

## İÇ İÇE BORULU MODEL BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDE ISI TRANSFERİNİN İYİLEŞTİRİLMESİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Nesrin KAYATAŞ, Mustafa İLBAŞ\*

Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Müh. Bölümü, 38039, Kayseri

### ÖZET

Bu çalışmada, iç içe borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen kare kanatçığın, üçgen kanatçığın, girdaplı akışın ve kanatçıksız ısı değiştiricisinin aynı yönlü ve zıt yönlü akış uygulanarak ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Modelleme bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği programı olan ve sonlu farklar (hacimler) metodunu uygulayan FLUENT kullanılarak yapılmıştır. Simülasyon için yukarıda ifade edilen şartlara göre dört değişik model geliştirilmiştir. Isı değiştiricisinin boyu 1m, yarı çapı ise 0.025m'dir. Bütün modellerde iç borudan sıcak (600 K) hava, dış borudan da soğuk (300 K) hava girişi sağlanmaktadır. Isı değiştiricisinin tam silindirik ve simetrik olması nedeniyle, modelleme iki boyutlu ve eksenel-simetrik olarak gerçekleştirilmiştir. Modellemesi gerçekleştirilen, iç içe borulu ısı değiştiricisinde; kanatçıksız, kare kanatçıklı, üçgen kanatçıklı ve girdaplı akış için aynı ve zıt yönlü olarak sıcaklık dağılımları, hız dağılımları ve akım çizgileri dağılımı detaylı olarak elde edilmiştir. İç ve dış borudan çıkış sıcaklıkları kare kanatçık kullanıldığında iç boruda 476 K'e kadar düşerken dış boruda 410 K'e kadar çıkmaktadır. Girdaplı akış durumunda ise iç borudan ortalama çıkış sıcaklığı 416 K ve dış borudan ortalama çıkış sıcaklığı ise 414 K olmaktadır. Aynı yönlü ve zıt yönlü iç içe borulu ısı değiştiricisinde bütün modeller için ortalama çıkış sıcaklıkları incelendiğinde, maksimum ısı transferinin girdaplı akış durumunda gerçekleştiği görülmektedir. Girdaplı akış kullanılması ısı transferini önemli ölçüde iyileştirmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Isı değiştiricileri, ısı transferi iyileştirilmesi, kanatçık, girdaplı akış

## NUMERICAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A HEAT EXCHANGER

### ABSTRACT

In this study, numerical modelling of a heat exchanger for four different models and conditions; cylindrical heat exchanger without rib, with square rib, with triangle rib, and swirling flow in the exchanger. The effects of flow and different rib types on heat transfer in the heat exchanger are numerically investigated by using a CFD code FLUENT. The heat exchanger has 1m length and 0.025m radius. For all models the fluid flowing in the exchanger was air; hot air (600 K) in the inner pipe and cold air (300 K) in the outer pipe. As the heat exchanger is cylindrical and axi-symmetrical CFD modelling was made two dimensional and axi-symmetrical. For all models, detailed temperature distributions, velocity distributions and streamlines are obtained and presented in this study. Average outlet temperatures are 476 K for inner tube and 410 K for outer tube. When the swirling flow is used average outlet temperatures are 416 K for inner tube and 414 K for outer tube. When temperature distributions and average outlet temperatures for all models are compared, it is clearly seen that the maximum heat transfer is performed in the swirling flow used heat exchanger. Using swirling flow in the heat exchanger is dramatically increased the heat transfer in the heat exchanger.

**Keywords:** Heat exchangers, heat transfer enhancement, rib, swirling flow

\*E-posta: [ilbas@erciyes.edu.tr](mailto:ilbas@erciyes.edu.tr)

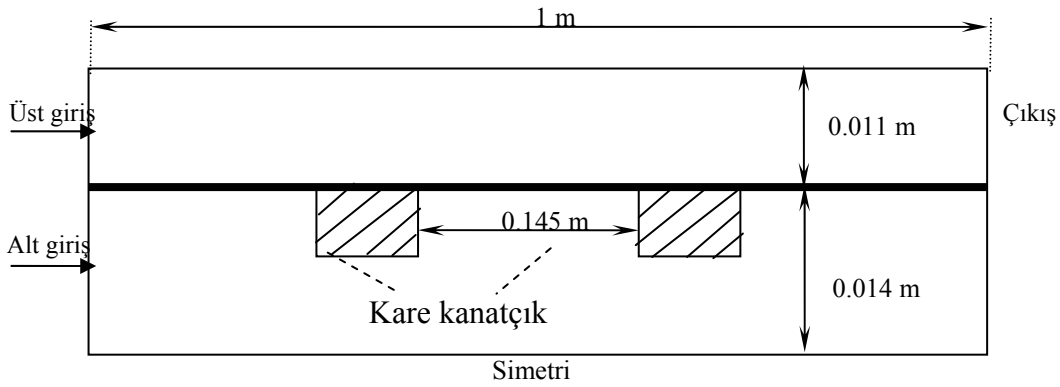
## 1. GİRİŞ

Isı değiştiricileri enerji sektöründe çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Isı değiştiricilerinde ısı transferinin artırılması, enerji tasarrufu ve enerjinin verimli ve etkin kullanımı anlamına gelmektedir. Giderek artan enerji ihtiyacı ve enerji kaynaklarındaki azalma dikkate alındığında, enerjinin büyük ölçüde kullanıldığı ısı değiştiricilerinde ısı transferinin artırılmasının önemi daha iyi anlaşılmaktadır. Bu konuda çok sayıda deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmış ve yapılmaya da devam etmektedir. Sparrow ve arkadaşları bir boru içindeki ısı transferi ve türbülanslı hava akışındaki girdabın etkisi deneysel olarak incelemişlerdir. Girdap olmayan boru akışındaki ısı transferi ile karşılaştırdıklarında girdap eleman içeren borulardaki ısı transferinin dikkate değer şekilde daha büyük olduğunu tespit etmişlerdir [1]. Lozza ve Merlo çeşitli kanatçık düzenlemeleri kullanarak, hava soğutmalı kondenserlerdeki ve sıvılı soğutuculardaki ısı transferi artışını araştırmışlardır. Çalışmada 15 adet aynı tür boru fakat değişik kanatçık yüzey geometrisine (düz veya dalgalı) sahip kanatçıklar kullanılmıştır. Kullanılan kanatçıkların ısı değiştiricisinde etkili olduğu görülmüştür [2]. Wu ve Preng yatay bir kanal içerisine yerleştirilmiş blokların ısı transferine etkisini incelemişlerdir. İnceleme Reynolds sayısının 260-530 aralığı için sayısal olarak yapılmıştır. Karşıt akışta, blokların yatay kanalda ısı transferini etkin olarak artırdığı görülmüştür [3]. Daloğlu ve Ayhan dikdörtgen kesit alanlı dik kanallardaki doğal ısı taşınımını deneysel olarak incelemişlerdir. Kanal boyunca periyodik olarak her düzleme dağılmış kanatçıklar yerleştirilmiştir. Kanal duvarları sabit ısı akısı uygulanarak ısıtılmıştır. Sonuçlar kanatçıklı yapının doğal taşınımına ısı transferini azalttığını göstermiştir [4]. Lee ve Abdel-Moneim ise yatay bir yüzeyine iki boyutlu elemanlar monte edilen kanaldaki ısı transferi ve akış davranışını incelemişlerdir. Çalışma sayısal olarak, CFD modeli kullanılarak yapılmıştır. Çalışmada sabit ısı akısı uygulanmıştır. Kullanılan elemanların ısı transferini önemli ölçüde iyileştirdiği görülmüştür [5]. Konsantrik tip ısı değiştiricilerinde boru girişine yerleştirilen açılı enjektörlerin ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisi deneysel olarak Çakmak ve arkadaşları tarafından incelenmiştir. Çalışmada iç içe borulu ısı değiştiricisinde pasif metotla ısı transferini artırmak için iç boru girişine geliştirilen enjektörlü dönmeli akış üreticili türbülötörler yerleştirilmiştir. Deney setinde iç borudan sıcak hava geçerken, annular aralıktan soğuk su geçmektedir. Paralel ve zıt akışta enjektörlü türbülötörlerin ısı transferine ve basınç düşüşüne etkisi incelenmiştir. Deneysel çalışmalar sonucunda geliştirilen açılı enjektörlerin ısı transferini % 93' lere kadar artırdığı görülmüştür [6]. Bu çalışmanın amacı da, ısı değiştiricisini sayısal modelleme metoduyla modellemek, incelemek ve ısı değiştiricisinde en etkin, en hızlı ve en basit ısı transferini gerçekleştirme yollarını araştırmaktır.

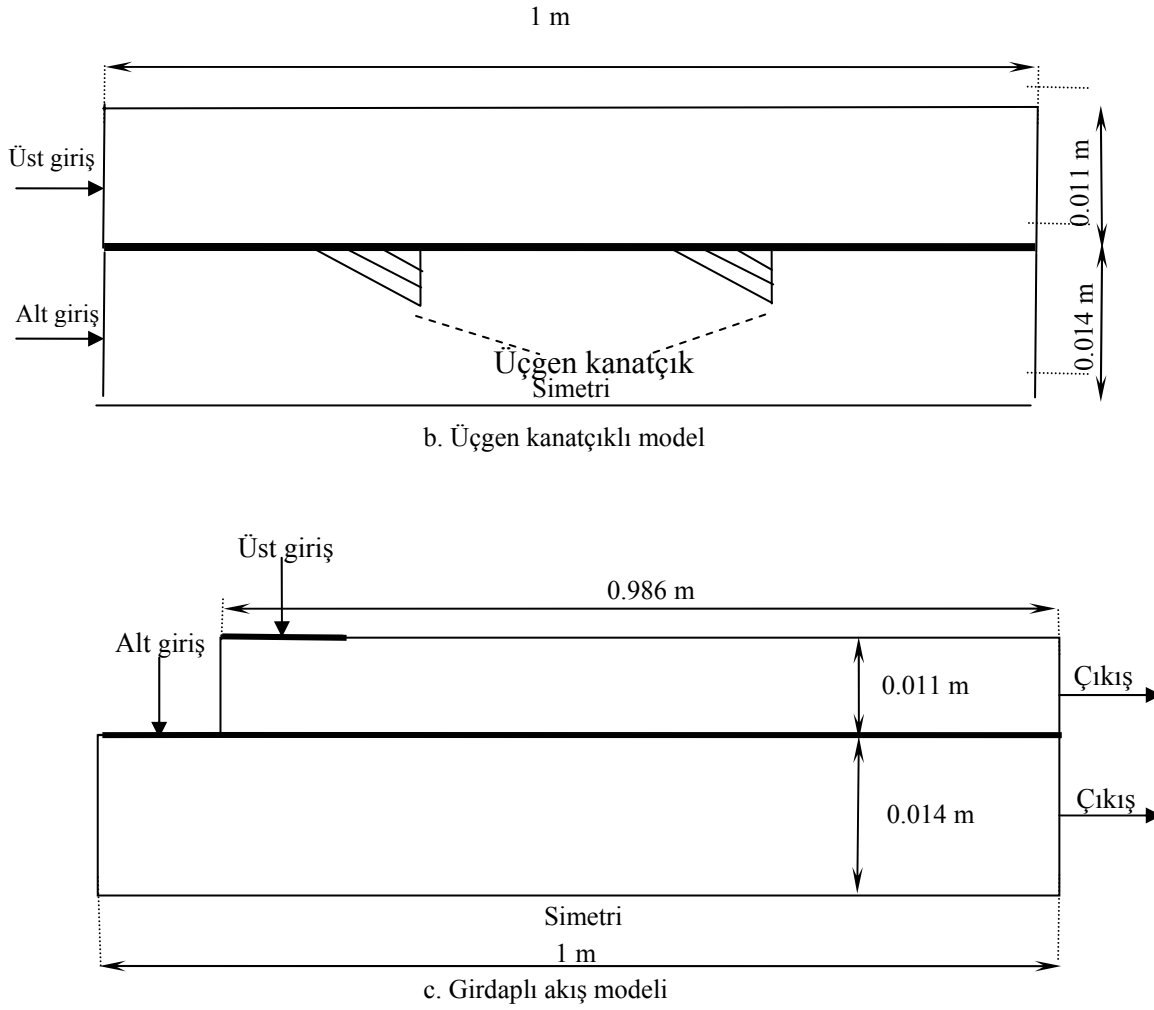
## 2. MATEMATİK MODELİ

### 2.1. Isı Değiştiricisi Geometrisi

Bu çalışmada, iç içe borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen kare kanatçığın, üçgen kanatçığın, kanatçiksiz ısı değiştiricisinin ve girdaplı akışın aynı yönlü ve zıt yönlü akış uygulanarak ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Isı değiştiricileri bir HAD programı olan FLUENT 5.3 [7] kullanılarak modellenmiştir. Sayısal çalışmanın yapıldığı modeller şekil 1(a,b,c)' de gösterilmiştir.



a. Kare kanatçıklı model



Şekil 1. Isı değiştiricilerinin şematik görünüşü (bütün modeller).

## 2.2. Matematiksel Model

Sayısal hesaplamalar için türbülans modeli olarak k-ε modeli kullanılmıştır [8]. Yapılan kabuller ise:

- Akış sürekli ve iki boyutlu aksel simetriktir.
- Isı değiştiricisinin yüzeyi sabit kabul edilmiştir.

### 2.2.1. Genel Korunum denklemi

Isı değiştiricisi içerisindeki akışın kütle, momentum ve enerji korunumunu ifade eden kısmi diferansiyel denklemler en genel formda denklem (1)'de verilmektedir. Denklem (1)'deki  $\Gamma_\phi$ ,  $\Phi$  değişkenleri için difüzyon katsayılarını ve  $S_\phi$  ise her bir hacim elemanı için kaynak terimini göstermektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \rho u_x \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \rho r u_r \phi - \Gamma_\phi r \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) = S_\phi \quad (1)$$

### 2.2.2. Sınır Şartları

Giriş ve yüzeyler için sınır şartları tanımlanmıştır. Giriş şartları için, giriş hızı, bileşimi ve sıcaklığı tanımlanmıştır. Yüzey sınırlarında, kayma gerilmesi, akışkan ve yüzey arasındaki ısı transferi program tarafından hesaplanır. Bu çalışmada yüzey sabittir, bu yüzden yüzeylerdeki hızlar sıfırdır. Bütün modellerde iç kısma girişte 600 K, dış kısma ise 300 K sıcaklık verilmiştir. Kare kanatçık ve üçgen kanatçıkların bulunduğu iç kısma 3 m/s, dış kısma ise 1 m/s eksenel hız verilmiştir. Girdaplı akışta ise kanatçıkların bulunduğu iç kısma 0.05 m/s eksenel hız, -0.1 m/s radyal hız ve 3 m/s teğetsel hız verilmiş, dış kısma ise 1 m/s eksenel hız ve -0.1 m/s radyal hız verilmiştir. Girişte verilen bu sınır şartları neticesinde çıkış kısmında sıcaklıklarda ve hızda meydana gelen değişimler ve kullanılan farklı kanatçıkların ısı transferine etkisi gözlenmiştir.

## 3. HESAPLAMA YÖNTEMİ

### 3.1. Hesaplama Araçları

Bu çalışmada, ısı değiştiricisinin modellenmesinde tanımlanan başlangıç ve sınır şartları için korunumu karakterize eden diferansiyel denklemleri, Simple algoritmasına dayanan ve sonlu kontrol hacmi yöntemi ile çözüm yapan HAD programı FLUENT 5.3 kullanılarak çözülmüştür. Çözümde türbülans modeli olarak k-ε modeli ve çözüm metodu olarak eksenel-simetrik model seçildi.

### 3.2. Simülasyon Değerleri

*Fiziksel özellikler:* Çalışmada kullanılan iç içe borulu ısı değiştiricisinin boyu 1 m, yarıçapı ise 0.025 m' dir. Isı değiştiricisinin tam silindirik ve simetrik olması nedeniyle, modelleme iki boyutlu eksenel simetrik olarak gerçekleştirilmiştir. İç kısımdaki boruya monte edilen kare kanatçık ve üçgen kanatçığın ebatları 0.005 m × 0.005 m' dir. Kare kanatçıklı ve üçgen kanatçıklı modellerde iç bölgede giriş kısmıyla, birinci kanatçık arasındaki mesafe 0.13 m, diğer kanatçıklar arasındaki mesafe ise 0.14 m olarak modellenmiştir. Kanatçıklarda ve ara yüzeylerde katı malzeme olarak alüminyum, iç kısımda ve dış kısımda ise akışkan olarak hava kullanılmıştır. Havanın yoğunluğu 1.225 kg / m<sup>3</sup>, C<sub>p</sub> 1006.43 J / kg K, ısıl iletkenliği 0.0242 W /m K, viskozitesi 1.7894 × 10<sup>-5</sup> kg/m-s olarak alınmıştır. Alüminyumun ise yoğunluğu 2719 kg/m<sup>3</sup>, C<sub>p</sub> 871 J / kg K ve ısıl iletkenliği 202.4 W /m K olarak alınmıştır.

*Grid boyutu:* Modelde simülasyona başlamadan önce uygun grid yapısının oluşturulması gereklidir. Grid, hesaplama alanının çok küçük alt hesaplama alanlarına (veya hacimlerine) bölünmesi ve gerekli matematiksel çözümlerin tüm bu gridlerde ayrı ayrı yapıp daha sonra hepsinin birleştirilerek tüm hesaplama alanı içindeki nihai çözümün elde edilmesi için kullanılır [9]. Grid yapısının, simülasyonun sayısal çözüm dengesi ve doğruluğu üzerinde geniş bir etki oluşturduğu bilinmektedir. Model geometrisi, grid tarafından tanımlanan kontrol hacimlerinden oluşur. Hesaplama alanı içindeki grid yoğunluğu ne kadar fazla olursa, genel olarak akışkan dinamiği çözümünün hassasiyeti de o kadar artar denilebilir [10]. Bu çalışmada kullanılan ısı değiştiricisinin modellenmesi için, Gambit koordinat grid sistemi kullanılarak her bir model için aksi simetrik grid geliştirilmiştir. Grid aralığı 0.003 olarak belirlenmiştir.

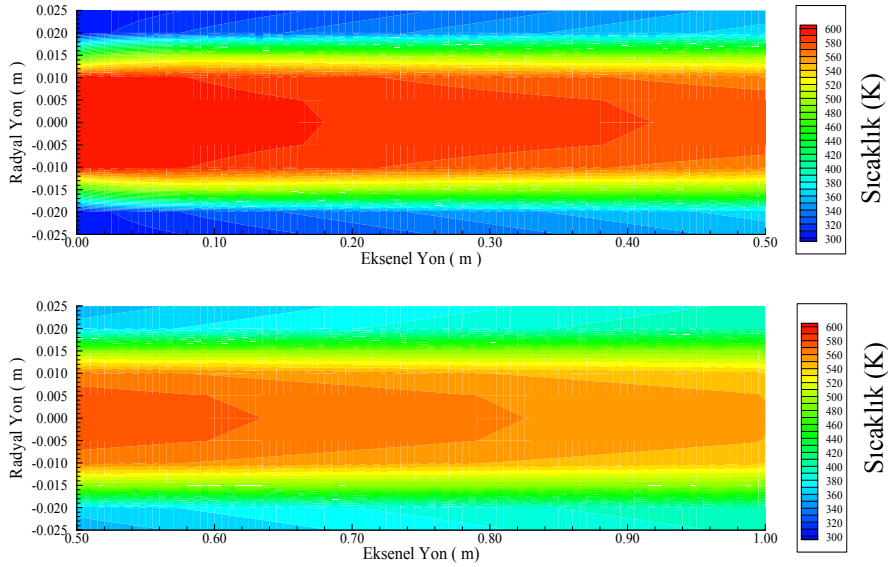
## 4. SAYISAL SONUÇLAR

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği modellemesi gerçekleştirilen, iç içe borulu ısı değiştiricisinde; kanatçiksız, kare kanatçıklı, üçgen kanatçıklı ve girdaplı akış için aynı ve zıt yönlü olarak sıcaklık dağılımı, hız dağılımı ve akım çizgileri dağılımı detaylı olarak elde edilmiştir.

### 4.1. Sıcaklık Dağılımları

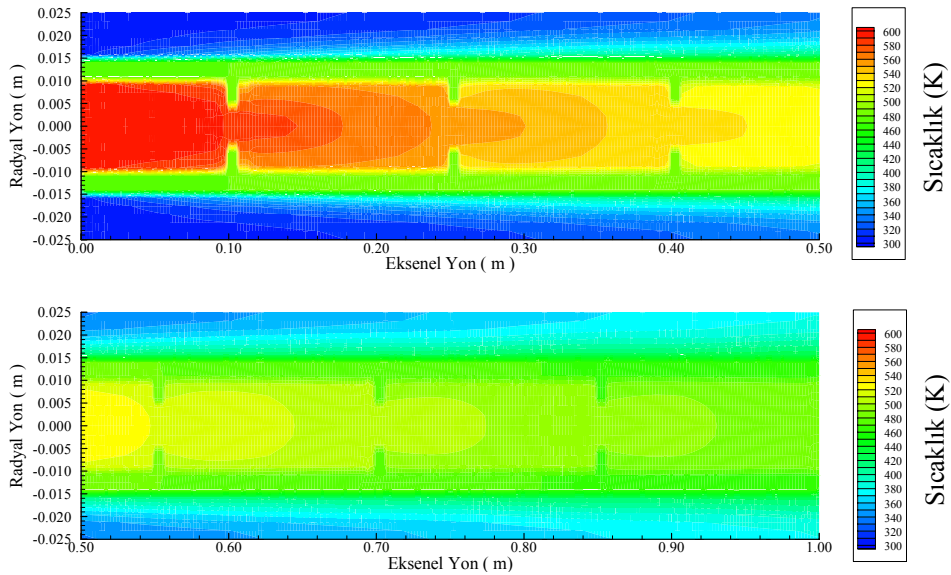
Şekil 2'de aynı yönlü iç içe borulu ısı değiştiricisinde kanatçiksız durumda ısı değiştiricisi içerisinde oluşan sıcaklık dağılımları görülmektedir. İç boruya hava 600 K sıcaklıkta girmekte iken, dış boruya hava 300 K' de girmektedir. İç boruda çıkıştaki ortalama sıcaklık 600 K' den 545 K' e kadar düşmektedir. Dış boruda ise havanın sıcaklığı 300 K'

den 388 K' e kadar çıkmaktadır. Merkez sıcaklık gradyanı yaklaşık 0.18 m ile 0.41 m arasında maksimum değerini almıştır.



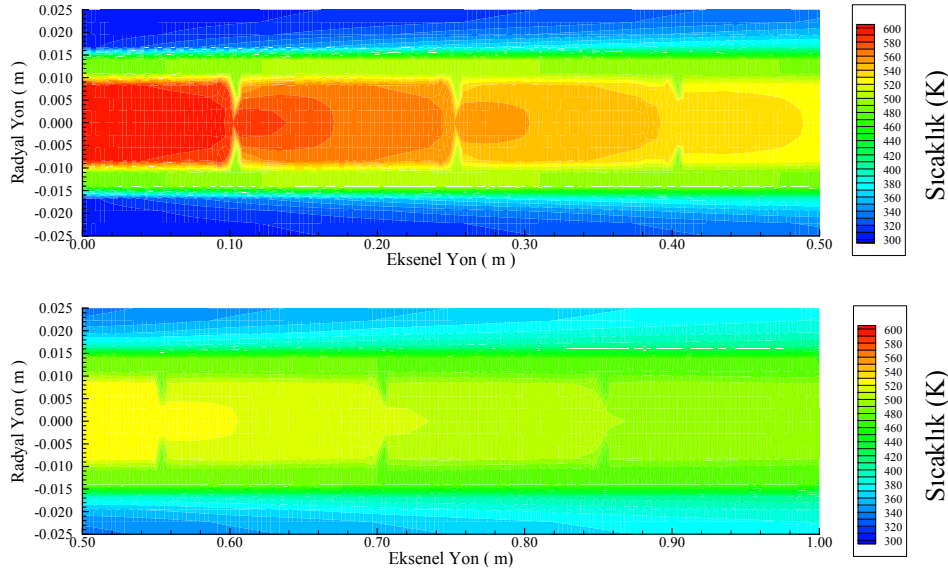
Şekil 2. Aynı yönlü ısı değiştiricisinde kanatçıksız durumda sıcaklık dağılımı.

Şekil 3' de aynı yönlü iç içe borulu ısı değiştiricisinde kare kanatçık kullanılması durumunda ısı değiştiricisi içerisinde oluşan sıcaklık dağılımı görülmektedir. Kare kanatçıkların bulunduğu iç boruya hava 600 K sıcaklıkta girmekte iken, boru dışında hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. Bu sıcaklık iç borunun çıkış kısmında 478 K' e kadar düşmektedir. Merkez sıcaklık gradyanı birinci kanatçıkta minimum iken, en son kanatçıkta maksimum değerini almaktadır. Bunun sebebi ise, birinci kanatçığın bulunduğu bölgede iç akışkan ile dış akışkan arasındaki farkın çok büyük olmasından kaynaklanmaktadır. Dolayısıyla 0.1 m eksenel mesafede, 1 m eksenel mesafeye göre daha fazla ısı transferi gerçekleşmektedir.



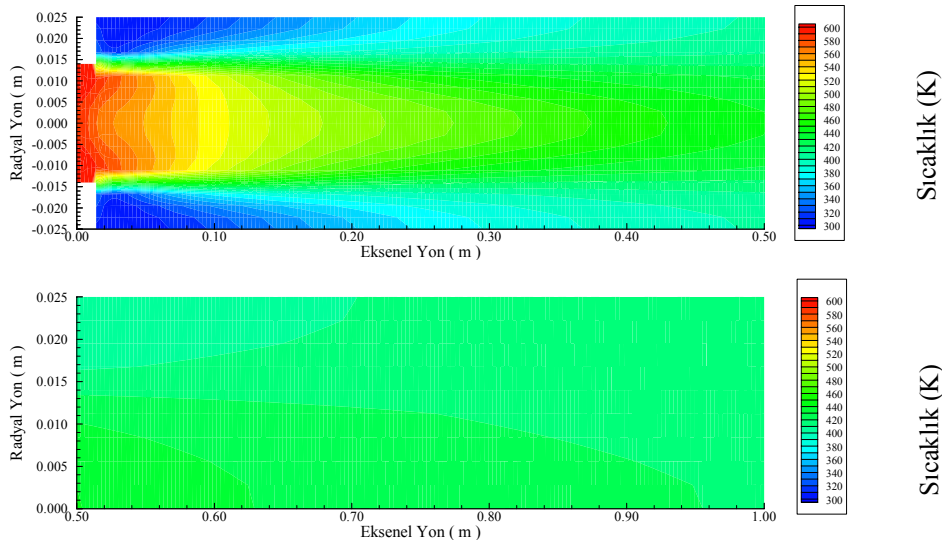
Şekil 3. Aynı yönlü ısı değiştiricisinde kare kanatçık kullanılması durumunda sıcaklık dağılımı.

Şekil 4' de aynı yönlü iç içe borulu ısı değiştiricisinde üçgen kanatçık kullanılması durumunda ısı değiştiricisi içerisinde oluşan sıcaklık dağılımı görülmektedir. Üçgen kanatçıkların bitiş noktalarında merkez sıcaklık gradyanı minimum değerini almıştır. İç borudaki kanatçıklar arasındaki sıcaklık düşümü yaklaşık 20 K kadardır. Kanatçıkların bulunduğu iç borunun çıkış kısmında havanın ortalama sıcaklık değeri 600 K' den 492 K' e kadar düşmüştür. Dış kısımda ise havanın sıcaklığı 400 K' e kadar çıkmıştır.



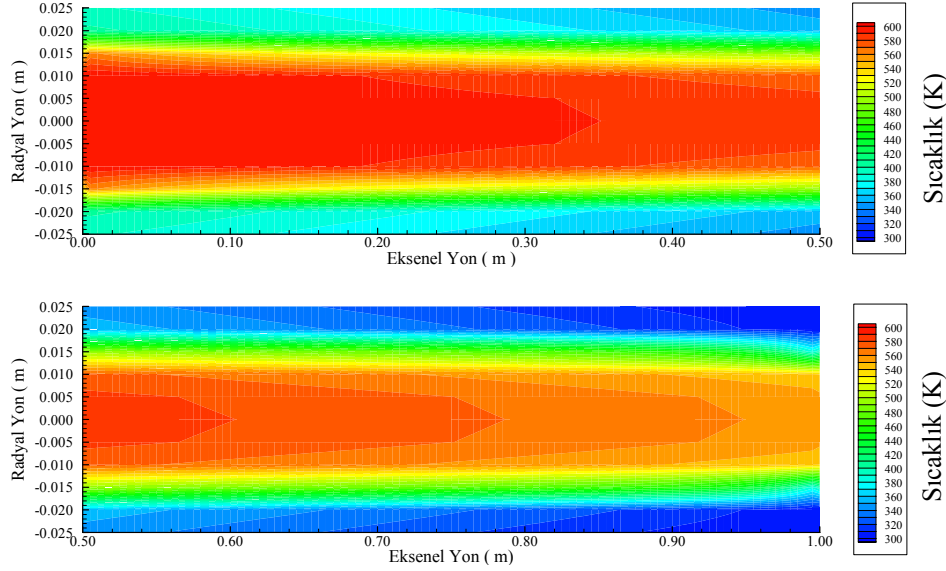
Şekil 4. Aynı yönlü ısı değiştiricisinde üçgen kanatçık kullanılması durumunda sıcaklık dağılımı.

Şekil 5' de aynı yönlü iç içe borulu ısı değiştiricisinde girdaplı akışın olması durumunda ısı değiştiricisi içerisinde oluşan sıcaklık dağılımı görülmektedir. Girdaplı akışta hava iç boruda ve dış boruda teğetsel yönde üst kısımdan girmektedir. Akış teğetsel yönde olduğundan merkez sıcaklık gradyanı 0.1 m eksenel mesafeye kadar ters yönde gerçekleşmektedir. İç kısımda sıcaklık yüzeyden merkeze doğru bir azalma gösterip, iç borunun çıkışında ortalama sıcaklık 600 K' den 418 K' e kadar düşmektedir. Dış boruda ise yüzeyden merkeze doğru sıcaklıkta bir artma görülüp, çıkışta havanın ortalama sıcaklığı 300 K' den 415 K' e kadar çıkmaktadır. 0.5 m eksenel mesafeden sonra ise üst kısım ve alt kısım sıcaklıkları ortalama 420 K sıcaklıkta homojen hale gelmektedir.



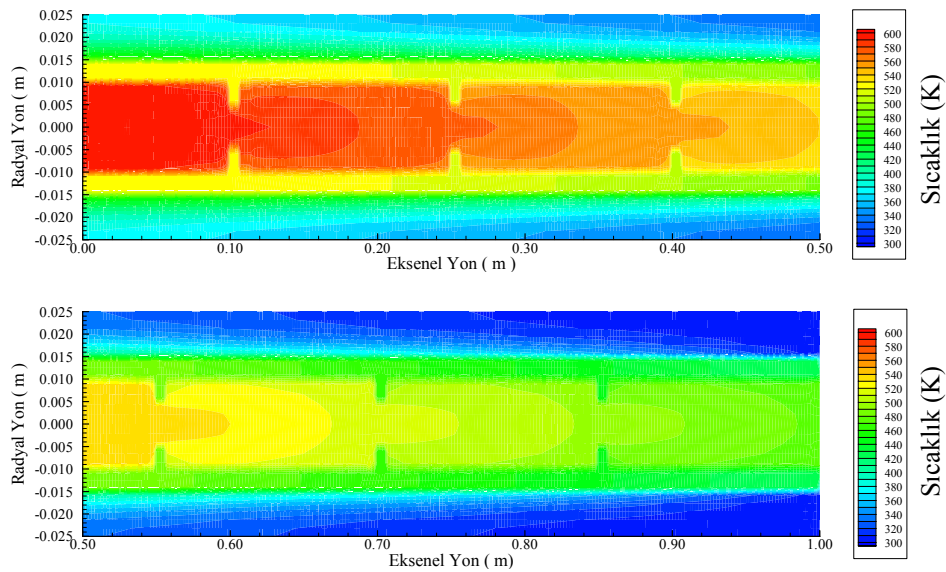
Şekil 5. Aynı yönlü ısı değiştiricisinde girdaplı akış olması durumunda sıcaklık Dağılımı.

Şekil 6' da zıt yönlü iç içe borulu ısı değiştiricisinde kanatçiksız durumda ısı değiştiricisi içerisinde oluşan sıcaklık dağılımı görülmektedir. Akış zıt yönlü aktığı için maksimum sıcaklık gradyanı, ilk kısımda meydana gelmektedir. Maksimum sıcaklık gradyanının aksel mesafesi ise yaklaşık 0 ila 0.36 m arasındadır. İç borunun çıkışında havanın ortalama sıcaklığı 600 K' den 545 K' e kadar düşerken, dış boruda havanın sıcaklığı ortalama 300 K' den 401 K' e kadar çıkmaktadır.



Şekil 6. Zıt yönlü ısı değiştiricisinde kanatçık kullanılmaması durumunda sıcaklık dağılımı

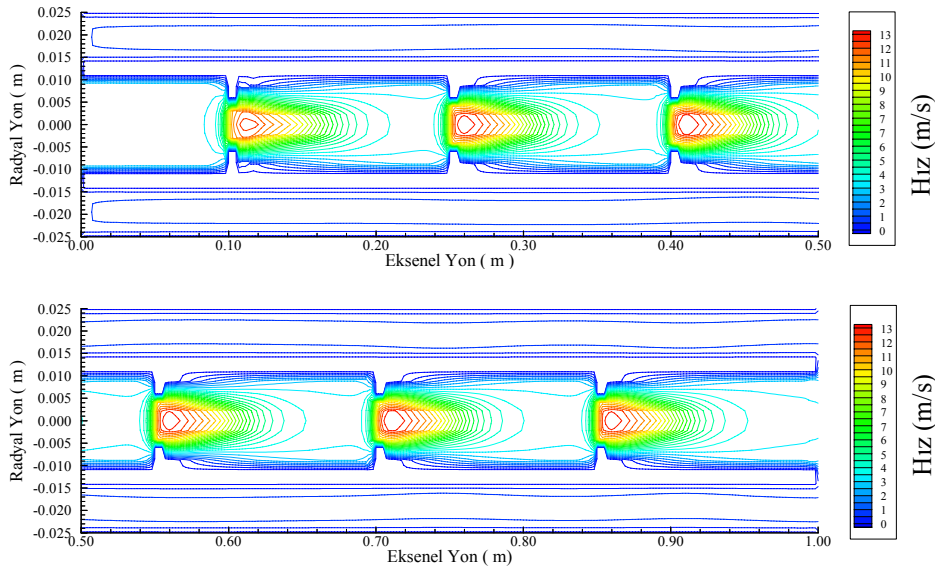
Şekil 7' de zıt yönlü iç içe borulu ısı değiştiricisinde kare kanatçık kullanılması durumunda ısı değiştiricisi içerisinde oluşan sıcaklık dağılımı görülmektedir. Zıt yönlü bir akış söz konusu olduğu için iç borunun girişindeki havanın sıcaklığı ve dış borunun çıkışındaki havanın sıcaklığı aynı aksel mesafede olduğu için ikisi arasındaki sıcaklık farkı çok yüksek değildir ve böylece maksimum sıcaklık 0.2 m aksel mesafeye kadar olan bölgede gerçekleşmektedir. Katı yüzeydeki en yüksek ısı transferi bu bölgede gerçekleşmektedir. Kanatçıklar arasında yaklaşık 20 K' lik bir sıcaklık düşmesi meydana gelmektedir. İç kısmın çıkışında havanın ortalama sıcaklık değeri 476 K' e düşerken, dış kısımdaki ortalama sıcaklık 410 K' e kadar çıkmaktadır.



Şekil 7. Zıt yönlü ısı değiştiricisinde kare kanatçık kullanılması durumunda sıcaklık dağılımı.

#### 4.2. Hız Dağılımları

Şekil 8' de aynı yönlü iç içe borulu ısı değiştiricisinde kare kanatçık kullanılması durumunda ısı değiştiricisi içerisinde oluşan aksel hız dağılımı görülmektedir. İç boruya hava 3 m/s aksel hız ile girerken, dış boruya 1 m/s aksel hızla girmektedir. Kanatçığın başlama noktasından itibaren radyal yönde kanatçığın yerleştirildiği bölgelerde kesit daralması meydana gelmesinden dolayı maksimum hız merkezde yaklaşık 13 m/s' ye kadar çıkmaktadır. Kanatçığın bitiminden itibaren 0.18 m aksel mesafeden sonra havanın hız değeri 5 m/s' ye kadar düşmektedir. Diğer kanatçığa girmeden önce, alan genişlediğinden dolayı hız yine 3 m/s' ye düşüp, kanatçık bölgesinde tekrar 13 m/s' ye kadar çıkmaktadır. Kanatçığın hıza etkisi, kanatçığın başladığı noktadan itibaren yaklaşık 0.08 m aksel mesafede devam etmektedir. Bütün kanatçıklarda homojen bir hız dağılımı görülmektedir. Dış boruda ise hızın sayısal değerinde herhangi bir değişim gözlenmezken, hız profilinde ise çok küçük farklılıklar görülmektedir.

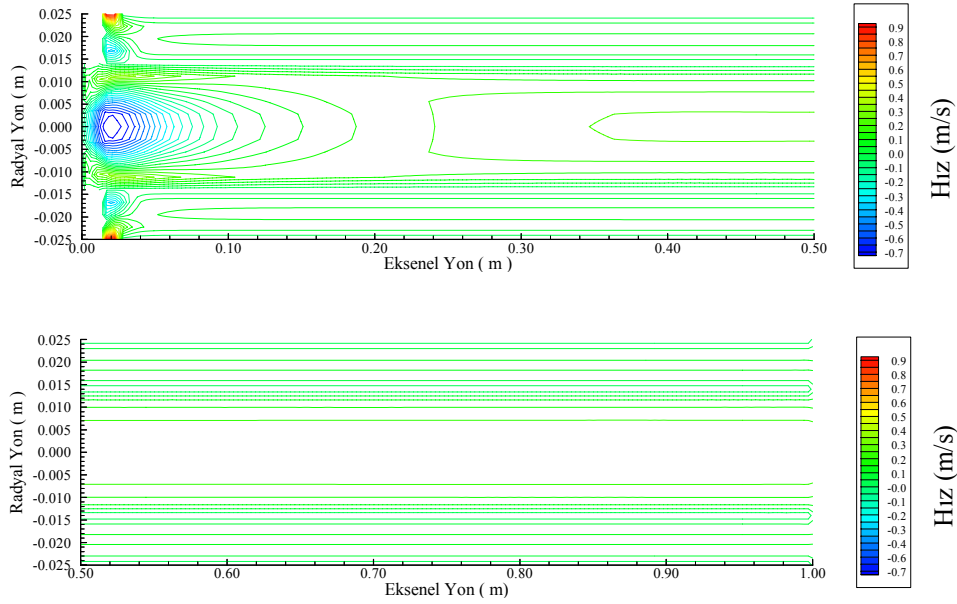


Şekil 8. Aynı yönlü ısı değiştiricisinde kare kanatçık kullanılması durumunda aksel hız dağılımı

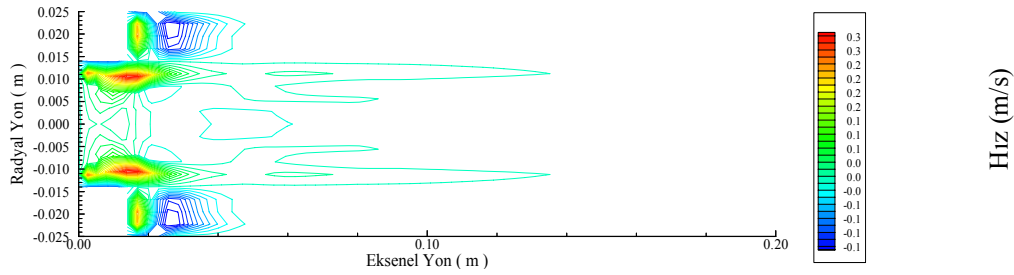
Şekil 9' da aynı yönlü iç içe borulu ısı değiştiricisinde girdaplı akışın olması durumunda ısı değiştiricisi içerisinde oluşan aksel hız dağılımı görülmektedir. Dış boruya ve iç boruya hava teğetsel olarak yukarıdan girmektedir. Hava iç boruya 0.05 m/s aksel hız ile girmektedir. İç boruda giriş kısmında oluşan girdaptan dolayı hız -0.36 m/s değerine ulaşmaktadır. Bu hız değeri 0.04 m aksel mesafe boyunca devam etmektedir. 0.04 m' den 0.1 m aksel mesafeye kadar hız -0.06 m/s değerine ulaşmaktadır. Girdabın etkisi yaklaşık 0.2 m aksel mesafeye kadar devam etmektedir. 0.22 m aksel mesafeden sonra iç borudaki hız 0.5 m' ye kadar 0.24 m/s olurken, iç borunun dış boruya değdiği yüzeyde hız 0.14 m/s olmaktadır. 0.5 m' den sonra 1 m' ye kadar hızın değeri 0.2 m/s' ye düşmektedir. Dış yüzeye yakın bölgelerdeki hız ise 0.5 m' den sonra 1 m' ye kadar 0.2 m/s olarak kalmaktadır. Dış boruya ise, hava 1 m/s aksel hız ile girmektedir. Dış borunun giriş kısmında oluşan girdaptan dolayı hız -0.06 m/s değerini almaktadır. Yaklaşık 0.02 m aksel mesafeden sonra hız 0.5 m' ye kadar 0.14 m/s olmaktadır. En dış cidar yakınında ise hız 0.04 m/s olmaktadır. 0.5 m' den sonra dış borunun iç kısmından cidara doğru hız homojen bir dağılım göstermektedir ve bu bölgelerde hızın büyüklüğünün 0.09 m/s olduğu görülmektedir.

Şekil 10' da aynı yönlü iç içe borulu ısı değiştiricisinde girdaplı akışın olması durumunda ısı değiştiricisi içerisinde oluşan radyal hız dağılımı görülmektedir. İç boruya radyal hız -0.1 m/s ile girmektedir. Girişten hemen sonra bu hız değerinin 0.24 m/s' ye ulaştığı görülmektedir. 0.01 m aksel mesafe ile 0.2 m aksel mesafe arasında radyal hız değeri 0.03 m/s olmaktadır. 0.2 m' den sonra hızda hemen hemen hiç değişim görülmemektedir. Dış boruda ise -0.1 m/s radyal hız ile giren havanın etkisi 0.06 m' ye kadar aynı hızla devam etmektedir. 0.06 m' den sonra ise radyal hız sıfır değerine ulaşmaktadır. 0.2 m' den sonra iç boruda ve dış boruda homojen bir hız dağılımı olduğundan dolayı şekilde sadece aksel yönde 0.2 m mesafeye kadarki radyal hız dağılımı görülmektedir.



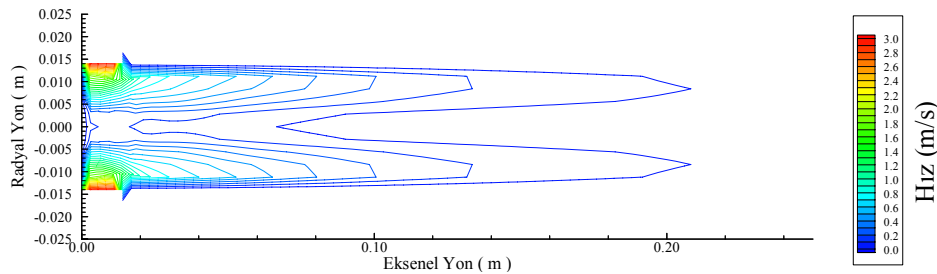


Şekil 9. Aynı yönlü ısı değiştiricisinde girdaplı akış olması durumunda aksel hız dağılımı.



Şekil 10. Aynı yönlü ısı değiştiricisinde girdaplı akış olması durumunda radyal hız dağılımı

Şekil 11' de aynı yönlü iç içe borulu ısı değiştiricisinde girdaplı akışın olması durumunda ısı değiştiricisi içerisinde oluşan teğetsel hız dağılımı görülmektedir. İç boruya girdap oluşturmak amacıyla 3 m/s teğetsel hız verilirken, dış boruya teğetsel hız verilmemektedir. İç boruya 3 m/s teğetsel hızla giren havanın değeri çok küçük bir mesafeden sonra 0.4 m/s değerine ulaşmaktadır. 0.4 m/s' lik teğetsel hızın etkisi yaklaşık 0.08 m aksel mesafeye kadar devam etmektedir. 0.08 m' den sonra yaklaşık 0.21 m aksel mesafeye kadar teğetsel hızın değerinin 0.2 m/s olduğu görülmektedir.

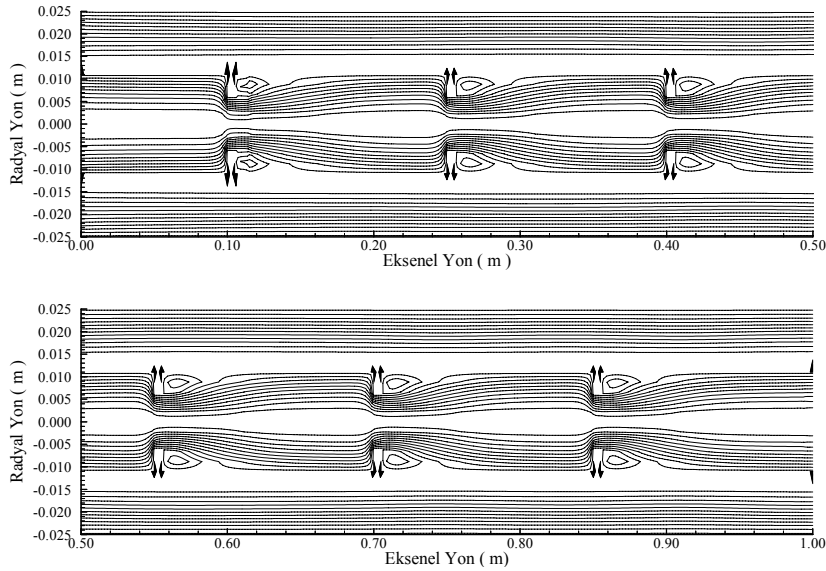


Şekil 11. Aynı yönlü ısı değiştiricisinde girdaplı akış olması durumunda teğetsel hız dağılımı.

Dış boruya teğetsel hız verilmediği için herhangi bir hız değişimi yoktur ve 0.21 m' den sonra iç boruyla dış boru arasında homojen bir hız dağılımı görülmektedir. 1 m' nin sonuna kadar bu dağılımın etkisi devam etmektedir ve bu bölgelerde teğetsel hızın değeri sıfırdır. 0.21 m eksenel mesafeden sonra her iki boruda meydana gelen homojen hız dağılımından dolayı şekilde sadece 0.21 m mesafeye kadarki teğetsel hız dağılımı görülmektedir.

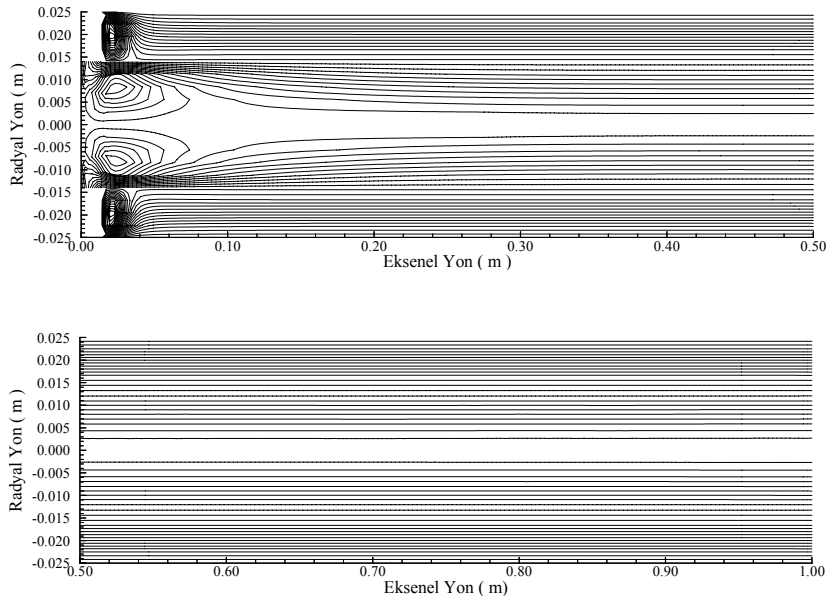
### 4.3. Akım Çizgileri Dağılımı

Şekil 12' de iç içe borulu ısı değiştiricisinde kare kanatçık kullanılması durumunda akım çizgilerinde meydana gelen değişim görülmektedir. Akışın laminar kaldığı, kesitin daraldığı kısma kadar akım çizgilerinde bir değişim gözlenmemektedir. Değişim gözlenmemesinin sebebi bu kısımda akışta bir bozulma gerçekleşmemesi ve akışın türbülanslı olmamasıdır. Kanatçığın etkisiyle kesitin daralmasıyla birlikte kanatçığın bitim noktasından itibaren türbülans artmakta, türbülansın artmasıyla o kısımda bir dönme bölgesi oluşmaktadır. Kanatçığın bulunduğu bütün bölgelerde benzer dönme bölgeleri oluşmaktadır.



Şekil 12. Aynı yönlü ısı değiştiricisinde kare kanatçık kullanılması durumunda akım çizgileri dağılımı.

Şekil 13' de iç içe borulu ısı değiştiricisinde girdaplı akış olması durumunda akım çizgilerinde meydana gelen değişim görülmektedir. Bu modelde girdaplı akış oluşturabilmek için iç ve dış boruya dik olarak giren havanın etkisiyle, hemen girişte türbülansın artmasıyla iç ve dış boruda dönme bölgeleri oluşmaktadır. Bu modelde kanatçık kullanılmamasından dolayı iç boruda 0.1 m' den sonra dönme bölgesinin etkisi geçmektedir. Dış boruda ise girdabın etkisi yaklaşık 0.03 m eksenel mesafe boyunca devam ettiğinden sadece bu mesafe boyunca dönme bölgesi oluşmaktadır. İç ve dış boruda bu noktalardan sonra kesitte herhangi bir değişim olmadığından, akım çizgilerinde üniform bir dağılım görülmektedir.



Şekil 13. Aynı yönlü ısı değiştiricisinde girdaplı akış olması durumunda akım çizgileri dağılımı.

#### 4. SONUÇ VE ÖNERİLER

CFD modellemesi gerçekleştirilen, iç içe borulu ısı değiştiricisinde; kanatçıksız, kare kanatçıklı, üçgen kanatçıklı ve girdaplı akış modelleri için aynı ve zıt yönlü olarak sıcaklık dağılımları ve hız dağılımları detaylı olarak elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar aşağıda sırasıyla verilmiştir;

- Aynı yönlü ve zıt yönlü iç içe borulu ısı değiştiricisinde bütün modeller için ortalama çıkış sıcaklıkları incelendiğinde kanatçıksız ısı değiştiricisine göre, bütün kanatçık modellerinde ısı transferinin daha fazla olduğu, kanatçıklar içerisinde ise ısı transferi açısından en avantajlı olan modelin kare kanatçıklı modelin olduğu görülmektedir. Bunun nedeni ise akışın değişmesi ve ısı transfer yüzeyinin artmasıdır.
- Girdaplı akışın 1 m sonundaki ortalama sıcaklık değerlerine bakıldığında maksimum ısı transferinin girdaplı akış durumunda gerçekleştiği görülmektedir.
- Zıt yönlü akış söz konusu olduğunda ise kanatçıksız, kare kanatçıklı ve üçgen kanatçıklı modellere göre kare kanatçıklı modelde en fazla ısı transferinin gerçekleştiği görülmektedir.
- Bütün modellerin hız dağılımları karşılaştırıldığında, kanatçıktan dolayı kesitin daraldığı bölgelerde, bütün modellerde hemen hemen aynı oranda hızda artmalar meydana gelmektedir. Isı değiştiricisi iç ve dış borularında, her ikisinde de hız profiline beklenildiği gibi yüzeye yakın bölgelerde azalma göstermekle beraber genellikle üniform bir dağılım olduğu görülmektedir.
- Akım çizgileri incelendiğinde, akışın laminer kaldığı, kesitin daraldığı kısma kadar her üç modelde de kanatçığın bitiminden itibaren benzer dönme bölgelerinin oluştuğu görülmektedir. Girdaplı akışın akım çizgilerine bakıldığında ise, 0.1 m aksel mesafeye kadar girişte meydana gelen girdabın etkisiyle aynı dönme bölgeleri oluşmaktadır.

## KAYNAKLAR

1. Sparrow, E.M., and Chaboki, A., Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in a Circular Tube, ASME Journal of Heat Transfer, **106**, 766-773, 1984.
2. Lozza, G., and Merlo, U., An Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction Losses of Interrupted and Wavy Fins for Fin-And-Tube Heat Exchangers, International Journal of Refrigeration, **24**, 409-416, 2001.
3. Wu, H.W., and Perng, S.W., Effect of an Oblique Plate on The Heat Transfer Enhancement of Mixed Convection Over Heated Blocks in a Horizontal Channel, International Journal of Heat and Mass Transfer, **42**, 1217-1235, 1999.
4. Daloğlu, A., and Ayhan, T., Natural Convection in a Periodically Finned Vertical Channel, Int. Comm. Heat and Mass Transfer, **26**, 1175-1182, 1999.
5. Lee, C.K., and Abdel-Moneim, S.A., Computational Analysis of Heat Transfer in Turbulent Flow Past a Horizontal Surface With Two-Dimensional Ribs, Int. Comm. Heat Mass Transfer, **28**, no. 2, 161-170, 2001.
6. Çakmak, G., ve Yıldız, C., Kongsantrik Tip Isı Değiştiricilerinde Boru Girişine Yerleştirilen Açılı Enjektörlerin Isı Transferi ve Basınç Düşüşüne Etkisi, Termodinamik Dergisi, 2003.
7. Fluent Incorporated FLUENT User's guide version 5.3, 1998.
8. Yakhot, V., And Orszag, S. A., Renormalization Group Analysis of Turbulance: I. Basic Theory. Journal of Scientific Computing, **1**(1), 1986.
9. Versteeg, H.K., and Malalasekera, W., Computational Fluid Dynamics, London, 1995.
10. Kayataş, N., İç İçe Borulu Bir Değiştiricisinde Isı Transferinin İyileştirilmesinin Nümerik Olarak İncelenmesi, Y. Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 2003.