

SAT-9.2-2-HT-04

**NUMERICAL MODELLING OF A HEAT EXCHANGE WITH HEAT TUBES
AND EXPERIMENTAL VALIDATION¹³⁹**

Milen Venev, PhD Student

Department of Thermotechnics, Hydraulics and Ecology, University of Ruse, Bulgaria
E-mail: m_venev@abv.bg

Iliia Iliev, Professor, PhD

Department of Thermotechnics, Hydraulics and Ecology, University of Ruse, Bulgaria
E-mail: iki@uni-ruse.bg

Veselka Kamburova, Assoc. Professor, PhD

Department of Biotechnology and Heat Technology, University of Ruse, Branch Razgrad,
Bulgaria
E-mail: vkambourova@enconservices.com

Ahmed Ahmedov, PhD

EnCon Services Ltd., Sofia, Bulgaria
E-mail: aahmedov@enconservices.com

***Abstract:** On the basis of the developed mathematical model describing the ongoing processes in a heat exchanger with heat pipes a numerical modelling is carried out in order to obtain the temperature and velocity fields of the heat carrier and the heated fluid. In the present study the heat carrier is flue gas and the heated fluid is water. The numerical modelling is carried out by the commercial CFD software SolidWorks – Flow Simulation.*

Numerical results regarding the heat pipes pattern – corridor and staggered, have been obtained.

The obtained numerical results were compared with experimental data collected from an operating heat exchanger with finned tubes thermosiphons. A good agreement between the numerical and experimental results is observed.

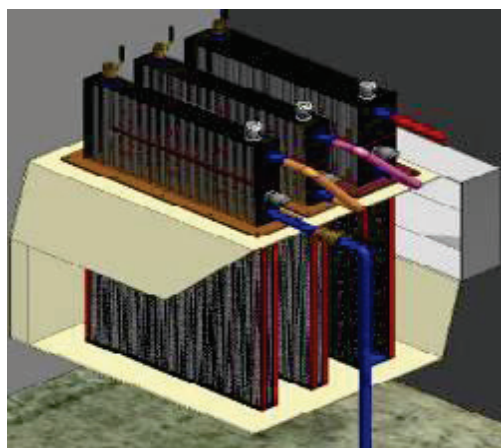
***Keywords:** Heat exchanger, Finned tubes thermosiphons, Numerical modeling, CFD software, SolidWorks – Flow Simulation, Experimental validation.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Апаратът на математическото моделиране е много подходящ за използване при необходимост от изследване на поведението на вече действащи агрегати при различни режими на експлоатация.

В резултат на изследванията на колектив, част от който са авторите на тази разработка, е конструиран и изграден експериментален топлообменник (водонагревател) с оребрени метални тръби термосифони за утилизация на топлина при изгаряне на природен газ/метан. Съоръжението е монтирано на изхода по димни газове на съществуващ парогенератор №2 от типа ПКГ-4 с топлинна мощност 2,88 MW, в котелен цех, намиращ се в гр. Сливен, собственост на „Вини” АД. На топлообменния апарат са проведени редица експерименти. Общият вид на топлообменния апарат е показан на фиг. 1.

¹³⁹ Presented report of October 29, 2016 with the original title: ЧИСЛЕНО МОДЕЛИРАНЕ И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ВАЛИДИРАНЕ НА МОДЕЛА НА ТОПЛООБМЕННИК С ТОПЛИННИ ТРЪБИ



Фиг.1. Общ вид на топлообменен апарат с оребрени топлинни тръби

Известно е, че на действащо оборудване е трудно, а понякога и невъзможно да се провеждат редица специфични експерименти. Това налага моделиране и числено симулиране на процесите, протичащи в разглеждания топлообменник.

Целта на настоящата работа е числено симулиране на топлообменните и хидродинамичните процеси, протичащи в топлообменния апарат с цел верифициране на модела.

I. МАТЕМАТИЧЕСКА ПОСТАНОВКА НА ЗАДАЧАТА

Съществуват редица софтуерни инструменти, с които могат числено да се симулират интересуващите ни топлообменни и хидродинамични процеси. Много подходящ за разглеждания от нас случай е Solid Works - Flow Simulation.

Flow Simulation е подходящ за решаване на поставената задача, тъй като:

- в него има възможност да се опише сложната геометрия на прототипа;
- в софтуерния продукт са заложили характеристики на топлинна тръба и не е необходимо допълнително моделиране на процесите, протичащи вътре в нея;
- работните флуиди са вода и димни газове, чиито характеристики са заложили в базата данни.
- За моделиране на ламинарни и турбулентни течения в Flow Simulation се използват уравненията на Навие Стокс и уравнението на непрекъснатостта, с които се описват законите за съхранение на материята, импулса и енергията:

- уравнение за съхранение на масата:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

- уравнение за съхранение на енергията:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho h) = -p \cdot \text{div} \vec{u} + \text{div}(\lambda \text{grad} t) \quad (2)$$

- уравнение на движението:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho u \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad} u) \quad (3)$$

- уравнение на топлопроводността

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial \tau} + \lambda \text{div} T = 0 \quad (4)$$

където: ρ - плътност на флуида, kg/m^3 ;

\vec{u} (u , v ,w) - вектор на скоростта;
 μ – динамичен вискозитет на флуида, kg/m.s;
 h – енталпия на флуида, kJ/kg;
 p – налягане на флуида, Pa;
 λ – коефициент на топлопроводност на флуида, W/m.K;
 T – температура, °C.

За затваряне на системата диференциални уравнения се използват уравнения за пренасяне на турбулентната кинетична енергия и нейната дисипация в рамките на турбулентния модел $k - \varepsilon$. В декартова координатна система тази система диференциални уравнения има вида:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_T \quad \mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

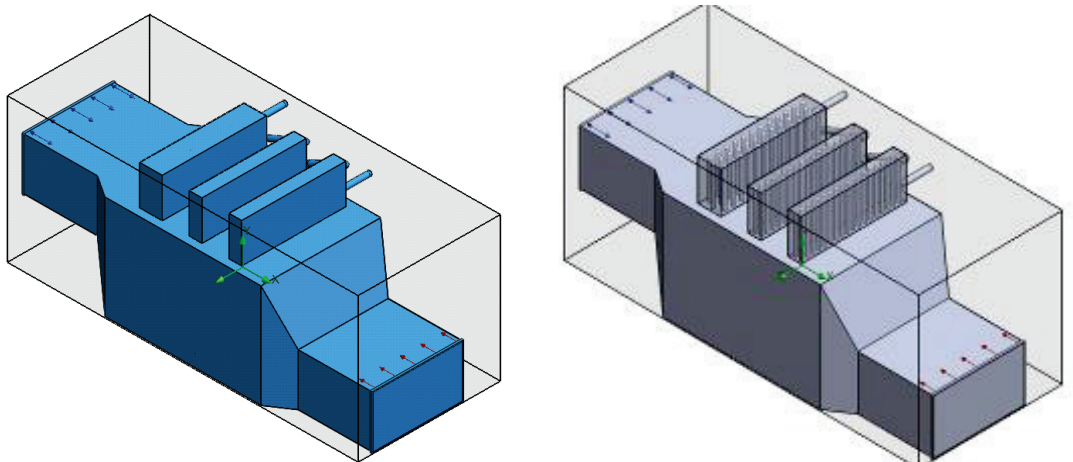
$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho k \vec{u}) = \text{div}\left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_L} \text{grad} k\right) + G - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho \varepsilon \vec{u}) = \text{div}\left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_L} \text{grad} \varepsilon\right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_{eff} E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7)$$

където: C_μ , $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, σ_L - коефициенти на турбулентната кинетична енергия;
 μ , μ_t , μ_{eff} ламинарен, турбулентен и ефективен вискозитет;
 E_{ij} - деформация на елемента;
 ε - скорост на дисипация на турбулентната енергия;
 k - масова плътност на турбулентната енергия.

II. CDF МОДЕЛ НА ТОПЛООБМЕННИКА

Специфичната геометрия на топлообменния апарат, разработена в Solid Works, е представена на фиг.2. Топлообменникът се състои от 3 секции. Първа и втора секция са еднотипни, изработени от два реда по 18 броя коридорно разположени термосифонни тръби. Трета секция е изработена от 36 броя термосифонни тръби, разположени шахматно в три реда. В представения тук модел, като първо приближение на реалната задача, е пренебрегнато орежвяването на тръбите.



Фиг.2. Геометрия на топлообменния апарат

В таблица 1 са дадени началните параметри на двата флуида - димни газове и питателна вода.

Таблица 1. Начални параметри на флуидите

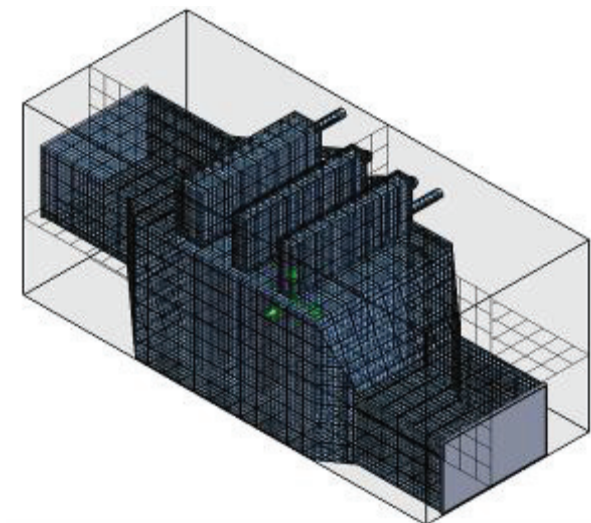
Параметър	Стойност
Димни газове - температура на входа, °C	180.3
Димни газове - обем дебит, m ³ /s	1.456
Питателна вода - температура на входа, °C	25
Питателна вода - скорост, m/s	2.1

Предполага се, че стените на топлообменния апарат са адиабатни и липсва топлообмен с околната среда.

III. РЕЗУЛТАТИ И АНАЛИЗ

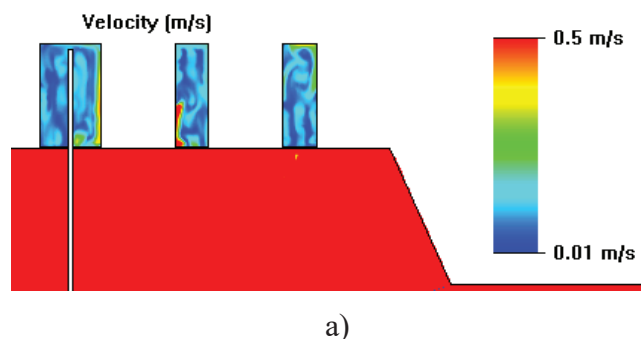
Изчислителната мрежа е настроена в автоматичен режим. На фиг.3 са показани изчислителните клетки, чийто брой е както следва: Флуидни клетки – 3 890 000; клетки от твърдите стени – 572 000.

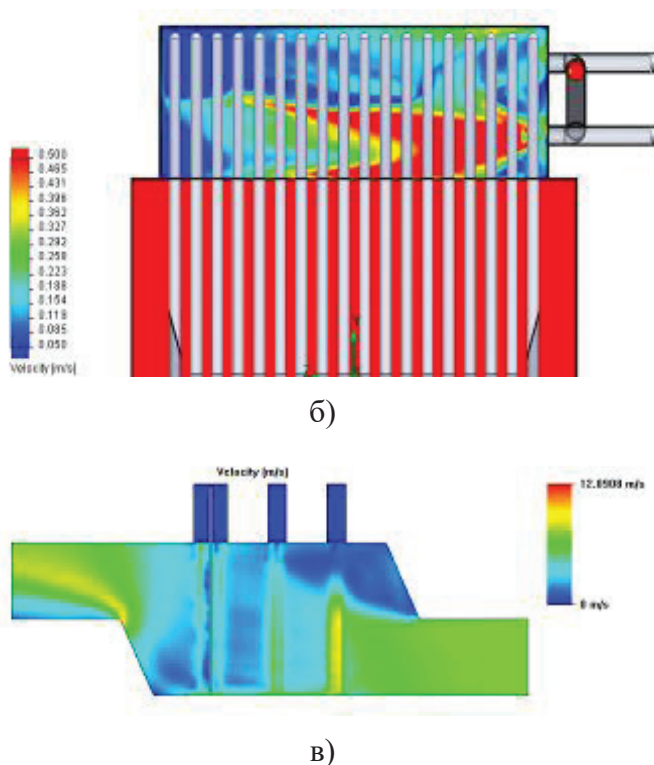
По хода на решението задачата проявява стабилност и сходимост.



Фиг.3. Изчислителна мрежа

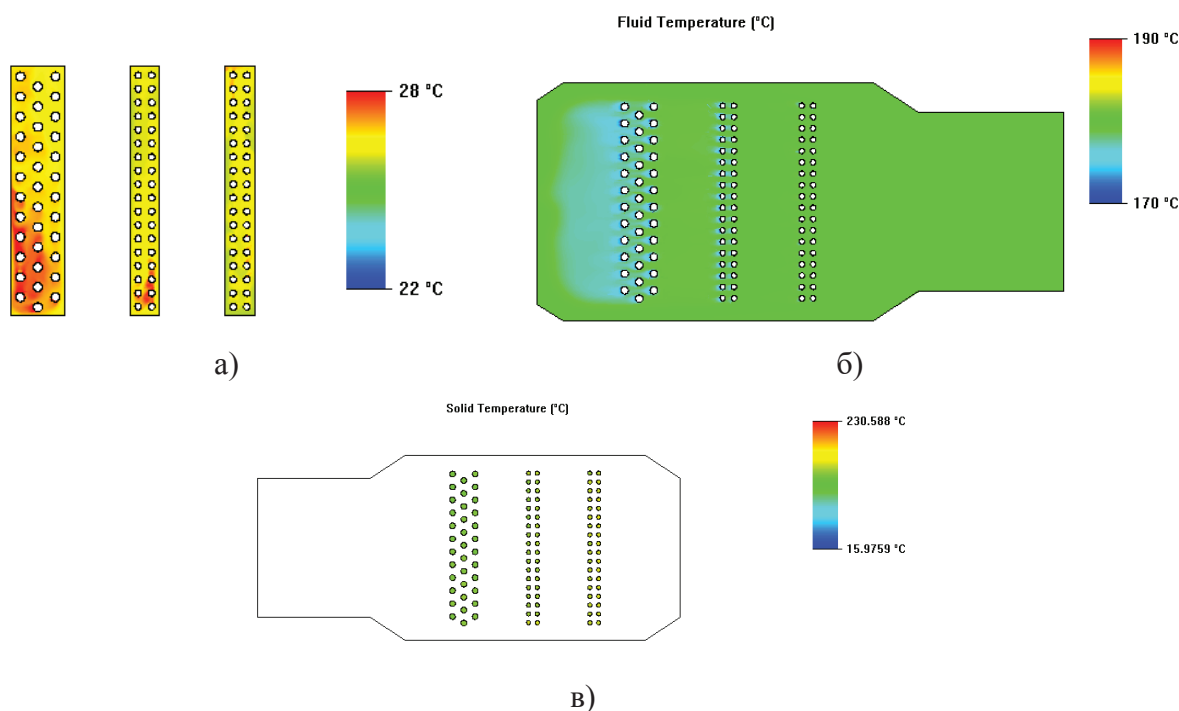
Разпределението на скоростите и температурите на двата флуида е показано на фиг.4 и фиг.5.





Фиг.4. Профили на скоростта: а) в средата на водата - надлъжно сечение; б) на димните газове - напречно сечение, в) на димните газове - надлъжно сечение

Fluid Temperature (°C)



Фиг.5. Профили на температурата: а) в средата на водата - напречно сечение; б) на димните газове - напречно сечение; в) температура на топлинните тръби

Получените резултати показват, че скоростта на питателната вода в топлообменния апарат е много малка (около 0.1 m/s). При конструиране на нови апарати от подобен тип трябва да се предприемат мерки за увеличаване на скоростта, което ще подобри топлообмена между термосифона и нагрвания флуид.

Анализът на температурните полета показва, че температурата на димните газове почти не се променя след преминаването им през първата секция, а след втората и третата секция намалява с около 5 °С. При експеримента се установи, че намаляването на температурата е много по-значително. След втората секция е измерена температура 166 °С. Както беше отбелязано по-горе като първо приближение при решаване на задачата беше пренебрегнато оребряването на тръбите поради и големия брой клетки в изчислителната мрежа и огромното време, необходимо за решаване на задачата. Явно, че това пренебрежение значително задебелява решението и трябва да се премине към модел на термосифони с оребряване в областта на димните газове.

По-малкият топлинен поток, предаден от горещия към студения флуид оказва влияние и върху получените резултати за температурата на нагрятия флуид. Температурата, получена в резултат на численото симулиране е 28 °С, а измерената температура след втора секция е 29.4 °С, а на изхода от топлообменния апарат - 37 °С.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработен е математически модел и е проведено числено симулиране на топлинните и хидродинамични процеси в топлообменник с термосифони.

При симулирането е пренебрегнато оребряването на термосифоните в областта на димните газове. Опитът за валидиране на модела показва, че пренебрегването на оребряването значително намалява топлинния поток, предаден от горещия към студения топлоносител. Следователно този факт не трябва да се пренебрегва, а проблемът с времето, необходимо за симулиране (над 10 дни) трябва да се решава чрез задебеляване на изчислителната мрежа.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Венев, М., И. Илиев, В. Камбурова, А. Терзиев, Ст. Лазаров, Утилизация на отпадна топлина чрез оребрени термосифонни водонагреватели, // Топлотехника, 2014, брой TBD, стр. TBD, ISSN 1314-2550.

[2] Илиев, И. Методи и средства за ефективно оползотворяване на отпадъчна топлина от нископотенциални парогазови потоци. Русе, Университетски издателски център при РУ "Ангел Кънчев", 2013, стр. 152, ISBN 978-619-90013-9-4.

[3] Cosmos Flow Works, Fundamentals, 2008

[4] Introducing Cosmos Flow Works, 2006