



**Bu bir MMO
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

DALGALI YÜZEYLİ ISI DEĞİŞTİRİCİ KANALLARINDA HIZ VE SICAKLIK ALANLARININ “RANS” TABANLI TÜRBÜLANS MODELLERİ İLE SAYISAL İNCELENMESİ VE DENEYSEL DOĞRULAMASI

**ERMAN ASLAN
İLKAY ÇOLPAN
MARDİROS ENGİN
İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ**

**İMDAT TAYMAZ
YAŞAR İSLAMOĞLU
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ**

**İ. CEM PARMAKSIZOĞLU
İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**

**GÖKHAN KARABAŞ
KEVSER ISI**

**GÜVEN ÖZÇELİK
İSTANBUL AREL ÜNİVERSİTESİ**

DALGALI YÜZEYLİ ISI DEĞİŞTİRİCİ KANALLARINDA HIZ VE SICAKLIK ALANLARININ “RANS” TABANLI TÜRBÜLANS MODELLERİ İLE SAYISAL İNCELENMESİ VE DENEYSEL DOĞRULAMASI

Computational Investigation of the Velocity and Temperature Fields in Corrugated Heat Exchanger Channels using RANS based Turbulence Models with Experimental Validation

Erman ASLAN
İmdat TAYMAZ
Yaşar İSLAMOĞLU
İ. Cem PARMAKSIZOĞLU
Mardiros ENGİN
İlkay ÇOLPAN
Gökhan KARABAŞ
Güven ÖZÇELİK

ÖZET

Levhalı ısı değiştiricilerinde yaygın olarak kullanılan periyodik dalgalı yüzeyli kanal için taşınım ve ısı geçişi ve sürtünme faktörü sayısal incelenmiştir. Sayısal çalışmada Sonlu Hacimler Yöntemi (Finite Volume Method – FVM) kullanılmıştır. Realize edilebilir $k-\varepsilon$ (Realizable $k-\varepsilon$), $k-\omega$, Kayma Gerilmesi Taşınımı (Shear Stress Transport – SST) ve geçiş SST (transition SST) olarak adlandırılan, dört farklı Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulations – RANS) tabanlı türbülans modelleri kullanılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Önceki deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar da sayısal sonuçları doğrulamak için kullanılmıştır. Çalışmalar, dalga eğim açısının 30° olduğu dalgalı yüzeyli kanallarda hava akışı için yapılmıştır. Prandtl sayısı 0.70 sabit kalırken, Reynolds sayısı 2000 ile 11000 arasında değiştirilmiştir. Nusselt sayısı, Colburn faktörü, sürtünme faktörü ve ısı geçişi iyileştirme performansı Reynolds sayısına bağlı olarak verilmiştir.

Dalgalı yüzeyli geometrinin ve kanal yüksekliğinin etkileri ele alınmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçlar arasında en iyi uyum SST modeli ile sağlanırken, en çok hata ise realize edilebilir $k-\varepsilon$ modelden elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Dalgalı yüzeyli kanal; Taşınım ve ısı geçişi; Sürtünme faktörü; Sonlu hacimler yöntemi; RANS tabanlı türbülans modelleri

ABSTRACT

The characteristics of convective heat transfer and friction factor for a periodic corrugated channel extensively used in compact heat exchangers have been investigated numerically. In numerical study Finite Volume Method (FVM) was used. Four different Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) based turbulent models, namely the realizable $k-\varepsilon$, $k-\omega$, Shear Stress Transport (SST) and transition SST models are used and compared with each other within RANS formulation.

Experimental results which are get from previous study used for validation the numerical results. Studies were conducted for air flow conditons where contact angle is 30° . The Reynolds number is

varied from 2000 to 11000, while keeping the Prandtl number constant at 0.70. Nusselt number, Colburn factor, friction factor, and goodness factor against Reynolds number have been studied.

The effects of the corrugation geometry and channel height have been discussed. The best agreement with the experimental data is provided by the SST model, whereas the least accurate results are obtained by the realizable $k-\epsilon$ model.

Keywords: Corrugated channel; Convective heat transfer; Friction factor; Finite volume method; RANS based turbulence models

1. GİRİŞ

Son yıllarda özellikle ısı ekonomisi ve enerji tasarrufu konularına verilen önemin artması, verimli ısı geçişi sağlayan cihazların üretimine, dolayısıyla ısı geçişini iyileştirmeye yönelik yoğun çalışmaların başlamasına sebep olmuştur. Isı geçişini iyileştirme yöntemleri genel olarak aktif, pasif ve bileşik yöntemler şeklinde sınıflandırılır. Pasif yöntemler, dış güç kullanılmasını gerektirmeyen yöntemler olup, pürüzlü yüzeyler, kanal içine yerleştirilen iyileştirme elemanlar söz konusu yöntemlere örnek verilebilir. Aktif yöntemlerde ise dış güç kullanılmakta olup, mekanik karıştırıcılar, akışkan ve yüzey titreşimi, elektrostatik alanlar bu yöntemler arasındadır. Bileşik yöntemlerde ise aktif veya pasif yöntemlerden iki veya daha fazlası bir arada kullanılmaktadır [1,2].

Levhalı ısı değiştiricileri, dalgalı geometrik yapıya sahip levhaların bir araya getirilmesiyle oluşturulmuştur. Dalgalı geometrik yapı, hem levhanın mukavemetini artırmakta hem de düşük Reynolds sayılarında bile türbülans oluşturarak ısı geçişinin artmasını sağlamaktadır. Reynolds 500 mertebelerinde türbülanslı akış geliştiğinden dolayı, levhalı ısı değiştiricileri türbülans rejiminde tasarlanırlar. Kanal geometrisi ve türbülans, ısı geçişini etkileyen sınır tabakalarda ayrılmalara, girdaplara ve sınır tabakalarda tekrar birleşmelere sebep olan karmaşık bir yapı meydana getirmektedir [3].

Dalgalı yüzeyli kanallarda, zorlanmış taşınım halinde ısı taşınım ve sürtünme katsayısını hesaplamak için deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Deneysel çalışmaların zaman alıcı ve pahalı olmasından dolayı sayısal yöntemler büyük ilgi görmektedir. Bununla birlikte Sparrow ve Hossfeld [4], Snyder ve arkadaşları [5], Bilien ve arkadaşları [6], Nilpueng ve Wongwises [7], dalgalı yüzeyli kanallarda ısı geçişi ve basınç düşüşünü belirlemek için deneysel çalışmalar yapmışlardır.

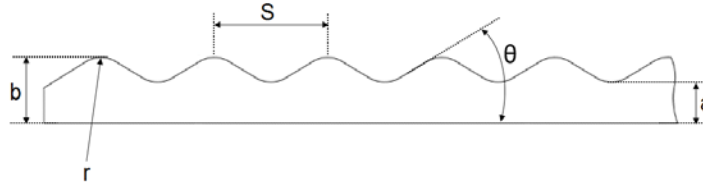
Dalgalı yüzeyli kanallarda taşınım ile ısı geçişi için sayısal çalışmalar yapılmıştır. Sayısal çalışmalarda, türbülans modellerine ağırlık verildiği literatür araştırmasıyla anlaşılmaktadır. Ciofalo ve arkadaşları [8], dalgalı yüzeyli kanallardaki ısı geçişini belirlemek için 10^3 ile 10^4 arasında seçilen Reynolds sayıları için sayısal çalışmalar yapmıştır. Ayrıca sayısal sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlar ve sonuçları uyumlu bulmuşlardır. Zhang ve Tian [9], dalgalı yüzeyli levhalı ısı değiştiricilerinde ısı geçişi için sayısal çalışmalar yapmıştır. Dalga eğim açısının ısı geçişi ve basınç düşümü üzerindeki etkileri incelemek için Yeniden Normalize Edilmiş Grup (Renormalized Group – RNG) $k-\epsilon$ modeli kullanılmıştır. Sayısal sonuçların önceki deneysel sonuçlarla uyumlu bulunmuştur. Eimsa-ard ve Promvonge [10], tarafından iki boyutlu periyodik oluklu kanal içerisinde türbülanslı zorlanmış taşınım halinde sayısal çalışma yapılmıştır. Sayısal çalışmalarda $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, $k-\omega$ ve Kayma Gerilmesi Taşınımı (Shear Stress Transport – SST) olarak adlandırılan dört türbülans modeli kullanılmıştır. RNG ve $k-\epsilon$ türbülans modellerinin, mevcut deneysel sonuçlara genel olarak diğer türbülans modellerinden daha iyi sonuç verdiği belirlenmiştir. Oluklu kanallardaki ısı geçişinde iyileşme, düz paralel kanallara göre % 158 oranındadır. Zhang ve Chen [11], taşınım ile ısı geçişi için üçgen şeklinde dalgalı kanallarda hem deneysel hem de sayısal çalışmalar yapmıştır. Akış içerisindeki türbülansı hesaplamak için düşük Reynolds sayılı $k-\omega$ türbülans modeli kullanılmıştır. Düzgün yayılı ısı akısı sınır şartı koşullarında Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü tahmini için korelasyonlar geliştirilmiştir. Liu ve Niu [12], tarafından 200-3000 Reynolds sayısı aralığında periyodik dalgalı kanallarda taşınım ile ısı geçişi incelenmiştir. Dalga eğim açısı, hatve / yükseklik oranının ısı geçişi ve basınç düşüşü üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Sayısal çalışmalarda yedi adet türbülans modeli seçilmiştir. Bu modeller $k-\epsilon$,

RNG $k-\epsilon$, realize edilebilir $k-\epsilon$ (realizable $k-\epsilon$), SST, geçiş SST (transition SST), $k-kI-\omega$ ve Reynolds gerilme (Reynolds stress model) modelleridir. “Reynolds stress modeli”, deneysel sonuçlarla uyum göstermiştir. Mirzaei ve arkadaşları [13], “Large-Eddy Simulation – LES” yaklaşımı ile dalgalı yüzeyli kanallarda türbülanslı akış için taşınım ile ısı geçişi dalga genliğine bağlı olarak incelemişlerdir. Dalga genliği, dalga yüksekliğinin dalga uzunluğuna oranını göstermektedir. Sayısal çalışmalarda, Reynolds sayısı ve Prandtl sayısı sırasıyla 10000 ve 0.71 olarak alınmıştır. En iyi performans, 0.1 dalga genliğinde sağlanmıştır. Artemov ve arkadaşları [14], dalgalı yüzeyli dairesel bir kanal içerisindeki sıvı-nitrojen akışını deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Sayısal çalışmada düşük Reynolds sayılı türbülans modelleri ($k-\epsilon$ & $k-\omega$) ve cebirsel LVEL modelleri kullanılmıştır. Her iki türbülans modeli de deneysel sonuçlar ile yakın sonuçlar vermiştir. Farklı yüzey konfigürasyonlarına sahip kanallarda taşınım ile ısı geçişinin sayısal çözümü için birçok örnek bulunabilir [15-17]. Yukarıdaki literatür araştırması, sayısal yöntemlerin özellikle başta kompakt ısı değiştiricileri olmak üzere dalgalı yüzeyli kanallarda taşınım ile ısı geçişi çözümlerinde kullanılabilirliğini göstermektedir. Bununla birlikte, yukarıda değinilen çalışmalar, özellikle türbülanslı akış halinde taşınım ile ısı geçişi ve basınç düşüşünün belirlenmesine önem verildiğini göstermektedir. Sunulan çalışma, güç sistemleri, proses endüstrisi ve ısı geri kazanım ünitelerinde önemli rolü bulunan kompakt ısı değiştiricilerin [18] sayısal ısı analiz için katkı sağlayacaktır

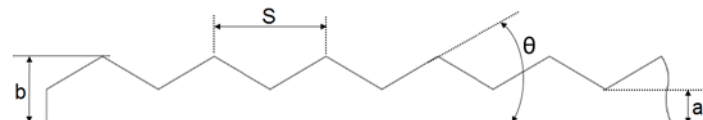
Bu çalışmada, periyodik dalgalı bir kanal içerisinde taşınım ile ısı geçişi ve basınç düşümü, Sonlu Hacimler Yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Ayrıca, sayısal analizde realize edilebilir $k-\epsilon$, $k-\omega$, SST ve geçiş SST olarak adlandırılan, dört farklı Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulations – RANS) tabanlı türbülans modelleri kullanılmıştır. Bu türbülans modelleri ile elde edilen sonuçlar hem birbiriyle ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Sayısal sonuçları doğrulamak için deneysel sonuçlar kullanılmıştır. Deneysel sonuçlar önceki çalışmadan alınmıştır [Aslan arkadaşları, 2016]. Aynı dalga eğim açısında kanal tipinin ve kanal genişliğinin ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkileri üzerine çalışılmıştır. Dalgalı kanallardaki akış ve ısı transferi karakterizasyonunun en iyi performansını belirlemek için farklı geometrik ölçüler kullanılmıştır.

2. PROBLEMİN TANIMLANMASI

Deneysel çalışmalarla, akış doğrultusunda periyodik kesit alanına sahip olan kanallarda, akışın düz kanallara göre daha kısa ve çabuk geliştiği anlaşılmıştır. Üç ile beş hatveden sonra akışın tam geliştiği kabul edilmektedir. Akış tam geliştikten sonra, hız ve sıcaklık alanları periyodik olarak aynı değerleri alarak tekrarlamaktadır. Sayısal çözüm yöntemlerinde bu esas dikkate alınarak problemin çözümünde kanalın tamamı değil sadece iki adet dalgalı geometri ele alınmaktadır. Tam gelişmiş akış halinde ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşünü sayısal olarak incelemek amacıyla ele alınan dalgalı geometriler Şekil 1’de gösterilmektedir. Çalışmada kullanılan levhaların karakteristik boyutları Tablo 1’de verilmektedir. Sayısal çalışmada Prandtl sayısı (Pr) 0.70 olarak alınırken, Reynolds sayısı (Re) 2000 ile 11000 arasında değiştirilmiştir. Önceki çalışmadan [19] alınan deneysel sonuçlar sayısal sonuçların doğrulanması için kullanılmıştır.



(a) Dalga ucu yuvarlatılmış kanal



(b) Dalga ucu sivri kanal

Şekil 1. Dalgalı yüzeyli kanalı tanımlayan parametreler.

Tablo 1. Dalgalı yüzeyli kanalları tanımlayan boyutlar (mm)

Kanal no	$\theta(^{\circ})$	S	a	b	$H_{\min} = (b-a) \times 2$	r
1	30	17.32	3.91	6.41	5	7
2	30	17.32	5	7.5	5	-
3	30	17.32	5	10	10	-

3. MODELLEME

3.1. Türbülans Modelleri

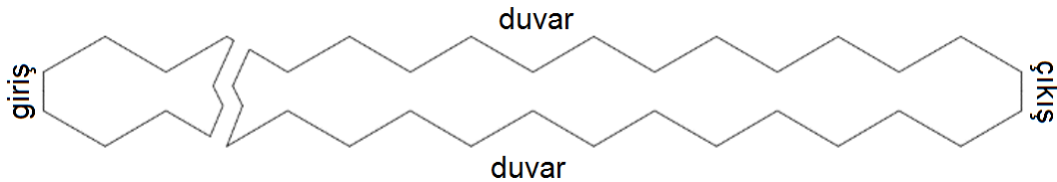
Hesaplamalar, sonlu hacimler yöntemi ile çözüm yapan, ANSYS-Fluent [20] Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD veya CFD) yazılımı ile yapılmıştır. Türbülans modelinde RANS yaklaşımı tercih edilmiştir. Realize edilebilir $k-\varepsilon$, $k-\omega$, SST ve geçiş SST olmak üzere dört farklı türbülans modeli kullanılmıştır. $k-\varepsilon$ ve $k-\omega$ modellerinde, sırasıyla k , ε ve ω , türbülans kinetik enerjisini, K nın yayılma oranı ve spesifik yayılma oranını göstermektedir [20].

Realize edilebilir $k-\varepsilon$ modeli, Shih ve arkadaşları [21] tarafından, Launder ve Spalding tarafından [22] tarafından önerilen standard $k-\varepsilon$ modelinin bazı eksiklerini gidermek için önermiştir. Realize edilebilir $k-\varepsilon$ modeli, güçlü akım çizgili akışlarda bazı avantajları vardır. $k-\omega$ modeli [23] düşük Reynolds sayılı etkileri, sıkıştırılabilir akış ve akış ayrılması için değişiklikler içerir. Wilcox'un önerdiği $k-\omega$ modelinin zayıf noktalarından biri, türbülans kinetik enerji ve sınır tabakası dışındaki spesifik yayılma oranına karşı çok hassas olmasıdır [20]. Bu soruna çözüm için, Menter [24] tarafından SST türbülans modeli geliştirilmiştir. SST türbülans modelinde, duvara yakın bölgelerde $k-\omega$ modelinin denklemleri ile duvardan uzak bölgelerde $k-\varepsilon$ modelinin güçlü yanlarını etkin bir şekilde harmanlayarak hassas denklemler üretmiştir [20]. Geçiş SST modeli, SST yöneten denklemlere ilaveten iki yönetici denklemin çözümüne dayanır. Ayrıntılı bilgi [25,26] kaynaklarında verilmektedir.

Duvara yakın bölgelerdeki türbülans modellemesi, türbülans etkilerinin sönümlenmesinden dolayı her zaman sorun olmuştur. İyileştirilmiş duvar davranışı (enhancement wall treatment) [21] sadece realize edilebilir $k-\varepsilon$ modelinde uygulanmıştır. Aynı zamanda, boyutsuz duvar mesafesi y^+ değeri her zaman 1' in altında kalacak şekilde ağ yapısı oluşturuldu.

3.2. Çözüm Bölgesi ve Sınır Şartları

Sayısal çalışmada, taşınım ile ısı geçişi iki boyutlu, sürekli rejimde ve hava özellikleri sabit kabul edilmiştir. Şekil 2' de çözüm bölgesi ve sınır şartları gösterilmektedir. Momentum denklemi için, girişte sabit bir hız profili, çıkışta ise sıfır basınç gradyanını sağlayan sınır şartı uygulanmıştır. Duvarlarda, kaymama sınır koşulu uygulanmıştır. Enerji denklemi için, giriş koşulu olarak sabit bir sıcaklık (300K) tanımlanmış, kanal duvarlarında sabit ısı akısı ($616\text{W/m}^2\text{K}$) uygulanmıştır. Çıkışta ise sıfır sıcaklık gradyanı uygulanmıştır.

**Şekil 2.** Çözüm bölgesi ve sınır şartları

3.3. Model Yaklaşımı ve Kabuller

Mevcut çalışmada, Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, Colburn faktörü ve ısı geçişi iyileştirme faktörü üzerinde durulmuştur. Sayısal çalışmada, tam gelişmiş rejim için hatve ortalamalı Nusselt sayısı

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (1)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Burada D_h hidrolik çap, h hatve ortalamalı ısı taşınım katsayısı ve k ise ısı iletim katsayısıdır.

Hidrolik çap aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır [2].

$$D_h = (H_{\min} + H_{\max}) \quad (\text{mm}) \quad (2)$$

DeneySEL çalışmalarda, son hatveden önceki üç hatvede düzenli aralıklarla sıcaklık ölçümleri yapılmıştır [19]. Duvar ve akışkan sıcaklıkları da deneySEL çalışmalarda ölçülmüştür. Sayısal çalışmada, ilk olarak, son hatveden önceki üç hatvede yerel ısı taşınım katsayıları (h_x), duvar ve akışkan sıcaklıkları kullanılarak hesaplanmıştır. Daha sonra ise hatvelerin ortalama ısı taşınım katsayıları (h) bu yerel ısı taşınım katsayıları kullanılarak elde edilmiştir

Hatve ortalamalı ısı taşınım katsayısı aşağıdaki eşitlikte verilmektedir.

$$h = \frac{1}{3S} \int_0^S h_x dx \quad (W/m^2 \cdot K) \quad (3)$$

DeneySEL çalışmalarda, son hatveden önceki üç hatve için basınç düşümü değeri ölçülmüştür [19]. Sayısal çalışmada, son hatveden önceki üç hatvenin başında ve sonunda iki akış kesiti belirlenmiştir ve kesit ortalamalı basınç değeri bu kesitlerden hesaplanmıştır. Basınç gradyenini (dP/dX) hesaplamak için, kesitlerdeki bu basınç değerleri kullanılmıştır.

Sürtünme faktörünün tahmini için son hatveden önceki üç hatve kullanılmıştır. Sürtünme faktörü aşağıdaki formülle hesaplanmıştır.

$$f = \frac{-\frac{dP}{dX} D_h}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (4)$$

Burada ρ yoğunluğu ve V hızı belirtmektedir.

Colburn faktörü Kuppın [2] tarafından aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

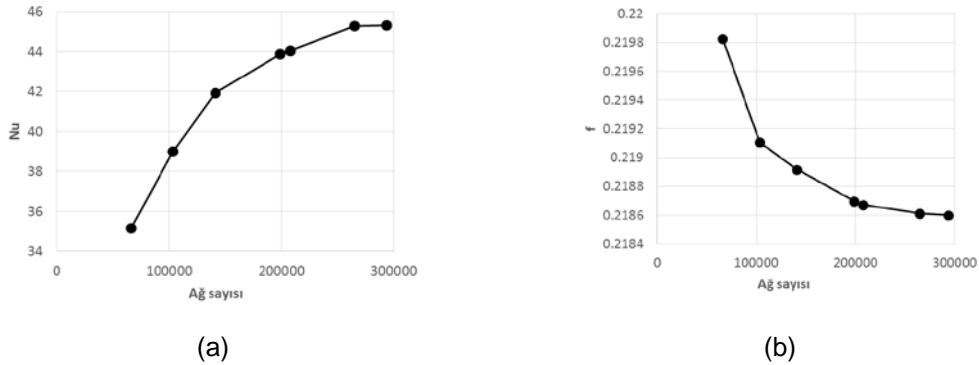
$$j = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} \quad (5)$$

Burada Re , Reynolds sayısını ve Pr ise Prandtl sayısını göstermektedir. Reynolds sayısı giriş hızı ve hidrolik çapa bağlıdır.

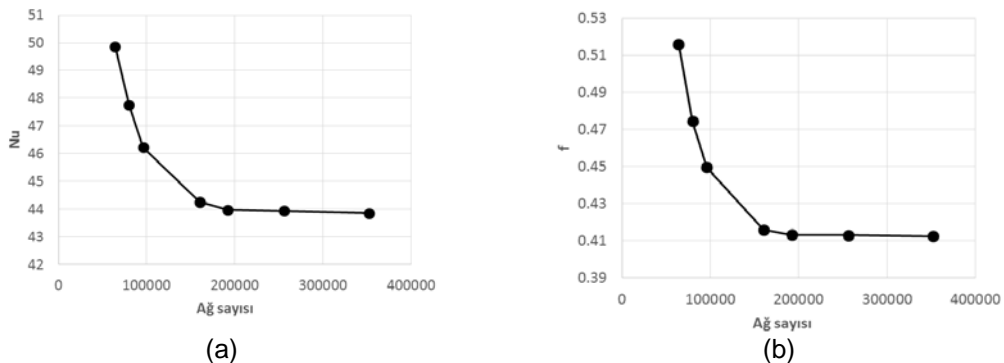
Ayrıca ısı geçişi iyileştirme faktörü Colburn faktörü j 'nin sürtünme faktörü f 'ye oranıdır.

Sürekli rejimde sıkıştırılmaz Navier-Stokes eşitlikleri, enerji denklemi ve türbülans modeli Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği tabanlı Ansys-Fluent yazılımı ile çözülmüştür. İkinci dereceden akıma karşı (Second order upwind) yöntemi taşınım terimlerinin ayrıklaştırmasında kullanılmıştır [20].

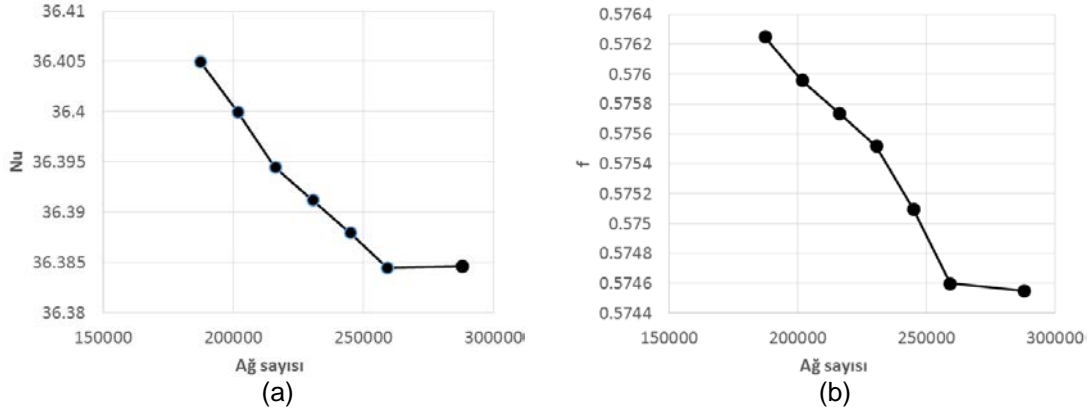
Buna ek olarak, birleşik basınç ve hız çözümü için yarı-kapalı yöntem olan SIMPLE (Semi Implicit Method for pressure-linked equations) kullanılmıştır. Akışkanın termofiziksel özellikleri önceki deneysel çalışmadan alınmıştır [19]. Varsayılan yakınsattırma (under-relaxation) faktörleri (basınç 0.3, momentum 0.7, türbülans özellikleri 0.8 ve enerji 1.0) kullanılmıştır. Enerji eşitliği dışındaki bütün eşitlikler için yakınsama kriteri (convergence criteria) 10^{-6} , enerji eşitliği için ise 10^{-8} değeri alınmıştır. Sayısal hesaplama için dört köşeli yapısal ağ kullanılmıştır. Ağdan bağımsızlık çalışması için Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü birlikte hesaba katılmıştır. Ağ sayısına bağlı olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü hemen hemen sabit kaldığı zaman, sonuçların ağdan bağımsız olduğu kabul edilmiştir. Ağdan bağımsızlık çalışması tüm kanal tipleri ve türbülans modelleri için sadece yüksek Reynolds sayılarında yapılmıştır. Dalga eğim açısı 30° ve minimum kanal yüksekliği 5 mm olan dalga ucu yuvarlatılmış kanal-1' de, Şekil 3' te gösterildiği gibi ağ sayıları, 66240, 103500, 140940, 198720, 207540, 264960 ve 293760 olan 7 ağ yoğunluğu SST türbülans modeli için kullanılmıştır. Kanal-1 için bulunan ağdan bağımsızlık sayısı 264960' dır. Bu ağ sayısı değeri, düşük Reynolds sayıları için de kullanılmıştır. Kanal-2 ve kanal-3 için de ağdan bağımsızlık sayıları sırasıyla Şekil 4 ve Şekil 5' de gösterilmektedir. Kanal-2 ve kanal-3 için de 7 ağ yoğunluğu kullanılmıştır. SST türbülans modelinin kanal-2 ve kanal-3 için ağdan bağımsızlık değerleri sırasıyla 192000 ve 259200 ağ sayılarıdır. Tablo 2' de çalışmada kullanılan bütün türbülans modellerinin ağdan bağımsızlık sayıları gösterilmektedir. $k-\omega$, SST ve geçiş SST türbülans modellerinde duvar fonksiyonu kullanılmamıştır ve laminer alt tabakayı ($y^+ < 5$) çözümlmek için duvar kenarlarında daha sık ağ kullanılmıştır. Realize edilebilir $k-\epsilon$ modeli için duvar kenarlarında iyileştirilmiş duvar davranışı olarak bilinen bir duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Realize edilebilir $k-\epsilon$ modeli için iyileştirilmiş duvar davranışı kullanılmasına rağmen, yine de laminer alt tabakayı çözümlmek için duvar kenarlarına daha sık ağ uygulanmıştır. Bu yüzden laminer alt-tabakayı çözümlmek için bütün kanal tiplerinde yüksek Reynolds sayıları ve tüm türbülans modelleri için duvara yakın bölgede $y^+ = 1$ yapan dört köşeli yapısal ağlar kullanılmıştır. Her bir kanal tipi ve bütün türbülans modelleri için aynı ağ yapısı kullanıldığından, düşük Reynolds sayılı çözümlerde $y^+ < 1$ kullanılmıştır.



Şekil 3. Kanal-1 için SST türbülans modelinde (a) Nusselt sayısı, (b) Sürtünme faktörü' nün ağ sayısına bağlı değişimi



Şekil 4. Kanal-2 için SST türbülans modelinde (a) Nusselt sayısı, (b) Sürtünme faktörü' nün ağ sayısına bağlı değişimi



Şekil 5. Kanal-3 için SST türbülans modelinde (a) Nusselt sayısı, (b) Sürtünme faktörü' nün ağ sayısına bağlı değişimi

Table 2. Sayısal çözümün değişmediği ağ sayıları

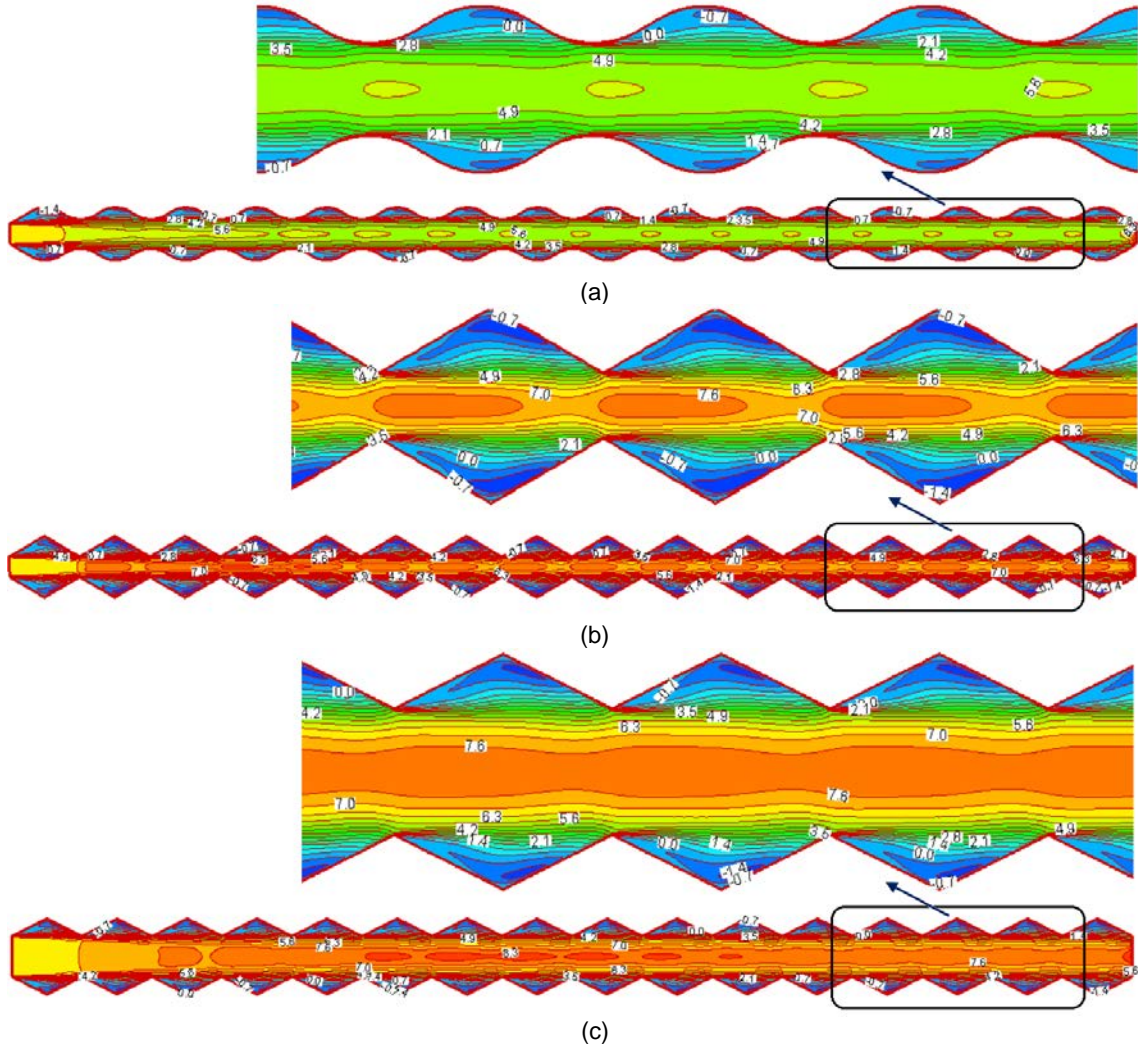
kanal no	Realize edilebilir $k-\epsilon$	$k-\omega$	SST	geçiş SST
1	317952	471040	264960	317952
2	230400	256000	192000	172800
3	172800	268800	259200	264000

4. Sonuçlar ve Tartışma

RANS tabanlı türbülans modellerinin güvenilir sonuç verebilmesi için, türbülans viskozite oranının tersinin 1' den çok küçük olmalıdır. Üç kanal tipi ve dört türbülans modeli için maksimum türbülans viskozite oranının tersinin değerleri Tablo 3' te gösterilmektedir. Tablo 3' e göre, minimum Reynolds sayısı ($Re = 1983$) kanal-1' de görülmektedir. Bu Reynolds sayısı için SST ve geçiş SST türbülans modellerinde maksimum viskozite oranının tersi 0.0563' tür. Reynolds sayısı düşük olmasına karşın, gerekli türbülans akışını sağlamak için maksimum türbülans viskozite oranı tersi mevcuttur. Bu yüzden realize edilebilir $k-\epsilon$, $k-\omega$, SST ve geçiş SST olarak adlandırılan RANS tabanlı türbülans modelleri bu kanallar için kullanılabilir.

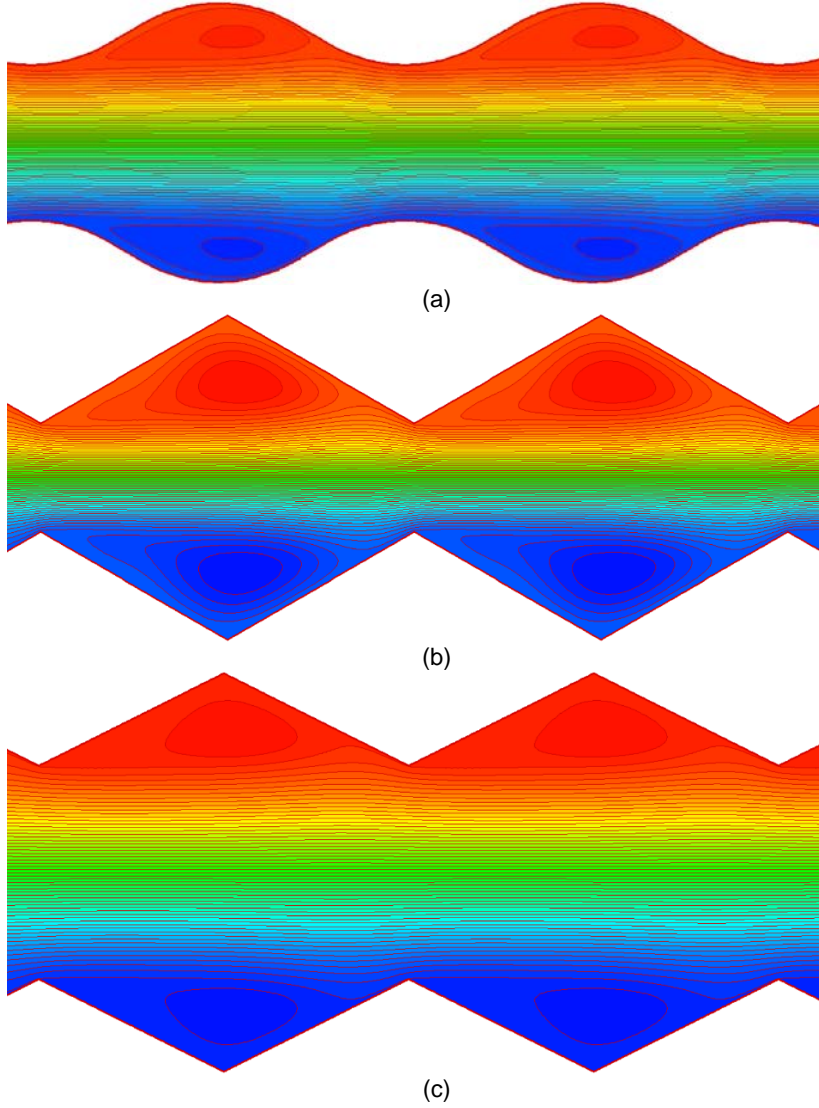
Table 3. Üç kanal tipi ve dört türbülans tipi için minimum ve maksimum Reynolds sayılarında maksimum türbülans viskozite oranının tersi

kanal no	min & maks Re	Realize edilebilir $k-\epsilon$	$k-\omega$	SST	geçiş SST
1	1983	0.0520	0.0544	0.0563	0.0563
	6576	0.0069	0.0169	0.0169	0.0170
2	2225	0.0165	0.0493	0.0536	0.0554
	7380	0.0067	0.0151	0.0153	0.0180
3	3338	0.0101	0.0324	0.0334	0.0335
	11071	0.0077	0.0098	0.0100	0.0101



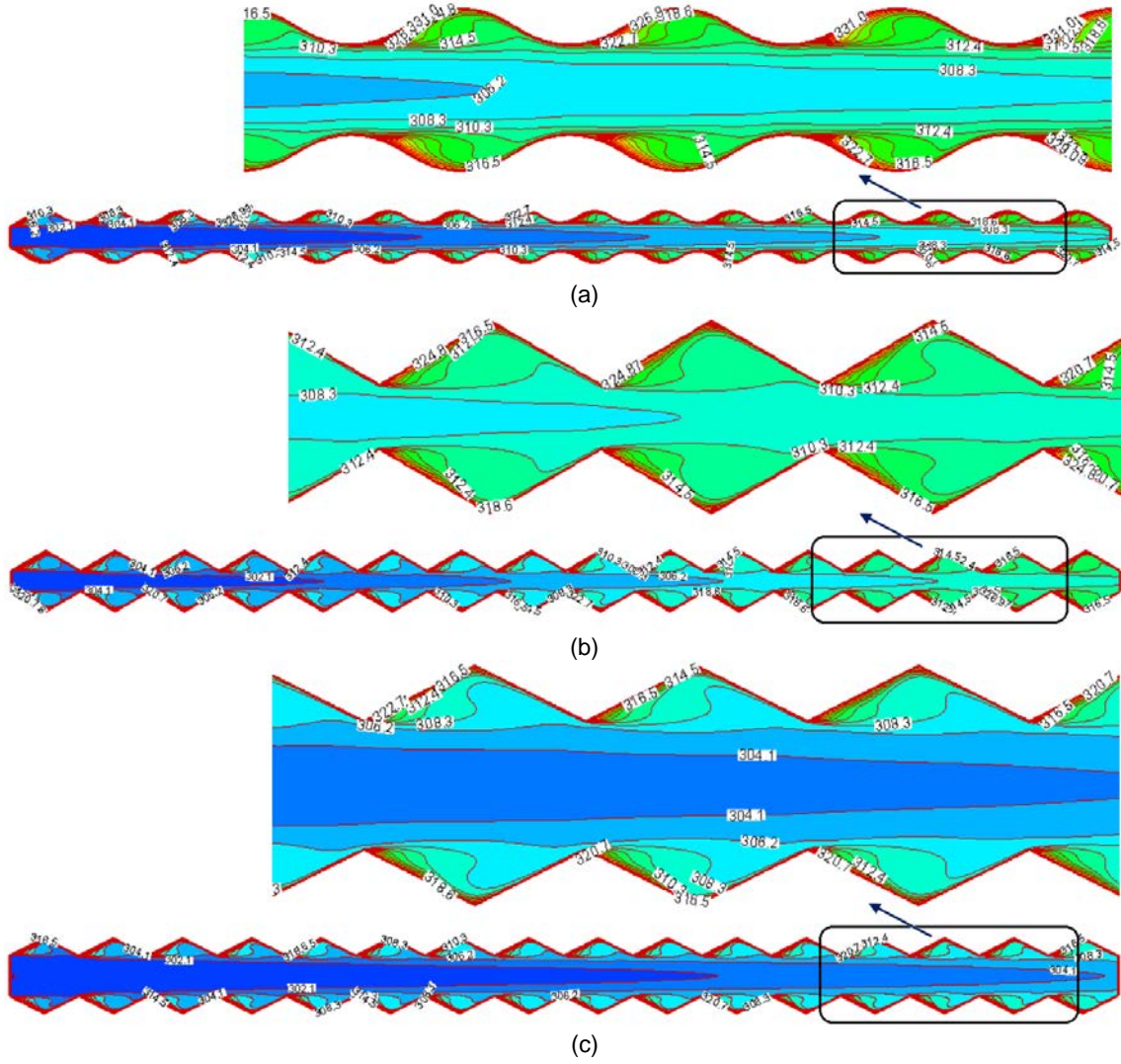
Şekil 6. SST türbülans model için aksenal hız dağılımları
(a) kanal-1 için, (b) kanal-2 için ve (c) kanal-3 için

Şekil 6, aynı giriş hızı (6.79212 m/s) ve maksimum Reynolds sayıları için üç kanaldaki aksenal hız dağılımını göstermektedir. Şekil 6' daki aksenal hız dağılımları SST türbülans modeli çözümlerinden elde edilmiştir. Hidrolik çapların farklı olmasından dolayı aynı giriş hızları kullanılmasına rağmen farklı maksimum Reynolds sayıları elde edilmiştir. Kanal-1, kanal-2 ve kanal-3 için maksimum Reynolds sayıları sırasıyla $Re = 6576$, $Re = 7380$ ve $Re = 11071$ alınmıştır. Kanal boyunca akışın geliştiği ve tüm kanal tipleri için son hatvelerde akış karakteristikleri aynı olduğu için son hatvelerde akışın geliştiği kabul edilmiştir. Bu çalışmada SST türbülans modeli için elde sonuçlar sunulmuştur. Diğer türbülans modelleri (realize edilebilir $k-\epsilon$, $k-\omega$ ve geçiş SST) için sunulmamış ancak tüm türbülans modelleri için aynı akış karakteristikleri gözlemlenmiştir. Yine burada gösterilmeyen düşük Reynolds sayılarında aksenal hız dağılımlarına bakarak, akışın yüksek Reynolds sayılarına göre daha çabuk geliştiği gözlemlenmiştir. Dalga ucu yuvarlatılmış kanal-1 için aksenal hız değeri dalga ucu keskin kanallardan (kanal-2 ve kanal-3) daha düşük çıkmıştır. Dalgalı kanalın üst ve alt duvarlarına yakın bölgelerde ters akış meydana gelmektedir. Artan Reynolds sayısı ile duvarlara yakın bölgelerdeki ters akış hızları da artmaktadır. Ana akıştaki ikincil akışın yoğunluğu artması ile ters akış bölgesinin büyüklüğü artmaktadır.



Şekil 7. SST türbülans modeli için akım çizgileri
(a) kanal-1 için, (b) kanal-2 için ve (c) kanal-3 için

Şekil 7' de SST türbülans modeli için üç adet dalgalı kanaldaki akım çizgilerinin maksimum Reynolds sayısına göre değişimi gösterilmektedir. Son hatveden önceki iki hatvedeki akım çizgileri aynı şekil üzerinde gösterilmektedir. Boyutsuz akım fonksiyonu değerleri, alt duvarda bölgesinde "0", üst duvarda bölgesinde "1" için akım çizgilerinin aralığı 0.0164 olmaktadır. Son hatveden önceki iki hatvede akış karakteristiği değişmediğinden akışın tam geliştiği kabul edilir (Şekil 6). Akış karakteristikleri taşınım ile ısı geçişini etkilediğinden, kanal geometrisi tasarlanırken, taşınım ile ısı geçişini gözönünde bulundurulmalıdır. Akış özelliklerinden birisi ters akış bölgesinin varlığıdır ve bu bölge duvarda kaymama sınır koşulundan kaynaklanmaktadır. Kanal-2'deki ters akış bölgesi akışta daha fazla karışım sağladığından, kanal-1 ve kanal-3' e göre taşınım ile ısı geçişini daha çok iyileştirmektedir.

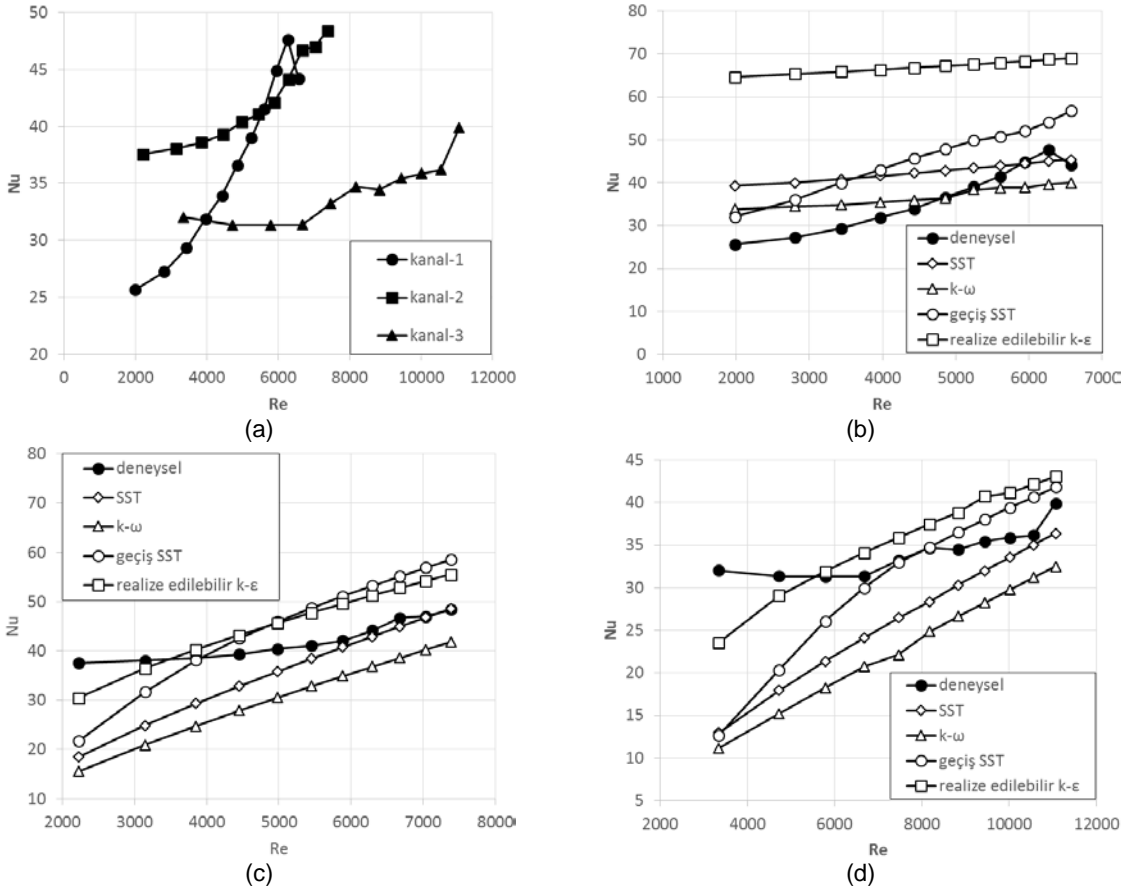


Şekil 8. SST türbülans modeli için sıcaklık dağılımları
(a) kanal-1 için, (b) kanal-2 için ve (c) kanal-3 için

Üç farklı kanal için maksimum Reynolds sayısında SST türbülans modelinde hesaplanan sıcaklık dağılımı Şekil 8a-c'de gösterilmektedir. Duvarlardaki ısı akışı sebebiyle akış kanal içerisinde ilerledikçe sıcaklığı yavaş yavaş artmaktadır. Duvar yakınındaki ters akıştan dolayı duvardaki sıcak akışkan ile kanal merkezindeki soğuk akışkan karışmaktadır. Bu da duvar yakınında yüksek sıcaklık gradyeni oluşmasına sebep olmaktadır. Bundan dolayı duvarlardan akışkana doğru olan taşınım ile ısı geçişi artmaktadır. Dalgalı yüzey boyunca ters akış bölgesinde oluşan akış karışımı Reynolds sayısı ile arttığından, taşınım ile ısı geçişi artmaktadır.

Üç kanal geometrisi için tam gelişmiş akış halinde deneysel Nusselt sayılarının Reynolds sayılarına göre değişimi Şekil 9a' da verilmektedir. Deneysel ve sayısal Nusselt sayılarının değişimi kanal-1 için Şekil 9b' de, kanal-2 için Şekil 9c' de ve kanal-3 için Şekil 9d' de gösterilmektedir. Nusselt sayısı, Reynolds sayısı ve kanalın geometrik özelliklerinin bir fonksiyonudur. Artan Reynolds sayıları ile akıştaki düzensizlikler artar ve akış daha da türbülanslı hale gelir. Bu nedenle her üç kanal için Reynolds sayısı Nusselt sayısı ile artmaktadır. Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısındaki en büyük artış dalga ucu yuvarlatılmış kanal-1 için belirlenmiştir. Maksimum Nusselt sayısına 6270 Reynolds sayısında erişilmiştir. Azalan minimum kanal yüksekliği ile taşınım ile ısı geçişi artmaktadır. Kanal-3' ten elde edilen Nusselt sayısı kanal 2' den elde edilen Nusselt sayısından daha düşüktür. Çünkü, minimum kanal yüksekliğinin küçülmesi duvar kenarlarındaki ters akış bölgesini ve akış girdaplarını artırır (Şekil 7b). Dalga ucu yuvarlatılmış kanal, dalga ucu keskin kanala göre daha az akış

girdabı oluşturduğundan dolayı aynı minimum kanal yüksekliği için dalga ucu keskin kanaldaki Nusselt sayısı daha yüksektir. Kanal-1 için, 4434 – 6576 Reynolds sayısı aralığında, SST ve $k-\omega$ türbülans modelleri uygun sonuçlar vermektedir. Düşük Reynolds sayılarında, SST ve $k-\omega$ türbülans modelleri için Nusselt sayıları deneysel sonuçlardan uzaktır. Kanal-1 için geçiş SST türbülans modeli ile hesaplanan Nusselt sayısını deneysel verilerden daha büyük çıkmıştır. Kanal-1 için en çok hata realize edilebilir $k-\varepsilon$ türbülans modelinden alınmıştır. Kanal-2 için en iyi yaklaşık çözüm $Re=5887$ değerinden sonra SST türbülans modelinden alınmıştır. $k-\omega$ türbülans modeli ile yapılan çözümlemede Nusselt sayıları deneysel sonuçlardan daha düşük çıkmaktadır. Kanal-2 için, geçiş SST ve realize edilebilir $k-\varepsilon$ türbülans modelleri aynı sonuçları vermekte ve bu sonuçlar genellikle deneysel sonuçlardan yüksek çıkmaktadır. Kanal 3 için, özellikle yüksek Reynolds sayılarında, SST türbülans model sağlıklı sonuçlar verirken, düşük Reynolds sayılarında ise SST türbülans model sonuçları deneysel sonuçlara çok yaklaşmamaktadır. Kanal-3 için $k-\omega$ türbülans modeli ile elde edilen Nusselt sayıları deneysel sonuçlardan küçük çıkmaktadır. Geçiş SST türbülans modeli ile elde edilen Nusselt sayıları $Re=6676$ değerinden sonra uygun çıkmıştır. Realize edilebilir $k-\varepsilon$ türbülans modeli ile geçiş SST türbülans modelinden elde edilen Nusselt sayısı eğrilerinin eğimi aynıdır, fakat realize edilebilir $k-\varepsilon$ türbülans modeli sonuçları geçiş SST türbülans modeli sonuçlarından daha yüksektir.



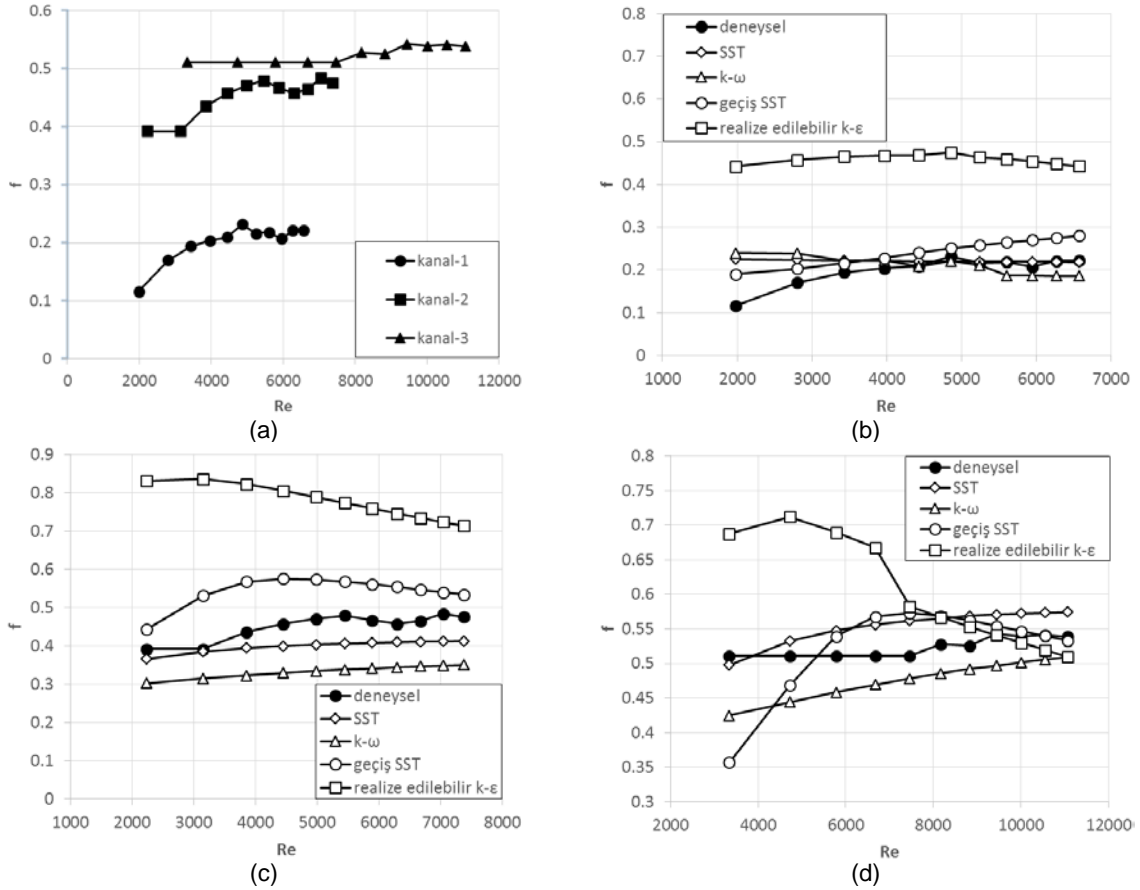
Şekil 9. Nusselt sayılarının Reynolds sayılarına göre değişimi

(a) üç kanal için deneysel çalışma, (b) kanal-1 için sayısal ve deneysel çalışma
(c) kanal-2 için sayısal ve deneysel çalışma, (d) kanal-3 için sayısal ve deneysel çalışma

Üç kanal geometrisi için tam gelişmiş akış halinde deneysel sürtünme faktörlerinin Reynolds sayılarına göre değişimi Şekil 10a' da verilmektedir. Deneysel ve sayısal sürtünme faktörlerinin değişimi kanal-1 için Şekil 10b' de, kanal-2 için Şekil 10c' de ve kanal-3 için Şekil 10d' de gösterilmektedir. Sürtünme faktörü tüm kanallar için Reynolds sayısı ile artmaktadır (Şekil 10a). Sürtünme faktörü artan kanal yüksekliği ile artmaktadır. Kanal-1' de minimum, kanal-3' de maksimum sürtünme faktörleri belirlenmiştir. Aynı minimum kanal yüksekliği için ($H_{\min} = 5\text{mm}$), dalga ucu keskin kanal dalga ucu yuvarlatılmış dalga kanala göre daha yüksek sürtünme faktörüne sahiptir. Kanal-1 için, SST türbülans modeli ile

hesaplanan sürtünme faktörü özellikle $Re=4434$ değerinden sonra deneysel sonuçlara yaklaşmıştır. Yine kanal-1 için, $k-\omega$ ve geçiş SST modelleri kabul edilebilir sonuçlar verirken, realize edilebilir $k-\epsilon$ türbülans modeli ile hesaplanan sürtünme faktörü deneysel sonuçlardan uzaktır. Kanal 2' de, SST ve $k-\omega$ türbülans modelleri deneysel verilerden büyük, SST ve realize edilebilir $k-\epsilon$ türbülans modelleri ise küçük sonuçlar vermiştir. Kanal-3 için, SST ve $k-\omega$ türbülans modelleri kabul edilebilir sonuçlar verirken, SST ve $k-\omega$ türbülans modelleri azda olsa deneysel sonuçlara göre sırası ile hem büyük hem de küçük sonuçlar vermektedir. Yüksek Reynolds sayılarında geçiş SST türbülans modeli sonuçları deneysel verilere çok yakındır, ancak düşük Reynolds sayılarında hata artmaktadır.

Realize edilebilir $k-\epsilon$ türbülans modeli yüksek Reynolds sayılarında uygun sonuçlar verirken, düşük Reynolds sayılarında daha yüksek sonuçlar vermektedir.

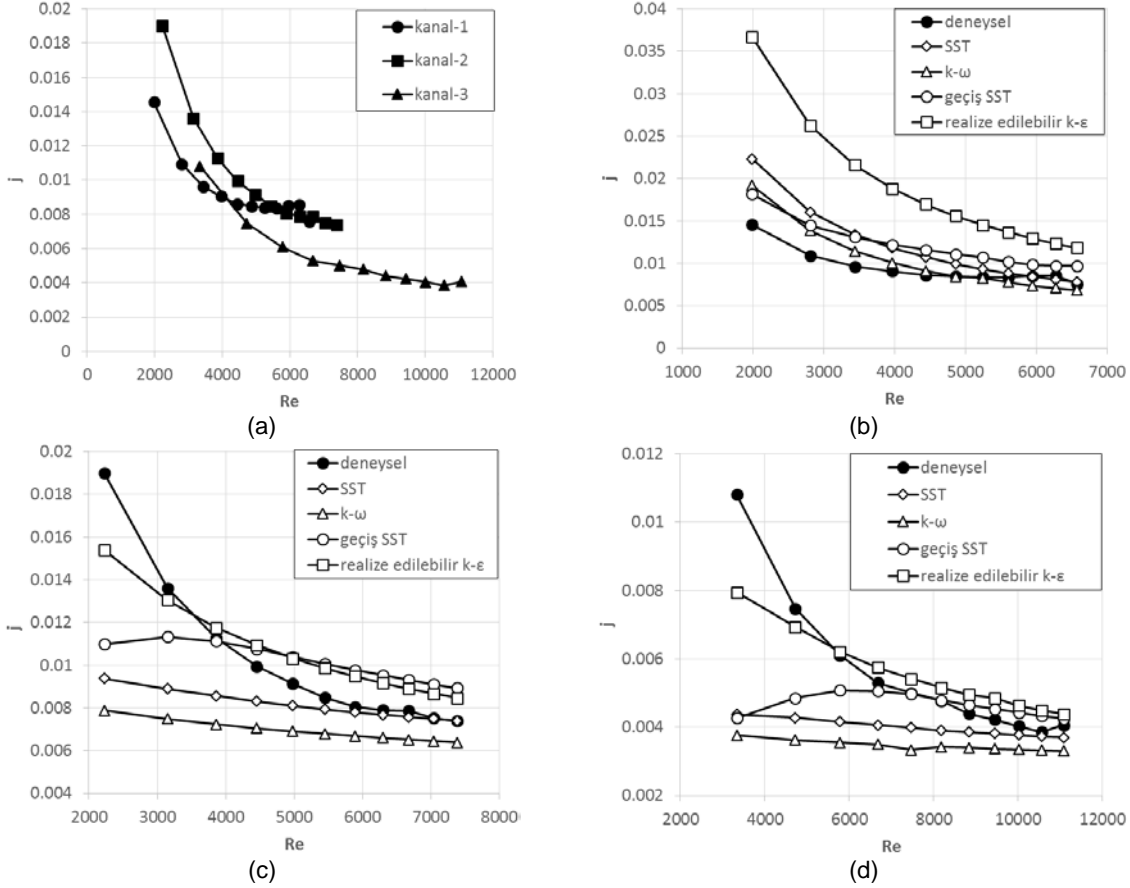


Şekil 10. Sürtünme faktörlerinin Reynolds sayılarına göre değişimi

(a) üç kanal için deneysel çalışma, (b) kanal-1 için sayısal ve deneysel çalışma
(c) kanal-2 için sayısal ve deneysel çalışma, (d) kanal-3 için sayısal ve deneysel çalışma

Colburn faktörü taşınım ile ısı geçişini hesaplamak için kullanılan boyutsuz bir denklemdir. Üç kanal geometrisi için tam gelişmiş akış halinde deneysel Colburn faktörlerinin Reynolds sayılarına göre değişimi Şekil 11a' da verilmektedir. Deneysel ve sayısal Colburn faktörlerinin değişimi kanal-1 için Şekil 11b' de, kanal-2 için Şekil 11c' de ve kanal-3 için Şekil 11d' de gösterilmektedir. Colburn faktörünü Reynolds sayısı ile azalmaktadır (Şekil 11a). Colburn faktörü kanal yüksekliği azalması ile birlikte artmaktadır. Aynı minimum kanal yüksekliği için ($H_{min} = 5mm$) Colburn faktörü, $Re < 5000$ ' de dalga ucu yuvarlatılmış kanalda dalga ucu keskin kanala göre daha küçük çıkmaktadır. Kanal-1 için, SST ve $k-\omega$ türbülans modelleri benzer sonuçlar vermektedir. Bu sonuçlar özellikle yüksek Reynolds sayılarında deneysel sonuçlarla uyumludur. Ayrıca, geçiş SST türbülans modeli sonuçları deneysel sonuçlara yakındır. Kanal-1 için, realize edilebilir $k-\epsilon$ türbülans modeli deneysel sonuçlardan çok sapma göstermiştir. Kanal-2 ve kanal-3 için, SST türbülans modelinin Colburn faktörü sonuçları yüksek Reynolds sayılarında deneysel sonuçlara yakın çıkmıştır. Kanal-1 ve kanal-2 için, $k-\omega$

türbülans modeli, Colburn faktörü deneysel sonuçlara göre daha küçük çıkmaktadır. $4450 \leq Re \leq 7380$ Reynolds sayısı aralığında, kanal-1 için, geçiş SST ve realize edilebilir $k-\epsilon$ türbülans modelleri benzer sonuçlar verirken düşük Reynolds sayılarında geçiş SST türbülans modeli realize edilebilir türbülans modeline göre daha uygun sonuçlar vermektedir. Kanal-3 için, Reynolds sayısı 7646 değerinden sonra geçiş SST ve realize edilebilir türbülans modelleri deneysel sonuçlara yakın sonuçlar vermektedir. Düşük Reynolds sayılarında, kanal-3 için, realize edilebilir $k-\epsilon$ türbülans modeli için Colburn faktörü, geçiş SST türbülans modeline göre daha iyi sonuçlar vermektedir.

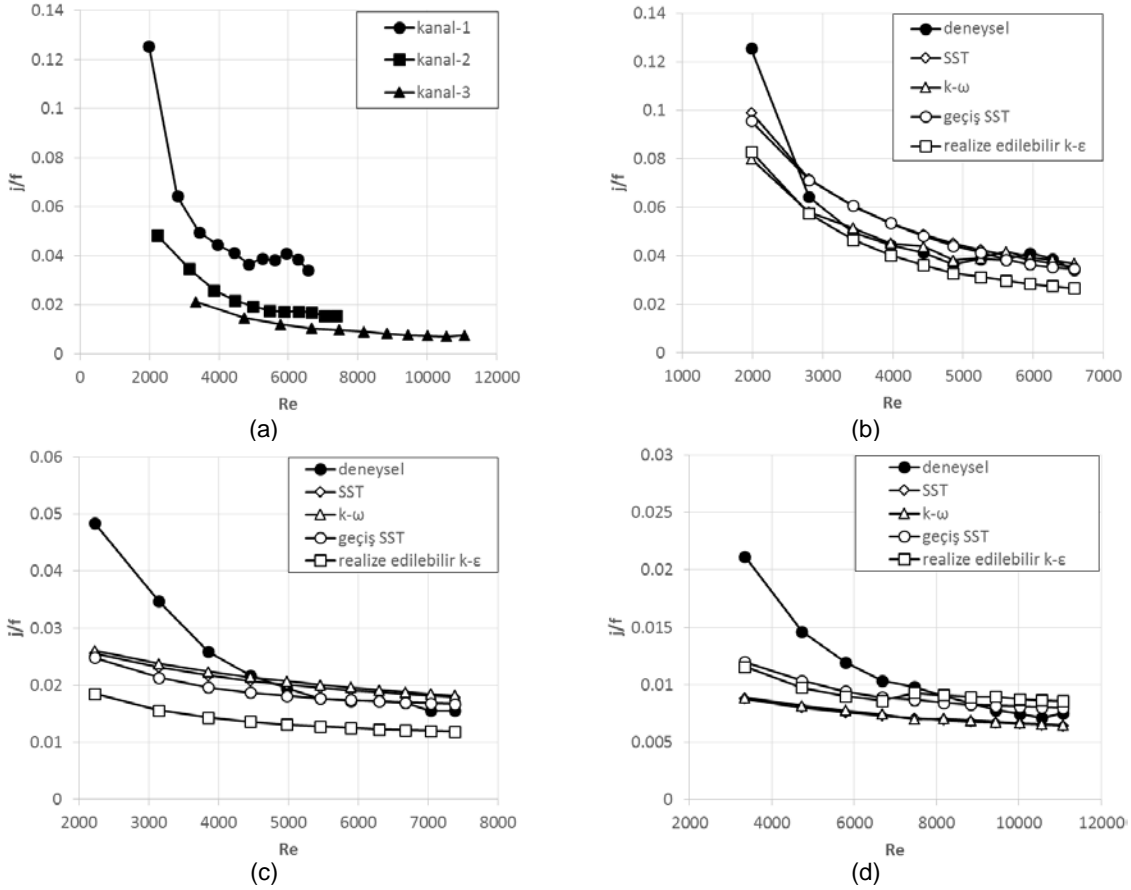


Şekil 11. Colburn faktörlerinin Reynolds sayılarına göre değişimi

(a) üç kanal için deneysel çalışma, (b) kanal-1 için sayısal ve deneysel çalışma
(c) kanal-2 için sayısal ve deneysel çalışma, (d) kanal-3 için sayısal ve deneysel çalışma

Dalgalı yüzeyli kanalların tasarımında, taşınım ile ısı geçişi ve basınç düşümü birlikte değerlendirilmelidir. Bu nedenle Colburn faktörünün (j) sürtünme faktörüne (f) oranı olan ısı geçişi iyileştirme faktörü adıyla yeni bir parametre türetilmiştir. Isı geçişi iyileştirme faktörü yüksek olduğu zaman, taşınım ile olan ısı geçişi yüksek olurken sürtünme faktörü düşük olmaktadır. Bu da yüksek ısı geçişi ve düşük işletme maliyetlerini işaret etmektedir. Üç kanal geometrisi için tam gelişmiş akış halinde deneysel ısı geçişi iyileştirme faktörlerinin Reynolds sayılarına göre değişimi Şekil 12a' da verilmektedir. Deneysel ve sayısal ısı geçişi iyileştirme faktörlerinin değişimi Şekil 11b' de, kanal-2 için Şekil 11c' de ve kanal-3 için Şekil 11d' de gösterilmektedir. Aynı minimum kanal yüksekliği ($H_{\min} = 5\text{mm}$) için, dalga ucu yuvarlatılmış kanalın ısı geçişi iyileştirme faktörü dalga ucu keskin kanaldan yaklaşık olarak % 100 daha fazla çıkmıştır. Dalga ucu yuvarlatılmış kanalda, daha düşük minimum kanal yüksekliği daha yüksek ısı geçişi iyileştirme faktörü vermektedir. Kanal-1 için SST, $k-\omega$ ve geçiş SST türbülans modelleri özellikle yüksek Reynolds sayılarında ($4857 \leq Re \leq 6576$) deneysel sonuçlara yakın sonuçlar vermektedir. Bunlara ilaveten, SST, $k-\omega$ ve geçiş SST türbülans modelleri, düşük Reynolds sayıları için uygun sonuçlar vermektedir. Kanal-1 için, realize edilebilir $k-\epsilon$ türbülans modeli deneysel sonuçlardan daha küçük ısı geçişi iyileştirme faktörü vermektedir. Kanal-1 için (Şekil

12b) yapılan yorumlar kanal-2 (Şekil 12c) için de geçerlidir. Kanal-1 ve kanal-2 için, realize edilebilir $k-\epsilon$ türbülans modelinin sürtünme faktörü sonuçları deneysel sonuçlara göre yüksek çıktığından dolayı (Şekil 10c,d), realize edilebilir $k-\epsilon$ türbülans modelinin ısı geçişi iyileştirme faktörü deneysel sonuçlara göre düşük çıkmaktadır. Kanal-3 için, yüksek Reynolds sayılarında, dört türbülans modeli de uygun vermektedir. Fakat düşük Reynolds sayılarında deneysel sonuçlardan uzaklaşmıştır.



Şekil 12. Isı geçişi iyileştirme faktörlerinin Reynolds sayılarına göre değişimi
(a) üç kanal için deneysel çalışma, (b) kanal-1 için sayısal ve deneysel çalışma
(c) kanal-2 için sayısal ve deneysel çalışma, (d) kanal-3 için sayısal ve deneysel çalışma

5. Sonuçlar

Dalgalı yüzeyli kanallar, gerek ısı geçişi alanını gerekse girdap hareketlerini artırdığı için taşınım ile ısı geçişini iyileştirmektedir. Bundan dolayı az yer işgal eden ısı geçişi sağlayan cihazların tasarımında ve özellikle kompakt ısı değiştiricilerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Sunulan çalışmada, dalgalı yüzeyli kanallarda taşınım ile ısı geçişi ve basınç düşümünü hesaplamaları, yaygın kullanılan sayısal yazılım programıyla yapılmıştır. Sayısal hesaplamalar, sonlu hacimler yöntemi ile çözüm yapan, ANSYS-Fluent [20] Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yazılımı ile yapılmıştır. Türbülans modellemede, RANS tabanlı realize edilebilir $k-\epsilon$, $k-\omega$, SST ve geçiş SST türbülans modelleri kullanılmıştır. Minimum dalga yüksekliğinin ve dalga tiplerinin ısı geçişi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini incelemek için üç kanal kullanılmıştır. Sonuçlar aşağıda verilmektedir;

- Nusselt sayısı, minimum kanal yüksekliğine bağlıdır. Minimum kanal yüksekliğinin artmasıyla Nusselt sayısı azalmaktadır

- Aynı minimum kanal yüksekliğinde, dalga ucu keskin kanalda elde edilen Nusselt sayısı dalga ucu yuvarlatılmış kanaldan elde edilen Nusselt sayısından daha yüksektir.
- Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri artmakta iken Colburn faktörü ve ısı geçişi iyileştirme faktörü azalmaktadır.
- Sürtünme faktörü artan minimum kanal yüksekliği ile azalmaktadır. Minimum sürtünme faktörü dalga ucu yuvarlatılmış kanalda oluşmaktadır.
- Colburn faktörü artan minimum kanal yüksekliği ile azalmaktadır. Dalga ucu keskin kanalda elde edilen Colburn faktörü $Re < 5000$ değeri için dalga ucu yuvarlatılmış kanalda elde edilen Colburn faktöründen büyük çıkmaktadır.
- Minimum kanal yüksekliğinin artmasıyla ısı geçişi iyileştirme faktörü artmaktadır. Dalga ucu yuvarlatılmış kanalın ısı geçişi iyileştirme faktörü dalga ucu keskin kanaldan daha yüksek çıkmaktadır.
- RANS tabanlı türbülans modellerinden (SST, $k-\omega$, geçiş SST, realize edilebilir $k-\epsilon$) elde edilen maksimum türbülans viskozite oranını tersi olan değerleri, 2000-11000 Reynolds sayısı aralığı için dalgalı yüzeyli kanalların doğru şekilde sayısal olarak modellenilebilmek için yeterince küçüktür.
- Deneysel sonuçlar ile en iyi uyum, SST türbülans model ile yapılan çözümlerle elde edilirken, en az uyum ise realize edilebilir $k-\epsilon$ türbülans modelinden elde edilmiştir. $k-\omega$ ve geçiş SST türbülans modellerinin toplam doğrulukları kabul edilebilir düzeydedir.
- Genel olarak türbülans modelleri, yüksek Reynolds sayıları için düşük Reynolds sayılarına göre daha doğru sonuçlar vermektedir.

KAYNAKÇA

- [1] WEBB, R.L., "Principles of enhanced heat transfer", Wiley, New York, 1994.
- [2] KUPPAN, T., "Heat exchanger design handbook", Marcel Dekker Inc., New York, 2000
- [3] ELSHAFEI, E.A.M, AWAD, E., EL-NEGIRY, E., ALI, A.G., "Heat transfer and pressure drop in corrugated channels" Energy, Cilt.35, sayfa.101-110, 2010
- [4] SPARROW, E.M., HOSSFELD, L.M., "Effect of rounding of protruding edges on heat transfer and pressure drop in a duct", International Journal of Heat and Mass Transfer, Cilt.27, sayfa.1715-1723, 1984.
- [5] SYNDER, B., LI, K.T., WIRTZ, R.A., "Heat transfer enhancement in a serpentine channel", International Journal of Heat and Mass Transfer, Cilt.36, sayfa.1965-2976, 1983.
- [6] BİLEN, K., ÇETİN, M., GÜL, H., BALTA, T., "The investigation of groove geometry effect on heat transfer for internally grooved tubes", Applied Thermal Engineering, Cilt.29, sayfa.753-761, 2009
- [7] NILPUENG, K., WONGWISES, S., "Flow pattern and pressure drop of vertical upward gas liquid flow in sinusoidal wavy channels", Experimental Thermal and Fluid Science, Cilt.30, sayfa.523-534, 2006
- [8] CIOFALO, M., STASIEK, J., COLLINS, M.W., "Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages: Direct and Large Eddy Simulation and Comparison with Experimental Results", Proc of 2nd International Symposiums on Engineering Turbulence Modelling and Measurements, Floransa, İtalya, sayfa.283-292, 1993
- [9] ZHANG, G., TIAN, M., "Simulation and analysis of flow pattern in cross-corrugated plate heat exchangers", Journal of Hydrodynamics, Ser. B., Cilt.18, Sayı.5, sayfa.547-551, 2006.
- [10] EIMSA-ARD, S., PROMVONGE, P., "Numerical study on heat transfer of turbulent channel flow over periodic grooves", International Communications in Heat and Mass Transfer, Cilt.35, sayfa.844-852, 2008.
- [11] ZHANG, L., CHEN, Z., "Convective heat transfer in cross-corrugated triangular ducts under uniform heat flux boundary conditions", International Journal of Heat and Mass Transfer, Cilt.54, sayı.597-605, 2011.
- [12] LIU, X.P., NIU, J.L., "Effects of geometrical parameters on the thermohydraulic characteristics of periodic cross-corrugated channels", International Journal of Heat and Mass Transfer, Cilt.84, sayı.542-549, 2015.



- [13] MIRZAEI, M., SOHANKAR, A., DAVIDSON, L., INNINGS, F., “Large Eddy Simulation of the flow and heat transfer in a half-corrugated channel with various wave amplitudes”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Cilt.76, sayfa.432-446, 2014.
- [14] ARTEMOV, V.I., MINKO, K.B., YAN'KOV, G.G., “Numerical simulation of fluid flow in an annular channel with outer transversally corrugated wall”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Cilt.90, sayfa.743-751, 2015.
- [15] BENİM, A.C., ÇAĞAN, M., GUNES, D., “Computational analysis of transient heat transfer in turbulent pipe flow”, International Journal of Thermal Sciences, Cilt. 43, sayfa.725-732, 2004.
- [16] BENİM, A.C., ÖZKAN, K., ÇAĞAN, M., “Computational investigation of turbulent jet impinging onto rotating disk”, International Journal of Numerical Methods for Heat&Fluid Flow, Cilt.17, Sayı.3, sayfa.284-301, 2007.
- [17] BENİM, A.C., CHATTOPADHYAY, H., NAHAVANDI, A, “Computational analysis of turbulent forced convection in a channel with a triangular prism”, International Journal of Thermal Sciences, Cilt. 50, sayı.1973-1983, 2011.
- [18] BHUTTA, M.M.A., HAYAT, N, BASHIR, M.H., KHAN, A.R., AHMAD, K.N., KHAN, S., “CFD applications in various heat exchangers design: A review”, Applied Thermal Engineering, Cilt.32, sayfa.1-12, 2012.
- [19] ASLAN, E., TAYMAZ, İ., İSLAMOĞLU, Y., “Finite volume simulation for convective heat transfer in wavy channels”, Heat Mass Transfer, Cilt.52, Sayı.3, sayfa.483-497, 2016.
- [20] Ansys-Fluent, Ansys- Fluent 14.5 User's Guide, Ansys Inc., Canonsburg, PA, 2012.
- [21] SHIH, T.H., LIOU, W.W., SHABBIR, A., YANG, Z., ZHU, J., “A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high Reynolds number turbulence flow-model development and validation”, Computers&Fluids, Cilt.24, Sayı.3, sayfa.227-239, 1995.
- [22] LAUNDER, B.E., SPALDING, D.B., “The numerical computation of turbulence flows”, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Cilt. 3, Sayı. 2, sayfa.269-289, 1974.
- [23] WILCOX, D.C., “Turbulence Modelling fir CFD”, DCW Industries Inc., California, 1998.
- [24] MENTER, F.R., “Two equation eddy viscosity turbulence models for engineering”, AIAA Journal, Cilt.32, Sayı.8, sayfa.1598-1695, 1994.
- [25] MENTER, F.R., KUNTZ, M., LANGTRY, R., “Ten years of experience with the SST turbulence model”, Turbulence Heat and Mass Transfer, Cilt.4, sayfa.625-632, 2003.
- [26] MENTER, F.R., LANGTRY, R.B., LIKKI, S.R., SUZEN, Y.B., HUANG, P.G., VOLKER, S.A. “Correlation based Transition Model using Local Variables Part 1-Model Formulation”, Journal of Turbomachinery, Cilt.128, Sayı. 3, sayfa.413-422, 2006.

DİZİN (TERMİNOLOJİ)

D_h	hidrolik çap, m
f	sürtünme faktörü
H	kanal yüksekliği, m
h	hatve ortalama ısı transfer katsayısı, $W/m^2 \cdot K$
h_x	eksenel yerel ısı transfer katsayısı, $W/m^2 \cdot K$
j	Colburn fakörü
k	Isıl iletkenlik, $W/m \cdot K$; türbülans kinetik enerjisi, m^2/s^2
L	uzunluk, m
Nu	Nusselt sayısı
P	basınç, Pa
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
S	hatvenin aksenal uzunluğu, m
T	sıcaklık, K
V	ortalama hız, m/s
X	eksenel koordinat, m



x global koordinat
 y^+ boyutsuz duvar uzunluğu

Yunanca simgeler

ε k' nin Yayılma oranı , m^2/s^3
 θ Dakga eğim açısı °
 ρ yoğunluk, kg/m^3
 ω Spesifik yayılma oranı, m^2/s^3

İndis

maks maksimum
min minimum
w duvar

ÖZGEÇMİŞ

Erman ASLAN

Erman ASLAN Sakarya Üniversitesinden lisans, yüksek lisans ve doktora eğitimini almıştır. Düsşeldorf Uygulamalı Bilimler Üniversitesinde 3 yılığına misafir araştırmacı olarak bulunmuştur. řu anda İstanbul Üniversitesi Makine Mühendisliğı Bölümünde Yardımcı Doçent Doktor' dur.

İmdat TAYMAZ

İmdat TAYMAZ lisans ve yüksek lisans eğitimlerini İstanbul Teknik Üniversitesinden almıştır. Doktora eğitimini ise Sakarya Üniversitesinden almıştır. řu anda Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliğı bölümünde Profesör Doktor' dur. Otomotiv ABD' da yisans ve yüksek lisans seviyeside dersler vermektedir. Otomotiv endüstrisi için gelişmiş teknolojiler çalışma alanlarının arasındadır.

Yaşar İSLAMOĞLU

1971 Ardeşen-Rize doğumludur. 1994 yılında İTÜ Sakarya Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. 1997 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nde Yüksek Mühendis, 2002 yılında Sakarya Üniversitesi'nde Doktor ünvanını almıştır. Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliğı Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniğı Anabilim Dalında, 1995-2002 yılları arasında Araştırma Görevlisi, 2002-2006 yılları arasında Yardımcı Doçent Doktor, 2006-2011 yılları arasında Doçent Doktor ve 2011 yılından beri de Profesör Doktor olarak görev yapmaktadır. Isı geçişi, taşınım ile ısı geçişinin iyileştirilmesi, ısı geçişinde deneysel-sayısal yöntemler ve termoelektrik enerji sistemlerinde ısı geçişi konularında çalışmaktadır.

İ. Cem PARMAKSIZOĞLU

1975 İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Kuvvet-Isı Kolunu, 1977 İTÜ Makina Fakültesi, Enerji kolunu bitirmiştir. 1985 yılında İTÜ Makina Fakültesinden Doktor ünvanı almış, 1989 yılında Doçent ve 2005 yılında Profesör olmuştur. Kısa ve uzun süreli olarak Sulzer (A.G.) İsviçre ve U.C. Lawrence Berkeley Laboratory'de çalışmıştır. İTÜ Makina Fakültesinde CAD-CAM Merkezi Müdürlüğü görevinde bulunmuştur. Halen İTÜ Makina Fakültesi Makina Mühendisliğı Bölümü, Termodinamik ve Isı Tekniğı Alanında Profesör olarak çalışmaktadır. MMO/352/8 nolu Kalorifer Tesisatı kitabının yazarlarından biridir.

**Mardiros Engin**

1990 yılı İstanbul doğumludur. 2015 yılında İÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversitede 2015 yılında Yüksek Lisansa başlamıştır. Akışkanlar Mekaniği ve Isı Transferi konularında çalışmaktadır.

İlkay ÇOLPAN

1992 yılı İstanbul doğumludur. 2014 yılında İÜ. Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversitede 2014 yılında Yüksek Lisansa başlamıştır. Akışkanlar Mekaniği, Isı Transferi, Lattice Boltzmann Metodu konularında çalışmaktadır.

Gökhan KARABAŞ

1991 yılı Balıkesir doğumludur. 2015 yılında İÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversitede 2015 yılında Yüksek Lisansa başlamıştır. Akışkanlar Mekaniği ve Isı Transferi konularında çalışmaktadır

Güven ÖZÇELİK

1991 yılı Ardahan doğumludur. 2015 yılında İÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı sene YTÜ Makine Mühendisliği Isı Proses alanında Yüksek Lisansa başlamıştır. 2015 yılından beri AREL Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Arş. Gör. Olarak görev yapmaktadır. Akışkanlar Mekaniği, Isı Transferi, Sonlu Elemanlar Yöntemi konularında çalışmaktadır.