




## Numerical Analysis by RNG k- $\epsilon$ Turbulent Model of a Concentric Tube Heat Exchanger with Coiled Wire Turbulator

 Hacı Mehmet ŞAHİN<sup>1,\*</sup>  Ali Rıza DAL<sup>2</sup>  Medine ÖZKAYA<sup>3</sup> 
<sup>1</sup>Karabük University Faculty of Technology, Department of Energy Systems Engineering, KARABÜK

<sup>2</sup>Ministry of Transport and Infrastructure, Çankaya/ANKARA

<sup>3</sup>Gazi University Technical Sciences Vocational School, Ostim/ ANKARA

### Article Info:

Research article

Received: 27/09/2019

Revision 11/12/2019

Accepted: 21/12/2019

### Highlights

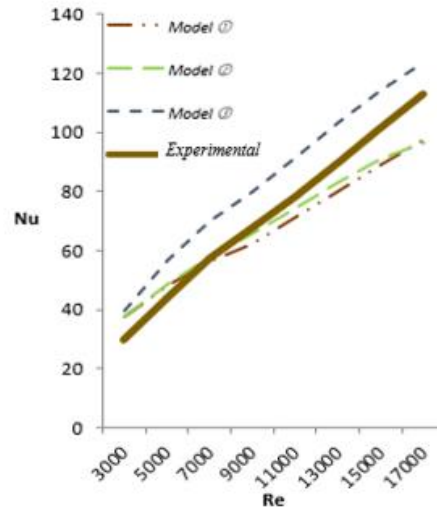
- RNG k- $\epsilon$  model.
- CFD analysis.
- Coiled wire turbulator.

### Keywords

 Turbulator  
 CFD Analysis  
 RNG k- $\epsilon$   
 Heat Exchangers

### Graphical/Tabular Abstract

In this study, a concentric tube heat exchanger with coiled wire turbulators were analysed numerically by a CFD code namely ANSYS FLUENT using RNG k- $\epsilon$  Turbulent Model in order to be reduced heat exchanger sizes and increased heat transfer enhancement.



**Figure A.** The changing of numerical Nu number according to Re number

**Purpose:** In this study, it is aimed to compare numerical models with an experimental system previously study in literature by using passive method one of heat transfer enhancement of a concentric tube heat exchanger with coiled wire turbulators.

**Theory and Methods:** The analyses were done in a range of Reynolds ( $Re$ ) number from 3000 to 18000. The numerical simulations were done by using a CFD code namely ANSYS FLUENT, using finite volume method. In numerical analysis, three main turbulence models of RNG k- $\epsilon$  were employed in the simulations such as *Model 1* (RNG-Standard wall function), *Model 2* (RNG-Non-Equilibrium wall function) and *Model 3* (RNG-Enhanced wall treatment).

**Results:** The numerical analyses carried out to compare with the experimental results in order to determine the best fitting model using each three main turbulence models of RNG k- $\epsilon$  model, Model 1 has given the best fitting result.

**Conclusion:** When turbulence models are compared with experimental results; *Model 1* has given more fitting result than *Model 2*. Model 3 is far from experimental results compared to other solutions. No k- $\epsilon$  model is not fitting with the data obtained from the experiment results in the  $Re$  Number range of  $3000 \leq Re \leq 7000$ . When close to  $Re$  number value of 7000, the  $Nu$  number values obtained by Model 3 have been far from experimental results.



## İç İçe Borulu Yay Tipi Türbülantlı Bir Isı Değiştiricisinin RNG k-ε Türbülans Modeli ile Sayısal Analizi

Hacı Mehmet ŞAHİN<sup>1,\*</sup> Ali Rıza DAL<sup>2</sup> Medine ÖZKAYA<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Karabük Üniversitesi Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği, KARABÜK

<sup>2</sup> Ulaştırma ve Altyapı Bakanlığı, Çankaya/ANKARA

<sup>3</sup> Gazi Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Ostim/ ANKARA

### Öz

Bu çalışmada, eşmerkezli iç içe borulu bir ısı değiştiricisinin boyutlarının azaltılması ile ısı transferinin iyileştirilmesi ve sürtünme özelliklerinin belirlenmesi amacıyla yay tipi türbülantör kullanarak, RNG k-ε modeli ile sayısal analizler yapılmıştır. Çalışmalar Reynolds ( $Re$ ) sayısının 3000 ila 18000 aralığında yapılmıştır. Sonlu Hacimler Metoduna dayalı ANSYS-fluent adlı bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile sayısal simülasyonlar yapılmıştır. Sayısal analizlerde, Model ① (RNG-Standard wall function), Model ② (RNG-Non-Equilibrium wall function) ve Model ③ (RNG-Enhanced wall treatment) üç temel türbülans modelleri kullanılmıştır. Bu nedenle, deneysel ve sayısal analizlerle RNG k-ε modelinin üç temel türbülans modeli arasında karşılaştırma yapılarak, en iyi sonucu Model ① türbülans modeli vermiştir.

### Numerical Analysis by RNG k-ε Turbulent Model of a Concentric Tube Heat Exchanger with Coiled Wire Turbulator

#### Abstract

In this study, a concentric tube heat exchanger with coiled wire turbulators were analysed numerically by RNG k-ε Turbulent Model in order to be reduced heat exchanger sizes, increased heat transfer enhancement and to be obtained friction characteristics. The analyses were done in a range of Reynolds ( $Re$ ) number from 3000 to 18000. The numerical simulations were done by using a CFD code namely ANSYS fluent, using finite volume method. Three main turbulence models of RNG k-ε were employed in the simulations such as Model ① (RNG-Standard wall function), Model ② (RNG-Non-Equilibrium wall function) and Model ③ (RNG-Enhanced wall treatment). Therefore, the numerical analyses carried out to compare with the experimental results in order to determine the best fitting model using each three main turbulence model of RNG k-ε model, Model ① has given the best result.

#### Makale Bilgisi

Araştırma makalesi  
Başvuru: 27/09/2019  
Düzeltilme: 11/12/2019  
Kabul: 21/12/2019

#### Anahtar Kelimeler

Türbülantör  
HAD Analiz  
RNG k-ε  
Isı Değiştiricileri

#### Keywords

Turbulator  
CFD Analysis  
RNG k-ε  
Heat Exchangers

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Endüstride; yüksek sıcaklıktaki ısı üretimi ve depolanması güneş enerjisinin yaygın olarak kullanımına imkan sunmaktadır. İç içe borulu ısı değiştiricileri, termal depolama sistemleri ve parabolik oluk sistemi gibi güneş enerjisi santrallerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Isı değiştiricisi boyut ve maliyetin azaltılmasında kullanılan yay tipi türbülantörler ısı transferinin iyileştirilmesinde en önemli parametredir. Isı transferini artırmak için ısı değiştiricilerde yüzeyler büyütülmektedir. Büyüyen yüzeyle beraber, ısı değiştiricisinin alanı da büyümektedir. Bunun önüne geçmek için ısı değiştiricisinin içerisine yerleştirilecek bir türbülantör ile ısı transfer katsayısı büyütülürken ısı değiştiricisinin kapladığı alan sabit kalacaktır. Türbülantörler, ısı transfer verimliliğini arttırırken basınç düşmesine neden oldukları için sistem bazen ilave pompa gücüne ihtiyaç duyabilir. [1]. Ancak ısı transferi artışına karşı ilave pompa gücünün birçok sistemde ihmal edilebilir seviyede olduğu da görülmektedir [2]. Isı transferindeki artış yüzey alanının

büyütülmesinden daha ziyade ısı taşınım katsayısının artırılmasıyla ilgilidir. Isı taşınım katsayısını arttırmak için ısı değiştiricilerinde türbülansı artıran türbülatorler kullanılır. Türbülatorle akışta, akışın sınır tabakasının parçalanması, akış ortamına ek türbülans verilmesi, akış ortamında ikincil akışların oluşması ve akışkanın döndürülerek akış yolunun uzamasının sağlanması gibi etkiler verilmektedir [3]. Günümüzde deneysel uygulama düzeneklerinin pahalı ve zaman alıcı olmasından dolayı en az maliyetle, hızlı bir şekilde ve doğru olarak çözümlenebilen bilgisayar programları (HAD) geliştirilmiştir. Bu programlardan biri de büyük kolaylık sağlayan ANSYS FLUENT programıdır [4]. Bu program ile ısı transferi ve akışkanlar mekaniği gibi problemler modellenerek çözümlenmektedir.

Bu çalışmada, ısı transferini iyileştirme metodu olan pasif yöntem kullanılarak iç içe borulu yay tip bir ısı değiştiricisi kullanılarak, sayısal modellerle daha önce literatürde çalışılmış olan bir deneysel sistemin karşılaştırılması amaçlanmıştır [3]. Bu nedenle, en iyi uyumu sağlayacak türbülans modeli belirlemek amacıyla ANSYS FLUENT programı kullanılmıştır. ANSYS FLUENT paket programında bulunan RNG k-ε türbülans metodlarından farklı üç türbülans modeli kendi aralarında ve deneysel sonuçlarla karşılaştırma yapılarak, en iyi türbülans modelin belirlenmesi amaçlanmıştır.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI (LITERATURE SEARCH)

Literatürde, iç içe borulu ısı değiştiricilerin ısı transferi iyileştirmeleri, pasif yöntemeye dayalı girdap akış cihazları kullanılarak deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir [5-8]. Açısal V-nozul, konik-nozul, konik halka, bükülmüş-bant, vida-bant geometrik şekilli türbülatorlerin bulunduğu dairesel bir tüpte deneysel olarak ısı transferi ve sürtünme özellikleri gibi araştırmalar da yapılmıştır [9-12]. Kongkai-paiboon ve arkadaşlarının çalışmaları deneysel olup, farklı açılara sahip dairesel-halkalar, 27°C’de ortam sıcaklığında ve tek tip duvar ısı akışı koşulu altında gerçekleştirilmiştir. Re sayısı 4000-20000 aralığında almışlardır [13]. Aköz ve arkadaşları tarafından kritik üstü açık kanal akımının üç boyutlu sayısal analizi, sonlu hacimler yöntemine dayalı ANSYS- FLUENT ile yapılmıştır. Sayısal hesaplamalarda türbülanslı akımın karakteristiklerinin belirlenmesinde Large Eddy ve Realizable k-ε tabanlı Detached Eddy Simülasyonu kullanılmıştır [14]. Ekici ve Özcan tarafından yapılan çalışmada HAD içerisinde yer alan bir sayısal yöntem olan Lattice Boltzmann Yöntemi (LBM) hem teorik hem de uygulamalı şekilde ele alınmıştır. Lattice Boltzmann yönteminin diğer HAD yöntemlerinden temel farklılığı, bir akış probleminde gerçekleşen fiziksel olayları hangi düzeyde incelediği ile ilgilidir [15]. Zhang ve Tian, dalga yüzeyli levha ısı değiştiricilerinde dalga eğim açısının ısı geçişi ve basınç düşümü üzerindeki etkilerini yaptıkları sayısal çalışmalarında RNG k-ε modeli kullanmışlardır. Sayısal sonuçların önceki deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu bulunmuşlardır [16]. Gimbun ve ark. CFD FLUENT yazılımını kullanarak basınç düşümü, giriş hızı ve sıcaklığın etkilerini nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında farklı türbülans modellerini yaparak deneysel data ile karşılaştırmış ve zaman ve kolaylık açısından en uygun türbülans modelinin RNG k-ε modeli olduğunu belirtmişlerdir [17]. Eimsa-ard ve Promvong tarafından yapılan çalışmada; iki boyutlu periyodik oluklu kanal içerisinde türbülanslı zorlanmış taşınım halinde k-ε, RNG k-ε, k-ω ve Kayma Gerilmesi Taşınımı (SST) olarak adlandırılan dört türbülans modelini sayısal analiz kullanarak yapmışlardır. RNG ve k-ε türbülans modellerinin, mevcut deneysel sonuçlara ve diğer türbülans modellerinden daha iyi sonuç verdiğini belirlenmişlerdir. Isı geçişinde oluklu kanalların düz paralel kanallara göre %158 oranında iyi olduğunu bulmuşlardır [18].

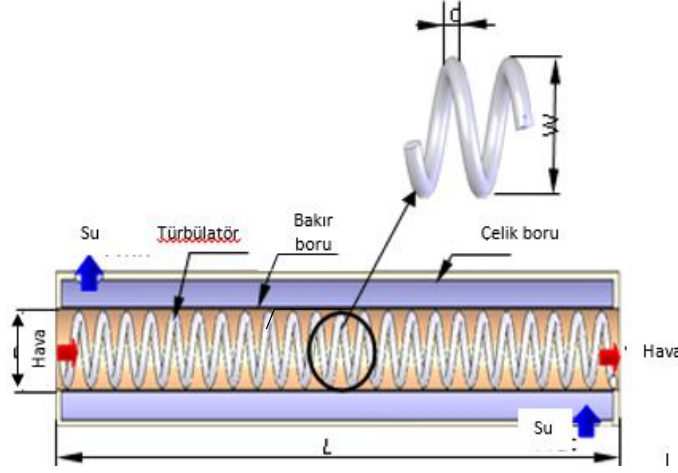
Isı değiştiricilerinin deneysel olarak incelenmesi, ilgili araçların yüksek maliyeti nedeniyle etkili ancak çok pahalı bir metottur. Bu nedenle, literatürde birçok çalışma sadece sayısal olarak yapılmıştır. Deneysel ve sayısal çalışmalar karşılaştırıldığında, sayısal olarak yapılan çalışmaların en uygun modeli seçilerek deneysel çalışma şartlarında kullanıldıkları görülmektedir.

## 3. MATERYAL VE METOT (MATERIAL AND METHOD)

### 3.1. Test Sisteminin Yapısı (Structure of Test System)

Önceki çalışmalarda [2,3,5] detayları verilen deneysel çalışmada iç içe borulu paralel yönlü zıt akışlı bir ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Hava sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarını sağlamak için sistemde türbülator olarak çeşitli adımlara sahip yay kullanılmıştır. Deneyler Re sayısının 3000 ile 18000 aralığında türbülanslı olarak yapılmıştır [3]. Test bölümünde Şekil 1’de gösterilen deney düzeneğinde; türbülator

olarak kullanılan yayın adımı 30 mm ve boyu 1000 mm'dir. İç boruda meydana gelen basınç kayıpları U tipi sulu manometreyle ölçülmüştür. Isı değiştiricide hava ve suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları, bakır borunun yüzey sıcaklığı, ısıl çiftler ve veri kaydedici aracılığı ile Sistem sürekli rejim şartlarında bilgisayara kaydedilmiştir. Isı değiştiricide suyun bir debimetre seçilerek debisi ölçülmüştür [3].



Şekil 1. Türbülatorlü eşmerkezli borulu ısı değiştiricisinin şematik gösterilmesi [2]

### 3.1. Matematik Model ve Temel denklemler (Mathematical Model and Main Functions)

ANSYS FLUENT birçok türbülans modeli kullanarak çözüm yapmaktadır. Uygulamalarda en uygun model seçimini yapmak için, çeşitli sınırların belirtilmesi gerekmektedir. Türbülans modellerde uygulamanın hangi model için en iyi olduğunu kategorik olarak belirtmek imkansızdır. Türbülans modelin seçimi, problemin tespiti ile deneysel uygulamalar, gerekli doğruluk seviyesi, mevcut hesaplama kaynakları ve simülasyon için uygun zaman miktarı gibi hususlara bağlı olmaktadır. Modellemek istediğimiz akış için uygun türbülans modelini seçmemize ANSYS FLUENT yardımcı olmaktadır [4]. Bu çalışmada kullanılan denklemlerin çözümünde ideal akış şartlarında herhangi bir enerji kaybına uğramadığı kabulü yapılarak çözüm elde edilmiştir. Akışkan akımlarının sürtünme etkileri son derece küçük olabilmektedir.

Enerjinin Korunumu Denklemi: Silindirik koordinatlarda üç boyutlu enerji eşitliği aşağıdaki gibidir:

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \mu q \right] \quad 1$$

Sürekliplik denklemi: Diferansiyel kontrol hacmi için sürekliplik denklemi silindirik koordinatlarda sıkıştırılmaz akışkanlar için aşağıdaki gibi yazılır:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial (ru_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial (u_z)}{\partial z} \quad 2$$

Navier-Stokes Denklemleri: Sıkıştırılmaz Navier-Stokes denklemlerinin r bileşeni:

$$\rho \left( \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \quad 3$$

Sıkıştırılmaz Navier-Stokes denklemlerinin  $\theta$  bileşeni:

$$\rho \left( \frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho g_\theta + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) - \frac{u_\theta}{r^2} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right] \quad 4$$

Sıkıştırılmaz Navier-Stokes denklemlerinin z bileşeni:

$$\rho \left( \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) - \frac{u_\theta}{r^2} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] \quad 5$$

Bu denklemlerde;  $\rho$  yoğunluk,  $u$  hız,  $\mu$  dinamik viskozite,  $P$  basınç,  $k$  termal iletkenlik,  $T$  akışkan sıcaklığı ve  $c_p$  özgül ısıdır.

ANSYS FLUENT türbülans modeliyle ilgili yapılan çalışmada normalizasyon grup teorisi olarak adlandırılan RNG k- $\varepsilon$  modeli; Navier-Stokes denklemlerinden türetilmiştir [19, 20]. Bu model statiksel teknik kullanılarak elde edilmektedir. RNG k- $\varepsilon$  modelinde zorlanmış akışlar için doğruluğu geliştiren  $\varepsilon$  denkleminin içerisine ilave terim eklenmiştir. Ayrıca, RNG k- $\varepsilon$  modeline girdaplı akışlar için türbülans girdap etkisi eklenmiştir. RNG k- $\varepsilon$  modeli düşük  $Re$  sayısı etkilerini hesaba katan efektif viskozite ( $\mu_e$ ) için analitik olarak türetilmiş diferansiyel formül sağlamaktadır [4].

RNG k- $\varepsilon$  modelinin iletim denklemleri  $k$  ve  $\varepsilon$  için sırasıyla;

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_k \mu_e \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad 6$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_\varepsilon \mu_e \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad 7$$

Burada;  $G_k$  ortalama hız gradyanları nedeniyle oluşan türbülans kinetik enerjidir.  $G_b$  ise kaldırma kuvvetinden dolayı oluşan türbülans kinetik enerjidir.  $Y_M$  sıkıştırılabilir türbülantta dalgalı genişleme dağılımıdır.  $\alpha_k$  ve  $\alpha_\varepsilon$  sırasıyla  $k$  ve  $\varepsilon$  için ters prandtl sayılarıdır [4].

$$d \left( \frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\mu_e / \mu}{(\mu_e / \mu)^3 - 1 + C_v} d(\mu_e / \mu) \quad 8$$

Denklem 8'de görülen adi diferansiyel denklem düşük  $Re$  sayısı ile duvar etrafındaki akışların daha iyi hale getirmektedir. Bu denklemde  $C_v \cong 100$  olarak ifade edilmektedir. Yüksek  $Re$  sayılarında;

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad 9$$

Yazılabilir.

$$\mu_e = \mu + \mu_t \quad 10$$

Burada;  $C_\mu = 0.0845$ ,  $\mu_e$  efektif viskozite,  $\mu$  akışkan viskozitesi ile  $\mu_t$  türbülans viskozitesi toplamıdır. RNG modeli türbülanslı viskoziteyi uygun bir şekilde düzelterek dönme ve girdap etkisini hesaba katmaya imkân sağlamaktadır. Bu düzeltme biçimi;

$$\mu_t = \mu_{t0} f \left( \alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon} \right) \quad 11$$

fonksiyonu kullanılmıştır. Burada;  $\mu_{t0}$  girdap düzeltmesi olmayan türbülans viskozitesi değeridir.  $\Omega$  karakteristik girdap sayısı olup,  $\alpha_s$  girdap sabitidir. Üç boyutlu, girdaplı ve aksel akışlar için bu etkiyi her zaman kullanmaktadır. Hafif derece girdaplı akışlar için  $\alpha_s = 0.05$  alınmaktadır. Ancak güçlü girdaplarda yüksek  $\alpha_s$  değerleri kullanılır [4]. Ters efektif prandtl sayısı  $\alpha_k$  ve  $\alpha_\varepsilon$ , RNG teorisinden analitik olarak türetilmesi ile kullanılmaktadır.

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 + 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu}{\mu_e} \quad 12$$

Burada  $\alpha_0 = 1$ 'dir. Yüksek  $Re$  sayılarında  $\mu/\mu_e \ll 1$ ,  $\alpha_k = \alpha_\varepsilon \cong 1.393$  olmaktadır. RNG k- $\varepsilon$  modelinde,  $\varepsilon$  denklemindeki ilave terim;

$$R = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad 13$$

ifadesiyle hesaplanmaktadır. Burada;  $\eta$ , türbülans kinetik enerjisinin üretimi olup;

$$\eta = \sqrt{\frac{G_k}{\rho C_\mu \varepsilon}} \quad 14$$

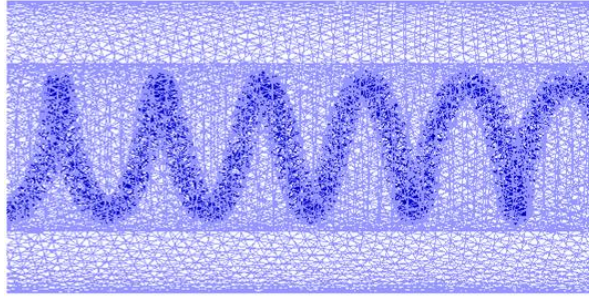
şeklinde ifade edilir. Bu ilave terim; yüksek kayma oranları akım çizgisi eğrilikleri etkileri açısından önemlidir. Kayma oranının kuvvetli olduğu (yüksek  $\eta$ ) durumlarında  $\varepsilon$  değeri artmakta, bu da  $\mu_t$  ve  $k$  değerini azaltmakta yani akıştan daha az enerji çekilmesine yol açmaktadır. Böylece sirkülasyon bölgelerinin büyüklüğü deneysel verilerle benzer çıkmaktadır. Bu modelde kullanılan sabitler [4]:

$$C_{1\varepsilon} = 1.42, \quad C_{2\varepsilon} = 1.68, \quad \eta_0 = 4.38, \quad \beta = 0.012$$

Türbülanslı akışlar, duvarların varlığından önemli ölçüde etkilenmektedir. Duvarla türbülans bölgesi arasında viskozite etkilerini ilişkilendirmek amacıyla duvar fonksiyonları kullanılmaktadır. Bu fonksiyonların kullanılmasıyla türbülans modellerinin düzeltilme gerekliliği ortadan kalkmaktadır. Bu çalışmada *RNG-Standard wall function*, *RNG-Non-Equilibrium wall function* ve *RNG-Enhanced wall treatment* duvar fonksiyonu türbülans modelleri kullanılmıştır [4].

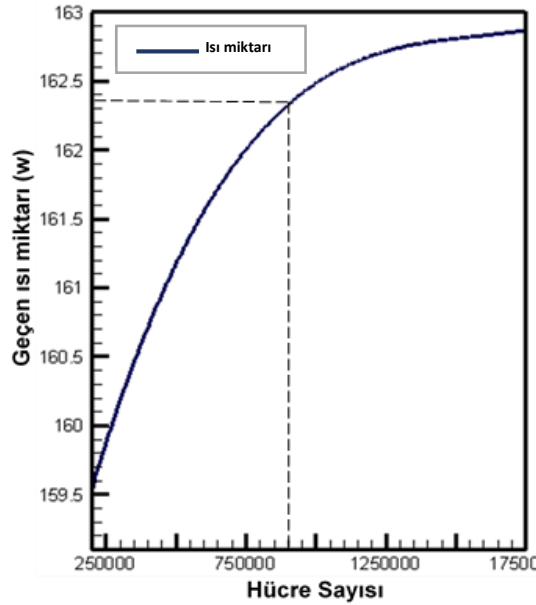
### 3.3. Hesaplama metodu (Calculation Method)

ANSYS FLUENT sıkıştırılmaz orta sıkıştırılabilir ve yüksek sıkıştırılabilir akışlar için bir HAD çözücüsüdür. ANSYS FLUENT'teki fiziksel modellerin zenginliği, ağ uyarlaması ile laminar, geçiş ve türbülanslı akışların, ısı transferinin hassas bir şekilde çözülmesine imkân sağlar [4]. Sayısal çalışmada kullanılan ısı değiştiricisi model ve ağ yapısı GAMBİT programı ile oluşturulmuş ve Şekli 2'de gösterilmiştir. Modelin fiziksel özellikleri GAMBİT programında oluşturulduktan sonra ANSYS FLUENT programında çözülmüştür. Süreklilik, momentum ve enerji denklemleri ANSYS FLUENT ticari yazılımı ile çözülmüştür [4]. Çalışmada,  $Re > 3000$  durumunda ve türbülantörler kullanıldığında tam türbülanslı akış olduğu varsayılmıştır [21]. RNG k- $\varepsilon$  türbülans modelleri, ısı transferini ve akışkan karakteristiklerini, yani basınç düşüşünü tahmin etmek ve türbülans viskozitesi için yeni bir formülasyon ve dağılım oranı için ( $\varepsilon$ ) yeni bir denklemi içerir [22]. Şekil 2'de gösterilen model çizimi SOLIDWORKS kullanılarak oluşturulmuş ve daha sonra ağ işlemi için GAMBİT yazılımına aktararak yapılandırılmış ve TET/Hybrid ağları ile örülmüştür.



Şekil 2. Sayısal çözücü için oluşturulan model ve ağ yapısı [2]

Çözüm ağı yapısı oluşturulurken eleman kalitesi için göz önünde bulundurulmuş olan kalite ölçütleri;  $y^+$  değeri, eğiklik (skewness) ve dikey kalite (orthogonal quality) olarak verilmektedir. Bu çalışmada skewness değeri 0.65'den küçük, orthogonal quality değeri 0.2'den büyük bulunmuş ve Şekil 2'deki geometrinin ağ yapısı bu kriterlere göre belirlenmiştir. Çözüm alanında kullanılan ağ yapısının hücre sayısı hesaplama zamanı ve yakınsama zorlukları nedeniyle optimum olmalıdır. Oluşturulan model yapıya ait ağ yapılarının belirli oranda artırılması ile ara yüzeyden geçen ısı transferi ile hücre sayısı tespiti Şekil 3'de [2] görüldüğü gibi yapılmıştır. Ağ yapılarında sayısal sonuçların çok fazla değişmediği durumdaki (% 0,2 hata ile) hücre sayısı belirlenmiştir. Hesaplama alanları, 850000 ÷ 900000 hücre sayılarında, CPU zamanındaki ve bilgisayar kaynaklarındaki sınırlamalar nedeniyle tüm simülasyonlar için kullanılmıştır. Her bir denklem için artıklar  $10^{-3}$ 'ün altına düşene kadar enerji denkleminde ise artıklar  $10^{-6}$ 'nın altına düşene kadar yinelenmiştir [23].



Şekil 3. Ara yüzeyden geçen ısı transferi ile hücre sayısı tespiti

### 3.4. Sınır Şartları ve Gerekli Kabuller (Boundary Conditions and Required Acceptances)

Eşmerkezli iç içe borulu ısı değiştiricide duvar yüzeyleri, akışkan bölgeleri, giriş ve çıkış yüzeyleri GAMBIT programında tanımlanmıştır. Sayısal analizde akışkan olarak kullanılan hava ve suyun girişleri hız ve sıcaklık (Velocity Inlet) olarak girilmiştir. Çıkış koşulları ise normal çıkış (Pressure Outlet) olarak verilmiştir. Bakır borunun iç yüzey bölgesi (wall) olarak tanımlanmıştır. Ayrıca, suyun temas ettiği bütün yüzeyler ve türbülötör yüzeyleri, normal yüzey olarak tanımlanmıştır. Sayısal çözüm yapılırken aşağıdaki diğer sınır şartları kabulleri yapılmıştır. Bunlar;

- Giriş sınırı koşulları; test bölümünün girişindeki hava ve suyun sıcaklığı ve hızı deneylerden alınmıştır.
- Türbülötörlerin ve dış tüpün malzemesi paslanmaz çelik, iç tüp bakır seçilmiştir.
- Akış kararlı durumda ve türbülanslıdır.



- İş akışkanları sıkıştırılmaz.
- Çıkış sınır koşulları; test bölümünden hava ve su çıkışı kabulü yapılmıştır.
- Hava ve suyun termo-fiziksel özellikleri sabit olarak kabul edilmiştir.
- Malzemelerin termo-fiziksel özellikleri sabit olarak alınmıştır.
- Dış boru duvarının adyabatik olduğu kabul edilmiştir.

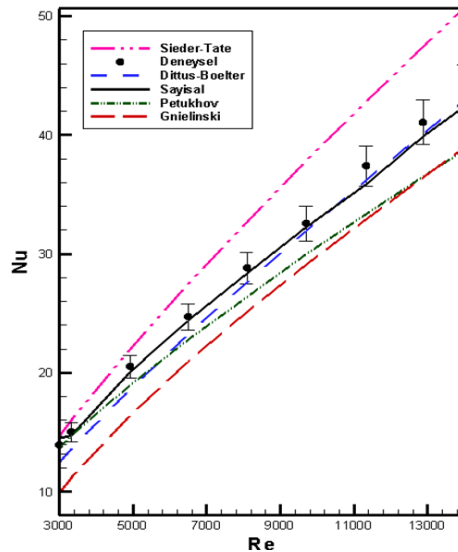
Deneylerde ve hesaplamalarda kullanılan diğer fiziksel özellikler Tablo 1’de verilmiştir.

**Tablo 1.** Hesaplama kullanılan ısı değiştiricinin fiziksel özellikleri [2,3,25].

Parametre	Boyut	Parametre	Boyut
Isı değiştirici boyu (L)	1000 mm	Türbülator iç çapı ( $d_{ii}$ )	15 mm
İç boru iç çapı ( $D_i$ )	40 mm	Türbülator dış çapı ( $d_{id}$ )	37 mm
İç boru et kalınlığı ( $t_i$ )	1 mm	Türbülator et kalınlığı ( $t_t$ )	1 mm
Dış boru iç çapı ( $D_d$ )	69 mm	Hava giriş sıcaklığı ( $T_{hg}$ )	373 K
Dış boru et kalınlığı ( $t_d$ )	3.5 mm	Su giriş sıcaklığı ( $T_{sg}$ )	296 K
Su giriş ve çıkış çapları ( $d_s$ )	15 mm	Türbülator adımı mesafesi ( $p$ )	30 mm

#### 4. BULGULAR ve TARTIŞMA (RESULTS and DISCUSSION)

Deneyel çalışmada; kullanılan cihaz ve ekipmanlardan dolayı hatalı hesaplama yapılabilmektedir. Cihaz ve ölçüm aletlerinin hassasiyetlerinden dolayı hata analizi yapılmalıdır. Deneylerden elde edilen verilerde hata görülebilmektedir. Bu hatalar; yanlış sistem tasarımı ve ölçme aleti seçimi, sistematik şekilde devam eden hatalar, rasgele hatalardır [24]. Hata oranlarının deneyel sonuçlarına etkisi tüm şekiller üzerinde gösterilmektedir [23]. Bu sonuçlar neticesinde deneyel çalışmalarla elde edilen veriler ANSYS FLUENT program ile güvenilir olarak çözümlenebilir olduğu anlaşılmıştır. Deney sonuçlarının doğrulanması amacıyla; iç taraftaki havanın kaybettiği ısı enerjisi aynı zamanda taşınım ile yapılan ısı transferine eşit olduğu ve kayıplar ihmal edilerek yapılabileceği düşünülmüştür. Bu analizler Baysal tarafından adım adım verilmiştir. Deneyel sonuçların doğrulanması amacıyla boru içindeki tam gelişmiş akış için literatürdeki ampirik bağıntılar Dittus-Boelter, Sieder-Tate, Petukhov ve Gnielinski'nin ifadeleri kullanılarak doğrulama yapılmıştır. Deneyel ve sayısal sonuçların literatürde yer alan diğer eşitliklerle uyduğu görüldükten sonra çalışmaya devam edilmiştir. Literatürde yer alan  $Nu$  sayısı ve sürtünme faktörü için ampirik ifadeler [23]'de verilmiştir. Şekil 4'de  $Nu$  sayısının  $Re$  sayısına göre değişimleri, deneyel, sayısal ve ampirik ifadeler (Dittus-Boelter, Sieder-Tate, Petukhov ve Gnielinski) göre verilmiştir [2]. Şekilde görüldüğü gibi,  $Re$  sayısının artmasına bağlı olarak,  $Nu$  sayısı da artmıştır. Deneyel, sayısal ve Dittus-Boelter sonuçların kendi aralarında uyumlu olduğu görülürken, diğer bağıntılarla (Sieder-Tate, Petukhov ve Gnielinski) paralellik içerisindedir. Grafikten görüleceği üzere deneyel sonucun Sieder-Tate, Petukhov ve Gnielinski eşitlikleri ile sırasıyla %11, %-7 ve %-16 ortalama oranında fark bulunmaktadır [23].

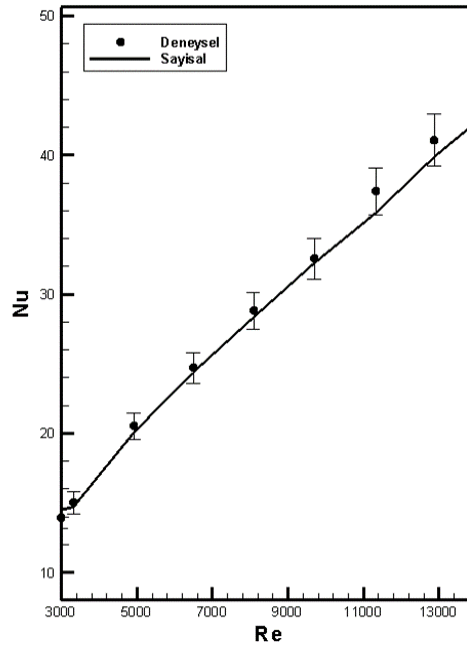


**Şekil 4.** Türbülatorsüz boruda deneyel, sayısal ve ampirik  $Nu$  sayılarının karşılaştırılması [2]



#### 4.1. Sayısal Sonuçların Deneysel Sonuçlarla Uyumu (Compliance of Numerical Results with Experimental Results)

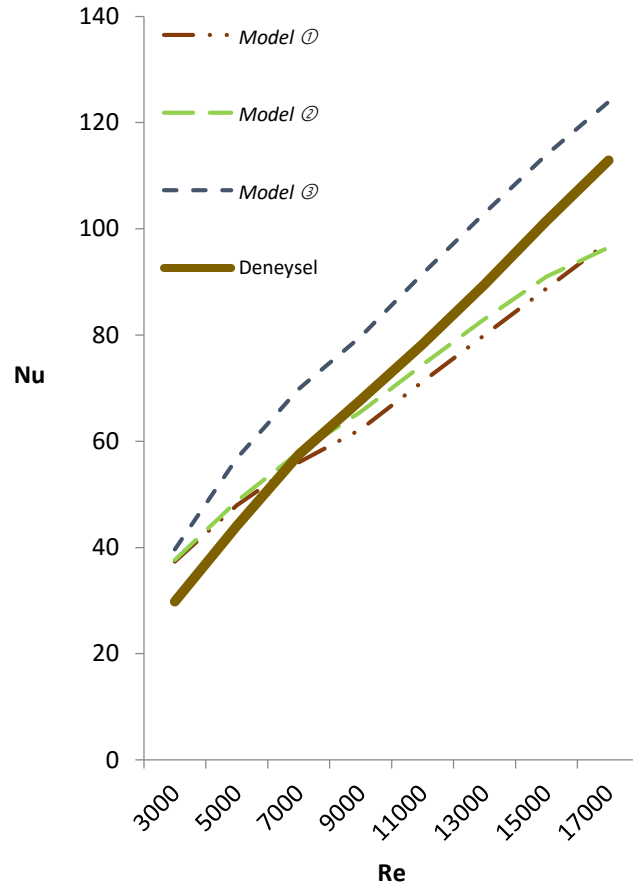
Sayısal çözümlemede elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla [3] karşılaştırılmasında, sayısal sonuçların doğruluğu ve güvenilirliği açısından önemlidir. Karşılaştırma amacıyla Şekil 5’de hem sayısal hem de deneysel  $Nu$  sayısının  $Re$  sayısına göre değişimi verilmiş olup, deneysel ve sayısal sonuçların uyumlu olduğu ve birbirleriyle örtüştüğü görülmüştür. Deneysel sonuçlar [2] ve sayısal sonuçları karşılaştırmak amacıyla; aynı geometri ve aynı deney şartları kullanılarak sayısal analizler yapılmıştır. Böylece; literatürde eksik olan türbülans modellerinin etkileri deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak incelenmiş ve yeni korelasyonlar türetilmiştir. Bu çalışmada ANSYS FLUENT programında bulunan RNG k- $\epsilon$  türbülans modelleri kullanılmıştır. Bu modeller: **Model ①**: RNG-Standard wall function, **Model ②**: RNG-Non-Equilibrium wall function ve **Model ③**: RNG-Enhanced wall treatment’ dir.



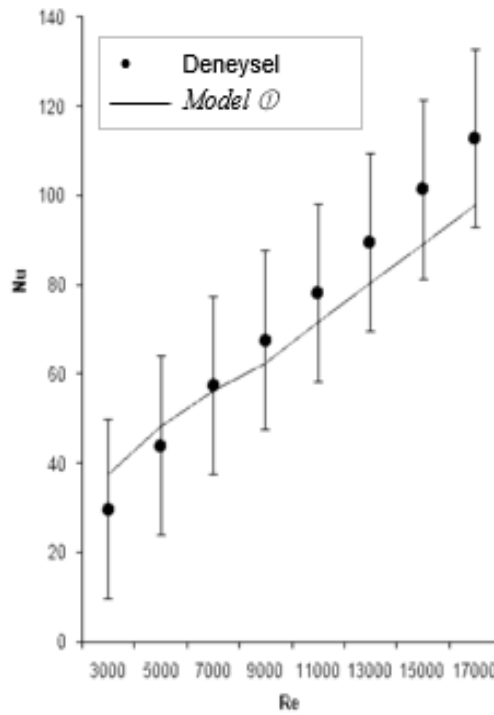
Şekil 5. Deneysel ve sayısal  $Nu$  sayılarının  $Re$  sayısına göre değişimi

#### 4.2. Sayısal Sonuçların Değerlendirilmesi (Evaluation of Numerical Results)

Deneylerden elde edilen sonuçlar ile sayısal sonuçlara göre hesaplanan  $Nu$  sayısının  $Re$  sayısına göre değişimi Şekil 6’de gösterilmiştir. Sonuçlar karşılaştırıldığında; türbülans modellerin deneysel sonuçlarla uyumluluğunu sıraladığımızda; **Model ①**’in **Model ②** göre daha uyumlu sonuç vermiştir. **Model ③** diğer çözümlere oranla deneysel sonuca daha uzaktır. Şekil 6 incelendiğinde;  $Re$  Sayısının  $3000 \leq Re \leq 7000$  aralığında hiçbir k- $\epsilon$  modeli deneyden elde edilen veri [2] ile çakışmamaktadır.  $3000 \leq Re \leq 7000$  aralığında 7000 değerine yaklaşıldıkça **Model ③** ile elde edilen  $Nu$  sayısı değerleri deneysel sonuçlardan uzaklaşmıştır. **Model ①**, **Model ②**,  $Nu$  sayıları deneylerden elde edilen sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. **Model ②** çözümünün  $Nu$  sayısı  $Re$  sayısının 3000 değerinden 7000 değerine gidildikçe deneysel  $Nu$  sayısına yaklaşmış ve  $Re$  sayısının 7000 değerinde ise deneysel değerlerle tamamen aynı sonucu vermiştir.  $7000 \leq Re \leq 13000$  aralığında paralellik göstermiş,  $13000 \leq Re \leq 18000$  aralığında ise deney sonuçlardan uzaklaşmıştır. Şekil 7’de; **Model ①** çözümünün  $Nu$  sayısı  $Re$  sayısının  $3000 \leq Re \leq 5000$  aralığında deneysel sonuçlarla paralel olduğu görülmektedir.  $Re$  sayısının 5000’den 7000’e yaklaştıkça deneysel değerlere yaklaşmaktadır.  $Re$  sayısı 7000 iken deneysel değerlerle [2] aynı sonucu vermektedir.  $Re$  sayısı 7000’den 18000’ne yaklaştıkça değerler birbirinden bir miktar uzaklaşmıştır.



Şekil 6. Sayısal Nu sayısının Re sayısına göre değişimi



Şekil 7. Deneysel ve Sayısal Nu sayısının Re sayısına göre değişimi (Model ①)

$Re$  sayısının ~11500 değeri için üç boyutlu sayısal modelden aksenal 0,45 m – 0,55 m aralığında alınan iki boyutlu hız dağılımı, türbülantorsüz ve adım mesafesi 30 mm olan türbülantörlü ısı değıştiricisi için Şekil 8’de verilmiştir. Şekil 8’de [2] görüldüğü üzere türbülantörün etkisi türbülantlı akışı artmakta bu da boru akseni boyunca daha fazla girdap oluşmasına sebep olmaktadır. Boru içindeki akışta en yüksek hız değerleri boru akseni bölgelerinde oluşmaktadır.

Üç boyutlu modelin eksen boyunca orta kısmından alınan sıcaklık dağılımı Şekil 9’da [2]  $Re \sim 11500$  değerinde türbülantorsüz ve 30 mm adıma sahip ısı değıştiricisi için verilmiştir. Boru içindeki türbülantörün etkisinden dolayı sıcak akışkan havanın giriş bölgesinden orta bölgelere gidildikçe akışkan sıcaklığı daha hızlı düşmektedir. Bu durum türbülantör kullanımının daha fazla ısı transferi sağladığının bir göstergesidir. Böylece aynı ısı kapasitesindeki ısı değıştiricisi için türbülantör kullanılarak, boyutları daha küçük aynı ısı kapasitesine sahip ısı değıştiricisi üretiminin yapılabilir olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca bu çalışmada,  $Re$  sayısının 3000-18000 aralığında hem deneysel hem de sayısal olarak elde edilen sonuçlara dayalı  $Nu$  boyutsuz sayısını veren ve  $Re$  ve  $Pr$  sayılarına bağlı yeni korelasyonlar elde edilmiştir.

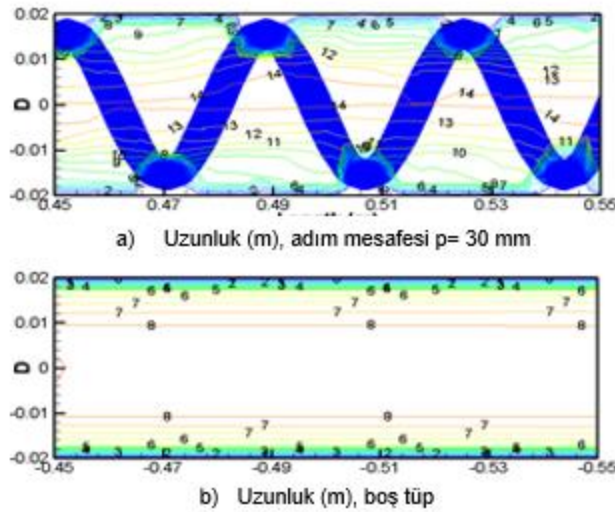
$$Nu = C Re^m Pr^n \quad 15$$

Burada hava için  $Pr = 0.7$  akışkanın soğuma durumu için  $n = 0,3$  alınarak, bu değerler sabit olduğundan korelasyonları daha da basitleştirmek için;

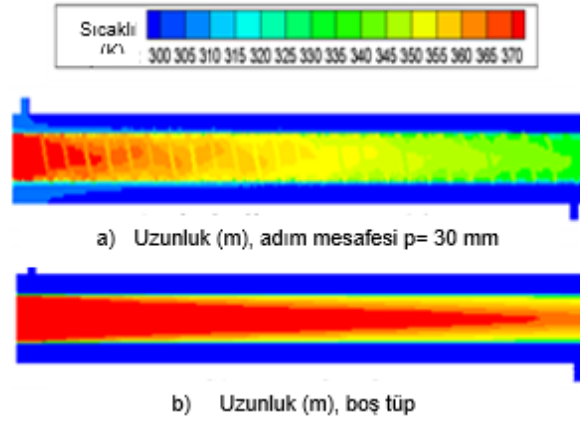
$$Nu = C Re^m \quad 16$$

eşitliğine (16) indirgenmiştir. Şekil 10’da Model ③ için sonuçlar görülmektedir. Tüm sayısal model sonuçlarına göre türetilen korelasyon eşitlikleri Tablo 2’de verilmiştir.

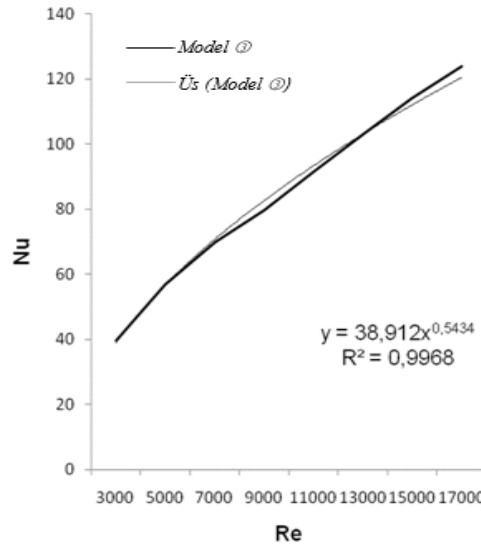
$$Nu = 27,53Re^{0,6376}, R^2 = 0,9965 \quad 17$$



Şekil 8. Seçilen bölgede  $Re \sim 11500$  için hız büyüklükleri



Şekil 9. Seçilen bölgede  $Re \sim 11500$  için sıcaklık dağılımları

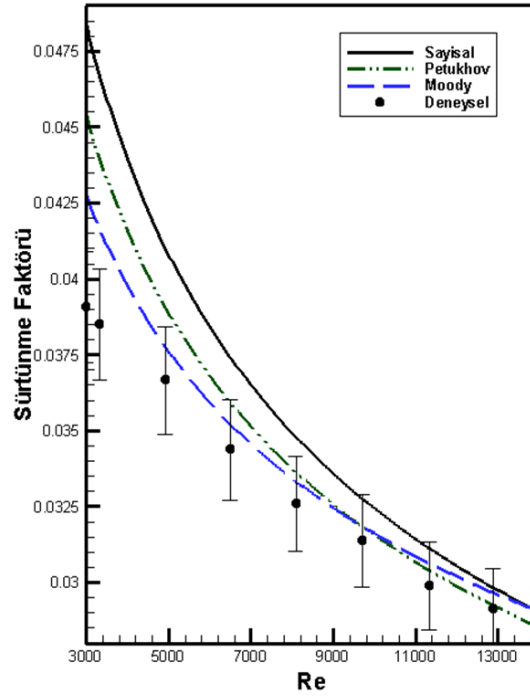


Şekil 10. Sayısal  $Nu$  sayısının  $Re$  sayısına göre değişiminin fonksiyonel gösterimi (Model ③)

Tablo 2. Sayısal model sonuçlarına göre türetilen korelasyonlar

RNG k-ε model	$Nu = C Re^m$	Uyum iyiliği
Model ①	$Nu = 35,356Re^{0,4563}$	$R^2 = 0,9785$
Model ②	$Nu = 36,125Re^{0,4594}$	$R^2 = 0,9908$
Model ③	$Nu = 38,912Re^{0,5434}$	$R^2 = 0,9968$

Tam gelişmiş şartlar altında ve sürekli rejim halinde düz boruda ampirik ifade olarak kullanılan Moody [25] ve Petukhov [26] eşitliklerinden hesaplanan sürtünme faktörleriyle, deneysel ve sayısal basınç değerlerine göre elde edilen sürtünme faktörü değerleri Şekil 11’de verilmiştir [2]. Deneysel ve sayısal sonuçların, Moody diyagramı ve Petukhov eşitliği ile hesaplanan değerlerle oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Deneysel sonuçlardan elde edilen sonuçların Petukhov eşitliği ile hesaplanan sonuçlara göre % 5 ve sayısal sonuçlara göre de % 8 oranında arasında fark bulunmaktadır.



Şekil 11. Boş boruda deneysel, sayısal ve ampirik sürtünme faktörlerinin karşılaştırılması

## 5. SONUÇ (CONCLUSION)

Bu çalışmada; RNG k-ε üç farklı türbülans modeli kendi aralarında ve deneysel sonuçlarla karşılaştırma yapılarak, en iyi türbülans modelin belirlenmesi amaçlanmış ve aşağıdaki sonuçlara varılmıştır:

- $Re$  Sayısının  $3000 \leq Re \leq 7000$  aralığında hiçbir RNG k-ε modeli deneyden elde edilen veri ile çakışmamaktadır.  $3000 \leq Re \leq 7000$  aralığında başlangıç değeri olarak tüm HAD alınan aynı değeri gösterirken  $7000$  değerine yaklaştıkça Model ③ ile elde edilen  $Nu$  sayısı değerleri deneysel sonuçlardan uzaklaşmıştır. Model ③'ün deneylerle uyum sağlamadığı görülmüştür.
- Model ① ve Model ②'de  $Nu$  sayılarının deneylerden elde edilen sonuçlarının uyumlu olduğu görülmüştür.
- Model ② çözümünün  $Nu$  sayısı  $Re$  sayısının  $3000$  değerinden  $7000$  değerine gidildikçe deneysel  $Nu$  sayısına yaklaşmış ve  $Re$  sayısının  $7000$  değerinde ise deneysel değerlerle tamamen aynı sonucu vermiştir.  $7000 \leq Re \leq 13000$  aralığında paralellik göstermiş,  $13000 \leq Re \leq 18000$  aralığında ise deney sonuçlardan uzaklaşmıştır.
- Model ① çözümünde;  $Nu$  sayısı  $Re$  sayısının  $3000 \leq Re \leq 5000$  aralığında deneysel sonuçlarla paralel olduğu görülmektedir.
- Sayısal çözüm tekniğinin deneysel çalışmalarda gözlenemeyen sıcaklık ve basınç dağılımı ve hız vektörleri gibi daha detaylı bilgiler verdiği görülmüştür.
- Sonuç olarak sayısal çalışmalar deneysel çalışmaların yanında bir zorunluluk haline gelmiştir.

## TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGMENTS)

Çalışmalarımızda her türlü teknik desteği veren Gazi Üniversitesi'ne teşekkür ederiz.

**KAYNAKLAR (REFERENCES)**

- [1] Yakut, K., Şahin, B. Flow-induced vibration analysis of conical rings used for heat transfer enhancement in heat exchangers. *Applied Energy*, 78 (2004) 273–288.
- [2] Sahin, H.M., Baysal, E. Dal, A.R. and Sahin, N. Investigation of heat transfer enhancement in a new type heat exchanger using solar parabolic trough systems. *International Journal of Hydrogen Energy*, 40: 44 (2015) 15254-15266.
- [3] Baysal, E. (2009). Eşmerkezli Borulu Isı Değiştiricilerinde Helisel Türbülatorlerin Etkilerinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara.
- [4] ANSYS FLUENT 12.0. Theory Guide; 4.12.4, 2010.
- [5] Sahin, H.M., Baysal, E., Dal, A.R. Experimental and numerical investigation of thermal characteristics of a novel concentric type tube heat exchanger with turbulators. *International Journal of Energy Research*, 37 (2013) 1088–1102.
- [6] Saraç, B. A., Bali, T. An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of decaying swirl flow through a circular pipe with a vortex generator. *Experimental Thermal and Fluid Science* 32 (2007) 158–165.
- [7] Akpınar, E.K., Biçer, Y., Yıldız, C., Pehlivan, D. Heat transfer enhancements in a concentric double pipe exchanger equipped with swirl elements. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 31: 6 (2004) 857-868.
- [8] Promvonge, P., Eiamsa-ard, S. Heat transfer enhancement in a tube with combined conical-nozzle inserts and swirl generator. *Energy Conversion and Management*, 47 (2006) 2867–2882.
- [9] Eiamsa-ard, S., Promvonge, P. Experimental investigation of heat transfer and friction characteristics in a circular tube fitted with V-nozzle turbulators. *International Communications Heat and Mass Transfer*, 33 (2006) 591-600.
- [10] Neshumayev, D., Ots, A., Laid, J., Tiikma, T. Experimental investigation of various turbulator inserts in gas-heated channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28 (2004) 877–886.
- [11] Shokouhmand, H., Salimpour, M.R., Akhavan-Behabadi, M.A. Experimental investigation of shell and coiled tube heat exchangers using wilson plots. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35 (2008) 84–92.
- [12] Naphon, P. Effect of coil-wire insert on heat transfer enhancement and pressure drop of the horizontal concentric tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33 (2006) 753–763.
- [13] Kongkaitpaiboon, V., Nanan, K., Eiamsa-ard, S. Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37: 5 (2010) 568-574.
- [14] Aköz, M.S., Soydan, N.G., Şimşek, O. Kritik Üstü Açık Kanal Akımının Detached Eddy ve Large Eddy Simülasyon ile Sayısal Modellenmesi. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 4: 4 (2016) 213 – 224.
- [15] Ekici, Ö., Özcan, Z. Akış Problemleri İçin Lattice Boltzmann Yöntemi ve Uygulamaları, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 4: 3 (2016) 115 – 126.
- [16] Zhang, G., Tian, M. Simulation and analysis of flow pattern in cross-corrugated plate heat exchangers. *Journal of Hydrodynamics, Ser. B.*, 18: 5 (2006) 547-551.
- [17] Gimbin J., Chuah T. G., Fakhru'l-Razi A., Choong, T. S. Y. The influence of temperature and inlet velocity on cyclone pressure drop: a CFD study. *Chemical Engineering and Processing*, 44 (2005) 7-12.

- [18] Eimsa-ard, S., Promvonge, P. Numerical study on heat transfer of turbulent channel flow over periodic grooves. *Int. Communications in Heat and Mass Transfer*, 35 (2008) 844-852.
- [19] Yakhot, V., Orszag, S. A. Renormalization Group Analysis of Turbulence. I. Basic Theory, *Journal of Scientific Computing*, 1: 1 (1986) 3-51.
- [20] Yakhot V., Orszag, S. A., Thangam, S., Gatski, T. B., Speziale, C. G. Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique. *Physics of Fluids A*, 4 (1992) 1510-1520.
- [21] Petukhov, B.S., Irvine, T. F., Hartnett, J. P. (1970) *Advances in heat transfer*. Vol. 6, Academic Press, New York.
- [22] Shih, T.H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J. A new k-epsilon eddy-viscosity model for high Reynolds number turbulent flows. *Model Development and Validation, Computers Fluids*, 24: 3 (1995) 227-238.
- [23] Yiğit, M. (2016). İç İçe Borulu Yay Tipi Türbülantörlü Bir Isı Değiştiricisinde Türbülans Modelinin Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi, *Fen Bil. Enst., Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara*.
- [24] Kline, S.J., McClintock, F.A. Describing uncertainties in single sample experiment. *Mech. Eng.* 75 (1953) 385-387.
- [25] Moody, L. F., 1944, Friction factors for pipe flow, *Trans. ASME*, 66: 671-684.
- [26] Petukhov, B.S., 1970, *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, New York, 85-95.