

UDK 536.242:519.63

**PARAMETARSKA ANALIZA UTJECAJA POGONSKIH UVJETA I
GEOMETRIJSKIH PARAMETARA NA IZMJENU TOPLINE U
CIJEVNOM IZMJENJIVAČU TOPLINE
S PRSTENASTIM LAMELAMA
PARAMETRIC STUDY OF OPERATING AND GEOMETRY
CHARACTERISTICS EFFECT ON HEAT TRANSFER IN
ANNULAR FINNED TUBE HEAT EXCHANGER**

Tomislav SENČIĆ – Anica TRP – Kristian LENIĆ

Sažetak: U radu je opisana trodimenzijska numerička analiza laminarnog strujanja fluida i izmjene topline u cijevnom izmjenjivaču topline s prstenastim lamelama. Definirani numerički postupak provjeren je usporedbom s objavljenim numeričkim i eksperimentalnim rezultatima i uočeno je njihovo dobro slaganje. Niz numeričkih proračuna izvršen je s ciljem analize utjecaja različitih pogonskih i geometrijskih parametara na polja brzina i temperatura te na vrijednosti prosječnih koeficijenata prijelaza topline i izmijenjenih specifičnih toplinskih tokova unutar izmjenjivača.

Ključne riječi: – prstenasti lamelni izmjenjivač topline
– numerička simulacija
– parametarska analiza

Abstract: A three-dimensional numerical analysis of laminar heat transfer and fluid flow in an annular finned tube heat exchanger has been performed. The numerical procedure has been validated by comparison with published numerical and experimental results and good agreement has been observed. A series of numerical calculations have been carried out in order to analyse the influence of various operating and geometric characteristics on the velocity and temperature fields as well as on the average heat transfer coefficients and specific heat fluxes within a heat exchanger.

Keywords: – annular fin heat exchanger
– numerical simulation
– parametric study

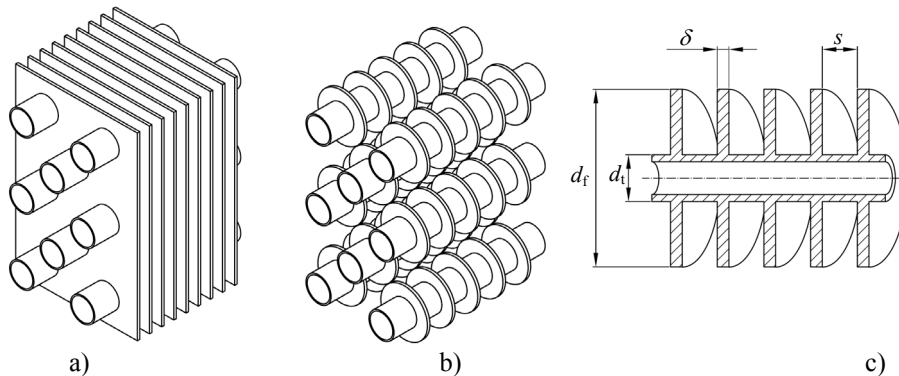
1. UVOD

Izmjenjivači topline sastavni su dio mnogih toplinskih uređaja i toplinskih sustava, te je vrlo bitno poznavanje načina na koji rade, kao i utjecaja različitih pogonskih i konstrukcijskih parametara na njihovu iskoristivost. Optimiranjem navedenih parametara moguće je postići učinkovit rad izmjenjivača topline, a time i uštedu energije. Cijevni izmjenjivači topline građeni su od snopa cijevi kroz koji struji fluid koji se grije ili hladi i plašta, koji obuhvaća cijevni snop. Oko snopa cijevi struji drugi fluid s kojim fluid koji struji kroz cijevi izmjenjuje toplinu. Ako je fluid koji struji oko cijevi u plinovitom agregatnom stanju, toplinski je otpor na toj strani izmjenjivača velik te se u svrhu povećanja količine izmijenjene topline nastoji povećati površina izmjene

1. INTRODUCTION

Heat exchangers are the basic components of numerous thermal devices and thermal systems so it is very important to be familiar with their operation principle as well as with the effect of various operating and geometry characteristics on thermal efficiency. By optimizing these parameters, it is possible to achieve effective operation of a heat exchanger and thus to obtain energy savings. Shell-and-tube heat exchangers are composed of tube packages through which fluid flows, fluid that is heated or cooled. Around the tube bundle, another fluid is flowing, one that exchanges heat with the fluid flowing through the tubes. If the fluid that flows around the tubes is in the gaseous state of matter, thermal resistance on this side of heat exchanger is large. In order to enhance heat transfer, the heat transfer surface can be increased by

topline, što se postiže postavljanjem lamela oko cijevi. Lamelle se oko cijevi postavljaju u obliku ploča ili u obliku prstena, pa se razlikuju izmjenjivači topline s pločastim i izmjenjivači topline s prstenastim lamelama. Cijevi mogu biti raspoređene u linijskom ili kaskadnom rasporedu. Budući da se kaskadnim rasporedom cijevi fluid prisiljava na česte izmjene smjera strujanja, bolje miješanje i dulji put prolaza izmjenjivačem, njegovom se primjenom postiže i do 20 % bolja izmjena topline u odnosu na linijski raspored.



Slika 1. a) Izmjenjivač topline s pločastim lamelama b) Izmjenjivač topline s prstenastim lamelama c) Segment orebrene cijevi prstenastog izmjenjivača topline

Figure 1. a) Heat exchanger with plate fins b) Heat exchanger with annular fins c) Segment of annular finned tube heat exchanger

Numerička i eksperimentalna istraživanja procesa izmjene topline u izmjenjivačima s pločastim lamelama opisana su u brojnim radovima. U radovima [1], [2] i [3] opisana je trodimenzijska numerička analiza strujanja fluida i prijelaza topline u takvu tipu izmjenjivača. Utjecaj razmaka lamela na proces izmjene topline numerički je istraživani u radu [4]. Numerička analiza utjecaja različitih geometrijskih parametara na proces izmjene topline u pločastom lamelnom izmjenjivaču opisana je u [5], a u radu [6] numeričkim simulacijama istraživani su utjecaji različitih pogonskih i geometrijskih parametara. U radu [7] opisana su eksperimentalna istraživanja provedena na pločastim lamelnim izmjenjivačima s različitim konstrukcijskim parametrima s ciljem njihove optimizacije. U području numeričkih i eksperimentalnih istraživanja prstenastih lamelnih izmjenjivača topline nešto je manji broj objavljenih radova. Numerička i eksperimentalna analiza tog tipa izmjenjivača opisana je u radu [8]. U radu [9] numerički je analiziran utjecaj razmaka lamela na izmjenu topline i pad tlaka. Utjecaj razmaka lamela na koeficijent prijelaza topline i iskoristivost lamela numerički je analiziran u radovima [10] i [11]. Analitički postupak približnog određivanja temperaturne raspodjele i iskoristivosti prstenaste lamele opisan je u radu [12]. Izmjena topline i prijenos tvari u prstenastom lamelnom izmjenjivaču analizirani su u radovima [13] i [14]. U svrhu nastavka istraživanja u tom području u ovom je radu provedena numerička simulacija prstenastoga lamelnog izmjenjivača topline sa zrakom kao radnim fluidom te je analiziran

adding fins around the tubes. Fins have a plate or annular shape and this distinguishes the plate finned tube heat exchangers from the annular finned tube heat exchangers. The tubes can be arranged in line or cascade formation. Since in cascade formation fluid is forced to frequently undergo a change in flow direction, even better mixing and longer passes through heat exchanger, with its usage, up to 20 % greater heat exchange could be achieved.

Numerical and experimental investigations of heat transfer in plate finned tube heat exchangers have been described in many papers. Three-dimensional numerical analysis of fluid flow and heat transfer in this type of heat exchanger has been presented in papers [1], [2] and [3]. The effect of fin spacing on the heat transfer phenomenon has been numerically investigated in [4]. A numerical analysis of the effect of various geometrical parameters on heat transfer in the plate finned tube heat exchanger has been described in [5]. In [6], the effects of various operating and geometrical parameters have been investigated using numerical simulations. Experimental investigations performed on plate finned tube heat exchangers with different geometries, focusing on the geometry parameters optimizing, have been described in [7]. There are fewer published papers in the field of numerical and experimental investigations of annular finned tube heat exchangers. Numerical and experimental analysis of such a type of heat exchanger has been presented in [8]. The effect of fin spacing on heat transfer and pressure drop has been numerically analysed in [9]. The effect of fin spacing on the heat transfer coefficient and fin efficiency has been analysed numerically in [10] and [11]. The approximated analytic temperature distribution and annular fin efficiency determining procedure has been presented in [12]. Heat and mass transfer in the annular finned tube heat exchanger have been analysed in [13] and [14]. For continuing research in this field, numerical simulations of the annular finned tube heat exchanger, with air as working fluid,

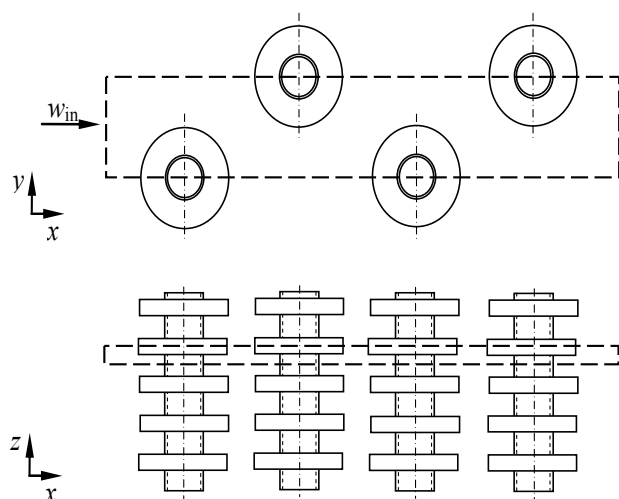
utjecaj pogonskih uvjeta kao što su ulazna brzina zraka i ulazna temperatura zraka te utjecaj geometrijskih parametara kao što su razmak između lamela i promjer lamela na izmjenu topline unutar izmjenjivača.

2. FIZIKALNI MODEL, MATEMATIČKO OPISIVANJE I NUMERIČKI POSTUPAK

2.1. Fizikalni model

Za što točnije određivanje količine izmijenjene topline i iskoristivosti izmjenjivača nužno je poznavanje točne raspodjele temperatura. Izmjena topline između dvaju fluida unutar izmjenjivača odvija se konvekcijskim prijelazom topline s toplijega fluida na površinu stijenke, provođenjem kroz razdjelnu stijenku i konvekcijskim prijelazom topline s površine stijenke na hladniji fluid.

have been presented in this paper. The effect of operating conditions such as inlet air velocity and inlet air temperature as well as the effect of geometrical



Slika 2. Proračunska domena i dio mreže

Figure 2. Computational domain and mesh segment

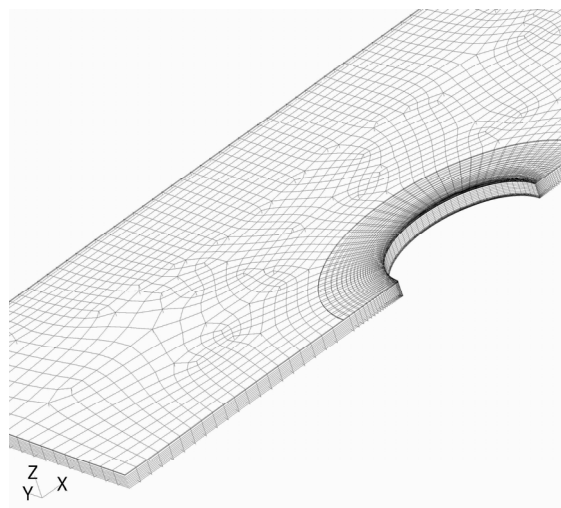
Za matematičko opisivanje toplinskih pojava unutar izmjenjivača usvojene su određene pretpostavke i pojednostavnjenja. Strujanje fluida promatra se kao stacionarno i laminarno, fluid je nestišljiv, smatra se Newtonovskim fluidom i s konstantnim svojstvima. Konvekcijska izmjena topline između fluida i unutarnje površine stijenke cijevi kao i provođenje kroz stijenku cijevi ne razmatraju se provedenim numeričkim postupkom, već je zadana konstantna temperatura vanjske površine stijenke cijevi. Za razmatrani izmjenjivač topline moguće je izdvojiti karakterističnu proračunsku domenu prikazanu na slici 2. koja predstavlja dio izmjenjivača, pri čemu se smatra da se toplinske pojave ponavljaju u ostalim jednakim dijelovima izmjenjivača.

parameters such as fin spacing and fin diameter on heat transfer characteristics inside the heat exchanger have been analysed.

2. PHYSICAL MODEL, MATHEMATICAL FORMULATION AND NUMERICAL PROCEDURE

2.1. Physical model

For more accurate determination of exchanged heat flux and heat exchanger efficiency, the exact temperature distribution should be known. Heat transfer between two fluids inside the heat exchanger is carried out by convection heat transfer from warmer fluid to wall surface, with conduction occurring through the dividing wall and convection heat transfer from the wall surface to the colder fluid.



Some assumptions and simplifications for mathematical formulation of the thermal phenomenon inside the heat exchanger have been adopted. Fluid flow is assumed to be steady and laminar, fluid is incompressible, assumed to be Newtonian fluid and with constant properties. Convective heat transfer between the fluid and inner tube wall surface as well as conduction through the tube wall has not been considered with the implemented numerical procedure and constant temperature of the outer tube surface has been set. The characteristic computational domain, shown in Figure 2, could be extracted. It presents the representative part of heat exchanger where it is assumed that thermal behaviour recurs in other equivalent heat exchanger parts.

2.2. Jednadžbe očuvanja i rubni uvjeti

Matematički model kojim je opisano prisilno, stacionarno, laminarno, nestišljivo strujanje fluida i prijenos topline u prstenastom lamelnom izmjenjivaču topline za trodimenzijski slučaj čine sljedeće diferencijalne jednadžbe:

Poddomena zraka:

Jednadžba očuvanja mase

$$\frac{\partial(\rho \cdot w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w_z)}{\partial z} = 0. \quad (1)$$

Jednadžbe očuvanja količine gibanja

$$x \dots \quad \rho \cdot \left(w_x \cdot \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_x}{\partial z} \right) = \eta \cdot \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (2)$$

$$y \dots \quad \rho \cdot \left(w_x \cdot \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_y}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_y}{\partial z} \right) = \eta \cdot \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial y}, \quad (3)$$

$$z \dots \quad \rho \cdot \left(w_x \cdot \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) = \eta \cdot \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial z}. \quad (4)$$

Jednadžba očuvanja energije

$$w_x \cdot \frac{\partial T_a}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial T_a}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial T_a}{\partial z} = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \cdot \left(\frac{\partial^2 T_a}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_a}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_a}{\partial z^2} \right). \quad (5)$$

Poddomena lamele:

Jednadžba očuvanja energije

Fin subdomain:

Energy equation

$$\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} = 0. \quad (6)$$

Rubni uvjeti su sljedeći:

ulazna ploha

Boundary conditions are:

inlet plane

$$w_x = w_{in}, \quad w_y = 0, \quad w_z = 0, \quad T_a = T_{a,in},$$

izlazna ploha

outlet plane

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial w_y}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial w_z}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T_a}{\partial x} = 0,$$

gornja i donja ploha (simetrija)

upper and lower plane (symmetry)

$$w_z = 0, \quad \frac{\partial w_x}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial w_y}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial T_a}{\partial z} = 0,$$

lijeva i desna ploha (simetrija)

left and right plane (symmetry)

$$w_y = 0, \quad \frac{\partial w_x}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial w_z}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial T_a}{\partial y} = 0,$$

granična površina između lamele i zraka

fin – air interface

$$\lambda_f \cdot \left(\frac{\partial T_f}{\partial n} \right) = \lambda_a \cdot \left(\frac{\partial T_a}{\partial n} \right), \quad w_x = 0, \quad w_y = 0, \quad w_z = 0,$$

granična površina između cijevi i zraka

tube – air interface

$$T_t = \text{const.}, \quad w_x = 0, \quad w_y = 0, \quad w_z = 0.$$

2.2. Governing equations and boundary conditions

The mathematical model which describes a forced, steady, laminar, incompressible fluid flow and heat transfer in the annular finned tube heat exchanger has been defined using following three-dimensional differential equations:

Air subdomain:

Continuity equation

$$\frac{\partial(\rho \cdot w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w_z)}{\partial z} = 0. \quad (1)$$

Momentum equations

$$x \dots \quad \rho \cdot \left(w_x \cdot \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_x}{\partial z} \right) = \eta \cdot \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (2)$$

$$y \dots \quad \rho \cdot \left(w_x \cdot \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_y}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_y}{\partial z} \right) = \eta \cdot \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial y}, \quad (3)$$

$$z \dots \quad \rho \cdot \left(w_x \cdot \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) = \eta \cdot \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial z}. \quad (4)$$

Energy equation

$$w_x \cdot \frac{\partial T_a}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial T_a}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial T_a}{\partial z} = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \cdot \left(\frac{\partial^2 T_a}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_a}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_a}{\partial z^2} \right). \quad (5)$$

Fin subdomain:

Energy equation

$$\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} = 0. \quad (6)$$

Boundary conditions are:

inlet plane

$$w_x = w_{in}, \quad w_y = 0, \quad w_z = 0, \quad T_a = T_{a,in},$$

outlet plane

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial w_y}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial w_z}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T_a}{\partial x} = 0,$$

upper and lower plane (symmetry)

upper and lower plane (symmetry)

$$w_z = 0, \quad \frac{\partial w_x}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial w_y}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial T_a}{\partial z} = 0,$$

left and right plane (symmetry)

left and right plane (symmetry)

$$w_y = 0, \quad \frac{\partial w_x}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial w_z}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial T_a}{\partial y} = 0,$$

fin – air interface

fin – air interface

$$\lambda_f \cdot \left(\frac{\partial T_f}{\partial n} \right) = \lambda_a \cdot \left(\frac{\partial T_a}{\partial n} \right), \quad w_x = 0, \quad w_y = 0, \quad w_z = 0,$$

tube – air interface

tube – air interface

$$T_t = \text{const.}, \quad w_x = 0, \quad w_y = 0, \quad w_z = 0.$$

2.3. Numeričko rješenje

Postavljeni matematički model riješen je primjenom metode kontrolnih volumena [15] koja se temelji na podjeli domene na manje dijelove tj. kontrolne volumene i integraciji definiranih jednadžbi očuvanja po kontrolnim volumenima, čime se dobiva sustav diskretiziranih algebarskih jednadžbi koje se zatim rješavaju iteracijski. Domena proračuna umrežena je primjenom softverskog paketa *Gambit*. Umrežavanje je izvršeno korištenjem hibridne mreže pri čemu je dio oko cijevi i lamela, u kojem su gradijenti temperatura i brzina najveći, umrežen strukturiranom mrežom velike gustoće, a dio domene fluida na većoj udaljenosti umrežen je korištenjem nestrukturirane mreže. Dio mreže domene prikazan je na slici 2. Numerički proračun izvršen je korištenjem softverskog paketa *Fluent* pri čemu je za diskretizaciju konvekcijsko-difuzijskih jednadžbi korištena shema diskretizacije *upwind*, a za povezivanje polja tlakova i brzina algoritam *SIMPLE* [16].

3. PROVJERA VALJANOSTI NUMERIČKOG POSTUPKA

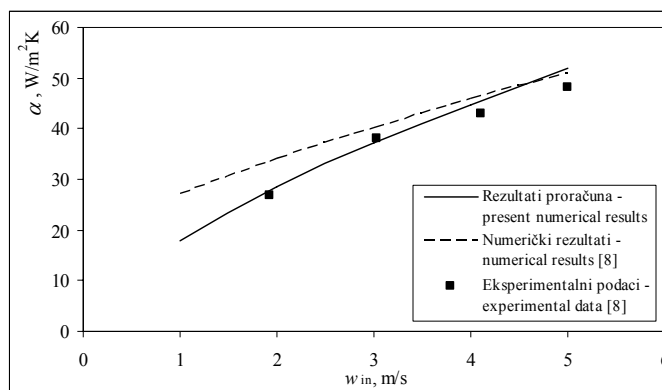
S ciljem provjere valjanosti numeričkog postupka izvršena je usporedba rezultata za odabrani testni primjer s rezultatima objavljenim u literaturi. Numerički je postupak primijenjen na prstenasti lamelni izmjenjivač topline s lamelama od ugljičnog čelika ($\lambda = 60 \text{ W/mK}$) sa sljedećim konstrukcijskim parametrima: promjer cijevi 19 mm, promjer lamela 43 mm, debljina lamela 0,4 mm, aksijalni razmak lamela 3,4 mm, razmak cijevi u smjeru struje zraka 54,6 mm i razmak cijevi u poprečnom smjeru 63 mm. Temperatura stijenke cijevi iznosila je 350 K, a ulazna temperatura zraka u izmjenjivač 300 K. Numerički su proračuni vršeni za ulazne brzine zraka od 1 do 6 m/s. Na slici 3 prikazana je usporedba vrijednosti prosječnih koeficijenata prijelaza topline dobivenih opisanim numeričkim postupkom s numeričkim i eksperimentalnim vrijednostima objavljenima u [8].

2.3. Numerical procedure

The present mathematical model has been solved numerically using the control volume finite difference method [15]. The method is based on domain splitting in smaller parts, i.e. control volumes, applying conservation laws over a finite size control volume and integrating over the control volume to obtain a system of discretised equations to be solved iteratively. The domain has been meshed using Gambit software. Meshing is performed using hybrid mesh, i.e. structured high density mesh has been used near tubes and fins where temperature and velocity gradients are maximal and unstructured mesh has been used for a farther fluid domain. The domain mesh segment is shown in Figure 2. Numerical simulations were performed using the commercial fluid flow and heat transfer solver FLUENT. The convection-diffusion terms have been discretised using the upwind scheme and the SIMPLE algorithm for pressure-velocity coupling has been used [16].

3. VALIDATION

In order to validate the numerical procedure, a comparison between numerical simulation and published results for the selected test case has been performed. The numerical procedure has been applied on the annular finned tube heat exchanger with carbon steel fins ($\lambda = 60 \text{ W/mK}$), having the following geometrical parameters: tube diameter 19 mm, fin diameter 43 mm, fin thickness 0.4 mm, axial fin spacing 3.4 mm, longitudinal tube spacing 54.6 mm and transversal tube spacing 63 mm. Tube wall temperature was 350 K and inlet air temperature was 300 K. Numerical simulations were performed for inlet air velocities from 1 to 6 m/s. A comparison of average heat transfer coefficients obtained by numerical simulations with published numerical results and experimental data [8] is shown in Figure 3.



Slika 3. Usporedba rezultata

Figure 3. Comparison of the results

Iz slike 3. je vidljivo dobro slaganje dobivenih i prethodno objavljenih rezultata, te se može zaključiti da je razvijeni numerički postupak prikladan za analizu izmjene topline unutar prstenastog lamelnog izmjenjivača topline.

4. REZULTATI NUMERIČKE ANALIZE

Nakon provjere valjanosti numeričkog postupka izvršen je niz numeričkih simulacija u kojima su varirani pojedini pogonski i geometrijski parametri s ciljem termodinamičke analize njihova utjecaja na fizikalni proces izmjene topline u prstenastom lamelnom izmjenjivaču.

Na slici 1c. prikazan je segment orebrene cijevi prstenastog izmjenjivača topline s označenim geometrijskim veličinama. U provedenim su simulacijama korištene sljedeće konstantne vrijednosti geometrijskih parametara izmjenjivača: promjer cijevi 25 mm, debljina lamele 0,5 mm, razmak cijevi u smjeru struje zraka 130 mm i razmak cijevi u poprečnom smjeru 65 mm. Temperatura stijenke cijevi iznosila je 363 K. Numerički su proračuni vršeni za ulazne brzine zraka od 1 do 6 m/s, ulazne temperature zraka od 283 do 353 K, kao i za promjere prstenastih lamela od 35 do 65 mm i aksijalne razmake između lamela od 2 do 8 mm. Numeričke simulacije trajale su od 5 do 35 min, ovisno o veličini i gustoći mreže, na osobnom računalu s procesorom radnog takta 2,8 GHz i sa 2 GB RAM memorije. Analizirani su utjecaji promjena pojedinih pogonskih i geometrijskih parametara na proračunata polja brzina i temperatura te na vrijednosti prosječnih koeficijenata prijelaza topline i izmijenjenih toplinskih tokova po jedinici površine izmjene topline. Rezultati numeričke analize prikazani su u nastavku.

4.1. Analiza utjecaja pogonskih uvjeta

4.1.1. Utjecaj na polja temperatura

Izvršen je niz numeričkih simulacija s ciljem procjene utjecaja pogonskih uvjeta izmjenjivača tj. ulaznih brzina i ulaznih temperatura zraka na proces strujanja i izmjene topline unutar izmjenjivača. Dobivena polja temperatura za analizirane pogonske uvjete prikazana su na slikama koje slijede.

Na slici 4. prikazana su polja temperatura u karakterističnim presjecima izmjenjivača za različite ulazne brzine zraka. Ulazna temperatura zraka u tom slučaju iznosila je 303 K. Promjer lamela iznosio je 45 mm, a razmak između lamela 4 mm.

Donja ploha prikazuje ravninu proračunske domene $z = 0$ tj. središnju ravninu strujanja fluida između dviju lamela, gornja ploha prikazuje ravninu proračunske domene $z = (s + \delta) / 2$ tj. ravninu kroz polovinu debljine lamele.

From the Figure 3 it can be seen that present numerical predictions coincide quite well with published results. It can be concluded that the presented numerical procedure could be accurately used for fluid flow and heat transfer simulations in the annular finned tube heat exchanger.

4. NUMERICAL RESULTS

After the validity of the numerical procedure has been checked, a set of numerical calculations have been performed in order to analyse the effect of various operating and geometrical parameters on the heat transfer process in the annular finned tube heat exchanger.

The annular finned tube heat exchanger segment, with marked geometrical parameters, is shown in Figure 1c. The following constant heat exchanger geometrical parameters have been used in numerical simulations: tube diameter 25 mm, fin thickness 0.5 mm, longitudinal tube spacing 130 mm and transversal tube spacing 65 mm. Tube wall temperature was 363 K. Numerical simulations were performed for inlet air velocities from 1 to 6 m/s, inlet air temperatures from 283 to 353 K, as well as annular fin diameters from 35 to 65 mm and axial fin spacings from 2 to 8 mm. Depending on mesh size and density, simulations lasted from 5 to 35 min on a PC with a 2.8 GHz processor and 2 GB RAM. The effects of various operating and geometrical parameters on the calculated velocity and temperature fields as well as on the average heat transfer coefficients, and exchanged heat fluxes per heat transfer surface unit have been analysed. The results obtained numerically are illustrated further.

4.1. Analysis of operating conditions effects

4.1.1. Effect on temperature fields

A set of numerical simulations have been performed in order to evaluate the effect of heat exchanger operating conditions, i.e. inlet air velocities and inlet air temperatures, on the fluid flow and heat transfer process inside the heat exchanger. Calculated temperature fields for the analysed operating conditions are presented in the following figures.

Temperature fields in the characteristic heat exchanger planes for different inlet air velocities are shown in Figure 4. Inlet air temperature was 303 K. Fin diameter and fin spacing was 45 mm and 4 mm, respectively.

The lower plane represents plane $z = 0$ of the computational domain, i.e. the central plane of fluid flow between two fins, the upper plane represents plane $z = (s + \delta) / 2$ of the computational domain, i.e. the plane across one half of a fin thickness.

Prva i treća cijev prikazuju uzdužne presjeka po simetrali cijevi tj. u ravnini $y = 0$.

Iz toka izoterma na gornjoj i donjoj plohi vidljivo je da u slučaju manje ulazne brzine zrak iza lamela i cijevi ima veću temperaturu u odnosu na zrak s većom ulaznom brzinom, što rezultira manjom temperaturnom razlikom između površine stijenke cijevi i zraka te manjom izmjenom topline. Povećanjem ulazne brzine zraka povećava se temperaturna razlika između stijenke cijevi i zraka, što rezultira većim koeficijentom prijelaza topline i većim izmijenjenim toplinskim tokom. Iz toka izoterma u uzdužnim presjecima oko cijevi i lamela vidljivo je da se s povećanjem ulazne brzine zraka smanjuje debljina temperaturnoga graničnog sloja, što povećava izmjenu topline konvekcijom. Veći dio izmjene topline odvija se oko cijevi i lamela koje su bliže ulazu zraka u izmjenjivač.

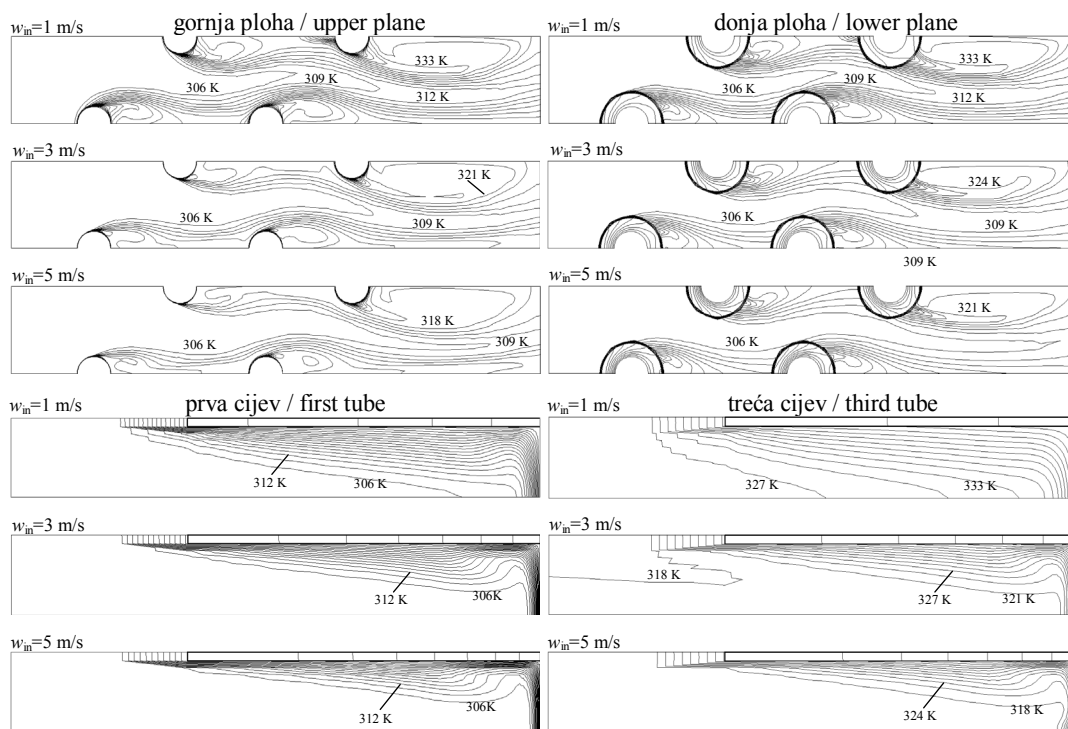
Na slici 5 prikazana su polja temperatura u karakterističnim presjecima izmjenjivača za različite ulazne temperature zraka. Ulazna brzina zraka u tom slučaju iznosila je 3 m/s. Promjer lamela iznosio je 45 mm, a razmak između lamela 4 mm. Iz raspodjela temperatura prikazanih na slici vidljivo je da veća ulazna temperatura zraka ima za posljedicu manju razliku temperatura između stijenke cijevi i lamela i zraka, odnosno manji gradijent temperature na plohama izmjene, pa iz toga razloga utječe i na smanjenje prijelaza topline.

The first and third tube represent longitudinal planes over the tube symmetry line, i.e. planes $y = 0$.

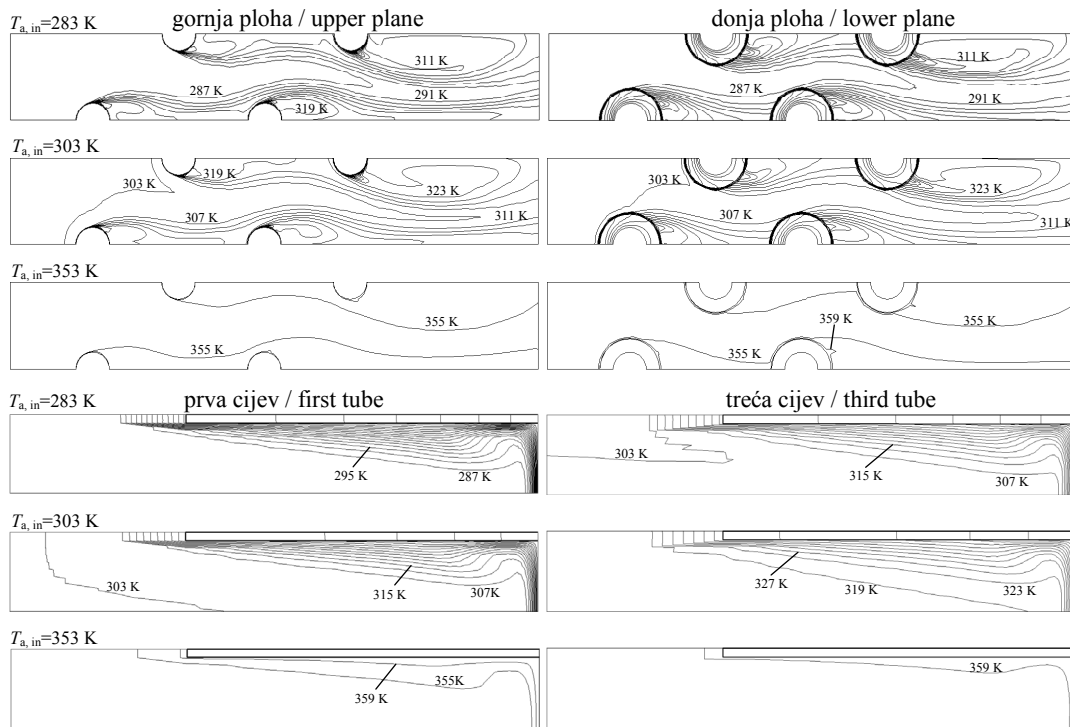
From isotherms in the upper and lower planes, it can be seen that air behind fins and tubes has higher temperatures for lower inlet air velocities. This results in a smaller temperature difference between tube wall surface and air and in a smaller heat exchange. Increasing the inlet air velocity increases the temperature difference between the tube wall and the air, resulting in a larger heat transfer coefficient with a greater heat flux exchanged. From isotherms in longitudinal planes around tubes and fins, it can be seen that the thickness of the temperature boundary layer decreases with the increasing of the inlet air velocity and that this enhances convection heat transfer. Most of the heat transfer has been performed around tubes and fins nearer to the heat exchanger entrance.

Temperature fields in the characteristic heat exchanger planes for different inlet air temperatures are shown in Figure 5. Inlet air velocity was 3 m/s. Fin diameter and fin spacing was 45 mm and 4 mm, respectively.

From temperature distributions shown in the figure, it can be seen that a higher inlet air temperature results in a lower temperature difference between tube and fin walls and the air, i.e. smaller temperature gradient, on the heat exchange surfaces and therefore it influences a decrease in heat transfer.



Slika 4. Utjecaj ulazne brzine zraka na polje temperatura
Figure 4. Effect of inlet air velocity on the temperature field



Slika 5. Utjecaj ulazne temperature zraka na polje temperatura
Figure 5. Effect of inlet air temperature on the temperature field

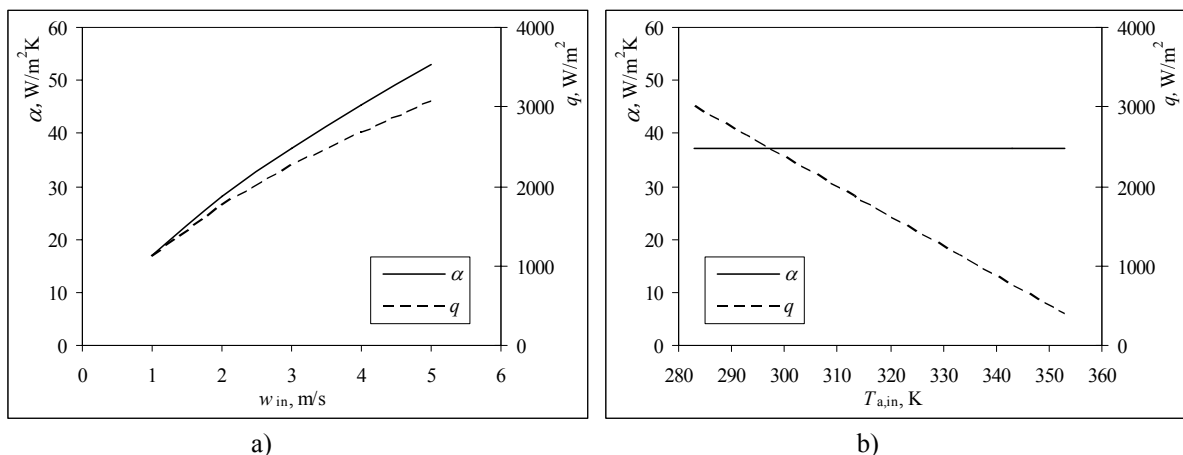
4.1.2. Utjecaj na prosječni koeficijent prijelaza topline i specifični toplinski tok

Numeričkim proračunima analiziran je utjecaj pogonskih uvjeta na iskoristivost izmjenjivača tj. analizirane su promjene prosječnih koeficijenata prijelaza topline i izmijenjenih specifičnih toplinskih tokova s promjenama ulaznih brzina i ulaznih temperatura zraka.

Na slici 6. prikazani su utjecaji ulazne brzine zraka i

4.1.2. Effect on the average heat transfer coefficient and specific heat flux

Using numerical simulations, the effect of operating conditions on heat exchanger efficiency has been studied. Changes of the average heat transfer coefficients and exchanged specific heat fluxes obtained with changes of inlet air velocities and inlet air temperatures have been analysed.



Slika 6. Utjecaj a) ulazne brzine zraka i b) ulazne temperature zraka na koeficijent prijelaza topline i specifični toplinski tok

Figure 6. Effect of a) inlet air velocity and b) inlet air temperature on the heat transfer coefficient and specific heat flux

ulazne temperature zraka na prosječni koeficijent prijelaza topline i specifični toplinski tok.

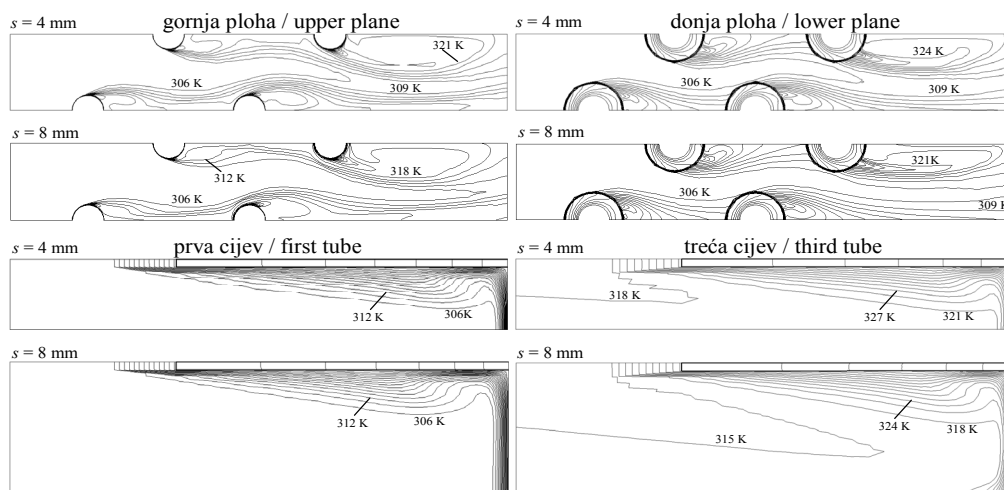
Iz slike je vidljivo da se povećanjem ulazne brzine zraka u izmjenjivač povećava i vrijednost prosječnoga koeficijenta prijelaza topline kao i izmijenjenoga specifičnog toplinskog toka. Promjena ulazne temperature zraka nema znatnijeg utjecaja na koeficijent prijelaza topline. Isto tako, vidljivo je da se s povećanjem ulazne temperature zraka izmijenjeni specifični toplinski tok smanjuje i to zbog smanjenja temperaturne razlike između stijenki cijevi i lamela i zraka.

4.2. Analiza utjecaja geometrijskih parametara

4.2.1. Utjecaj na polja temperatura

Niz numeričkih simulacija izvršen je u svrhu analize utjecaja geometrijskih karakteristika izmjenjivača tj. aksijalnog razmaka lamela i promjera lamela na proces strujanja i izmjene topline unutar izmjenjivača. U nastavku su prikazana dobivena polja temperatura za analizirane geometrijske parametre.

Na slici 7. prikazana su polja temperatura u karakterističnim presjecima izmjenjivača za različite razmake između lamela. Ulazna temperatura zraka u tom slučaju iznosila je 303 K, a ulazna brzina zraka 3 m/s. Promjer lamela iznosio je 45 mm.



Slika 7. Utjecaj aksijalnog razmaka lamela na polje temperatura
Figure 7. Effect of axial fin spacing on the temperature field

Iz toka izoterma na gornjoj i donjoj plohi je vidljivo da su s manjim razmakom između lamela temperature zraka veće.

Na slici 8. prikazana su polja temperatura u karakterističnim presjecima izmjenjivača za različite promjere lamela. Ulazna temperatura zraka u tom slučaju iznosila je 303 K, a ulazna brzina zraka 3 m/s. Razmak između lamela iznosio je 4 mm.

Effects of inlet air velocity and inlet air temperature on the average heat transfer coefficient and specific heat flux are shown in Figure 6. From the figure it can be seen that an increase in inlet air velocity causes an increase in the average heat transfer coefficient as well as an increase in the exchanged specific heat flux. Any change in the inlet air temperature has no significant effect on the heat transfer coefficient. It can also be seen that the exchanged specific heat flux decreases with an increasing of the inlet air temperature and the reason for this is the decreasing of the temperature difference between tube and fin walls and the air.

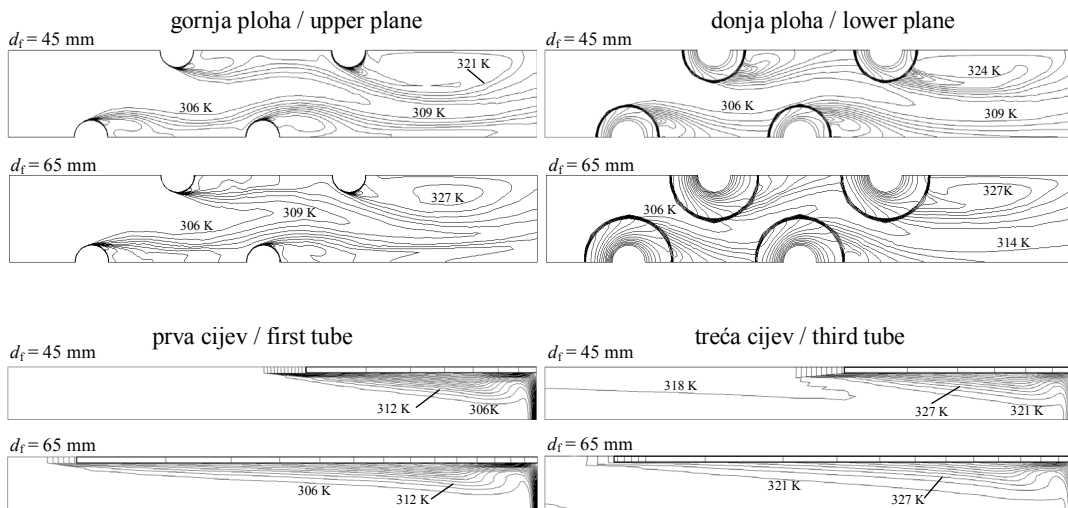
4.2. Analysis of geometrical parameters effects

4.2.1. Effect on temperature fields

A set of numerical simulations have been performed in order to analyse the effect of heat exchanger geometrical characteristics, i.e. axial fin spacing and fin diameter, on the fluid flow and heat transfer process inside the heat exchanger. The calculated temperature fields for the analysed geometrical parameters are illustrated further. Temperature fields in the characteristic heat exchanger planes for different fin spacings are shown in Figure 7. The inlet air temperature was 303 K and the inlet air velocity was 3 m/s. Fin diameter was 45 mm.

From isotherms in the upper and lower planes, it can be seen that air temperatures are larger for smaller fin spacings.

Temperature fields in characteristic heat exchanger planes for different fin diameters are shown in Figure 8. Inlet air temperature was 303 K and inlet air velocity was 3 m/s. Axial fin spacing was 4 mm.



Slika 8. Utjecaj promjera lamela na polje temperatura
Figure 8. Effect of fin diameter on the temperature field

Iz raspodjela temperatura na gornjoj i donjoj plohi vidljivo je da je s većim promjerom lamela, odnosno većom površinom za izmjenu topline, veća i promjena temperature zraka duž izmjenjivača.

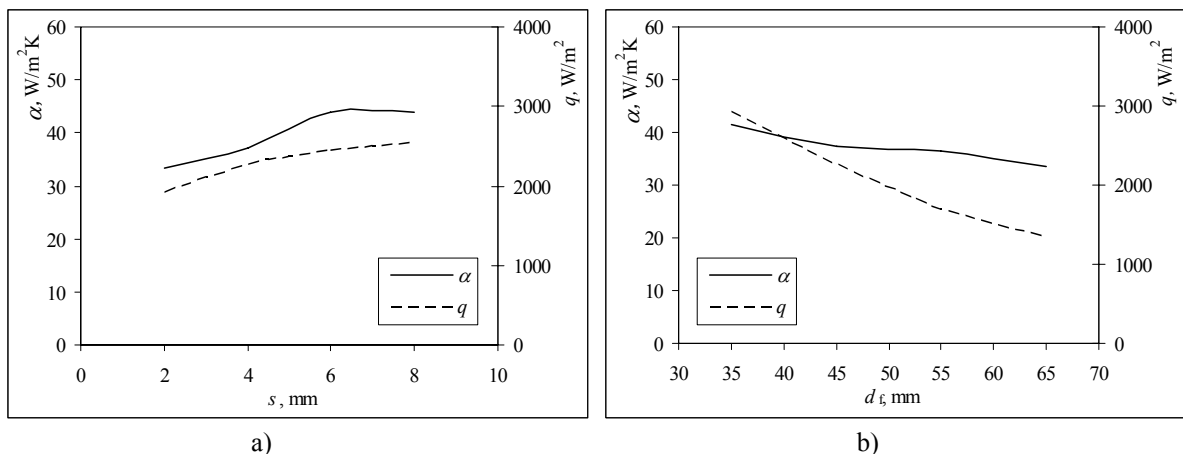
From temperature distributions in the upper and lower plane it can be seen that air temperature change along the heat exchanger is larger for larger fin diameters because of a larger heat transfer surface.

4.2.2. Utjecaj na prosječni koeficijent prijelaza topline i specifični toplinski tok

4.2.2. Effect on the average heat transfer coefficient and specific heat flux

Numeričkim proračunima analizirane su promjene prosječnih koeficijenata prijelaza topline i izmijenjenih specifičnih toplinskih tokova s promjenama aksijalnih razmaka između lamela i s promjenama promjera lamela. Rezultati analize prikazani su na slici 9.

Using numerical calculations, changes in the average heat transfer coefficients and exchanged specific heat fluxes obtained with changes of axial fin spacing and fin diameter have been analysed. The results of the analysis are shown in Figure 9.



Slika 9. Utjecaj a) aksijalnog razmaka između lamela i b) promjera lamela na koeficijent prijelaza topline i specifični toplinski tok
Figure 9. Effect of a) axial fin spacing and b) fin diameter on the heat transfer coefficient and specific heat flux

Iz slike je vidljivo da za odabrane pogonske i konstrukcijske uvjete postoji optimalni aksijalni razmak

From the figure can be seen that for chosen operating and geometry parameters optimal axial fin spacing exists, i.e.

između lamela tj. s povećanjem razmaka između lamela povećava se i prosječni koeficijent prijelaza topline, ali samo do određene granične vrijednosti razmaka nakon koje se počinje postupno smanjivati. Specifični izmijenjeni toplinski tok povećava se s povećanjem razmaka između lamela, s time da se gradijent povećanja smanjuje s povećanjem razmaka između lamela.

S povećanjem promjera lamela smanjuje se vrijednost prosječnoga koeficijenta prijelaza topline. S povećanjem promjera lamela smanjuje se i vrijednost izmijenjenoga toplinskog toka po jedinici površine izmjene topline, pa se može zaključiti da je povećanje ukupno izmijenjenoga toplinskog toka posljedica isključivo povećanja površine izmjene topline koja je veća ako lamela ima veći promjer.

5. ZAKLJUČAK

U radu je analiziran cijevni izmjenjivač topline s prstenastim lamelama. Rezultati numeričke simulacije izvršene na testnom primjeru u svrhu provjere numeričkog postupka dobro se podudaraju s objavljenim numeričkim i eksperimentalnim rezultatima, pa je zaključeno da je razvijeni numerički postupak prikladan za termodinamičku analizu strujanja fluida i izmjene topline unutar prstenastoga lamelnog izmjenjivača. S ciljem analize utjecaja pogonskih uvjeta, tj. ulaznih brzina i ulaznih temperatura fluida, i geometrijskih parametara izmjenjivača, tj. razmaka između lamela i promjera lamela, na proces izmjene topline izvršen je niz numeričkih proračuna. Numeričkim su proračunima dobivena polja brzina zraka i polja temperatura zraka i lamela za različite uvjete. Izvršena je parametarska analiza utjecaja promjena navedenih pogonskih i konstrukcijskih karakteristika na vrijednosti prosječnih koeficijenata prijelaza topline i specifičnih toplinskih tokova unutar izmjenjivača. Provedena analiza može poslužiti kao polazna osnova pri optimizaciji geometrijskih karakteristika i pogonskih uvjeta, čime je moguće postići maksimalnu toplinsku iskoristivost i učinkovitost izmjenjivača.

6. POPIS OZNAKA

specifični toplinski kapacitet	c ,	J/kg K
promjer	d ,	m
normala	n ,	m
tlak	p ,	Pa
specifični toplinski tok	q ,	W/m ²
aksijalni razmak između lamela	s ,	m
temperatura	T ,	K
brzina	w ,	m/s
pravokutne koordinate	x, y, z ,	m
koeficijent prijelaza topline	α ,	W/m ² K
debljina lamele	δ ,	m
dinamički viskozitet	η ,	Pas

increasing of the axial fin spacing causes increasing of the average heat transfer coefficient up to a specific limit value upon which it begins to decrease. Specific heat flux increases with an increase in axial fin spacing, but the increasing gradient in that case decreases.

The average heat transfer coefficient decreases with a decrease in fin diameter. The exchanged specific heat flux also decreases with an increase in fin diameter. It can be concluded that by the increasing the overall exchanged heat, flux is only a result of heat transfer surface increasing, which is larger for fins with a larger diameter.

5. CONCLUSION

An annular finned tube heat exchanger has been analysed in the paper. The results of numerical simulations on the test case, performed in order to validate the numerical procedure, coincide quite well with published numerical and experimental results. It can be concluded that the presented numerical procedure could be accurately used for fluid flow and heat transfer simulations in the annular finned tube heat exchanger. A series of numerical calculations have been done in order to analyse the effects of operating conditions, i.e. inlet air velocities and inlet air temperatures, and geometrical parameters, i.e. fin spacing and fin diameter, on the heat transfer phenomenon. Fluid velocity fields as well as fluid and fin temperature fields have been obtained by numerical calculations for various conditions. A parametric study of the effect of operating and geometric characteristics changes on the average heat transfer coefficients and specific heat fluxes inside the heat exchanger has been performed. The analysis carried out could provide guidelines for the operating and geometrical characteristics of optimization and thus contribute to achieving the maximal thermal efficiency and effectiveness of the heat exchanger.

6. LIST OF SYMBOLS

specific heat capacity
diameter
normal direction coordinate
pressure
specific heat flux
axial fin spacing
temperature
velocity
Cartesian coordinates
heat transfer coefficient
fin thickness
dynamic viscosity

koeficijent toplinske vodljivosti	λ ,	W/m K	thermal conductivity
gustoća	ρ ,	kg/m ³	density
Indeksi:			Indexes:
zrak	a		air
lamela	f		fin
ulaz	in		inlet
cijev	t		tube

LITERATURA REFERENCES

- [1] Tsai, S.F., Sheu, T.W.H., *Some physical insights into a two-row finned-tube heat transfer*, Computers & Fluids, 27 (1998) 1, 29-46.
- [2] Chen, H.T., Song, J.P., Wang Y.T., *Prediction of heat transfer coefficient on the fin inside one-tube plate finned-tube heat exchanger*, Int. J. Heat and Mass Transfer, 48 (2005) 2697-2707.
- [3] Huang, C.H., Tsai, Y.L., *A transient 3-D inverse problem in imaging the time-dependent local heat transfer coefficients for plate fin*, Applied Thermal Engineering, 25 (2005) 2478-2495.
- [4] Romero-Mendez, R., Sen, M., Yang, K.T., McClain, R., *Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger*, Int. J. Heat and Mass Transfer, 43 (2000) 39-51.
- [5] Erek, A., Özerdem, B., Bilir, L., Ilken, Z., *Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers*, Applied Thermal Engineering, 25 (2005) 2421-2431.
- [6] He, Y.L., Tao, W.Q., Song, F.Q., Zhang, W., *Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of plain plate fin-and-tube heat exchangers from view point of field synergy principle*, Int. J. Heat and Fluid Flow, 26 (2005) 459-473.
- [7] Kim, Yonghan, Kim, Yongchan, *Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch*, Int. J. of Refrigeration, 28 (2005) 851-858.
- [8] Jang, J.Y., Lai, J.T., Liu, L.C., *The thermal-hydraulic characteristics of staggered circular finned-tube heat exchangers under dry and dehumidifying conditions*, Int. J. Heat and Mass Transfer, 41 (1998) 3321-3337.
- [9] Sandar Mon, M., Gross, U., *Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers*, Int. J. Heat and Mass Transfer, 47 (2004) 1953-1964.
- [10] Chen, H.T., Hsu, W.L., *Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings*, Int. J. Heat and Mass Transfer, 50 (2007) 1750-1761.
- [11] Chen, H.T., Hsu, W.L., *Estimation of heat-transfer characteristics on a vertical annular circular fin of finned-tube heat exchangers in forced convection*, Int. J. Heat and Mass Transfer, 51 (2008) 1920-1932.
- [12] Acosta-Iborra, A., Campo, A., *Approximate analytic temperature distribution and efficiency for annular fins of uniform thickness*, Int. J. of Thermal Sciences, 48 (2009) 773-780.
- [13] Sharqawy, M.H., Zubair, S.M., *Efficiency an optimization of an annular fin with combined heat and mass transfer – An analytical solution*, Int. J. of Refrigeration, 30 (2007) 751-757.
- [14] Kundu, B., *Analysis of thermal performance and optimization of concentric circular fins under dehumidifying conditions*, Int. J. Heat and Mass Transfer, 52 (2009) 2646-2659.
- [15] Patankar, S.V., *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere, New York, USA, 1998.
- [16] Versteeg, H.K., Malalasekera, W., *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*, Longman Group Ltd, Essex, UK, 1995.

Primljeno / Received: 18.3.2009

Prihvaćeno / Accepted: 6.7.2009

Izvorno znanstveni članak

Original scientific paper

Adresa autora / Authors' address:

Tomislav Senčić, mag. ing. mech.

Izv. prof. dr. sc. Anica Trp, mag. ing. mech.

Doc. dr. sc. Kristian Lenić, mag. ing. mech.

Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci

Vukovarska 58, HR-51000 Rijeka, Hrvatska

tomislav.sencic@riteh.hr, anica.trp@riteh.hr, kristian.lenic@riteh.hr