



T.C.  
NİĞDE ÖMER HALİSDEMİR ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

BİR KARE KESİTLİ KANALDAKİ NANOAKIŞKAN AKIŞI VE ISI  
TRANSFERİNE YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜN ETKİSİNİN İNCELENMESİ

UMUT ÜNAL

ARALIK 2019



T.C.  
NİĞDE ÖMER HALİSDEMİR ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

BİR KARE KESİTLİ KANALDAKİ NANOAKIŞKAN AKIŞI VE ISI  
TRANSFERİNE YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜN ETKİSİNİN İNCELENMESİ

UMUT ÜNAL

Yüksek Lisans Tezi

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Fuat KAYA

Aralık 2019

Umut ÜNAL tarafından Dr. Öğr. Üyesi Fuat KAYA' nın danışmanlığında hazırlanan "Bir Kare Kesitli Kanaldaki Nanoakışkan Akışı ve Isı Transferine Yüzey Pürüzlülüğünün Etkisinin İncelenmesi" adlı bu çalışma jürimiz tarafından Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Yahya Erkan AKANSU

Üye : Prof. Dr. Ahmet KAYA

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Fuat KAYA



**ONAY:**

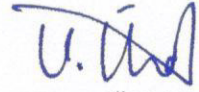
Bu tez, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca belirlenmiş olan yukarıdaki jüri üyeleri tarafından ....../...../20.... tarihinde uygun görülmüş ve Enstitü Yönetim Kurulu'nun ....../...../20.... tarih ve ..... sayılı kararıyla kabul edilmiştir.

...../...../20...

**Prof. Dr. Murat BARUT**  
**MÜDÜR**

## TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin bilimsel ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

  
Umut ÜNAL

## ÖZET

### BİR KARE KESİTLİ KANALDAKİ NANOAKIŞKAN AKIŞI VE ISI TRANSFERİNE YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜN ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÜNAL, UMUT

Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Fuat KAYA

Aralık 2019, 68 sayfa

Bu tez çalışmasında, kare kesitli kanaldaki nanoakışkan akışı ve ısı transferine yüzey pürüzlülüğünün etkisi incelenmiştir. 10 mm kenar uzunluğuna ve 1000 mm kanal uzunluğuna sahip kare kesitli kanal uzunluğu boyunca  $500000 \text{ W/m}^2$  ısı akısı uygulanmıştır. Akışkan tipi olarak saf su ve %1-3 hacimsel oranlarında  $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{H}_2\text{O}$  kullanılmıştır. Akışkan giriş hızı 2-8 m/s değerlerinde ve pürüzlülük çalışmalarında izafi pürüzlülük değerleri 0.01-0.02 aralığında çalışılmıştır. Nümerik testlerden elde edilen değerlerinin literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırıldığında maksimum sapmanın basınç düşümü için % 4.89, Nusselt sayısı için % 4.86 olduğu görülmektedir. Ayrıca nanoakışkan kullanılması durumunda artan partikül hacim oranıyla basınç düşümü ve ısı transferinde artış olduğu tespit edilmiştir. Kare kesitli kanallarda türbülanslı akışın nümerik çözümü için 5 farklı türbülans modelin karşılaştırılmasında en uygun türbülans modelin işlem zamanı ve maksimum sapma oranlarına bakıldığında RNG k- $\epsilon$  türbülans modeli olduğu görülmektedir. Ayrıca, yüzey pürüzlülüğünün saf su ve nanoakışkan kullanılması durumunda akış ve ısı transferi üzerine etkileri incelenmiştir. Analizler neticesinde artan pürüzlülük değeri için basınç düşümü ve Nusselt sayısında artış olduğu tespit edilmiştir.

*Anahtar Sözcükler:* türbülans modelleri, ısı transferi, basınç düşümü, nanoakışkan, pürüzlülük

## SUMMARY

### INVESTIGATION OF THE EFFECT OF SURFACE ROUGHNESS OF NANOFLUID FLOW AND HEAT TRANSFER IN A SQUARE DUCT

UNAL, UMUT

Nigde Omer Halisdemir University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Assistant Prof. Fuat KAYA

December, 2019, 68 pages

In this thesis, the effect of surface roughness is investigated on nanofluid flow and heat transfer in square cross-section. Heat flux of  $500000 \text{ W/m}^2$  was applied along the square section channel length with a side length of 10 mm and a channel length of 1000 mm. Pure water and 1-3% volumetric ratio  $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{H}_2\text{O}$  were used as the fluid type. Fluid inlet velocity is 2-8 m/s and relative roughness values have been studied in the range of 0.01-0.02. When the values obtained from numerical tests are compared with the results in the literature, the maximum deviation is 4.89% for pressure drop and 4.86% for Nusselt number. In addition, pressure drop and heat transfer increases with increasing particle volume ratio. In the comparison of 5 different turbulence models for numerical solution of turbulent flow in square section channels, it is seen that the most suitable turbulence model is RNG k- $\epsilon$  turbulence model when the operation time and maximum deviation rates are considered. In addition, the effects of surface roughness on flow and heat transfer in the case of pure water and nanofluids were investigated. As a result of the analysis, it was found that pressure drop and Nusselt number increased for increasing roughness value.

*Keywords:* turbulence models, heat transfer, pressure drop, nanofluid, roughness

## ÖN SÖZ

Bu tez çalışması kapsamında bir kare kesitli kanalda türbülanslı akış için türbülans modellerinin uygunluğu ve nanoakışkan akışı ve ısı transferinin yüzey pürüzlülüğü üzerine etkileri incelenmiştir.

Yüksek lisans tez çalışmamın yürütülmesi esnasında, çalışmalarına yön veren bilgi ve yardımlarını esirgemeyen ve bana her türlü desteği sağlayan danışman hocam, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Fuat KAYA' ya en içten teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışmamı; bana maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen ablam Aslıhan ÜNAL ERDOĞAN' a, babam Turgut ÜNAL' a ve annem Seval ÜNAL' a ithaf ediyorum.

## İÇİNDEKİLER

ÖZET .....	iv
SUMMARY .....	v
ÖN SÖZ .....	vi
İÇİNDEKİLER .....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	x
SİMGE VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	xii
BÖLÜM I GİRİŞ .....	1
1.1 Genel Bilgiler.....	1
BÖLÜM II LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....	5
2.1 Tezin Amacı ve Önemi .....	13
BÖLÜM III MATERYAL METOD .....	14
3.1 Analiz Geometrisi .....	14
3.2 Tek Fazlı Akış.....	16
3.2.1 Nümerik metod .....	16
3.3 Türbülans Modelleri .....	16
3.3.1 RNG $k - \epsilon$ türbülans modeli .....	16
3.3.2 Standart $k - \epsilon$ türbülans modeli .....	18
3.3.3 RSM (Reynold Stress Model) türbülans modeli.....	18
3.3.4 $k-\omega$ Standart türbülans modeli.....	20
3.3.5 Spalart- Allmaras türbülans modeli .....	21
3.4 Birinci Mertebe, İkinci Mertebe ve Yüksek Mertebe (Quick) Upwind Şemaları ....	22
3.5 Pürüzlülük.....	23
3.6 Nusselt Değerlerinin Hesaplanmalarında Kullanılan Kolerasyonlar .....	23
3.7 Nanoakışkanın Belirlenmesi .....	24
BÖLÜM IV BULGULAR VE TARTIŞMA .....	26
4.1 Nümerik Tekniği Doğrulama.....	26
4.2 Türbülans Modellerinin Uygunluğunun İncelenmesi.....	34
4.2.1 Türbülans modelleri .....	34
4.3 Yüzey Pürüzlülüğü Akış ve Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi .....	45

BÖLÜM V SONUÇLAR .....	59
KAYNAKLAR .....	61
ÖZ GEÇMİŞ .....	68



## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Literatür araştırması.....	6
Çizelge 3.1. Su termofiziksel özellikleri.....	12
Çizelge 3.2. Hesaplamalarda kullanılan denklemler.....	20
Çizelge 3.3. Alüminyum oksit termofiziksel özellikleri.....	21



## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Nanopartikül ve mikro partiküllerin karşılaştırılması(Şahin vd., 2006).....	2
Şekil 1.2.	Nanopartiküllerin termal iletkenlikleri (Murshed vd., 2008) .....	4
Şekil 3.1.	Analiz geometrisi (Şenay, 2018) .....	14
Şekil 3.2.	Geometri mesh yapısı .....	15
Şekil 4.1.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O farklı Reynolds sayısı ve hacimsel oran değerleri için basınç düşümü değerlerinin literatürdeki sonuçla mukayese edilmesi .....	27
Şekil 4.2.	Reynolds 20000 için basınç düşümü konturları .....	28
Şekil 4.3.	Reynolds 40000 için basınç düşümü konturları .....	29
Şekil 4.4.	Reynolds 60000 için basınç düşümü konturları .....	30
Şekil 4.5.	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O farklı Reynolds sayısı ve hacimsel oran değerleri için Nusselt sayısı değişimi.....	31
Şekil 4.6.	Farklı Reynolds sayılarında maksimum sıcaklık değişimi .....	32
Şekil 4.7.	Farklı Reynolds sayıları için maksimum sıcaklık konturları.....	33
Şekil 4.8.	Farklı Reynolds sayılarında basınç düşümleri.....	34
Şekil 4.9.	Re 20000 için basınç konturları.....	36
Şekil 4.10.	Re 40000 için basınç konturları.....	37
Şekil 4.11.	Re 60000 için basınç konturları.....	38
Şekil 4.12.	Re 20000 için hız vektörleri .....	40
Şekil 4.13.	Re 40000 için hız vektörleri .....	42
Şekil 4.14.	Re 60000 için hız vektörleri .....	44
Şekil 4.15.	Farklı Reynolds sayıları için izafi pürüzlülük ile basınç değişimi .....	46
Şekil 4.16.	Re 40000 için farklı pürüzlülük değerleri için basınç konturları.....	47
Şekil 4.17.	Re 60000 için farklı pürüzlülük değerleri için basınç konturları.....	48
Şekil 4.18.	Re 80000 için farklı pürüzlülük değerleri için basınç konturları.....	49
Şekil 4.19.	Farklı Reynolds sayısı değerlerinde saf su için sürtünme faktörü değişimi	50
Şekil 4.20.	Farklı Reynolds sayısı ve izafi pürüzlülük değerlerinde sürtünme faktörü değişimi .....	51
Şekil 4.21.	Moody diyagramı (Çengel ve Cimbala, 2012).....	52

Şekil 4.22. Farklı Reynolds sayısı ve pürüzlülük değerlerinde ortalama Nusselt sayısı değişimi.....	53
Şekil 4.23. %3 Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> için farklı Reynolds sayıları için izafi pürüzlülük ile basınç düşümü değişimi.....	54
Şekil 4.24. Reynolds 40000 için basınç düşümü .....	55
Şekil 4.25. Reynolds 60000 için basınç düşümü .....	56
Şekil 4.26. Reynolds 80000 için basınç düşümü .....	57
Şekil 4.27. Farklı Reynolds sayıları için izafi pürüzlülük ile ortalama Nusselt sayısı değişimi.....	58



## SİMGE VE KISALTMALAR DİZİNİ

Kısaltmalar	Açıklama
$k_{nf}$	Nanoakışkan Termal İletkenliği (W/mK)
$\phi$	Partikül Hacimsel Oran
$b_f$	Temel Akışkan
$\mu_{nf}$	Nanoakışkan Viskozitesi (kg/ms)
$c_p$	Özgül Isı
$h$	Isı Taşınım Katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)
$p$	Partikül
$q$	Duvar Isı Akısı(W/m <sup>2</sup> )
$T$	Sıcaklık (K)
$\Delta P$	Basınç Düşümü (Pa)
$V$	Ortalama Akışkan Hızı (m/s)
$D_h$	Hidrodinamik Çap (m)
$\rho$	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )
$L$	Kanal Uzunluğu (m)
$A$	Kanal Alanı (m <sup>2</sup> )
$\mu$	Dinamik Viskozite (kg/ms)
$Nu$	Nusselt Sayısı
$Re$	Reynolds Sayısı
$f$	Darcy Sürtünme Faktörü
$k$	Türbülans Kinetik Enerjisi (m <sup>2</sup> /s)
$\varepsilon$	Türbülans Disipasyon Oranı(m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> )

# BÖLÜM I

## GİRİŞ

### 1.1 Genel Bilgiler

Günümüzde artan fosil yakıt tüketimi ve petrol rezervlerinin gittikçe azalmaya başlaması, küresel ısınmanın çevreye olumsuz etkileri ve artan nüfus yoğunluğu enerji talebini karşılama konusunda yetersiz kalmaktadır. Bunun neticesinde yenilenebilir enerji kaynaklarının geliştirilmesi ve enerji verimliliği konuları önem kazanmıştır. Yenilenebilir enerji kaynaklarının kurulum maliyetlerinin yüksek oluşu, araştırmacıları eldeki enerjinin verimli bir şekilde kullanılması konusunda araştırma yapmaya yöneltmiştir.

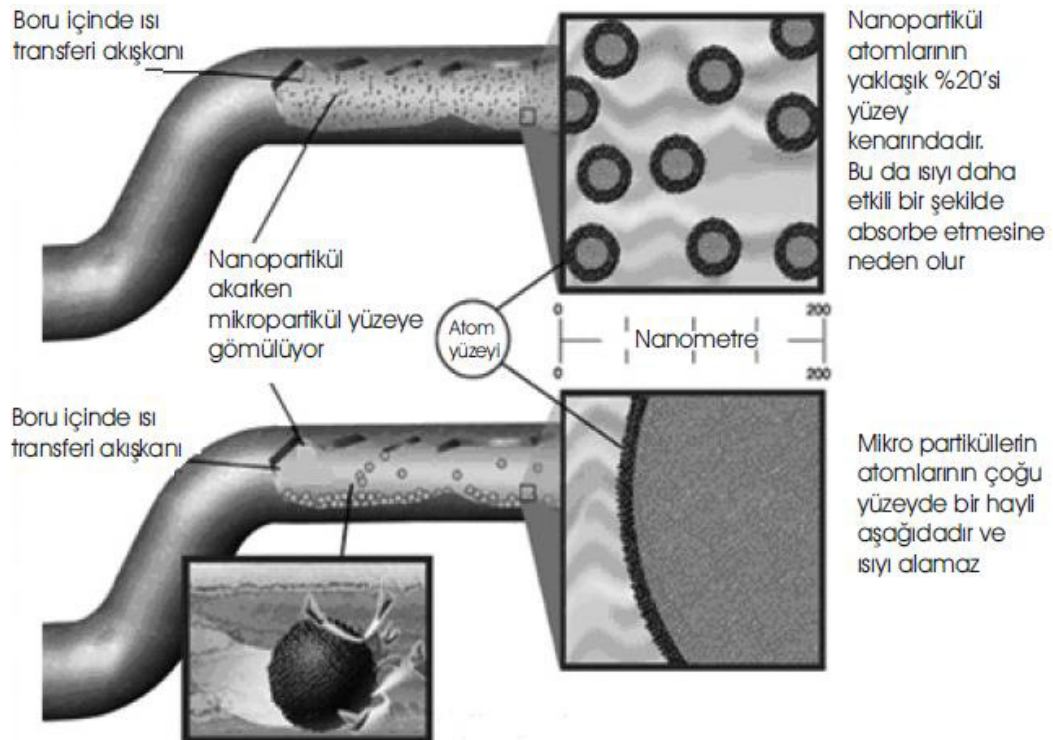
Enerjiyi verimli kullanılmasına yönelik ısı transferi iyileştirme yöntemleri denenmiştir. Pasif, aktif ve karma olmak üzere çeşitli ısı transferi iyileştirme teknikleri mevcuttur. Pasif yöntemler yüzeyin pürüzlü hale getirilmesi, boru veya kanal içerisine yerleştirilmiş iç elemanlar sıvı içerisine ilave maddeler eklenmesi gibidir. Aktif yöntemler dış kaynaktan ilave bir güç gerektiren mekanik karıştırıcılar, yüzey ve akışkan titreşimi gibidir. Karma teknikler ise hem aktif hem de pasif yöntemlerin bir arada olduğu tekniklerdir. Bu iyileştirme yöntemlerinden yüzey alanının artırılması, boru içerisine çeşitli ekipmanlar yerleştirilmesi gibi yöntemler maliyet artışına yol açmaktadır.

Son yıllarda cihazların gelişen teknoloji ile birlikte minyatürize olması neticesinde yüksek ısı oluşumu görülmektedir. Oluşan bu ısının sistemlerden uzaklaştırılması konusu araştırmacıları için büyük önem arz etmektedir. Isının uzaklaştırılması için etkili yöntem hidrolik çapın azaltılması, yüzey alanının artırılması, yüzeyi pürüzlü hale getirme ve yüzey üzerinde kanatçıklar kullanmak gibi geometrik parametrelerin değiştirilmesi ile giriş hızının değiştirilmesi, akışkan özelliklerinin değiştirilmesi gibi çalışma parametreleri ile de yapılabilmektedir.

Bu yöntemler göz önünde bulundurularak çeşitli kanallar vasıtasıyla soğutma işleminin gerçekleştirildiği soğutucu ekipmanlar geliştirilmiştir. Bu kanallar hidrolik çaplarına

göre 1-200  $\mu m$  arasında değişen kanallara mikro kanal, 200-3000  $\mu m$  arasında değişen kanallar kare kanal, 3000  $\mu m$  den büyük olan kanallar ise makro kanal olarak sınıflandırılmaktadır (Kandlikar ve Grande, 2004).

Başlangıçta bu kanallarda soğutma işlemi için temel akışkanlar kullanılmıştır. Temel akışkan olarak da ısı performans düşünöldüğünde su kullanılmıştır. Ancak, temel akışkanların zamanla artan talepleri karşılama adına araç ve gereklereki gelişme ile sistemlerde yeterli soğutma işlem için yetersiz kalmışlardır. Temel akışkanların yetersiz kalması araştırmacıları yeni akışkan bulma konusuna yönlendirmiş ve temel akışkan su içerisine katı partiküllerin ilave edilmesiyle yeni bir akışkan ortaya koymuşlardır. Bununla beraber, çeşitli sorunlarda beraber gelmiştir. Temel akışkan içerisine mikro boyutta partiküllerin ilavesi kanallarda aşınma ve çökelmelere yol açmıştır (Şekil 1.1). Sonrasında partikül boyutlarında küçölmeye giden araştırmacılar, nanoakışkan adı verilen partikül çapı 100 nm' den küçük olan partiküllerin su, etilen glikol, makine yağı gibi temel akışkanlar içerisine belirli hacimsel oran değerlerinde süspansiyon edilmesiyle oluşan akışkanları geliştirmişlerdir. Bu akışkanlar geleneksel akışkanlara göre daha yüksek ısı transferine sahip olduklarını tespit etmişlerdir.



Şeki.1.1. Nanopartikül ve mikro partiküllerin karşılaştırılması (Şahin vd., 2006)

Nanoakışkan uygulaması ilk olarak Choi (1995) tarafından Argonne National Laboratory'de yapılmıştır. Bu çalışma neticesinde nano akışkanların geleneksel akışkanlara göre daha yüksek ısı iletkenliğe sahip olduğu sonucuna varmıştır. Pak ve Cho (1998) deneysel su içerisinde metal oksit partikülleri ilave ederek farklı Reynolds sayılarında sürtünme faktörü, Nusselt sayısı gibi değerleri incelemişlerdir.

Xuan ve Lie, (2000) çalışmalarında temel akışkana nanopartikül ilavesiyle oluşabilecek durumlar şu şekilde sıralamışlardır;

-Sıvının içerisinde asılı halde bulunan nanopartiküller yüzey alanını artırır ve dolayısıyla sıvının ısı kapasitesini artırır.

-Asılı halde bulunan partiküller termal ısı iletkenliğini artırır.

-Partiküller arası etkileşim ve çarpışma akış ve akış geçiş yüzeyi arasında yoğunlaşır.

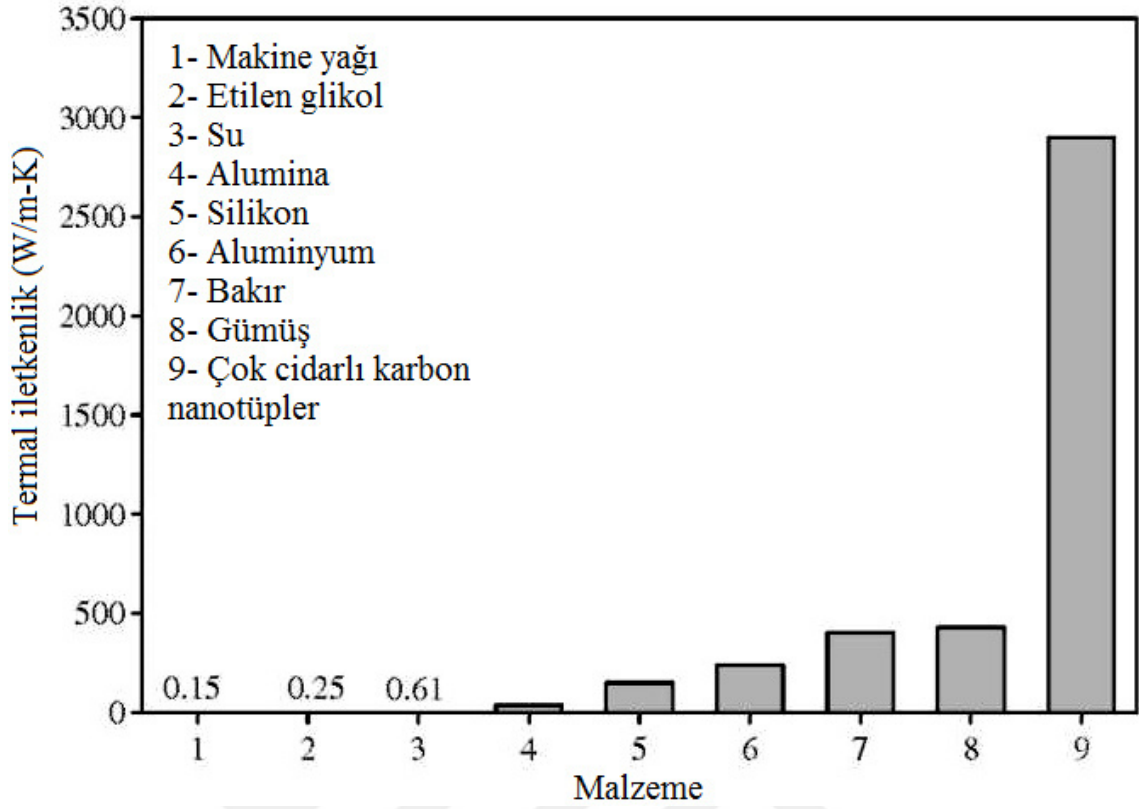
-Akışkan içerisinde çalkantılar ve türbülans şiddeti yoğunlaşır.

-Nanopartiküllerin dağılımı enine sıcaklık gradyeninin eğimini düzleştirir.

Nanoakışkanların araba radyatörlerinde, bilgisayar soğutma sistemlerinde, güneş enerjisi sistemleri farklı alanlarda pek çok kullanım alanları vardır.

Nano parçacıklar, hacim oranına göre büyük yüzey alanı, boyuta bağlı fiziksel özellikler, daha düşük parçacık momentumu, yüksek hareketlilik gibi eşsiz özelliklere sahiptirler. Aynı zamanda, büyük yüzey alanı nano parçacıkları temel akışkanında daha iyi ve daha istikrarlı dağıtılmış bir süspansiyon yapmaktadır (Karabulut, 2015).

Şekil 1.2'de bazı partiküllerin termal iletkenlikleri verilmiştir. Nanopartikül olarak genelde  $Al_2O_3$ ,  $TiO_2$ ,  $SiO_2$ ,  $CuO$  gibi bileşikler örnek olarak verilebilir.



**Şekil 1.2.** Nanopartiküllerin termal iletkenlikleri (Murshed vd., 2008)

Nanopartikül şekilleri ise küresel silindirik, düz çubuk gibi şekillere sahip olabilir. Nanoakışkanların oluşmasıyla birlikte akışkanın termofiziksel özelliklerinde artış görülmektedir.

## BÖLÜM II

### LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Tez çalışmasının bu bölümünde literatürde nanoakışkanlar kullanılarak hazırlanmış deneysel ve nümerik çalışmalar sunulmuştur. Burada kanal tipi, akışkan türü, boyutsuz sayı çeşidi, hacimsel oran gibi çeşitli parametreler tablo haline getirilerek Çizelge 2.1’de verilmiştir.



**Çizelge 2.1.** Nanoakışkan literatür araştırması

Yazar, Yıl	Çalışma Türü	Kanal Tipi	Nanoakışkan Türü	Hacim oranı	Boyutsuz Sayı	Bulgular-1	Bulgular -2
Heris vd. (2009)	Deneysel	Dairesel	Cu- H <sub>2</sub> O	%0,2-2,5	Re= 650-2000	Partikül oranının artmasıyla birlikte ısı taşınım katsayısının arttığı çalışma sonucunda belirtilmiştir.	
Nassan vd. (2010)	Deneysel	Kare Kesitli	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> – H <sub>2</sub> O, CuO- H <sub>2</sub> O	% 0,2-2,5	Re= 660-2050	her iki nanoakışkanın ısı transfer katsayısı artan hacimsel oran ve Peclet sayısı orantılı olarak artmıştır.	CuO-H <sub>2</sub> O nanoakışkanının Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O nanoakışkanıyla karşılaştırıldığında taşınım ısı transfer katsayısında daha fazla iyileştirmeler olduğu ifade edilmiştir.
Fard vd. (2010)	Nümerik	Dairesel	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> – H <sub>2</sub> O, CuO- H <sub>2</sub> O, Cu-H <sub>2</sub> O	% 0,2-3	Pe= 2500-6500	Sonuçlara bakıldığında artan hacimsel oran ile ısı transfer katsayısının arttığı açık bir şekilde görmüşlerdir.	

**Çizelge 2.1.** Nanoakışkan literatür araştırması (Devam)

Mohammed vd. (2011)	Nümerik	Kare Kesitli mikro kanal	$Al_2O_3 - H_2O,$ $SiO_2 - H_2O,$ $Ag-H_2O,$ $TiO_2 - H_2O$	%2- 10	100-800	Çalışma sonucunda, nanoakışkanların ısı değiştiricisinin termal özelliklerini ve performansını artırırken basınç düşümünde hafif bir artışa sebep olduğunu ortaya çıkarmıştır.	Reynolds sayısının artırılmasının, pompalama gücünün artmasına neden olduğu bulunmuştur.
Nasiri vd. (2011)	Deneysel	Dairesel	$Al_2O_3-H_2O$ $TiO_2-H_2O$	%0,1- 1,5	Re=4000- 12000 Pe=25000- 60000	Elde edilen sonuçlara göre saf su akışkanı kullanılmasına göre çalışılan her iki nanoakışkan için ısı transferinin iyileştirildiği tespit edilmiştir.	Nanoakışkanın yüksek termal iletkenliği, Brownian hareketi varlığı, çok ince sınır tabaka kalınlığı ve duvardaki kaymama koşulunun ısı transferini iyileştirdiğini belirtmişlerdir.
Bianco vd. (2011)	Nümerik	Dairesel	$Al_2O_3-H_2O$	%1-4	Re=10000- 100000		Bu çalışmanın sonuçları deneysel değerler ile karşılaştırıldığında çok iyi bir uyum olduğu ifade edilmiştir.

**Çizelge 2.1.** Nanoakışkan literatür araştırması (Devam)

Moraveji vd. (2011)	Nümerik	Dikdörtgen Kesitli	$Al_2O_3-H_2O$	%1-6	Re=500-2500	Isı transfer katsayısının, nanopartikül oranının ve Reynolds sayısının artırılmasıyla arttığını göstermişlerdir.	Ayrıca, ısı transfer katsayısı, aksenel konum ve parçacık çapının artırılmasıyla azaldığını ifade etmişler.
Moraveji vd. (2013)	Nümerik	Dikdörtgen Kesitli Kare kanal	$TiO_2-H_2O$ $SiC-H_2O$	%0,8-4	Re=2500-8200	Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerinin artan Reynolds sayısı ile arttığı ve literatürdeki diğer çalışmalarla uyum için olduğunu tespit etmişlerdir.	
Bedir (2013)	Nümerik	Dairesel	$Al_2O_3-H_2O$ , $CuO-H_2O$	%1-4	Re=4000-20000	Nanoakışkanların ısı transfer iyileşmesi hacimsel oran ve Reynolds sayısı ile artmıştır.	%4 hacimsel oranda CuO içeren nanoakışkanın ısı transfer iyileşmesi $Al_2O_3$ içeren nanoakışkanından daha fazla olduğu görülmektedir.

**Çizelge 2.1.** Nanoakışkan literatür araştırması (Devam)

Hussein vd. (2014)	Deneysel ve Nümerik	Dairesel	SiO <sub>2</sub> -H <sub>2</sub> O	% 1- 2,5	Re=500- 1750	Saf suyun, farklı oranlardaki nanoakışkanlara göre daha düşük Nusselt sayısına sahip olduğu ortaya konmuştur.	Artan hacimsel oranla sürtünme faktöründe artış olduğunu tespit etmişlerdir.
Saha vd. (2015)	Nümerik	Dairesel	TiO <sub>2</sub> -H <sub>2</sub> O	%1-6	Re=2300- 10000	TiO <sub>2</sub> /su nanoakışkanının çift fazlı olarak ele alındığı durumda daha yüksek ısı transfer oranına sahip olduğu belirtilmiştir.	
Nebbatı ve Kadja (2015)	Nümerik	Dikdörtgen Kesitli Mikro Kanal	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	%1-4	Re=200- 1200	Artan hacimsel oran ve Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısında artış olduğunu tespit etmişlerdir.	
Manay (2015)	Deneysel	Mikro Kanal	TiO <sub>2</sub> -H <sub>2</sub> O	% 0,25-2	Re=0-800	Kanal yüksekliği azaldıkça ısı transferi artmıştır. Benzer şekilde artan Reynolds sayısındaki artışla da ısı transferi artmıştır.	Sürtünme faktöründeki artışlar çok küçük olsa da sabit partikül konsantrasyonunda kanal yüksekliği arttıkça nanoakışkanların sürtünme faktörü de artacağını tespit etmişlerdir.

**Çizelge 2.1.** Nanoakışkan literatür araştırması (Devam)

Gupta vd. (2016)	Deneysel	Dairesel	Su karbon nanotüp	%0.05- 0.5	Re=1300- 2300	Isı transfer katsayısının, nanoakışkanların hacimsel oran artışına ve akış hızına bağlı olarak artacağı belirtilmiştir.	
Erdoğan (2016)	Deneysel	Mini, mikro	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> - H <sub>2</sub> O TiO <sub>2</sub> - H <sub>2</sub> O ZnO – H <sub>2</sub> O	%0,5- 1		Nanoakışkanların mutlak ısı iletkenlik değerlerinin artan sıcaklık ve artan hacimsel derişimle arttığı görülmüştür.	Nanopartikül ısı iletkenliklerinin baz akışkan sudan çok büyük olması nedeniyle, hacimsel derişimle artış beklenmektedir.
Ghule vd. (2017)	Nümerik	Dikdörtgen, dairese, çentikli dikdörtgen ve çentikli dairese kesitli kıvrımlı mikro kanal	H <sub>2</sub> O		Re= 100- 800	Reynolds sayısı değeri bağlı olarak ısı transfer katsayısında artış görülmüştür.	Yapılan analizler sonucu 200 µm çapa sahip çentikli dairese kesite sahip numunede en yüksek ısı transfer katsayısına değerine ulaşıldığı sonucuna varmışlardır.

**Çizelge 2.1.** Nanoakışkan literatür araştırması (Devam)

Şenay (2017)	Nümerik	Kare Kesitli	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> - H <sub>2</sub> O TiO <sub>2</sub> -H <sub>2</sub> O	%1-4	Re= 10000- 80000	Artan hacimsel oran ve Reynolds sayısı değerleri için Nusselt sayısı ve basınç düşümü değerlerinin arttığı görülmüştür.	
Iqbal vd. (2017)	Deneyisel	Dairesel	ZrO <sub>2</sub> - H <sub>2</sub> O	%0.5-1	Re=600- 2100	Isıl iletkenlik ve vizkozite artan hacimsel oranla arttığını tespit etmişlerdir.	
Filiz (2017)	Nümerik	Dairesel	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> - H <sub>2</sub> O	%1,32- 2,76	Re=800- 32000	Isı transferi artan hacimsel oran ve Reynolds sayısı ile artarken basınç düşümü artışı sadece hacimsel orana bağlı olduğunu tespit etmişlerdir.	

**Çizelge 2.1.** Nanoakışkan literatür araştırması (Devam)

Minea vd. (2018)	Nümerik	Dairesel	Su karbon nanotüp	%0,1-0,2	Re=500-2000	Düşük Reynolds sayısında ve yüksek parçacık yüklemesi sonucunda ısı tranferi oranında artış olduğu görülmüştür.	
Shi vd. (2018)	Nümerik	Dikdörtgen kesitli mikro kanal	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	%1-3	Re=9.7-2000	Nanoakışkanların saf suya göre daha yüksek basınç düşümüne sahiptir.	Artan reynolds sayısı değerleri için sürtünme faktöründe düşüş görülmektedir.
Saijad	Nümerik	Dairesel	Grafen Oksit- Etilen Glikol- Su	%0,01-0,1	Re=400-2000	Artan reynolds sayısı ve hacimsel oran değerleri için ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümü artmıştır.	Artan reynolds sayısı Sürtünme faktörü değeri ise azalma görülmüştür.

## 2.1 Tezin Amacı ve Önemi

Bu tez çalışması kapsamında, ısı transferi ve basınç düşümünü iyileştirmek için literatürde sonuçları bulunan kare kesitli kanaldaki akış ve ısı transferi değerleri tek faz su akışı ve çeşitli hacimsel oranlarda nano boyutta partiküller (Alümina) kullanılarak nanoakışkan için nümerik testlerden elde edilen sonuçlar ile literatürdeki sonuçlar karşılaştırılmış ve sonuçların uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Daha sonra kare kesitli kanalların akış ve ısı transferi karakteristiklerinin nümerik çözümünde kullanılan türbülans modelleri için uygunluk araştırması yapılmış ve sonuçları verilmiştir. Bu tür sistemlerde akış ve ısı transferi karakteristikleri üzerinde geometrik ve çalışma parametrelerinin etkin olduğu literatür araştırmasından görülebilmektedir. Bu kapsamda literatürde bir örneği olmayan pürüzlü kare kesitli kanallarda nanoakışkanların performans analizi yapılmış ve literatüre katkı sağlanmıştır.

## BÖLÜM III

### MATERYAL VE METOD

#### 3.1 Analiz Geometrisi

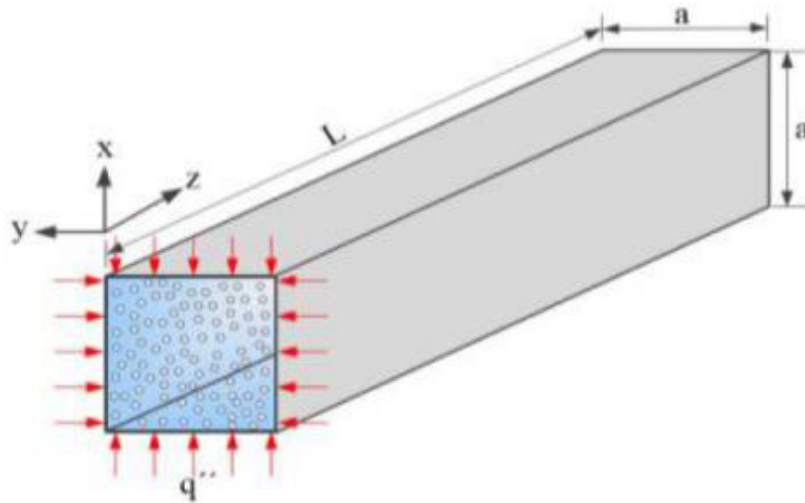
Analiz geometrisi bir kenar uzunluğu 10 mm ve uzunluğu 1000 mm olan kare kesitli kanaldır. Kanala duvar boyunca sabit  $500000 \text{ W/m}^2$  ısı akısı uygulanmıştır. Akışkan olarak su kullanılmış olup giriş hızı 2,4 ve 6 m/s olmak üzere değişen hız değerlerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.1’de kanal geometrisi şematik olarak verilmiştir.

Suyun termofiziksel özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

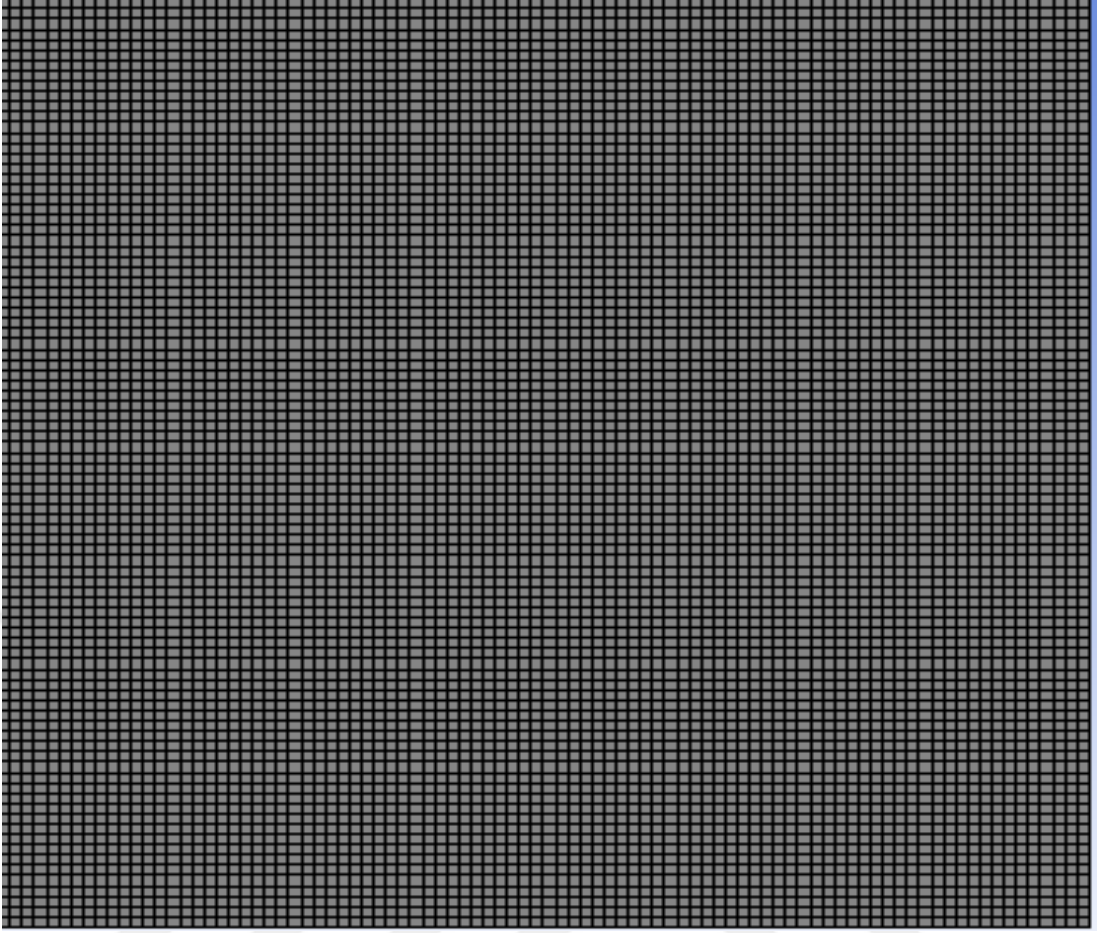
Çizelge 3.1. Su termofiziksel özellikleri

	$\rho$ (yoğunluk) $\text{kg/m}^3$	$k$ (termal iletkenlik) $\text{W/mK}$	$C_p$ (özellik ısı) $\text{j/kgK}$	$\mu$ (viskozite) $\text{kg/ms}$
$H_2O$ (Su)	998.2	0.6	4182	0.001003

Çalışmalarda ağdan bağımsızlık testleri sonucunda Şekil 3.2’de verilen mesh yapısı elde etmişlerdir. Mesh yapısı  $90 \times 90 \times 70$  ve 587951 hücreden oluşmaktadır.



Şekil 3.1. Analiz geometrisi (Şenay, 2018)



**Şekil 3.2.** Geometri mesh yapısı

## 3.2 Tek Fazlı Akış

### 3.2.1 Nümerik metod

Üç boyutlu daimi akışta sıkıştırılamaz akışkan için korunum denklemleri aşağıda verilmiştir (Kaya, 2016). Verilen bu denklemler Ansys-Fluent CFD yazılımı kullanılarak çözülmüştür.

$$\nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\vec{U} \cdot \nabla (\rho \vec{U}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\mu \nabla \vec{U}) \quad (3.2)$$

$$\vec{U} \cdot \nabla (\rho c_p T) = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (3.3)$$

Türbülanslı akışta kare kesitli kanal akış karakteristiklerini tespit etmekte literatürde yaygın olarak kullanılan farklı türbülans modelleri test edilmiş ve sonuçları analiz edilmiştir.

Nümerik şemalar ise Simple şeması altında yüksek mertebeden Upwind yöntemleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

## 3.3 Türbülans Modelleri

Bu çalışmada literatürde türbülanslı akış rejiminde yaygın olarak kullanılan  $k - \epsilon$  Standart,  $k - \epsilon$  RNG, RSM,  $k - \omega$  Standart, Spalart- Allmaras olmak üzere beş farklı türbülans modellerinin uygunluğu araştırılmıştır.

### 3.3.1 RNG $k - \epsilon$ türbülans modeli

Analizler de RNG  $k - \epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Yakhot vd. (1992) tarafından geliştirilmiştir. RNG tabanlı  $k - \epsilon$  türbülans modeli, “renormalizasyon grubu” (RNG) yöntemleri denilen matematiksel bir teknik kullanılarak, anlık Navier-Stokes denklemlerinden türetilmiştir. Temel de  $k - \epsilon$  standart modelinde verilen denklemlerle aynıdır fakat bu modelde özellikle türbülans karakteristiklerini tespit etmek için dönüm

hareketi ifadesi gibi ilave terimler gelmiştir. k-ε türbülans modelinde akış karakteristiklerinin tespit edilmesi için k kinetik enerji ε disipasyon terimini içeren iki adet denklemin dahil edilmesi söz konusudur (Karagöz ve Kaya, 2009).

$$\frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \mu_t S^2 - g_i \alpha_t \mu_t \frac{1}{\rho} \frac{\partial T}{\partial x_i} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P - \rho \varepsilon \quad (3.4)$$

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.5)$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (3.6)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.7)$$

disipasyon terimi

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R' \quad (3.8)$$

RNG k-ε türbülans modelinde;

$$R' = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} k \quad (3.9)$$

şeklinde ifade edilir ve burada  $\eta = Sk/\varepsilon$  dir.

Yukarıdaki model için ifade edilen sabitleri  $C_{1\varepsilon} = 1.42$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.68$ ,  $C_\mu = 0.085$   
 $\eta_0 = 4.38$ ,  $\beta = 0.012$  şeklindedir.

Ters etkili Pr sayıları aşağıdaki verilen denklemleri kullanılarak hesaplanır (Ansys Fluent U.G., 2013).

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha - 2.3929}{\alpha_0 - 2.3929} \right|^{0.6321} = \frac{\mu_{\text{mol}}}{\mu_{\text{eff}}} \quad (3.10)$$

Burada  $\alpha_0 = 1$ ,  $\alpha_t = 1/Pr$ , Reynolds sayısı üst sınırında ( $\frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \ll 1$ )  $\alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.393$  dir.

### 3.3.2 Standart k – $\varepsilon$ türbülans modeli

Launder ve Spalding (1978) tarafından geliştirilen iki denklemlilik bu model çok çeşitli türbülans akışları için kullanılır. Burada k kinetik enerji ve  $\varepsilon$  disipasyon oranını verir. Akış tam gelişmiş türbülanslı akış olarak kabul edilir.

Transport denklemleri aşağıda verildiği şekildedir;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (3.12)$$

$$G_k = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.13)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.14)$$

Bu model için sabit değerler,  $R=0$ ,  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ,  $C_\mu = 0.09$ ,  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.3$

### 3.3.3 RSM (Reynold Stress Model) türbülans modeli

En ayrıntılı ortalama Navier Stokes Türbülans modelidir (Launder 1989;Launder vd., 1975; Gibson ve Launder, 1978). Üç boyutlu akışlarda yedi denklem ve iki boyutlu akışlarda beş denklem hesaplanmaktadır. Bu model akım eğriliğinin, dönme ve gerilme hızındaki hızlı değişikliklerin, tek denklem ve iki denklem modellerine göre daha titiz bir şekilde etkilerini hesaba katması nedeniyle, karmaşık akışlar için doğru tahminler verme potansiyeline sahiptir. Taşınım denklemleri aşağıda verildiği gibidir.

Bu denklemler esas itibariyle momentum denklemlerinin salınım büyüklüğü ile çarpılması ve Reynolds ortalamasının alınması esasına göre elde edilmektedir. Temelde momentum denklemlerinin momentleri şeklinde ifade edilebilmektedir.

$$\text{Yerel Zaman Türevi} + C_{ij} = D_{T,ij} + D_{L,ij} + P_{ij} + G_{ij} + \emptyset_{ij} + \varepsilon_{ij} + F_{ij} + S_{\text{user}} \quad (3.14)$$

$$\text{Yerel Zaman Tüürevi} = \frac{\partial}{\partial t} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (3.14a)$$

$$C_{ij} (\text{Taşınım}) = + \frac{\partial}{\partial x_k} (-\rho u_k \overline{u'_i u'_j}) \quad (3.14b)$$

$$D_{T,ij} (\text{Türbülans Difüzyon Terimi}) = - \frac{\partial}{\partial x_k} [\overline{u'_i u'_j u'_k} + \overline{p' (\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j)}] \quad (3.14c)$$

$$D_{L,ij} (\text{Moleküler Difüzyon Terimi}) = + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right] \quad (3.14d)$$

$$P_{ij} (\text{Gerilme Üretim Terimi}) = -\rho \left( \overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) \quad (3.14e)$$

$$G_{ij} (\text{Kaldırma Kuvveti Terimi}) = -\rho \beta (\overline{g_i u'_j \theta} + \overline{g_j u'_i \theta}) \quad (3.14f)$$

$$\emptyset_{ij} (\text{Basınç Uzama Terimi}) = + p' \left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.14g)$$

$$\varepsilon_{ij} (\text{Disipasyon Terimi}) = -2\mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \quad (3.14h)$$

$$F_{ij} (\text{Sistem Rotasyon Üretim Terimi}) = -2\rho \Omega_k (\overline{u'_i u'_j \varepsilon_{ikm}} + \overline{u'_i u'_j \varepsilon_{jkm}}) \quad (3.14i)$$

$$\text{Kullanıcı Tanımlı Kaynak Terimler} = +S_{\text{user}} \quad (3.14i)$$

Verilen denklemde  $C_{ij}$ ,  $D_{L,ij}$ ,  $P_{ij}$  ve  $F_{ij}$  terimlerinin modellenmesi gerekmez. Fakat  $D_{T,ij}$ ,  $G_{ij}$ ,  $\emptyset_{ij}$ ,  $\varepsilon_{ij}$  kapalı denklemlerinin modellenmesine gerekir.

Bu modelleme gereksiniminden dolayı Lien ve Leschziner (1994) tarafından çalışmalarında Fluent kullanıcıları için skaler türbülans yayılım denklemini

$$D_{T,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_k} \right) \quad (3.15)$$

geliştirmişlerdir.

Eşitlik 3.14g' de verilen  $\Phi_{ij}$  (Basınç uzama terimi) Gibson ve Launder (1978), Fu vd. (1987) ve Launder (1989a,1989b) , çalışmalarına göre modellenmiştir( Ansys Fluent U.G., 2013).  $\Phi_{ij}$  terimi  $\Phi_{ij,1}$ (yavaş basınç uzama terimi),  $\Phi_{ij,2}$  (hızlı basınç uzama terimi ve  $\Phi_{ij,w}$  (Duvar yansıma terimi) terimlerinin bileşimidir.

$$\Phi_{ij,1} = -C_1 \rho \frac{\varepsilon}{k} \left[ \overline{u_i' u_j'} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \right] \quad (3.16)$$

$$\Phi_{ij,2} = -C_2 \left[ -\frac{2}{3} \delta_{ij} \left( \frac{1}{2} P_{kk} + \frac{5}{12} G_{kk} - \frac{1}{2} C_{kk} \right) \right] \quad (3.17)$$

Sabit terimler  $C_1 = 1.8$  ,  $C_2 = 0.6$  dir.  $\Phi_{ij,w}$  terimi ilgili literatürde mevcuttur.

### 3.3.4 k- $\omega$ Standart türbülans modeli

Wilcox (1998) tarafından geliştirilen bu modelde, k kinetik enerjiyi ve  $\omega$  spesifik yayılım oranını ifade etmektedir. Ansys Fluent'te kullanılan model, düşük Reynolds sayısı etkileri, sıkıştırılabilirlik ve kayma akışı yayılması için çeşitli modifikasyonları içerir.

Taşınım denklemleri aşağıdaki gibidir;

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + Y_k \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega + Y_\omega \quad (3.19)$$

Bu eşitliklerde ,  $G_k$  ortalama hız gradyenlerinden dolayı türbülans kinetik enerji üretimini,  $G_\omega$  spesifik yayınım oranı üretimini,  $\Gamma_k$  ve  $\Gamma_\omega$  ,  $k$  ve  $\omega$ ' nın efektif yayınımını,  $Y_k$  ve  $Y_\omega$  , $k$  ve  $\omega$ ' nın türbülans yayınımını temsil etmektedir.

Efektif yayınım aşağıdaki denklemlerde verildiği şekildedir;

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.18a)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (3.19a)$$

burada  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\omega$ ,  $k$  ve  $\omega$  için türbülanslı prandtl sayılarıdır.

Türbülans vizkozitesi

$$\mu_t = \alpha * \frac{\rho k}{\omega} \quad (3.20)$$

Yukarıda verilen  $G_k$  ve  $G_\omega$  denklemleri aşağıda verildiği gibidir ;

$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.18b)$$

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (3.19b)$$

burada ,  $\alpha = 1$  dir.

### 3.3.5 Spalart- Allmaras türbülans modeli

Spalart ve Allmaras (1992) tarafından kinematik eddy vizkozitesini analiz etmek için geliştirilmiş tek denklemlilik modeldir, ayrıca aerodinamik akışlar için de kullanılabilir.

Taşınım denklemleri şu şekildedir (Ansys Inc., 2013);

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \tilde{v}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \tilde{v} u_i) = G_v + \frac{1}{\sigma_v} \left[ \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho \tilde{v}) \frac{\partial}{\partial x_j} \right\} + C_{b2\rho} \left( \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_v \quad (3.21)$$

burada türbülans vizkozite üretimi, ve  $Y_p$  duvar blokajı nedeniyle duvarın yakınındaki bölgede meydana gelen türbülans viskozitesinin bozulmasıdır  $\sigma_{\tilde{v}}$  viskoz sönümlenme ve  $C_{b2\rho}$  sabit değerdir. and  $\nu$  moleküler kinematik viskozite terimidir.

Türbülans Viskozitesi

$$\mu_t = \rho \tilde{\nu} f_{v1} \quad (3.22)$$

burada  $f_{v1}$ , viskoz sönümlenme fonksiyonu, aşağıda verilmiştir;

$$f_{v1} = \frac{x^3}{x^3 + C_{v1}^3} \quad (3.22a)$$

$$X \equiv \frac{\tilde{\nu}}{\nu} \quad (3.22b)$$

$$G_v = C_{b1} \rho \tilde{S} \tilde{\nu} \quad (3.21c)$$

$$\tilde{S} = S + \frac{\tilde{\nu}}{K^2 d^2} f_{v2} \quad (3.21d)$$

$$f_{v2} = 1 - \frac{X}{1 + X f_{v1}} \quad (3.21e)$$

$C_{b1}$  ve  $K$  sabit değerlerdir,  $d$  duvara olan mesafe ve  $S$  deformasyon tensörünün skaler ölçüsüdür.

### 3.4 Birinci Mertebe, İkinci Mertebe ve Yüksek Mertebe (Quick) Upwind Şemaları

Birinci mertebe upwind yöntemi, girdaplı akışlar için uygun olmamasına rağmen, düzenli akışlar için uygun bir modeldir. Hücre merkezindeki hız değerini ortalama hız değeri olarak kabul eder ve hücrenin her noktasında bu hız değeri uygulanır.

İkinci mertebe upwind yöntemi, hız değeri ortalama bir değer değildir ve hücre boyunca değişken değerlere sahiptir. Hücre yüzey değerleri kullanılır.

Yüksek Mertebeden Upwind yöntemi (Quick), ikinci merteye upwind ve hız değerinin merkezi interpolasyonu üzerine oluşturulan bir algoritmadır. Quadratik bir dağılımı takip eden bir nokta etrafındaki yayılım oranını dikkate alarak çözüm gerçekleştiren bir algoritmadır ve daha çok karmaşık yapıya sahip geometriler için kullanılır.

$$\varphi_e = \theta \left[ \frac{S_d}{S_d+S_c} \varphi_P - \frac{S_c}{S_d+S_c} \varphi_E \right] + (1 - \theta) \left[ \frac{S_u+2S_c}{S_u+S_c} \varphi_P - \frac{S_c}{S_u+S_c} \varphi_W \right] \quad (3.23)$$

Yukarıdaki denklemde  $\theta=0$  olduğunda ikinci mertebeden upwind değeri belirlenirken,  $\theta=1$  olduğu durumda ise merkezi ikinci merteye interpolasyonla elde edilmiş olur.

Quick şeması için  $\theta=1/8$  alındığında sonuçlar tespit edilebilir. Ansys Fluent programında  $\theta'$  ya göre denklemlerin çözülmesi gerçekleştirilmektedir. Burada denklemlerden türbülans kinetik enerjisi momentum türbülans yayılım oranı ve reynolds gerilmeleri gibi parametrelerin belirlenmesinde kullanılabilir (Kaya, 2009)

### 3.5 Pürüzlülük

Bu çalışma kapsamında ayrı bir analiz konusu da pürüzlü yüzeylerin akış ve ısı transferine etkilerini incelenmiştir. Bu kapsamda yukarıda bahsedilen geometri ve sınır şartlarında saf su için pürüzlülük kalınlıkları 0, 0.1, 0.15 ve 0.2 mm olan kanalda analizler yapılmıştır. Bunlara ilaveten % 3  $Al_2O_3 - H_2O$  için 0.1 mm ve 0.2 mm pürüzlülük değerleri için analizler gerçekleştirilmiştir. Burada sürtünme faktörü değeri değişen izafi pürüzlülük ve Reynolds sayısı değişimi incelenmiştir.

Nümerik testlerden elde edilen basınç düşümü değerlerin için tüm iç akışlar için genel denklem olan Eşitlik 3.29 a göre elde edilebilir.

$$f=2\left(\frac{D_h}{L} \frac{\Delta P_k}{\rho V_{ort}^2}\right) \quad (3.24)$$

### 3.6 Nusselt Değerlerinin Hesaplanmalarında Kullanılan Kolerasyonlar

Dittus- Boelter (1930) tarafından geliştirilen kolerasyonu

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (3.25)$$

Pak ve Cho (1998) tarafından geliştirilen korelasyon

$$Nu = 0.021Re^{0.8}Pr^{0.5} \quad (3.26)$$

İlave denklemler Çizelge 3.2’de verilmiştir.

**Çizelge 3.2.** Hesaplamlarda kullanılan temel denklemler

Denklem İsim	Formül
Taşınımli ısı transfer katsayısı	$h = \frac{q''}{T_w - T_b}$
Isı transferi akısı	$q'' = \frac{\dot{m}C_p(T_0 - T_{in})}{A_s}$
Ortalama Nusselt sayısı	$Nu = \frac{hD_h}{k}$
Reynolds sayısı	$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu}$
Basınç Düşümü	$\Delta P_k = f \frac{L}{D_h} \frac{\rho V_{ort}^2}{2}$

### 3.7 Nanoakışkanın Belirlenmesi

Temel akışkan olarak su kullanılmış ve 2-8 m/s değişen hız değerleri için analizler yapılmıştır. Nanoakışkan olarak % 1-3 arasında değişen hacimsel oranlarda  $Al_2O_3$  kullanılmıştır.

Çizelge 3.3’de Alüminyum oksitin termofiziksel özellikleri verilmiştir.

**Çizelge 3.3.** Alüminyum oksit termofiziksel özellikler

	$\rho$ (yoğunluk) kg/m <sup>3</sup>	k(termal iletkenlik) W/mK	$C_p$ (özgül ısı) j/kgK	$\mu$ (viskozite) kg/ms
$Al_2O_3$ (Alüminyum Oksit)	3880	36	773	-

Pak ve Cho (1998) yapılan deneysel çalışmalar sonucunda nanoakışkanların yoğunluğu ve özgül ısılarını aşağıdaki denklemlerle ifade etmişlerdir.

$$\rho_{nf} = \rho_{bf}(1 - \varphi) + \varphi\rho_{np} \quad (3.27)$$

$$C_{p,nf} = C_{p,bf}(1 - \varphi) + \varphi C_{p,np} \quad (3.28)$$

Bu tez çalışması kapsamında nanoakışkanların değişen sıcaklık değerlerine bağlı olarak hacimsel oran değerleri %1-3 arasında değişen  $Al_2O_3$  için vizkozite değerleri belirlemede aşağıda verilen Nguyen vd. (2005) tarafından geliştirilen denklemler kullanılmıştır.

$$\mu_{nf}(1\%) = 3.6578 \times 10^{-11}T^4 - 4.8826 \times 10^{-8}T^3 + 2.4539 \times 10^{-5}T^2 - 5.5107 \times 10^{-3}T + 0.4675 \quad (3.29)$$

$$\mu_{nf}(3\%) = 4.5148 \times 10^{-11}T^4 - 6.02656 \times 10^{-8}T^3 + 3.0288 \times 10^{-5}T^2 - 6.8017 \times 10^{-3}T + 0.5770 \quad (3.30)$$

Isıl iletkenlik için ise Luciu vd. (2009) tarafından geliştirilen aşağıda verilen denklemler kullanılmıştır.

$$\lambda_{nf}(1\%) = -7.29423 \times 10^{-6}T^2 + 5.851204 \times 10^{-3}T - 0.468564118 \quad (3.31)$$

$$\lambda_{nf}(3\%) = -7.6996 \times 10^{-6}T^2 + 6.175092 \times 10^{-3}T - 0.4929312 \quad (3.32)$$

Bu bağıntılar kullanılarak kullanıcı tanımından (User Defined) özelliklerin değişimleri belirlenmiştir.

## BÖLÜM IV

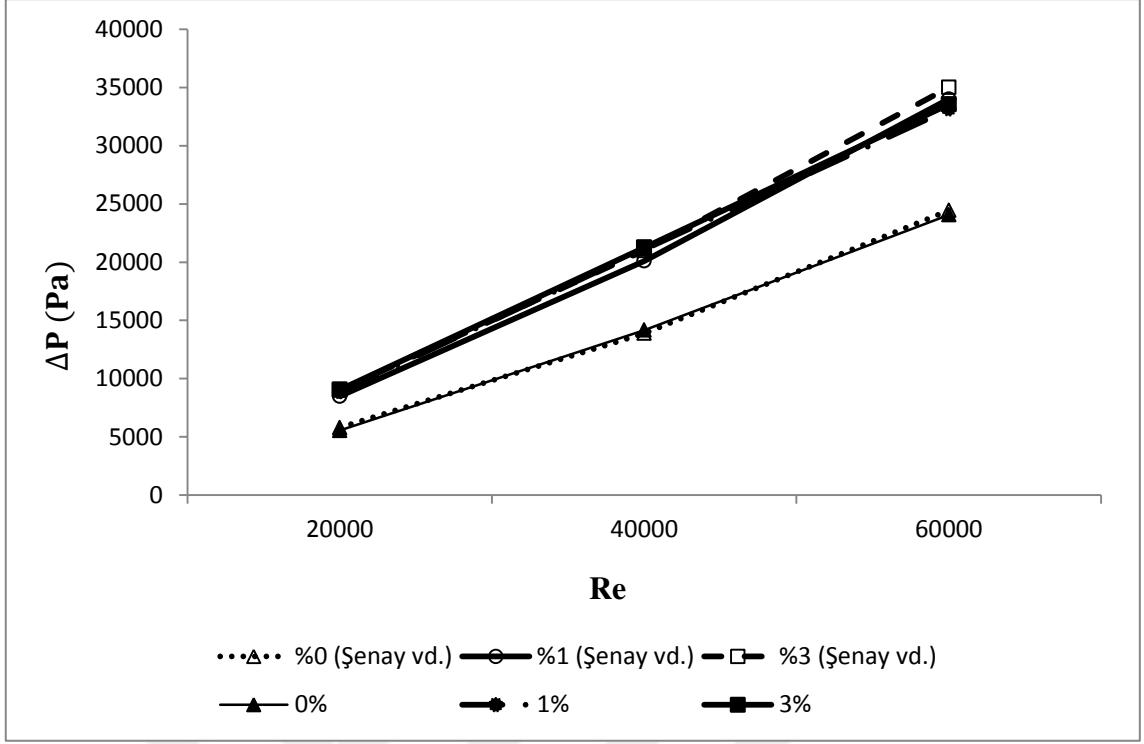
### BULGULAR VE TARTIŞMA

#### 4.1 Nümerik Tekniği Doğrulama

Bu tez çalışması kapsamında, ısı transferi ve basınç düşümünü iyileştirmek için literatürde sonuçları bulunan kare kesitli kanallardaki akış ve ısı transferi değerleri tek faz su akışı ve çeşitli hacimsel oranlarda nano boyutta partiküller (Alümina) kullanılarak nanoakışkan için nümerik testler yapılmıştır. Ele alınan problem, üç boyutlu daimi akışta sıkıştırılmaz akışkan için korunum denklemleri Ansys-Fluent CFD yazılımı kullanılarak çözülmüştür. Çözüm geometrisi bir kenar uzunluğu 10 mm ve uzunluğu 1000 mm olan kare kesitli kanaldır. Kanala duvar boyunca sabit 500000  $W/m^2$  ısı akısı uygulanmıştır. Akışkan olarak saf su ve  $Al_2O_3-H_2O$  kullanılmış olup giriş hızı 2-8 m/s olmak üzere değişen hız değerlerinde analizler gerçekleştirilmiştir.

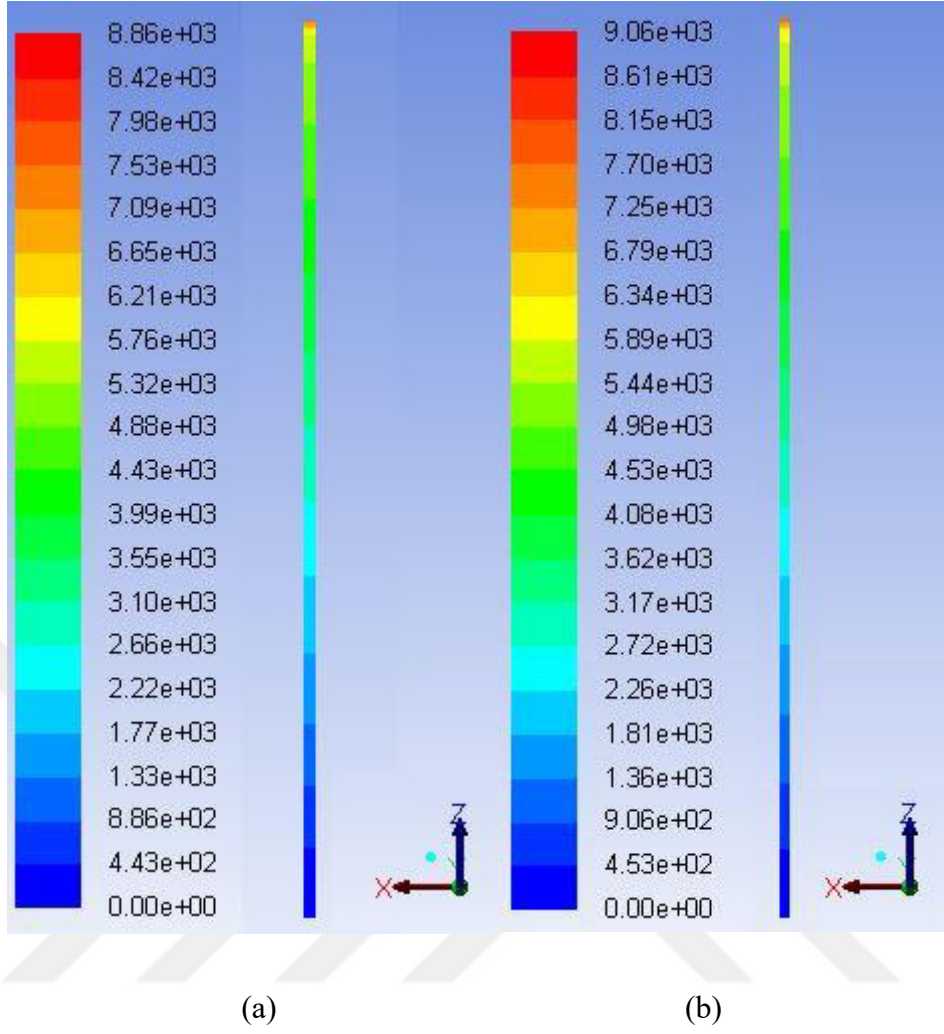
Ayrıca, kare kesitli kanalların akış ve ısı transferi karakteristiklerinin nümerik çözümünde kullanılan türbülans modelleri için uygunluk araştırması yapılmıştır. Bu tür sistemlerde akış ve ısı transferi karakteristikleri üzerinde geometrik ve çalışma parametrelerinin etkin olduğu literatür araştırmasından görülebilmektedir. Bu kapsamda literatürde bir örneği olmayan pürüzlü kare kesitli kanallarda nanoakışkanların performans analizi yapılmış ve literatüre katkı sağlanmıştır.

İlk olarak nümerik tekniği doğrulama adına Şenay vd. (2019) yapmış oldukları çalışmadaki basınç düşümü ve nusselt sayısı değerleri ile mukayese edilmiştir. Bunların neticesinde  $k - \epsilon$  RNG modeli kullanılarak basınç düşümü için maksimum % 4.89 sapma ile sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 4.1'de basınç düşümü için nümerik testlerden elde edilen sonuçlar ile literatürde Şenay vd. (2019) sonuçlarının karşılaştırılması verilmiştir.

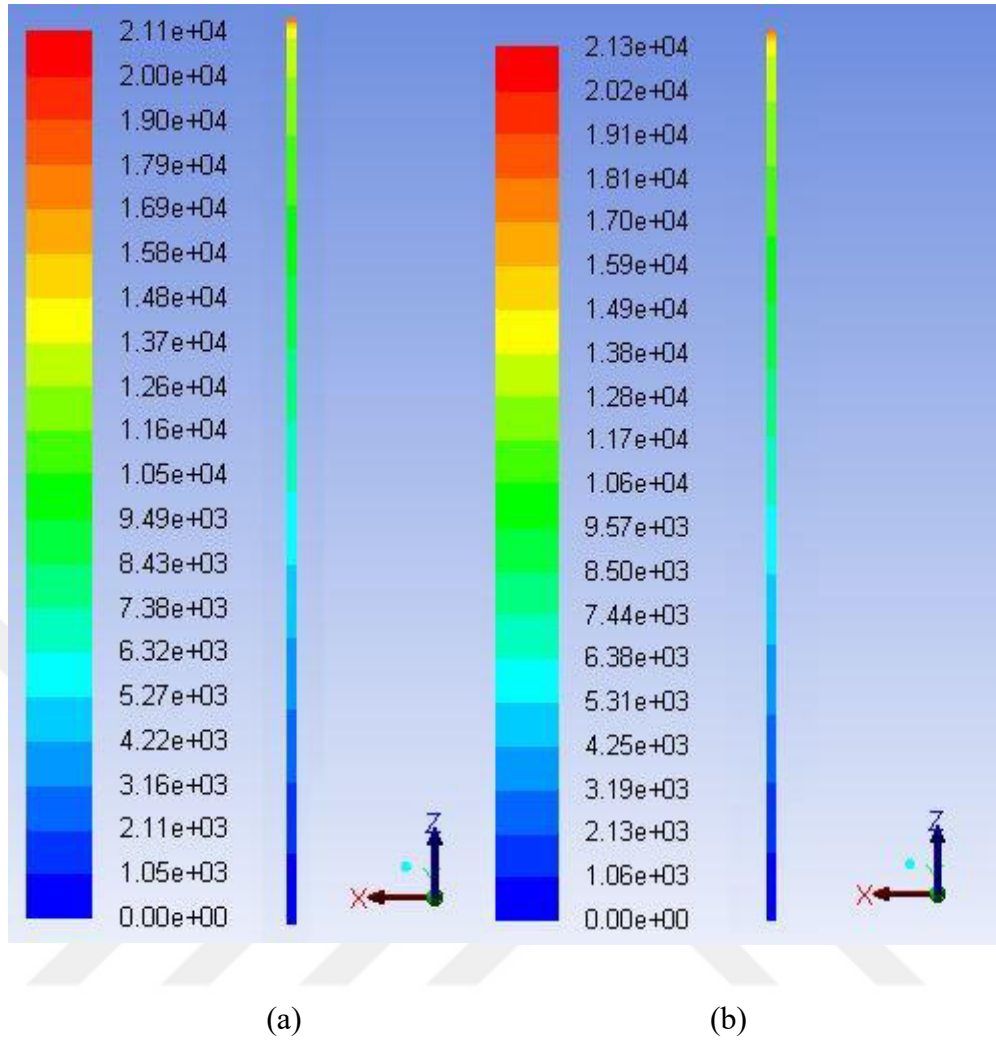


**Şekil 4.1.**  $Al_2O_3-H_2O$  farklı Reynolds sayısı ve hacimsel oran değerleri için basınç düşümü değerlerinin literatürdeki sonuçla mukayese edilmesi

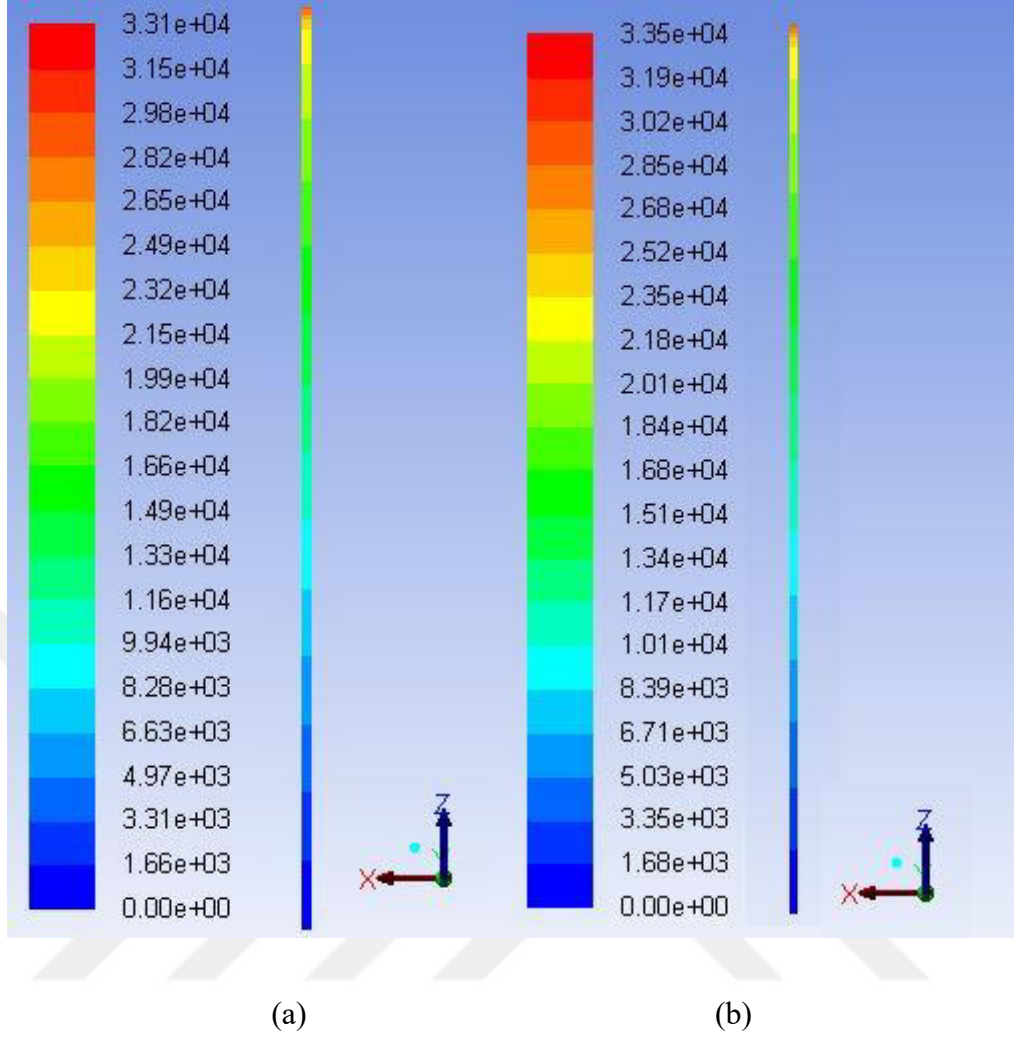
Şekil 4.2-4.4 arasında farklı Reynolds sayıları ve farklı hacimsel oranlarda nanopartiküller kullanılarak nümerik testlerden elde edilen basınç konturları verilmiştir.



Şekil 4.2. Reynolds 20000 için basınç düşümü konturları  
%1 Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (a) ve %3 Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (b)



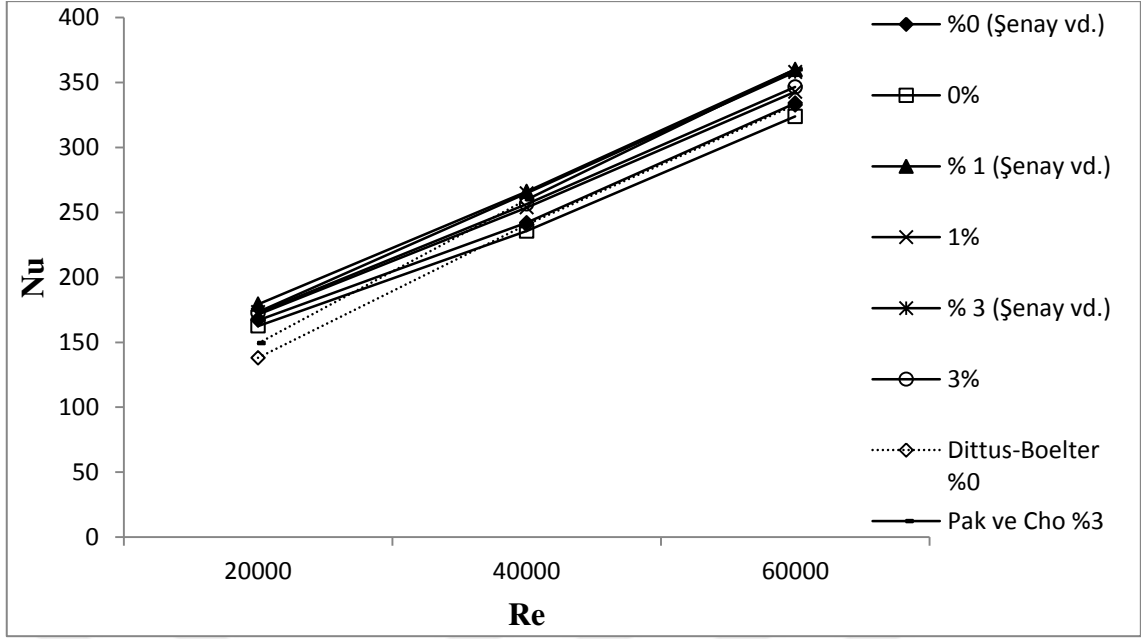
**Şekil 4.3.** Reynolds 40000 için basınç düşümü konturları  
%1  $Al_2O_3$  (a) ve %3  $Al_2O_3$  (b)



**Şekil 4.4.** Reynolds 60000 için basınç düşümü konturları  
%1  $Al_2O_3$  (a) ve %3  $Al_2O_3$  (b)

Şekillerden de görüleceği üzere artan Reynolds sayısı değerleri için basınç düşümü artmaktadır. Artan partikül hacimsel oranı ile elde edilen nanoakışkanın viskozitesi, yoğunluğu gibi parametrelerin artması basınç düşümünün arttığı görülmektedir.

Şekil 4.5’de farklı Reynolds sayısı ve farklı hacimsel oranlara sahip nanoakışkan için Nusselt sayısının değişimi elde edilmiş ve sonuçlar literatürde Şenay vd. (2019) sonuçlarının karşılaştırılması verilmiştir.



**Şekil 4.5.**  $Al_2O_3-H_2O$  farklı Reynolds sayısı ve hacimsel oran değerleri için Nusselt sayısı değişimi

Şekil 4.5'den görüleceği üzere Nusselt sayısı için Şenay vd. (2019) değerleri ile maksimum %4.86 sapma ile nümerik teknik doğrulanmıştır. Nusselt sayısının hesaplanmasında çeşitli kolerasyonlar geliştirilmiştir. Analizler sonucunda saf su için elde edilen değerler Dittus-Boelter (1930) kolerasyonu ile mukayese edildiğinde maksimum % 2.75 sapma ile değer elde edilmiştir.

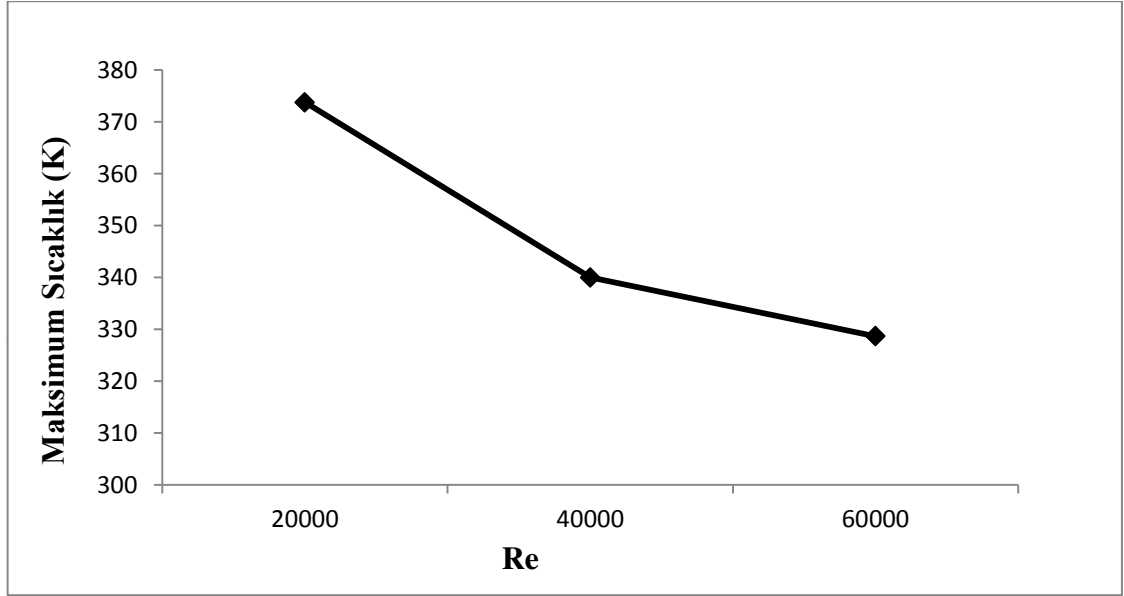
%3  $Al_2O_3-H_2O$  Nusselt sayısı için elde edilen değerler Pak ve Cho (1998) tarafından geliştirilen korelasyonla maksimum % 4.05 sapma ile değer elde edilmiştir.

Saf su için Reynolds sayısı ve nanoakışkanın hacimsel oranı ile ısı transferi özelliklerinin iyileştiği görülmektedir. Bunun nedeni yüksek Reynolds sayılarında yüksek atalet kuvvetlerinin etkisiyle akıştaki çalkantı ve girdap hareketlerinin artmasına neden olduğu için momentum ve ısı tarasferini artırmakta ve aynı zamanda artan hacimsel oranlar neticesinde ise temel akışkan saf suya katı partiküllerin ilave edilmesi termal iletkenliği artırdığından Nusselt sayısının artmasını sağlamaktadır.

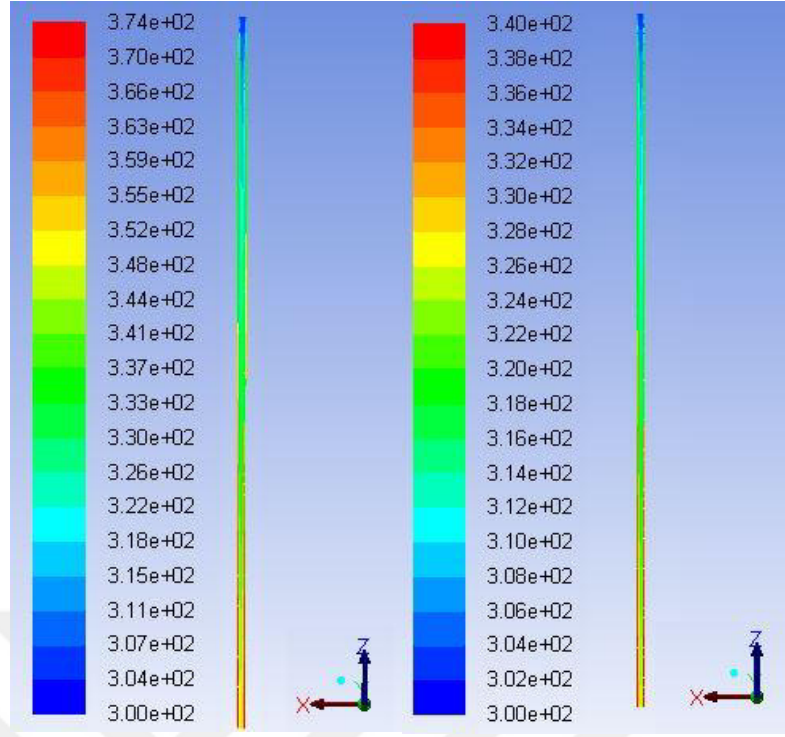
Saf su için farklı Reynolds sayılarında maksimum sıcaklık değişimi Şekil 4.6'da verilmektedir şekilden de görüleceği üzere artan Reynolds sayısı için maksimum

sıcaklık değerlerinde azalış görülmektedir. Bunun sebebi ise artan Reynolds sayısının termal direnci kırmasından kaynaklanmaktadır.

Şekil 4.7’de ise saf su için farklı Reynolds sayılarında maksimum sıcaklık konturları verilmektedir.

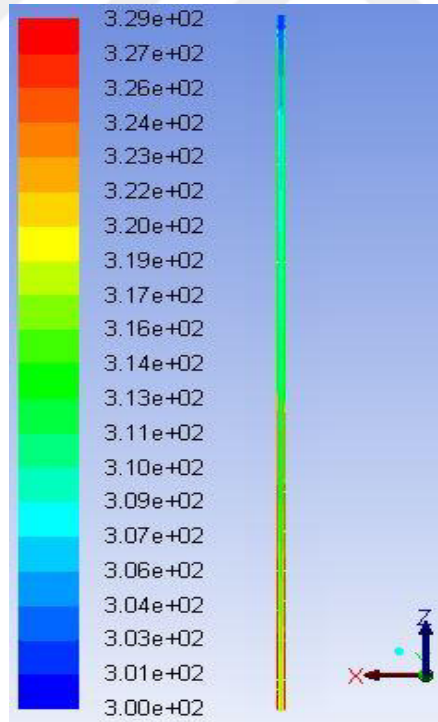


Şekil 4.6. Farklı Reynolds sayılarında maksimum sıcaklık değişimi



(a)

(b)



(c)

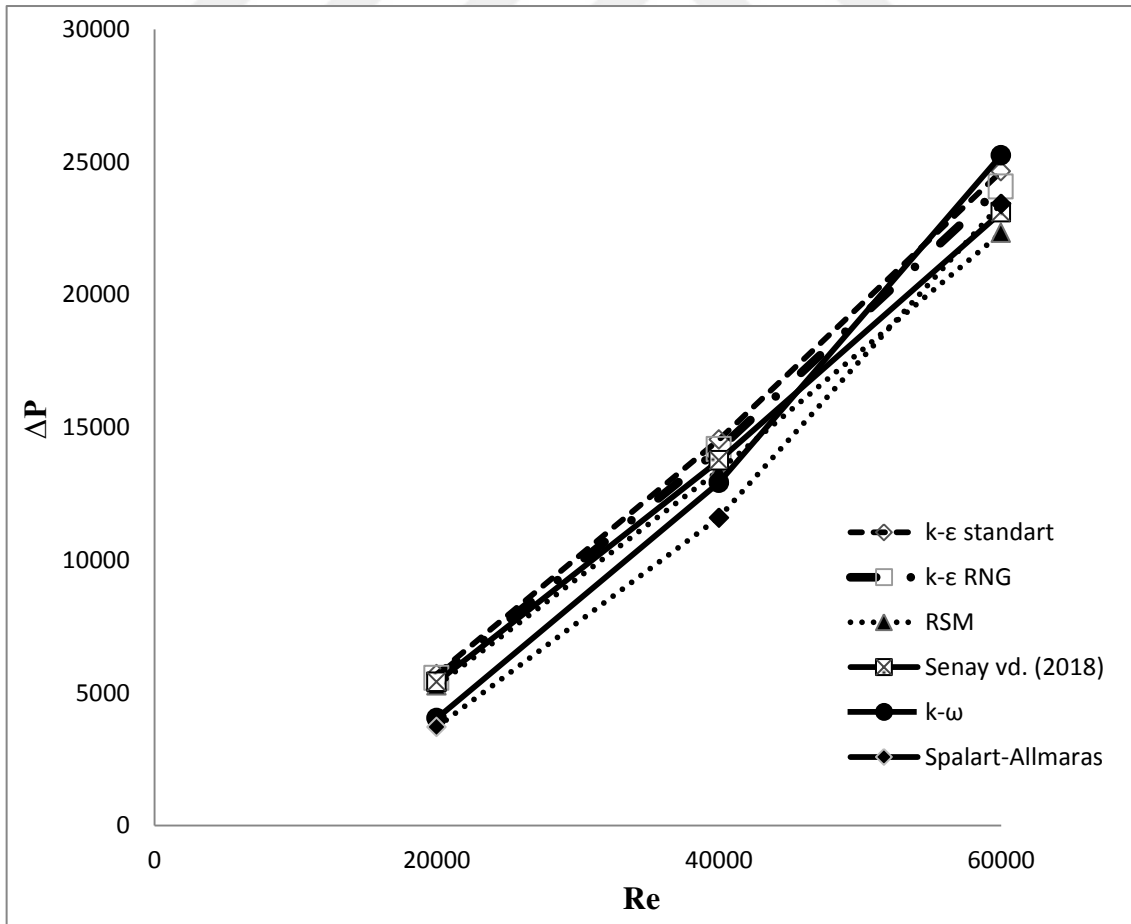
**Şekil 4.7.** Farklı Reynolds sayıları için maksimum sıcaklık konturları  
 $Re=20000$  (a),  $Re=40000$  (b),  $Re=60000$  (c)

## 4.2 Türbülans Modellerinin Uygunluğunun İncelenmesi

Üç boyutlu daimi akışta sıkıştırılmaz akışkan için korunum denklemleri Ansys-Fluent CFD yazılımı kullanılarak çözülmüştür. Çözüm geometrisi bir kenar uzunluğu 10 mm ve uzunluğu 1000 mm olan kare kesitli kanaldır. Kanala duvar boyunca sabit 500000 W/m<sup>2</sup> ısı akısı uygulanmıştır. Akışkan olarak saf su ve Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O kullanılmış olup farklı giriş hızlarında nümerik testler yapılmıştır.

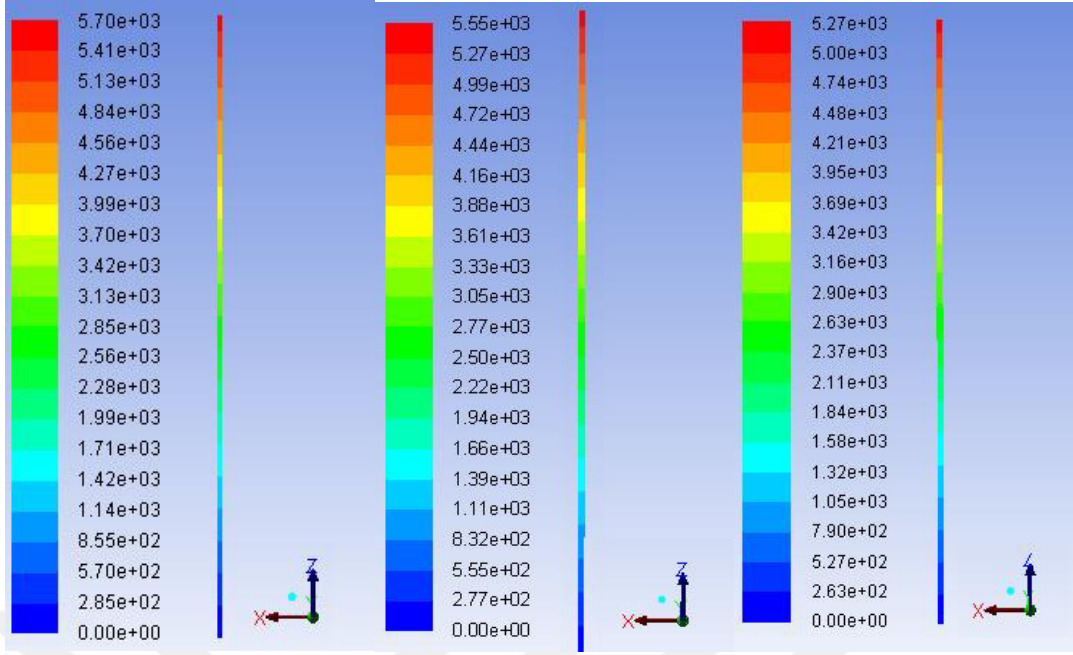
### 4.2.1. Türbülans modelleri

Kare kesitli kanallarda akış karakteristikleri incelemek için saf su akışkanı için literatürde yaygın olarak kullanılan türbülans modellerinin uygunluğu incelenmiş ve nümerik testlerden elde edilen sonuçlar ve literatürdeki sonuçlar karşılaştırılmıştır. Nümerik testlerden elde edilen basınç düşümü değerleri Şekil 4.8'de, basınç konturları ise Şekil 4.9-4.11 arasında verilmektedir.



Şekil 4.8. Farklı Reynolds sayılarında basınç düşümleri

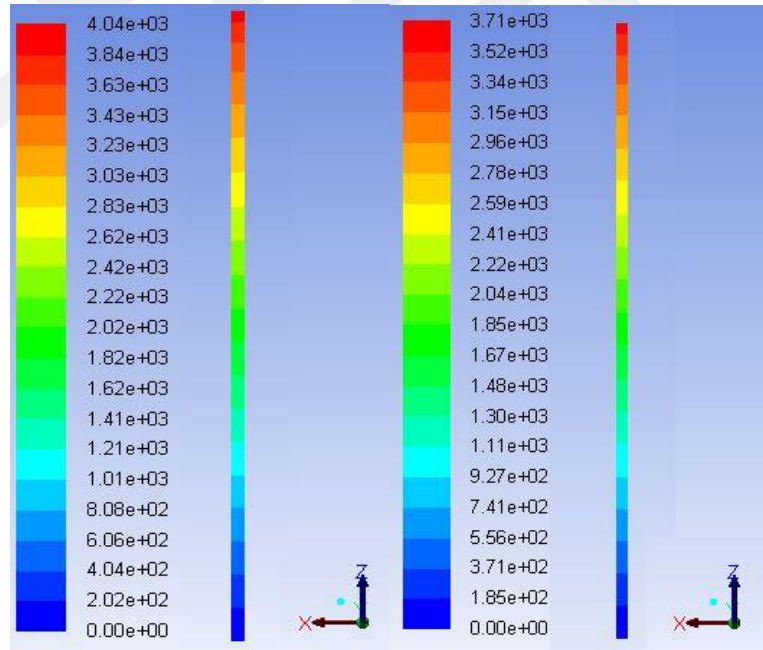
Şekil 4.8'den de görüleceği üzere Reynolds sayısının artışına bağlı olarak basınç düşümünde artış olduğu görülmektedir. Bunun yanında literatür de yer alan Şenay vd. (2019) sonuçlarıyla mukayese edildiğinde RSM türbülans modelinde maksimum %3.35 sapma,  $k - \varepsilon$  RNG türbülans modelinde maksimum %4.16,  $k - \varepsilon$  Standart türbülans modelinde maksimum %6.6,  $k - \omega$  türbülans modeli ve Spalart-Allmaras modelinin ise sonuçların tahmin edilmesinde yetersiz kaldığı elde edilmiştir. Nümerik testlerden elde edilen sonuçlara göre RSM türbülans modelinin kare kesitli kanallarda türbülanslı akış karakteristiklerinin tahmin edilmesinde çok daha uygun olduğu görülmektedir. Ancak, yakınsama kriterlerinin sağlanması için işlem süreleri ve maksimum sapma değerleri değerlendirildiğinde ise  $k - \varepsilon$  RNG türbülans modelinin uygun bir model olduğu önerilmektedir.



(a)

(b)

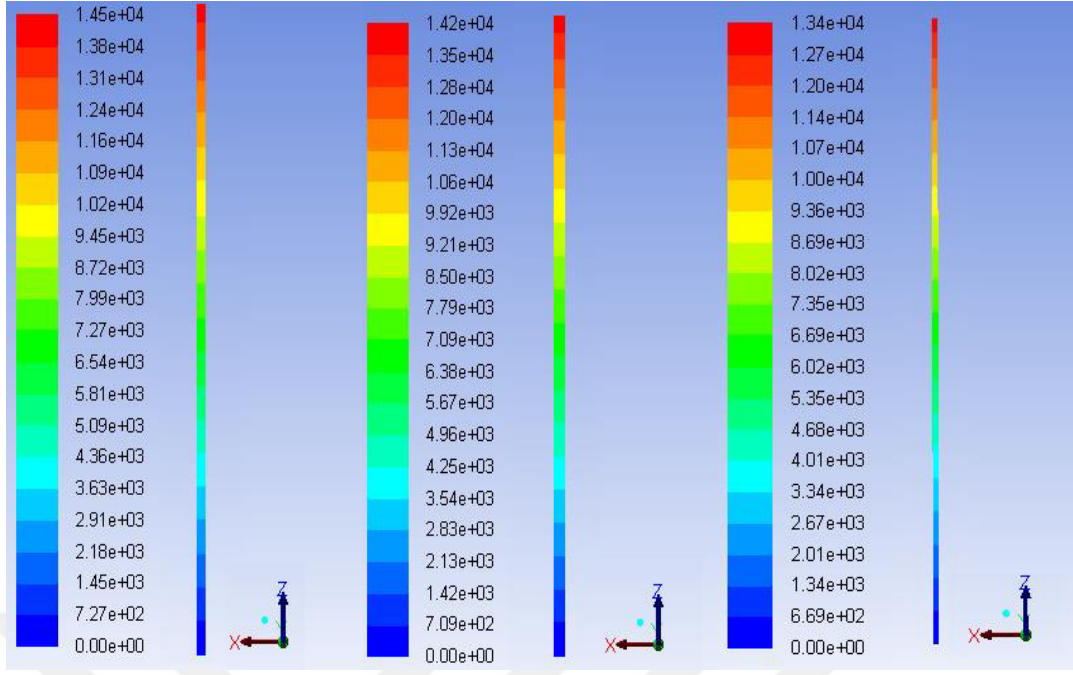
(c)



(d)

(e)

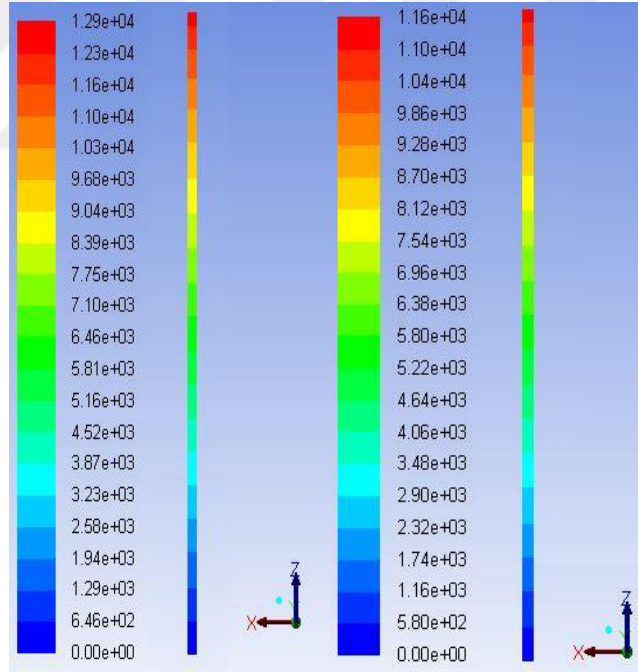
**Şekil 4.9.** Re 20000 için basınç konturları  $k - \varepsilon$  Standart (a),  $k - \varepsilon$  RNG (b), RSM (c),  $k - \omega$  Standart (d) ve Spalart- Allmaras (e)



(a)

(b)

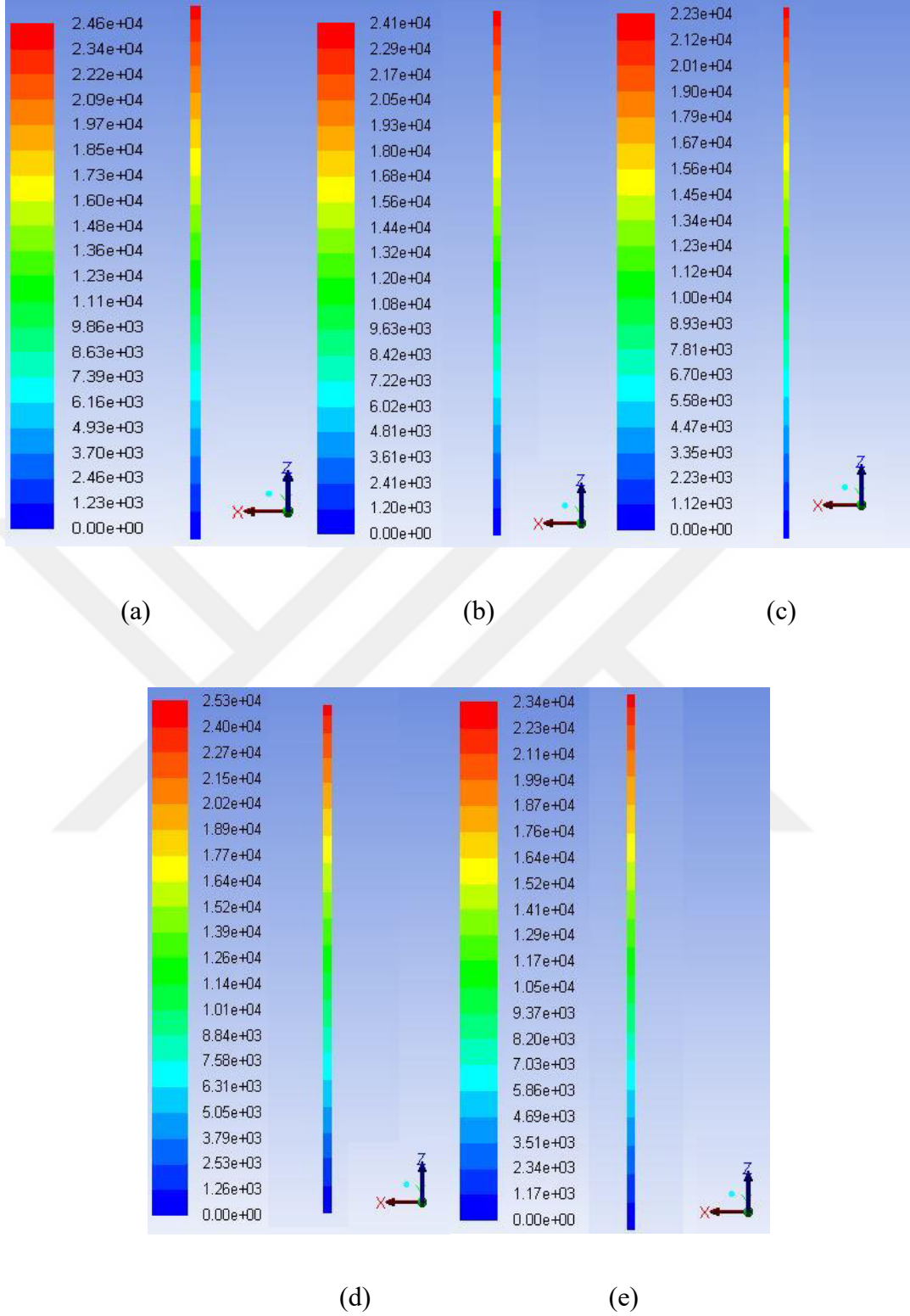
(c)



(d)

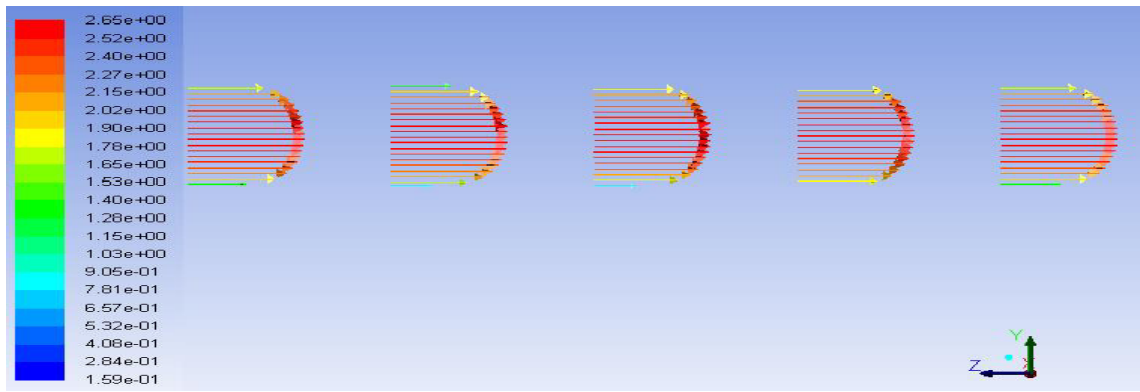
(e)

**Şekil 4.10.** Re 40000 için basınç konturları  
 $k - \epsilon$  Standart (a),  $k - \epsilon$  RNG (b), RSM (c),  $k - \omega$  Standart (d) ve Spalart- Allmaras (e)

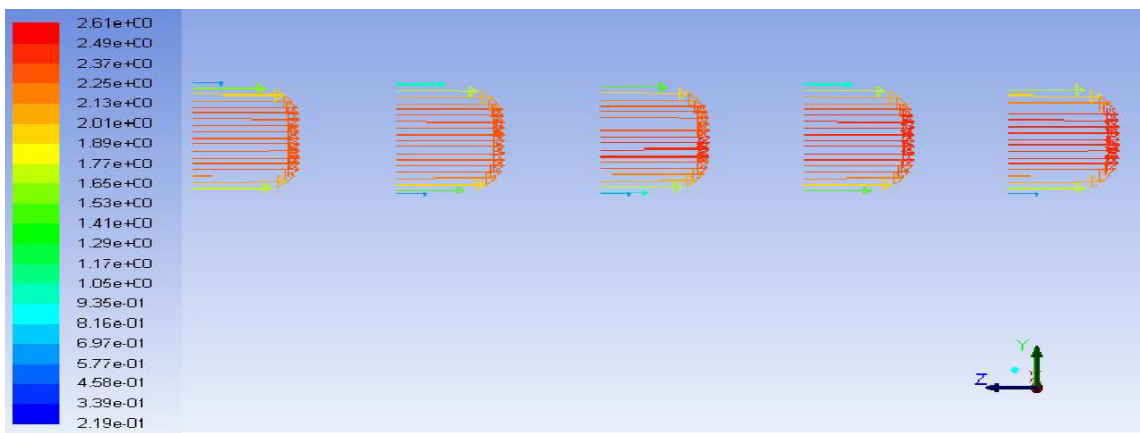


**Şekil 4.11.** Re 60000 için basınç konturları  
 $k - \epsilon$  Standart (a),  $k - \epsilon$  RNG (b), RSM (c),  $k - \omega$  Standart (d) ve Spalart- Allmaras (e)

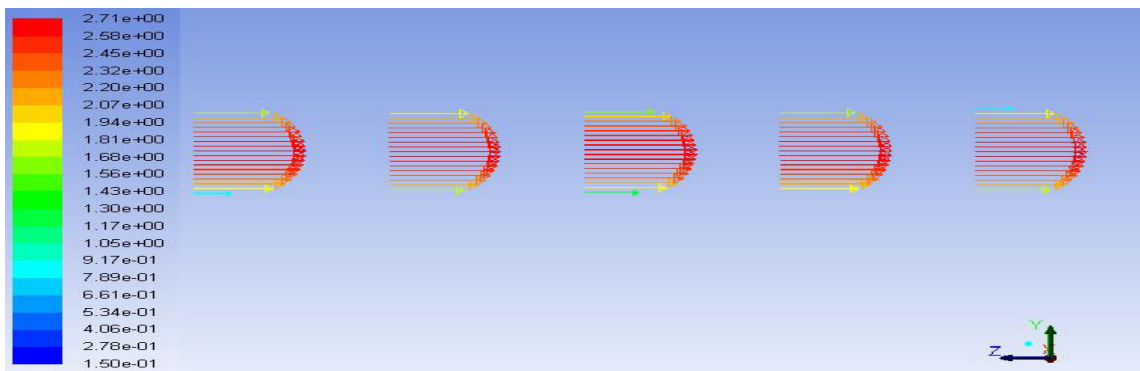
Şekil 4.12-14'de kare kesitli kanallarda türbülanslı akış için farklı Reynolds sayılarında ve farklı türbülans modelleri için nümerik testlerden elde edilen hız vektörleri verilmiştir.



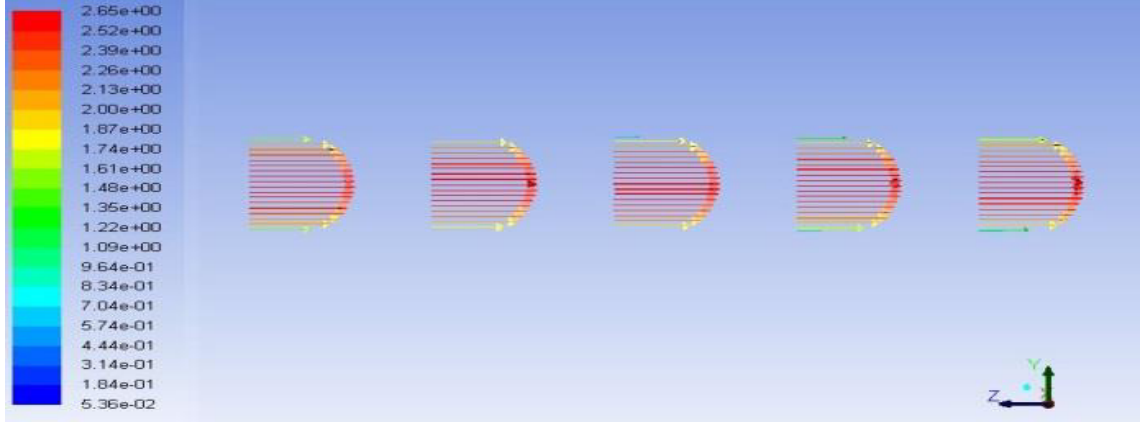
(a)



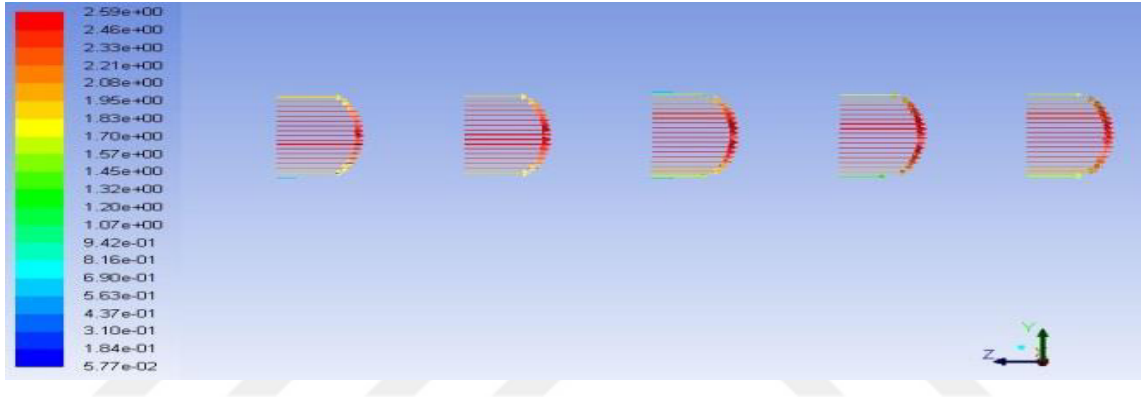
(b)



(c)

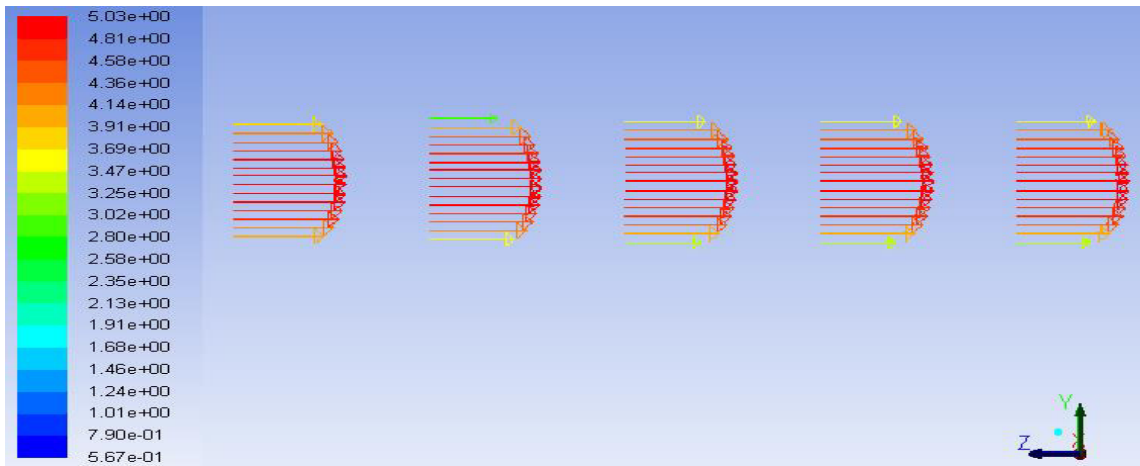


(d)

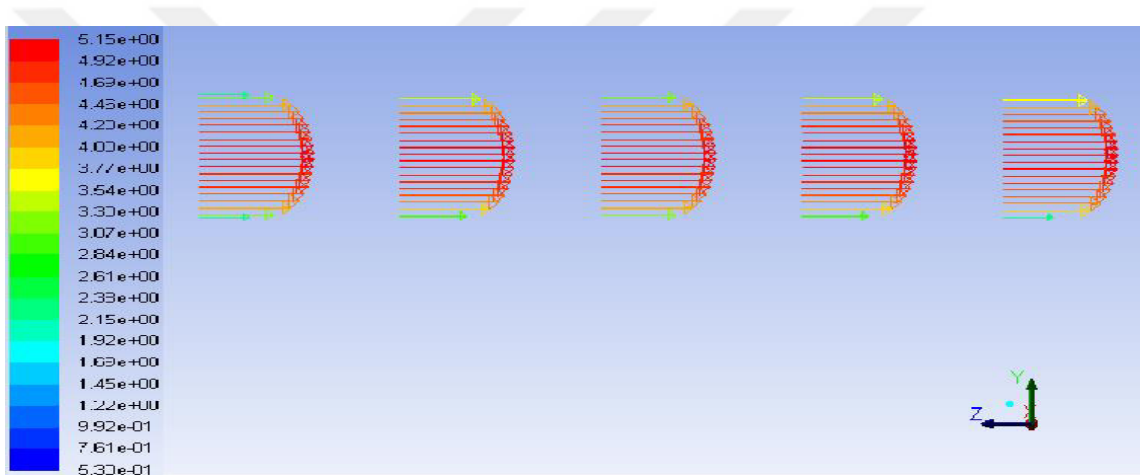


(e)

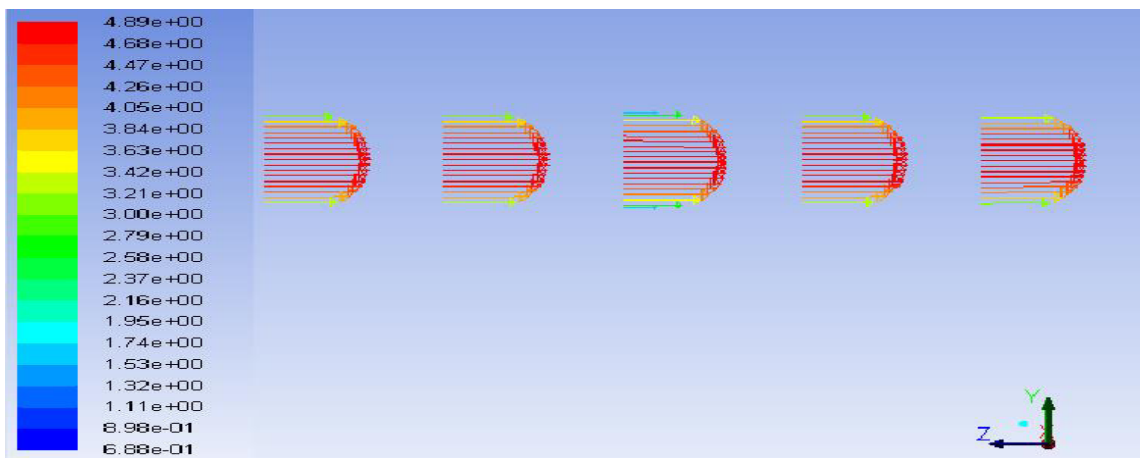
**Şekil 4.12.** Re 20000 için hız vektörleri  
 $k - \epsilon$  Standart (a),  $k - \epsilon$  RNG (b), RSM (c),  $k - \omega$  Standart (d) ve Spalart- Allmaras (e)



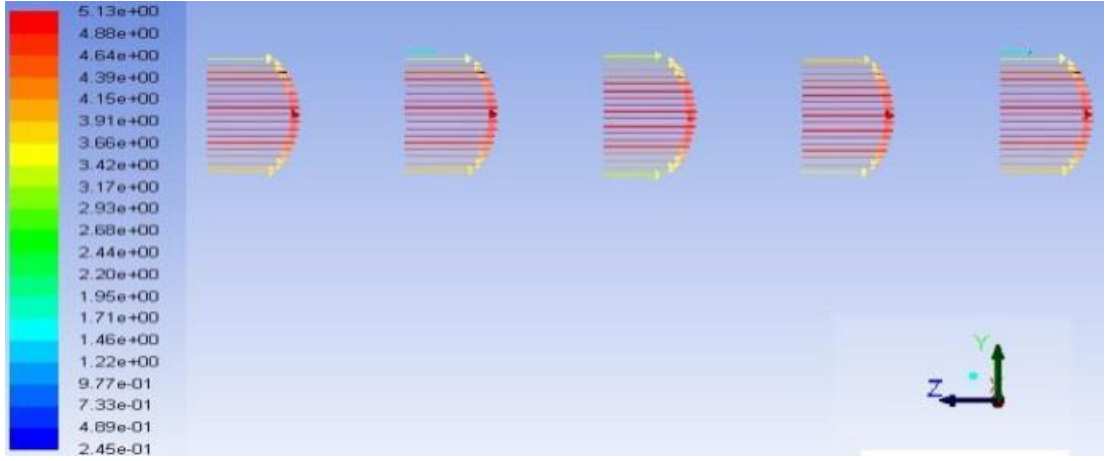
(a)



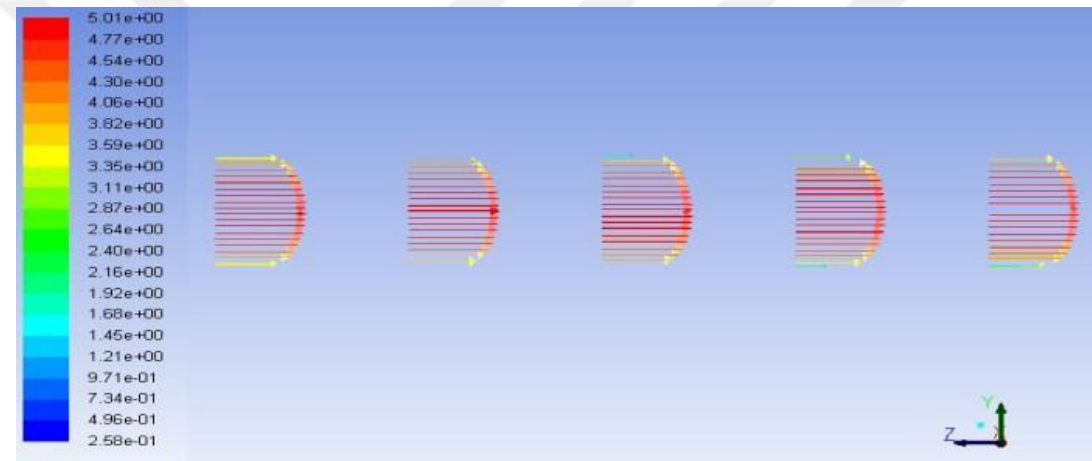
(b)



(c)

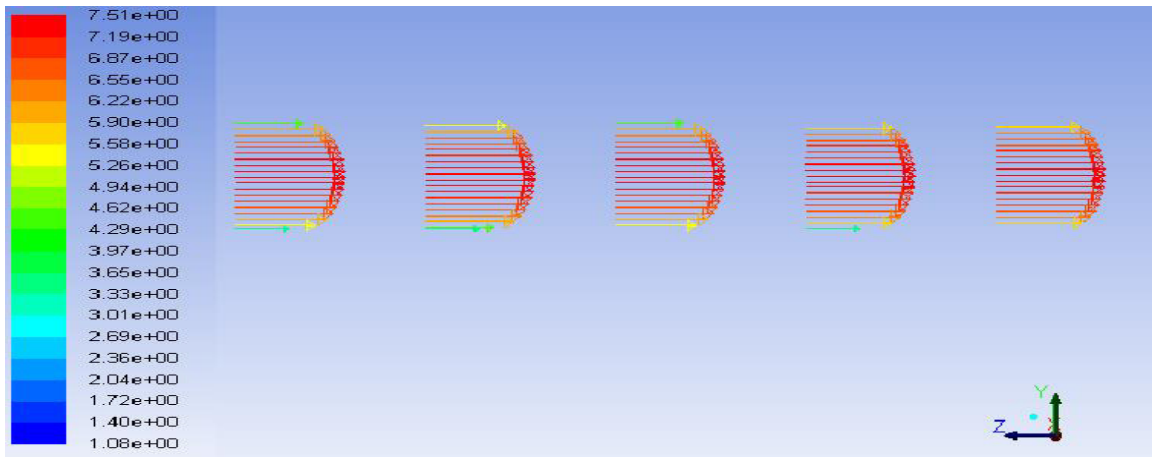


(d)

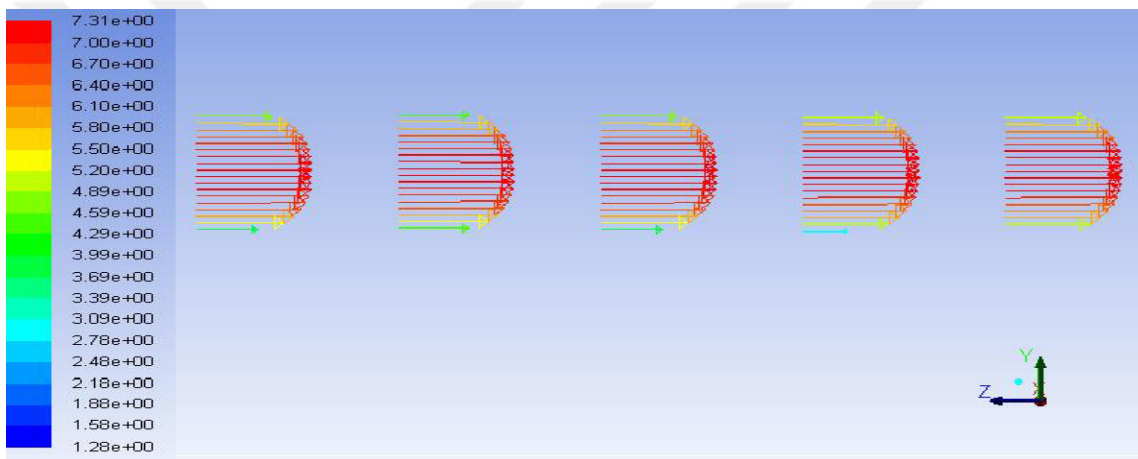


(e)

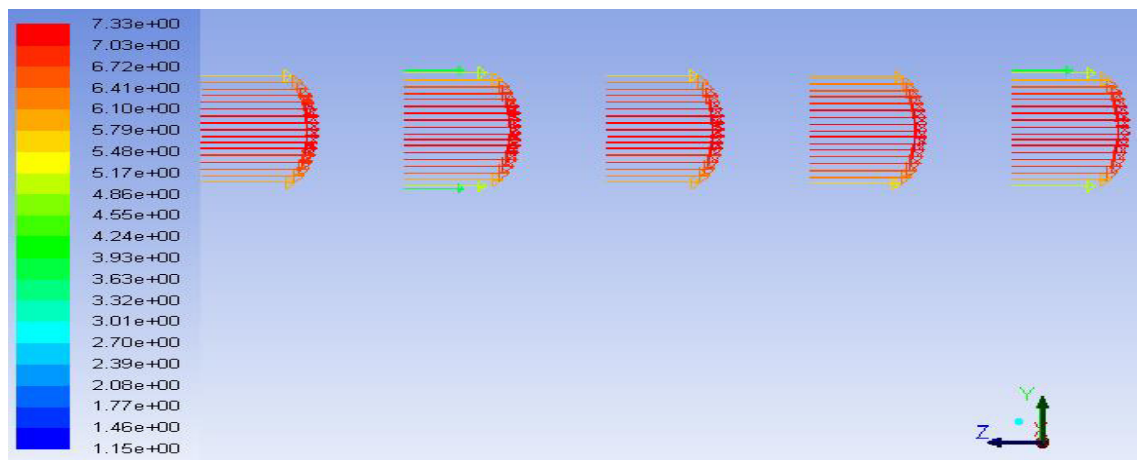
**Şekil 4.13.** Re 40000 için hız vektörleri  
 $k - \epsilon$  Standart (a),  $k - \epsilon$  RNG (b), RSM (c),  $k - \omega$  Standart (d) ve Spalart- Allmaras (e)



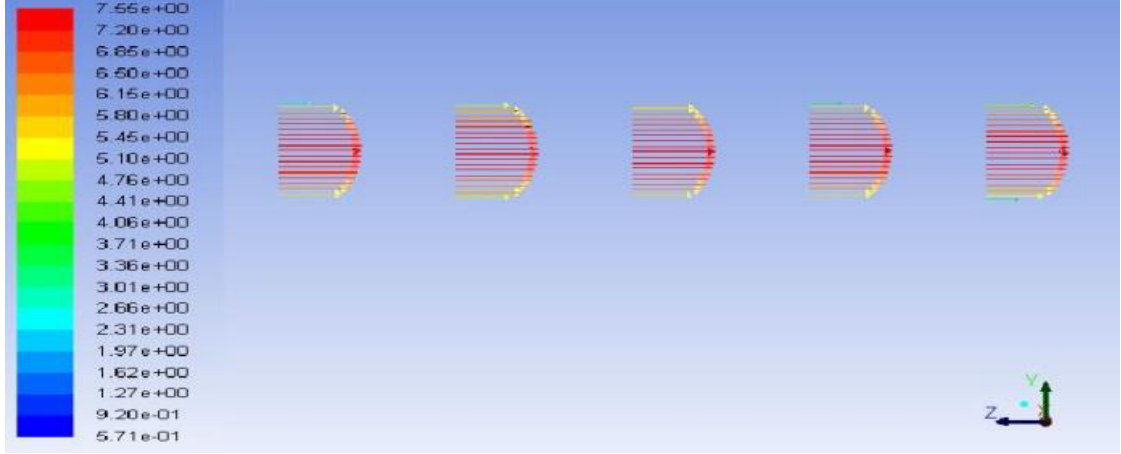
(a)



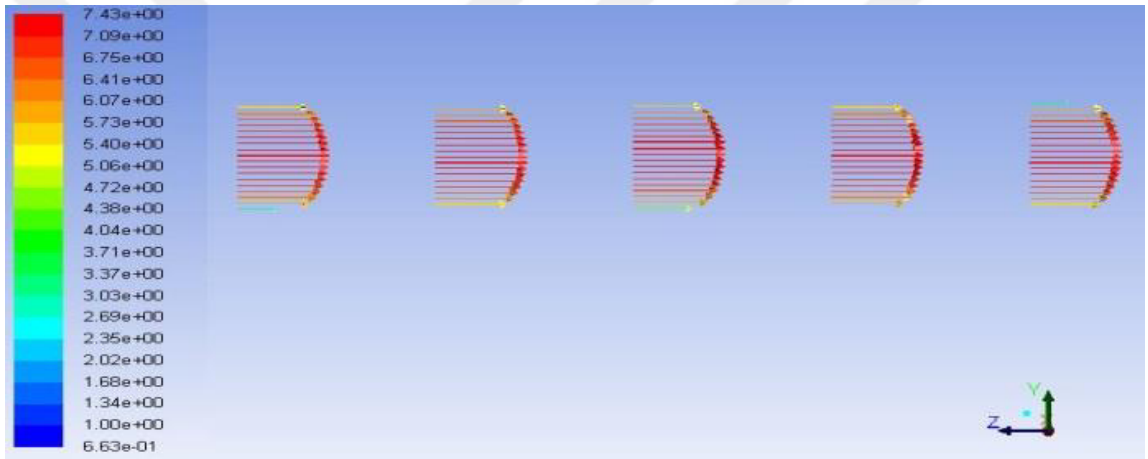
(b)



(c)



(d)



(e)

**Şekil 4.14.** Re 60000 için hız vektörleri

$k - \epsilon$  Standart (a),  $k - \epsilon$  RNG (b), RSM (c),  $k - \omega$  Standart (d) ve Spalart- Allmaras (e)

Şekillerden de görüleceği üzere hız profilleri türbülans karakteristiklerini yansıtmakta olup artan Reynolds sayısı değerleri için hız profillerinin yassılaştığı görülmektedir. İlgili literatür incelendiğinde görülmektedir ki, tam gelişmiş laminar akışta hız profilleri parabolik olarak karşımıza çıkarken, tam gelişmiş türbülanslı akışta ise hız profilleri daha basık bir hal almakta ve Reynolds sayısının artmasıyla hız profilleri üniform bir şekle yaklaşmaktadır. Elde edilen hız vektörlerinden bu durum açık olarak görülmektedir.

Bu çalışma da kare kesitli kanallarda  $k - \epsilon$  Standart,  $k - \epsilon$  RNG, RSM,  $k - \omega$  Standart, Spalart-Allmaras olmak üzere beş farklı türbülans modelinin analizi gerçekleştirilmiştir.

Analizler literatürdeki sonuçları doğrulamak ve türbülans modellerinin etkilerini incelemek amacıyla kare kesitli kanal boyunca sabit duvar ısı akısı altında gerçekleştirilmiş ve dolayısıyla enerji denkleminin numerik çözümü de yapılmıştır. Nümerik testlerden elde edilen sonuçlar artan giriş Reynolds sayısı ile basınç düşümünün arttığını göstermektedir.

Nümerik testlerden elde edilen sonuçların basınç düşümü için literatür de yer alan Şenay vd. (2019) sonuçlarıyla mukayese edildiğinde RSM türbülans modelinde maksimum %3.35 sapma,  $k - \epsilon$  RNG türbülans modelinde maksimum %4.16 sapma,  $k - \epsilon$  Standart türbülans modelinde maksimum %6.6 sapma,  $k - \omega$  türbülans modeli ve Spalart-Allmaras modelinin ise sonuçların tahmin edilmesinde yetersiz kaldığı elde edilmiştir. Nümerik testlerden elde edilen sonuçlara göre RSM türbülans modelinin kare kesitli kanallarda türbülanslı akış karakteristiklerinin tahmin edilmesinde çok daha uygun olduğu görülmektedir. Ancak, yakınsama kriterlerinin sağlanması için işlem süreleri ve maksimum sapma açısından bakıldığında ise  $k - \epsilon$  RNG türbülans modelinin uygun bir model olduğu görülmüştür.

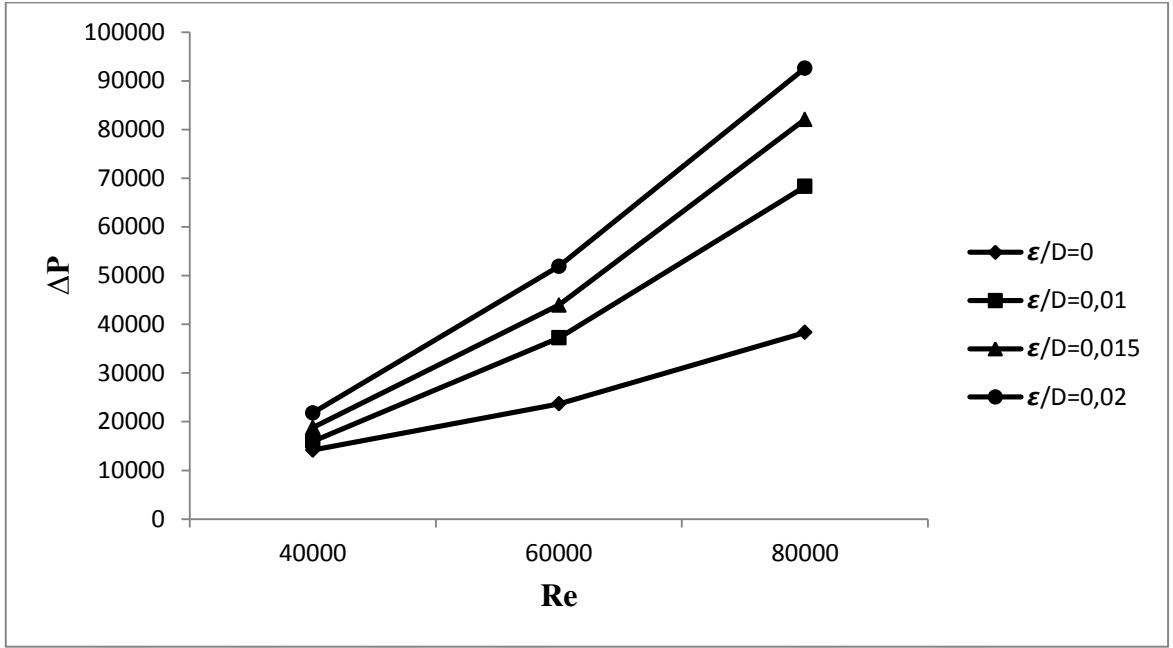
### **4.3 Yüzey Pürüzlülüğü Akış ve Isı Transferine Etkilerinin İncelenmesi**

Bu çalışma kapsamında literatür de bir örneği olmayan pürüzlü kanallarda nanoakışkan kullanımının akış ve ısı transferine etkileri incelenmiştir. Bu kapsamda yukarıda bahsedilen geometrik ve çalışma parametreleri altında saf su için pürüzlülük kalınlık değerleri 0, 0.1, 0.15 ve 0.2 mm ve farklı giriş hızları 4-8 m/s için basınç düşümü, ısı transferi ve sürtünme faktörü gibi parametreler incelenmiştir. Bunlara ilaveten %3  $Al_2O_3 - H_2O$  nanoakışkanı kullanılarak 0.1 ve 0.2 mm pürüzlülük değerlerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Burada sürtünme faktörü değeri bölüm 3.5' de bahsedilen denklemler vasıtasıyla değişen izafi pürüzlülük (pürüzlülük kalınlığı/hidrolik çap) ve Reynolds sayısı değişimi için hesaplamalar yapılmıştır.

Türbülanslı akışta basınç kayıpları izafi pürüzlülüğün ve Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak karşımıza çıkarken laminer akışta ise sadece Reynolds sayısının bir fonksiyonudur ve izafi pürüzlülükten bağımsızdır. Ancak, mikro kanal sistemlerinde yüzey pürüzlülüğü tüm akış alanındaki akışkan moleküllerini etkileyeceğinden mikro

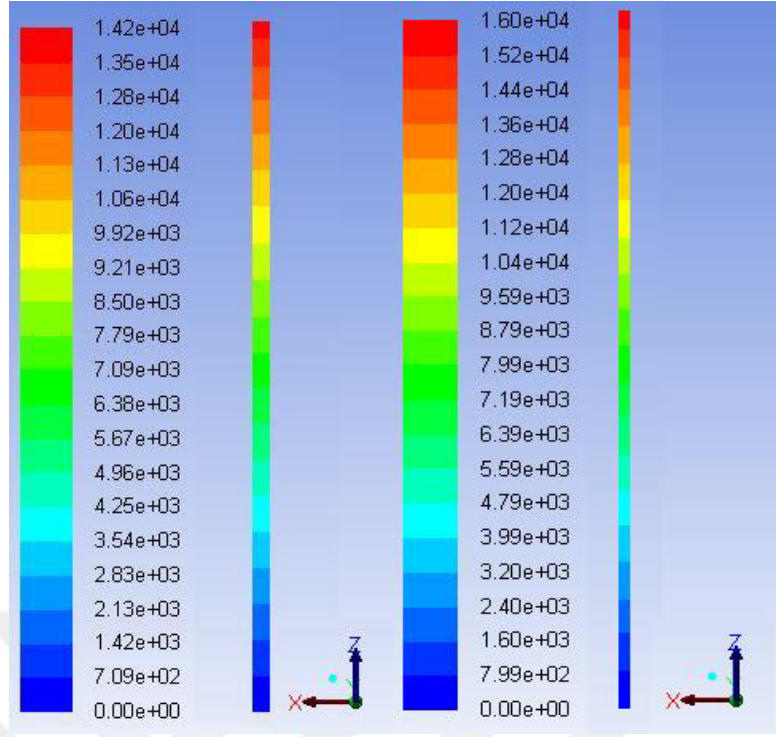
kanallarda basınç kayıpları izafi pürüzlülük ve Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak ifade edilmektedir.

Şekil 4.15’de saf su için basınç düşümü değerlerinin Reynolds sayısı ve izafi pürüzlülükle değişimi verilmektedir.



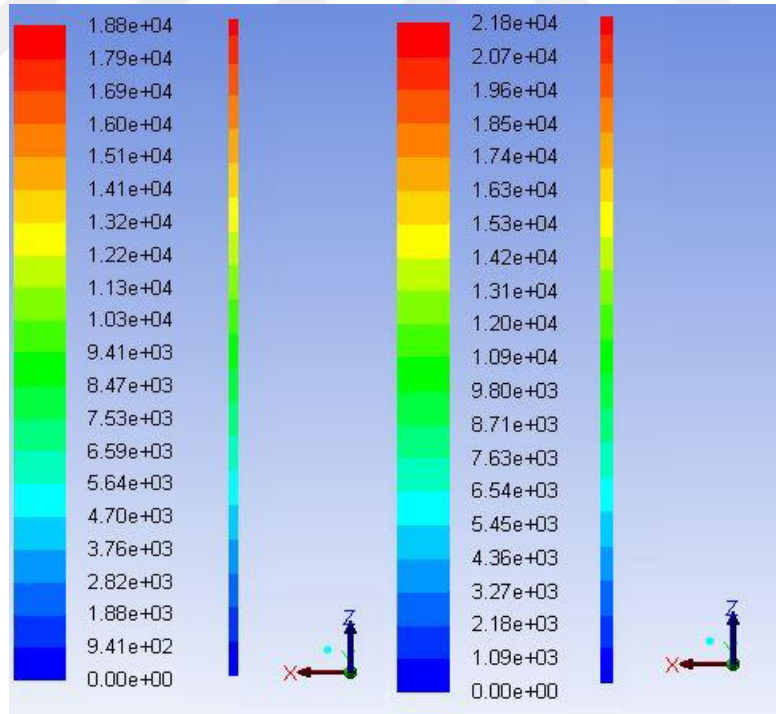
Şekil 4.15. Farklı Reynolds sayıları için izafi pürüzlülük ile basınç değişimi

Şekil 4.16-18 arasında saf su için Reynolds sayısı ve izafi pürüzlülükle değişimi ile elde edilen basınç konturları verilmektedir.



(a)

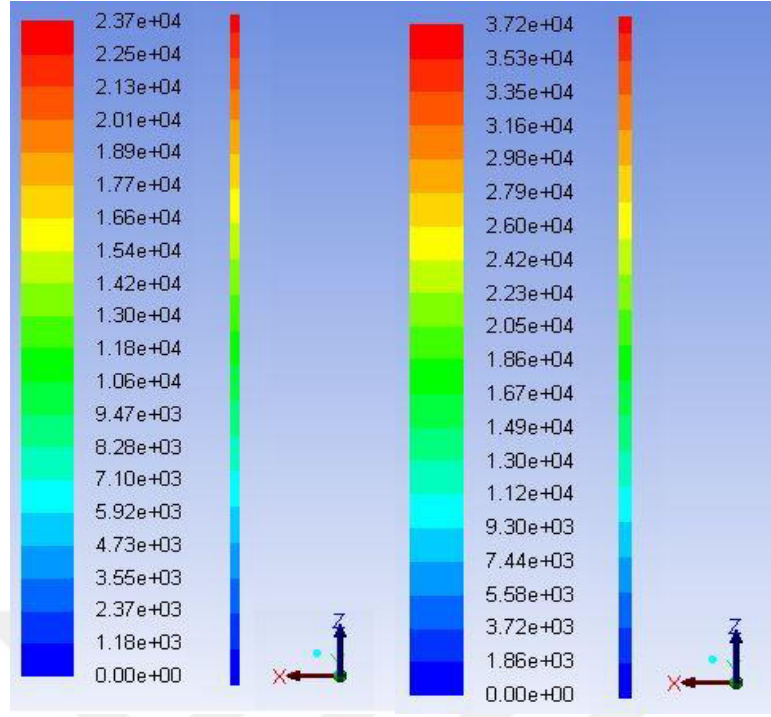
(b)



(c)

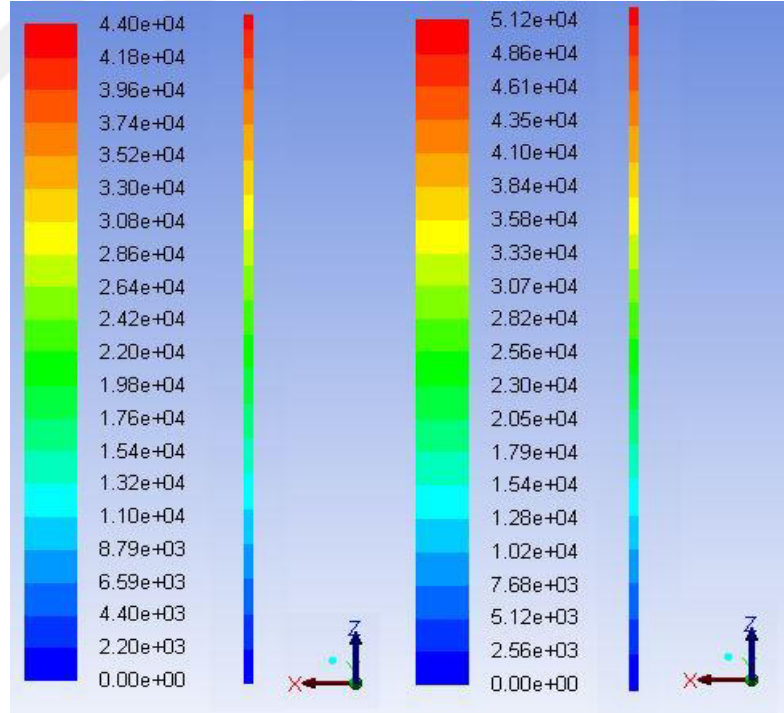
(d)

**Şekil 4.16.** Re 40000 için farklı pürüzlülük değerleri için basınç konturları  $\varepsilon = 0$  mm (a),  $\varepsilon = 0.1$  mm (b),  $\varepsilon = 0.15$  mm (c) ve  $\varepsilon = 0.2$  mm (d)



(a)

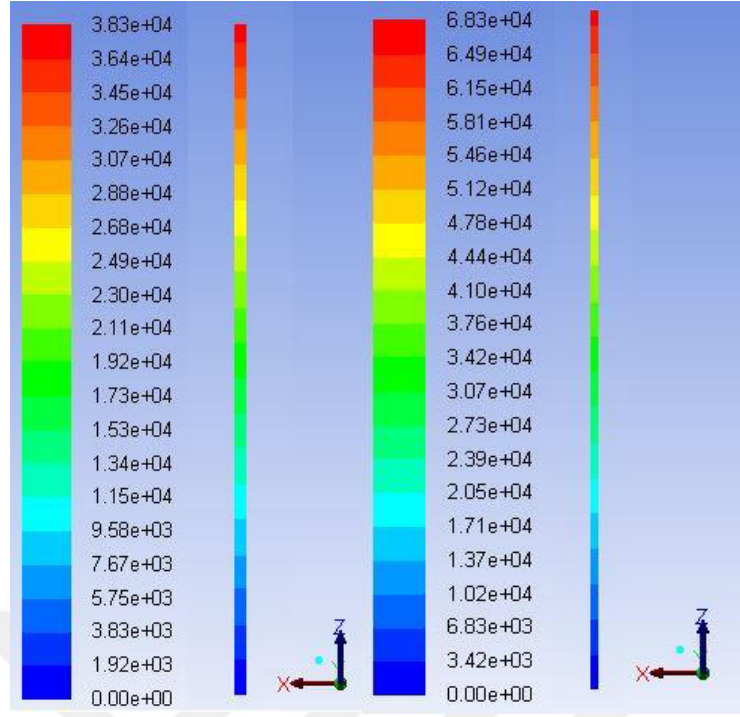
(b)



(c)

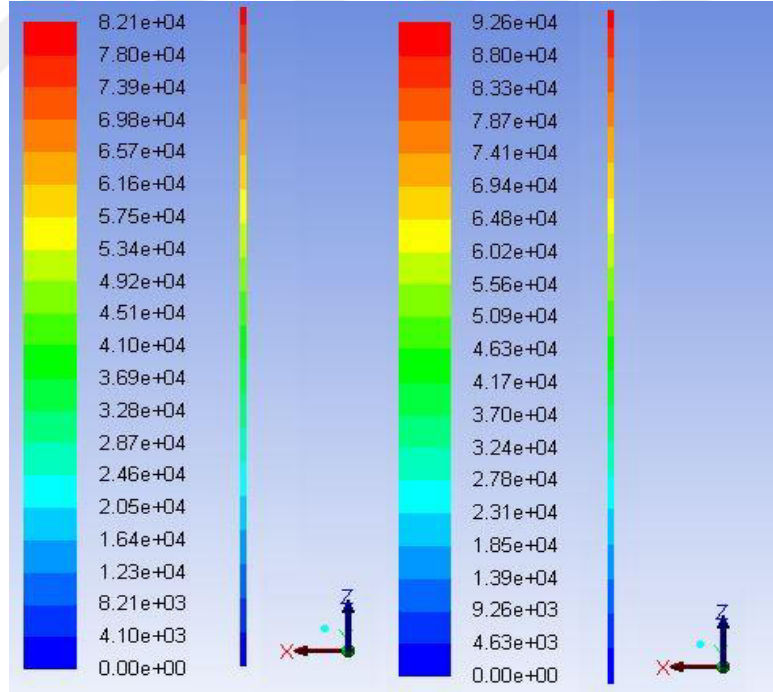
(d)

**Şekil 4.17.** Re 60000 için farklı pürüzlülük değerleri için basınç konturları  $\epsilon = 0$  mm (a),  $\epsilon = 0.1$  mm (b),  $\epsilon = 0.15$  mm (c) ve  $\epsilon = 0.2$  mm (d)



(a)

(b)

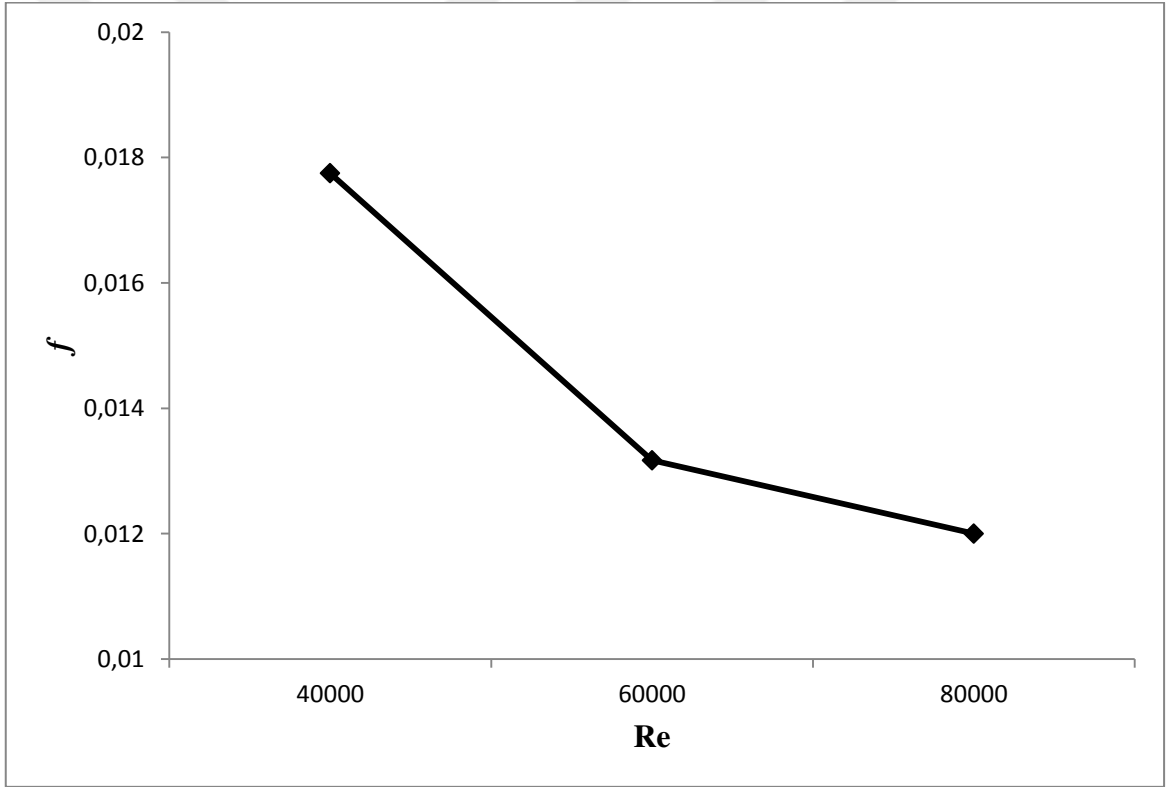


(c)

(d)

**Şekil 4.18.** Re 80000 için farklı pürüzlülük değerleri için basınç konturları  $\varepsilon = 0$  mm (a),  $\varepsilon = 0.1$  mm (b),  $\varepsilon = 0.15$  mm (c) ve  $\varepsilon = 0.2$  mm (d)

İlgili literatür (Nikuradse, 1937; Kandlikar vd., 2001; Kandlikar vd. 2005; Rawool vd. 2006) incelendiğinde, mikro kanallarda yüzey pürüzlülüğünün basınç düşümü üzerine oldukça etkisi olmasına karşın diğer kanal tiplerinde de nispeten daha az etkili olmaktadır. Bunun nedeni, yüzey pürüzlülüğü sınır tabaka akışını bozarak özellikle mikro düzeydeki kanal akışında akış moleküllerinin birbiriyle etkileşimi daha fazla olacağından; akış tipi laminar ise erken bir aşamada akışın türbülansa geçmesinin sağlanması, akış tipi zaten türbülanslı ise türbülans şiddetini daha da artırıcı bir etki yaparak basınç düşümünü artırıcı etki yapmaktadır. Tüm bu bilgiler ışığında Şekil 4.15'den de görüleceği üzere artan pürüzlülük değeri ile basınç düşümünde artış olduğu görülmektedir.



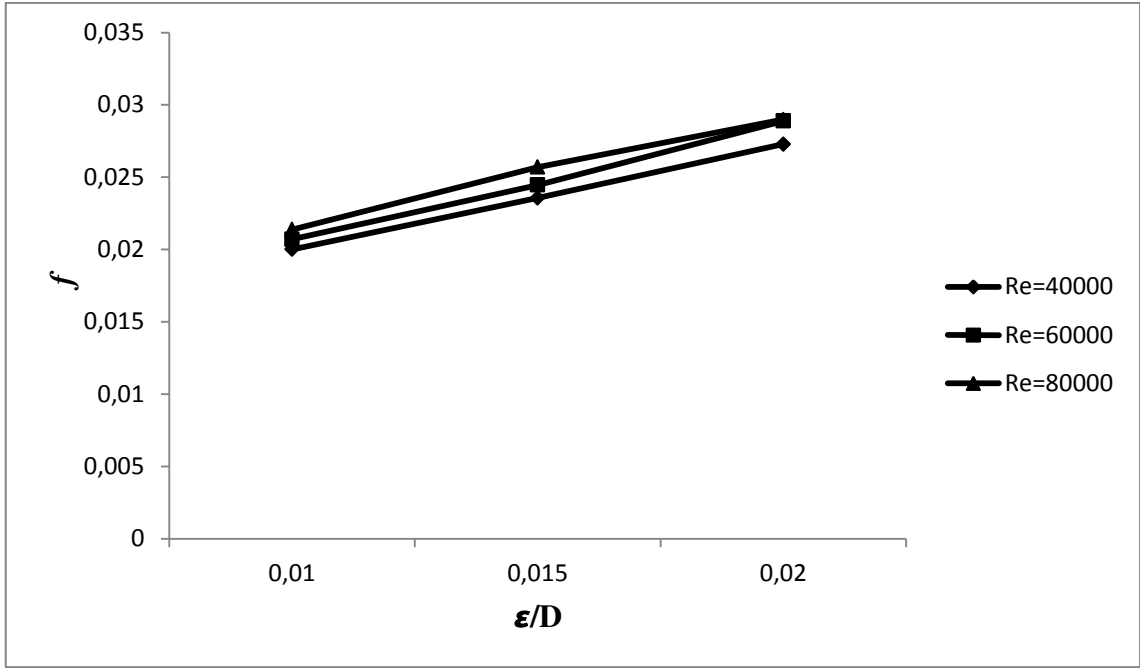
**Şekil 4.19.** Farklı Reynolds sayısı değerlerinde saf su için sürtünme faktörü değişimi

Şekil 4.19'da saf su için sürtünme faktörünün giriş hızı ile değişimini vermektedir. Artan giriş hızı değerleri için sürtünme faktörü değerlerindeki azalma viskoz etkilerinin azalıp akışın tam gelişmiş türbülans karakteristiğini yansıttığından kaynaklanmaktadır.

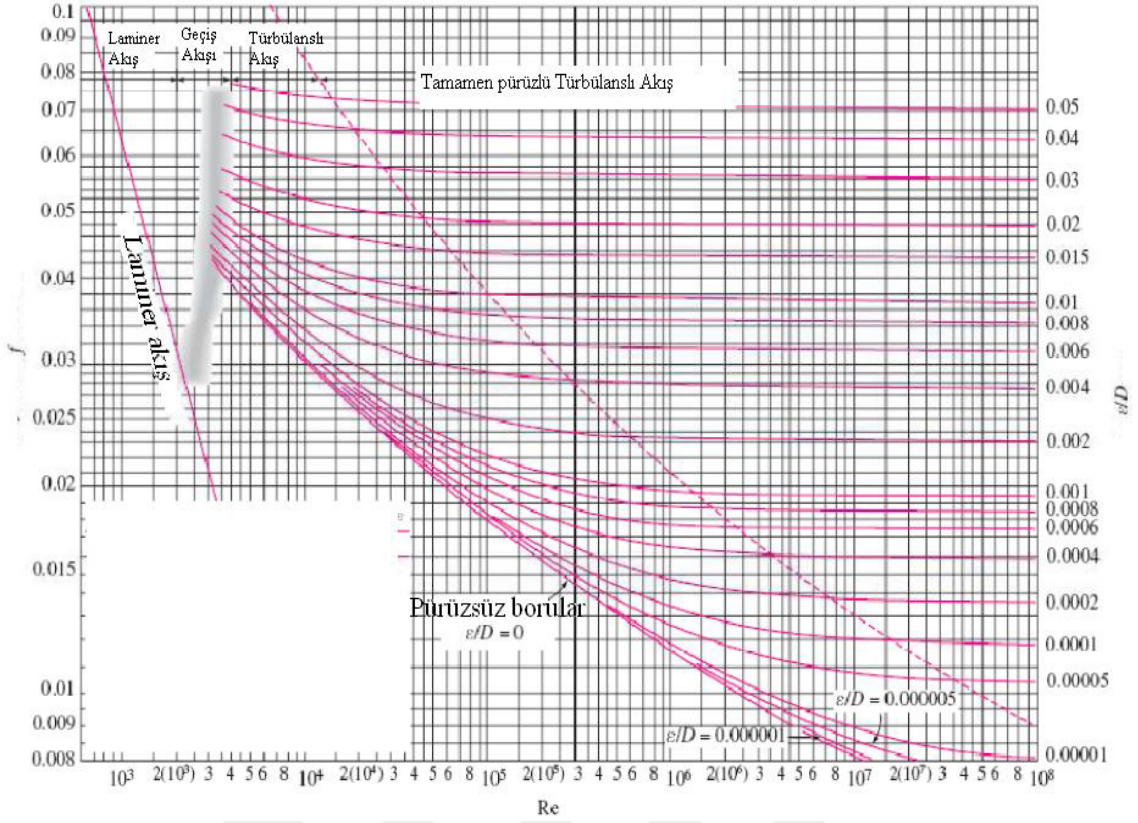
Tam gelişmiş türbülanslı akışta sürtünme faktörü değeri atalet kuvvetlerinin etkisiyle sabit kalmaktadır. Tam gelişmiş akış bölgesinde hız profiline sabit kalması nedeniyle

cidar kayma gerilmesi desabit kalmakta ve dolayısıyla sürtünme faktörü de sabit kalmaktadır.

Şekil 4.20'de farklı Reynolds sayısı ve izafi pürüzlülük değerlerinde sürtünme faktörünün değişimi verilmiştir. Şekil 4.21'de ise Moody Diyagramı (engel ve Cimbala, 2012) sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ve izafi pürüzlülükle değerlendirilmesi için verilmektedir.



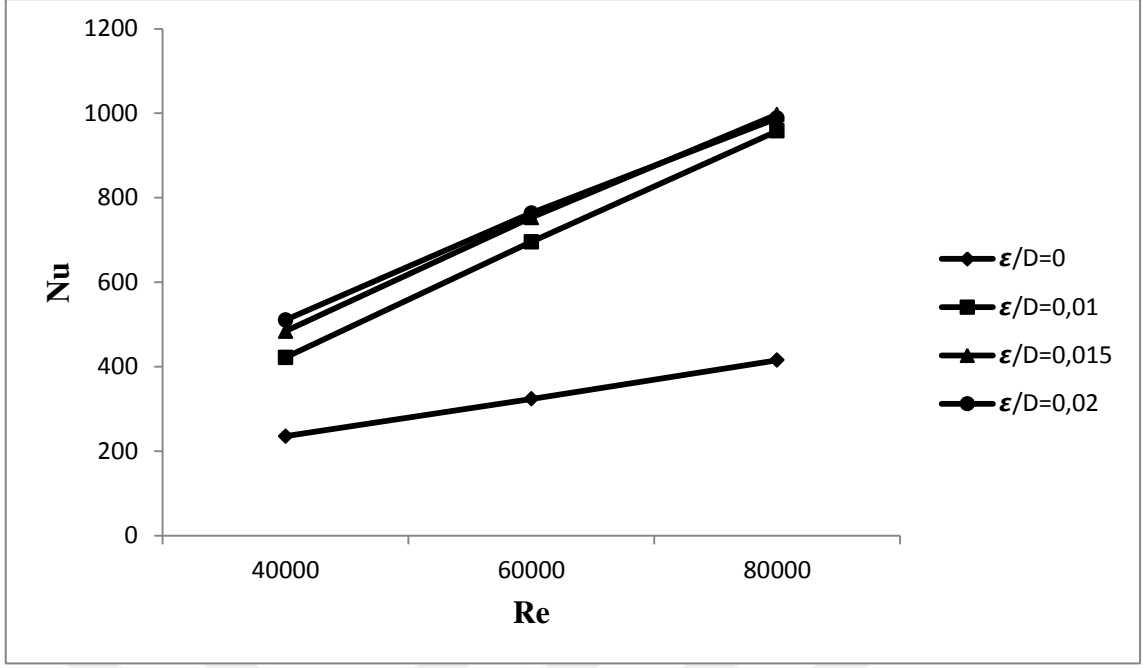
**Şekil 4.20.** Farklı Reynolds sayısı ve izafi pürüzlülük değerlerinde sürtünme faktörü değişimi



**4.21. Moody diyagramı (Çengel ve Cimbala, 2012)**

Nümerik testlerden elde edilen sürtünme faktörü değerleri (Şekil 4.20) ve Moody diyagramı (Şekil 4.21) birlikte değerlendirildiğinde nümerik testlerden elde edilen değerlerin Moody diyagramı ile uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Nümerik testlerde kullanılan izafi pürüzlülük değerleri (0.01 ve 0.02) ve Reynolds sayısı 40000-80000 aralığındaki değerlerine bakıldığında sürtünme faktörü değerinin artan izafi pürüzlülük değerleri için arttığı görülmektedir. Bunun nedeni, pürüzlü yüzeyler ile akışkan moleküllerinin etkileşime girmesi nedeniyle akıştaki çalkantı ve girdapların artması momentum transferini artırmasından kaynaklanmaktadır.

Şekil 4.22'de saf su için Nusselt sayısı değerlerinin Reynolds sayısı ve izafi pürüzlülükle değişimi verilmektedir.



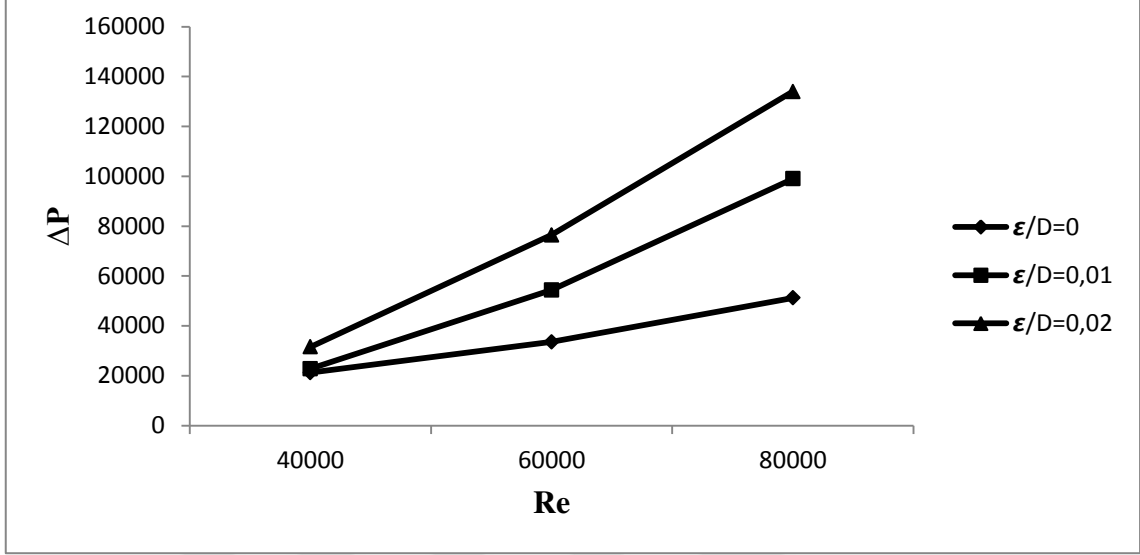
**Şekil 4.22.** Farklı Reynolds sayısı ve pürüzlülük değerlerinde ortalama Nusselt sayısı değişimi

Şekil 4.22’de artan izafi pürüzlülük değerleri ve Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı değeri artmaktadır. Burada yüzey pürüzlülüğün artmasıyla türbülans şiddeti ve dolayısıyla momentum transferi artacak ve buna bağlı olarak ısı transferi oranı da artacaktır.

Pürüzlü yüzeylerde daha önce literatürde hiç çalışılmamış olan nanoakışkanların kullanılması durumunda akış ve ısı transferi karakteristiklerinin değişimi şekil 4.23-27 arasında incelenmiştir. Bu çalışmada %3  $Al_2O_3$  kullanılmasının nedeni en yüksek akış ve ısı transferi değerlerinin elde edilmesinden kaynaklanmaktadır. Bu tür akışların deneysel olarak ilgili literatürde çalışılmamış olmasının nedenleri arasında; temel akışkan içerisindeki katı partikülün yüksek sıcaklığın mevcut olduğu bölgelere eğilim göstermesi nedeniyle zamanla topaklanma ve cidardaki pürüzlü yüzey ile katı partikülün etkileşimi nedeniyle yüzeye yapışma olup farklı bir geometrinin oluşması durumundan kaynaklanmaktadır. Bu olumsuzluğu ortadan kaldırmak için kanal malzemesinin çok iyi bir şekilde seçilmesi ve temel akışkana katı partiküllerin çok iyi bir şekilde süspansiyon edilmesi gerekmektedir.

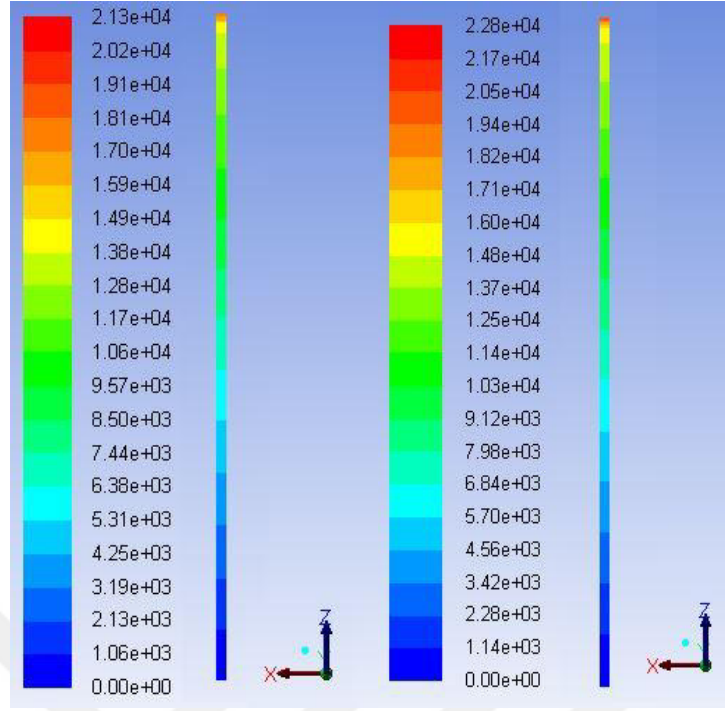
Pürüzlü yüzeylerde nanoakışkan ile hiç nümerik çalışma yapılmamış olmasının başında pürüzlü yüzey ile bu bölgeye yakın olan nanopartiküllerin yüzeyde yeni bir tabaka

oluşturma problemi durumuna karşı akış analizinin “kaymama koşulu” na göre değil cidarda bir kayma durumu oluşturacağı için duvara buna göre sınır Őartlarını tanımlamak gerektiğinden kaynaklanmaktadır.



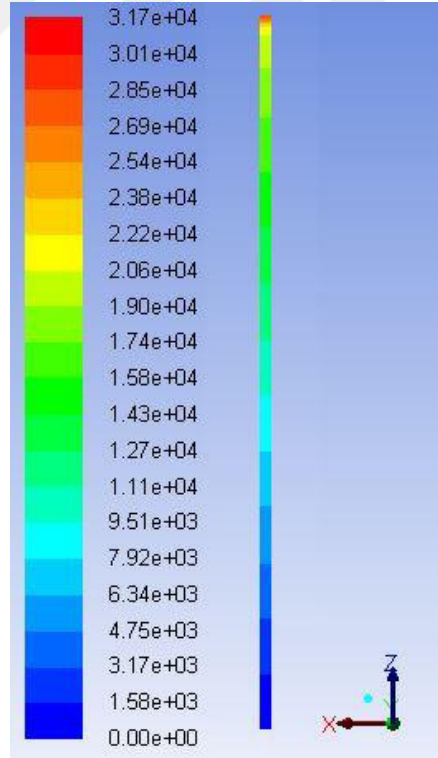
**Şekil 4.23.** %3  $Al_2O_3$  için farklı Reynolds sayıları için izafi pürüzlülük ile basınç düşümü değişimi

%3  $Al_2O_3$  için 0,1 ve 0,2 mm pürüzlülük değerlerinde basınç düşümü konturları Şekil 4.24-26'ya kadar verilmiştir.



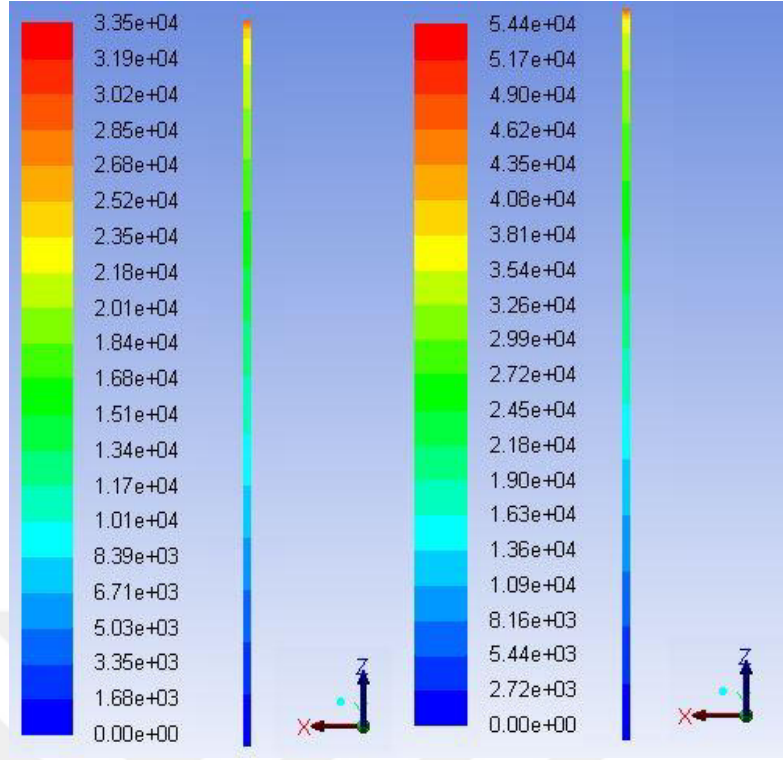
(a)

(b)



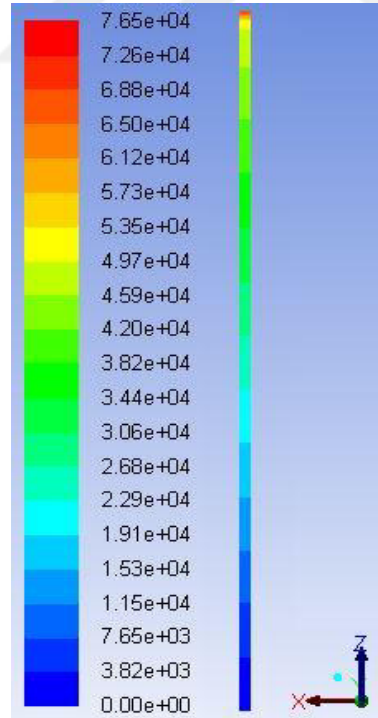
(c)

Şekil 4.24. Reynolds 40000 için basınç düşümü  
 $\varepsilon = 0$  mm (a),  $\varepsilon = 0.1$  mm ve  $\varepsilon = 0.2$  mm (c)



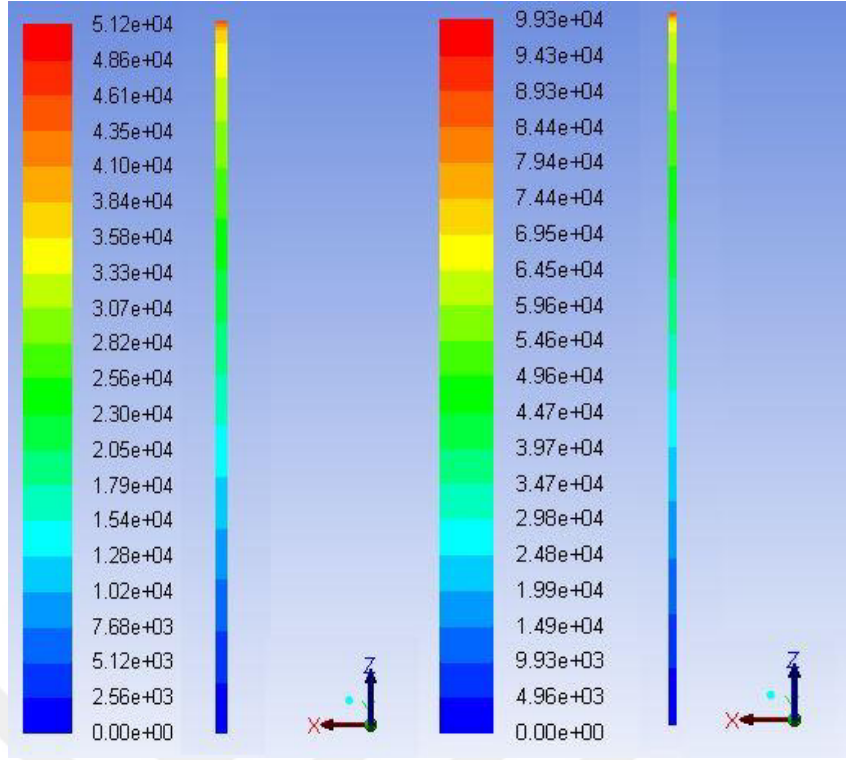
(a)

(b)



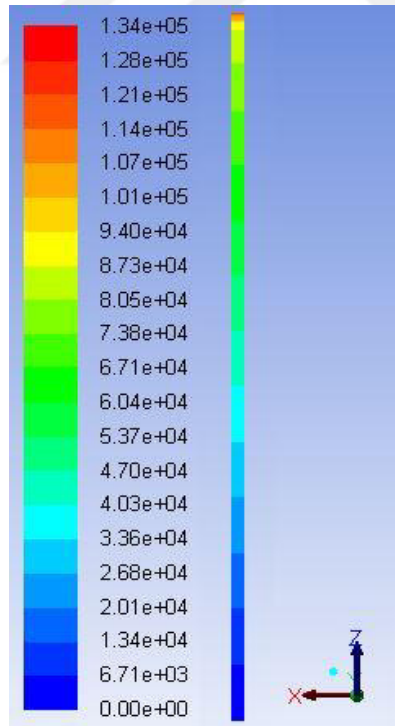
(c)

Şekil 4.25. Reynolds 60000 için basınç düşümü  
 $\varepsilon = 0$  mm (a),  $\varepsilon = 0.1$  mm ve  $\varepsilon = 0.2$  mm (c)



(a)

(b)

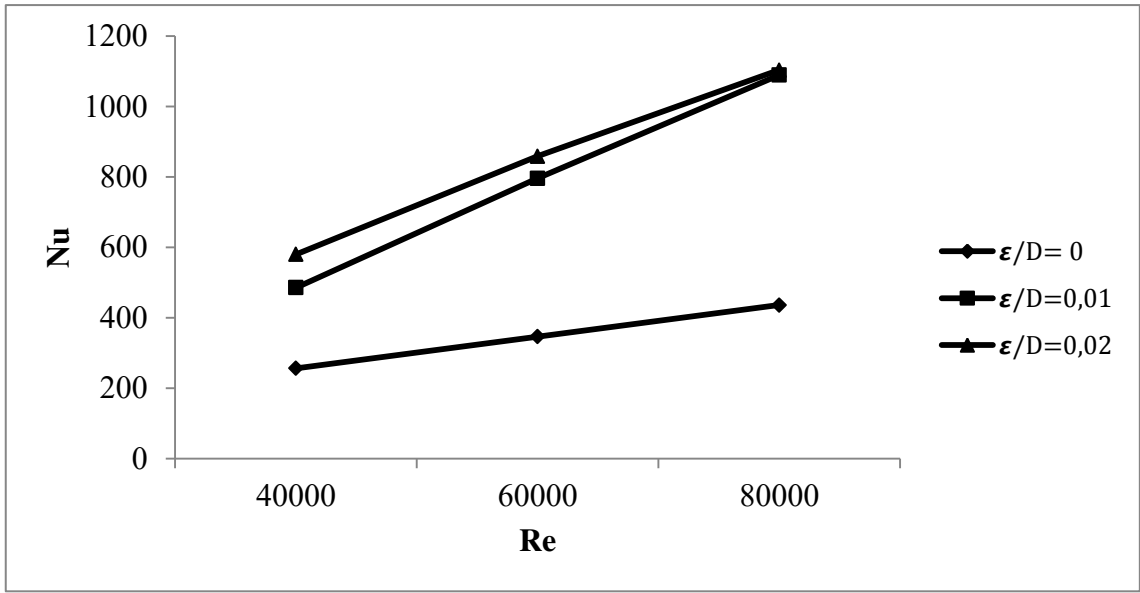


(c)

Şekil 4.26. Reynolds 80000 için basınç düşümü  
 $\varepsilon = 0$  mm (a),  $\varepsilon = 0.1$  mm ve  $\varepsilon = 0.2$  mm (c)

Şekillerden de görüldüğü üzere artan izafi pürüzlülük değeri ve Reynolds sayısı değerleri için basınç düşümünü artmaktadır. Bunun nedeni artan pürüzlülük değerlerinin akışta çalkantı ve girdap hareketlerinin daha çok artmasına dolayısıyla türbülans yoğunluğunu ve momentum transferinin artmasına neden olup basınç düşümünü artırmaktadır.

Farklı Reynolds sayısı ve izafi pürüzlülük ile Nusselt sayısı değişimi Şekil 4.27’de verilmektedir.



**Şekil 4.27.** Farklı Reynolds sayıları için izafi pürüzlülük ile ortalama Nusselt sayısı değişimi

Şekil 4.27’den de görüldüğü üzere saf su içerisine nanopartiküllerin ilavesiyle termal iletkenlik, yoğunluk,viskozite gibi parametrelerin artmasıyla Nusselt sayısında artış görülmektedir. Aynı zamanda yüzey pürüzlülüğünün artmasıyla akış daha çalkantılı bir hal alacağı için ısı transferi artmaktadır.

## BÖLÜM V

### SONUÇLAR

Bu tez çalışması kapsamında bir kare kesitli kanalda türbülanslı akış için türbülans modellerinin uygunluğu ve nanoakışkan akışı ve ısı transferinin yüzey pürüzlülüğü üzerine etkileri incelenmiştir.

Nümerik tekniği doğrulama adına literatürdeki tek faz su ve çeşitli hacimsel oranlarda alümina nanopartikülü kullanılmış ve elde edilen sonuçların literatürdeki sonuçlarla uyum içinde olduğu görülmüştür. İlk olarak nümerik tekniği doğrulama adına literatürde bulunan Şenay vd. (2019) çalışmalarıyla mukayese edilmiştir. Analizler saf su ve %1-3  $Al_2O_3 - H_2O$  nanoakışkanı için gerçekleştirilmiştir. Analizler neticesinde basınç düşümü için maksimum % 4.89 sapma ve Nusselt sayısı için maksimum % 4.86 sapma bulunmuştur. Bununla birlikte saf su için Nusselt sayısı değerlerinde Dittus- Boelter (1930) yaklaşımına göre maksimum % 2.75 sapma ile değerler elde edilmiştir. %3  $Al_2O_3 - H_2O$  için ise Pak ve Cho (1998) yaklaşımına göre maksimum % 4.05 sapma ile değerlere ulaşılmış ve nümerik teknik doğrulanmıştır.

Reynolds sayısı ve nanoakışkanın hacimsel oranı ile ısı transferi özelliklerinin iyileştiği ve buna karşın basınç düşümünün arttığı görülmektedir. Bunun nedeni yüksek Reynolds sayılarında yüksek atalet kuvvetlerinin etkisiyle akıştaki çalkantı ve girdap hareketlerinin artmasına neden olduğu için momentum ve ısı transferini artırmakta ve aynı zamanda artan hacimsel oranlar neticesinde ise temel akışkan saf suya katı partiküllerin ilave edilmesi termal iletkenlik, yoğunluk, viskozite gibi özellikleri artırmasından kaynaklanmaktadır.

Artan Reynolds sayısı için maksimum sıcaklık değerlerinde azalış görülmektedir. Bunun sebebi ise artan Reynolds sayısının termal direnci kırmasından kaynaklanmaktadır.

Kare kesitli ve giriş hızı 2,4 ve 8 m/s değerlerinde belirli sınır şartları altında saf su için literatürde yaygın olarak kullanılan  $k - \epsilon$  Standart,  $k - \epsilon$  RNG, RSM,  $k - \omega$  Standart, Spalart- Allmaras olmak üzere beş farklı türbülans modellerinin nümerik testlerle gerçekleştirilmiştir. Analizler neticesinde basınç düşümü için literatürde yer alan Şenay

vd. (2019) sonuçlarıyla mukayese edildiğinde RSM türbülans modeli maksimum % 3.35 sapma oranıyla  $k - \epsilon$  RNG türbülans modeli maksimum % 4.16,  $k - \epsilon$  Standart türbülans modeli maksimum % 6.6 sapma,  $k - \omega$  türbülans modeli ve Spalart-Allmaras türbülans modelinin ise sonuçların tahmin edilmesinde yetersiz kaldığı elde edilmiştir. RSM türbülans modelinin kare kesitli kanallarda türbülanslı akış karakteristiklerinin tahmin edilmesinde çok daha uygun olduğu görülmektedir. Ancak, yakınsama kriterlerinin sağlanması için işlem süreleri ve sapma oranları bakımından bakıldığında ise  $k - \epsilon$  RNG türbülans modelin uygun bir model olduğu değerlendirilmiştir.

Yüzey pürüzlülüğünün saf su ve  $Al_2O_3 - H_2O$  nanoakışkanı için basınç düşümü ve ısı transferi üzerine etkileri 4,6 ve 8 m/s hız değerlerinde ve 0.1 mm, 0.15 mm, 0.2 mm değişen pürüzlülük kalınlık değerleri için nümerik testler yapılmıştır.

Nümerik testler neticesinde;

-Artan giriş hızı değerleri için sürtünme faktörü değerlerindeki azalma viskoz etkilerinin azalıp akışın tam gelişmiş türbülans karakteristiğini yansıtmamasından kaynaklanmaktadır. Tam gelişmiş türbülanslı akışta sürtünme faktörü değeri atalet kuvvetlerinin etkisiyle sabit kalmaktadır. Tam gelişmiş akış bölgesinde hız profili sabit kaldığı için cidar kayma gerilmesi de sabit kalmakta ve dolayısıyla sürtünme faktörü de sabit olmaktadır.

-Artan izafi pürüzlülük ve Reynolds değerleri için basınç düşümü, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinde artış olduğu görülmüştür. Bunun nedeni, artan pürüzlülük değerlerinin akışta çalkantı ve girdap hareketlerinin daha çok artmasına dolayısıyla türbülans yoğunluğunu ve momentum transferi neden olup basınç düşümü ve ısı transferini artırmaktadır.

## KAYNAKLAR

Ansys, “Ansys 15.0 Fluent User’s Guide”, *ANSYS*, Canonsburg, (2013).

Bedir, Ö., “Sabit Isı Akılı Yatay Bir Boruda Türbülanslı Akışta Nanoakışkanların Sayısal Olarak İncelenmesi”, Doktora Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Doktora Tezi, Erzurum, 2013.

Bianco V., Manca O. and Nardini S., “Numerical investigation on nanofluids turbulent convection heat transfer inside a circular tube”, *International Journal of Thermal Sciences* 50, 341-349, 2011.

Choi, S.U.S., “Enhancing Thermal Conductivity of Fluids with Nanoparticles”, American Society of Mechanical Engineers, *Fluids Engineering Division (Publication) FED* 231, 99-105, 1995.

Çengel, Y.A. ve Cimbala, J.M., Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, **İzmir Güven Kitabevi**, İzmir, 2012.

Dittus, F.W., and Boelter, L.M.K., “Heat transfer for automobile radiators of the tubular type”, *Univ. Calif. Publ. Eng.* 11, 443-461, 1930.

Erdoğan, B., “Mini/Mikro Kanallarda Nanoakışkan ile Isı Transferinin Deneysel İncelenmesi”, Doktora Tezi, *Bülent Ecevit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Zonguldak, 2016.

Fard M.H., Esfahany M.N. and Talaie M.R., “Numerical study of convective heat transfer of nanofluids in a circular tube two-phase model versus single-phase model”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37 , 91–97, 2010.

Filiz D., “ Dairesel Boru İçindeki  $Al_2O_3$ /su Nanoakışkanının Türbülanslı Akış ve Isı Transfer Karakteristiklerinin Sayısal Olarak İncelenmesi ”, Yüksek Lisans Tezi, **Boğaziçi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü** , İstanbul, 2017

Fu, S., Launder, B.E. and Leschziner, M.A., “Modeling Strongly Swirling Recirculating Jet Flow with Reynolds-Stress Transport Closures”, **In Sixth Symposium on Turbulent Shear Flows**, Toulouse, France, 1987.

Ghule K and Soni M.S., “Numerical Heat Transfer Analysis of Wavy Micro Channels with Different Cross Sections”, **Energy Procedia** 109, 471-478, 2017.

Gibson M., M., and Launder, B., E., “Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer”, **J. Fluid Mech.** 86, 491–511, 1978.

Gupta, M., Kumar, R., Arora, N., Kumar, S. and Dilbagi, N., “Forced Convective Heat Transfer of MWCNT/Water Nanofluid Under Constant Heat Flux: An Experimental Investigation”, **Arab J Sci Eng** 41, 599-609, 2016.

Heris, S.Z., Etemad, S.G. and Esfahany, M.N., “Convective Heat Transfer of A Cu/Water Nanofluid Flowing Through Circular Tube”, **Experimental Heat Transfer** 22, 217-227, 2009.

Hussein, A.M., Bakar, R.A. and Kadirgama, K., “Study of forced convection nanofluid heat transfer in the automotive cooling system”, **Case Studies in Thermal Engineering** 2, 50-61, 2014.

Iqbal, S.M., Raj, C.S., Arul, S. and Rathnakumar, P., “Heat transfer intensification of Zirconia/water nanofluid”, **Journal of Advances in chemistry** 3, 2017.

Kandlikar, S.G., Joshi, S. and Tian, S., “Effect of Channel Roughness on Heat Transfer and Fluid Flow Characteristic at Low Reynolds Numbers in Small Diameter”, **Proceedings of NHTC’01 35th National Heat Transfer Conference**, 10-12 June, 2001.

Kandlikar, S. G., Schmitt, D., Carrano, A. L., and Taylor, J. B., “Characterization of surface roughness effects on pressure drop in single-phase flow in minichannels”, *Physics of Fluids* 17, 100606, 1-11, 2005.

Kandlikar, S.G. and Grande, W.J., “Evaluation of Single Phase Flow in Microchannels for High Heat Flux Chip Cooling- thermohydraulic Performance Enhancement and Fabrication Technology”, *Heat Transfer Engineering* 25 (8), 5-16, 2004.

Karabulut K., Isı Değiştrilerde Isı Aktarımının Nanoakışkanlar Kullanılarak Artırılması, Doktora Tezi, *Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Sivas, 2015.

Karagoz, I. and Kaya, F., “Evaluations of Turbulence Models for Highly Swirling Flows in Cyclones”, *CMES* 43 (2), 111-129, 2009.

Kaya, F., Girdaplı Akışların Geometrik ve Çalışma Parametreleri Altında İncelenmesi, Doktora Tezi, *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bursa, 2009.

Kaya, F., “Numerical Investigation of Effects of Ramification Length and Angle on Pressure Drop and Heat Transfer in a Ramified Microchannel”, *Journal of Applied Fluid Mechanics* 9 (2), 767-772, 2016.

Kaya, O., “Numerical Study of Turbulent Flow and Heat Transfer of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water mixture in a square duct with uniform heat flux”, *Heat and Mass Transfer* 49, 1549-1563, 2013.

Kaya, O., “Numerical Investigation of Heat Transfer, Pressure Drop and Wall Shear Stress Characteristics of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> –Water Nanofluid in a Square Duct”, *Arab J Sci Eng* 40, 3641-3655, 2015.

Launder, B.E., “Second-Moment Closure: Present... and Future?”, *Inter. J. Heat Fluid Flow* 10 (4), 282-300, 1989.

Launder, B.E., “Second-Moment Closure and Its Use in Modeling Turbulent Industrial Flows”, *International Journal for Numerical Methods in Fluids* 9, 963–985, 1989.

Launder, B.E. and Spalding, D.B., “Lectures in Mathematical Models of Turbulence”, *Academic Press*, London, England, 1972.

Launder, B.E., Reece, G.J. and Rodi, W., “Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulence Closure”. *J. Fluid Mech.* 68(3), 537–566, 1975.

Lien F.S. and Leschziner, M.A., “Assessment of Turbulent Transport Models Including Non-Linear RNG Eddy-Viscosity Formulation and Second-Moment Closure”. *Computers and Fluids* 23(8), 983–1004, 1994.

Luciu, R.S., Mateescu, T., Cotorobai, V. and Mare, T., “Nusselt number and convection heat transfer coefficient for a coaxial heat exchanger using  $\text{Al}_2\text{O}_3$  –Water pH=5 nanofluid”, *Buletinul Inst Politlasi* 2, 71–80, 2009.

Manay, E., Mikro Kanallarda Nanoakışkanların Isı Transferi ve Basınç Düşümü Karakteristiklerinin Araştırılması, Doktora Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum, 2014.

Masuda, H., Ebata, A., Teramae, K. and Hishinuma, N., “Alteration of Thermal Conductivity and Viscosity of Liquid by Dispersing Ultra-Fine Particles (Dispersion of  $\gamma$ - $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{SiO}_2$ , and  $\text{TiO}_2$  Ultra-Fine Particles)”, *Netsu Bussei* 4, 227-233, 1993.

Mohammed, H.A., Bhaskaran, G., Shuaib, N.H. and Abu-Mulaweh, H.I., “Influence of nanofluids on parallel flow square microchannel heat exchanger performance”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 38, 1–9, 2011.

Moraveji M.K., Darabi M., Haddad S.M.H. and Davarnejad R., “Modeling of convective heat transfer of a nanofluid in the developing region of tube flow with computational fluid Dynamics”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 38, 1291–1295, 2011.

Moraveji, M.K., Ardehali R.A. and Ijam, A., “CFD investigation of nanofluid effects (cooling performance and pressure drop) in mini-channel heat sink”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 40, 58–66, 2013.

Murshed, S.M.S., Leong, K.C. and Yang, C., “Thermophysical and electrokinetic properties of nanofluids – A critical review”, *Applied Thermal Engineering* 28, 2109–2125, 2008.

Nasiri, M., Etemad, S.Gh. and Bagheri, R., “Experimental heat transfer of nanofluid through an annular duct”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 38, 958–963, 2011.

Nassan, T.H., Heris, S.Z. and Noie, S.H., “A Comparison of Experimental Heat Transfer Characteristics for Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/Water and CuO/Water Nanofluids in Square Cross-Section Duct”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37, 924–928, 2010.

Nebbati, R. and Kadja, M., “Study of forced convection of a nanofluid used as a heat carrier in a microchannel heat sink”, *Energy Procedia* 74, 633 – 642, 2015.

Nguyen, C.T., Roy G., Lajoie, P.R. and Maïga, S.E.B., “Nanofluids Heat Transfer Performance for Cooling of High Heat Output Microprocessor”, *IASME Transactions* 2, 994-999, 2005.

Nikuradse, J., “Laws of flow in rough pipes”, *NACA Tech. Mem.* 1292, 1937.

Pak, B.C. and Cho, Y.I., “Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles”, *Experimental Heat Transfer* 11, 151-170, 1998.

Parlak, N., Mikrokanallarda Akış ve Isı Transferi Karakteristiklerinin Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Sakarya, 2010.

Rawool, A.S., Mitra, S.K. and Kandlikar, S.G., “Numerical simulation of flow through microchannels with designed roughness”, *Microfluid Nanofluid* 2, 215–221, 2006.

Saha, G. and Paul, M.C., “Analysis of Heat Transfer and Entropy Generation of TiO<sub>2</sub> water Nanofluid Flow in a Pipe under Transition”, *Procedia Engineering* 105, 381–387, 2015.

Sajjad, M., Kamran, M.S., Shaukat, R. and Zeinelabdee, M.I.M., “Numerical investigation of laminar convective heat transfer of graphene oxide/ethylene glycol-water nanofluids in a horizontal tube”, *Engineering Science and Technology, an International Journal* 21 727–735, 2018.

Shi, X., Li, S., Wei, Y. and Gao, J., “Numerical investigation of laminar convective heat transfer and pressure drop of water-based Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluids in a microchannel”, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 90, 111-120, 2018.

Spalart, P. and Allmaras, S., “A one-equation turbulence model for aerodynamic flow”, *Technical Report AIAA-92-0439*, 1992.

Şahin, B., Çomaklı, K., Çomaklı, O. ve Yılmaz, M., “Nanoakışkanlarla ısı transferinin iyileştirilmesi”, *Mühendis ve Makina* 47 (559), 29-34, 2006.

Şenay, G., Kare Kesitli Kanal İçerisinde Nanoakışkanın Türbülanslı Akışı ve Isı Taşınımı, Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, 2017.

Şenay, G., Kaya, M., Gedik, E. and Kayfeci, M., “Numerical investigation on turbulent convective heat transfer of nanofluid flow in a square cross-sectioned duct”, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* 29 (4), 1432-1447, 2019.

Wilcox, D.C., Turbulence Modeling for CFD, *DCW Industries*, California, 1998.

Xuan, Y. and Li, Q., “Heat transfer enhancement of nanofluids”, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 21, 58-64, 2000.

Yakhot, V., Orszag, S.A., Thangam, S., Gatski, T.B., and Speziale, C.G., “Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique”, *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics* 4 (7), 1510-1520, 1992.

Yakhot, V. and Orszag, S.A., “Renormalization Group Analysis of Turbulence I Basic Theory”, *Journal of Scientific Computing* 1(1), 1–51, 1986.



## ÖZ GEÇMİŞ

Umut ÜNAL 28.04.1994 tarihinde Adana’da doğdu. İlk orta ve lise öğretimini Adana’da tamamladı. 2012 yılında girdiği Erciyes Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden Aralık 2017’de mezun oldu. 2018 yılı Ocak ayında Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı’nda yüksek lisans yapmaya başladı ve halen devam etmektedir.



