnim izmjenjivačima topline sa složenim nejednolikim profilima ulaznih brzina strujanja zraka P1-P6 (vidi sliku 6.89.). Ovisno o profilu, SWiK/Δ*P* formula predviđa povećanje pada tlaka između 0,3% i 37% u slučaju laminarnog strujanja zraka, odnosno između 15% i 152% u slučaju turbulentnog strujanja zraka. U lamelnim izmjenjivačima topline zrak najčešće struji u području nestabilno laminarnog strujanja za koje SWiK/Δ*P* formula predviđa povećanje pada tlaka između 7% (**P4**) i 69% (**P3**).

Tablica 7.3. Statistički momenti složenih nejednolikih profila **P1**-**P6** (slika 6.89.) i povećanje pada tlaka (Δ*P*) dobiveno SWiK/Δ*P* formulom

Profil	S	W	K	N_{el}	ΔP		
					D=0,5	D=0,8*	D=1,3
P1	0,43	-0,32	-0,85	1000	1,07	**1,13**	1,27
P2	0,58	0,07	-1,15	1000	1,13	**1,25**	1,51
P3	0,99	1,07	0,14	1000	1,37	**1,69**	2,52
P4	0,31	1,89	3,57	1000	1,003	**1,07**	1,15
P5	0,48	0,79	-0,38	1000	1,09	**1,17**	1,36
P6	0,81	0,79	-0,38	1000	1,25	**1,47**	2,02
* Očekivana vrijednost za nestabilno laminarno strujanje zraka							

Na temelju prethodnih analiza može se zaključiti da nejednolika raspodjela zraka ima negativan utjecaj na termohidraulička svojstva lamelnih izmjenjivača topline. Iako se koeficijent prijelaza topline konvekcijom može povećati zbog jače nestabilnosti u struji zraka (potpoglavlje 6.2.2.3.), nejednolika raspodjela zraka uzrokuje istovremeno smanjenje iskoristivosti topline i povećanje pada tlaka u lamelnom izmjenjivaču topline. Drugim riječima, nejednolika raspodjela zraka rezultira manjim prijelazom topline u izmjenjivaču i većom potrošnjom energije u ventilatoru. Povećanje potrebne snage ventilatora obično je manje od povećanja pada tlaka u izmjenjivaču topline i ovisi o udjelu pada tlaka izmjenjivača topline u ukupnom padu tlaka zračnog kanala unutar kojega se postavlja izmjenjivač topline.

8. ZAKLJUČAK

U ovom radu analiziran je utjecaj nejednolike raspodjele zraka na termohidraulička svojstva lamelnih izmjenjivača topline. Utvrdilo se da nejednoliki profili brzina strujanja zraka mogu značajno utjecati na izmijenjeni toplinski tok, iskoristivost topline, koeficijente prijelaza topline i pad tlaka u lamelnim izmjenjivačima topline. U svrhu analize utjecaja raspodjele zraka razvijena je analitička metoda (MCE metoda) kojom se, osim nejednolikih profila brzina strujanja fluida, mogu objasniti utjecaj provođenja topline u lamelama, utjecaj nejednolike raspodjele temperatura fluida i utjecaj složenog međusobnog smjera strujanja između fluida u lamelnom izmjenjivaču topline. Predviđanja MCE metode uspoređivana su s rezultatima numeričkog modeliranja i eksperimentalnih ispitivanja te su postignuta vrlo dobra poklapanja. MCE metoda predstavlja proširenje standardne metode za proračun iskoristivosti topline i može poslužiti za proračun lamelnih izmjenjivača topline sa složenim međusobnim smjerom strujanja fluida, s jednolikom ili nejednolikom raspodjelom brzina i temperatura zraka. MCE metoda ne može predvidjeti povećanje pada tlaka u lamelnom izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom zraka tako da je u tu svrhu ponuđena formula (SWiK/ΔP) koja na temelju statističkih momenata profila brzina zraka može predvidjeti ovo povećanje pada tlaka.
Najvažniji rezultati i zaključci analitičkih, eksperimentalnih i numeričkih analiza provedenih u ovom istraživanju slijede u nastavku.

Iskoristivost topline u lamelnim izmjenjivačima topline može se povećati usklađivanjem *međusobnog smjera strujanja između dvaju fluida* koji izmjenjuju toplinu. MCE objašnjava da u lamelnim izmjenjivačima topline geometriju spajanja cijevi treba izvesti tako da se osigura protusmjerno-unakrsno strujanje između dvaju fluida. Protusmjerno-unakrsno strujanje fluida osigurava veće iskoristivosti topline od čistog unakrsnog ili istosmjerno-unakrsnog strujanja fluida. To znači da zadani izmijenjeni toplinski tok izmjenjivač topline s protusmjerno-unakrsnim strujanjem postiže s manjom površinom prijelaza topline. Razlike iskoristivosti topline između istosmjerno-unakrsnog i protusmjerno-unakrsnog strujanja potvrđene su eksperimentalnim putem. Na ovaj način MCE metoda može poslužiti za optimizaciju geometrije spajanja cijevi u lamelnim izmjenjivačima topline. Na jednom postojećem lamelnom izmjenjivaču topline, MCE metoda predviđa povećanje iskoristivosti topline do 5% za danu vrijednost značajke $\boldsymbol{\pi}_2$, odnosno smanjenje površine prijelaza topline do 20% za ciljanu vrijednost $\boldsymbol{\varepsilon}$ (slika 6.36.).

Kod analize *jednostavnih nejednolikih profila* brzina strujanja zraka MCE metoda može razlikovati profile čiji su gradijenti brzina paralelni na ravninu lamela i profile čiji su gradijenti okomiti na ravninu lamela. MCE metoda pokazuje da je utjecaj nejednolikih profila s paralelnim gradijentima na smanjenje iskoristivosti topline veći od utjecaja nejednolikih profila s okomitim gradijentima. Utjecaj nejednolikih profila s paralelnim gradijentima je snažniji zato što u tom slučaju krugovi strujanja i cijevi lamelnih izmjenjivača dobivaju različite količine zraka, a neke od tih cijevi mogu

dobivati vrlo male količine zraka. U slučaju profila s okomitim gradijentima svi krugovi strujanja i sve cijevi u izmjenjivaču topline dobivaju jednake količine zraka ali s nejednolikom raspodjelom.

Numeričko modeliranje koristilo je za usporedbu rezultata MCE metode i dobivanje dodatnih informacija o utjecaju nejednolike raspodjele zraka. Numerička analiza otkrila je da nejednolika raspodjela zraka povećava koeficijente prijelaza topline konvekcijom. Ovaj se utjecaj objašnjava na sljedeći način. Nejednolika raspodjela ulaznih brzina strujanja zraka uzrokuje poprečno miješanje zraka u izmjenjivaču topline. Poprečno miješanje potiče nestabilne pojave u strujanju zraka poput čestog odvajanja graničnog sloja i vrtloženja. Nestabilno strujanje zraka povećava prosječni koeficijent prijelaza topline konvekcijom u izmjenjivaču topline. Veći koeficijent prijelaza topline rezultira većom značajkom π_2 što konačno vodi do povećanja iskoristivosti topline i izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču. MCE metoda može opisati ovaj utjecaj pomoću korekcije kojom se uzima u obzir povećanje koeficijenta prijelaza topline u ovisnosti o standardnoj devijaciji profila ulaznih brzina strujanja zraka. Povećanje izmijenjenog toplinskog toka zbog nejednolike raspodjele zraka se najčešće događa u isparivačima i kondenzatorima, što potvrđuju i zaključci postojećih istraživanja. MCE metoda pokazuje da, osim u manjem broju slučajeva kada povećavaju izmijenjeni toplinski tok, nejednoliki profili brzina strujanja zraka s malim ili umjerenim stupnjem nejednolikosti smanjuju izmijenjeni toplinski tok za 10-15% dok ekstremno nejednoliki profili mogu uzrokovati smanjenje izmijenjenog toplinskog toka i do 30%.

Eksperimentalna ispitivanja pokazuju da nejednoliki profili sa stupnjem nejednolikosti (standardna devijacija) između 0,20 i 0,30 smanjuju izmijenjeni toplinski tok za od 1-5%. Nejednoliki profili sa stupnjevima nejednolikosti između 0,60 i 0,85 mogu smanjiti izmijenjeni toplinski tok između 9% i 37%. Rezultati eksperimentalnih ispitivanja poslužili su za usporedbu s rezultatima MCE metode. Postignuta su vrlo dobra poklapanja. U nekoliko slučajeva odstupanja MCE metode bila su nešto veća i mogu se pripisati pogreškama korelacija za proračun koeficijenata prijelaza topline na strani zraka i fluida u cijevima, mjernim nesigurnostima ili pogreškama koje nastaju zbog pretpostavki u MCE metodi.

MCE metodom ispitan je utjecaj nekoliko *složenih nejednolikih profila* ulaznih brzina strujanja zraka na izmijenjeni toplinski tok u nekoliko lamelnih izmjenjivača topline s različitom geometrijom spajanja cijevi. Od općenitih zaključaka može se spomenuti sljedeće. Smanjenje iskoristivosti topline (tj. smanjenje izmijenjenog toplinskog toka) u lamelnom izmjenjivaču ovisi o značajkama izmjenjivača π_2 i π_3, o međusobnom smjeru strujanja fluida, o karakteristikama strujanja zraka u izmjenjivaču topline te o omjeru otpora prijelaza topline na strani zraka i vode.
Stupanj nejednolikosti ulaznog profila ima snažan utjecaj, ali nije jedina varijabla koja utječe na veličinu smanjenja izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom zraka. Druge varijable koje utječu na veličinu smanjenja izmijenjenog toplinskog toka su značajke izmjenjivača topline, orijentacija između gradijenta brzina u profilu i ravnine lamela izmjenjivača, međusobni smjer strujanja između fluida i režim strujanja zraka.
Za promatrani nejednoliki profil, smanjenje izmijenjenog toplinskog toka je veće u izmjenjivačima topline s većom iskoristivošću topline (protusmjerni i unakrsni izmjenjivači) nego u izmjenjivačima topline s manjom iskoristivošću topline (istosmjerni izmjenjivači). Najveća smanjenja iskoristivosti

topline nastaju kada su toplinski kapaciteti dviju struja fluida jednaki ($\pi_3 = 1$), a najmanja nastaju kada je toplinski kapacitet slabije struje zanemariv u odnosu na toplinski kapacitet jače struje ($\pi_3 = 0$). Slični općeniti zaključci ne mogu se ponuditi za značajku π_2 jer smanjenje iskoristivosti topline ponekad raste, a ponekad pada s povećanjem vrijednosti π_2, ovisno o obliku nejednolikog profila i vrijednosti značajke π_3. Ovisno o režimu strujanja zraka u izmjenjivaču topline, najveća smanjenja iskoristivosti topline nastaju kod laminarnog strujanja zraka, a najmanja kod turbulentnog strujanja zraka. Turbulentno strujanje zraka kompenzira utjecaj nejednolike raspodjele zraka. Ovisno o omjeru otpora prijelaza topline između zraka i fluida u cijevima, najmanje smanjenje iskoristivosti topline nastaje kada je otpor na strani fluida u cijevima zanemariv u odnosu na otpor prijelaza topline na strani zraka. U tom slučaju, nejednolika raspodjela zraka ima manji utjecaj na izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču topline jer se cijeli otpor prijelaza topline nalazi na strani zraka. Porastom otpora na strani fluida u cijevima povećava se i smanjenje iskoristivosti topline jer sada jednolika raspodjela fluida u cijevima manje kompenzira nejednoliku raspodjelu zraka.

MCE metodom analiziran je i *utjecaj provođenja topline u lamelama*, a najvažniji zaključci slijede. U većini slučajeva provođenje topline u lamelama smanjuje iskoristivost topline za nekoliko postotaka, a rjeđe smanjenje iskoristivosti topline može iznositi 10% ili više. Utjecaj provođenja topline u lamelama na smanjenje iskoristivosti topline je najveći za $\pi_3 = 1$ i najmanji za $\pi_3 = 0$. Kod $\pi_3 = 1$ razlike temperatura kapljevitog fluida između susjednih cijevi su najveće, a kod $\pi_3 = 0$ temperatura fluida u cijevima je konstantna i nema provođenja topline u lamelama. Utjecaj provođenja topline je najmanji u lamelnim izmjenjivačima topline s manjom iskoristivošću topline (istosmjerni izmjenjivači), a veći u lamelnim izmjenjivačima topline s većom iskoristivošću topline (unakrsni i protusmjerni izmjenjivači). Uključivanjem utjecaja provođenja topline u lamelama u standardni proračun iskoristivosti topline, MCE metoda može ukloniti problem prividnog koeficijenta prijelaza topline do kojeg se dolazi u eksperimentalnim ispitivanjima. Ukoliko se zanemari, provođenje topline u lamelama uzrokuje prividno smanjenje koeficijenta prijelaza topline konvekcijom koji je jedan od glavnih uzroka odstupanja između eksperimentalnih i numeričkih koeficijenata prijelaza topline na strani zraka u lamelnim izmjenjivačima topline.

MCE metodom analiziran je i *utjecaj nejednolike raspodjele temperatura zraka*. Utjecaj nejednolike raspodjele temperatura zraka je najveći za $\pi_3 = 1$, a najmanji za $\pi_3 = 0$. Promjena iskoristivosti topline uzrokovana nejednolikom raspodjelom temperatura zraka nije značajna i u većini slučajeva iznosi manje od 1%. Nejednoliki profili ulaznih temperatura zraka mogu smanjiti ili povećati iskoristivost topline ovisno o tome da li poboljšavaju ili pogoršavaju raspodjelu temperaturnih razlika između fluida u izmjenjivaču topline. Ako se nejednolikom raspodjelom temperatura zraka poveća razlika između temperatura fluida na aktivnoj strani izmjenjivača topline, a smanji razlika temperatura fluida na pasivnoj strani, iskoristivost topline se povećava. Ako se nejednolikom raspodjelom temperatura smanji razlika između temperatura fluida na aktivnoj strani, iskoristivost topline u izmjenjivaču se smanjuje.

Utjecaj nejednolike raspodjele zraka na pad tlaka u lamelnim izmjenjivačima topline analiziran je numeričkim i eksperimentalnim putem. Nejednolika raspodjela zraka uzrokuje povećanje pada

tlaka u odnosu na pad tlaka jednolike raspodjele zraka. Ponuđena je matematička formulacija koja može predvidjeti povećanje pada tlaka u izmjenjivačima topline s nejednolikom raspodjelom zraka. Ova se formula temelji na statističkim momentima profila brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline. Postignuta su zadovoljavajuća poklapanja između predviđenih vrijednosti pada tlaka i pada tlaka dobivenih eksperimentalnim ili numeričkim putem. Pokazalo se da je pad tlaka u izmjenjivačima topline s nejednolikom raspodjelom zraka potrebno usrednjiti između protoka i površine. To je zato što nejednolika raspodjela zraka uzrokuje poprečno miješanje slojeva u izmjenjivaču topline, a ulazni i izlazni profili brzina se međusobno razlikuju. Veličina povećanja pada tlaka najviše ovisi o stupnju nejednolikosti (standardna devijacija) profila brzina zraka i može iznositi i do 100% u slučaju nejednolikih profila s visokim stupnjem nejednolikosti.

Opća ocjena nejednolike raspodjele zraka na termohidraulička svojstva lamelnog izmjenjivača topline ovisi o postavljenom kriteriju ocjenjivanja. Ako se promatra samo izmijenjeni toplinski tok, najpovoljniji profil može biti umjereno nejednolik profil s gradijentima brzina koji su paralelni na ravninu lamela. U tom slučaju nejednoliki ulazni profil brzina strujanja zraka potiče miješanje slojeva zraka u izmjenjivaču topline što uzrokuje povećanje konvekcijskog koeficijenta prijelaza topline i povećanje izmijenjenog toplinskog toka, pogotovo u isparivačima.
Ako se uz izmijenjeni toplinski tok promatra i pad tlaka u lamelnom izmjenjivaču topline, opća ocjena nejednolike raspodjele zraka na termohidraulička svojstva lamelnog izmjenjivača topline je zasigurno negativna, a najpovoljniji profil je jednoliki profil brzina zraka. Nejednolika raspodjela zraka uzrokuje smanjenje izmijenjenog toplinskog toka (tj. smanjenje iskoristivosti topline) i povećanje pada tlaka u lamelnom izmjenjivaču topline. U eksploataciji, profili brzina strujanja zraka na ulazu u lamelne izmjenjivače su najčešće blago nejednoliki, a smanjenje izmijenjenog toplinskog toka iznosi svega nekoliko postotaka u odnosu na izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču s jednolikom raspodjelom zraka. U manjem broju slučajeva, kao kad se izmjenjivač topline postavlja u blizini ventilatora ili kad je ulazna sekcija zračnog kanala izvedena s naglim proširenjem, raspodjela zraka može biti izrazito nejednolika i tada su smanjenja izmijenjenog toplinskog toka i povećanja pada tlaka najveća. Ipak, nejednolika raspodjela zraka može se izbjeći ublažavanjem naglih prijelaza i pravilnom izvedbom ulazne i izlazne sekcije u zračnom kanalu te odmicanjem izmjenjivača topline od ventilatora.

Buduća istraživanja mogu proširiti analitičke metode ponuđene u ovom radu s ciljem analize utjecaja raspodjele zraka na postignute učine u isparivačima i kondenzatorima kao i na izmijenjeni toplinski tok u lamelnim izmjenjivačima topline u kojima se izmjenjuje i osjetna i latentna toplina.

LITERATURA

[1] Mueller, A. C.: *Effects of some types of maldistribution on the performance of heat exchangers*, Heat Transfer Engineering 8 (2), 75-86, 1987.

[2] Mueller, A. C., Chiou, J. P.: *Review of various types of flow maldistribution in heat exchangers*, Heat Transfer Engineering 9 (2), 36-50, 1988.

[3] Kitto, J. B., Robertson, J. M.: *Effects of maldistribution of flow on heat transfer equipment performance*, Heat Transfer Engineering 10 (1), 18-25, 1989.

[4] Berryman, R. J., Russell, C. M. B.: *The effect of maldistribution of air flow on aircooled heat exchanger performance*, u Kitto, J. B., Robertson, J. M. (ured.): *Maldistribution of flow and its effect on heat exchanger performance*, Proc. of the 24th National Heat Transfer Conference and Exhibition, 19-23, HTD-ASME, Pittsburgh, PA, USA, 1987.

[5] Webb, R. L., Chung, K.: *Two-phase flow distribution to tubes of parallel flow air-cooled heat exchangers*, Heat Transfer Engineering 26 (4), 3-18, 2005.

[6] Shah, R. K., Sekulić, D. P.: *Fundamentals of heat exchanger design*, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2003.

[7] Chiou, J. P.: *Thermal performance deterioration in crossflow heat exchangers due to the flow nonuniformity*, ASME Journal of Heat Transfer 100 (4), 580-587, 1978.

[8] Chwalowski, M., Didion, D. A.; Domanski, P. A.: *Verification of evaporator computer models and analysis of performance of an evaporator coil*, ASHRAE Trans. 95 (1), 1989.

[9] Sparrow, E. M., Ruiz, R.: *Effect of blockage-induced flow maldisribution on the heat transfer and pressure drop in a tube bank*, ASME Journ. Heat Transfer 104, 691-699, 1982.

[10] Berryman, R. J., Russell, C. M. B.: *Airflow in air-cooled heat exchangers*, Heat Transfer Engineering 8 (4), 40-44, 1987.

[11] McDonald, J. S., Eng, K. Y.: *Tube side flow distribution effects on heat exchangers performance*, Symposium on Chemical Engineering Progress 59, 11-17, 1963.

[12] Xuan, Y.: *Transient analysis of multipass crossflow heat exchangers*, Heat and Mass Transfer 31, 223-230, 1996.

[13] Rabas, T. J.: *The effect of tubeside maldistribution on the thermal performance of condensers used in multistage flash distillation plants*, Desalination 55, 515-528, 1985.

[14] Kærn, M. R., Brix, W., Elmegaard, B., Larsen, L. F. S.: *Performance of residential air-conditioning systems with flow maldistribution in fin-and-tube evaporators*, International Journal of Refrigeration 34, 696-706, 2011.

[15] Weimer, R. F., Hartzog, D. G.: *Effects of maldistribution on the performance of multistream, multipassage heat exchangers*, u Timmerhaus, K. D. (ur.): Advances in Cryogenic Engineering 18, 52-64, Springer Science+Business Media, New York, 1973.

[16] Fagan, T.: *The effect of air flow maldistribution on air-to-refrigerant heat exchanger performance*, ASHRAE Transactions 80 (7), 699-713, 1980.

[17] Rabas, T. J.: *The effect of nonuniform inlet flow and temperature distributions on the thermal performance of air-cooled condensers*, u Kitto, J. B., Robertson, J. M. (ed.): *Maldistribution of flow and its effect on heat exchanger performance*, Proc. of the 24th National Heat Transfer Conference and Exhibition, 29-38, Pittsburgh, PA, USA, 1987.

[18] Beiler, M. G., Kröger, D. G.: *Thermal performance reduction in air-cooled heat exchangers due to nonuniform flow and temperature distributions*, Heat Transfer Engineering 17 (1), 82-92, 1996.

[19] Ranganayakulu, C., Seetharamu, K. N., Sreevatsan, K. V.: *The effects of inlet fluid flow nonuniformity on thermal performance and pressure drops in crossflow plate-fin compact heat exchangers*, International Journal of Heat and Mass Transfer 40 (1), 27-38, 1997.

[20] Yuan, P.: *Effect of inlet flow maldistribution on the thermal performance of a thre-fluid crossflow heat exchanger*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer 46, 3777-3787, 2003.

[21] Mishra, M., Das, P. K., Sarangi, S.: *Effect of temperature and flow nonuniformity on transient behaviour of crossflow heat exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer 51, 2583-2592, 2008.

[22] Chin, W. M., Raghavan, V. R.: *On the adverse influence of higher statistical moments of flow maldistribution on the performance of a heat exchanger*, International Journal of Thermal Sciences 50, 581-591, 2011.

[23] Chin, W. M., Raghavan, V. R.: *The influence of the moments of probability density function for flow maldistribution on the thermal performance of a fin-tube heat exchanger*, International Journal of Thermal Sciences 50, 1942-1953, 2011.

[24] Domanski, P. A., Yashar, D. A., Kaufman, K. A., Michalski, R. S.: *An optimized design of finned-tube evaporators using the leanable evolution model*, HVAC&R Research 10 (2). 201-211, 2004.

[25] Domanski, P. A., Yashar, D. A., Kim, M.: *Performance of a finned-tube evaporator optimized for different refrigerants and its effect on system efficiency*, International Journal of Refrigeration 28, 820-827, 2005.

[26] Domanski, P. A., Yashar, D. A.: *Optimization of finned-tube condensers using an intelligent system*, International Journal of Refrigeration 30, 482-488, 2007.

[27] Yashar, D. A., Wojtusiak, J., Kaufman, K. A., Domanski, P. A.: *A dual-mode evolutionary algorithm for designing optimized refrigerant circuitries for finned-tube heat exchangers*, HVAC&R Research 18 (5), 834-844, 2012.

[28] Domanski, P. A., Yashar, D. A.: *Application of an evolution program for refrigerant circuitry optimization*, ACRECONF 2007: International Technical Conference on Challenges to Sustainability, New Delhi, India, December 7-8, 2007.

[29] Domanski, P. A., Yashar, D. A., Kaufman, K.: *Finned-tube heat exchangers simulation program with refrigerant circuitry optimization capability*, International Congress of Refrigeration 2008, Poznan, Poland, 2008.

[30] Domanski, P. A.: *EVSIM – an evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution*, NISTIR 89-4133, NIST, Gaithersburg, USA, 1989.

[31] Domanski, P. A., Didion, D.: *Computer modeling of the vapor compression cycle with constant area expansion device*, NBS Building Science Series 155, Department of Energy, NBS, Washington DC, USA, 1983.

[32] Domanski, P. A.: *Finned-tube evaporator model with a visual interface*, International Congress of Refrigeration 1999, Sydney, Australia, 1999.

[33] Payne, W. V., Domanski, P. A.: *Potential benefits of smart refrigerant distributors*, ARTI-21CR/605-200-50-01, NIST, Gaithersburg, MD, USA, 2002.

[34] Lee, J., Domanski, P. A.: *Impact of air and refrigerant maldistributions on the performance of finned-tube evaporators with R-22 and R-407C*, ARTI MCLR Project No. 665-54500, Building Environment Division, NIST, Gaithersburg, MD, USA, 1997.

[35] Lee, J., Kwon, Y.-C. Kim, M. H.: *An improved method for analyzing a fin and tube evaporator containing a zeotropic mixture refrigerant with air mal-distribution*, International Journal of Refrigeration 26, 707-720, 2003.

[36] Jiang, H., Aute, V., Radermacher, R.: *CoilDesigner: a general purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers*, International Journal of Refrigeration 29, 601-610, 2006.

[37] Song, X., Huang, D., Liu X., Chen, Q.: *Effect of non-uniform air velocity distribution on evaporator performance and its improvement on a residential air conditioner*, Applied Thermal Engineering 40, 284-293, 2012.

[38] Gong, J., Gao, T., Yuan, X., Huang, D.: *Effects of air flow maldistribution on refrigeration system dynamics of an air source heat pump chiller under frosting conditions*, Energy Conversion & Management 49, 1645-1651, 2008.

[39] Kærn, M. R., Brix, W., Elmegaard, B., Larsen, L. F. S.: *Compensation of flow maldistribution in fin-and-tube evaporators for residential air-conditioning*, International Journal of Refrigeration 34, 1230-1237, 2011.

[40] Chen, N., Xu, L., Feng, H. D., Yang, C. G.: *Performance investigation of a finned tube evaporator under the oblique frontal air velocity distribution*, Applied Thermal Engineering 25, 113-125, 2005.

[41] Elgowainy, A.: *CFD applied to heat pump system design*, Proc. of the 37th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, IECEC paper no. 20165, 470-474, 2002.

[42] Elgowainy, A.: *Effect of airflow maldistribution on pressure drop and thermal performance of heat exchangers in residential heat pump systems*, ASHRAE Transactions 109 (2), paper n. 4629, 2003.

[43] Lalot, S., Florent, P., Lang, S. K., Bergles, A. E.: *Flow maldistribution in heat exchangers*, Applied Thermal Engineering 19, 847-863, 1999.

[44] Drapala, M. H., Bury, T., Widziewicz, K.: *Numerical model of a cross-flow heat exchanger with non-uniform flow of media*, Journal of Power Technologies 93 (5), 295-302, 2013.

[45] Bury, T., Skladzien, J.: *Evaluation of selected methods of mitigation of media flow maldistribution impact in finned cross-flow heat exchangers*, International Journal of Thermodynamics 16 (4), 189-195, 2013.

[46] Bury, T.: *Impact of a medium flow maldistribution on a cross-flow heat exchanger performance*, in Mitrovic, J. (ed.): *Heat exchangers – basic design applications*, 117-142, InTech, Rijeka, Croatia, 2012.

[47] Bury, T., Skladzien, J., Widziewicz, K.: *Experimental and numerical analyses of finned cross flow heat exchangers under non-uniform gas inlet flow conditions*, Archives of Thermodynamics 31 (4), 133-144, 2010.

[48] Bury, T., Kruczek, T.: *Application of infrared thermography for validation of numerical analyses results of a finned cross-flow heat exchanger with non uniform flow of the agents*, Proc. of the 9th International Conference on Quantitative Infrared Thermography – QIRT 2008, July 2-5, Krakow, Poland, 2008.

[49] Jama, H., Watkins, S., Dixon, C., Ng, E.: *Airflow distribution through the radiator of a typical Australian passenger car*, Proc. od the 15th Australasian Fluid Mechanics Conference, Sydney, Australia, AFMC00216, December 13-17, 2004.

[50] Ng, E. Y., Johnson, P. W., Watkins, S.: *An analytical study on heat transfer performance of radiators with non-uniform airflow distribution*, IMechE Journal of Automobile Engineering 219 (12), 1451-1467, 2005.

[51] Sunden, B.: *Simulation of compact heat exchanger performance*, International Journal of Numerical Methods & Fluid Flow 20 (5), 551-569, 2010.

[52] Hoffmann-Vocke, J., Neale, J., Walmsley, M.: *CFD investigation into the flow field in a four row staggered plate fin-and-tube heat exchanger experiencing gross fin-side flow maldistribution using the k-ω turbulence model*, Proc. of the ASME 2009 Heat Transfer Summer Conference, San Francisco, CA, USA, July 19-23, 2009.

[53] Mao, J. N., Chen, H. X., Jia, H., Wang, Y. Z., Hu, H. M.: *Effect of air-side flow maldistribution on thermal-hydraulic performance of the multi-louvered fin and tube heat exchanger*, International Journal of Thermal Sciences 73, 46-57, 2013.

[54] Chang, C.-C., Cheng, C.-H., Ke, M.-T., Chen, S.-L.: *Experimental and numerical investigations of air cooling for a large-scale motor*, International Journal of Rotating Machinery vol. 2009, Article ID 612723, 2009.

[55] Sparrow, E. M., Yanezmoreno, A. A.: *Heat transfer in a tube bank in the presence of upstream cross- sectional enlargement*, International Journal of Heat and Mass Transfer 26 (12), 1791-1803, 1983.

[56] Sparrow, E. M., Berman, Y. S.: *Heat exchanger situated downstream of a right-angle bend*, International Journal of Heat and Mass Transfer 27 (9), 1649-1657, 1984.

[57] Timoney, D. J., Foley, P. J.: *Some effects of air flow maldistribution on performance of a compact evaporator with R134a*, Heat Recovery Sytems & CHP 14 (5), 517-523, 1994.

[58] Kirby, E. S., Bullard, C. W., Dunn, W. E.: *Effect of airflow nonuniformity on room air conditioner performance*, ACRC TR-120, Air Conditioning and Refigeration Center, University of Illinois, Urbana, Illinois, USA, 1997.

[59] Kirby, E. S., Bullard, C. W., Dunn, W. E.: *Effect of airflow nonuniformity on evaporator performance*, ASHRAE Transactions 104 (2), 755-762, 1998.

[60] Yashar, D. A.; Cho, H. H.: *Air-side velocity distribution in finned-tube heat exchangers*, NISTIR 7474, BFRL-NIST, US Department of Commerce, Gaithersburg, USA, 2007.

[61] Yashar, D. A., Cho, H. H., Domanski, P. A.: *Measurement of air-velocity profiles for finned-tube heat exchangers using particle image velocimetry*, Proc. of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2195, Purdue, USA, 2008.

[62] Yashar, D. A., Domanski, P. A.: *Particle image velocimetry measurements and CFD-based predictions of air distribution at evaporator inlet and outlet*, ARTI report 07010-01, NIST, Gaithersburg, MD, USA, 2009.

[63] Yashar, D. A., Domanski, P. A.: *Air flow distribution through an A-shaped evaporator under dry and wet coil conditions*, Proc. of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2100, Purdue, USA, 2010.

[64] Yashar, D. A., Domanski, P. A., Cho, H. H.: *An experimental and computational study of approach air distribution for a finned-tube heat exchanger*, HVAC&R Research 17 (1). 76-85, 2011.

[65] T'Joen, C., Willockx, A., Steeman, H.-J., De Paepe, M.: *Performance prediction of compact fin-and-tube heat exchangers in maldistributed airflow*, Heat Transfer Engineering 28 (12), 986-996, 2007.

[66] T'Joen, C., De Paepe, M., Vanhee, F.: *Heat exchanger behavior in non uniform flow*, Experimental Heat Transfer 19 (4), 281-296, 2006.

[67] Choi, J. M., Payne, W. V., Domanski, P. A.: *Effects of non-uniform refrigerant and air flow maldistribution on finned-tube evaporator performance*, International Congress of Refrigeration 2003, ICR0040, Washington DC, USA, 2003.

[68] Franković, B.: *Analiza izmjene topline u regeneratorima topline*, magistarski rad, Fakultet Strojarstva i Brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, Zagreb, 1978.

[69] Franković, B.: *Analiza izmjene topline u vlažnom regeneratoru*, doktorska disertacija, Fakultet Strojarstva i Brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, Zagreb, 1990.

[70] Franković, B.: *Heat transfer analysis in dry rotary heat exchanger*, Strojarstvo 35 (3-4), 111-120, 1993.

[71] Franković, B.: *Analiza izmjene topline u vlažnom regeneratoru topline s nehigroskopnom akumulacijskom masom*, Strojarstvo 34 (3-4), 121-131, 1992.

[72] Pirš, J., Pomenić, L., Franković, B., Zalar, A.: *Analiza higroskopnog sloja višeslojnog materijala akumulacijske mase vlažnog rotirajućeg regeneratora*, Strojarstvo 32 (5), 375-384, 1990.

[73] Trp, A.: *Termodinamička analiza toplinskih pojava kod rotirajućeg regeneratora topline u sustavu termoelektrane srednje snage*, magistarski rad, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 1996.

[74] Trp, A.: *Termodinamička analiza toplinskih pojava kod rotirajućeg regeneratora topline u sustavu termoelektrane srednje snage*, Strojarstvo 42 (5-6), 205-216, 2000.

[75] Lenić, K.: *Analiza izmjene topline i tvari pri stvaranju leda na lamelnim izmjenjivačima topline*, doktorska disertacija, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2006.

[76] Lenić, K., Trp, A.: *Frost formation phenomenon in a fin-and-tube heat exchanger*, Strojarstvo 50(1-2), 15-22, 2008.

[77] Lenić, K., Trp, A., Franković, B.: *Transient two-dimensional model of frost formation on a fin-and-tube heat exchanger*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer 52(1-2), 22-32, 2009.

[78] Lenić, K., Trp, A., Franković, B.: *Prediction of an effective cooling output of the fin-and-tube heat exchanger under frosting conditions*, Applied Thermal Engineering 29(1-2), 2234-2543, 2009.

[79] Wolf, I.: *Utjecaj geometrijskih parametara na izmjenu topline i karakteristike strujanja zraka kod lamelnih izmjenjivača topline*, magistarski rad, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2004.

[80] Wolf, I., Franković, B., Viličić, I., Jurkowski, R., Bailly, A.: *Analiza prijelaza topline na valovitom lamelnom orebrenju izmjenjivača topline*, Strojarstvo 46(3-4), 137-147, 2004.

[81] Wolf, I., Franković, B., Viličić, I., Jurkowski, R., Bailly, A., Navarro, J. M.: *Performances thermiques des échangeurs a tube et ailettes 1re partie: Modélisation*, Revue Générale du Froid & du Conditionnement d'Air, 1064, 36-40, 2006.

[82] Wolf, I., Franković, B., Viličić, I., Jurkowski, R., Bailly, A., Navarro, J. M.: *Performances thermiques des échangeurs a tube et ailettes 2re partie: Résultats et comparaisons*, Revue Générale du Froid & du Conditionnement d'Air, 1064, 36-40, 2006.

[83] Čarija, Z., Franković, B.: *Heat transfer of flat and louvered fin-and-tube heat exchangers using CFD*, in Meyer J. P. (ed.): *Proceedings of 6th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Pretoria, South Africa, 2008.

[84] Glažar, V.; Trp, A; Lenić, K.: *Numerical study of heat transfer and analysis of optimal fin pitch in a wavy fin-and-tube heat exchanger*, Heat Transfer Eng. 33(2), 88-96, 2012.

[85] Glažar, V.: *Optimizacija geometrije kompaktnih izmjenjivača topline*, doktorska disertacija, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 2011.

[86] …: *2009 ASHRAE Handbook: Fundamentals – SI edition*, ASHRAE, Atlanta, USA, 2009.

[87] Kröger, D. G.: *Fan performance in air-cooled steam condensers*, Heat Recovery Systems & CHP 14(4), 391-399, 1994.

[88] Salta, C. A., Kröger, D. G.: *Effect of inlet flow distorsion on fan performance in forced draught air-cooled heat exchangers*, Heat Recovery Systems & CHP 15(6), 555-561, 1995.

[89] Duvenhage, K., Vermeulen, J. A., Meyer, C. J., Kröger, D. G.: *Flow distorsions at the fan inlet of forced draught air-cooled heat exchangers*, Applied Thermal Engineering 16(8-9), 741-752, 1996.

[90] Meyer, C. J., Kröger, D. G.: *Air-cooled heat exchanger inlet flow losses*, Applied Thermal Engineering 21, 771-786, 2001.

[91] Bredell, J. R., Kröger, D. G.: *Numerical investigation of fan performance in a forced draft air-cooled steam condenser*, California Energy Commission, PIER Energy-Related Environmental Research, CEC-500-2006-113, 2006.

[92] Ludwig, E. E.: *Applied process design for chemical and petrochemical plants, 3rd ed.*, Gulf Professional Publishing, Houston, USA, 1999.

[93] Wen, J., Li, Y., Zhou, A., Ma, Y.: *PIV investigations of flow patterns in the entrance configuration of plate-fin heat exchanger*, Chinese Journal of Chemical Engineering 14 (1), 15-23, 2006.

[94] Wen, J., Li, Y., Zhou, A., Zhang, K.: *An experimental and numerical investigation of flow patterns in the entrance of plate-fin heat exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer 49, 1667-1678, 2006.

[95] …: *Honeywell engineering manual of automatic control for commercial buildings*, Home and Building Control, Honeywell, Inc., Minneapolis, MN, USA, 1997.

[96] McQuiston, F. C., Parker, J. D., Spitler, J. D.: *Heating, ventilating and air conditioning: Analysis and design, 6th ed.*, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, USA, 2005.

[97] Xu, Z. G., Gotham, D. H. T., Collins, M. W., Coney, J. E. R., Sheppard, C. G. W., Merdjani, S.: *A numerical and experimental study of turbulent flow through the evaporator coil in an air-conditioning unit*, International Journal of Refrigeration 19 (6), 369-381, 1996.

[98] Xu, Z. G., Gotham, D. H. T., Collins, M. W., Coney, J. E. R., Sheppard, C. G. W., Merdjani, S.: *CFD prediction of turbulent recirculating flow in an industrial packaged air-conditioning unit*, HVAC&R Research 2 (3), 195-213, 1996.

[99] Xu, Z. G., Gotham, D. H. T., Collins, M. W., Coney, J. E. R., Sheppard, C. G. W., Merdjani, S.: *Validation of turbulence models in a simulated air-conditioning unit*, International Journal for Numerical Methods in Fluids 26, 199-215, 1998.

[100] Al-Nasser, A. M., Ben-Mansour, R.: *Optimizing the design and performance of an air conditioning unit using computational fluid dynamic*, Proc. of the 3rd Saudi Technical Conference, Vol 3., December 11-15, 58-67, 2004.

[101] Al-Nasser, A. M., Ben-Mansour, R., Al-Saedi, H. A., Doughan, A. M.: *Airflow and heat transfer characteristics in a packaged air conditioning unit: experimental and parametric-numerical study*, ASHRAE Transactions 111 (2), 4797, 154-166, 2005.

[102] Aganda, A. A., Coney, J. E. R., Sheppard, C. G. W.: *Airflow maldistribution and the performance of a packaged air conditioning unit evaporator*, Applied Thermal Engineering 20, 515-528, 2000.

[103] Aganda, A. A., Coney, J. E. R., Farrant, P. E., Sheppard, C. G. W., Wongwuttanasatian, T.: *A comparison of the predicted and experimental heat transfer performance of a finned tube evaporator*, Applied Thermal Engineering 20, 499-513, 2000.

[104] London, A. L., Klopfer, G., Wolf, S.: *Oblique flow headers for heat exchangers*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 90 (3), 271-284, 1968.

[105] Jiao, A., Li, Y., Chen, C., Zhang, R.: *Experimental investigation on fluid flow maldistribution in plate-fin heat exchangers*, Heat Transfer Eng. 24 (4), 25-31, 2003.

[106] Jiao, A., Zhang, R., Jeong, S.: *Experimental investigation of header configuration on flow maldistribution in plate-fin heat exchanger*, Applied Thermal Eng. 23, 1235-1246, 2003.

[107] Jiao, A., Baek, S.: *Effects of distributor configuration on flow maldistribution in plate-fin heat exchangers*, Heat Transfer Engineering 26 (4), 19-25, 2005.

[108] Zhang, Z., Li, Y., Xu, Q.: *Experimental research on the effects of distributor configuration on flow distribution in plate-fin heat exchangers*, Heat Transfer – Asian Research 33 (6), 402-410, 2004.

[109] Zhang, Z., Li, Y.: *CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers*, Cryogenics 43, 673-678, 2003.

[110] Wen, J., Li, Y.: *Study of flow distribution and its improvement on the header of plate-fin heat exchanger*, Cryogenics 44, 823-831, 2004.

[111] Wen, J., Li, Y., Wang, S., Zhou, A.: *Experimental investigation of header configuration improvement in plate-fin heat exchanger*, Applied Thermal Eng. 27, 1761-1770, 2007.

[112] Wen, J., Li, Y., Zhou, A., Zhang, K., Wang, J.: *PIV experimental investigation of entrance configuration on flow maldistribution in plate-fin heat exchanger*, Cryogenics 46, 37-48, 2006.

[113] Wen, J., Li, Y., Zhang, K.: *Investigation of header configuration and its effects on flow maldistribution in plate fin heat exchanger*, Proc. of the 20th International Cryogenic Engineering Conference, 781-784, Beijing, China, 2005.

[114] Wasewar, K. L., Hargunami, S., Atluri, P., Kumar, N.: *CFD simulation of flow distribution in the header of plate-fin heat exchangers*, Chemical Engineering & Technology 30 (10), 1340-1346, 2007.

[115] Wang, W., Zhang, S., Yang, J., Zheng, J., Ding, X., Chou, M., Tang, P., Zhan, X.: *Effects of distributor channel dimensions on flow distribution and pressure drop in a plate-fin heat exchanger*, Chemical Engineering & Technology 36 (4), 657-664, 2013.

[116] Hoffmann-Vocke, J., Neale, J., Walmsley, M.: *The effect of inlet conditions on the air side hydraulic resistance and flow maldistribution in industrial air heaters*, International Journal of Heat and Fluid Flow 32, 834-845, 2011.

[117] Thonon, B., Mercier, P., Feidt, M.: *Flow distribution in plate heat exchangers and consequences on thermal and hydraulic performances*, u Roetzel, W., Heggs, P. J., Butterworth, D. (ur.): *Proceedings of the Eurotherm Seminar No.18*, February 27-March 1, 1991., Hamburg, Germany, 245-254.

[118] Thonon, B.: *Les echangeurs a plaques: dix ans de recherche au GRETh – Partie 1. Ecoulement et transferts de chaleur en simple et double phase*, Revue Generale de Thermique 34 (397), 77-90, 1995.

[119] Thonon, B., Mercier, P.: *Les echangeurs a plaques: dix ans de recherche au GRETh – Partie 2. Dimensionnement et mauvaise distribution*, Revue Generale de Thermique 35 (416), 561-568, 1996.

[120] Bajura, R. A., Jones Jr., E. H.: *Flow distribution manifolds*, ASME Journal of Fluids Engineering 98, 654-666, 1976.

[121] Bajura, R. A.: *A model for flow distribution in manifolds*, ASME Journal of Engineering for Power 93, 7-12, 1971.

[122] Shen, P. I.: *The effect of friction on flow distribution in dividing and combining flow manifolds*, ASME Journal of Fluids Engineering 114, 121-123, 1992.

[123] Habib, M. A., Ben-Mansour, R., Said, S. A. M., Al-Bagawi, J. J., Al-Mansour, K. M.: *Correlations of flow maldistribution parameters in an air cooled heat exchanger*, International Journal for Numerical Methods in Fluids 56, 143-165, 2008.

[124] Habib, M. A., Ben-Mansour, R., Said, S. A. M., Al-Qahtani, M. S., Al-Bagawi, J. J., Al-Mansour, K. M.: *Evaluation of flow maldistribution in air cooled heat exchangers*, Computer and Fluids 38 (3), 677-690, 2009.

[125] Pawar, N., Maurya, R. S., Mali, V.: *Numerical investigation of multi-channel flow maldistribution*, Proc. od the 37th & 4th Int. Conf. on Fluid Mechanics and Fluid Power, Chennai, India, FMFP10-CF-28, December 16-18, 2010.

[126] Srihari, N., Das, S. K.: *Experimental and theoretical analysis of transient response of plate heat exchangers in presence of nonuniform flow distribution*, ASME Journal of Heat Transfer 130 (5), 051801, 1-9, 2008.

[127] Shokouhmand, H., Khareghani, N.: *Effect of flow maldistribution and viscosity variations on transient response of plate heat exchangers – a comparison with uniform flow and constant viscosity model*, Proc. of the ESDA04, 7th Biennial Conference of Engineering Systems Design and Analysis, Manchester, UK, July 19-22, 2004.

[128] Pawar, N., Maurya, R. S.: *Flow maldistribution in a simplified plate heat exchanger model – a numerical study*, Applied Mechanics and Materials 110-116, 2529-2536, 2012.

[129] O'Halloran, S. P., Beck, B. T., Hosni, M. H., Eckels, S. J.: *Three dimensional velocity measurements in an automotive-size evaporator using particle image velocimetry*, Proc. of the Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference, ASME HT-FED2004-56584, Charlotte, NC, USA, July 11-15, 2004.

[130] Dharaiya, V. V., Radhakrishnan, A., Kandlikar, S. G.: *Evaluation of a tapered header configuration to reduce flow maldistribution in minichannels and microchannels*, ASME 7th Int. Conference of Nanochannels, Microchannels and Minichannels, ICNMM-2009, Pohang, South Korea, June 22-24, 2009.

[131] Rao, B. P., Das, S. K.: *An experimental study on the influence of flow maldistribution on the pressure drop across a plate heat exchanger*, ASME Journal of Fluids Engineering 126 (4), 680-691, 2004.

[132] Rao, B. P., Sunden, B., Das, S. K.: *An experimental and theoretical investigation of the effect of flow maldistribution on the thermal performance of plate heat exchangers*, ASME Journal of Heat Transfer 127 (3), 332-343, 2005.

[133] Rao, P. B., Sunden, B., Das, S. K.: *An experimental investigation of the port flow maldistribution in small and large plate package heat exchangers*, Applied Thermal Engineering 26, 1919-1926, 2006.

[134] Kim, D., Yu, C.-H., Yoon, S. H., Choi, J. S.: *Effects of manifold geometries on flow maldistribution to parallel microchannels*, Journal of Mechanical Science and Technology 25 (12), 3069-3074, 2011.

[135] Ahn, H., Lee, S., Shin, S.: *Flow distribution in manifolds for low Reynolds number flow*, KSME International Journal 12 (1), 87-95, 1998.

[136] Fan, Y., Boichot, R., Goldin, T., Luo, L.: *Flow distribution property of the constructal distributor and heat transfer intensification in a mini heat exchanger*, AIChE Fluid Mechanics and Transport Phenomena 54 (11), 2796-2808, 2008.

[137] Bejan, A., Lorente, S.: *Design with constructal theory*, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, USA, 2008.

[138] Rocha, L. A. O., Lorente, S., Bejan, A.: *Constructal law and the unifying principle of design*, Springer, New York, 2013.

[139] Chiou, J. P.: *The effect of flow nonuniform fluid flow distribution on the thermal performance of solar collector*, Solar Energy 29 (6), 487-502, 1982.

[140] Tinker, T.: *Shell side characteristics of shell and tube heat exchangers*, ASME-IME 1st Int. Heat Transfer Conference, 89-116, 1951.

[141] London, A. L.: *Laminar flow gas turbine regenerators: the influence of manufacturing tolerances*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 92 (1), 45-56, 1970.

[142] Shah, R. K., London, A. L.: *Effects of nonuniform passages on compact heat exchanger performance*, ASME Journal of Eng. for Gas Turbines and Power 102 (3), 653-659, 1980.

[143] Shah, R. K.: *Research needs in low Reynolds number flow heat exchangers*, Heat Transfer Engineering 3 (2), 49-61, 1981.

[144] Mondt, J. R.: *Effects of nonuniform passages deepfold heat exchanger performance*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 99 (4), 657-663, 1977.

[145] Chowdhury, K., Sarangi, S.: *Effect of flow maldistribution on multipassage heat exchanger performance*, Heat Transfer Engineering 6 (4), 45-54, 1985.

[146] Nielsen, K. K., Engelbrecht, K., Christensen, D. V., Jensen, J. B., Smith, A., Bahl, C.R.H.: *Degradation of the performance of microchannel heat exchangers due to flow maldistribution*, Applied Thermal Engineering 40, 236-247, 2012.

[147] Nielsen, K. K., Engelbrecht, K., Bahl, C. R. H.: *The influence of flow maldistribution on the performance of inhomogeneous parallel plate heat exchangers*, International Journal of Heat and Mass Transfer 60, 432-439, 2013.

[148] Jensen, J. B., Engelbrecht, K., Bahl, C. R. H., Pryds, N., Nellis, G. F., Klein, S. A., Elmegaard, B.: *Modeling of parallel-plate regenerators with non-uniform plate distributions*, International Journal of Heat and Mass Transfer 53, 5065-5072, 2010.

[149] Zhang, L. Z.: *Flow maldistribution and thermal performance deterioration in a cross-flow air to air heat exchanger with plate-fin cores*, International Journal of Heat and Mass Transfer 52, 4500-4509, 2009.

[150] Zhang, L. Z.: *Performance deterioration from flow maldistribution in air-to-air heat exchangers: a parallel-plates membrane core case*, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications: An Int. Journal of Computation and Methodology 56 (9), 746-763, 2009.

[151] Zhang, L. Z.: *Flow maldistribution and performance deterioration in membrane-based heat and mass exchangers*, ASME Journal of Heat Transfer 131 (11), 111801, 1-7, 2009.

[152] Shah, R. K., London, A. L.: *Influence of brazing on very compact heat exchanger surfaces*, ASME Paper 71-HT-29, 1971.

[153] Shah, R. K.: *Advances in science and technology of compact heat exchangers*, Heat Transfer Engineering 27 (5), 3-22, 2006.

[154] Putnam, G. R., Rohsenow, W. M.: *Viscosity induced non-uniform flow in laminar flow heat exchangers*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer 28 (5), 1031-1038, 1985.

[155] Putnam, G. R.: *Laminar flow heat exchangers: viscosity induced non-uniform flow*, Department of Ocean Engineering, MIT 02139, Cambridge, MA, USA, 1984.

[156] Vist, S., Pettersen, J.: *Two phase flow distribution in compact heat exchanger manifolds*, Experimental Thermal and Fluid Science 28, 209-215, 2004.

[157] Rabas, T. J., Mueller, A. C.: *Effect of noncondensable gases and vent flow rate on the thermal performance of single-pass X-shell condensers*, Heat Transfer Engineering 7(3-4), 35-42, 1986.

[158] Bott, T. R.: *Fouling of heat exchangers*, Elsevier Science, Amsterdam, Nizozemska, 1995.

[159] Oduro, S. D., Ampofo, J.: *Effects of radiator fin blockage by clay soil on the engine cooling temperature*, Int. Journal of Engineering and Technology 2(6), 1002-1010, 2012.

[160] Bergles, A.: *ExHFT for fourth generation heat transfer technology*, Experimental Thermal and Fluid Science 26(2), 335-344, 2002.

[161] Gentry, M. C., Jacobi, A. M.: *Heat transfer enhancement by delta-wing vortex generators on a flat plate: vortex interactions with the boundary layer*, Experimental Thermal and Fluid Science 14, 231-242, 1997.

[162] ElSherbini, A. I., Jacobi, A. M.: *The thermal-hydraulic impact of delta-wing vortex generators on the performance of a plain-fin-and-tube heat exchanger*, HVAC&R Research 8 (4), 357-370, 2002.

[163] Joardar, A., Jacobi, A. M.: *Impact of leading edge delta-wing vortex generators on the thermal performance of a flat tube, louvered-fin compact heat exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer 48, 1480-1493, 2005.

[164] Gentry, M. C., Jacobi, A. M.: *Heat transfer enhancement by delta-wing-generated tip vortices in flat-plate and developing channel flows*, Transaction of the ASME, Journal of Heat Transfer 124, 1158-1168, 2002.

[165] Smotrys, M. L., Ge, H., Jacobi, A. M., Dutton, J. C.: *Flow and heat transfer behavior for a vortex-enhanced interrupted fin*, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer 125, 788-794, 2003.

[166] Shah, R. K.: *Automotive air-conditioning systems – historical developments, the state of technology, and future trends,* Heat Transfer Engineering 30 (9), 720-735, 2009.

[167] Mathieu, L., Gondrexon, N., Le Person, S., Boldo, P., Bontemps, A.: *Enhancement of heat transfer by ultrasound: Review and recent advances*, International Journal of Chemical Engineering, Article ID 670108, 1-17, 2011.

[168] Kuppan, T.: *Heat exchanger design handbook*, Marcel Dekker, Inc., New York, 2000.

[169] Hesselgreaves, J. E.: *Compact heat exchangers, selection, design and operation*, Elsevier Science & Technology Books, 2001.

[170] Kraus, A. D., Aziz, A., Welty, J.: *Extended surface heat transfer*, John Wiley & Sons, Inc., New York, 2001.

[171] Kays, W. M., London, A. L.: *Compact heat exchanger, 3rd ed.*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1984.

[172] Shah, R. K., Webb, R. L.: *Compact and enhanced heat exchangers*, u J. Taborek: *Heat exchangers: theory and practice*, 425–468, Hemisphere, Washington DC, 1983.

[173] Kakac, S., Liu, H.: *Heat exchangers: selection, rating and thermal design, 3rd ed.*, CRC Press LLC, Boca Raton, 2012.

[174] Kakac, S., Bergles, A. E., Mayinger, F., Yuncu, H.: *Heat transfer enhancement of heat exchangers,* Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1998.

[175] Bejan, A., Kraus, A. D.: *Heat transfer handbook*, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2003.

[176] Kuppan, T.: *Heat exchanger design handbook 2nd ed.*, CRC Press, New York, 2013.

[177] London, A. L., Seban, R. A.: *Pioneer paper: A generalization of the methods of heat exchanger analysis*, International Journal of Heat and Mass Transfer 23, 5-16, 1980.

[178] Nusselt, W.: *A new formula for heat transfer in crossflow*, Technical Thermodynamics 1, 417-422, 1930.

[179] Mason, J.: *Heat transfer in crossflow*, 2nd US National Congress of Applied Mechanics, ASME Proceedings, 801-803, New York, 1955.

[180] Eckert, E. R.: *Heat transfer, 2nd ed.*, McGraw-Hill, New York, 1955.

[181] Wang, C.-C., Chi, K.-Y.: *Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data.* International Journal of Heat and Mass Transfer 43, 2681-2691, 2000.

[182] Wang, C.-C., Chi, K.-Y., Chang, C.-J.: *Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation*, International Journal of Heat and Mass Transfer 43, 2693-2700, 2000.

[183] Cengel, Y.: *Heat and mass transfer: a practical approach*, McGraw-Hill, New York, 2007.

[184] Edwards, D. K., Denny, V. E., Mills, A. F.: *Transfer processes, 2nd ed.*, Hemisphere, Washington DC, 1979.

[185] Dittus, F. W., Boelter, L. M. K.: *Heat transfer in automobile radiators of tubular type*, University of California, Publications in Engineering 2, 443–461, 1930.

[186] Gnielinski, G.: *New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*, International Journal of Chemical Engineering 16, 359–368, 1976.

[187] Petukhov, B. S.: *Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties*, u: *Advances in Heat Transfer 6*, ed.: Irvine, T. F., Hartnett, J. P., Academic Press, New York, 1970.

[188] Blasius, P. R. H.: *Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten*, Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, vol. 131, VDI-Verlag Berlin, 1913.

[189] Colebrook, C. F.: *Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition between the smooth and rough pipe laws*, Journal of the Institute of Civil Engineers 11, 133–156, London, 1939.

[190] Haaland, S. E.: *Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow*, Journal of Fluids Engineering, 89–90, 1983.

[191] Webb, R. L.: *Air-side heat transfer in finned tube heat exchangers,* Heat Transfer Engineering 1 (3), 33-49, 1980.

[192] Razelos, P.: *A critical review of extended surface heat transfer,* Heat Transfer Engineering 24 (6), 11-28, 2003.

[193] Wolfram MathWorld: *Modified Bessel functions of the first and second kind*, 2012. URL: http://mathworld.wolfram.com/ModifiedBesselFunctionoftheFirstKind.html

[194] Schmidt, T. E.: *Heat transfer calculations for extended surfaces*, Refrigerating Engineering 57, 351-357, 1949.

[195] McQuiston, F., Tree, D.: *Optimum space envelopes of the finned tube heat transfer surface*, ASHRAE Transactions 28, 144-152, 1972.

[196] Shah, R. K.: *Compact heat exchangers*, u Kakac, S., Bergles, A. E., Mayinger, F. (eds.): *Heat exchangers: thermal-hydraulic fundamentals and design*, Hemisphere Publishing, Washington DC, 111-151, 1981.

[197] Pignotti, A., Shah, R. K.; *Effectiveness-number of transfer units relationships for heat exchanger complex flow arrangements*, International Journal of Heat and Mass Transfer 35, 1275-1291, 1992.

[198] Sekulić, D. P., Shah, R. K., Pignotti, A.: *A review of solution methods for determining effectiveness-NTU relationships for heat exchangers with complex flow arrangements*, Applied Mechanics Reviews 52 (3), 97-117, 1999.

[199] Pignotti, A.: *Coupling rules for basic thermal analysis of complex heat exchnagers*, u Shah, R. K., Kraus, A. D., Metzger, D. (eds.): *Compact heat exchangers: a festschrift for A. L. London*, 13-30, Hemisphere Publishing Corporation, 1990.

[200] Domanski, P. A.: *Simulation of an evaporator with non-uniform one-dimensional air distribution*, ASHRAE Transactions 97 (1), 793-802, 1991.

[201] Bensafi, A., Borgand, S., Parent, D.: *CYRANO: a computational model for the detailed design of plate-fin-and-tube heat exchangers using pure and mixed refrigerants*, International Journal of Refrigeration 20 (3), 218-238, 1997.

[202] Navarro, H. A., Cabezas-Gomez, L.: *A new approach for thermal performance calculation of cross-flow heat exchangers*, Int. Journ. of Heat and Mass Transfer 48, 3880–3888, 2005.

[203] Navarro, H. A., Cabezas-Gomez, L.: *Effectiveness-NTU computation with a mathematical model for cross-flow heat exchangers*, Brazilian Journal of Chemical Engineering 24 (4), 509–521, 2007.

[204] Ranganayakulu, C., Seetharamu, K. N., Sreevatsan, K. V.: *The effects of longitudinal heat conduction in compact plate-fin and tube-fin heat exchangers using a finite element method*, International Journal of Heat and Mass Transfer 40 (6), 1261-1277, 1997.

[205] Ranganayakulu, C., Seetharamu, K. N.: *The combined effects of longitudinal heat conduction, flow nonuniformity and temperature nonuniformity in crossflow plate-fin heat exchangers*, International Communications in Heat and Mass Transfer 26 (5), 669-678, 1999.

[206] Kroeger, P. G.: *Performance deterioration in high effectiveness heat exchangers due to axial heat conduction effects,* Advances in Cryogenic Engineering 12, 363-372, 1967.

[207] Chiou, J. P.: *The effect of longitudinal heat conduction on crossflow heat exchanger,* ASME Journal of Heat Transfer 100 (2), 346-351, 1978.

[208] Romero-Mendez, R., Sen, M., Yang, K. T., McClain, R. L.: *Effect of tube-to-tube conduction on plate-fin and tube heat exchanger performance*, International Journal of Heat and Mass Transfer 40 (16), 3909-3916, 1997.

[209] Singh, V., Aute, V., Radermacher, R.: *Numerical approach for modeling air-to-refrigerant fin-and-tube heat exchanger with tube-to-tube heat transfer*, International Journal of Refrigeration 31, 1414-1425, 2008.

[210] Singh, V., Aute, V., Radermacher, R.: *Investigation of effect of cut fins on carbon dioxide gas cooler performance*, HVAC&R Research 16 (4), 513-527, 2008.

[211] Jung, J., Jeong, S.: *Effect of flow mal-distribution on effective NTU in multi-channel counter-flow heat exchanger of single body,* Cryogenics 47, 232-242, 2007.

[212] Domanski, P. A., Choi, J. M., Payne, W. V.: *Longitudinal heat conduction in finned-tube evaporators,* 22nd IIR International Congress of Refrigeration 2007, Beijing, China, August 21-26, 2007.

[213] Park, C. Y., Hrnjak, P.: *Effect of heat conduction through the fins of a microchannel serpentine gas cooler of transcritical CO_2 system*, International Journal of Refrigeration 30, 389-397, 2007.

[214] Zilio, C., Corradi, M., Cecchinato, L., Schiochet, G.: *An assessment of heat transfer through fins in a fin-and-tube gas cooler for transcritical carbon dioxide cycles*, HVAC&R Research 13 (3), 457-469, 2007.

[215] Casson, V., Cavallini, A., Cecchinato, L., Del Col, D., Doretti, L., Fornasieri, E., Rossetto, L., Zilio, C.: *Performance of finned coil condensers optimized for new HFC refrigerants*, ASHRAE Transactions 108 (2), 517-528, 2002.

[216] Asinari, P., Cecchinato, L., Fornasieri, E.: *Effects of thermal conduction in microchannel gas coolers for carbon dioxide*, International Journal of Refrigeration 27, 577-586, 2004.

[217] Ranganayakulu, C., Seetharamu, K. N.: *The combined effects of wall longitudinal heat conduction and inlet fluid flow maldistribution in crossflow plate-fin heat exchangers*, Heat and Mass Transfer 36, 247-256, 2000.

[218] Ranganayakulu, C., Seetharamu, K. N.: *The combined effects of wall longitudinal heat conduction, inlet fluid flow nonuniformity and temperature nonuniformity in compact tube-fin heat exchangers: a finite element method*, International Journal of Heat and Mass Transfer 42 (2), 263-273, 1999.

[219] Chiou, J. P.: *The advancement of compact heat exchanger theory considering the effects of longitudinal heat conduction and flow nonuniformity effect,* in Shah, R. K., McDonald, C. F., Howard, C.P. (eds.): *Compact heat exchangers: history, technological advancement and mechanical design problems*, ASME, 101-121, New York, NY, USA, 1980.

[220] Sheffield, J. W., Wood, R. A., Sauer, H. J.: *Experimental investigation of thermal conductance of finned tube contacts*, Exp. Thermal and Fluid Science 2(1), 107-121, 1989.

[221] Papapanu, S. J., Li, L.: *Fin-and-tube type heat exchanger,* US patent 7021370 B2, 2006. http://www.archpatent.com/patents/7021370

[222] Wang, C.-C.: *Recent advances in fin-and-tube heat exchangers,* International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration 19 (4), 291-301, 2011.

[223] Chiou, J. P.: *The effect of nonuniformities of inlet fluid temperature on the thermal performance of crossflow heat exchanger*, Proc. 7th Heat Transfer Conf., 179-184, 1982.

[224] Chiou, J. P.: *Effect of nonuniformities of inlet temperatures of both fluids on the thermal performance of a crossflow heat exchanger*, ASME 82-WA/HT-42, 1982.

[225] Ranganayakulu, C., Seetharamu, K. N.: *The combined effects of inlet fluid flow and temperature nonuniformity in cross flow plate-fin heat exchangers using finite element method*, Heat and Mass Transfer 32, 375-383, 1997.

[226] Kou, H.-S., Yuan, P.: *Thermal performance of crossflow heat exchangers with nonuniform inlet temperatures*, International Communications in Heat and Mass Transfer 24 (3), 357-370, 1997.

[227] Brandemuelh, M. J., Banks, P. J.: *Rotary heat exchangers with time varying or nonuniform inlet temperatures*, ASME Journal of Heat Transfer 106 (4), 750-758, 1984.

[228] …: *Measuring temperature with RTDs - a tutorial*, National Instruments Corporation, Application Note 046, 340557B-01, 1996.

[229] …: *Prosonic Flow 92 - Portable Ultrasonic Flow Measuring System, Operating instructions*, Endress + Hauser Group, 2005.

[230] Brater, E. F., King, H. W., Lindell, J. E., Wei, C. Y.: *Handbook of hydraulics, 7th ed.*, McGraw-Hill Professional, New York, NY, USA, 1996.

[231] …: *Testo 350 M/XL · Testo 454 – Instruction Manual*, Gastech Australia, 2009.

[232] Fornasini, P.: *The uncertainty in physical measurements: An introduction to data analysis in the physics laboratory*, Springer, New York, USA, 2008.

[233] Taylor, B., Kuyatt, C.: *Guidelines for evaluating and expressing the uncertainty of NIST measurement results*, NIST Technical Note 1297, Gaitherburg, MD, 1994.

[234] Wang, C. C., Webb, R. L., Chi, K.-Y.: *Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers,* Experimental Thermal and Fluid Science 21, 218-226, 2000.

[235] …: *ANSYS Fluent 6.3. – Documentation*, Pittsburgh, PA, USA, 2009.

[236] Patankar, S. V.: *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere Publishing Corporation, New York, USA, 1980.

[237] Versteeg, H. K., Malalasekera, W.: *An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method*, 2nd ed., Pearson Education Limited, Essex, England, 2007.

[238] Trp, A., Lenić, K.: *Numeričko modeliranje u termodinamici*, bilješke s predavanja, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, 2013.

[239] Bačlić, B. S., Gvozdenac, D. D.: *Exact explicit equations for some two- and three-pass cross-flow heat exchangers effectiveness*, u Kakac, S., Bergles A. E., Mayinger, F. (eds.): *Heat exchangers - Thermal hydraulic fundamentals and design*, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 481-494, 1981.

[240] Bačlić, B. S., Sekulić, D. P., Gvozdenac, D. D.: *Exact explicit equations for some two- and three-pass cross-flow heat exchangers effectiveness – part II,* Proceedings of the 4th NATO advanced study institute on low Reynolds number forced convection in channels nd bundles – Applied to Heat Exchangers, Middle East Technical University, Ankara, Turkey, 863-876, 1981.

[241] Gvozdenac, D. D., Bačlić, B. S.: *Performance of three-pass crossflow heat exchangers: Inverted order flow arrangements,* Wärme und Stoffübertragung 29, 343-347, 1994.

[242] Bačlić, B. S.: *ε-NTU analysis of complicated flow arrangements*, u Shah, R. K., Kraus, A. D., Metzger, D. (ur.): *Compact heat exchangers: a festschrift for A. L. London*, 31-91, Hemisphere Publishing Corporation, 1990.

[243] Wang, C. C.: *Optimum design of air-cooled fin-and-tube heat exchangers: Accounting for the effect of complex circuiting*, u: Kakac, S., Bergles A. E., Mayinger, F., Yuncu, H. (ur.): *Heat transfer enhancement of heat exchangers*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 163-184, 1998.

[244] Sekulić, D. P.: *Entropy generation in a heat exchanger*, Heat Transfer Engineering 7(1-2), 83-88, 1986.

[245] Sekulić, D. P.: *The second law quality of energy transformation in a heat exchanger*, ASME Journal of Heat Transfer 112(2), 295-300, 1990.

[246] Bejan, A. J.: *The concept of irreversibility in heat exchanger design: counterflow heat exchangers for gas-to-gas application*, ASME Journal of Heat Transfer 99, 374-380, 1977.

[247] Bošnjaković, F.: *Nauka o toplini, II. dio*, IV. Izdanje, Tehnička knjiga, Zagreb, 1976.

[248] Bošnjaković, F., Viličić, M., Slipčević, B.: Einheitliche Berechnung von Rekuperatoren, VDI-Forschungsheft 432, Stuttgart, Germany, 1951.

[249] Sekulić, D. P., Bačlić, B. S.: *The four E of a heat exchanger*, Proceedings of the 4th ASME International Symposium on Second Law Analysis of Thermal Systems, Moran, M. J., Sciubba, E. (ur.), 39-42, New York, USA, 1987.

[250] Blecich, P., Trp, A., Lenić, K.: *Heat transfer and fluid flow in rectangular offset strip-fin heat exchanger*, Proc. of the Int. Congress Energy and the Environment 2010, Vol II, 187-198, Manificat, A., Thonon, B. (ed.), September 20-22, Opatija, Croatia, 2010.

[251] Perrotin, T., Clodic, D.: *Thermal hydraulic CFD study in louvered fin-and-flat-tube heat exchangers*, International Journal of Refrigeration 27, 422-432, 2004.

[252] T'Joen, C.: *Thermo-hydraulic study of inclined louvered fins,* PhD thesis, University Gent, Gent, Belgium, 2008.

[253] Moffat, R.: *What's new in convective heat transfer*, International Journal of Heat and Fluid Flow 19, 90-101, 1998.

[254] Li, X., Zhou, J., Aung, K.: *On selection of reference temperature of heat transfer coefficient for complicated flows*, Heat and Mass Transfer 45(5), 633-643, 2009.

[255] Jacobi, A. M., Shah, R.: *Air-side flow and heat transfer in compact heat exchangers: A discussion of enhancement mechanism*, Heat Transfer Engineering 19(4), 29-41, 1998.

[256] Romero-Mendez, R., Sen, M., Yang, K., McClain, R.: *Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer 43(1), 39-51, 2000.

[257] Barrow, H., Humphreys, J. F.: *The effect of velocity distribution on forced convection laminar flow heat transfer in a pipe at constant wall temperature*, Wärme und Stoffübertragung 3, 227-231, 1970.

[258] Žukauskas, A.: *Heat transfer from tubes in crossflow*, u Hartnett, J. P., Irvine, T. F. (ur): *Advances in Heat Transfer 8*, 93-160, Academic Press, New York, 1972.

[259] Žukauskas, A., Ulinskas, R.: *Efficiency parameters for heat transfer in tube banks*, Heat Transfer Engineering 6(1), 19-25, 1985.

[260] Sunden, B.: *Computational fluid dynamics in research and design of heat exchangers,* Heat Transfer Engineering 28 (11), 898-910, 2007.

[261] Ghiaasiaan, S. M.: *Convective heat and mass transfer,* Cambridge University Press, New York, NY, USA, 2011.

[262] Bejan, A.: *Convection heat transfer, 4^{th} ed.*, John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, USA, 2013.

Popis slika

Slika 1.1. Smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u ovisnosti o standardnoj devijaciji profila ulaznih brzina strujanja u zrakom hlađenom izmjenjivaču i kondenzatoru 6
Slika 1.2. Utjecaj nejednolike raspodjele fluida na protusmjerni izmjenjivač topline 7
Slika 1.3. Smanjenje iskoristivosti topline u unakrsnom pločastom izmjenjivaču topline u ovisnosti o stupnju nejednolikosti profila ulaznih brzina strujanja fluida 8
Slika 1.4. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču s 1-2 reda cijevi i nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka za π_2 = 0-4,5 i π_3 = 0-0,1 9
Slika 1.5. Smanjenje iskoristivosti topline uzrokovano nejednolikim profilima brzina strujanja slabije struje na ulazu u pločasti izmjenjivač topline za π_2 = 0-100 i π_3 = 1, 0,8, 0,6 i 0,4 10
Slika 1.6. Optimizacija geometrije spajanja cijevi ISHED algoritmom: povećanje toplinskog toka iznosi 6,5% (dolje) u odnosu na referentnu geometriju spajanja cijevi (gore) 11
Slika 1.7. Profil brzina strujanja zraka na ulazu u automobilski hladnjak pri brzini vozila od 100 km/h; raspon ulaznih brzina iznosi od 2,6 do 7,5 m/s, prosječna brzina 5 m/s 14
Slika 1.8. Nejednolika raspodjela fluida u cijevima automobilskog hladnjaka 15
Slika 1.9. Profil brzina strujanja zraka okomito na ulazni presjek i u središnjem presjeku kanala za cijevni lamelni izmjenjivač topline s kosim položajem u zračnom kanalu 18
Slika 1.10. Nejednoliki profili brzina strujanja zraka na ulazu u cijevni lamelni izmjenjivač topline: a) jednodimenzijski profili, b) dvodimenzijski linearni profil 19
Slika 2.1. Razvoj profila brzina strujanja zraka na potisnoj strani radijalnog i aksijalnog ventilatora 26
Slika 2.2. Primjeri nepovoljne geometrije i prepreka u zračnom kanalu prije i nakon izmjenjivača topline 27
Slika 2.3. Utjecaj nepovoljne geometrije i prepreka u zračnom kanalu na karakteristike strujanja zraka prije ulaza u izmjenjivač topline 28
Slika 2.4. Izmjenjivač topline u prostoru automobilskog klima uređaja 28
Slika 2.5. Izmjenjivač topline u ventilatorskim konvektorima 29
Slika 2.6. Brzina strujanja zraka u području oko posude za skupljanje kondenzata 29
Slika 2.7. Brzina strujanja zraka u kompaktnom klima uređaju dobiveni numeričkim modeliranjem (EHA5, Airedale International) 30
Slika 2.8. Brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline s ulaznom sekcijom: a) pravokutnog oblika, b) trokutnog oblika i c) teoretski optimalnog oblika 31
Slika 2.9. Skretnice i perforirane ploče za dobivanje jednolike raspodjele brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline 32
Slika 2.10. Smanjenje stupnja nejednolikosti poboljšanjem geometrije ulazne sekcije 32
Slika 2.11. Nejednolika raspodjela protoka i temperature kapljevitog fluida za **U** i **Z** raspored spajanja cijevi na razdjelnik i sabirnik 33
Slika 2.12. Nejednolika raspodjela fluida u izmjenjivaču topline tipa cijevi u plaštu 34

Slika 2.13. Geometrijske razlike susjednih prolaza u kompaktnim izmjenjivačima topline koje uzrokuju nejednoliku raspodjelu fluida 35
Slika 2.14. Spajanje cijevi i lamela lemljenjem: a) i b) nepravilan spoj, c) pravilan spoj 36
Slika 2.15. Nestabilno strujanje pri hlađenju kapljevine: a) temperatura, b) pad tlaka 37
Slika 2.16. Nejednolika raspodjela fluida u cijevima kondenzatora uzrokovana dvofaznim strujanjem radne tvari 38
Slika 2.17. Nejednolika raspodjela radne tvari uzrokovana odvajanjem faza 39
Slika 2.18. Zaprljanje na lamelama isparivača u klima uređaju 40
Slika 3.1. Vrste lamelnih izmjenjivača topline 44
Slika 3.2. Geometrija cijevnog lamelnog izmjenjivača topline s ravnim lamelama 52
Slika 4.1. Smanjenje iskoristivosti topline u istosmjernom izmjenjivaču (za $\pi_3 = 1$) uzrokovano dvodijelnim skokovitim profilom brzina strujanja fluida 58
Slika 4.2. Smanjenje iskoristivosti topline u protusmjernom izmjenjivaču (za $\pi_3 = 1$) uzrokovano dvodijelnim skokovitim profilom brzina strujanja fluida 59
Slika 4.3. Smanjenje iskoristivosti topline u ovisnosti o značajki π_3 za: a) protusmjerni izmjenjivač topline i b) istosmjerni izmjenjivač topline 59
Slika 4.4. Smanjenje iskoristivosti topline u unakrsnom izmjenjivaču (za $\pi_3 = 1$) uzrokovano dvodijelnim skokovitim profilom brzina strujanja fluida 60
Slika 4.5. Smanjenje iskoristivosti topline u ovisnosti o značajki π_3 u unakrsnom izmjenjivaču topline s dvodijelnim skokovitim profilom 61
Slika 4.6. Dvodijelni skokoviti profil brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač 62
Slika 4.7. Utjecaj statističkih momenata profila brzina na oblik normalne distribucije 64
Slika 4.8. Smanjenje izmijenjenog toplinskog toka i povećanje snage ventilatora u ovisnosti o standardnoj devijaciji profila brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač 68
Slika 4.9. Smanjenje izmijenjenog toplinskog toka i povećanje snage ventilatora u ovisnosti o asimetriji i zaobljenosti profila brzina strujanja fluida na ulazu u izmjenjivač 69
Slika 4.10. Smanjenje ukupne učinkovitosti u izmjenjivaču topline zbog nejednolike raspodjele brzina strujanja fluida u ovisnosti o standardnoj devijaciji profila 69
Slika 4.11. Utjecaj četiriju nejednolikih profila brzina strujanja fluida na izmijenjeni toplinski tok u izmjenjivaču 70
Slika 4.12. Smanjenje učina u sunčevom kolektoru uzrokovano nejednolikom raspodjelom masenih protoka radnog fluida u cijevima 71
Slika 4.13. Diskretizacija cijevnog lamelnog izmjenjivača topline na cijevne elemente 72
Slika 4.14. Faktor korekcije za vezu između lokalne i globalne značajke π_2 u izmjenjivaču topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka 79
Slika 4.15. Uzdužno provođenje topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline 82
Slika 4.16. Ublažavanje utjecaja uzdužnog provođenja topline korištenjem izrezanih lamela s turbulatorima (pozicija 32) u području brazdanja između cijevi 83
Slika 4.17. Utjecaj nejednolike raspodjele ulaznih temperatura fluida na iskoristivost topline u izmjenjivaču 84
Slika 4.18. Određivanje međusobnog položaja cijevi u izmjenjivaču topline 85

Slika 4.19. Dijagram toka numeričkog algoritma metode cijevnih elemenata 87
Slika 5.1. Shema zračnog kanala s lamelnim izmjenjivačem i mjernom opremom 89
Slika 5.2. Koeficijent protoka mjerne prigušnice 91
Slika 5.3. Domena i isječak domene s rubnim uvjetima u cijevnom lamelnom izmjenjivaču s nejednolikom raspodjelom ulaznih brzina strujanja zraka 96
Slika 5.4. Isječak korištene strukturirane mreže za diskretizaciju proračunske domene 100
Slika 6.1. Unakrsni izmjenjivači sa složenim međusobnim smjerom strujanja fluida 102
Slika 6.2. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s dva prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **AB** 104
Slika 6.3. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s dva prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **AB'** 104
Slika 6.4. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s dva prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **BA** 105
Slika 6.5. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s dva prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **BA'** 105
Slika 6.6. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **ABC** 106
Slika 6.7. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **ABC'** 106
Slika 6.8. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **ACB** 107
Slika 6.9. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **ACB'** 107
Slika 6.10. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **BAC** 108
Slika 6.11. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **BAC'** 108
Slika 6.12. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **BCA** 109
Slika 6.13. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **BCA'** 109
Slika 6.14. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **CAB** 110
Slika 6.15. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **CAB'** 110
Slika 6.16. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza slabije struje fluida – smjer strujanja **CBA** 111
Slika 6.17. Usporedba rezultata MCE metode i analitičkih rješenja za unakrsni izmjenjivač topline s tri prolaza jače struje fluida – smjer strujanja **CBA'** 111
Slika 6.18. Utjecaj međusobnog smjera strujanja fluida na toplinski tok u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline **4R:1×56** 113

Slika 6.19. Utjecaj međusobnog smjera strujanja fluida na iskoristivost topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču **4R:1×56**, rezultati dobiveni MCE metodom 113
Slika 6.20. Dijagrami iskoristivosti topline za protusmjerni i za istosmjerni izmjenjivač topline 114
Slika 6.21. Protusmjerno-unakrsno i istosmjerno-unakrsno strujanje u cijevnom lamelnom izmjenjivaču s 4 reda cijevi, 10 krugova strujanja i 8 prolaza (oznaka **4R:10×8**) 115
Slika 6.22. Iskoristivost topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline **4R:10×8** s protusmjerno-unakrsnim strujanjem fluida 115
Slika 6.23. Usporedba između iskoristivosti topline u izmjenjivaču topline **4R:10×8** s protusmjerno-unakrsnim i istosmjerno-unakrsnim strujanjem fluida 116
Slika 6.24. Omjer iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** s protusmjerno-unakrsnim i s istosmjerno-unakrsnim strujanjem fluida i omjer iskoristivosti topline u izmjenjivaču s čistim protusmjernim i s čistim istosmjernim strujanjem fluida 117
Slika 6.25. Temperature zraka i vode u izmjenjivaču **4R:10×8** s istosmjerno-unakrsnim strujanjem fluida pri $\pi_3 = 0{,}36$ i $\pi_2 = 2{,}3$; postignuta iskoristivost topline $\varepsilon = 0{,}71$ 118
Slika 6.26. Temperature zraka i vode u izmjenjivaču **4R:10×8** s protusmjerno-unakrsnim strujanjem fluida pri $\pi_3 = 0{,}36$ i $\pi_2 = 2{,}3$; postignuta iskoristivost topline $\varepsilon = 0{,}84$ 118
Slika 6.27. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u protusmjerno-unakrsnom izmjenjivaču **4R:10×8** s jednolikim profilom brzina zraka 119
Slika 6.28. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u istosmjerno-unakrsnom izmjenjivaču **4R:10×8** s jednolikim profilom brzina zraka 119
Slika 6.29. Četiri geometrije spajanja cijevi za četiri različita međusobna smjera strujanja fluida u cijevnom lamelnom izmjenjivaču sa 16 cijevi u 2 reda cijevi 121
Slika 6.30. Usporedba iskoristivosti topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s geometrijama spajanja cijevi **2R**, (3.14) i (3.18), i **Z** (MCE metoda) 122
Slika 6.31. Raspodjela temperatura zraka između 1. i 2. reda cijevi (A-A) i na izlazu izmjenjivača topline (B-B) s geometrijom spajanja cijevi **Z** 122
Slika 6.32. Usporedba iskoristivosti topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s geometrijama spajanja cijevi **2R**, (3.14 i 3.18), i **2U** (MCE metoda) 123
Slika 6.33. Raspodjela temperatura zraka između 1. i 2. reda cijevi (C-C) i na izlazu izmjenjivača topline (D-D) s geometrijom spajanja cijevi **2U** 124
Slika 6.34. Usporedba iskoristivosti topline u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline s protusmjerno-unakrsnim **2U** i istosmjerno-unakrsnim **2U*** strujanjem fluida 125
Slika 6.35. Raspodjela temperatura zraka između 1. i 2. reda cijevi (E-E) i na izlazu izmjenjivača topline (F-F) s geometrijom spajanja cijevi **2U*** 125
Slika 6.36. Optimizacija geometrije spajanja cijevi u izmjenjivaču **3R:10×6**: usporedba dijagrama iskoristivosti topline i smanjenje potrebne površine prijelaza topline 126
Slika 6.37. Nejednoliki profili brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač: nejednoliki linearni, delta i skokoviti profil, gradijent brzina paralelan na ravninu lamela 131
Slika 6.38. Usporedba iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** s jednolikim (F_w=1) i nejednolikim linearnim profilom ($F_w = 0$ i 0,3) za nekoliko ξ i B 132

Slika 6.39. Smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** uzrokovano nejednolikim linearnim profilom brzina strujanja zraka ($F_w = 0$) za nekoliko ξ i B 133
Slika 6.40. Smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** uzrokovano nejednolikim linearnim profilom brzina strujanja zraka ($F_w = 0{,}3$) za nekoliko ξ i B 134
Slika 6.41. Smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednolike linearne profile $F_w = 0$ i $F_w = 0{,}3$: gradijent brzina paralelan na ravninu lamela 134
Slika 6.42. Dijagrami iskoristivosti topline za **4R:10×8** s jednolikim ($F_w = 1$) i nejednolikim linearnim profilom ($F_w = 0$ i 0,3): gradijent brzina paralelan na ravninu lamela 135
Slika 6.43. Smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednolike skokovite profile ($F_{w,1} = 2$; $F_{z,1} = 0{,}4$) i ($F_{w,1} = 2$; $F_{z,1} = 0{,}2$) - MCE metoda 136
Slika 6.44. Smanjenje iskoristivosti topline u protusmjernom izmjenjivaču za nejednolike skokovite profile ($F_{w,1} = 2$; $F_{z,1} = 0{,}4$) i ($F_{w,1} = 2$; $F_{z,1} = 0{,}2$) - Shahova metoda 136
Slika 6.45. Dijagrami iskoristivosti topline za izmjenjivač **4R:10×8** s jednolikim ($F_w = 1$) i nejednolikim skokovitim profilima ($F_{w,1} = 2$; $F_{z,1} = 0{,}4$) i ($F_{w,1} = 2$; $F_{z,1} = 0{,}2$) 137
Slika 6.46. Smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** uzrokovano nejednolikim linearnim profilom u ovisnosti o π_2, π_3 i F_w (uz $\xi = 0{,}33$ i $B = 0{,}55$) 138
Slika 6.47. Nejednoliki profili brzina strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač topline – skokoviti i linearni profil, gradijent brzina okomit na ravninu lamela 139
Slika 6.48. Smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednolike linearne profile $F_w = 0$ i $F_w = 0{,}3$, gradijent brzina okomit na ravninu lamela 140
Slika 6.49. Dijagrami iskoristivosti topline za **4R:10×8** s jednolikim ($F_w = 1$) i nejednolikim linearnim profilima ($F_w = 0$ i 0,3), gradijent brzina okomit na ravninu lamela 141
Slika 6.50. Smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednolike skokovite profile ($F_{w,1} = 2$; $F_{y,1} = 0{,}4$) i ($F_{w,1} = 2$; $F_{y,1} = 0{,}2$) - MCE metoda 142
Slika 6.51. Smanjenje iskoristivosti topline u unakrsnom izmjenjivaču za nejednolike skokovite profile ($F_{w,1} = 2$; $F_{y,1} = 0{,}4$) i ($F_{w,1} = 2$; $F_{y,1} = 0{,}2$) - Shahova metoda 142
Slika 6.52. Dijagrami iskoristivosti topline za izmjenjivač **4R:10×8** s jednolikim ($F_w = 1$) i nejednolikim skokovitim profilima ($F_{w,1} = 2$; $F_{y,1} = 0{,}4$) i ($F_{w,1} = 2$; $F_{y,1} = 0{,}2$), gradijent brzina okomit na ravninu lamela 143
Slika 6.53. Usporedba između numeričkih i eksperimentalnih koeficijenata prijelaza topline u izmjenjivaču **4R:10×8**, strujanje zraka je stacionarno i laminarno 145
Slika 6.54. Usporedba između numeričkih i eksperimentalnih koeficijenata prijelaza topline u **4R:10×8**, strujanje zraka je stacionarno i turbulentno (standardni k-ε model) 146
Slika 6.55. Usporedba između numeričkih i eksperimentalnih pada tlaka u **4R:10×8**, strujanje zraka je stacionarno i laminarno ili turbulentno (standardni k-ε model) 146
Slika 6.56. Karakteristike strujanja fluida u cijevnom lamelnom izmjenjivaču topline..... 147
Slika 6.57. Usporedba između rješenja MCE metode i rezultata numeričke analize: smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki linearni profil s gradijentom brzina okomitim na ravninu lamela i a) $\overline{Re}_{dc} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{dc} = 2800$ 148
Slika 6.58. Usporedba između rješenja MCE metode i rezultata numeričke analize: smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki skokoviti profil s gradijentom brzina okomitim na ravninu lamela i a) $\overline{Re}_{dc} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{dc} = 2800$ 149

Slika 6.59. Usporedba između rješenja SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formule i rezultata numeričke analize: smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki linearni profil s gradijentom brzina okomitim na ravninu lamela i a) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 2800$ 150
Slika 6.60. Usporedba između rješenja SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formule i rezultata numeričke analize: smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki skokoviti profil s gradijentom brzina okomitim na ravninu lamela i a) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 2800$ 150
Slika 6.61. Numeričkim putem dobivena raspodjela: **a)** temperatura, **b)** brzina strujanja i **c)** tlaka između lamela ($y = s_{\mathrm{f}}/2$) izmjenjivača **4R:10×8**, za nejednoliki linearni profil brzina zraka na ulazu ($F_{\mathrm{w}} = 0$) pri $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 1400$ 152
Slika 6.62. Komponente brzine strujanja zraka w_{x} i w_{z} u izmjenjivaču **4R:10×8** u tri presjeka, za nejednoliki linearni profil brzina na ulazu ($F_{\mathrm{w}} = 0$) pri $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 1400$ 153
Slika 6.63. Usporedba između: a) rezultata numeričke analize i b) rješenja MCE metode: smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču **4R:10×8**, za nejednolike profile s gradijentom brzina paralelnim na ravninu lamela i pri $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 1400$ 154
Slika 6.64. Interpretacija značajke π_2 iz iskoristivosti topline u **4R:10×8** s nejednolikim linearnim profilom pomoću: **a)** metode iskoristivosti topline (6.39), **b)** MCE metode 155
Slika 6.65. Veza između povećanja koeficijenta prijelaza topline i standardne devijacije nejednolikog profila u interpretaciji: **a)** metode iskoristivosti topline i **b)** MCE metode 156
Slika 6.66. Smanjenje izmijenjenog toplinskog toka u izmjenjivaču **4R:10×8** dobiveno: a) numeričkim putem i b) MCE metodom uz korekciju f_{α}, za nejednolike profile s gradijentima brzina paralelnim na ravninu lamela i pri $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 1400$ 157
Slika 6.67. Smanjenje toplinskog toka u **4R:10×8** ($\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 2800$) ovisno o omjeru otpora prijelaza topline ξ, dobiveno: a) numeričkim putem i b) MCE metodom uz korekciju f_{α} 158
Slika 6.68. Smanjenje toplinskog toka u **4R:10×8** ($\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 5600$) ovisno o omjeru otpora prijelaza topline ξ, dobiveno: a) numeričkim putem i b) MCE metodom uz korekciju f_{α} 158
Slika 6.69. Numeričkim putem dobiveno povećanje izmijenjenog toplinskog toka u zrakom nastrujavanom cijevnom snopu (N_{R}=4, $\overline{Re}_{\mathrm{dv}} = 100$, $X_{\mathrm{T}}/X_{\mathrm{L}}$=1,7) 159
Slika 6.70. Rešetka u zračnom kanalu za dobivanje nejednolikih profila brzina strujanja zraka na ulazu u cijevni lamelni izmjenjivač topline **4R:10×8** 160
Slika 6.71. Brzine zraka w(m/s) u 10 nejednolikih profila na ulazu u **4R:10×8** 161
Slika 6.72. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **A1** ($\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 900$) 162
Slika 6.73. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **A2** ($\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 900$) 162
Slika 6.74. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **B1** ($\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 900$) 163
Slika 6.75. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **B2** ($\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 900$) 164
Slika 6.76. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **B3** ($\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 900$) 164

Slika 6.77. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **B4** ($\overline{Re}_{dc}$ = 900) 165
Slika 6.78. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **C1** ($\overline{Re}_{dc}$ = 900) 165
Slika 6.79. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **C2** ($\overline{Re}_{dc}$ = 900) 166
Slika 6.80. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **D1** ($\overline{Re}_{dc}$ = 1800) 166
Slika 6.81. Usporedba između rješenja MCE metode i izmjerenih iskoristivosti topline u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki profil **D2** ($\overline{Re}_{dc}$ = 1800) 167
Slika 6.82. Spajanje polaznih i povratnih cijevi na izmjenjivače **3R:10×6/V** i pogled s ulazne strane zraka u zračnom kanalu 168
Slika 6.83. Protusmjerno-unakrsno strujanje između zraka i vode u izmjenjivačima **3R:10×6/V** 168
Slika 6.84. Brzine zraka w(m/s) okomito na ulazni presjek izmjenjivača **3R:10×6/V** 169
Slika 6.85. Usporedba između rješenja MCE metode i mjerenja iskoristivosti topline u izmjenjivačima **3R:10×6/V:20°** 170
Slika 6.86. Usporedba između rješenja MCE metode i mjerenja iskoristivosti topline u izmjenjivačima **3R:10×6/V:40°** 170
Slika 6.87. Usporedba između rješenja MCE metode i mjerenja iskoristivosti topline u izmjenjivačima **3R:10×6/V:60°** 171
Slika 6.88. Usporedba između rješenja MCE metode i mjerenja iskoristivosti topline u izmjenjivačima **3R:10×6/V:80°** 171
Slika 6.89. Složeni nejednoliki profili na ulazu u cijevne lamelne izmjenjivače topline 173
Slika 6.90. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano nejednolikim profilom **P1** (uz ξ=0,33 i B=0,55) 175
Slika 6.91. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano nejednolikim profilom **P2** (uz ξ=0,33 i B=0,55) 175
Slika 6.92. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano nejednolikim profilom **P3** (uz ξ=0,33 i B=0,55) 176
Slika 6.93. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano nejednolikim profilom **P4** (uz ξ=0,33 i B=0,55) 176
Slika 6.94. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano nejednolikim profilom **P5** (uz ξ=0,33 i B=0,55) 177
Slika 6.95. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano nejednolikim profilom **P6** (uz ξ=0,33 i B=0,55) 177
Slika 6.96. Usporedba između MCE metode i postojećih istraživanja o utjecaju provođenja topline u lamelama na smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču - κ=0,2 i 0,4 178
Slika 6.97. Usporedba između MCE metode i postojećih istraživanja o utjecaju provođenja topline u lamelama na smanjenje iskoristivosti topline u izmjenjivaču - κ=0,04 i 0,1 179

Slika 6.98. Temperature fluida u cijevima izmjenjivača **4R:10×8↑↓** (π_2=3 i π_3=1) s: a) provođenjem topline (κ=0,4) i b) bez provođenja topline u lamelama (κ=0) 180
Slika 6.99. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano provođenjem topline u lamelama (uz κ=0,05) 181
Slika 6.100. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano provođenjem topline u lamelama (uz κ=0,1) 181
Slika 6.101. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano provođenjem topline u lamelama (uz κ=0,2) 182
Slika 6.102. Smanjenje iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovano provođenjem topline u lamelama (uz κ=0,4) 182
Slika 6.103. Razlika između stvarnog i prividnog koeficijenta prijelaza topline na strani zraka uzrokovana utjecajem provođenja topline u lamelama izmjenjivača topline. 184
Slika 6.104. Razlike između numeričkih i eksperimentalnih koeficijenata prijelaza topline kod turbulentnog strujanja zraka u lamelnom izmjenjivaču topline 185
Slika 6.105. Nejednoliki profili temperatura: **T1**, **T2** – linearni, **T3**, **T4** – skokoviti. Temperaturni gradijenti su okomiti na ravninu lamela i paralelni na os cijevi (os y) 186
Slika 6.106. Promjena iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovana nejednolikim linearnim profilom temperatura zraka **T1** 187
Slika 6.107. Promjena iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovana nejednolikim linearnim profilom temperatura zraka **T2** 187
Slika 6.108. Promjena iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovana nejednolikim skokovitim profilom temperatura zraka **T3** 188
Slika 6.109. Promjena iskoristivosti topline u cijevnim lamelnim izmjenjivačima uzrokovana nejednolikim skokovitim profilom temperatura zraka **T4** 188
Slika 7.1. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po površini*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki linearni profil s gradijentom brzina okomitim na lamele i kod a) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 2800$ 192
Slika 7.2. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po protoku*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki linearni profil s gradijentom brzina okomitim na lamele i kod a) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 2800$ 192
Slika 7.3. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po površini*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki skokoviti profil s gradijentom brzina okomitim na lamele i kod a) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 2800$ 193
Slika 7.4. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po protoku*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki skokoviti profil s gradijentom brzina okomitim na lamele i kod a) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 1400$ i b) $\overline{Re}_{\mathrm{dc}} = 2800$ 193
Slika 7.5. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po površini*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki linearni profil s gradijentom brzina paralelnim na lamele 194

Slika 7.6. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po protoku*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki linearni profil s gradijentom brzina paralelnim na lamele 195
Slika 7.7. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po protoku*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki linearni profil s gradijentom brzina paralelnim na lamele 196
Slika 7.8. Usporedba između SWiK/ΔP formule i numeričke analize: povećanje pada tlaka (*usrednjen po protoku*) u izmjenjivaču **4R:10×8** za nejednoliki skokoviti profil s gradijentom brzina paralelnim na lamele 196
Slika 7.9. Pad tlaka u lamelnom izmjenjivaču **4R:10×8** s jednolikim profilom brzina zraka 197
Slika 7.10. Pad tlaka u lamelnom izmjenjivaču **4R:10×8** s nejednolikim profilom **A1** 198
Slika 7.11. Pad tlaka u lamelnom izmjenjivaču **4R:10×8** s nejednolikim profilom **A2** 199
Slika 7.12. Pad tlaka u lamelnom izmjenjivaču **4R:10×8** s nejednolikim profilom **B1** 199
Slika 7.13. Pad tlaka u lamelnom izmjenjivaču **4R:10×8** s nejednolikim profilom **B2** 200
Slika 7.14. Pad tlaka u lamelnom izmjenjivaču **4R:10×8** s nejednolikim profilom **C1** 200
Slika 7.15. Pad tlaka u lamelnom izmjenjivaču **4R:10×8** s nejednolikim profilom **C2** 201
Slika 7.16. Izmjereni pad tlaka u lamelnim izmjenjivačima **3R:10×8/V** za četiri kuta postavljanja β i nejednolikih profila brzina strujanja zraka (vidi sliku 6.84.) 202

Popis tablica

Tablica 1.1. Povećanje koeficijenata prijelaza topline u prvih 8 redova cijevnog snopa zbog nejednolike raspodjele brzina strujanja zraka uzrokovane proširenjem zračnog kanala 17
Tablica 4.1. Statistički momenti za 16 nejednolikih profila brzina strujanja fluida u cijevima sunčevog kolektora i smanjenje toplinskog učina izračunato SWiK/$\Delta\dot{Q}$ formulom 71
Tablica 5.1. Geometrijske karakteristike ispitanih cijevnih lamelnih izmjenjivača 90
Tablica 6.1. Iskoristivost topline u unakrsnim izmjenjivačima s dva/tri prolaza fluida 103
Tablica 6.2. Odstupanja MCE metode od analitičkih izraza za izračun iskoristivosti topline u unakrsnim izmjenjivačima sa složenim međusobnim smjerom strujanja fluida 112
Tablica 6.3. Vrijednosti koeficijenata u izrazu (6.38) za cijevni snop (Žukauskas) 159
Tablica 6.4. Karakteristike nejednolikih profila **P1-P6** 172
Tablica 7.1. Statistički momenti nejednolikih profila **A1**, **A2**, **B1**, **B2**, **C1** i **C2** (slika 6.71.) i povećanje pada tlaka (ΔP) dobiveno SWiK/ΔP formulom 198
Tablica 7.2. Statistički momenti nejednolikih profila u izmjenjivačima **3R:10×8/V** (slika 6.84.) i povećanje pada tlaka (ΔP) dobiveno SWiK/ΔP formulom 202
Tablica 7.3. Statistički momenti složenih nejednolikih profila **P1-P6** (slika 6.89.) i povećanje pada tlaka (ΔP) dobiveno SWiK/ΔP formulom 203

Pregled oznaka

Latinična slova

A	površina, m^2	Re	Reynoldsova značajka, $Re = wl/\nu$
A_T	površina prijelaza topline, m^2	S	standardna devijacija profila, -
a	toplinska difuzivnost, m^2/s	s_f	korak lamele, m
B	eksponent Reynoldsovog broja, -	T	temperatura, K
C	toplinski kapacitet, W/K	ΔT	razlika temperatura, K
c	specifični toplinski kapacitet, J/(kgK)	u	mjerna nesigurnost, -
d_c	promjer ovratnika cijevi, $d_c = d_v + 2\delta_f$, m	W	asimetrija profila, -
d_h	hidraulički promjer, m	w	brzina, m/s
F	faktor korekcije, -	$\overline{w}$	prosječna brzina, m/s
F_{mal}	faktor nejednolikog profila, -	X_L	uzdužni korak cijevi, m
f	Fanningov faktor trenja, -	X_T	poprečni korak cijevi, m
f_α	povećanje koef. prijelaza topline, -	$x,\ y,\ z$	koordinatne osi
$f_{\pi 2}$	povećanje značajke π_2, -		
$\dot{m}$	maseni protok, kg/s	***Grčka slova***	
$g_{a,el}$	faktor lokalne nejednolikosti zraka, -	α	koeficijent prijelaza topline, W/(m^{2}K)
I	intenzitet turbulencije, -	β	vršni kut između izmjenjivača, °
j	Colburnov faktor, -	δ_f	debljina lamele, m
K	zaobljenost profila (spljoštenost), -	ε	iskoristivost topline, - engl. *effectiveness*
k	koeficijent prolaza topline, W/(m^{2}K)		
L_1	širina izmjenjivača preko lamela, m	η	dinamička viskoznost, Pa s
L_2	duljina izmjenjivača topline, m	θ	bezdimenzijska temperatura, -
L_3	visina izmjenjivača topline, m	κ	parametar provođenja topline u lamelama, -
m	parameter lamele, 1/m		
N_C	broj cijevi, -	λ	toplinska provodnost, W/(mK)
N_K	broj krugova strujanja, -	ν	kinematska viskoznost, m^2/s
N_R	broj redova cijevi, -	ξ	omjer između otpora prijelaza topline na strani vode i na strani zraka, -
Nu	Nusseltova značajka, $Nu = \alpha l/\lambda$		
Δp	pad tlaka, Pa	π_2	značajka izmjenjivača ($\pi_2 = kA/C_1$), - engl. *number of transfer units* (NTU)
$\Delta p'$	povećanje pada tlaka, -		
P	snaga ventilatora, W	π_3	značajka izmjenjivača ($\pi_3 = C_1/C_2$), - *engl. heat capacity rate ratio (C*)*
ΔP	povećanje snage ventilatora,		
Pr	Prandtlova značajka, $Pr = \nu/a$	ρ	gustoća, kg/m^3
$\dot{Q}$	izmijenjeni toplinski tok, W	υ	neučinkovitost izmjenjivača, $\upsilon = 1 - \varepsilon$
$\Delta\dot{Q}$	smanjenje toplinskog toka, -	ψ	učinkovitost površine prijelaza topline,-
R	otpor provođenja/prijelaza topline, K/W		

Subskripti i superskripti

∞	slobodna struja fluida
1	slabija struja fluida
2	jača struja fluida
A	površina prijelaza topline
a	zrak
c	cijevi
cr	cijevi u redu cijevi
ck	cijevi u krugu strujanja
el	cijevni element
ln	logaritamski
m	prosječni
mal	nejednolikog profila
max	maksimalni
min	minimalni
nb	susjedno
o	izlazni
ref	referentno
s	stijenka
u	unutarnji
unif	jednolikog profila
v	vanjski
w	voda
$'$	ulazni
$''$	izlazni

Kratice

KURT	zaobljenost (engl. *kurtosis*)
LAM	laminarni model
LHC	provođenje topline u lamelama, (engl. *longitudinal heat conduction*)
LMTD	srednja logaritamska razlika temperatura, (engl. *logarithmic mean temperature difference*)
MCE	metoda cijevnih elemenata (engl. *TEM: tube element method*)
NTU	engl. *number of transfer units*
SIMPLE	engl. *semi-implicit method for pressure linked equations*
SKE	standardni k-ε model turbulencije
SKEW	asimetrija (engl. *skewness*)
STDEV	standardna devijacija

ŽIVOTOPIS

Paolo Blecich rođen je 13. studenog 1984. godine u Rijeci. Osnovno i srednje školovanje završio je u Rijeci. Sveučilišni studij strojarstva na Tehničkom fakultetu u Rijeci završio je 2008. godine obranom diplomskog rada pod naslovom *Primjena termovizijske infracrvene kamere u termotehnici* (mentor: prof. dr. sc. Bernard Franković, komentor: izv. prof. dr. sc. Kristian Lenić). Za uspjeh na sveučilišnom studiju strojarstva nagrađen je s četiri dekanove nagrade i jednom rektorovom nagradom. Dobitnik je i godišnje studentske nagrade *Hrvoje Požar* Hrvatskog energetskog društva za posebno zapaženi diplomski rad u području energetike u 2009. godini.

Neposredno nakon diplomiranja, 2008. godine, upisao je poslijediplomski doktorski studij strojarstva, modul: termoenergetika. Zaposlio se prvo kao stručni suradnik, a 2009. godine kao znanstveni novak na Zavodu za termodinamiku i energetiku Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci. Bio je angažiran na znanstveno-istraživačkom projektu *Istraživanje i razvoj komponenata i sustava obnovljivih izvora energije*. Voditelj projekta i mentor bio je prof. dr. sc. Bernard Franković. Paralelno s angažmanom na znanstvenom projektu, kao znanstveni novak, uključen je u nastavni proces preddiplomskog i diplomskog studija strojarstva na kojima održava vježbe iz kolegija: Nauka o toplini I, Nauka o toplini II, Termodinamika i energetika, Termodinamika smjesa, Tehnički izmjenjivači topline, Numeričko modeliranje u termodinamici, Laboratorijske vježbe u termotehnici i Toplinska mjerenja. Godine 2013. izabran je u suradničko zvanje asistent i održava vježbe na navedenim kolegijima. Uz nastavne obveze sudjeluje i u drugim stručnim i znanstveno-istraživačkim aktivnostima na Zavodu za termodinamiku i energetiku Tehničkog fakulteta u Rijeci, pri čemu su mu osnovna područja interesa: termodinamika i procesno energetsko strojarstvo, prijelaz topline i prijenos tvari, izmjenjivači topline energetska učinkovitost i primjena obnovljivih izvora energije. Znanstveno usavršavanje, u trajanju od 3 mjeseca, proveo je na Institutu za konstrukcije Nacionalnog vijeća za znanost u Padovi (Italija), a pohađao je i Ljetnu školu o prijelazu topline na Politehničkoj školi u Lausanni (Švicarska).

Bio je član organizacijskih odbora međunarodnog kongresa Energija i okoliš 2008., 2010., 2012. i međunarodne konferencije Eurosun 2012. Član je organizacijskog odbora međunarodnog kongresa Energija i okoliš 2014. Aktivno je uključen u organizaciju Riječkog energetskog tjedna 2011., 2012., 2013. i 2014. na kojem učestvuje sa znanstvenim radovima i predavanjima.

Autor je dvadeset znanstvenih i stručnih radova, od kojih je jedan članak objavljen u časopisu indeksiranom u CC bazi.

PODACI O AUTORU I DOKTORSKOJ DISERTACIJI

1. AUTOR

Ime i prezime:	Paolo Blecich
Datum i mjesto rođenja:	13. 11. 1984., Rijeka
Naziv fakulteta, studija i godina završetka diplomskog studija:	Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci, Sveučilišni studij strojarstvo, 2008.
Naziv fakulteta, smjera i godina završetka poslijediplomskog studija:	Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci, Poslijediplomski doktorski studij strojarstvo - termoenergetika, 2014.
Sadašnje zaposlenje:	Asistent na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci

2. DOKTORSKA DISERTACIJA

Naslov:	Utjecaj raspodjele zraka na termohidraulička svojstva lamelnog izmjenjivača topline
Broj stranica, slika, tablica i bibliografskih podataka:	238 stranica, 178 slika, 10 tablica i 262 bibliografskih jedinica
Znanstveno polje i grana:	2.11. strojarstvo, 2.11.02. procesno energetsko strojarstvo 2.15. temeljne tehničke znanosti, 2.15.07. termodinamika
Voditelj disertacije:	Mentor: prof. dr. sc. Bernard Franković Komentorica: prof. dr. sc. Anica Trp

Fakultet na kojem je disertacija obranjena: Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci

3. OBRANA I OCJENA

Datum prijave teme:	20. 9. 2010.
Datum predaje disertacije:	24. 7. 2014.
Datum prihvaćanja ocjene disertacije:	31. 10. 2014.
Sastav povjerenstva za ocjenu:	Prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec Prof. dr. sc. Bernard Franković Prof. dr. sc. Anica Trp Prof. dr. sc. Antun Galović Doc. dr. sc. Igor Wolf
Datum obrane:	14. 11. 2014.
Sastav povjerenstva za obranu:	Prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec Prof. dr. sc. Bernard Franković Prof. dr. sc. Anica Trp Prof. dr. sc. Antun Galović Doc. dr. sc. Igor Wolf
Datum promocije:	

Oznaka: DD Tek. broj: UDK: 66.045:532.517.2:536.246:531.787:536.27

UTJECAJ RASPODJELE ZRAKA NA TERMOHIDRAULIČKA SVOJSTVA LAMELNOG IZMJENJIVAČA TOPLINE

Paolo Blecich

Sveučilište u Rijeci
Tehnički fakultet
Hrvatska

Ključne riječi: lamelni izmjenjivač topline, nejednolika raspodjela brzina zraka, smanjenje iskoristivosti topline, složeni međusobni smjer strujanja fluida, provođenje topline u lamelama, nejednolika raspodjela temperatura zraka, povećanje pada tlaka

Sažetak: istražen je utjecaj raspodjele zraka na termohidraulička svojstva lamelnih izmjenjivača topline. Ponuđene su nove analitičke metode za proračun lamelnih izmjenjivača s nejednolikom raspodjelom ulaznih brzina strujanja zraka. Ove metode proračuna mogu predvidjeti izmijenjeni toplinski tok, iskoristivost topline i pad tlaka u lamelnim izmjenjivačima topline s nejednolikom raspodjelom brzina strujanja zraka uzimajući u obzir utjecaj složenog međusobnog smjera strujanja fluida i utjecaj provođenja topline u lamelama. Rezultati proračuna provjereni su eksperimentalnim putem pri čemu su postignuta vrlo dobra poklapanja između predviđenih i izmjerenih vrijednosti.

Rad nije objavljen.

Mentor: prof. dr. sc. Bernard Franković
Komentorica: prof. dr. sc. Anica Trp

Povjerenstvo za ocjenu:
Prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec
Prof. dr. sc. Bernard Franković
Prof. dr. sc. Anica Trp
Prof. dr. sc. Antun Galović
Doc. dr. sc. Igor Wolf

Povjerenstvo za obranu:
Prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec
Prof. dr. sc. Bernard Franković
Prof. dr. sc. Anica Trp
Prof. dr. sc. Antun Galović
Doc. dr. sc. Igor Wolf

Datum obrane: Datum promocije:

Rad je pohranjen na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci.
(238, 178, 10, 262, hrvatski jezik)

DD UDK: 66.045:532.517.2:536.246:531.787:536.27

1. Utjecaj raspodjele zraka na termohidraulička svojstva lamelnog izmjenjivača topline

I Blecich P.

II Sveučilište u Rijeci
Tehnički fakultet
Hrvatska

Ključne riječi:

lamelni izmjenjivač topline
nejednolika raspodjela brzina zraka
smanjenje iskoristivosti topline
složeni međusobni smjer strujanja fluida
provođenje topline u lamelama
nejednolika raspodjela temperatura zraka
povećanje pada tlaka

Code: DD No: UDC: 66.045:532.517.2:536.246:531.787:536.27

EFFECT OF AIRFLOW DISTRIBUTION ON THERMAL-HYDRAULIC PROPERTIES OF FINNED TUBE HEAT EXCHANGER

Paolo Blecich

University of Rijeka
Faculty of Engineering
Croatia

Key words: finned tube heat exchanger, airflow nonuniformity, effectiveness deterioration, complex fluid flow arrangement, longitudinal heat conduction, air temperature nonuniformity, pressure drop increase

Abstract: the influence of airflow distribution on thermal-hydraulic performance of finned tube heat exchangers is investigated. New analytical methods for the rating of finned tube heat exchangers with inlet airflow nonuniformity are proposed. These methods can predict the heat transfer rate, thermal effectiveness and pressure drop in finned tube heat exchangers with airflow nonuniformity and furthermore can take into account the influence of complex fluid flow arrangement and the influence of longitudinal heat conduction. The results of the analytical methods are compared against experimental tests and very good agreement between predicted and measured values are obtained.

This thesis has not been published.

Mentor: Prof. D. Sc. Bernard Franković
Comentor: Prof. D. Sc. Anica Trp

Advisors:
Prof. D. Sc. Zmagoslav Prelec
Prof. D. Sc. Bernard Franković
Prof. D. Sc. Anica Trp
Prof. D. Sc. Antun Galović
Prof. D. Sc. Igor Wolf

Reviewers:
Prof. D. Sc. Zmagoslav Prelec
Prof. D. Sc. Bernard Franković
Prof. D. Sc. Anica Trp
Prof. D. Sc. Antun Galović
Prof. D. Sc. Igor Wolf

Presentation: Degree conferred:

This thesis in deposited in the library of the University of Rijeka, Faculty of Engineering.
(238, 178, 10, 262, croatian language)

DD UDC: 66.045:532.517.2:536.246:531.787:536.27

1. Effect of airflow distribution on thermal-hydraulic properties of finned tube heat exchanger

I Blecich P.

II University of Rijeka
Faculty of Engineering
Croatia

Key words:

finned tube heat exchanger
airflow nonuniformity
effectiveness deterioration
complex fluid flow arrangement
longitudinal heat conduction
air temperature nonuniformity
pressure drop increase