Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi
Cilt: 12, No: 3, 2015 (87-97)

Electronic Journal of Machine Technologies
Vol: 12, No: 3, 2015 (87-97)

TEKNOLOJİK ARAŞTIRMALAR

www.teknolojikarastirmalar.com
e-ISSN:1304-4141

**Makale**
**(Article)**

# Konsantrik Tip Bir Isı Değiştiricisinde Türbülatörlerin Etkisinin Sayısal İncelenmesi

**Neşe BUDAK*, H.Lütfi YÜCEL**, M.Zerrakki IŞIK*, Hasan OKTAY***

*Batman Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, Batman/TÜRKİYE
** Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, Elazığ/TÜRKİYE
nesebudak@gmail.com

**Özet**

Bu çalışmada konsantrik tip bir ısı değiştiricide iç borunun girişine yerleştirilen dört farklı tipteki türbülatörlerin ısı transferine etkisi sayısal olarak araştırılmıştır. Deliksiz ve delik konumları farklı olarak imal edilen türbülatörlerin ısı transferine etkisini araştırmak üzere aynı ve zıt yönlü paralel akış şartlarında yapılan sayısal çalışmada, sonlu hacimler metoduna dayalı bir bilgisayar programı olan ANSYS Fluent kod programı kullanılarak temel korunum denklemleri sürekli rejimde, üç boyutlu ve türbülanslı akış şartlarında çözülmüştür. Havanın farklı debi değerlerinde yapılan sayısal analiz sonuçları elde edilmiştir. Yapılan sayısal analizler sonucunda sıcaklık ve hız dağılımları verilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Konsantrik tip ısı değiştirici, Ansys, Türbülatör.

# Experimental And Numerical Investigation Of Heat Transfer In A Concentric Heat Exchanger

**Abstract**

In this study, the effect of four different types of turbulators placed inside the pipe entrance in a concentric (nested) heat exchanger on heat transfer has been investigated numerically. Some experiments have been conducted under the same and opposite directional parallel flow conditions in order to investigate the effect of turbulators that are produced as unperforated and perforated in different positions on heat transfer. The basic governing equations have been solved under steady-state, three-dimensional and turbulent flow conditions using ANSYS Fluent code program which is a computer program based on finite volume method in numerical study. Different levels of air flow have been obtained from the results of numerical analysis. Also, temperature and velocity distributions have been obtained as a result of the numerical analysis.

**Keywords:** Concentric heat exchanger, Ansys, Turbulator.

## 1. GİRİŞ

Farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimi mühendislik uygulamalarında en çok karşılaşılan işlemlerden biridir. Bu değişimin yapılması için kullanılan ısı değiştiricileri pratikte termik santrallerde, kimya endüstrilerinde, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesisatlarında, taşıt araçlarında, elektronik cihazlarda bulunabilmektedir. Geniş uygulama alanları olan ısı değiştiricilerinin doğru boyutlandırılmaları ve imal edilmeleri özellikle büyük ısı yüklerinde önemli ekonomi sağlar. Bu nedenle kayıpları az, yüksek etkinlikte ısı değiştirici imalatı hedeflenir. Ancak bu amaca ulaşırken uygun malzeme

*Bu makaleye atıf yapmak için*
*Budak,N.,Yücel,H.L, Işık, M.Z., Oktay,H "Konsantrik Tip Bir Isı Değiştiricisinde Türbülatörlerin Etkisinin Sayısal İncelenmesi" Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi 2015, 12(3) 87-97*

*How to cite this article*
*Budak,N.,Yücel,H.L, Işık, M.Z., Oktay,H "Experimental And Numerical Investigation Of Heat Transfer In A Concentric Heat Exchanger" Electronic Journal of Machine Technologies 2015, 12(3) 87-97*

seçimi, işletme masrafları, gürültü, sistemin kararlılığı gibi diğer bazı faktörleri de hesaba katarak en elverişli çözüm bulunmalıdır [1].

Isı değiştiricilerinin performansının iyileştirilmesi; verilen işletme şartlarında ısı değiştiricisi çıkışında, soğuk akışkan ile sıcak akışkan arasındaki sıcaklık farkının mümkün olduğu kadar azaltılması ile gerçekleşir. Bu sıcaklık farkının azaltılması için akışkanların ısı taşınım katsayılarının artırılması tercih edilen yöntemlerden biridir. Isı taşınım katsayılarının artırılması ise ısı transferini artırma tekniklerinden aktif veya pasif yöntemler ile mümkün olabilir. Yüzeyin döndürülmesi, akışkanın titreştirilmesi, mekanik yardımcı elemanların kullanılması, mekanik parçalar ile akışın karıştırılması, yüzey titreşiminin oluşturulması, akış ortamında elektro-statik alanların oluşturulması gibi yöntemler aktif yönteme; ısı transfer yüzeyinin işlenerek yüzeyin kaplanması, yüzeyin değiştirilmesi, bükülmüş bant parçaları, vida tipi döndürme parçaları, sarımlı teller, yönlendirici kanatlar, akış ile dönen pervaneler eklemek, girişe türbülans üreticileri yerleştirilmesi gibi işlemlerin yapılması pasif yönteme örnek verilebilir.

Türbülans üretici olarak bilinen türbülatörler pek çok çeşide sahiptirler. Akış ortamında dönmeli akış oluşturmak, akış ortamının türbülans şiddetini arttırmak, akış ortamına rahatça yerleştirilerek sınır tabakanın parçalanmasını ve yeniden oluşmasını sağlamak, ısı transfer alanını arttırmak gibi amaçlar için kullanılmaktadırlar. Bu çalışmada, türbülatör olarak içi, dışı kanatlı ve deliksiz; dış kanadı ve gövdesi delikli; gövdesi delikli; iç, dış kanat ve gövdesi delikli olmak üzere dört farklı tipte türbülatör imal edilmiş ve her biri için aynı ve zıt yönlü paralel akış şartlarında analizler gerçekleştirilmiştir.

Deneysel çalışmaların yanı sıra kesin bir analitik çözüm yerine nümerik bir yaklaşık çözüm elde edilen sayısal yöntemlerin kullanıldığı birçok çalışma literatürde mevcuttur. Şahin ve arkadaşları [2] yaptıkları çalışmada yedi farklı kanat açılı düz plakalı kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerinde ısı transfer artışı ve basınç düşüşünü incelemişlerdir. Üç boyutlu sayısal hesaplama tekniği CFD kodu Fluent kullanılarak sayısal simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Model Gambit yazılımında çizilip çözüm ağı oluşturulmuştur. Isı transfer ve basınç düşüşü değerleri kanat açısı ($\theta = 0^o$) ve ($\theta = 5^o$, $10^o$, $15^o$, $20^o$, $25^o$, $30^o$) kanat açı değerleri karşılaştırılmıştır. En uygun açı olan $\theta = 30^o$ kanat açısı için maksimum ısı transfer artışı her dilim için 1,42 W ve maksimum güç kaybı ile ilgili basınç kaybı her dilim için sadece 0,54 mW olarak elde edilmiştir.

Ortadan çakışık helisel boşluklu plakalı ve borulu ısı değiştiricisi için üç boyutlu simülasyonu ve üç farklı helis açısında ( $30^o$, $40^o$ ve $50^o$ ) basitleştirilmiş periyodik model performans tahminleri Zhang ve arkadaşları [3] tarafından yapılmıştır. Her basınç kaybı için ortalama ısı transfer katsayısı modeli $40^o$ açı durumunda en büyük oluyorken tahmin edilmiş ortalama kesişim açısının bu durumda en küçük olduğu bulunmuştur.

Ozceyhan ve arkadaşları [4] dairesel kesit halkalı boruda ısı transfer artışını sayısal olarak çalışmışlardır. Halkalar arası p = d/2, p = d, p = 3d/2, p = 2d ve p = 3d olarak beş farklı aralıkta düşünülmüştür. Sayısal hesaplamalar Fluent 6.1.22 koduyla, Reynolds sayısı 4475 – 43725 aralığında gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak en iyi tüm artışın % 18, Re = 15600 ve aralık 3d iken gerçekleştiği belirtilmiştir.

Plakalı ısı eşanjörü kullanılan bir ısıtma-soğutma sistemi Kılıç [5] tarafından deneysel olarak tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deneysel sistemdeki plakalı ısı eşanjörü, farklı sıcaklık ve debi değerlerinde analizlere tabi tutulmuştur. Tüm analizler dört farklı çalışma durumu için yapılmıştır. Farklı çalışma durumlarında eşanjörde dolaşan akışkanların optimum sıcaklıkları, debileri belirlenmiş ayrıca sistemin 2. yasa ve ANSYS bilgisayar programı ile analizleri yapılmıştır.

Chen ve Dung [6] iç borusu değişen yatay, oval dikey veya dairesel kesit olan çift borulu ısı değiştiricilerinde paralel ve karşıt akışı sayısal olarak incelemişlerdir. Hesaplamalar değişen oval iç boru girişinin, hem iç hem de dış boru akışında eksenel girdaplar üreterek ısı transfer performansını geliştirdiğini göstermiştir.

Sekmen [7] boru içerisine yerleştirilen türbülans yayıcı olarak paslanmaz çelikten imal edilmiş üç farklı kanatçık açıklığında ve üç farklı kanatçık açısına sahip toplam dokuz farklı türbülatör kullanarak ısı geçişindeki artışı üç boyutlu olarak incelemiş, sayısal hesaplamaları FLUENT bilgisayar kodu yardımıyla gerçekleştirmiştir. Kullanılan türbülatörlerin kanatçık açıklıklarının ve kanatçık açılarının uygun geometride tasarlanması ile ısı transferinde bir artış olacağı ve enerji tasarrufu sağlanabileceği yapılan çalışmada görülmüştür.

Zamankhan [8] çalışmasında helisel türbülatörlü dairesel boruda ısı transferini arttırmak amacıyla üç boyutlu matematiksel model geliştirmiştir. İç boruda çeşitli konsantrasyonlarda glikol-su karışımı, dış boruda da saf su kullanarak yapılan çalışma sonucunda türbülatörün ısı transferinde artış sağladığı belirtilmiştir. Simülasyon sonuçları türbülatör yokluğunda bile ısı değiştiricisinin uzun modeli için Reynold ve Prandtl sayılarında lineer olmayan değişimler göstermiştir. Simülasyon verileri deneysel verilerle karşılaştırıldığında makul sonuçlar elde edilmiştir.

Sonlu hacim tekniği kullanan, ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı kullanarak gövde-boru tipi ısı değiştirici modellenmiş ve sayısal analizi Özden [9] tarafından yapılmıştır. Bu çalışma gövde tarafı akış olgusu üzerine yoğunlaşmıştır. HAD analizlerinden elde edilen akış ve sıcaklık bilgileri ısı değiştirici tasarımında geliştirme isteyen noktaların belirlenmesi doğrultusunda değerli bilgiler verebilmektedir.

Irmaklıoğlu [10] yaptığı çalışmada iki sıralı alüminyum kanatlı ve bakır borulu bir şoklama evaporatörü, değişik geometrik parametreler için nümerik olarak incelemiştir. Kanat aralığı, kanat kalınlığı, kanat malzemesi, boru çapı, yatay ve dikey boru aralıkların ısı transferi ve basınç düşümüne etkisi 14 değişik geometrideki modelde gerçek sınır şartları ve türbülanslı akış için Fluent yardımıyla incelenmiştir. Akışkan olarak R404A kullanılmıştır. Evaporatör girişi hava hızları 2 ila 4 m/s arasında seçilmiştir. Yapılan teorik çalışma, nümerik çalışmayla karşılaştırılmış ve çok yakın sonuçlar elde edilmiştir. Çalışma sonucunda kanat aralığı azaldıkça ısı transferi ve basınç düşümünün arttığı, kanat kalınlığının ısı transferi ve basınç düşümüne önemli bir etkisinin olmadığı belirtilmiştir.

Düz plaka kanatçıklı borulu tipteki ısı değiştiricilerinde kanatçık geometrisindeki değişimlerin ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisi Erek ve arkadaşları [11] tarafından sayısal olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olan Fluent ile incelenmiştir. Simetrik olan on eşit kanat parçasından biri modellenmiş ve sonuçlar ısı transferi, statik ve toplam basınç düşüşü değerleri on farklı kanatçık için çizelgeye geçirilerek karşılaştırılmıştır. Kanatçıklar arasındaki uzaklığın basınç düşüşü üzerinde önemli bir etkisinin olduğu ve akıntı yönünde yerleştirilen kanatçığın ısı transferini pozitif yönde etkilediği gözlenmiştir. Ayrıca kanatçıklı borunun artan eliptisitesi ısı transferini arttırırken basınç düşüşünde de önemli bir azalma meydana getirmiştir.

Kumar ve arkadaşları [12] iç içe borulu helisel ısı değiştiricilerine hidrodinamik ve ısı transferi karakteristikleri pilot işletme ölçeğinde incelemişlerdir. Deneyler zıt akış ve iç boru kenarından sıcak akışkan, halka bölgesinden soğuk akışkan geçen durumda gerçekleştirilmiş; dış boru iç boruyu desteklemek ve halka bölgesinde yüksek türbülans sağlamak için yarı dairesel plakalarla doldurulmuştur. Toplam ısı transfer katsayısı hesaplanarak iç ve dış boruların ısı transfer katsayıları belirlenmiştir. Isı değiştiricisindeki akış ve termal gelişmeleri tahmin etmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği ticari paket programı ( Fluent ) kullanılmıştır. İç ve dış borulardaki Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri deneysel verileri literatür ile karşılaştırılmış, sınır şartları farklı olmasına rağmen literatür verileri ile kabul edilebilir karşılaştırma sağlanmıştır.

Baysal [13] eşmerkezli boru tipi bir ısı değiştiriciye yerleştirilmiş farklı adımlardaki helisel türbülatörlerin Reynolds sayısının 3000 – 14000 aralığı için ısı transfer performansı ve sürtünme karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Sayısal çalışmada sayısal akışkanlar dinamiği (SAD) bilgisayar programı Fluent, model çizimi ve ağ oluşumunda Gambit paket programı kullanılarak, temel korunum denklemleri sürekli rejimde, üç boyutlu ve türbülanslı akış şartlarında çözülmüştür. Deneysel ve sayısal olarak elde edilen değerlerin birbirleriyle uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Helisel türbülatör kullanılarak boş boruya göre % 199 - % 291 oranlarında ısı transferi iyileşmesi sağlanmıştır.

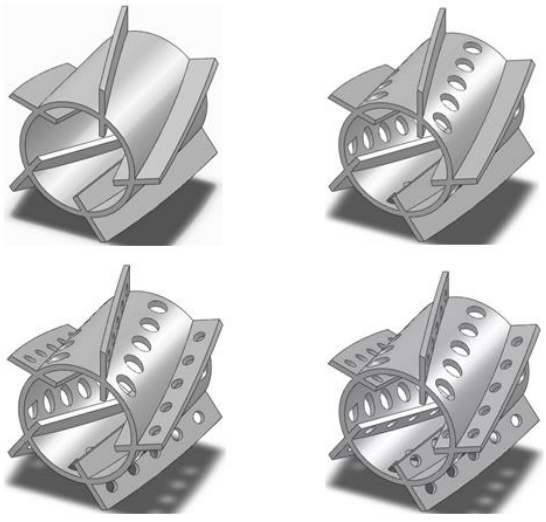
İçten kanatlı borulara bloke edilmiş çekirdek boru ısı transfer performansı sayısal olarak Wang ve arkadaşları [14] tarafından incelenmiştir. Üç farklı yanal kanat profili ( S,V ve Z şekilli ) çalışılmış ve karşılaştırılmıştır. Sonuçlar S ve Z şekilli kanatların V şekilli kanatlara göre daha üstün ve Z şekilli kanatların da en iyi performansa sahip olduğunu göstermiştir.

Quadir ve arkadaşları [15] borulu ısı değiştiricilerini normal çalışma koşullarında (konveksiyonsuz) sonlu elemanlar yöntemi ile analiz etmişlerdir. Yöntemin soğutucunun kütle akış oranı, ortam sıcaklığı gibi parametrelerin, ısı değiştirgeci içindeki boruların faz değişimi başlangıcında veya sonunda, etkisini araştırmakta da kullanılabileceğini inceleyip bu tahminleri yerel olarak geliştirilmiş bir bilgisayar programı kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Bu yöntemin duyulur veya gizli ısı transferinin gerçekleştiği mevcut verilere karşı başarıyla kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Silisyum karbür seramik borulu ısı değiştirici içindeki sıcaklık farkından gerçekleşen kararlı durumdaki ısı transferi ve ısıl basınçlar için sıcaklık dağılımını İslamoğlu [16] sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplamıştır. Eksenel üniform yayılmayan ısı transfer katsayısının sıcaklık ve basınca etkisini bu yöntemle hesaplayıp üniform olmayan ısı transfer katsayısının silisyum karbür seramik borulu ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımı ve basınç üzerinde önemli ölçüde etkili olduğunu bulmuştur.
Ranganayakulu ve arkadaşları [17] çapraz akışlı plaka kanat, çapraz akışlı boru kanat, ters akışlı plaka kanat ve paralel akışlı kanat tip ısı değiştiricilerinde değiştirici duvarı içinden uzunlamasına ısı iletiminin etkisini sonlu elemanlar yöntemini kullanarak analiz etmişlerdir. Sonuçlar çapraz akışlı plaka kanat, çapraz akışlı boru kanat, ters akışlı plaka kanat tip ısı değiştiricilerinde, akışkan performans oranı bire eşit olduğunda ve uzunlamasına ısı iletimi parametreleri geniş aralıkta olduğunda oluşabilen, uzunlamasına ısı iletiminden dolayı ısıl performans deformasyonu oluştuğu göstermiştir.
Düz plakalı dört kanallı ısı değiştiricisinin gerçek bir prototipi Galeazzo ve arkadaşları [18] tarafından hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kullanılarak geliştirilmiştir. Paralel ve seri akış için test edilip deneysel sonuçlar üç boyutlu sayısal tahminlerle karşılaştırılmıştır. HAD sonuçlarının özellikle seri düzenlemeler için deneysel verilerle uyum içinde olduğu gözlenmiştir.
Baysal [19] eşmerkezli borulu ısı değiştiriciye yerleştirilmiş farklı adımlardaki helisel türbülatörlerin ısı transfer performansı ve sürtünme karakteristikleri deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Sonuç olarak 20, 40, 60, 80 mm adım mesafeli helisel türbülatörlerde sırasıyla % 291, %241, % 218 ve % 199 oranında ısı transfer iyileştirmesi sağlandığı belirtilmiştir.
Yiğit [20] iç içe borulu yay tipi türbülatörlü bir ısı değiştiricisinin ticari bir SAD kod program ile sayısal analizlerde kullanılan türbülans modellerinin etkisini incelemiştir. Farklı türbülatör modellerle elde edilen sayısal sonuçlar en iyi türbülans modeli belirlemek için deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlarla uyum sağlayan en iyi modelin Standard-Standard wall function olduğu görülmüştür.
Bu çalışmada dört farklı tipte türbülatör imal edilmiş ve her biri için aynı ve zıt yönlü paralel akış şartlarında analizler gerçekleştirilmiştir.

## 2.SAYISAL MODEL

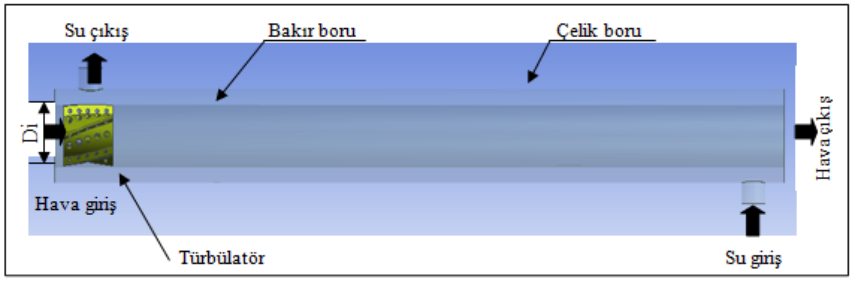
Sayısal çalışma aşamasında, iç içe borulu ısı değiştiricide türbülatörlerin ısı transferi üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Şekil 1’ de tasarlanan türbülatör çizimleri verilmiştir.



**Şekil 1.** Tasarlanan türbülatör çizimleri

Her bir türbülatör tipi ( içi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülatör; gövdesi delikli türbülatör; dış kanadı ve gövdesi delikli türbülatör; iç, dış kanadı ve gövdesi delikli türbülatör ) için yapılan sayısal analizler sonucunda türbülatör tipinin değişimiyle ısı transferinin değişimi incelenmiştir. Şekil 2’ de sayısal

modellemede kullanılan türbülatörlü ısı değiştirici verilmiştir. Havanın farklı hızlarında ve altı farklı Reynolds sayılarında çalışılmıştır. Analizler türbülanslı akış ve sürekli rejim şartlarında üç boyutlu olarak yapılmıştır.




**Şekil 2.** Sayısal modellemede kullanılan türbülatörlü ısı değiştirici

Solidworks programında katı model oluşturulduktan sonra import komutu ile ANSYS 12.0 Workbench ortamına aktarılır. Sayısal ağ yapısı (mesh) oluşturmak için workbench arayüzündeki Mesh bileşenine geçilir. CFX-Mesh seçeneği seçilmiş tip olarak tetrahedral elementi ile modelin sayısal ağ yapısı oluşturulmuştur. Workbench ortamındaki Mesh bileşeninde havanın ve suyun giriş ve çıkış bölgeleri, duvar yüzeyleri ve akışkan bölgeleri tanımlanmıştır. Isı değiştiricinin fiziksel özellikleri modellenir. Isı değiştiricinin fiziksel özellikleri Tablo 1' de verilmiştir.

**Tablo 1.** Isı değiştirici fiziksel özellikleri

| Parametre | Boyut |
|---|---|
| Isı değiştirici boyu ( l ) | 750 mm |
| İç boru iç çapı ($d_i$) | 60 mm |
| İç boru et kalınlığı | 1,5 mm |
| Dış boru iç çapı ($D_i$) | 90 mm |
| Dış boru et kalınlığı | 4 mm |
| Su giriş ve çıkış çapları | 25 mm |
| Türbülatör iç çapı | 40 mm |
| Türbülatör dış çapı | 60 mm |
| Hava giriş sıcaklığı | 327$^o$K |
| Su giriş sıcaklığı | 288$^o$K |

Modelin fiziksel özellikleri oluşturulduktan sonra Workbench ortamında Fluent programı ile çözümlemeye geçilmiştir. Models başlığı altından gerçekleştirilebilir ( realizable ) k-ε türbülans modeli seçilir. Malzeme özellikleri materials başlığından değiştirilir. Bakır ve çelik boru malzemelerinin termofiziksel özellikleri programda belirtilen sabit değerde kabul edilmiştir. Sınır şartları ( boundary conditions ) ; analizde kullanılan hava ve suyun girişleri hız ve sıcaklık ( velocity inlet ), çıkışta ise normal çıkış ( pressure outlet ) olarak verilmiştir. Bakır borunun iç yüzey bölgesi ve çelik borunun dış yüzey bölgesi wall olarak tanımlanmıştır. Sınır şartları Eş. 1,2,3,4,5,6,7' de verilmiştir.

Havanın giriş sınır şartı: $-z = 0, u_x = 0, u_y = 0, u_{-z} \neq 0, T \neq 0$ **(1)**
Hava, ısı değiştiriciye üniform olarak sabit 327$^o$K sıcaklığında ve farklı hız değerlerinde girmektedir.
Zıt yönlü paralel akış için suyun giriş sınır şartı: $-z = 0, u_x = 0, u_y = 0, u_{-z} \neq 0, T \neq 0$ **(2)**
Aynı yönlü paralel akış için suyun giriş şartı: $z = 0, u_x = 0, u_y = 0, u_z \neq 0, T \neq 0$ **(3)**
Su ısı değiştiriciye sabit 288$^o$K sıcaklığında ve 50 l/h debisinde girmektedir.
Bakır boru ve iç yüzeydeki havanın sınır şartı:

$$-k\left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_{r=0,03m} = h(T_c - T_h)\,,\ u_x = 0,\ u_y = 0,\ u_z = 0 \qquad \textbf{(4)}$$

Bakır boru ve dış yüzeydeki suyun sınır şartı:

$$-k\left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_{r=0,0315m} = h(T_c - T_s)\,,\ u_x = 0,\ u_y = 0,\ u_z = 0 \qquad \text{kabul edilmiştir.} \qquad \textbf{(5)}$$

Dış yüzey sınır şartı:

$$-k\left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_{r=0,049} = 0 \qquad \textbf{(6)}$$

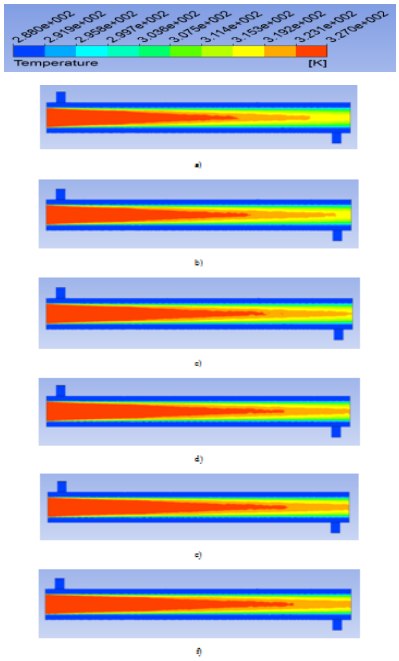
Isı değiştiricinin dış yüzeyi 5 cm yalıtım malzemesi ile kaplandığı için yalıtım olarak girilmiştir.
Çıkış sınır şartları:

$$\left.\frac{\partial u_x}{\partial z}\right|_{(x,y,-0,75m)} = 0\,,\ \left.\frac{\partial u_y}{\partial z}\right|_{(x,y,-0,75m)} = 0\,,\ \left.\frac{\partial u_z}{\partial z}\right|_{(x,y,-0,75m)} = 0\,,\ \left.\frac{\partial T}{\partial z}\right|_{(x,y,-0,75m)} = 0 \qquad \textbf{(7)}$$

Sınır şartları Fluent kod programında girildikten sonra çözüm için ilgili menülerden başlangıç değerleri seçilir. İterasyon için değerler seçilir ve başlatılır. Çözüm yakınsama işlemi tamamlandıktan sonra sonuçlar, Workbench ara yüzünde sonuç (Results) menüsünden alınır.

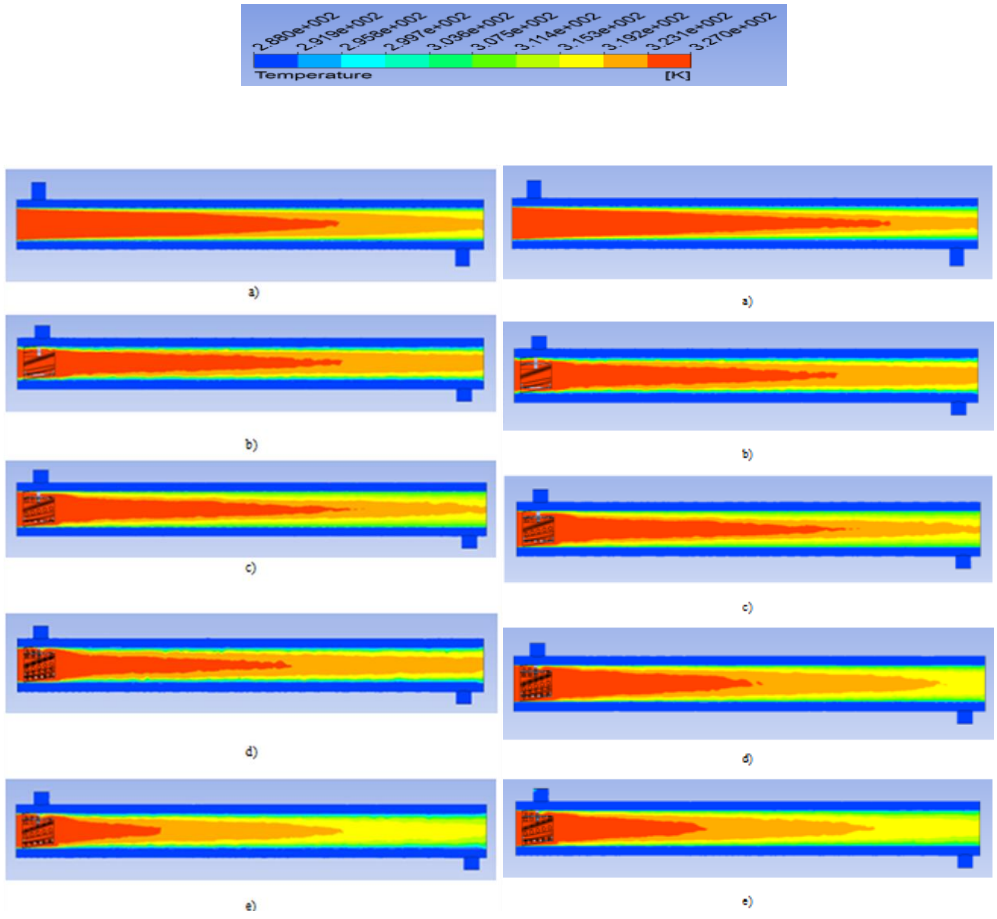
## 3. BULGULAR

Bu çalışmada ısı değiştiricisinde farklı türbülatör tiplerinin ( içi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülatör; gövdesi delikli türbülatör; dış kanadı ve gövdesi delikli türbülatör; iç, dış kanadı ve gövdesi delikli türbülatör ) ısı transferi üzerindeki etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma aynı ve zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştiricisinde sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarında gerçekleştirilmiştir. Sıcak akışkan olarak ısı değiştiricisinin iç borusundan geçen havanın farklı debilerinden yararlanarak Reynolds sayısının $2331 < Re < 4046$ aralığında çalışılmıştır.
Isı değiştiricideki akışkanların akış alanını ve ısı transfer değerlerini inceleyebilmek için sonlu hacimler metoduna dayalı kod paket programı olan ANSYS FLUENT 12.0 ile çözümlemeler yapılmıştır. Şekil 3' te türbülatörsüz ısı değiştiricisi için sıcaklık dağılımları hava debisine göre değişimi (7, 8, 9, 10, 11 ve 12 $m^3$/saat) verilmiştir[21].




**Şekil 3.** Zıt yönlü paralel akışlı türbülatörsüz ısı değiştiricide sıcaklık dağılımının hava debisine göre değişimi a) 7 $m^3$/saat, b) 8 $m^3$/saat, c) 9 $m^3$/saat, d) 10 $m^3$/saat, e) 11 $m^3$/saat, f) 12 $m^3$/saat

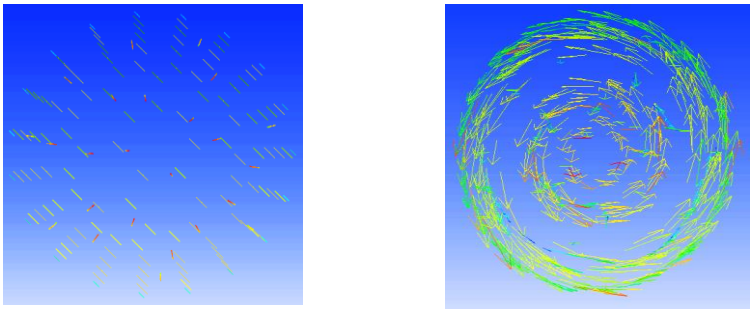
Havanın ısı değiştiriciye giriş ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkı ( ΔT ) 7 $m^3$/saat debisinden 12 $m^3$/saat debisine azalmakta ancak debi değeri arttığı için buna paralel olarak suya olan ısı transferi de artmaktadır. Şekil 4a ve 4b' de üç boyutlu modelin ortasından boyuna alınan yüzeydeki iki boyutlu sıcaklık dağılımları, Re = 4045 ve 12 $m^3$/saat hava debisinde, aynı ve zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştiricide farklı tipteki türbülatörler için verilmiştir.




**a.** **b.**

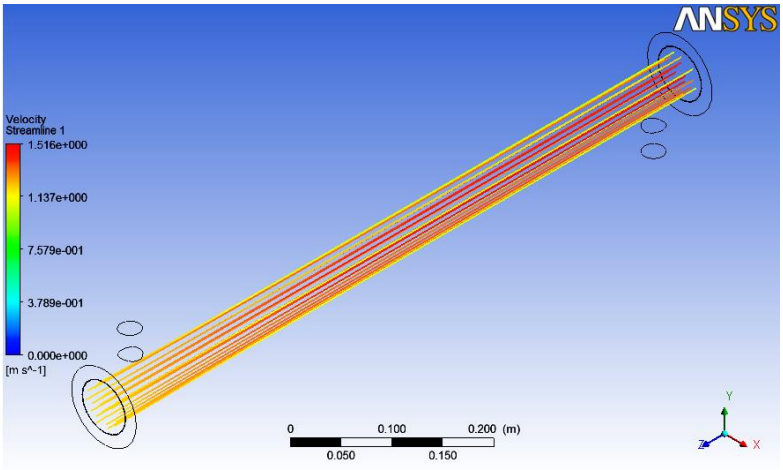
**Şekil 4a.** 12 $m^3$/saat hava debisinde aynı yönlü paralel akışlı
**4b.** Zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştiricide sıcaklık dağılımları
( a)Türbülatörsüz, b) İçi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülatörlü, c) Gövdesi delikli türbülatörlü,
d) Dış kanadı ve gövdesi delikli türbülatörlü, e) İç, dış kanadı ve gövdesi delikli türbülatörlü)

Sıcaklık dağılımlarından görüldüğü gibi, hava ısı değiştirici girişinde sabit sıcaklıkta tam gelişmemiş akış formunda girmekte daha sonra boru giriş bölgesinde tam gelişmiş forma dönüşmektedir. İç borudaki dağılımlar türbülatördeki ( gövde ve kanatlardaki ) delik sayıları ile değişmektedir. Isı değiştiricideki türbülatörlerin gövdesine, iç ve dış kanatlarına açılan delik sayılarının artmasıyla sıcak akışkan havanın giriş bölgesinden orta bölgelere gidildikçe akışkan sıcaklığı daha hızlı düşmektedir.
Şekil 5' de Fluent programından elde edilen hız vektörleri türbülatörsüz ve türbülatörlü ısı değiştirici için gösterilmiştir. Türbülatörsüz ısı değiştiricinin r-θ düzlemindeki hız vektörleri incelendiğinde düzgün dağılımlı olduğu görülmüştür. Türbülatörlü ısı değiştiricide ise türbülatör etkisiyle dönel akışlar oluşturulmuş ve boru girişinde bulunan türbülatörün farklı konumlarındaki deliklerin etkisi ile hız vektörü değerleri en yüksek değerlerde olup boru ekseni boyunca azalarak devam etmektedir.

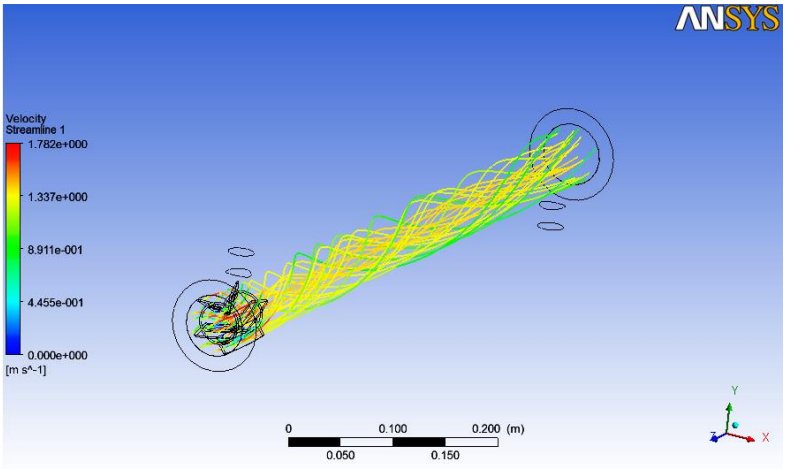


**Şekil 5.** Türbülatörsüz ve türbülatörlü ısı değiştiricisinde hız vektörlerinin r-θ düzlemindeki görünümü

Şekil 6 ve şekil 7'de türbülatörsüz ve türbülatör yerleştirilen ısı değiştirici boyunca akış çizgileri gösterilmiştir. İçi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülatörlü ısı değiştirici boyunca girdap oluşumu izlenebilmektedir.

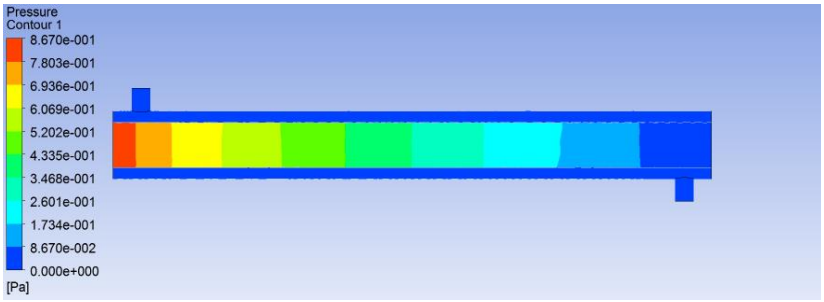



**Şekil 6.** Türbülatörsüz ısı değiştirici boyunca akış çizgilerinin görünümü

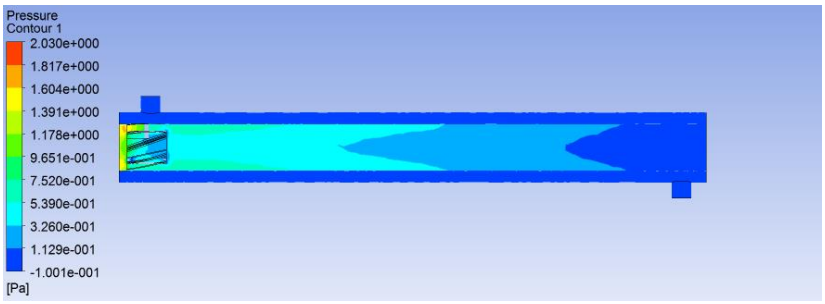



**Şekil 7.** Türbülatörlü ısı değiştirici boyunca akış çizgilerinin görünümü

Çalışmadan elde edilen bir diğer sonuç ise Reynolds sayısına göre boru içerisinde meydana gelen basınç düşüşüdür. İç borunun girişine yerleştirilen türbülatörlerin meydana getirdiği basınç düşüşü incelenmiştir. Şekil 8 ve 9' da 12 $m^3$/saat hava debisinde zıt yönlü paralel akışlı türbülatörsüz ve içi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülatörlü ısı değiştiricide basınç dağılımının r-z düzleminde görünüşü verilmiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde düz boru için yüksek bir basınç farkı görülmemektedir. Türbülatör yerleştirilmiş durumda ise türbülatörün hemen önünde yüksek basınçların arkasında ise negatif değerlerle ifade edilen düşük basınçların meydana geldiği görülmektedir. Re sayısı arttıkça basınç farkının arttığı gözlenmiştir. Genel olarak incelendiğinde ise düşük hızlarda çalışıldığından ciddi bir basınç düşüşü olmamaktadır.




**Şekil 8.** 12 $m^3$/saat hava debisinde zıt yönlü paralel akışlı türbülatörsüz ısı değiştiricide basınç dağılımının r-z düzleminde görünüşü




**Şekil 9.** 12 $m^3$/saat hava debisinde zıt yönlü paralel akışlı içi ve dışı kanatlı, deliksiz türbülatörlü ısı değiştiricide basınç dağılımının r-z düzleminde görünüşü

## 4.SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Konsantrik tip ısı değiştirici girişine yerleştirilen dört farklı tipteki türbülatörlerin ısı geçişine etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programı Ansys Fluent ile yapılan analiz sonuçları; yüksek maliyet gerektiren ve uzun zaman alan deney sistemleri kurmak yerine, üç boyutlu karmaşık akış problemlerinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile yüksek başarımlı hesaplamalarla kısa sürede çözülebileceği göstermektedir. Sayısal hesaplamalardaki sıcaklık dağılımları incelendiğinde, havanın debisi 7 $m^3$/saat' ten 12 $m^3$/saat'e yükselinceye kadar giriş ve çıkıştaki sıcaklık farkı azalmakta, fakat suya geçen ısı miktarı artmaktadır. Hız dağılımlarında ise hava tam gelişmemiş akış formunda ısı değiştiriciye sabit hızla girmekte ve düzgün bir akış yapısına sahip olmasına rağmen, boru içinde oluşan türbülansla birlikte akış hızında artış görülmektedir. Alınan basınç düşüşü değerleri arasında çok küçük değişimler olduğu gözlenmiştir. Bu değerler türbülatörlü ısı değiştiricilerde ısı transferindeki iyileşme ile karşılaştırıldığında ihmal edilebilir orandadır.

## TEŞEKKÜR

Deney sisteminin kurulmasındaki maddi desteğinden dolayı Fırat Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (FÜBAP-2065) Birimine teşekkür ederiz.

## 5. KAYNAKLAR

1. Genceli, O., 1999. Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul.

2. Şahin, H. M., Dal, A. R. and Baysal, E., 2007. Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger Applied Thermal Engineering, 27, 1806–1816.

3. Zhang, J., He, Y., Tao, W., 2009. 3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles – Part II: Simulation results of periodic model and comparison between continuous and noncontinuous helical baffles, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 5381–5389.

4. Ozceyhan, V., Gunes, S., Buyukalaca, O., Altuntop, N., 2008. Heat transfer enhancement in a tube using circular cross sectional rings separated from wall, Applied Energy, 85, 988–1001.

5. Kılıç, B., 2008. Plakalı ısı eşanjörlerinin ısıtma ve soğutma uygulamaları için optimum çalışma şartlarının araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.

6. Chen, W., and Dung, W., 2008. Numerical study on heat transfer characteristics of double tube heat exchangers with alternating horizontal or vertical oval cross section pipes as inner tubes, Energy Conversion and Management, 49, 1574–1583.

7. Sekmen, U., 2006. Boru içi akışlarda türbülatörlerin ısı transferine olan etkisinin araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.

8. Zamankhan, P., 2010. Heat transfer in counterflow heat exchangers with helical turbulators, Commun Nonlinear Sci Numer Simulat, 15: 2894–2907.

9. Özden, E., 2007. Detailed design of shell-and-tube heat exchangers using CFD, Middle East Technical University, M.Sc. Thesis.

10. Irmaklıoğlu, B., 2006. Computer aided design and optimization of heat exchangers, Dokuz Eylül University, M.Sc. Thesis.

11. Erek, A., Özerdem, B., Bilir, L., Ilken, Z., 2005. Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers, Applied Thermal Engineering, 25, 2421–2431.

12. Kumar, V., Saini, S., Sharma, M., Nigam K.D.P., 2006. Pressure drop and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger, Chemical Engineering Science, 61, 4403 – 4416.

13. Baysal, E., 2008. Eşmerkezli boru tipli ısı değiştiricilerinde deneysel ve sayısal ısı transferi sonuçlarının karşılaştırılması, Politeknik Dergisi, 11, 345-352.

14. Wang , Q., Lin, M., Zeng, M., 2009. Effect of lateral fin profiles on turbulent flow and heat transfer performance of internally finned tubes, Applied Thermal Engineering, 29, 3006–3013.

15. Quadir, G.A., Krishnan, G.M., Seetharamu K.N., 2002. Modeling of wire-on-tube heat exchangers using finite element method, Finite Elements in Analysis and Design, 38, 417–434.

16. Islamoğlu, Y., 2004. Finite element model for thermal analysis of ceramic heat exchanger tube under axial non-uniform convective heat transfer coefficient, Materials and Design, 25, 479–482.

17. Ranganayakulu, C., Seetharamu, K. N., Sreevatsan, K. V., 1997. The effects of longitudinal heat conduction in compact plate-fin and tube-fin heat exchangers using a finite element method , lnt. J. Heat Mass Transfer, 40, 1261-1277.

18. Galeazzo, C.C. Miura, R., Gut, J., Tadini C., 2006. Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger, Chemical Engineering Science, 61, 7133 – 7138.

19. Baysal, E., 2009. Eşmerkezli borulu ısı değiştiricilerinde helisel türbülatörlerin etkilerinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

20. Yiğit, M., 2010. İç içe borulu yay tipi türbülatörlü bir ısı değiştiricisinde türbülans modelinin ısı transferine etkisinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

21. Budak, N., Konsantrik Tip Bir Isı Değiştiricisinde Isı Transferinin Deneysel Ve Sayısal Olarak İncelenmesi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Elazığ, 2011.