

T.C.
ONDOKUZ MAYIS ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



FARKLI EĞRİLİKLERE SAHİP KIVRIMLI BORULARDA
NANOAKIŞKAN AKIŞI VE ISI TRANSFER PERFORMANSLARININ
EKSERJİ ANALİZİ İLE BELİRLENMESİ

BERKAN AKSOY

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**T.C.
ONDOKUZ MAYIS ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**FARKLI EĞRİLİKLERE SAHİP KIVRIMLI BORULARDA
NANOAKIŞKAN AKIŞI VE ISI TRANSFER PERFORMANSLARININ
EKSERJİ ANALİZİ İLE BELİRLENMESİ**

BERKAN AKSOY

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**SAMSUN
2018**

Her hakkı saklıdır.

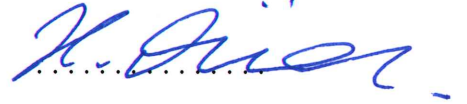
TEZ ONAYI

Berkan Aksoy tarafından hazırlanan “Farklı Eğriliklere Sahip Kıvrımlı Borularda Nanoakışkan Akışı ve Isı Transfer Performanslarının Ekserji Analizi Yardımıyla Belirlenmesi” adlı tez çalışması 11/01/2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Ondokuz Mayıs Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **Yüksel Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman Yrd.Doç.Dr. Lütfü NAMLI
Ondokuz Mayıs Üniversitesi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Jüri Üyeleri

Başkan Doç.Dr. Hakan ÖZCAN
Ondokuz Mayıs Üniversitesi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı



Üye Yrd.Doç.Dr. Lütfü NAMLI
Ondokuz Mayıs Üniversitesi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı



Üye Yrd.Doç.Dr. Kemal KUVVET
Gümüşhane Üniversitesi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı



Yukarıdaki sonucu onaylarım. .../.../2018

Prof.Dr. Bahtiyar ÖZTÜRK
Enstitü Müdürü

ETİK BEYAN

Ondokuz Mayıs Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez içindeki bütün bilgilerin doğru ve tam olduğunu, bilgilerin üretilmesi aşamasında bilimsel etiğe uygun davrandığımı, yararlandığım bütün kaynakları atıf yaparak belirttiğimi beyan ederim.

31/01/2018



Berkan AKSOY

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

FARKLI EĞRİLİKLERE SAHİP KIVRIMLI BORULARDA NANOAKIŞKAN AKIŞI VE ISI TRANSFER PERFORMANSLARININ EKSERJİ ANALİZİ İLE BELİRLENMESİ

Berkan Aksoy

Ondokuz Mayıs Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd.Doç.Dr. Lütfü Namlı

Bu çalışmada genlik ve periyotları farklı olan sinüzoidal kıvrımlı borularda ısı transferi ve basınç kayıp karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal incelemeler türbülanslı akış koşullarında yüzeyde sabit ısı akısı termal sınır şartında yapılmıştır. Reynolds sayısı 5000-20000 değerleri arasında değişmekte olup çalışmada atmosfer şartlarında ısı transfer yağı ile (baz akışkan) bu baz akışkana %5 hacimsel oranda alümina (Al_2O_3) ve titanyum dioksit (TiO_2) nanoparçacıklar ilave edilmesiyle elde edilen nanoakışkanlar kullanılmıştır.

Sayısal incelemeler sonucu ölçülen değerlerden Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) değerleri Reynolds (Re) sayısının bir fonksiyonu olarak sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar düz boru ile karşılaştırılarak ısı transferi ve basınç kayıplarındaki değişimler belirlenmiştir. Ayrıca kullanılan sinüzoidal kıvrımlı boruların ısı performanslarını belirlemek amacıyla ekserji analizi yapılmıştır.

Sinüzoidal eğriliklere sahip boruların genliği ve periyodu arttıkça, ısı transferi ve basınç kaybı değerlerinde artma görülmüştür. Ayrıca ısı transfer yağına %5 nanopartikül ilavesi ile elde edilen yeni nanoakışkanlarda ısı transfer artışı görülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre; $12\sin x$ eğrilğine sahip sinüzoidal kıvrımlı borunun en iyi ısıl performansı gösterdiği belirlenmiştir.

Ocak 2018, 82 sayfa

Anahtar Kelimeler: Sinüzoidal Kıvrımlı Borular, Isı Transferinin İyileştirilmesi, Basınç Kaybı, Nanoakışkanlar, Ekserji Analizi

ABTRACT

Master's Thesis

DETERMINATION OF NANOFLUID FLOW AND HEAT TRANSFER PERFORMANCES WITH THE EXERGY ANALYSIS IN CURVED PIPES WITH DIFFERENT CURVATURES

Berkan Aksoy

Ondokuz Mayıs University
Graduate School of Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst.Prof.Dr. Lütfü Namlı

In this study, heat transfer and pressure drop characteristics in sinusoidal pipes having various amplitudes and periods have been investigated numerically. Numerical studies have been carried out under the thermal boundary condition of constant heat flux at the surface in turbulent flow conditions. Numerical studies were carried out for Reynolds numbers ranging from 5000 to 20000 and the fluids used were heat transfer oil (base fluid) and two different fluids that formed by adding alumina (Al_2O_3) and titanium dioxide (TiO_2) nanoparticles to this base fluid with five percent (%5) volumetric ratio.

Nusset number and friction factor values calculated by using studies results were presented as a function of Reynolds Number. The results obtained were compared with the straight pipe and the changes in heat transfer and pressure drop were determined. Additionally exergy analysis was performed to determine the performance of sinusoidal curved pipes used.

When the amplitude and period of the pipes having sinusoidal curvatures increase, heat transfer and pressure loss values were increased. In addition, heat transfer increase was observed in new nanofluids obtained by adding 5% nanoparticles to heat transfer oil. According to the results obtained; it has been determined that the sinusoidal curved pipe with $12\sin x$ curvature has the best thermal performance.

January 2018, 82 pages

Keywords: Sinusoidal curved pipes, Heat transfer enhancement, Pressure drop, Nanofluids, Exergy analysis

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez çalışması, farklı genlik ve periyotlara sahip sinüs eğrisi şeklindeki kıvrımlı borularda meydana gelen ısı transferi ve basınç kaybı karakteristiklerini incelemeye yönelik sayısal çözümlemeli bir çalışmadır.

İstenilen modeller SOLIDWORKS katı modelleme programıyla oluşturulup GAMBIT'e aktarılmıştır. Sayısal çözümlemeler FLUENT 6.1.22 paket programıyla gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalar yüzeyde sabit ısı akısı termal sınır şartında türbülanslı akış durumu için yapılmıştır.

Tez çalışmamın her aşamasında güven ve desteğini esirgemeyen, deneyimleri ve değerli önerileriyle beni yönlendiren sayın danışmanım Yrd. Doç. Dr. Lütfü NAMLI'ya teşekkür eder, saygılarımı sunarım. Ayrıca bu süreçte bana yardım ederek çalışmamın sonlanmasında önemli katkısı olan Arş. Gör. Fevzi ŞAHİN'e teşekkür ederim.

Tüm hayatım boyunca beni sürekli destekleyen, manevi destekleriyle bana güç veren ve beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan annem Şemsi AKSOY ve babam İlimdar AKSOY'a teşekkür ederim.

Ocak 2018, Samsun

Berkan Aksoy

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
1.GİRİŞ	1
1.1.Yapılan Çalışma ve Amacı	3
1.2. Literatür Taraması	5
2.GENEL BİLGİLER	13
2.1. Kıvrımlı Borularda Akım ve Isı Transferi.....	13
2.1.1. Dairesel kesite sahip eğrisel borularda ikincil akışlar.....	16
2.1.2. Dikdörtgen kesitli eğrisel borularda ikincil akışlar	18
2.2. Nanoakışkanlar	20
2.3. Eğrisel Borularda Isıl Sınır Şartı Etkisi	22
2.4. Ekserji ve Entropi Kavramları	23
3.MATERYAL VE YÖNTEM	25
3.1. Kullanılan Denklemler	25
3.2. Çözümlenecek Olan Kıvrımlı Borunun Geometrisi	27
3.3. Kullanılacak Boruların Karakteristik Özellikleri	30
3.4. Sınır Şartları ve Sayısal Çözüm Aşaması	31
4.BULGULAR VE İRDELEME	34
5.SONUÇ VE ÖNERİLER	64
KAYNAKLAR.....	66
ÖZGEÇMİŞ	

SİMGELER VE KISALTMALAR

a	Boru yarıçapı, (m)
A	Alan, (m ²)
c _p	Özgöl ısı, (j/kgK)
d	Boru çapı, (m)
h	Isı taşınım katsayısı, (W/m ² K)
k	Isı iletim katsayısı, (W/mK)
L	Boru uzunluğu, (m)
P	Basınç, (N/m ²)
R	Eğrilik yarıçapı, (m)
S	Entropi, (j/K)
T	Sıcaklık, (K)
V	Hız, (m/s)
X	Yok olan ekserji, (j/s)
m	Kütleli debi, (kg/s)
Ṁ	Hacimsel debi, (m ³ /s)
ΔP	Basınç farkı, (N/m ²)
q"	Isı akısı, (W/m ²)
δ	Eğrilik oranı, (m)
ρ	Özgöl ağırlık, (kg/m ³)
μ	Dinamik viskozite, (kg/ms)

Boyutsuz sayılar:

De	Dean sayısı, $Re\sqrt{a/R}$
De'	Değiştirilmiş Dean sayısı, $Re^2(a/R)$
f	Sürtünme faktörü, $\frac{(\frac{\Delta P}{L})d}{\rho V^2/2}$
K	Orijinal Dean sayısı, $2De'$
Nu	Nusselt sayısı, $\frac{hd}{k}$
Pr	Prandtl sayısı, $\frac{\mu.Cp}{k}$
Re	Reynolds sayısı, $\frac{\rho.V.d}{\mu}$

Alt İndisler

ç	çıkan
çev	çevre
g	giren
l	baz akışkan
ort	ortalama
p	partikül
sis	sistem
top	toplam
y	yüzey
∞	ortam(çevre)

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Farklı yapılarda eğrisel borular	
(a) Helisel kangal boru, (b) Helisel boru.....	13
Şekil 2.2. İkincil akışların eğrisel borularda görünümü	
(a) Düşük Dean sayısı, (b) Yüksek Dean sayısı.....	14
Şekil 2.3. Eğrisel yatay bir boru için hız ve sıcaklık profilleri-Dean	
sayısı grafikleri (a) Hız profili, (b) Sıcaklık profili.....	15
Şekil 2.4. İkincil akışların meydana gelmesinde dikey ve yatay silindirik	
eğrisel borularda kaldırma ve merkezkaç kuvvetleri etkisi.....	17
Şekil 2.5. Dönemeçte ideal akış.....	18
Şekil 2.6. İkincil akışlar.....	18
Şekil 2.7. İkincil akışların dikdörtgen kesite sahip düz boruda görünümü.....	19
Şekil 2.8. Dikdörtgen kesitli eğrisel bir boruda ikincil akışlar.....	19
Şekil 2.9. Bir boruda eksenel yüzey ve akışkan sıcaklıkları değişimleri	
(a) yüzeyde sabit ısı akısı ısıl sınır şartı	
(b) yüzeyde sabit sıcaklık ısıl sınır şartı.....	23
Şekil 3.1. Çözümlenecek olan borunun katı model hali.....	27
Şekil 3.2. $3\sin(0.5x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusu.....	28
Şekil 3.3. $3\sin(x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusu.....	28
Şekil 3.4. $3\sin(2x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusu.....	29
Şekil 3.5. $6\sin(x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusu.....	29
Şekil 3.6. $12\sin(x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusu.....	30
Şekil 3.7. $3\sin(2x)$ borusunda ısı transfer yağı için $Re=20000$ 'de	
87. iterasyonda yakınsama durumu.....	33

Şekil 4.1. 3sinx kıvrımlı borusunda $Re=10000$ için hız(m/s) çözümleri

- (a) Isı transfer yağı, (b) Isı transfer yağı+%5 Al_2O_3
(c) Isı transfer yağı+%5 TiO_2 35

Şekil 4.2. 3sinx kıvrımlı borusunda $Re=10000$ için basınç(Pa) çözümleri

- (a) Isı transfer yağı, (b) Isı transfer yağı+%5 Al_2O_3
(c) Isı transfer yağı+%5 TiO_2 36

Şekil 4.3. 6sinx kıvrımlı borusunda $Re=10000$ için hız(m/s) çözümleri

- (a) Isı transfer yağı, (b) Isı transfer yağı+%5 Al_2O_3
(c) Isı transfer yağı+%5 TiO_2 38

Şekil 4.4. 6sinx kıvrımlı borusunda $Re=10000$ için basınç(Pa) çözümleri

- (a) Isı transfer yağı, (b) Isı transfer yağı+%5 Al_2O_3
(c) Isı transfer yağı+%5 TiO_2 39

Şekil 4.5. 3sin(2x) kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı için

$Re=10000$ 'de hız(m/s) çözümleri40

Şekil 4.6. 3sin(2x) kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı için

$Re=10000$ 'de basınç(Pa) çözümleri40

Şekil 4.7. 3sin(2x) kıvrımlı borusunda Isı transfer yağı+%5 Al_2O_3 için

$Re=10000$ 'de hız(m/s) çözümleri41

Şekil 4.8. 3sin(2x) kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı+%5 Al_2O_3 için

$Re=10000$ 'de basınç(Pa) çözümleri41

Şekil 4.9. 3sin(2x) kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı+%5 TiO_2 için

$Re=10000$ 'de hız(m/s) çözümleri42

Şekil 4.10. 3sin(2x) kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı+%5 TiO_2 için

$Re=10000$ 'de basınç(Pa) çözümleri42

Şekil 4.11. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı için en düşük ve en yüksek Re sayılarında hız(m/s) çözümleri (a) $Re=5000$, (b) $Re=20000$	44
Şekil 4.12. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı için en düşük ve en yüksek Re sayılarında basınç(Pa) çözümleri (a) $Re=5000$, (b) $Re=20000$	45
Şekil 4.13. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı+%5 Al_2O_3 için en düşük ve en yüksek Re sayılarında hız(m/s) çözümleri (a) $Re=5000$, (b) $Re=20000$	46
Şekil 4.14. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı+%5 Al_2O_3 için en düşük ve en yüksek Re sayılarında basınç(Pa) çözümleri (a) $Re=5000$, (b) $Re=20000$	47
Şekil 4.15. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı+%5 TiO_2 için en düşük ve en yüksek Re sayılarında hız(m/s) çözümleri (a) $Re=5000$, (b) $Re=20000$	48
Şekil 4.16. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı+%5 TiO_2 için en düşük ve en yüksek Re sayılarında basınç(Pa) çözümleri (a) $Re=5000$, (b) $Re=20000$	49
Şekil 4.17. Borular için ısı transferi ve basınç kayıplarının Re sayısı ile değişimi (a)(b) düz boru, (c)(d) $3\sin(0.5x)$, (e)(f) $3\sin x$ boruları	51
Şekil 4.18. Borular için ısı transferi ve basınç kayıplarının Re sayısı ile değişimi (a)(b) $3\sin 2x$, (c)(d) $6\sin x$, (e)(f) $12\sin x$ boruları	52
Şekil 4.19. Sıvılar için sabit genlikte ısı transferi ve basınç kayıplarının Re sayısı ile değişimi (a)(b) ısı transfer yağı (c)(d) ısı transfer yağı+%5 Al_2O_3 , (e)(f) ısı transfer yağı+%5 TiO_2	54

Şekil 4.20. Sıvılar için sabit periyotta ısı transferi ve basınç kayıplarının

Re sayısı ile değişimi (a)(b) Isı transfer yağı

(c)(d) Isı transfer yağı+%5 Al_2O_3 , (e)(f) Isı transfer yağı+%5 TiO_2 55

Şekil 4.21. Borular için ısı transferi ve basınç kayıplarındaki artış oranlarının

Re sayısı ile değişimi (a)(b) Düz boru, (c)(d) $3\sin(0.5x)$

(e)(f) $3\sin x$ boruları57

Şekil 4.22. Borular için ısı transferi ve basınç kayıplarındaki artış oranlarının

Re sayısı ile değişimi (a)(b) $3\sin(2x)$, (c)(d) $6\sin x$

(e)(f) $12\sin x$ boruları58

Şekil 4.23. Sıvılar için ısı transferi ve basınç kayıplarındaki artış oranlarının

Re sayısı ile değişimi (a)(b) Isı transfer yağı,

(c)(d) Isı transfer yağı+%5 Al_2O_3 , (e)(f) Isı transfer yağı+%5 TiO_2 60

Şekil 4.24. Borulara göre yok olan ekserjinin Re sayısı ile değişimi

(a) düz boru, (b) $3\sin(0.5x)$, (c) $3\sin x$, (d) $3\sin(2x)$

(e) $6\sin x$, (f) $12\sin x$ boruları62

Şekil 4.25. Sıvılara göre yok olan ekserjinin Re sayısı ile değişimi

(a) Isı transfer yağı, (b) Isı transfer yağı+%5 Al_2O_3

(c) Isı transfer yağı+%5 TiO_2 63

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Kullanılan akışkanların termofiziksel özellikleri	32
--	----



1.GİRİŞ

Isı eşanjörleri ya da diğer ismiyle ısı değıştircileri, akışkan iki madde arasında ısıtma ve soğutma amaçlı ısı geçişini sağlayan araçlardır. Endüstride yaygın kullanım alanları olan bu cihazlar çeşitli tip ve boyutlarda üretilmektedir. Bu durumda birlikte istenen iki şey bu araçların mümkün olduğu kadar küçük boyutlara sahip olmaları ve yüksek oranda ısı geçişini sağlamalarıdır. Bunu gerçekleştirmenin yöntemlerinden biri, birim hacim için ısı transferi olan yüzey alanını artırmak diğeri ise ısı taşınım katsayısını artırmaktır. Başka bir yolu ise her ikisini de artırmaktır. Isı transferini artırmak için yapılan bu çalışmaların tamamı “ısı geçişini iyileştirme yöntemleri” olarak adlandırılır.

Isı geçişi sağlayan birim yüzey alanını artırmaya yönelik çalışmalar neticesinde; genellikle sıvı-gaz ya da gaz-gaz olarak çalışan verimi yüksek sıkı ısı değıştircileri üretilmiştir. Bunun yanında ısı taşınım katsayısı artırılarak yapılan çalışmalarla ısı transfer katsayısında yüksek değerlere erişilmiştir (Kakaç vd, 1987). Bekleyen çalışmalarla ısı transferinde daha yüksek değerler elde etmek muhtemel olmasına rağmen, ısı transferini iyileştirme yöntemlerinin istenmeyen etkisi olarak sabit pompalama gücü için yüksek basınç kaybı değerleri ve buna istinaden düşük debi değerleri söz konusudur. Bu istenmeyen etkiler, ısı transferini iyileştirme yöntemlerinin kullanımını sınırlandırmaktadır. Şöyle ki; ısı eşanjörlerinin üretiminde sık kullanılan borularda, borunun iç yüzeyinde ısı taşınım katsayısını artırmaya yönelik çalışmalarda türbülatorlerin (türbülans artırıcı elemanlar) kullanımı çok yaygındır. Bu türbülans artırıcı elemanlar boruların iç yüzeylerine çeşitli şekil ve geometrilerde yerleştirilmektedirler. Türbülatorlerin etkisiyle ısı transferinde %60 seviyelerinde iyileşme olmasının bedeli olarak basınç kayıplarında 4.5 kat dolaylarında artmalar belirlenmiştir (Kakaç vd, 1987).

Yapılan çalışmalar göstermiştir ki; ısı transferini iyileştirme yöntemlerinin uygulanmasıyla ısı transferinde kayda değer iyileştirmeler sağlanmasına karşın, yüksek büyüklüklerde basınç kaybı ve düşük debi değerlerinin istenmeyen durumlar olarak meydana çıkması kaçınılmazdır. Öte yandan uygulanan yöntemlere bağlı olarak ısı geçişinde sağlanan iyileşmenin, basınç kaybı oranı kadar yüksek

gerçekleşmediği yapılan çalışmalar sonucu tespit edilmiştir. Her ne kadar ısı eşanjörlerinin gerçek görevi; belirli amaç doğrultusunda (ısıtma, soğutma, atık ısı enerjisinin geri kazanımı vs.) ısı aktarımını gerçekleştirmek olsa da, bu prosesin en az işletme masraflarıyla gerçekleştirilmesi istenen bir durumdur. Isı transferi tarafından, işletme masrafı olarak, basınç kayıpları sonucu daha fazla pompalama gücüne ihtiyaç olması veya diğer bir deyişle sabit pompalama gücüne karşılık daha az akışkan debisi gösterilebilir. Bunların tamamı dikkate alınarak bu alanda yapılan çalışmalar, ısı eşanjörlerinin performansı üzerinde durmuştur. Performans ile anlatılan; daha az basınç kaybı ile daha fazla ısı transferinin daha yüksek debilerde aynı zamanda meydana gelmesidir.

Sözü edilen ısı geçişini iyileştirme metodlarını pasif ve aktif metodlar olarak ikiye ayırabiliriz. Pasif metodlarda; özel yüzey şekilleri veya akışkana fazladan bir akışkan ilave edilmesi durumu vardır. Bu metodlarda, dışarıdan bir güç (enerji) kullanılmaz. Aktif metodlar ise, yüzey titreşimi ve elektrik alanlar gibi etki gerektiren metodlardır (Kakaç vd, 1987; Seban ve McLaughlin, 1963; Mori ve Nakayama, 1965,1967; Özışık ve Topakoğlu, 1968; Mori vd, 1971). Aktif metodların kurulum maliyetlerinin ve bakım masraflarının yüksek olması ve gürültü problemleri yaratmaları bu çalışmalarda pasif teknikleri daha cazip kılmıştır.

Isı eşanjörlerinin üretiminde de çok sık kullanılan, farklı eğriliklere sahip kıvrımlı boruların ısı transferini iyileştirmesi pasif metodlara bir örnektir. Buradaki ısı transferinde iyileşme olayı, ısı transferi olan yüzey alanını sabit tutarak, borunun iç yüzeyindeki ısı taşınım katsayısının farklı fiziki etkilerle (ikincil akışlar) artırılmasıyla olmaktadır. Düz borularda radyal ısı geçişine engel olan en önemli etkenlerden biri; borunun eksenine civarındaki bölgedeki akışkanın duvara yakın bölgedeki akışkanla karışmaması ve duvarla duvara yakın bölgedeki akışkanın sıcaklık gradyanının düşük değerlerde kalmasıdır. Türbülanslı akışlarda borunun içerisinde akan akışkan laminar akışa kıyasla daha iyi karışmakta fakat bu karışma ısı geçişine yeterli katkıyı sağlayamamaktadır. Öte yandan boru akışlarında ve dış akışlarda türbülanslı akış durumu için duvara yakın bölgede, hidrodinamik sınır tabaka oluşumu tamamlandıktan sonra laminar alt tabaka adıyla bir akış alanı meydana gelmektedir. Oluşan bu tabaka radyal ısı transferini olumsuz yönde etkilemektedir. Buradan hareketle kanal veya borularda radyal ısı transferini

iyileştirmek amacıyla akışkanın iyi karışmasını sağlayacak ve oluşan bu laminar alt tabakayı etkileyerek dağıtacak fiziki bir dış etkinin olması gerekir. Bu fiziki dış etki, ikincil akış olarak adlandırılan, çoğunlukla kıvrımlı kanal ve borularda merkezkaç ve kaldırma kuvvetlerinin sebep olduğu ve boru kesitinde düzenli olmayan basınç alanlarının meydana getirdiği gerçek akışa dik doğrultuda oluşan akışın sebep olduğu etkidir (Özışık ve Topakoğlu, 1968; Prusa ve Yao, 1982; Cheng ve Yuen, 1987).

Ayrıca, ısı transferini iyileştirmeye yönelik yapılan çalışmalarında, akışkan içerisine milimetre (mm) veya mikrometre (μm) boyutunda parçacık eklenmesi uzun yıllardır kullanılan bir metoddur. Fakat bu metod parçacıkların büyüklüğü ve yoğunluklarının fazla olması sebebiyle akışkan içinde homojen bir dağılım göstermemekte ve fazladan akış direnci ile aşınmaya sebep olmaktaydı. Fakat son zamanlarda nanoteknolojideki ilerlemelerle birlikte ısı geçişinin iyileştirilmesinde uzun yıllardır uygulanan bu metod yeni bir boyutla zenginleştirilmiştir. Yeni ilerlemelerle birlikte elde edilen 100 nm (100×10^{-9} m) ‘den küçük partiküller, ısı eşanjörlerinde kullanılan baz akışkanlara (su, motoryağı, vb.) sabit hacimsel oranlarda eklenerek yeni akışkanlar oluşturulmuştur. Elde edilen bu yeni akışkanlar, ilk olarak Choi (1995) tarafından nanoakışkanlar (nanofluids) olarak isimlendirilmiş ve bundan sonrada hep aynı isimle kullanılmışlardır. Nanoakışkanların partikülleri çok küçüktür ve bu nedenle sıvı-katı karışımından çok sanki tek faza sahip bir akışkan gibi davranabildikleri tespit edilmiştir. Karışımın içerisindeki partiküllerin hacim oranı, yüzey alanı ve akışkan içerisindeki geometrileriyle, nanoakışkanların ısı iletkenliğinin değiştiği (arttığı) yapılan çalışmalar ile tespit edilmiştir. Nano partiküllerin, baz akışkanların yalnızca ısı iletim katsayısını etkilemediği ayrıca yeni elde edilen nanoakışkanın akış yapısını değiştirdiğide ulaşılan kayda değer sonuçlardandır (Trisaksri ve Wongwises, 2007; Wang ve Mujumdar, 2007).

1.1.Yapılan Çalışma ve Amacı

Farklı pasif iyileştirme metodları birbirine benzer olup, boru veya kanalların iç kısımlarına ek elemanların yerleştirilmesiyle başvuru yöntemlerdir. İlave elemanlar belirli bir yüzeye sahip olduğundan dolayı, sürtünme faktörü değerlerinin artması beklenmedik bir durum olmayacaktır. Öte yandan boru veya kanallara ek eleman yerleştirilmesi durumunda, kesit alanındaki daralma ve bununla birlikte

ortaya çıkan debi azalması ile basınç kaybı gibi olumsuzluklar bu yöntemlerin istenmeyen diğer etkileri olarak adlandırılabilir. Yapılan bu çalışmada, borunun kesit alanında herhangi bir değişiklik yapılmadan ve hiçbir ek eleman kullanılmadan, çeşitli eğriliklere sahip sinüzoidal kıvrımlı borularda ısı transfer yağı-alümina (Al_2O_3) ve ısı transfer yağı-titanyum dioksit (TiO_2) nanoakışkanları ile basınç kaybı değerlerinde fazla bir artış olmadan ısı transferinde ciddi artmaların sağlanabileceği düşünülmüştür. Ek elemanların olmamasının, aşırı basınç kaybı artışlarının önüne geçilmesi ve böylece ısı transferinde artmalar elde edilirken debi değerlerinin korunması için ciddi katkı sağlayacağı düşünülmüştür. Öte yandan, ek elemanlar ile yapılan iyileştirme metodlarında daha iyi ısı transferini, sözü edilen ek elemanların boru kesitinde çeşitli hız profilleri ve girdaplar oluşturarak akışkanın karışmasına yardımcı olması sağlamaktadır. Çalışmamızda ısı transferinde iyileşmeyi sağlayan etki ise; merkezkaç ve kaldırma kuvvetlerine bağlı olarak meydana gelen ikincil akış denilen tamamen doğal bir etkinin akışkanın karışmasını sağlamasıdır. Bahsedilen bu doğal etkene ısı transfer yağı – alümina (Al_2O_3) ve ısı transfer yağı–titanyum dioksit (TiO_2) nanoakışkanlarının yüksek ısıl performansının fazladan katkı yapacağı düşünülmektedir.

Bu çalışmada amaç, ısı transferinde iyileştirme yaptığı bilinen pasif metotlardan, borulara çeşitli sinüzoidal kıvrımlar verilmesi ve bir baz akışkana (ısı transfer yağı) belli hacimsel oranda (%5) alümina (Al_2O_3) ve titanyum dioksit (TiO_2) nanopartiküllerin ilave edilmesi (sentezlenmesi) metodlarını kullanarak, fazla basınç kaybı artışları olmadan ısı transferinin artırılmasıdır. Yapılan çalışma, sayısal tabanlı bir çözümleme olup bu çalışma sabit ısı akısı sınır şartı altında yapılmıştır. Genlikleri sabit periyotları değişen $3\sin(0.5x)$, $3\sin x$, $3\sin(2x)$ ile genlikleri değişen periyotları sabit $3\sin x$, $6\sin x$, $12\sin x$ eğriliklerine sahip sinüzoidal kıvrımlı borular ve düz boru için $\text{Re} = 5000-20000$ arasında sayısal çözümler ile hız ve basınç alanları tespit edilmiştir. Türbülanslı akış koşullarında gerçekleştirilen sayısal çözümler, FLUENT 6.1.22 paket programıyla yapılmıştır. Çözümlemesi yapılacak modeller öncelikle SOLIDWORKS katı modelleme programıyla oluşturulup daha sonra ağ yapısı oluşturmak için GAMBIT programına aktarılmıştır.

1.2.Literatür Taraması

Literatüre bakıldığında kıvrımlı boru ve kanallarla ilgili olarak ısı geçişi ve basınç kayıplarını araştıran çok fazla çalışma vardır. 1927’de Dean bu konuyla ilgili ilk teorik çalışmayı yapmıştır. Dean’ın yaptığı bu çalışmasında, yüksek eğrilik oranlarında sürtünme faktörü büyüklüğü, kendi çalışmaları sonucu bulunmuş olan Dean sayısının ($De \equiv \sqrt{a/R}$) bir fonksiyonu olarak belirlenmiştir (Kalb ve Seader, 1972). Konunun ilk deneysel çalışması ise 1925 yılında türbülanslı hava akışında yapılan bir çalışma olup Jasckle’a aittir (Mori ve Nakayama, 1965).

Literatürde 1920’lerden 1960’lara kadar konuyla ilgili kayda değer çalışmaya rastlanmamıştır (Seban ve Mclaughlin, 1963). Çalışmalarında; dairesel kesite sahip boru kangallarda sürtünme ve ısı geçişi büyüklüklerini laminar akışlarda yağ ve türbülanslı akışlarda su sıvıları için tespit etmişlerdir. Çalışmaları sayesinde boru kesitinin eğrilik merkezine göre iç ve dış taraflarında Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü büyüklüklerinde, iç tarafta düşük, dış tarafta yüksek olmak üzere farklılıklar olduğunu saptamışlardır.

Mori ve Nakayama (1965), değişmeyen ısı akısı termal sınır koşulunda sürtünme faktörü ve ısı transferi büyüklüklerini büyük Dean sayısı için belirlemişlerdir. Bu çalışma tam gelişmiş akış için yapılan teorik bir çalışma olup ulaşılan sonuçlar Dean ve Prandtl sayılarının bir fonksiyonu olarak verilmiştir. Sonuçlardan hareketle; Dean ve Prandtl sayılarında artma olurken sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı büyüklüklerinde eğrilik etkisinin fazlalaştığı belirlenmiştir.

Mori ve Nakayama (1967), iki yıl sonraki yaptıkları çalışmalarında yine aynı tür akış için eğriliğin, sürtünme faktörü ve ısı geçişi üzerindeki etkisini değişmeyen ısı akısı termal sınır koşulunda deneysel bir araştırmayla destekleyip bu konuda bazı bağıntılar geliştirmişlerdir. Ulaştıkları verileri incelediklerinde türbülanslı akışta sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı büyüklüklerinin, laminar akışta tespit edilen büyüklüklerden çok farklı olmadıklarını görmüşlerdir.

Özışık ve Topakoğlu (1968), çalışmalarında kıvrımlı borular için laminar akışlarda seri açılım yöntemi yardımıyla enerji eşitliklerini analitik olarak çözümlenmişlerdir. Üç yıl önce Mori ve Nakayama’ nın (1965) yaptıkları çalışmanın

tersine, büyük olmayan eğrilikler üzerinde kullanılabilecek bir yöntemle sahiptir. Ayrıca Mori ve Nakayama (1965)'nin çalışmasında ısı transferi büyüklüklerinin Dean ve Prandtl sayıları ile değiştiği vurgulanırken, Özışık ve Topakoğlu'nun çalışması neticesinde; ısı transferi büyüklüklerinin, borunun eğriliği, Reynold sayısı ve Prandtl sayısı gibi üç farklı parametreye bağlı olduğu vurgulanmıştır.

1970'ler boyunca kıvrımlı borularla ilgili yapılan çalışmalar farklı çözüm yöntemleri ve boru kesitleri kullanılarak sürdürülmüştür. Akiyama ve Cheng (1971), sınır eğri doğrultu yöntemi ile hidrodinamik ve ısı olarak gelişmiş akım ve zorlanan taşınım şartında değişmeyen ısı akısı ısı sınır koşulunda Dean sayısının yüksek değerleri için sayısal bir çalışma geliştirmişlerdir. Mori vd. (1971), gelişmiş laminar akım için kare kesite sahip kıvrımlı bir boruda, değişmeyen ısı akısı ısı sınır koşulunda hem çözümlemeli hem de deneysel bir çalışma sunmuşlardır. Buna göre, enerji ve hız eşitlikleri kinetik enerji ve entropi oluşum dengesi esasına göre çözümlenmiştir. Neticede, yüksek Dean sayısı değerlerinde ikincil akış şiddetinin yükseldiği ve bununla birlikte ısı transferi ile sürtünme faktörü değerlerinde artmaların olduğu tespit edilmiştir.

Kalb ve Seader (1972), çalışmalarında, dairesel profilili kıvrımlı boruda tam gelişmiş stabil viskoz akımda değişmeyen ısı akısı ve değişmeyen duvar sıcaklığı sınır koşulu ile ısı ve kütle geçişini sayısal anlamda inceleyerek bazı sonuçlara ulaşmışlardır. Sonuç olarak; eğrilik parametresinin(δ) 10-100 aralığında ortalama bir Nusselt değerinde dikkate alınmayabilir bir etkisinin olduğuna ulaşmışlardır.

Patankar vd. (1975), çalışmalarında; kıvrımlı borularda türbülanslı akış durumunda sayısal bir inceleme yapmışlar ve sonuç olarak görmüşlerdir; kıvrımlı borularda eksenel hız profillerinde en yüksek nokta, Dean sayısı ve eğrilik oranı arttıkça eğrilik merkezine göre boru kesitinin dış tarafına doğru kaymaktadır.

Simon vd. (1977), daha farklı bir çalışmaya sahip olup diğer mühendislik düzeneklerinde, düzeneğin çalışma koşulları ve bünyesinden meydana gelen titreşimleri göz önünde bulundurarak, kıvrımlı borularda çeşitli genlik ve frekans büyüklüklerine sahip titreşimlerin ikincil akışlarla beraber ısı geçişine etkilerini türbülanslı akış koşulunda sayısal olarak inceleyip değerlendirmişlerdir.

Yao ve Berger (1978), çalışmalarında önceki yıllardakilerden değişik olarak kıvrımlı borularda ikincil akışların meydana gelmesinde ikincil bir etki olarak gösterilen kaldırma kuvvetini de dikkate alarak değerlendirmişlerdir. Çalışmaları çözümlemeli bir çalışmadır ve tam gelişmiş laminar akımda eksenel sıcaklık gradyanının değişmeyen bir değerde sabit kalmasını sağlamak için değişmeyen ısı akısı termal sınır koşulu altında ısıtılan boru için yapılmıştır. Öte yandan çözümler kıvrımlı borunun yatay ve dikey durumları için yapılmış olup Prandtl ve Reynolds sayıları herhangi bir şekilde sınırlandırılmamıştır.

Humprey vd. (1981), yaptıkları çalışmalarında kare kesite sahip kıvrımlı pürüzsüz yüzeyi olan bir kanalda zamana bağlı olmadan, sıkıştırılamayan, izotermal gelişim gösteren türbülanslı akışta keskin eğriliğe sahip bir kanal için sayısal incelemede bulunmuşlardır.

Prusa ve Yao (1982)'nin çalışması Yao ve Berger (1978)'in çalışmasına benzer olmakla birlikte diğerlerinden farklı kılan sayısal bir çalışma gerçekleştirmiş olmalarıdır. Sonuç olarak akmaya karşı gösterilen direnç, ikincil akış, ısı geçişi ve konumu ile lokal kayma gerilmesi ile ilgili bilgiler verilmiştir. Fazla eğriliğin ısı transferini olumsuz etkilediği çalışmanın kayda değer en ciddi sonucudur.

Lee vd. (1985), çalışmalarında Boussinesq teorisi ile sayısal bir inceleme yapmış ve kıvrımlı boruda tam gelişmiş laminar akımda kaldırma kuvvetlerinin etkisini araştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlarla; ikincil akışların meydana gelmesinde kaldırma kuvvetleri ve merkezkaç kuvvetlerinin etkili olduğunu öne sürmüşlerdir. Bunun ısı transferi ve sürtünme faktörü içinde benzer sonuçlar ortaya çıkardığı ayrıca vurgulanmıştır.

İlerleyen yıllarda bu konuyla ilgili genelde sayısal çalışmalar yapılmış ve değişken sayısı artırılarak ve bu değişkenlerin küçükten büyüğe aralıkları geniş bırakılmıştır. Hwang ve Chao (1991), Dean, Prandtl ve Peclet sayılarının değişken aralığında hidrodinamik ve ısısal anlamda gelişmiş laminar zorlanan taşınımında değişmeyen yüzey sıcaklığı ısısal sınır koşulu ile bir çalışma geliştirmişlerdir. Yang ve Chang (1993), sayısal incelemelerinde gelişmiş laminar akımda sürtünme faktörü ve ısı transferini Dean ve Prandtl sayıları ile eğrilik oranını kullanırken aralıklarını geniş tutmuşlardır. Yüksek eğrilik oranlarının incelenmesi sonucu, ısı transferi değerinin,

eğrilik oranı ile belli bir yere kadar artma gösterdiği ve o belli değerden sonra ısı transferinin çok fazla değişmediğini görmüşlerdir. Ayrıca Reynold sayılarının çok küçük değerleri için ısı transferinin değerinin eğrilik oranının artmasıyla azaldığı sonucuna ulaşmışlardır.

Yang ve Chang (1994), yaptıkları sayısal çalışmada zorlanan ve tabii taşınımı göz önüne almışlar; eğrilik oranı ve kaldırma kuvveti arttıkça sürtünme faktörünün arttığını gözlemlemişlerdir. Yine kaldırma kuvvetini arttıkça ısı transferinin arttığını ancak eğrilik oranı büyüdükçe bu değer azaldığını ayrıca saptamışlardır. Bu sonucun türbülanslı akışta da geçerli olması dikkat çekicidir. Öte yandan, sürtünme faktörünün de ısı transferinin de artan Dean sayısı ile arttığını belirlemişlerdir.

Ligrani vd. (1996), bu konuyla ilgili deneysel bir çalışma yapmışlar; 300 ve daha küçük Dean değerlerinde ikincil akışların yüzeydeki ısı transfer değerleri üstündeki etkisini araştırmışlardır.

Şu ana kadar sözü edilen araştırmaların büyük çoğunluğu değişmeyen kesit alanı üzerinde yapılan araştırmalardır. Robertson (1996) farklı olarak sayısal incelemesinde; sabit kesit alanı olmayan kıvrımlı borular için laminer akımda sıkıştırılamayan bir akışkan kullanmış ve akımın yapısını incelemiştir.

Ishigaki (1994,1996), incelemelerinde, düz borularda dikey ekseninde döndürülmeyele oluşan ikincil akışların etkisiyle meydana gelen sürtünme faktörü, ısı transferi büyüklükleri ile akım ve sıcaklık alanlarının, kıvrımlı bir boruda merkezkaç kuvvetlerinden dolayı ikincil akışlarla meydana gelenlere yakın olduklarını belirlemişlerdir.

Sözü edilen kıvrımlı kanal ve borularla ilgili incelemeler haricinde Metzger ve Larson (1986), 90 ve 180 derece dönen dikdörtgen kesite sahip boru akımlarında taşınım ile ısı geçişinin lokal büyüklüklerinin tespiti için, Han vd. (1988), dikey olarak ekseni çevresinde dönen 180 derece dönüşe sahip pürüzsüz yüzeyli ve yiv-pürüzlü borulardan meydana gelen çift geçişli borularda yerel ısı ve kütle transferini belirlemek için ve Chyu (1991), dikey olarak ekseni çevresinde dönen 180 derece dönüşe sahip iki ve üç geçişli olan kanallarda yerel ısı transfer değerlerini tespit etmek için çalışmalar yapmışlardır. Yang vd. (1992), Zang vd. (1993) ve Han vd. (1993), Chyu (1991)'nin çalışmasına yakın ancak yiv-pürüzlü durumda lokal ısı

geçişini tespit etmek için deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Bunlara ilave olarak bahsedilen ikincil akışları izlemek için akış izleme çalışmaları bulunmaktadır. Cheng ve Yuen (1987), değişmeyen yüzey sıcaklığı ısı sınır koşulunda 180 derece dönüşe sahip yatay boruda ve aynı koşullarda eğrisel boruda ikincil akışları izlemek için çalışmalar gerçekleştirmişlerdir.

Giriş kısmında da vurgulandığı gibi, gerçekleştirilen çalışmamızda göz önünde bulundurulmuş durum; kıvrımlı borularda ikincil akışların sürtünme faktörü ve ısı transferine etkisi bir yana, sayısal çözümlemelerde kullanılan sinüzoidal kıvrımlı borulardaki akışlar periyodik özelliktedir. Bundan dolayı kıvrımlı boru ve kanal deneysel çalışmalarına ilaveten, periyodik ve farklı kıvrımlara sahip boru ve kanal çalışmalarına göz atmanın isabetli olacağı düşünülmektedir. Bahsi geçen bu tür çalışmalar yoğun olarak 1980'li yıllarda başlayıp bugüne kadar gelmiştir. Sparrow ve Comb (1983), plaklı kıvrımlı ısı eşanjörlerinde, iki plak arasındaki aralık büyüklüğünün ve türbülanslı akımda akışkan sıvının kıvrımlı alana giriş şartlarının ısı transferi ve basınç kaybına etkilerini inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Sparrow ve Hossfeld (1984) periyodik bir kıvrıma sahip olan kanallarda ısı transferi ve basınç kaybı karakteristiklerini inceleyen deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında göz önünde bulundurulmuş durum; periyodik kıvrıma sahip olan kanalın keskin köşeli veya kavisli olması halinde sürtünme faktörü ve ısı transferinde meydana gelen değişimlerdir. Amano (1985) sayısal bir inceleme ile periyodik kıvrıma sahip bir kanalda hem laminar hem de türbülanslı akış koşullarında adım oranını göz önüne alarak ortalama ve lokal ısı transferi ve sürtünme faktörü büyüklüklerini belirlemiştir. Amaçladığı ise adım oranı etkisinin ısı transferi ve sürtünme faktörü büyüklüklerine nasıl tesir ettiğidir.

Amano vd. (1987) Amano'nun (1985) çalışmasının yanında türbülanslı akış koşulunda akış alanına konulan değişik büyüklüklerdeki kanatçıkların ortalama ısı transferi ve sürtünme faktörünü nasıl etkilediğini incelemiş ve görmüşlerdir ki; bahsedilen kanatçıklar sürtünme faktöründe ciddi anlamda artmaya sebep olurken ısı transferinde bu ciddi artış olmamaktadır.

Faghri ve Asako (1987) sayısal incelemelerinde farklı açılardaki kıvrımlı kanallarda ısı transferi ve sürtünme faktörü büyüklüklerine bakmışlardır. Faghri, Asako ve Nakamura (1988) köşeleri cosinüs fonksiyonu şeklinde kavisli ve kıvrımlı kanallarda değişmeyen yüzey sıcaklığı ısıl sınır koşulunda ısı transferi ve sürtünme faktörü değerlerini sayısal anlamda inceleyen bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Hassaine vd. (1994) sayısal çalışma ile sinüs eğrisi şeklindeki kıvrımlı kanallarda ortalama ve lokal ısı transferi incelemesi yapmışlardır. Kıvrımlı boru ve kanallardaki akışları inceleyerek yapılan çalışmalardan elde edilen genel bir sonuç olmuştur; o da ortalama ısı transferindeki artmalara karşılık olarak sürtünme faktörü ya da basınç kaybındaki artmaların istenmeyen yüksek oranlarda gerçekleşmesi durumudur. Gerekli çalışmalar sonucu fazla olan bu basınç kayıplarını en aza indirmek bu tür çalışmaların esas amacını oluşturmaktadır.

Ayrıca, ısı transferini iyileştirmeye yönelik geliştirilen çalışmalarda, akışkanın içerisine milimetre (mm) veya mikrometre (μm) seviyesinde partikül eklenmesi 100 yıla yakın zamandır uygulanan bir metoddur. İlerleyen bu teknolojiyle 100 nm (100×10^{-9} m) 'den daha küçük partiküller, ısı eşanjörlerinde kullanılan sıvılara (su, ısı transfer yağı, vb.) belli hacim oranlarında eklenerek yeni akışkan sıvılar oluşturulmuştur. Bu sıvıları, Choi 1995 yılında nanoakışkanlar olarak isimlendirmiş ve o zamandan itibaren bu sıvılar o isimle kullanılmıştır.

Literatür bilgilerine bakıldığında, ısı transferinde iyileştirmeler sağlayan nanoparçacıkların akışkan sıvıların yapılarını değiştirme sebebini anlamak için birçok çalışma yapıldığı görülecektir. Lee vd. (1999) ile Xuan ve Li (2003), bakır-oksit ve alümina nanopartiküllerin su ve etilen glikola eklenmesiyle oluşan nanoakışkan sıvıların termal karakteristiklerini inceleyen çalışmalar yapmışlardır. Xuan ve Li (2003) yaptıkları bu çalışmada nanopartiküllerin akışkan içinde düzenli dağılımı durumu için, parçacıkların akışkan sıvıyla karışma süresi boyunca birbirinden farklı üç metoda başvurmuşlardır. Birinci metod; elde edilen karışımın pH değerini değiştirmek, ikinci metod; yüzeyde etkinleştirici elemanlar bulundurulması ve üçüncü metod ise; ses üstü titreşimlere başvurulmasıdır. Bunun dışında Xuan ve Li (2003), farklı hacimsel oranlardaki bakır-su nanoakışkan sıvısının türbülanslı akış koşulunda düz bir boruda meydana gelen radyal ısı geçişindeki iyileşmeyi tespit etmişlerdir.

Patel vd. (2003), yaptıkları çalışmada altın ve gümüş nanopartikülleri suya ve toluen tabanlı bir akışkana ekleyerek oluşturdukları nanoakışkan sıvıların ısı karakteristiklerini incelemişlerdir.

Xuan ve Roetzel (2000), yaptıkları sayısal çözümlemelerde değişik nanoakışkan sıvıları tek fazlı bir sıvı ve sıvı-katı karışımı olarak almışlardır.

Özbey vd. (2011) yaptıkları çalışmada, sarmal dönüşe sahip akımda ısı transferi ve basınç kaybı değerlerini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Değişik hacim oranlarında Al_2O_3 nanopartikülleri su ve su + %10 bor yağı sıvısına eklenmiş ve elde edilen nanoakışkan sıvıların fiziksel özellikleri tespit edilmiştir. Sonuç olarak; su + %10 bor yağı karışımından elde edilen nanoakışkan sıvıların ısı performanslarının sudan elde edilenden daha iyi oldukları gözlemlenmiştir.

Lee vd. (2008), çalışmalarında su ve etilen glikol ile CuO ve Al_2O_3 nanopartikülleri kullanmışlardır. %4 CuO-etilen glikol karışımı ısı transferini %20' den fazla artırmıştır. Neticede; ısı iletkenlik oranının, hacimsel karışım oranı ile lineer bir artış gösterdiği sonucuna varılmıştır.

Wang vd. (2007), yaptıkları çalışmada su, motor yağı, vakum pompası yağları ve etilen glikol baz akışkanlarını ve Al_2O_3 ile CuO nanopartiküllerini kullanmışlardır.

Das vd. (2003), %1, %2, %4 oranlarında Al_2O_3 nanoakışkanı kullanarak deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Fakat beklenenin tersine akışkana nano parçacıkların katılmasıyla kaynama performansında kötüleşmeler olmuştur. Bunun anlamı, kaynama eğrisinin sağa doğru yer değiştirmesi demektir. Eğrinin yer değiştirmesi parçacık yoğunluğuyla orantılıdır ve borunun pürüzlü olmasına bağlıdır. Isı transferindeki azalma daha pürüzsüz yüzeylerde daha güçlüdür. Nükleer kaynamada da parçacık ilavesinin ısı transferini artırmadığı yalnızca ısı akısını yaklaşık 3 katına çıkardığı belirlenmiştir.

Trisaksi vd. (2007) ile Zhu vd. (2009) nanoakışkanların ısı transfer performansıyla ilgili son yıllarda çeşitli çalışmalar yapıp incelemelerde bulunmuşlardır.

Zhu (2008), yaptığı çalışmada ultrasonik karıştırma yöntemini kullanarak suya ağırlıkça %0.1 Al_2O_3 partikülleri ekleyerek yeni akışkanda ısı iletim katsayısının %10.1 arttığını gözlemlemiştir.

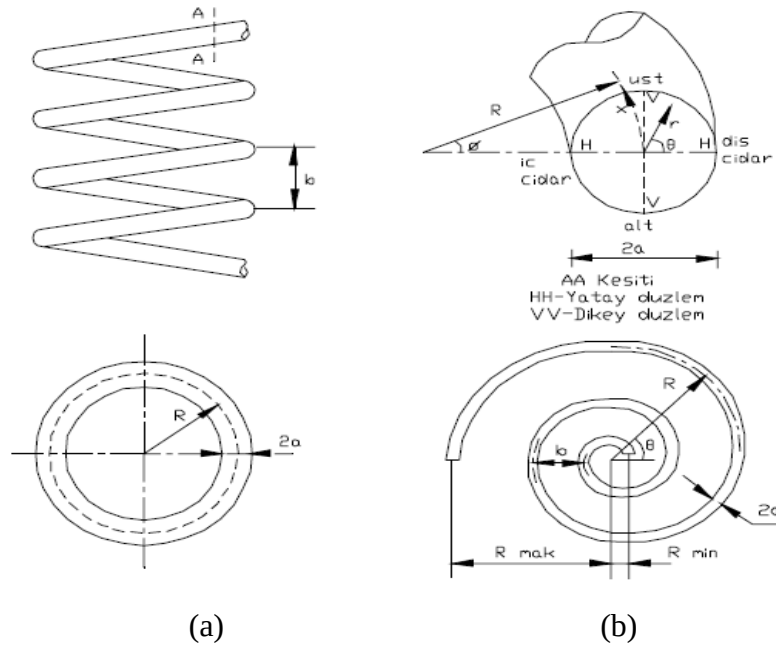
Xia (2016), çalışmasında ultrasonik karıştırma yöntemini kullanarak su ve hacimce %0 , %0.1, %0.5 ve %1 TiO_2 partiküllerini karıştırmış ve elde ettiği yeni akışkanda ısı iletim katsayısının %6.5 oranında arttığını tespit etmiştir.

Literatür çalışmaları incelendiğinde deneysel olarak birçok nanoakışkan ve kıvrımlı boru çalışmasının yapıldığı görülmüştür. Deneysel çalışmalar arasında bazı belirsizlikler olmakla beraber bu çalışmaların ayrı ayrı yapılmasının ısı transfer performanslarına yeterli katkıyı sağlayamadığı düşünülmektedir. Bu durumlar göz önünde bulundurularak yaptığımız tez çalışmasında ısı transferini iyileştirdiği bilinen borulara çeşitli kıvrımlar verilmesi ve bir baz akışkana nanopartikül katkısı gibi iki metodu birleştirerek, deneysel çalışmaların bilgisayar ortamında desteklenmesiyle literatüre katkı yapılması amaçlanmıştır.

2. GENEL BİLGİLER

2.1. Kıvrımlı Borularda Akım ve Isı Transferi

Temelde helisel kangal borular, spiral borular ve dirsekli borular olmak üzere üçe ayrılan bu cihazlara karıştırma ve depolama kazanlarında, ısı geri kazanım sistemlerinde ve kimyasal reaktörlerde sık başvurulmaktadır. Yiyecek, içecek ve süt işleme ve soğutma proseslerinde yoğun olarak eğrisel borulardan üretilen ısı eşanjörleri kullanılmaktadır. Diyaliz cihazlarında ve yağ sanayi sektöründe viskozimetre olarak kullanım alanı bulmuşlardır. Ek olarak kan dolaşım sistemimizde fazla eğriligi olan aort atardamarda kan akışı son zamanlarda bu tip borularla ilgili araştırma konusu olmuştur (Yang ve Chang, 1993). Eğrisel borular elde etmek için şekil 2.1'deki gibi borulara helisel kangal ya da logaritmik spiral şekilleri verilebilir.



Şekil 2.1. Farklı yapılarda eğrisel borular (a) Helisel kangal boru (b) Spiral boru

Eğrisel boruların kesit alanı yarıçapı a , eğrilik yarıçapı ise R ile gösterilir. Bu borulardaki akışı karakterize eden en önemli parametre Dean sayısıdır. Dean

tarafından 1927 yılında bulunan bu sayı atalet kuvvetlerin viskoz kuvvetlere oranı şeklinde tanımlanır ve denklemi şu şekildedir:

$$De = Re\sqrt{a/R} \quad (2.1)$$

Re Reynolds sayısı ve (a/R) eğrilik oranı olup δ ile gösterilir. Çoğu araştırmacının, Dean sayısı tanımlamaları farklıdır.

Bu tanımlamalar;

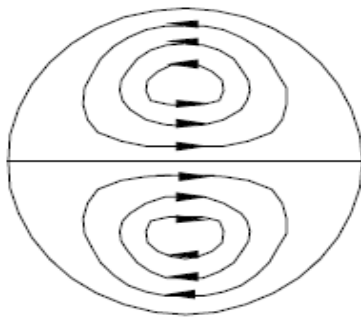
$$De' = Re^2(a/R) \quad (2.2)$$

veya Dean'ın orijinal değişkeni;

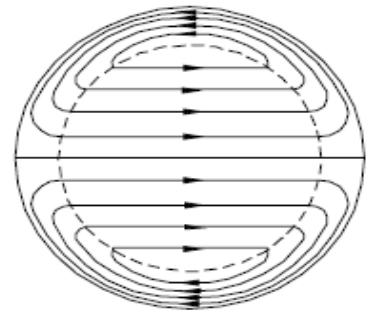
$$K = 2Re^2(a/R = 2De') \quad (2.3)$$

Olarak verilir (Lee vd. 1985).

Eğrisel borulardaki akış düz borulardaki akıştan farklı olup, bu farka merkezkaç kuvvetlerinin sebep olduğu gerçek akış düzleminde oluşan ikincil akışlar neden olmaktadır. Merkezkaç kuvvetlerinin sebep olduğu dağılık basınç alanında oluşan çift girdaplı ikincil akış kesit alanını karşılıklı olarak ikiye ayırır. Eğrisel borunun dik kesitindeki ikincil akışlar şekil 2.2'de Reynolds sayısının(Dean) düşük ve yüksek olduğu durumlarda gösterilmiştir.



(a)

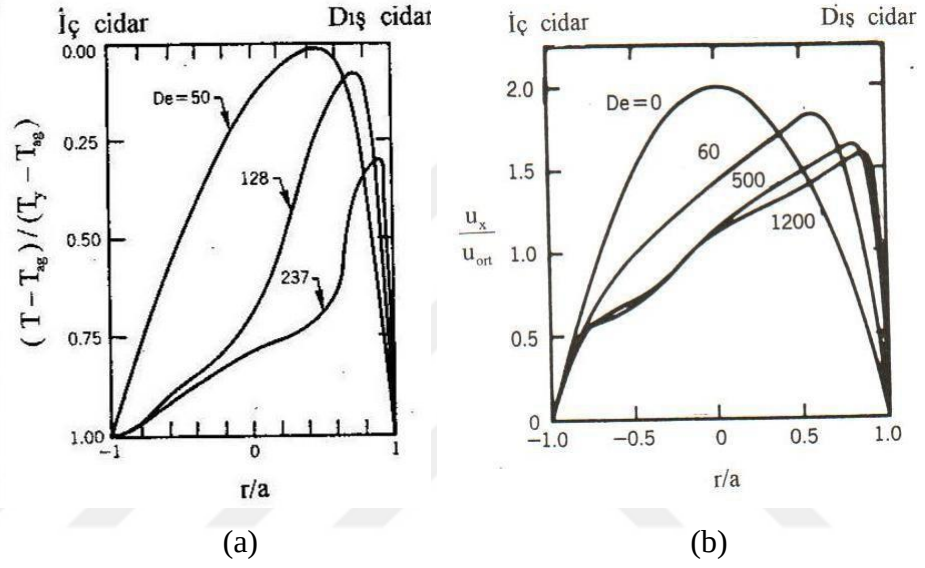


(b)

Şekil 2.2. İkincil akışların eğrisel borularda görünümü (a) Düşük Dean sayısı, (b) Yüksek Dean sayısı

Bu tip borularda düşey ve yatay düzlemdeki hız ve sıcaklık profillerinin düz borulardakinden daha farklı bir şekli olur. Şekil 2.3a'da bahsedilen kuvvetler, eğrisel borunun, dış duvar civarındaki esas akış hızını yükseltirken, iç duvar civarındaki esas

hızı azaltmaktadır. Aşağıdaki şekilde farklı Dean sayıları için yatay ve düşey düzlemde olan hız profilleri verilmiştir. Şekil 2.3’de sabit yüzey sıcaklığı ısı sınır koşulunda yatay düzlemde sıcaklık dağılımının Dean sayısı ile değişimini vermektedir. Borunun dış duvarındaki yüksek hız, ısıl direnci ciddi derecede azaltmakta ve neticede, o alanda daha fazla ısı transfer katsayısı meydana gelmektedir (Kakaç vd. 1987).



Şekil 2.3. Eğrisel yatay bir boru için hız ve sıcaklık profilleri-Dean sayısı grafikleri (a) Hız profili, (b) Sıcaklık profili

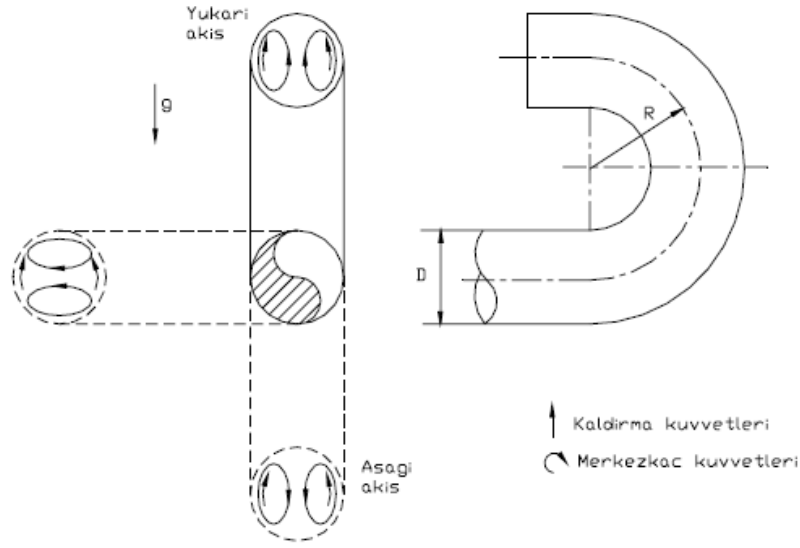
Eğrisel borular düz borulara kıyasla daha kompakt olup daha fazla sürtünme katsayısı ile ısı transfer katsayısı değerleri verirler. Ayrıca eğrisel boruların, ısı transfer ve basınç kayıp değerleri Reynolds ve Prandtl sayıları, Newtoniyan veya olmayan akış hali, duvar ısı sınır şartı, a/R oranı, eğrisel boru uzunluğunun boru çapına oranı parametrelerine bağlıdır (Kakaç vd. 1987). Bu parametrelerin etkileri, bu konuyla ilgili deneysel, analitik ve sayısal çalışmalarda bulunmaktadır. Çalışmaların sonucu Reynolds sayısı, Prandtl sayısı ve eğrilik oranı yükseldikçe ısı transferi ve basınç kaybı değerlerinde artmaların olduğunu göstermiştir (Kakaç vd. 1987).

İkincil akışların meydana gelmesinde, kaldırma kuvvetleri etkisinde etkili Grashof, Coriolis kuvvetlerin etkisinde ise Rossby sayıları ısı transferi ve basınç kayıp değerlerine (sürtünme faktörünü) tesir eden diğer parametrelerdir. Grashof ve

Rossby sayıları yükseldikçe ısı transferi artarken, sürtünme faktörü değerlerinde istenmeyen etkiler oluşmaktadır.

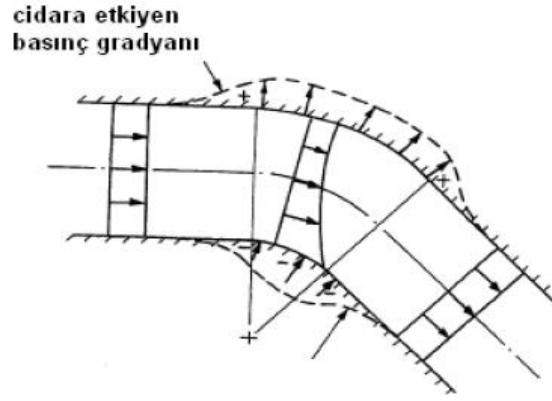
2.1.1. Dairesel Kesite Sahip Eğrisel Borularda İkincil Akışlar

Genel anlamda bu borularda ikincil akışların meydana gelmesi merkezkaç kuvvetleri ve kaldırma kuvvetlerinin etkisi ile olmaktadır. Öncelikle zorlanan ve tabii taşınımın beraber etki ettiği ısı transferinde, kaldırma kuvvetlerinin ikincil akışlara etkisinin tespit edilmesi gerekmektedir. Boruda rastgele bir kesit alanına bakıldığında, şayet bir sıcaklık dağılımı varsa kaldırma kuvveti ikincil akış oluşumunu sağlayabilir. Sıcaklık farkının sebep olduğu yoğunluk farkları ile değişen yer çekim kuvveti akışkan elementlerinin düşeyde hareket etmesine sebep olur. Şayet yüzey civarındaki akışkan ısıtılırsa merkezde kalan daha soğuk ve ağır akışkan boru yüzeyince aşağıya hareket eder, aşağıdaki akışkan ise boru yüzeyince yukarıya hareket eder. Bu durum, düşey simetrik bir çizgi ile birbirinden ayrılan iki düşey girdabın meydana getirdiği ikincil akışlara sebep olur (Lee vd. 1985). Bahsi geçen bu tesirler kaldırma kuvvetlerinin etkin olduğu Reynolds sayılarının küçük değerlerinde düz borularda da gözlenebilecek bir durumdur. Halbuki ısıtma ya da soğutmanın olmadığı düz boruda laminar ve türbülanslı akış durumlarında ikincil akışlar oluşmaz. Bundan dolayı, ikincil akışları etkileyen değişkenlerden ısıl yüzey sınır koşulu önemli olmaktadır. Sonuç olarak, borunun ısıtılması veya soğutulması şartlarına göre ikincil akışların meydana gelmesinde etkin kuvvetlerin etki seviyeleri farklı olabilir. Bu halde, ısıtılan ya da soğutulan eğrisel borular için laminar akışta, ikincil akışın meydana gelmesinde kaldırma kuvvetleri ve merkezkaç kuvvetleri etki gösterir. Benzer durumda, ısıtma ya da soğutma uygulanan eğrisel borularda türbülanslı akış durumu için ikincil akışların meydana gelmesinde, kaldırma kuvvetlerinden çok merkezkaç kuvvetleri rol oynar. Ek olarak kaldırma kuvvetlerinin etkisine bağlı olarak eğrisel boruların yatay veya dikey durumları da ikincil akışların meydana gelmesine etki etmektedir. Şekil 2.4’de düşey ve yatay durumlarda eğrisel boru için ikincil akışların meydana gelmesinde kaldırma kuvvetleri ve merkezkaç kuvvetlerin etkileri verilmiştir.

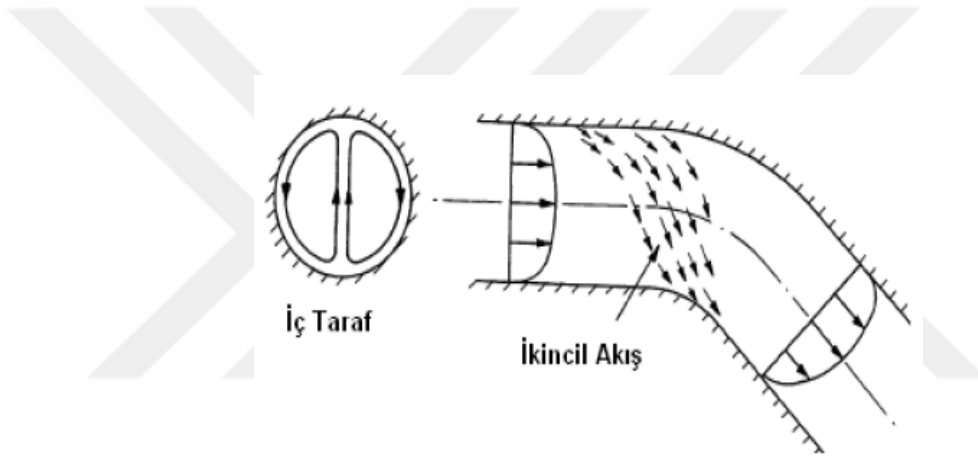


Şekil 2.4. İkincil akışların meydana gelmesinde dikey ve yatay silindirik eğrisel borularda kaldırma ve merkezkaç kuvvetleri etkisi

Akışkanın, dönemeçlerde hız ve statik basınç dağılımları değişkenlik göstermektedir. İkincil akışlar meydana gelmekte ve dönemeçlerin yarıçapları türbülansın yapısına etki etmektedir. Akışkan dirsekten geçtiği sırada üniform enerji dağılımı olan normal bir akışkanın dirsek içerisindeki statik basıncı, yarıçap arttıkça, merkezkaç kuvvetini dengelemek için artmaktadır. Statik basınç ile hızın toplamı her tarafta aynı olduğu için, hız dirseğin iç tarafından dışarıya doğru azalma göstermektedir. Hız duvarda sıfır ve ekseninde en yüksek değerine ulaştığından, dirsekten geçen esas akış üniform olmayan bir enerji dağılımı gösterir. Akımın maksimum hızda olduğu alana etkiyen merkezkaç basınç kuvvetleri akışı dönemecin dış tarafına yönlendirmektedir. Şekil 2.5.'de dış tarafa hareket eden akışkanın zıt cidar duvarına bir basınç gradyanı uyguladığı görülmektedir. Cidar civarında enerji noksanı olan akışkan, oluşan basınç gradyanından geçemeyerek, cidar tarafından basıncı daha az olan alana doğru yönelir. Şekil 2.6.'ya bakıldığında enerjisi düşük olan akışkanın iç tarafa hareketiyle birleşen ve fazla hıza sahip olan eksenindeki akışkanın dış tarafa hareketi ile bir çift ikincil akış hücresi meydana getirdiği görülmektedir.



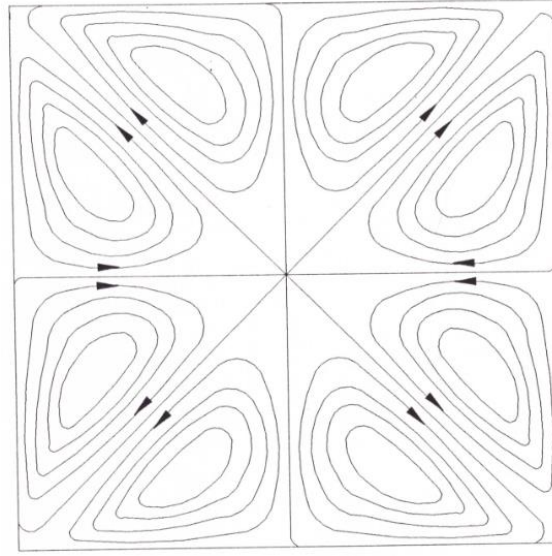
Şekil 2.5. Dönemeçte ideal akış



Şekil 2.6. İkincil akışlar

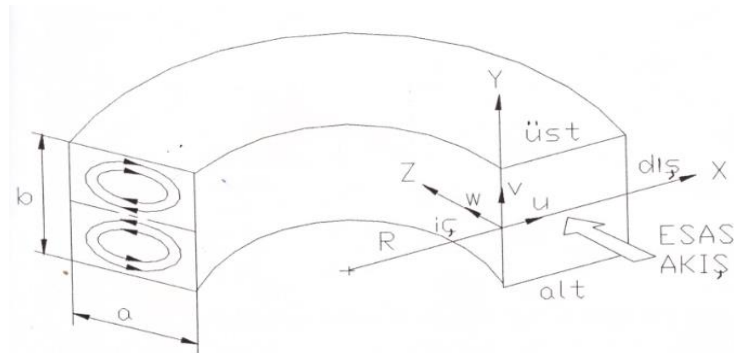
2.1.2. Dikdörtgen Kesitli Eğrisel Borularda İkincil Akışlar

Dikdörtgen kesite sahip eğrisel borularda bu akışların meydana gelmesi borunun ısıl cidar koşuluna bağlı olarak gerçekleşmektedir. Şekil 2.7.'de türbülanslı akışta dairesel kesite sahip düz borudan farklı olarak dikdörtgen kesiti olan düz boruda da ikincil akışların meydana gelmesi gösterilmiştir (Speziale vd. 1992).



Şekil 2.7. İkincil akışların dikdörtgen kesite sahip düz boruda görünümü (Speziale vd., 1992)

Isıtma ya da soğutmanın olmadığı dikdörtgen kesite sahip düz borularda laminar akış şartında ikincil akışlar olmazken ısıtma ya da soğutmanın görüldüğü bu borularda kaldırma kuvvetlerinin etkisinden dolayı ikincil akışlar meydana gelmektedir. Laminer ve türbülanslı akış durumlarında dikdörtgen kesite sahip eğrisel borularda, dairesel dairesel borulardakine benzer şekilde ısıtma ya da soğutma olduğunda ikincil akışlar ortaya çıkmaktadır. Türbülans olan akışlarda kaldırma kuvvetlerinin etkisi çok küçüktür ki önemsenmeyebilir. Isıtma ya da soğutma olmadığında yalnız merkezkaç kuvvetlerinin ortaya çıkardığı etkiden dolayı laminar ve türbülanslı akışlarda dikdörtgen kesite sahip eğrisel borularda ikincil akışlar meydana gelmektedir. Şekil 2.8.'de dikdörtgen kesite sahip eğrisel borularda ikincil akışların meydana gelişi resmedilmiştir.



Şekil 2.8. Dikdörtgen kesitli eğrisel bir boruda ikincil akışlar (Hwang ve Chao, 1991)

2.2.Nanoakışkanlar

Akışkan içerisine milimetre (mm) veya mikrometre (μm) boyutunda partikül eklenmesi ısı transferini iyileştirme veya artırma çalışmalarında uzun zamandır başvurulan bir metoddur. Fakat bu metodla partiküllerin büyük olması ve fazla yoğunluktan dolayı istenilen homojen dağılıma ulaşılamamakta ve fazladan akış direnci ile aşınmaya maruz kalınmaktaydı. Teknoloji ilerledikçe ısı transferinin artırılması için uzun zamandır kullanılan bu metoda yeni bir boyut getirilmiştir. Bu sayede büyüklükleri 1000 nm 'nin altında olan partiküller, ısı eşanjörlerinde kullanılan etilen glikol, ısı transfer yağı ve su gibi bazik özelliğe sahip akışkan sıvılara sabit hacim oranlarında eklenerek yeni akışkanlar meydana getirilmiştir. Sözü edilen bu akışkanları, Choi 1995'de nanoakışkanlar olarak isimlendirmiş ve o tarihten sonra hep nanoakışkan adıyla kullanılmaya başlanmışlardır. Öte yandan nanoakışkanlarda bulunan partiküller çok ufak olduğundan sıvı-katı karışımından çok tek tip akışkan gibi davranabildikleri yapılan çalışmalarda görülmüştür.

Nanopartiküller baz akışkanlardan daha büyük ısı iletim katsayısına sahiptir ve ısı iletim katsayısını yükseltmelerinden öte akış yapısındaki etkinlikleri de araştırmalar sonucu ortaya konulmuştur. Yapılan çeşitli araştırmalarda elde edilen bu akışkanların ısı iletim katsayısını belirlemek için birçok araştırmacı çeşitli modeller önermiştir. Bunlardan en meşhuru nanoakışkanların sıvı-katı karışımından meydana geldiğini ve partiküllerinde küresel yapılarının olduğunu iddaa eden Maxwell modelidir ve denklemi aşağıdaki gibidir;

$$k_{eff,Maxwell} = \frac{k_p + 2k_l + 2(k_p - k_l)\phi}{k_p + 2k_l - (k_p - k_l)\phi} k_l \quad (2.4)$$

Denklemdaki k_p nanopartikülün k_l ise baz akışkanın ısı iletim katsayıları olup ϕ ; karışımın (süspansiyonun) partikül hacim miktarını göstermektedir. Yapılan bu tanımlamaya göre karışımdaki ısıl iletkenlik, partikülün ısıl iletkenliğine, baz akışkana ve partiküllerin süspansiyon içerisindeki hacim oranına bağlı olduğu

belirtilmiştir. Ayrıca yapısı küresel olmayan partiküllerin eklenmesiyle oluşan nanoakışkanlar için 2007 yılında Hamilton ve Crosser yeni bir model geliştirmiştir.

$$k_{eff,Hamilton} = \frac{k_p + (n-1)k_l - (n-1)(k_l - k_p)\varphi}{k_p + (n-1)k_l + (k - k_p)\varphi} k_l \quad (2.5)$$

Denklemdaki n değişkeni ampririk şekil faktörüdür ve

$$n = \frac{3}{\Psi} \quad (2.6)$$

Ψ aynı hacimli küresel bir parçacığın yüzey alanının, küresel olmayan parçacıkların yüzey alanına oranı ile ifade edilir ve küresellik olarak adlandırılır.

Nanoakışkanların ısı iletkenliğinin tespit edilmesi için yapılan çalışmalarda bu akışkanların ısı davranışı konusunda tek başına yeterli bilgiye ulaşılamamaktadır. Bu nedenle nanoakışkanın ısı iletim ve momentumunun sayısal olarak incelenerek hem zorlanan hem de tabii taşınım ile ısı transferinin laminar ve türbülanslı akışta araştırılması önemlidir. Yeni bir araştırma alanı olan bu konuda literatürde çok fazla çalışma bulunmamaktadır. Bu durumda nanoakışkanın, bir sıvı-katı karışımı gibi mi yoksa tek fazlı bir akışkan gibi mi alınarak çözümleneceği merak edilmektedir. Literatürdeki sınırlı sayıda momentum modelinde, ısı transferi boyunca katı ve sıvı fazların işlevlerinin daha çok anlaşılması için, uzun hesaplama sürelerine ve hızları yüksek olan bilgisayarlara gerek vardır. Nanopartiküllerin momentum ve ısı iletimine katkıları hakkında detaylı bilgiler elde edilememektedir. Yaptığımız çalışmada FLUENT paket programı ile tek fazlı model kullanılıp çözümler yapılmıştır. Kullanılan modelde nanoakışkanlar, bir karışım olarak değil, bir sıvı olarak kabul edilmiştir.

2.3.Eğrisel Borularda Isıl Sınır Şartı Etkisi

Genel olarak boru akışlarında ısıl anlamda gelişmiş durumun varlığıyla dengeli dört farklı ısıl sınır şartı olduğu bilinmektedir. Bu şartlar;

- 1) Değişmeyen yüzey sıcaklığı; T_y
- 2) Değişmeyen yüzey ısı akısı; q''
- 3) Borunun dış yüzeyinden akışkan çevreye doğru, sabit ısı transfer katsayısı h_{cev} ve sabit sıcaklık T_∞ olmak şartıyla taşınım ile ısı transferi,
- 4) Cidarın ısı akısının üstel değişimi'dir; $q'' \approx e^{\beta x}$

Yapılan araştırmalarda en çok kullanılanlar tam gelişmiş akışlarda değişmeyen yüzey sıcaklığı ve yüzey ısı akısı için belirlenen ısı transfer karakteristikleridir (Sparrow ve Patankar, 1977).

Değişmeyen yüzey ısı akısı sorunları dağıtma ile ısıtmada, nükleer ısıtmada, çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde ve elektrik direnci ile ısıtma şartlarında meydana gelir. Göz ardı edilemeyecek olan bu sınır koşulu;

$$q''_y = h(T_y - T_{ort}) = \text{sabit} \quad (2.7)$$

olarak ifade edilir.

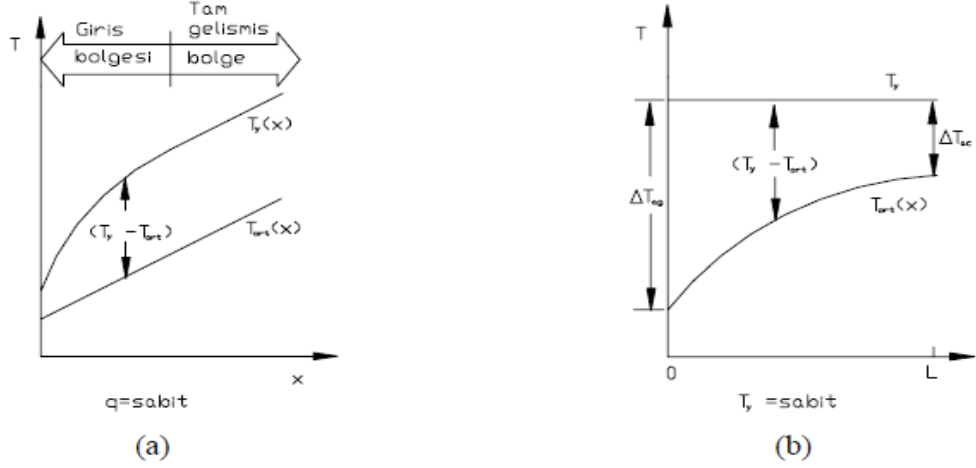
Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı özelliğe sahip ısı eşanjörlerindedir sabit yüzey sıcaklığı sınır koşulu görülür. Eğer akışkanın kapasite oranı diğerininkinden çok fazlaysa bahsi geçen bu koşul her ısı değiştiricisinde görülebilir (Kays ve Crawford, 1980). Bu şartın denklemi ise basitçe;

$$\frac{dT_y}{dx} = 0 \quad (2.8)$$

Olarak verilir.

Aşağıda Şekil 2.9'da sabit yüzey sıcaklığı ve sabit yüzey ısı akısı sınır koşulunda, akışkanın ortalama sıcaklığının yüzey sıcaklığı ile değişimi verilmiştir. Bazı araştırmalar bahsedilen bu iki sınır koşulunun Nusselt sayısını aynı oranda etkilediğini işaret etmektedir. Eğrisel boru akışlarında, Reynolds sayısı arttıkça ikincil akışlar ve dolayısıyla akışkan karışımı artmakta, bunun sonucu olarak da ısı

transferi iyileşmektedir. Prandtl sayısının artmasıyla ısı taşınımı yükseltmekte, akışkanın daha fazla karışmasını sağlanmakta ve ısı transferini olumlu yönde etkilemektedir. Bu sonuçlardan hareketle, yüzey ısı sınır şartlarının Nusselt sayısını çok fazla etkilemediği söylenebilir.



Şekil 2.9. Bir boruda eksenel yüzey ve akışkan sıcaklıkları değişimleri (a) yüzeyde sabit ısı akısı ısı sınır şartı, (b) yüzeyde sabit sıcaklık ısı sınır şartı

2.4. Ekserji ve Entropi Kavramları

Bir sistemden elde edilebilecek maksimum yararlı iş belli bir haldeki sistemde bulunan enerjinin iş potansiyeli olarak tanımlanabilir. Hal değişimi esnasında yapılan iş, ilk hal, izlenen yol ve son hale bağlıdır. Matematiksel olarak;

$$\dot{I} = f(\text{ilk hal, hal değişiminin izlediği yol, son hal}) \quad (2.9)$$

olarak ifade edilebilir. Kullanılabilirlik durumunda ilk hal belirlidir ve bundan dolayı değişken değildir. Hal değişiminin tersinir ve en sonda sistemin ölü halde bulunması iki hal arasında en fazla işin gerçekleşmesini sağlar. Eğer bir sistem ölü halde bulunuyorsa çevresiyle ısı dengede demektir. Sistem ölü haldeyken çevresiyle kimyasal reaksiyon oluşturmaz ve çevresiyle arasında dengelenmeyen yüzey gerilme, manyetik ve elektrik etkileri yoktur. Bir sistemin ölü halde olması kullanılabilirliğinin sıfır olduğunu gösterir ve sistemden maksimum işin elde

edilebilmesi için sistemin son halinin ölü hal olma zorunluluğu vardır. Bu durum şu şekilde açıklanabilir ki; Sistemin son hal sıcaklığı şayet çevre sıcaklığından farklıysa, bu sıcaklık ile çevre sıcaklığı arasında çalışan bir ısı makinası iş üretebilir. Yine sistemin son durumdaki basıncı çevre basıncından farklı ise, aradaki basınç farkından faydalanılarak genişleme işi elde edilebilir.

Bir sistemden alınabilecek maksimum iş, o sistemin belli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimiyle ölü hale (çevre hali) getirilmesi sonucu elde edilir. Bu ise sistemin başlangıç durumundaki faydalı iş potansiyeli ya da iş yapabilme imkanı demektir ve ekserji (kullanılabilirlik) olarak isimlendirilir. Sistemin sadece çevre şartıyla meydana gelen ısı transferi ile dengenin sağlanarak, en fazla teorik faydalı işin elde edilmesi de ekserji olarak adlandırılır. Ekserji; kütle, enerji, entropi ve diğer sistem özellikleri ile sistemler arasında iletilir. Kapalı sistemlerde termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları basitçe aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$U_2 - U_1 = Q - W \quad (2.10)$$

$$\Delta S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{top}} = \Delta S_{\text{sis}} + \Delta S_{\text{çev}} = (S_2 - S_1)_{\text{sist}} + \frac{Q_{\text{çev}}}{T_{\text{çev}}} \quad (2.11)$$

Denklemlerde U iç enerji, Q ısı enerjisi, W gerçek mekanik iş, S entropi, T sıcaklık ve $\Delta S_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{top}}$ hal değişimi sırasında üretilen toplam entropi değişimini ifade etmektedir. Entropi üretimi veya ekserji yok oluşu hesabı materyal ve yöntem kısmında gösterilmiştir.

3.MATERYAL VE YÖNTEM

Bu tez çalışması, literatür bilgilerinden ısı transferine olumlu katkı yaptığı bilinen ve pasif metotlardan borulara sinüzoidal eğrilikler verilmesi ile ısı geçişini iyileştirdiği bilinen bir baz akışkana %5 hacimsel oranlarda Al_2O_3 (alümina) ve TiO_2 (titanium dioksit) nano partikül katkısı metodlarını beraber kullanarak, basınç kaybı değerlerini çok yükseltmeden ısı transferinin artmasını amaçlayan bir çalışmadır.

Sayısal bir özelliğe sahip olan çalışmada, gerekli nümerik çözümler FLUENT 6.1.22 paket programıyla yapılacaktır. Çözümlemesi yapılacak olan modeller; ilk olarak SOLIDWORKS 2013 katı modelleme programıyla oluşturulup ağ yapılarının elde edilmesi için GAMBIT programına aktarılmıştır.

3.1.Kullanılan Denklemler

Yapılan hesaplamalarda belli aralıklarla artan 7 Farklı Reynolds sayısı kullanılarak tüm borular için Nusselt sayısı(Nu) ve sürtünme faktörü(f) değerleri elde edilecektir. Bunun için öncelikle FLUENT programına hız değerlerinin girilmesi gerekmektedir. 5000, 7500, 10000, 12500, 15000, 17500, 20000 Re sayısı değerlerinde üç farklı akışkan ve tüm borular için hız değerleri teker teker hesaplanıp programa girilmiştir. Aşağıda verilen Eşitlik 3.1 ile hız değerleri belirlenmiştir.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu} \quad (3.1)$$

Burada ρ akışkanın yoğunluğu, d kullanılan borunun çapı ve μ akışkanın dinamik viskozitesidir. Boru çapı dışındaki bu özellikler her sıvı için farklıdır ve akışkanların termofiziksel özellikleri tablosundan alınacaktır.

Ekserji yok oluşu hesabı için;

sistemin entropi dengesinden

$$\dot{S}_g - \dot{S}_c + \dot{S}_{\text{üretim}} = \Delta \dot{S}_{\text{sis}} \quad (3.2)$$

yazılabilir. Sürekli akıştan dolayı $\Delta \dot{S}_{sis}=0$ 'dır. (3.2) denkleminde $\dot{S}_g - \dot{S}_c$ birim zamanda ısı ve kütle ile gerçekleşen entropi geçişi, $\dot{S}_{\text{üretim}}$ birim zamandaki entropi üretimi ve $\Delta \dot{S}_{sis}$ birim zamanda sistemin entropisindeki değişimdir.

(3.2) denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 + \dot{S}_{\text{üretim}} = 0 \quad (3.3)$$

ve burada

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (3.4)$$

Olduğundan (3.3) denklemi

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m} \cdot (s_2 - s_1) \quad (3.5)$$

şeklinde yazılabilir. Sıvılar için entropi farkı;

$$s_2 - s_1 = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (3.6)$$

eşitliğiyle hesaplanabilir. Buna göre entropi üretimi;

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (\text{kW/K}) \quad (3.7)$$

olarak ifade edilebilir. Ekserji yok oluşu ise;

$$\dot{X}_{\text{yok olan}} = T_0 \cdot \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (\text{kW}) \quad (3.8)$$

şeklinde hesaplanabilir.

Bu denklemlerde $\dot{m}$ kütleli debi, c_p özgül ısı, T_1 ve T_2 boruya giriş ve çıkış sıcaklıkları ve T_0 çevre sıcaklığıdır (25°C). Burada kütleli debi;

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} \quad (3.9)$$

Eşitliğinden hesaplanabilir. Burada ρ akışkanın yoğunluğu, $\dot{V}$ hacimsel debidir. Hacimsel debi ise;

$$\dot{V} = V \cdot A \quad (3.10)$$

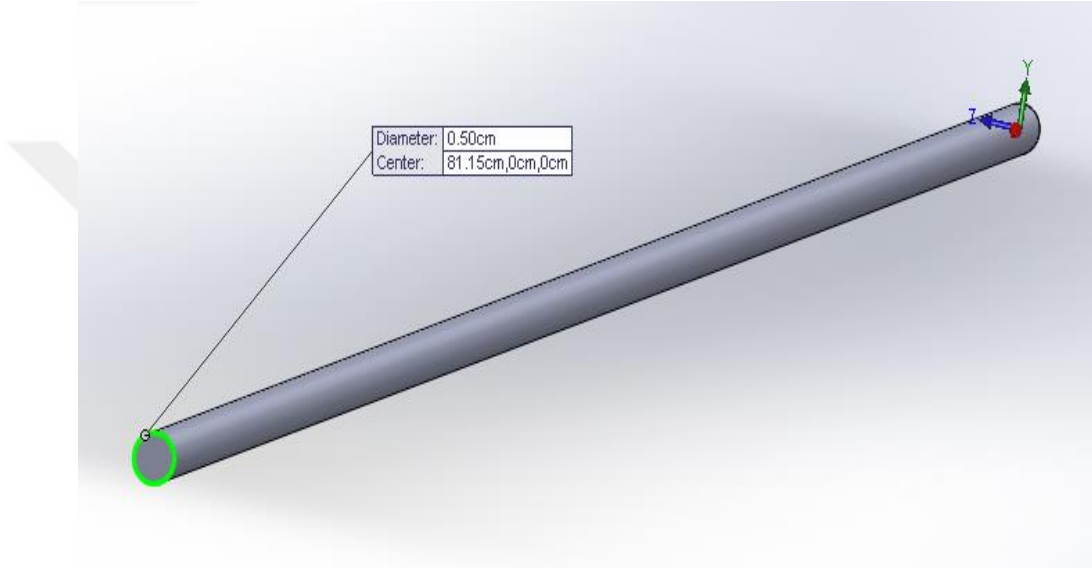
şeklinde ifade edilir. Burada V ortalama hız değeri, A ise borunun kesit alanıdır.

$$A = \pi a^2 \quad (3.11)$$

burada a borunun yarıçapıdır.

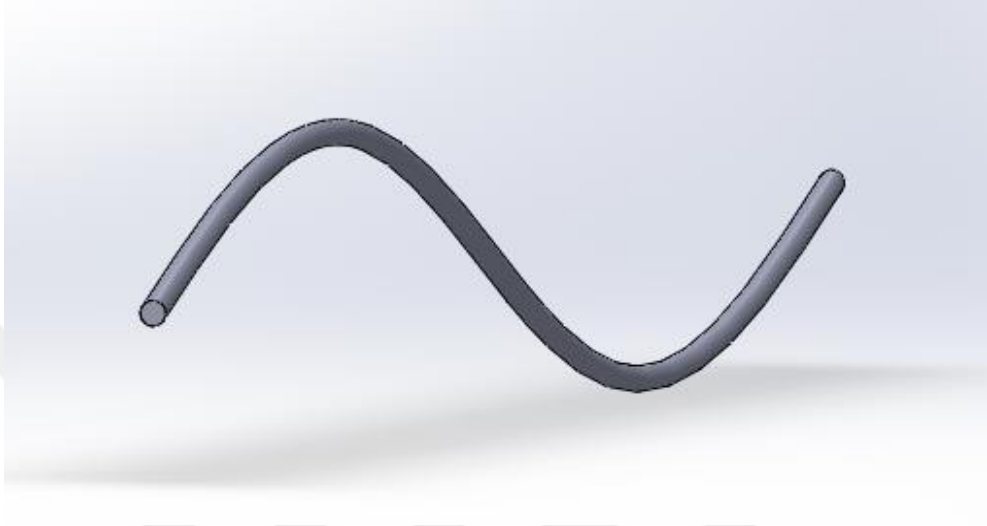
3.2.Çözümlenecek Olan Kıvrımlı Borunun Geometrisi

Çalışmada düz boru ve bu düz boruya farklı sinüs grafiklerinin sahip olduğu eğrilikler verilerek elde edilen beş farklı sinüzoidal borunun sayısal olarak çözümü yapılacaktır. Çözümlemeler türbülanslı akış şartlarında yapılacaktır. Şekil 3.1.'de çözümü yapılacak olan borunun SOLIDWORKS katı modelleme programında oluşturulmuş hali görülmektedir.

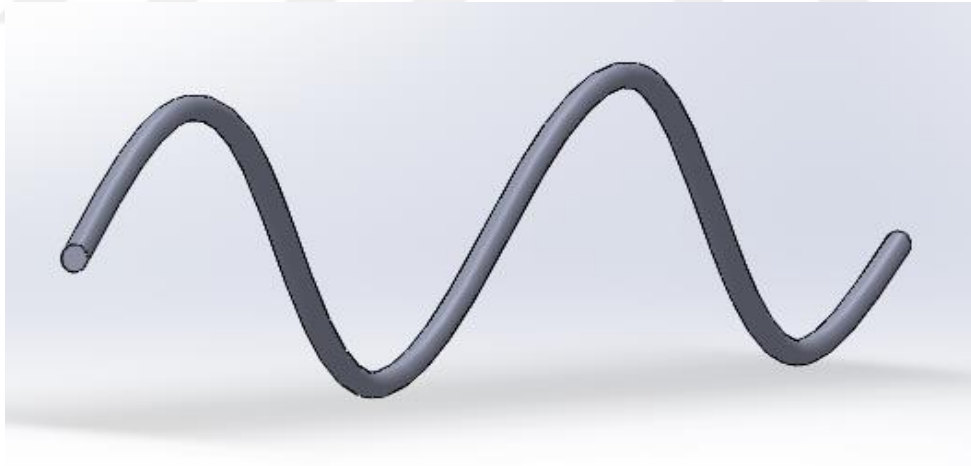


Şekil 3.1.Çözümlenecek olan borunun katı model hali

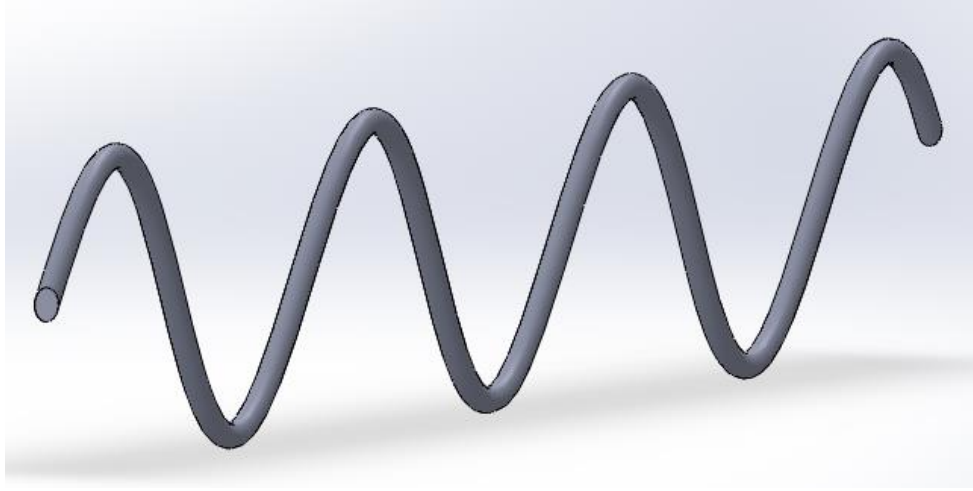
Düz boru hariç sinüzoidal kıvrımlı borular sırasıyla $3\sin(0.5x)$, $3\sin(x)$, $3\sin(2x)$, $6\sin(x)$ ve $12\sin(x)$ eğrilerine sahip borulardır. Tüm borular 811.5 mm uzunluğunda olup çapları 5 mm'dir. Sözü edilen bu sinüzoidal kıvrımlı borular şekil 3.2-3.6'da verilmiştir.



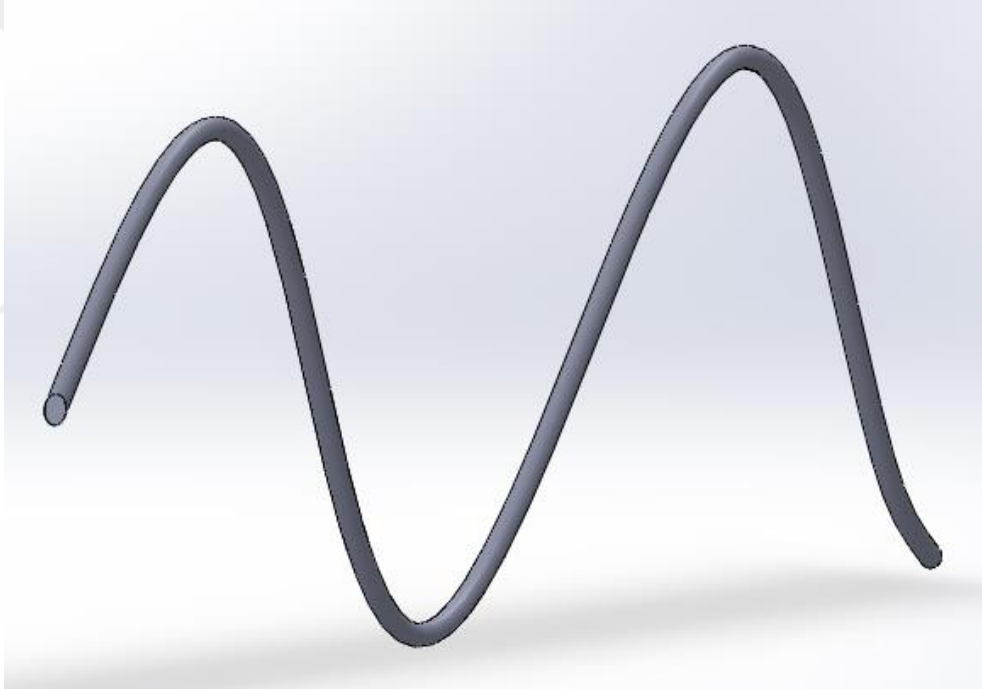
Şekil 3.2. $3\sin(0.5x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusu



Şekil 3.3. $3\sin(x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusu



Şekil 3.4. $3\sin(2x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusu



Şekil 3.5. $6\sin(x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusu



Şekil 3.6. $12\sin(x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusu

3.3. Kullanılacak Boruların Karakteristik Özellikleri

Sayısal incelemesi yapılacak olan kıvrımlı boruların karakteristik özellikleri aşağıdaki gibidir:

Sinüzoidal kıvrımlı borular: Düz boru, $3\sin(0.5x)$, $3\sin(x)$, $3\sin(2x)$, $6\sin(x)$ ve $12\sin(x)$ boruları

Boru uzunluğu (L): 811.5 mm

Boru çapı (2a): 5 mm

3.4. Sınır Şartları ve Sayısal Çözüm Aşaması

Daha öncedende belirtildiği gibi boruların sayısal çözümlenmesinde FLUENT 6.1.22 programı kullanılacaktır. İlk olarak SOLIDWORKS 2013 programı ile katı model elde edilip bu katı modelde ağ yapısı oluşturmak için GAMBIT programından yararlanılmıştır.

Kıvrımlı borularda akım ve ısı transferine etki eden sınır şartları ve değişkenler;

- Prandtl sayısı, Pr
- Reynolds sayısı; $Re=5000-20000$
- Cidar termal sınır şartı (sabit yüzey sıcaklığı ya da sabit ısı akısı)
- Newtonian veya Newtonian olmayan akış hali

Bahsedilen bu değişkenlerden Prandtl ve Reynolds sayıları değişen debiler ve nanoakışkanlar için farklı alınacaktır. Çözümlemeler sabit ısı akısı termal sınır şartında (70866.14 W/m^2) elde edilmiştir.

Diğer sınır şartları ve değişkenler;

- Reynolds sayısı 5000 ile 20000 arasında değişen türbülanslı akış hali
- Aynı hacimsel oranda farklı nanopartiküller (%5 hacimsel oranda Al_2O_3 ve TiO_2 partikülleri)
- Farklı genlik ve periyotlara sahip sinüzoidal kıvrımlı borular (düz boru ve $3\sin(0.5x)$, $3\sin x$, $3\sin 2x$, $6\sin x$, $12\sin x$ boruları)
- Bütün sinüzoidal kıvrımlı borular için değişmeyen boru uzunluğu, $L=811.15 \text{ mm}$
- Değişmeyen boru dairesel kesit alanı, $d=5 \text{ mm}$

Isı transfer yağı ve %5 hacimsel orana sahip ısı transfer yağı + %5 Al_2O_3 ve ısı transfer yağı + %5 TiO_2 nanoakışkanlarının termofiziksel özellikleri Çizelge 3.1.'de görülmektedir. Bu büyüklükler deneysel çalışmalar sonucu elde edilmiştir.

Çizelge 3.1. Kullanılan akışkanların termofiziksel özellikleri (Şahin, 2016)

Akışkanlar	Fiziksel Özellikler				
	Yoğunluk, ρ (kg/m ³)	Özgül ısı, C_p (J/kg K)	Dinamik Vizkozite, μ (kg /ms)	Isı İletim Katsayısı, k (W/m K)	Pr
Isı transfer yağı	855.1	1850	0.0265	0.128	383
Isı transfer yağı +%5 Al ₂ O ₃	1010.845	1801.5	0.03133	0.13504	417.957
Isı transfer yağı +%5 TiO ₂	1012.345	1787.5	0.03138	0.13952	402.033

Literatür Nu değerlerinin elde edilebilmesinde kullanılan Prandtl sayısı hesaplanırken aşağıdaki denklem kullanılmıştır:

$$Pr = \frac{\mu.C_p}{k} \quad (3.12)$$

Dittus-Boelter'in sunduğu aşağıdaki denklem ile çalışma sonunda hesaplanan Nu değerleri karşılaştırılmıştır.

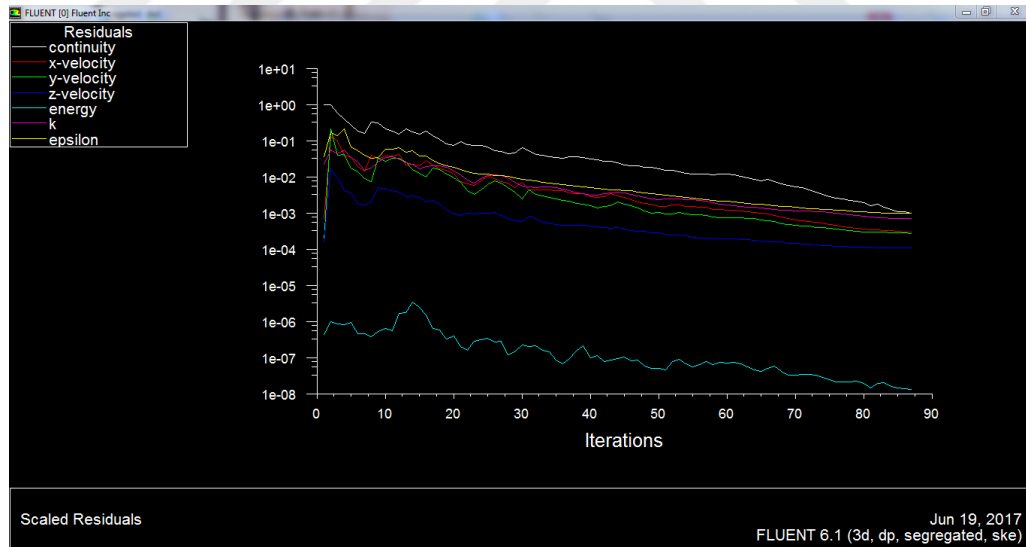
$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (3.13)$$

Yine çözümler sonucuna ulaşılan sürtünme faktörü (f) değerlerinin aşağıdaki denklemler sayesinde literatürdeki (f) değerleriyle karşılaştırması sağlanmıştır.

$$\text{Re} \leq 20000 \text{ için} \quad f = 0.316 \text{ Re}^{-1/4} \quad (3.14)$$

$$\text{Re} \geq 20000 \text{ için} \quad f = 0.184 \text{ Re}^{-1/5} \quad (3.15)$$

FLUENT programı kullanılırken yapılan iterasyonlarda yakınsamaların büyük bir çoğunluğu en az 300 iterasyon yapılarak elde edilmiştir. Bu değere kadar elde edilemeyen nadir yakınsamalar için çok yüksek iterasyonlara çıkıldığında gerekli kabuller yapılmıştır. Şekil 3.7.'de ısı transfer yağı için $\text{Re}=20000$ değeri ve $3\sin(2x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusunda 87.iterasyonda elde edilen yakınsamaların grafiği görülmektedir.

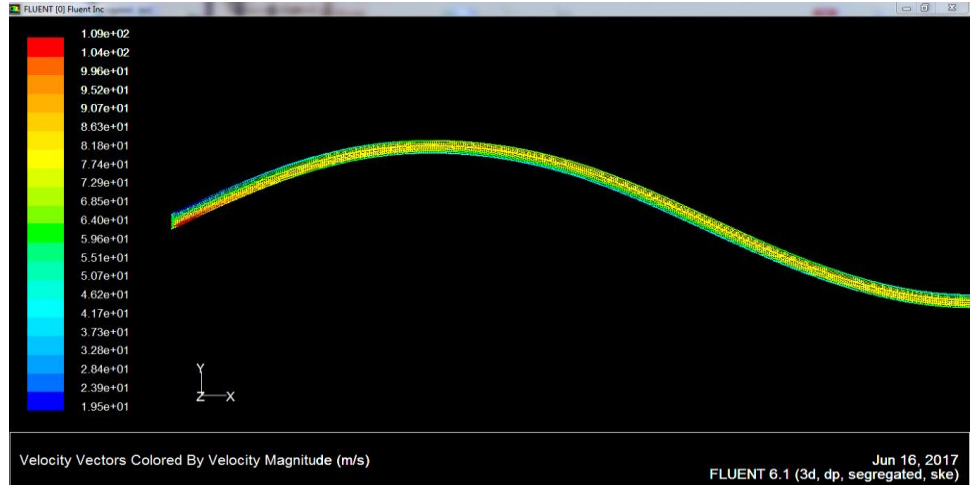


Şekil 3.7. $3\sin(2x)$ borusunda ısı transfer yağı için $\text{Re}=20000$ 'de 87. İterasyonda yakınsama durumu

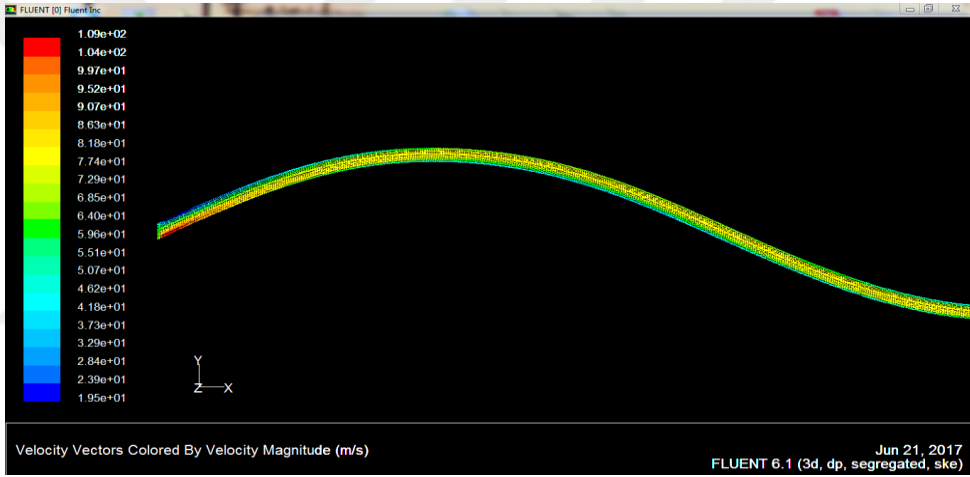
4. BULGULAR VE İRDELEME

Bu tez çalışmasında düz boru dahil $3\sin(0.5x)$, $3\sin x$, $3\sin(2x)$, $6\sin x$ ve $12\sin x$ eğrilerine sahip sinüzoidal kıvrımlı borularda, ısı transfer yağı ile bu baz akışkana %5 hacimsel oranlarda Al_2O_3 ve TiO_2 nanopartikülleri eklenmesi sonucu elde edilen nanoakışkan akışlarında ısı transferi ve basınç kaybı karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Çözümlemeler türbülanslı akış şartlarında olup Reynolds Sayısı 5000 ila 20000 aralığında değişmektedir. Yapılan sayısal çalışmada kullanılan tüm sinüzoidal boruların uzunlukları ve çapları (kesit alanları) eşittir. Akış alanını modelleyen üç boyutlu geometriler SOLIDWORKS 2013 programı ile elde edilmiştir. Çözümünecek model ve ağ yapısını oluşturmak için GAMBIT programından yararlanılmış ve sayısal çözümlemeler FLUENT 6.1.22 paket programı ile gerçekleştirilmiştir. Çözümlemeler sonucu ulaşılan bulgular ilk olarak hız ve basınç vektör grafikleri olarak sunulmuştur. Çalışma boyunca çözümü yapılan bütün durumların sunulması mümkün olmadığı için belirli durumların grafikleri gösterilmiş fakat ilerledikçe elde edilen tüm sonuçlar daha fazla veriyi içerecek şekilde grafikler halinde sunulmuştur.

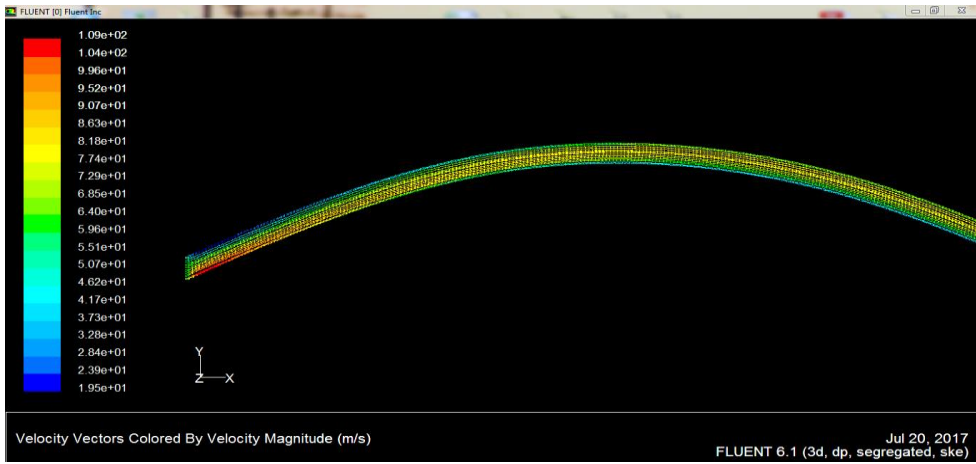
Şekil 4.1 ve Şekil 4.2' de verilen grafiklerde sırasıyla ısı transfer yağı, ısı transfer yağı + %5 Al_2O_3 nanoakışkanı ve ısı transfer yağı + %5 TiO_2 nanoakışkanı için $3\sin x$ sinüzoidal kıvrımlı borusunda $\text{Re}=10000$ değerinde hız ve basınç çözümleri sunulmaktadır. Bu grafiklerdeki hız ve basınç alanları düzgün dağılmıştır. Sabit Re sayısında ısı transfer yağına Al_2O_3 ve TiO_2 nanopartiküllerinin belli hacimsel oranda eklenmesiyle viskozitede meydana gelen değişiklikten dolayı hız ve basınç değerlerinin maksimum ve minimum değerleri arasında fark olması beklenirken şekillerden de görüleceği gibi çok net bir fark görülememektedir. Böylelikle iç cidarda oluşan momentum ve termal sınır tabakalar incelenerek ısı transferinde baz akışkana göre bir artış sağlanmaktadır.



(a)

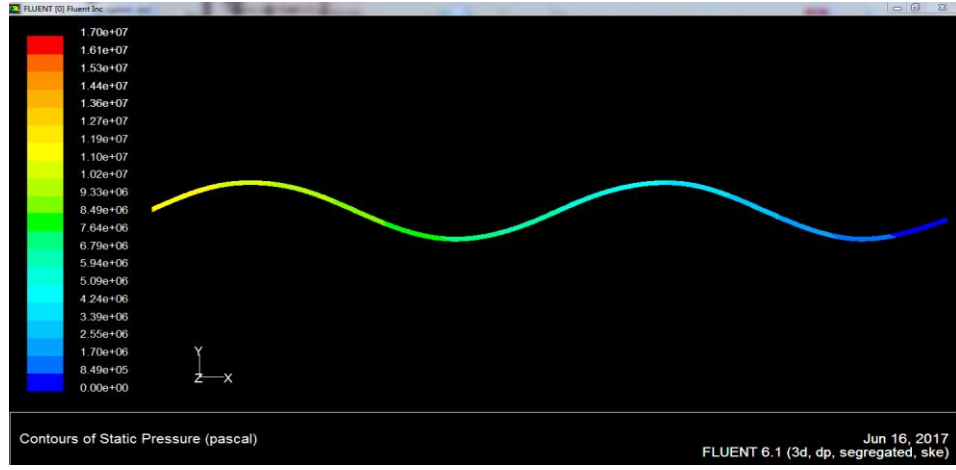


(b)

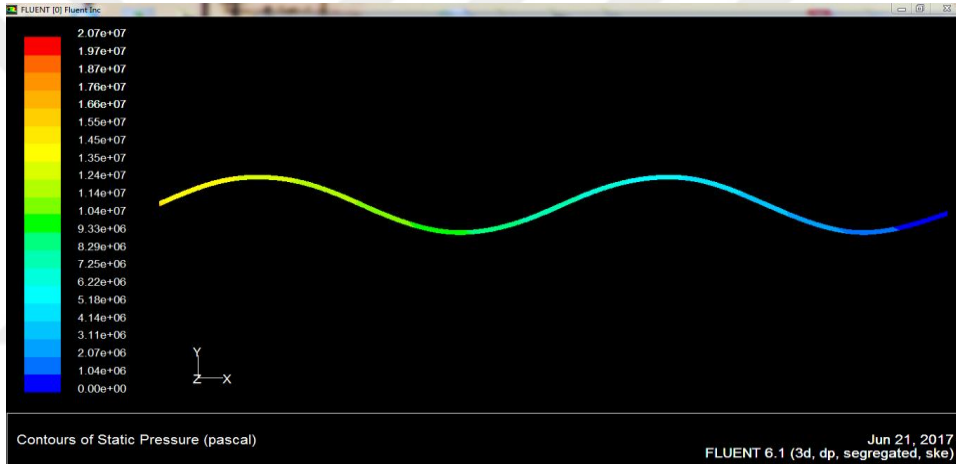


(c)

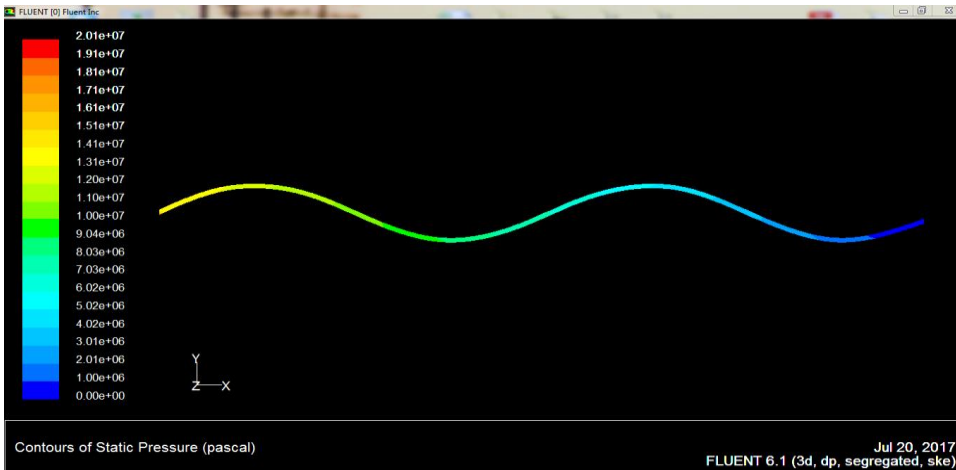
Şekil 4.1. 3sinx kıvrımlı borusunda $Re=10000$ için hız (m/s) çözümleri (a) Isı transfer yağı (b) Isı transfer yağı + %5 Al_2O_3 , (c) Isı transfer yağı + %5 TiO_2



(a)



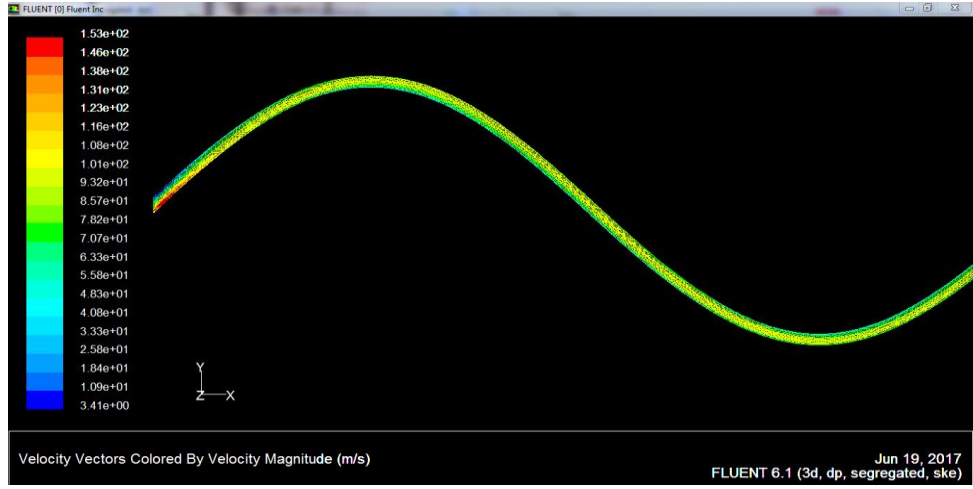
(b)



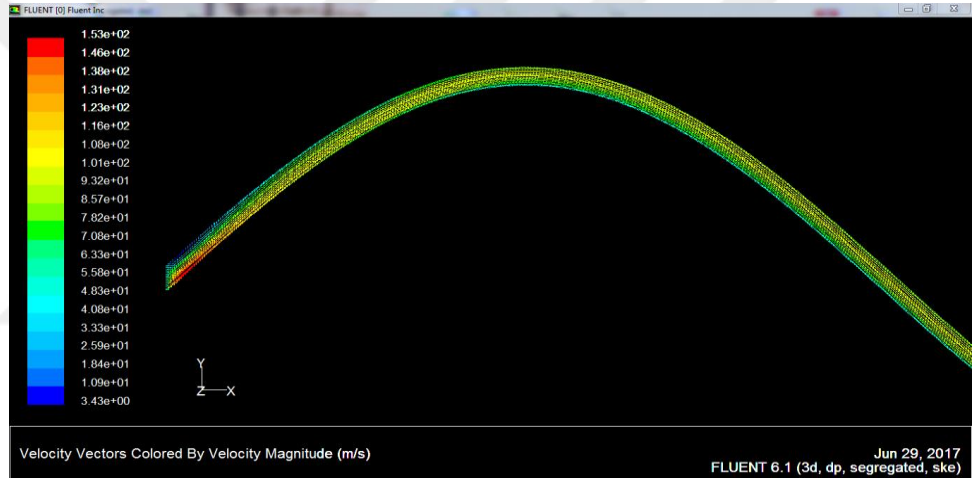
(c)

Şekil 4.2. 3sinx kıvrımlı borusunda $Re=10000$ için basınç (Pa) çözümleri (a) Isı transfer yağı (b) Isı transfer yağı + %5 Al_2O_3 , (c) Isı transfer yağı + %5 TiO_2

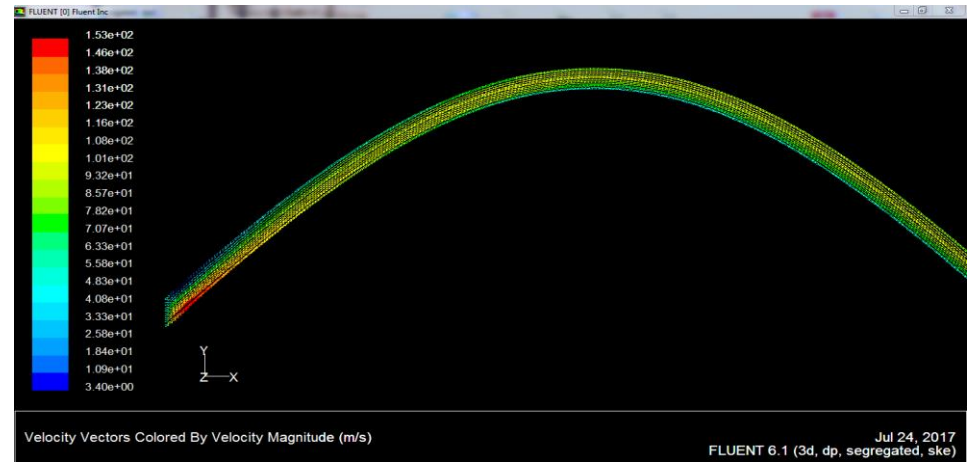
Şekil 4.3 ve Şekil 4.4’de $6\sin x$ sinüzoidal kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı, ısı transfer yağı + %5 Al_2O_3 ve ısı transfer yağı + %5 TiO_2 nanoakışkanları için $Re=10000$ değerinde hız ve basınç alanlarının çözümleri sunulmuştur. $3\sin x$ borusuyla karşılaştırıldığında başlangıçtan sona doğru bir basınç azalmasının olduğu görülmektedir. Boruların inceliğinden dolayı bütünlüğü bozmamak için şekiller çok yakından alınmadığından dirsek bölgelerindeki iç ve dış cidarlar karşılaştırıldığında meydana gelen basınç farkları çok net anlaşılmamaktadır. Akışkan molekülleri dirseklere geldiğinde merkezkaç kuvvetinin etkisiyle belirli bir hıza sahiptir ve bu hızla dirsekte dış cidara doğru savrularak buraya yüksek basınç uygulamaktadır. Moleküllerin merkezkaç kuvveti etkisiyle dış cidara yüksek basınç uygulaması iç cidarda basıncın azalmasına sebep olmaktadır. İç ve dış cidarlar arasında meydana gelen bu basınç farkı gerçek akışa dik yönde ikincil akışların oluşmasına ortam hazırlamaktadır. İkincil akışlar ise dış cidarda bulunan ısıl sınır tabakayı incelterek bu alanda radyal ısı transferine katkı sağlamaktadır. Anlaşılabacağı gibi iç cidar alanında ise bu durumun zıttı olarak ısı transferi azalacaktır.



(a)

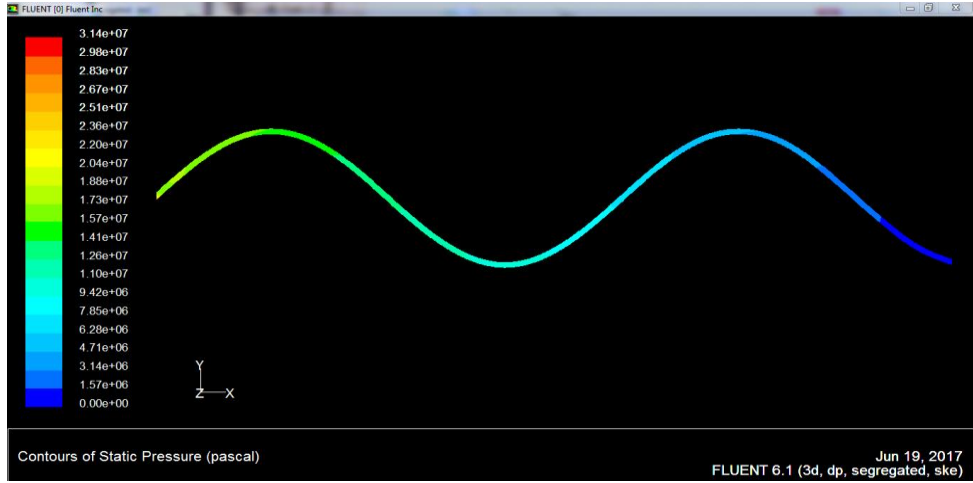


(b)

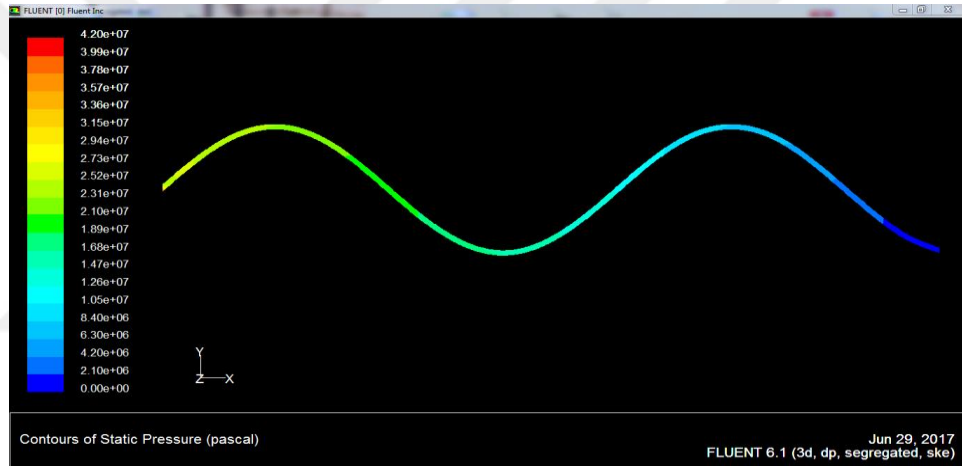


(c)

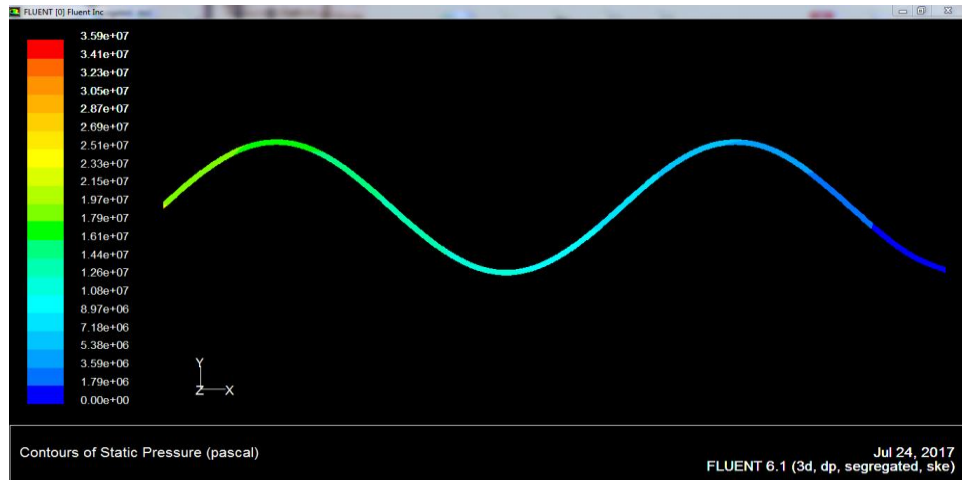
Şekil 4.3. $6\sin x$ kıvrımlı borusunda $Re=10000$ için hız (m/s) çözümleri (a) Isı transfer yağı (b) Isı transfer yağı+%5 Al_2O_3 , (c) Isı transfer yağı+%5 TiO_2



(a)



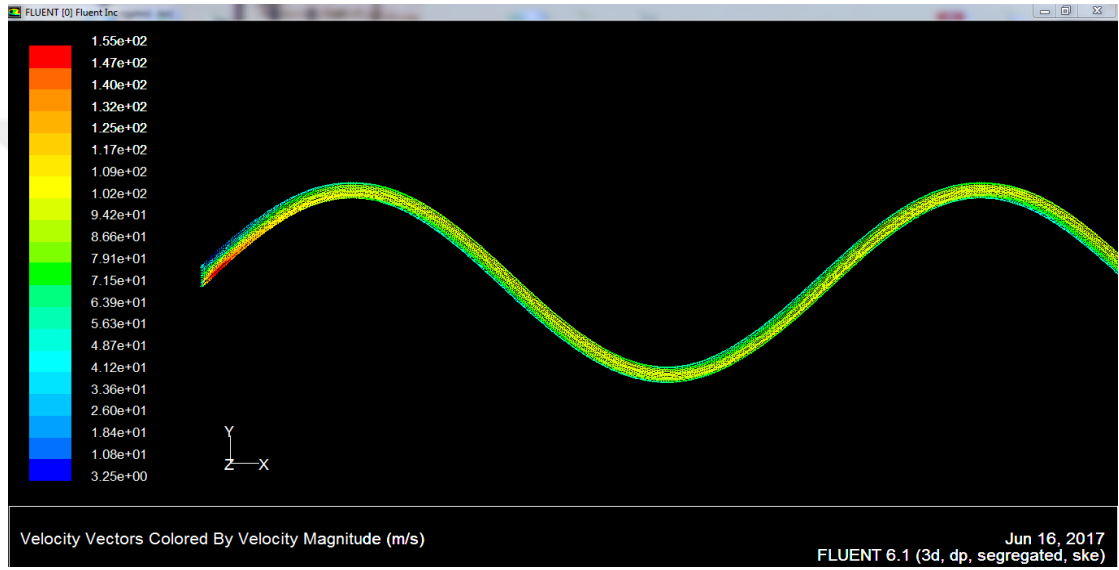
(b)



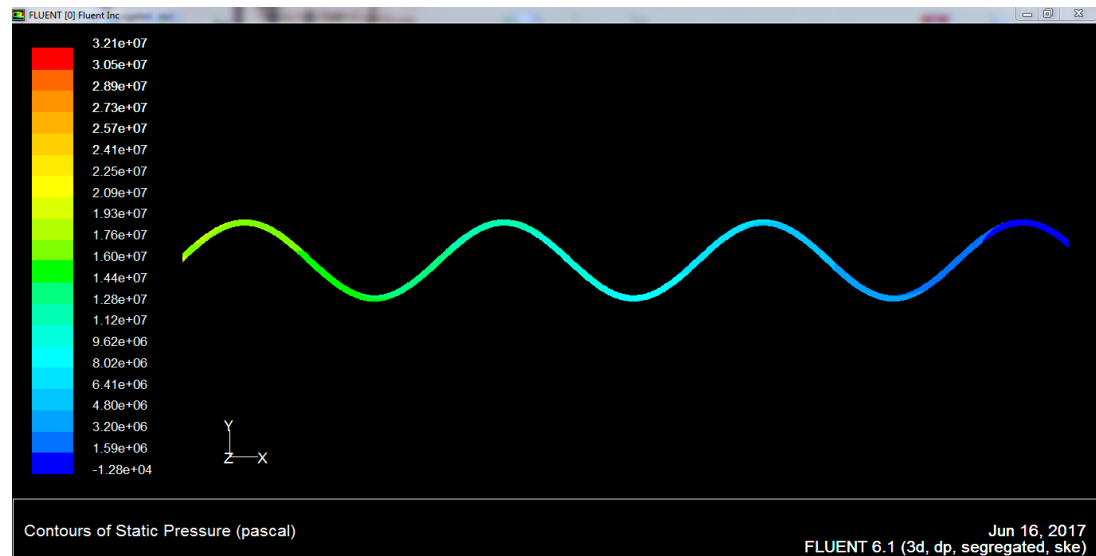
(c)

Şekil 4.4. 6sinx kıvrımlı borusunda $Re=10000$ için basınç(Pa) çözümleri (a) Isı transfer yağı (b) Isı transfer yağı + %5 Al_2O_3 , (c) Isı transfer yağı + %5 TiO_2

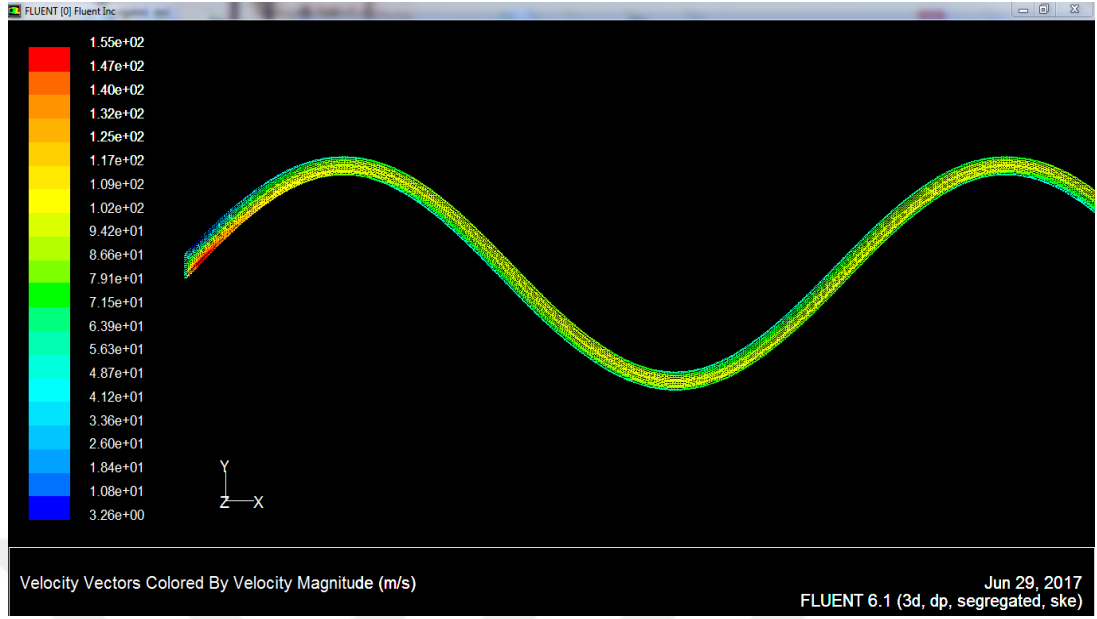
Şekil 4.5 ile Şekil 4.10 arasındaki grafikler, $3\sin(2x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusunda $Re=10000$ için ısı transfer yağı, ısı transfer yağı + %5 Al_2O_3 ve ısı transfer yağı + %5 TiO_2 nanoakışkan akımlarında hız ve basınç çözümlerini içermektedir. $3\sin(2x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusunda dirseklerin varlığından dolayı düz boruya göre daha fazla hız ve basınç farkı ortaya çıkmakta buda ikincil akışları meydana getirerek ısı geçişini olumlu yönde etkilemektedir. Bu durum basınç kayıplarının da bir miktar artmasına neden olmaktadır.



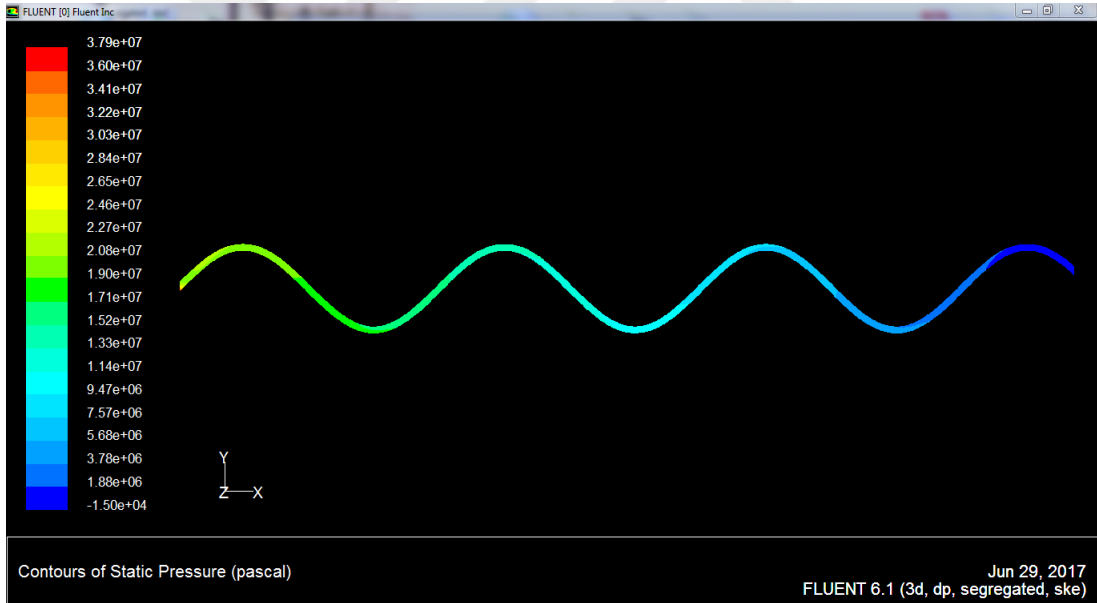
Şekil 4.5. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı için $Re=10000$ 'de hız(m/s) çözümleri



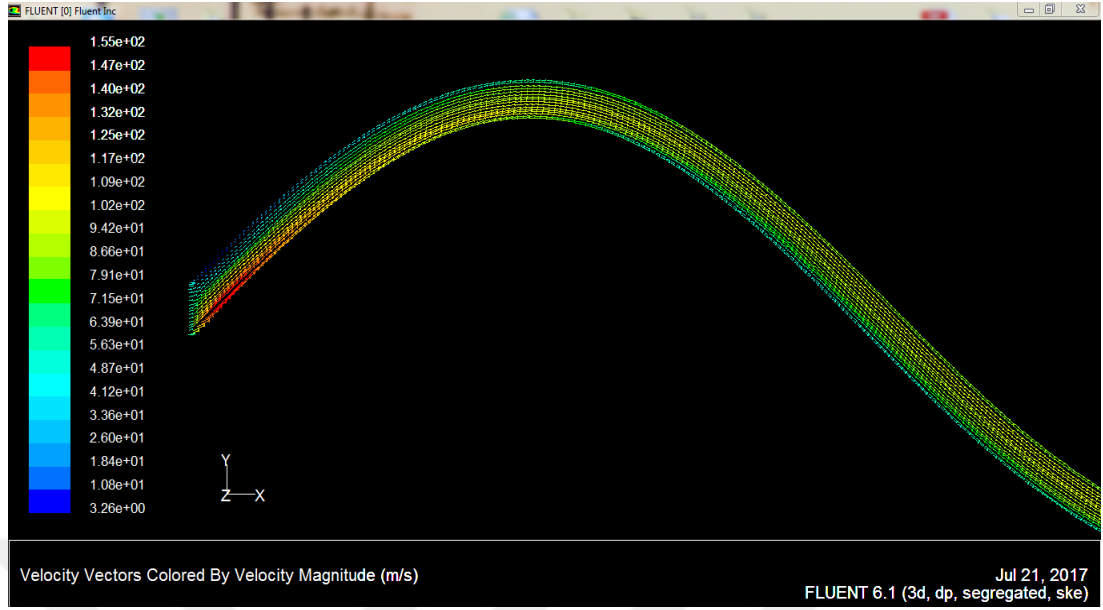
Şekil 4.6. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı için $Re=10000$ 'de basınç(Pa) çözümleri



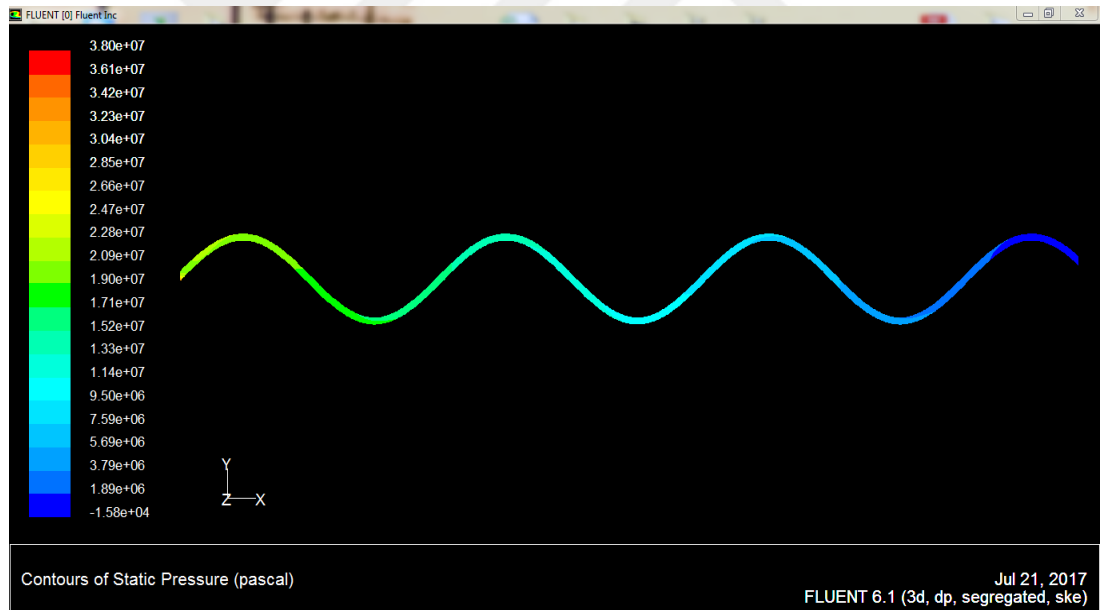
Şekil 4.7. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı+%5 Al_2O_3 için $\text{Re}=10000$ 'de hız(m/s) çözümleri



Şekil 4.8. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı+%5 Al_2O_3 için $\text{Re}=10000$ 'de basınç(Pa) çözümleri

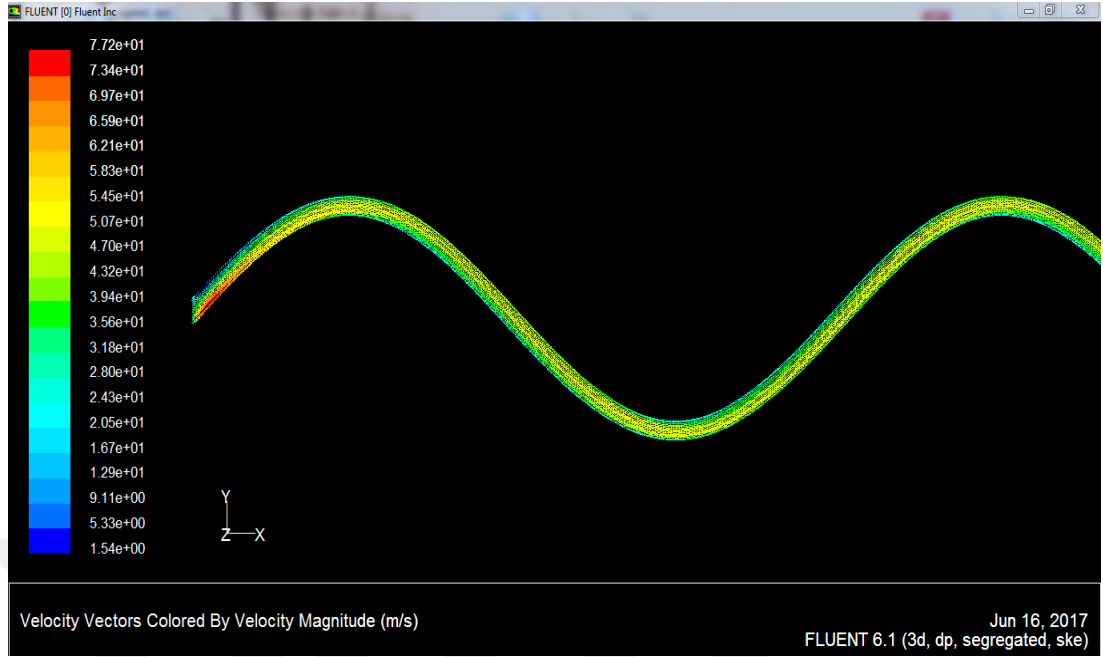


Şekil 4.9. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı+%5 TiO_2 için $\text{Re}=10000$ 'de hız(m/s) çözümleri

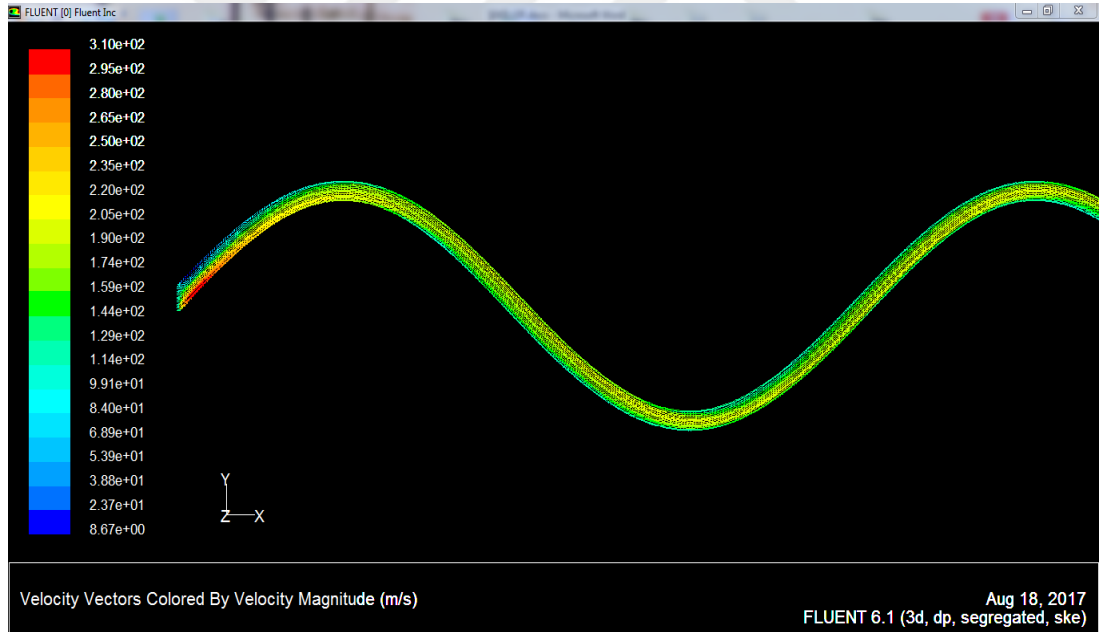


Şekil 4.10. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı+%5 TiO_2 için $\text{Re}=10000$ 'de basınç(Pa) çözümleri

Şekil 4.11 ile Şekil 4.16 arasında verilen grafikler $3\sin(2x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusunda en düşük (5000) ve en yüksek (10000) Reynolds sayıları için hız ve basınç alanı çözümlerini içermektedir. Bu çözümler ısı transfer yağı, ısı transfer yağı + %5 Al_2O_3 ve ısı transfer yağı + %5 TiO_2 nanoakışkanları akımında elde edilmiştir. En düşük ve en yüksek Re sayılarında bütün akışkanlar için benzer durumlar olduğu söylenebilir. Hız çözüm grafiklerinden hareketle $\text{Re}=5000$ değeri için $3\sin(2x)$ borusunda dirsek bölgelerinde yeterli hız olmadığından borunun dış cidar bölgesine yeterli basınç uygulanmaz ve az bir süre öyle devam eder. Yine borunun iç cidar bölgesinde çok düşük hız değerleri olmadığı ve az bir süre o şekilde devam ettiği için dış cidar ve iç cidar arasında yeterli basınç farkı oluşmaz. Bu durum ikincil akışların oluşmasını olumsuz etkiler ve boru boyunca akışkanın daha az karışarak radyal ısı geçişinin azalmasına sebep olur. Yine hız çözüm grafiklerinden hareketle $\text{Re}=20000$ değeri için ise $3\sin(2x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusunun dış cidar bölgesinde oluşan yüksek basınç alanının ve iç cidar bölgesindeki düşük basınç alanının daha uzun süre devam ettiği söylenebilir. Bu durumun $3\sin(2x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusunda şiddetli ikincil akışların oluşmasını sağlayarak radyal ısı geçişine olumlu katkı yapacağı belirtilebilir. Re sayısı sabit tutularak nanoakışkan kullanılması da dış ve iç cidarlar arası basınç farkını artırarak kıvrımlı borularda oluşan ikincil akışları şiddetlendirmekte ve bu da radyal ısı transferini artırmaktadır.

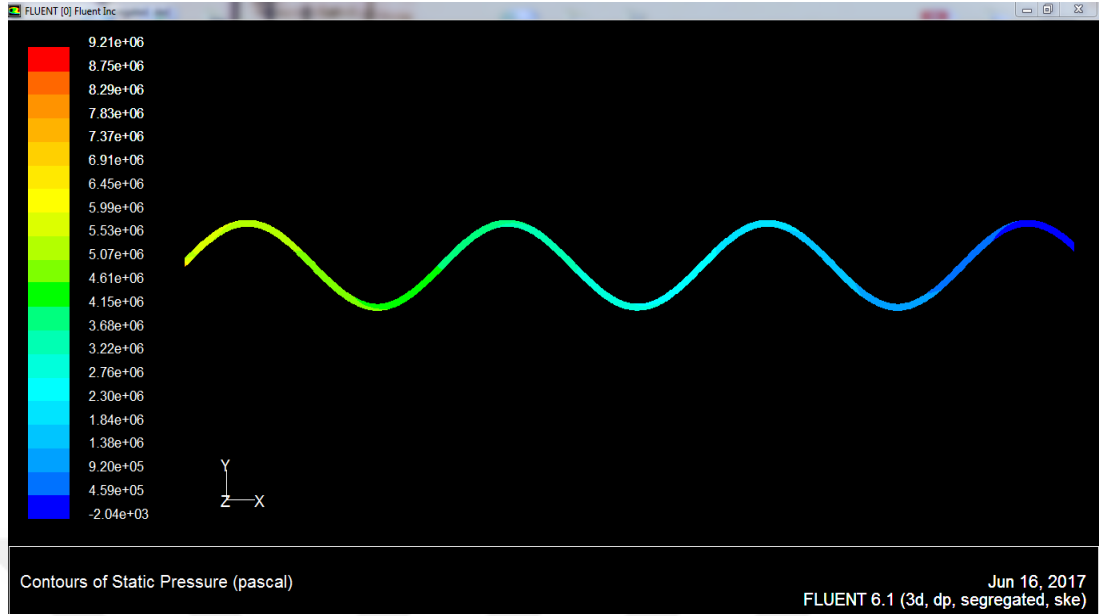


(a)

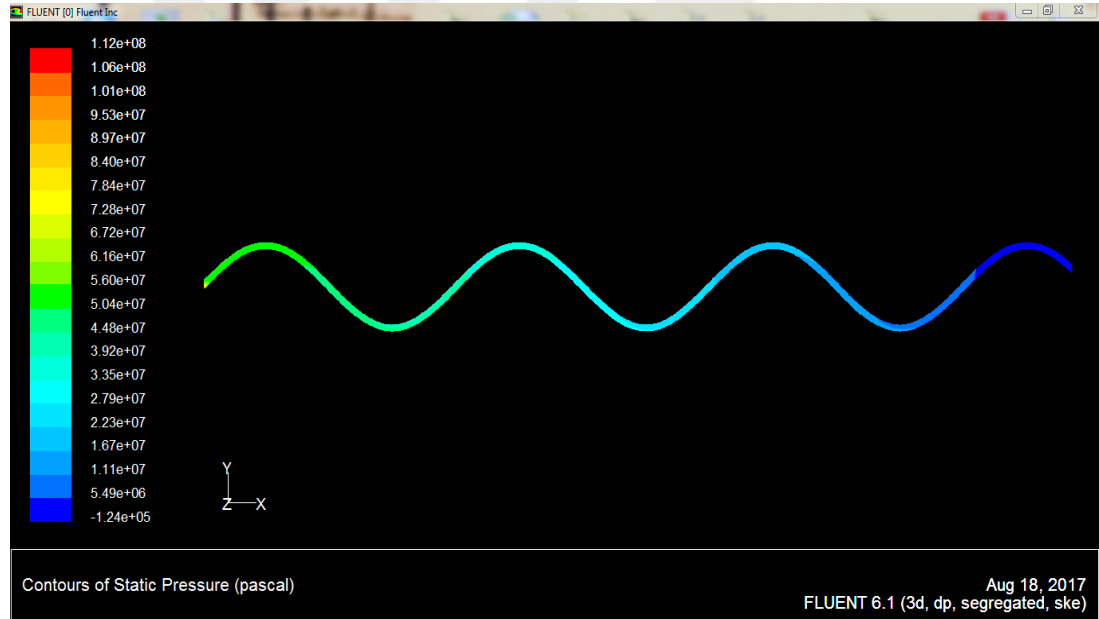


(b)

Şekil 4.11. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı için en düşük ve en yüksek Re sayılarında hız(m/s) çözümleri (a) $Re=5000$, (b) $Re=20000$

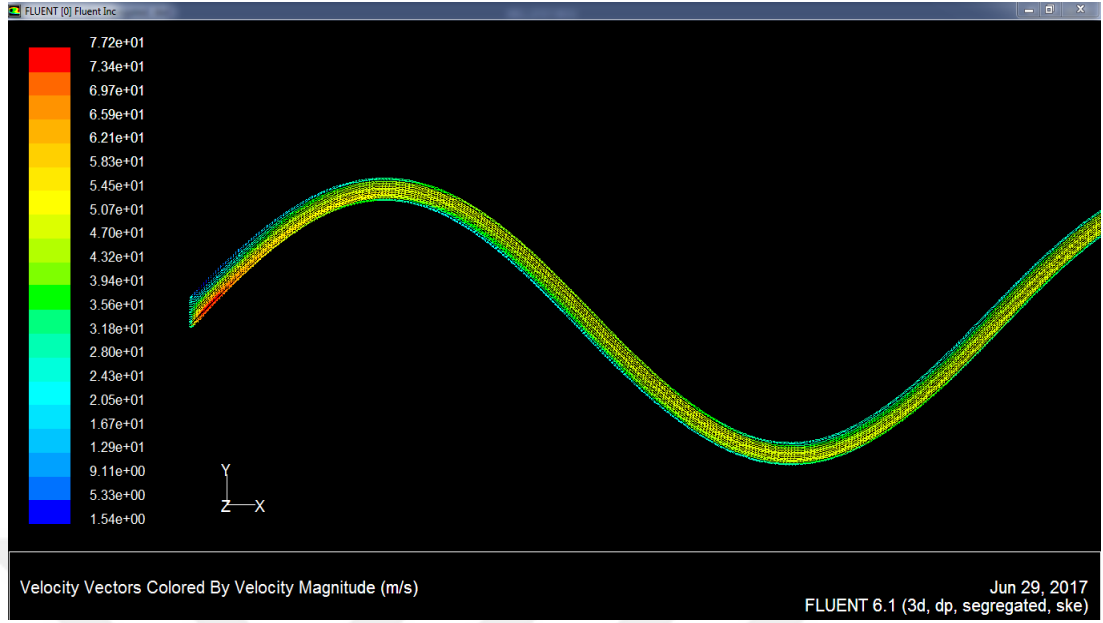


(a)

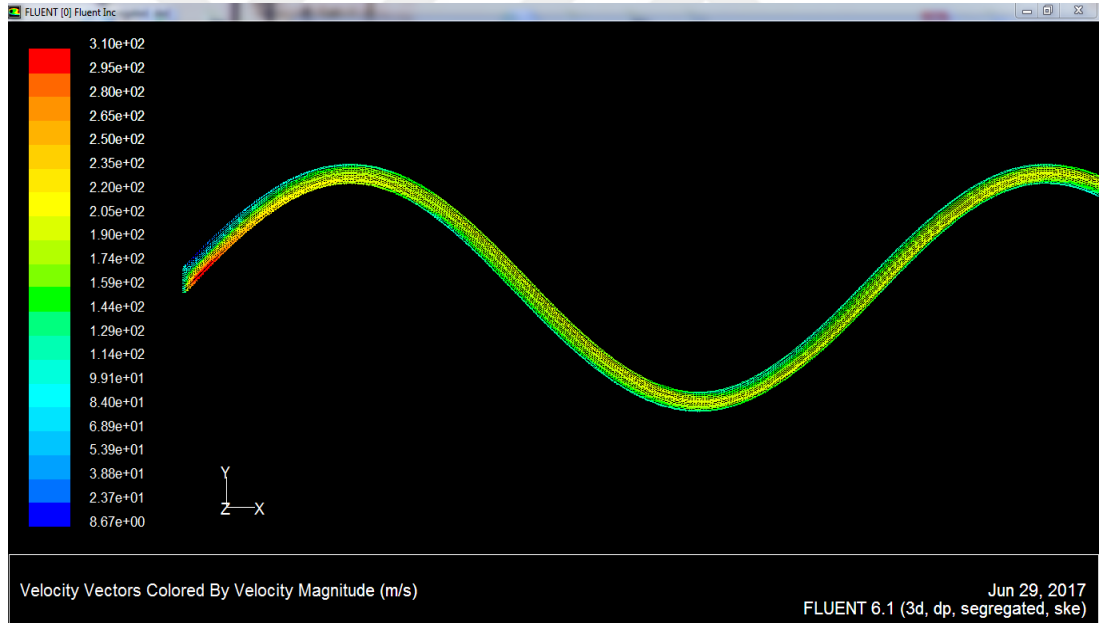


(b)

Şekil 4.12. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı için en düşük ve en yüksek Re sayılarında basınç(Pa) çözümleri (a) $Re=5000$, (b) $Re=20000$

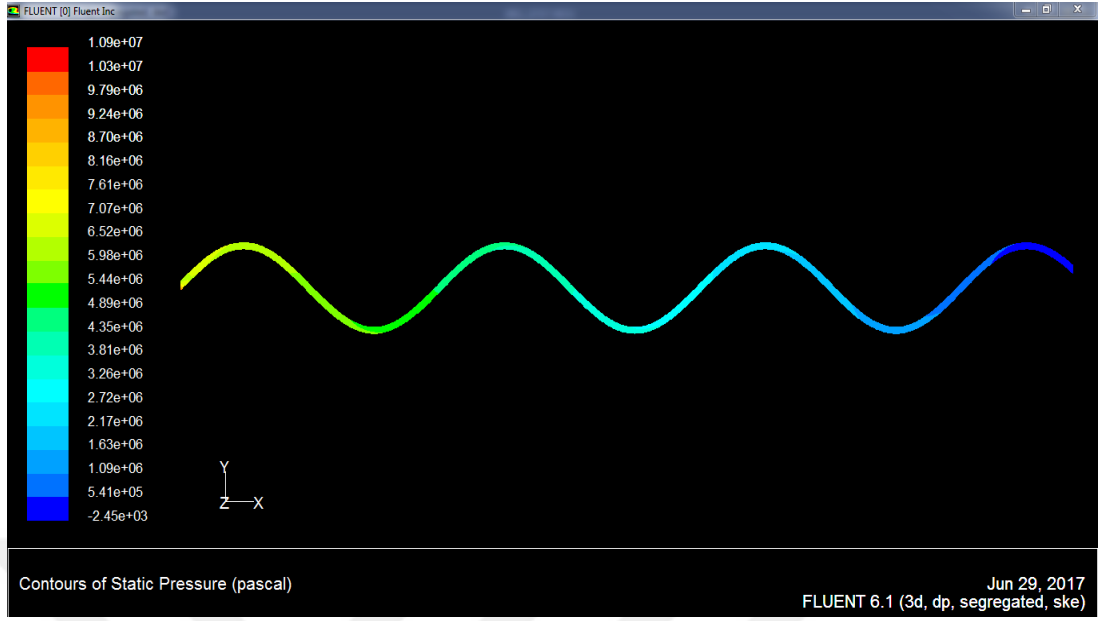


(a)

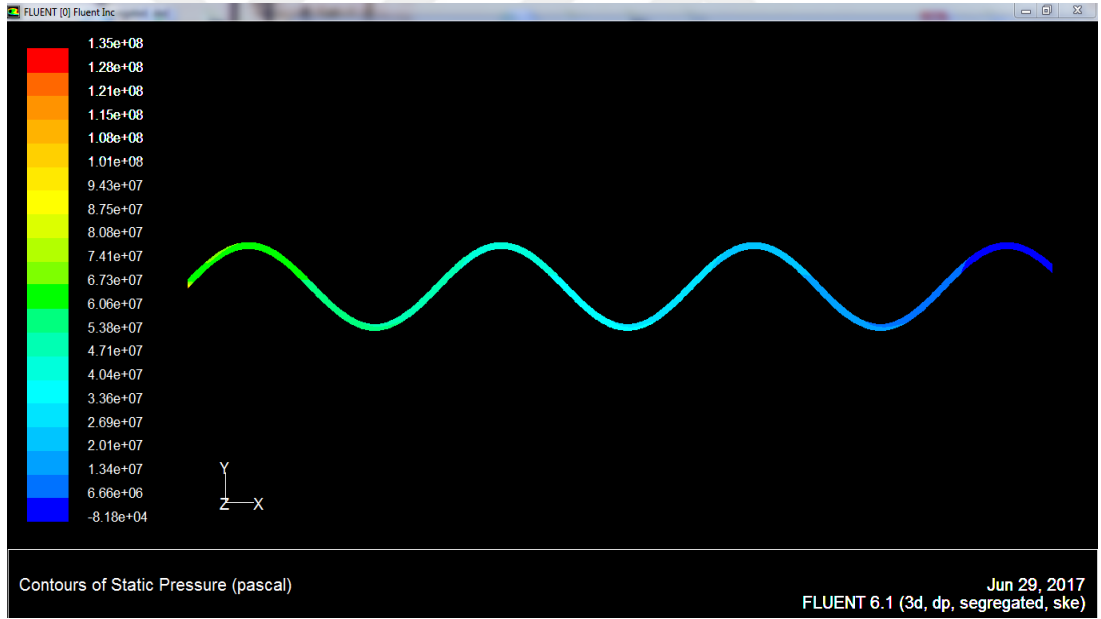


(b)

Şekil 4.13. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı + %5 Al_2O_3 için en düşük ve en yüksek Re sayılarında hız(m/s) çözümleri (a) $\text{Re}=5000$, (b) $\text{Re}=20000$

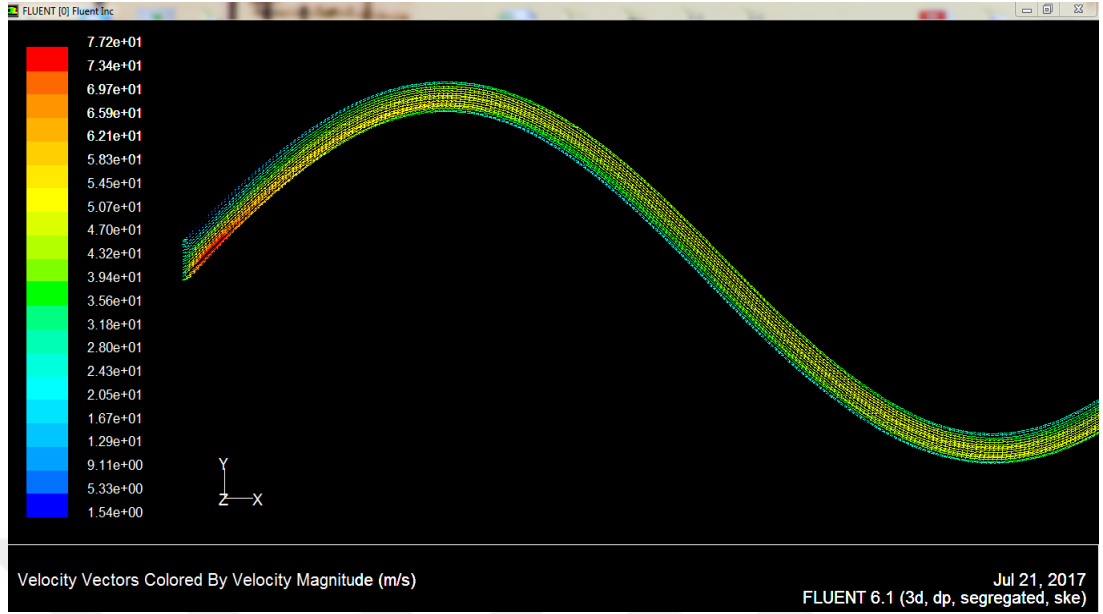


(a)

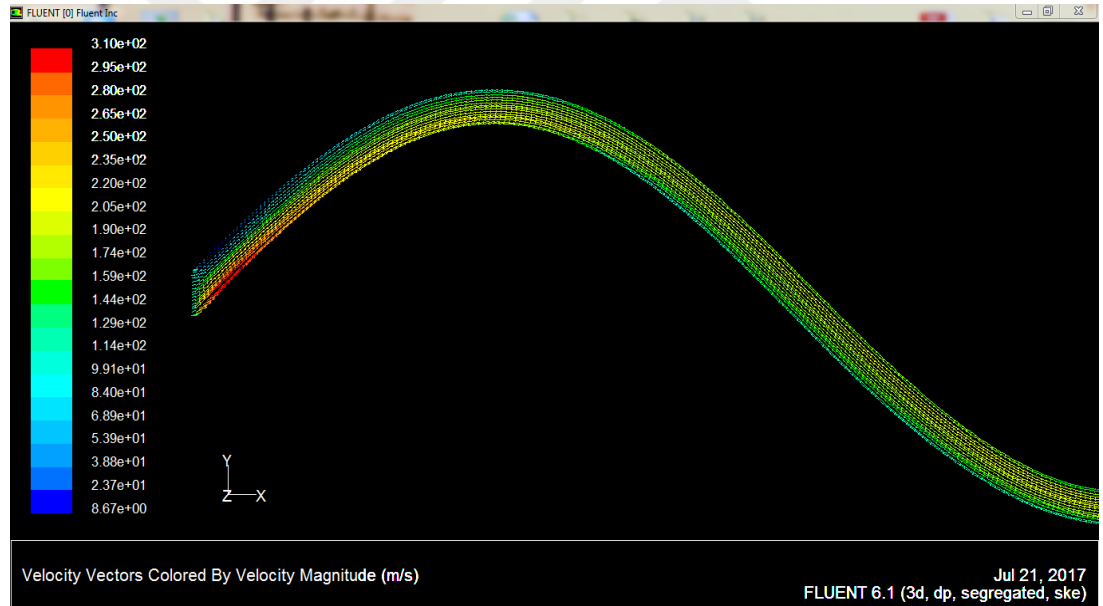


(b)

Şekil 4.14. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı+%5 Al_2O_3 için en düşük ve en yüksek Re sayılarında basınç(Pa) çözümleri (a) $\text{Re}=5000$ (b) $\text{Re}=20000$

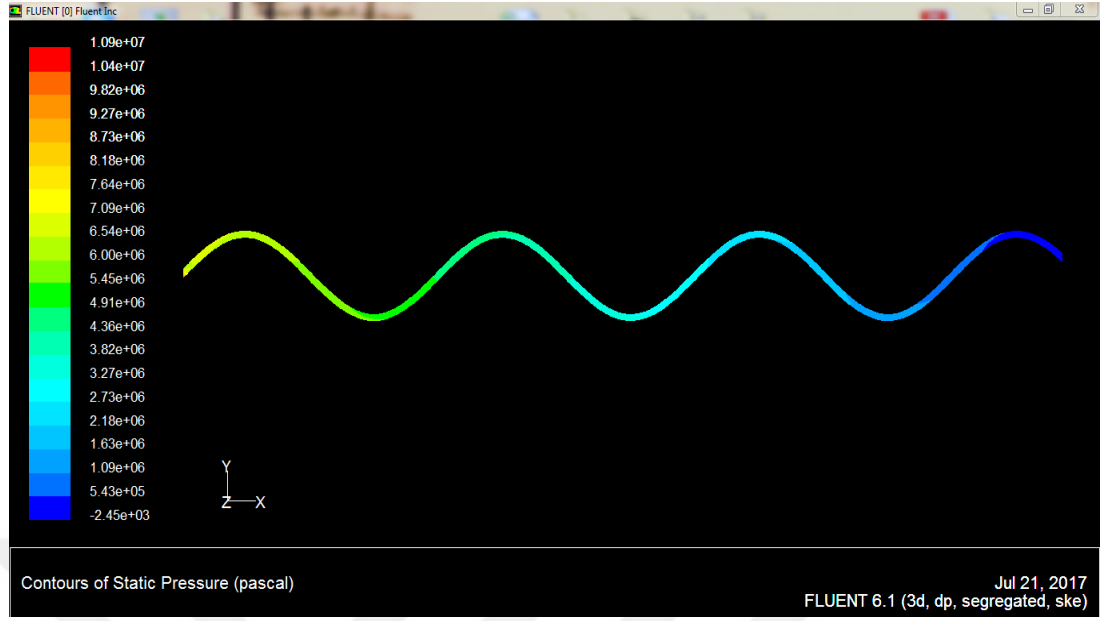


(a)

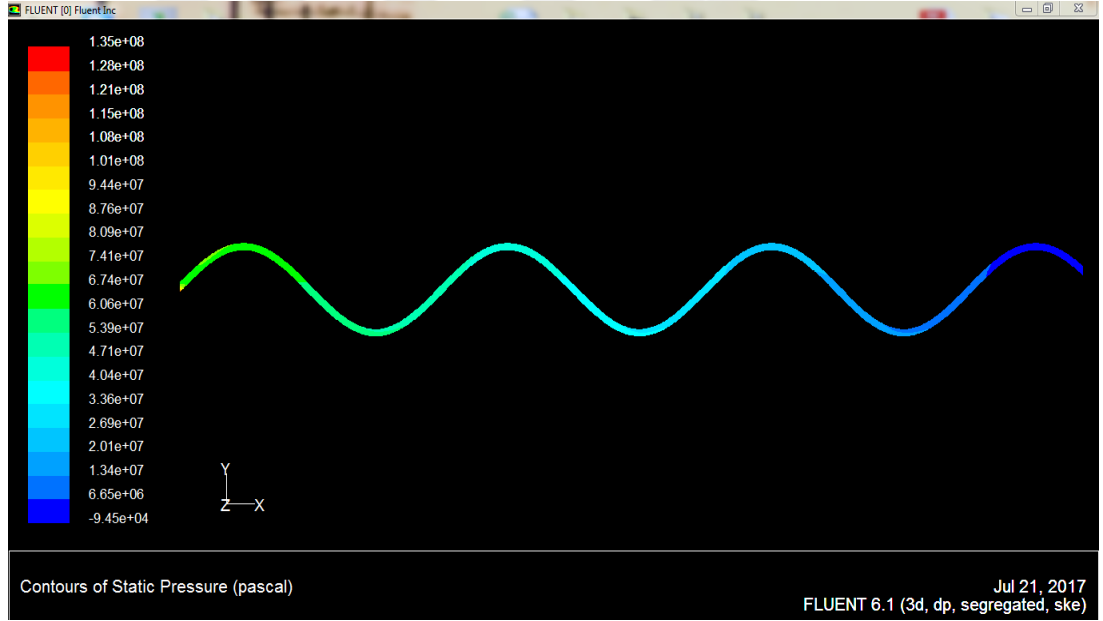


(b)

Şekil 4.15. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı + %5 TiO_2 için en düşük ve en yüksek Re sayılarında hız(m/s) çözümleri (a) $\text{Re}=5000$, (b) $\text{Re}=20000$



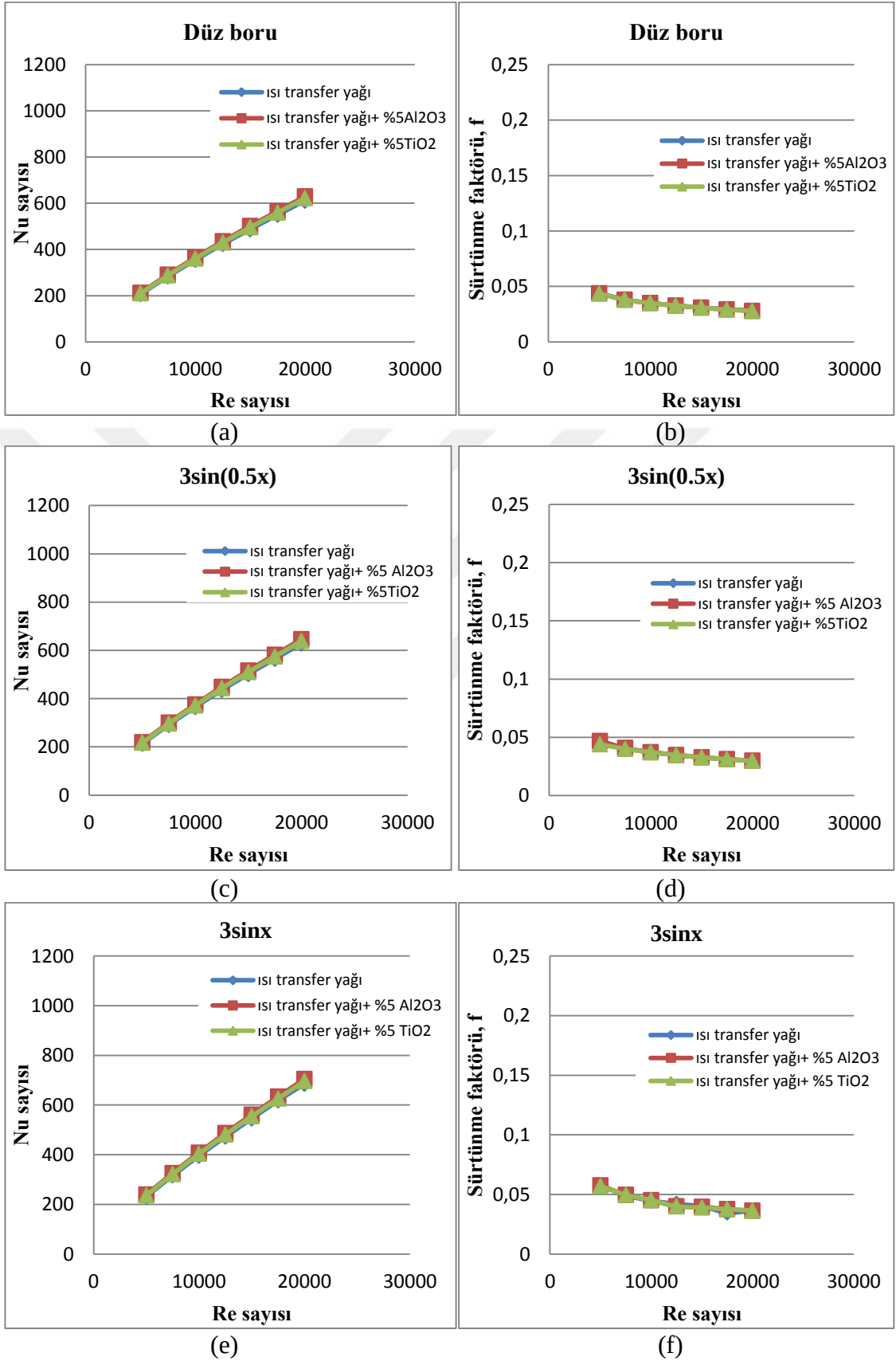
(a)



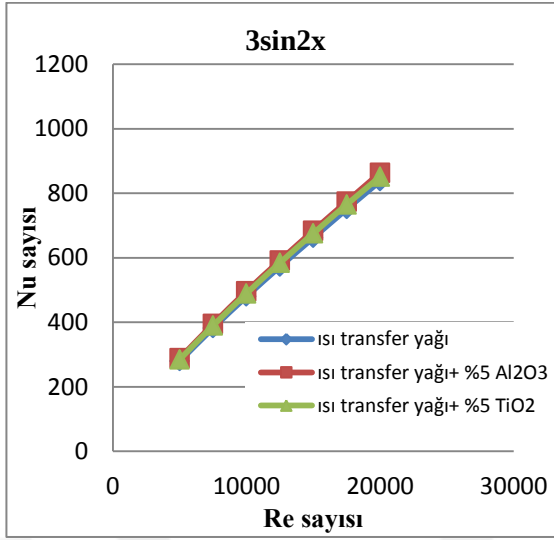
(b)

Şekil 4.16. $3\sin(2x)$ kıvrımlı borusunda ısı transfer yağı+%5TiO₂ için en düşük ve en yüksek Re sayılarında basınç(Pa) çözümleri (a) Re=5000, (b) Re=20000

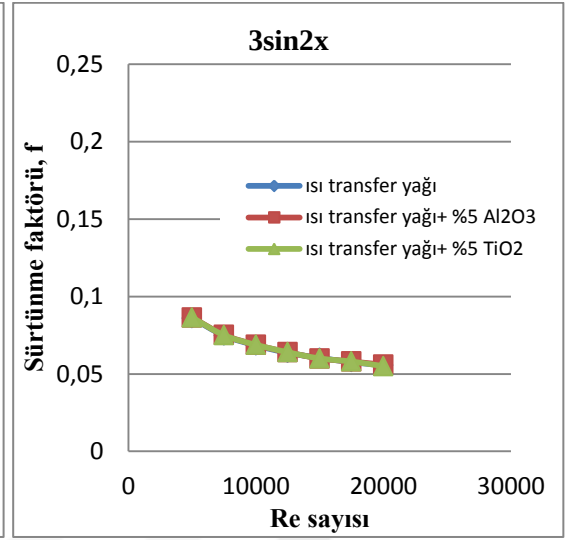
Şekil 4.17 ve Şekil 4.18’de verilen grafikler sırasıyla düz boru, $3\sin(0.5x)$, $3\sin x$, $3\sin(2x)$, $6\sin x$ ve $12\sin x$ sinüzoidal kıvrımlı borularında ısı transferi ve basınç kayıplarının (sürtünme faktörü) Re sayısı ile değişimini göstermektedir. Çözümlemeler ısı transfer yağı, ısı transfer yağı + %5 Al_2O_3 ve ısı transfer yağı + %5 TiO_2 nanoakışkan akışlarında yapılmıştır. Şekil 4.17a ve Şekil 4.17b incelendiğinde düz boruda Re sayısı arttıkça tüm akışkanlar için ısı transferinde artmanın meydana geldiği ve yine Re sayısının artışıyla bütün akışkanlar için sürtünme faktörü değerlerinde azalmanın olduğu görülmektedir. Öte yandan kullanılan akışkan olarak değerlendirildiğinde nanoakışkanların ısı transfer yağı ile karıştırıldığında daha yüksek ısı performans gösterdikleri görülmektedir. Şekil 4.17b’de sürtünme faktörü değerlerine bakıldığında düz boruda tüm akışkanlar için birbirine çok yakın değerler elde edildiği görülmektedir. Şekil 4.17c, Şekil 4.17e, Şekil 4.18a, Şekil 4.18c ve Şekil 4.18e incelendiğinde ise; farklı kıvrımlara sahip sinüzoidal borularda düz boruya kıyasla ısı transferinde ciddi artışların olduğu görülmektedir. Aynı akışkan için borularda periyot ya da genlik arttıkça ısı transferi değerlerinin arttığı gözlemlenmiştir. Şekil 4.17d, Şekil 4.17f, Şekil 4.18b, Şekil 4.18d ve Şekil 4.18f ‘de sürtünme faktörü eğrileri incelendiğinde sinüzoidal kıvrımlı borularda ısı transfer yağı yerine nanoakışkan kullanımının sürtünme faktöründe artışa sebep olacağı düşünülse de bu artışın önemsenmeyecek kadar az olduğu görülmektedir. Yine sürtünme faktörü yönünden herhangi bir akışkan incelendiğinde sinüzoidal kıvrımlı borularda periyot ya da genlik arttıkça sürtünme faktörü değerlerinde artmanın olduğu görülmektedir. Farklı kıvrımlara sahip sinüzoidal borularda kullanılan nanoakışkanların ısı transfer yağı ile karşılaştırıldığında ısı transferinde artış olmasının nedeni şu şekilde açıklanabilir ki; ısı iletim katsayısı baz akışkandan daha yüksek olan nanopartiküllerin baz akışkana belli hacimde eklenmesi ile ısı iletim katsayısı daha yüksek olan nanoakışkanlar elde edilir ve bu durum ısı transferinin artışına katkı sağlar.



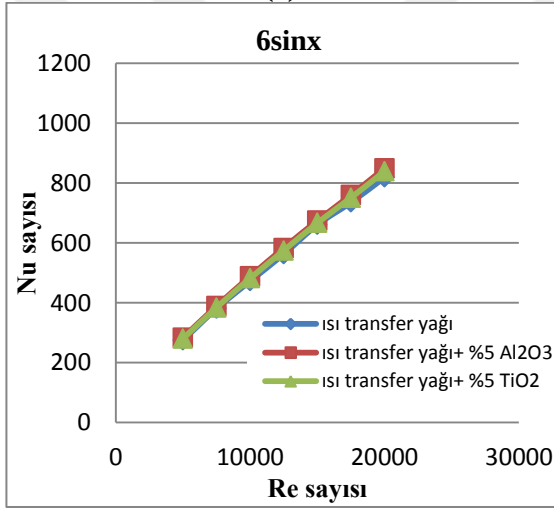
Şekil 4.17. Borular için ısı transferi ve basınç kayıplarının Re sayısı ile değişimi (a)(b) düz boru (c)(d) 3sin(0.5x), (e)(f) 3sinx boruları



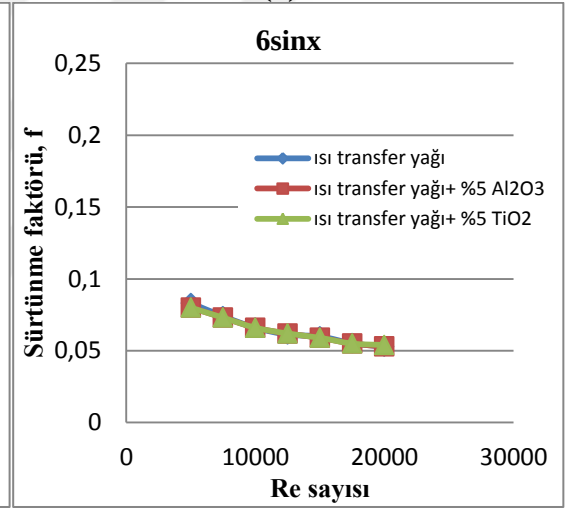
(a)



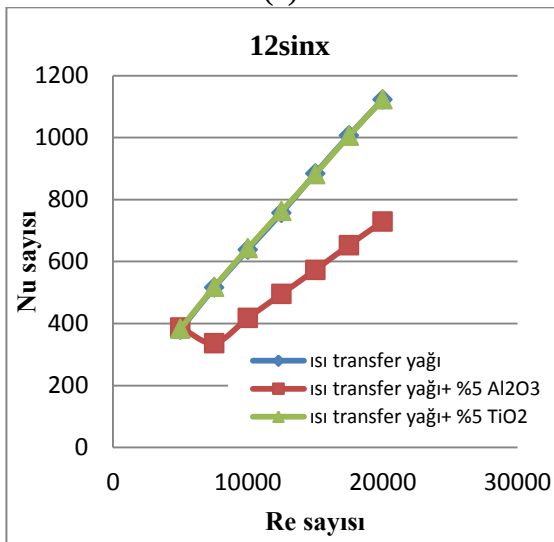
(b)



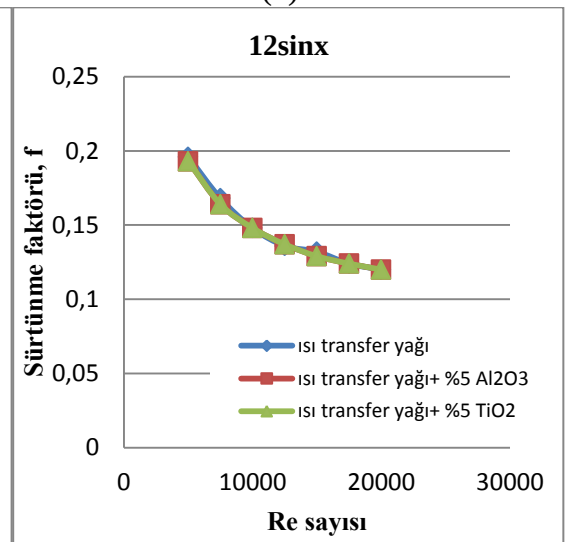
(c)



(d)



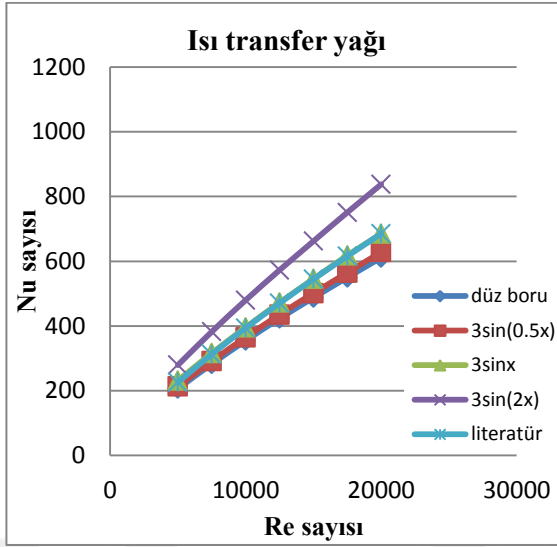
(e)



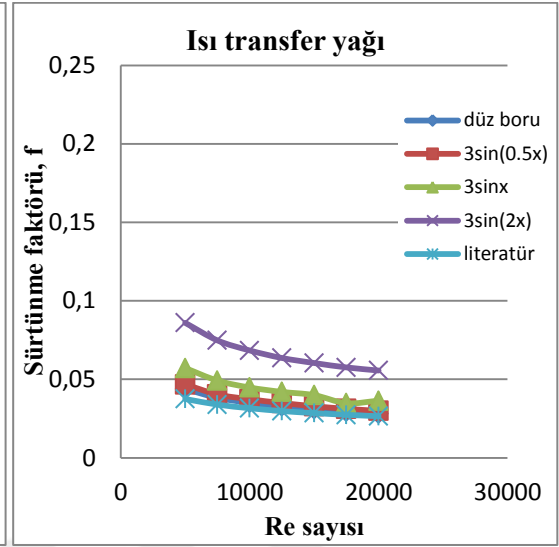
(f)

Şekil 4.18. Borular için ısı transferi ve basınç kayıplarının Re sayısı ile değişimi (a)(b) 3sin2x (c)(d) 6sinx, (e)(f) 12sinx boruları

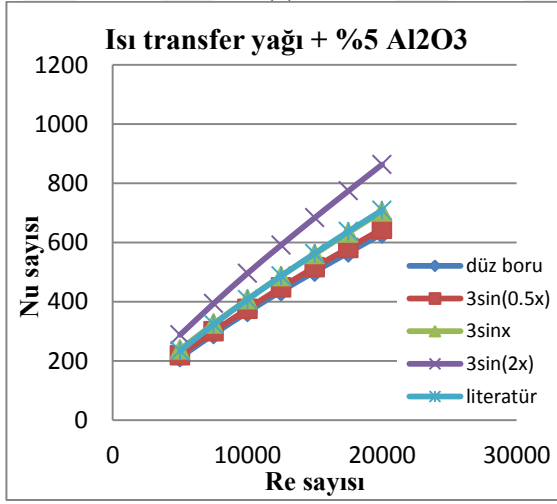
Şekil 4.19 ve Şekil 4.20’de verilen grafikler çalışmada kullanılan akışkanlara göre sabit genlikte(Şekil 4.19) ve sabit periyotta (Şekil 4.20) ısı transferi ve basınç kayıplarının (sürtünme faktörü) Re sayısı ile değişimini göstermektedir. Ayrıca çalışmada kullanılan ısı transfer yağı ve nanoakışkanların fiziksel özellikleri gözetilerek hesaplanan literatür değerleri de bu grafiklerde verilmiştir. Grafiklere bakıldığında tüm akışkanlar için çözümleme ile bulunan ısı transferi değerlerinin Re sayısının küçük değerlerinde literatüre yakın, büyük değerlerinde ise literatürden biraz farklı olduğu görülmektedir. Şekil 4.19a, Şekil 4.19c ve Şekil 4.19e incelendiğinde ısı transferi literatür eğrilerinin ısı transfer yağı için $3\sin x$ eğrisiyle hemen hemen aynı olduğu, ısı transfer yağı + %5 Al_2O_3 ve ısı transfer yağı + %5 TiO_2 için $3\sin(0.5x)$ ile $3\sin x$ eğrileri arasında seyrettiği ve $3\sin x$ eğrisine daha yakın olduğu görülmüştür. Bu farklılığın nedeni deneysel çalışmalarda birtakım kayıpların olması ve bu kayıpların sayısal çözümlemelerde göz ardı edilmesi olabilir. Şekil 4.19b, Şekil 4.19d ve Şekil 4.19f grafikleri incelendiğinde bulunan basınç kayıpları sonuçlarının literatüre yakın ve beklendiği gibi literatürle uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 4.20’de sabit periyot için grafiklere bakıldığında benzer sonuçlar elde edilmiştir ve aynı yorumlar yapılabilir. Grafiklere genel olarak bakıldığında farklı kıvrımlara sahip sinüzoidal borulardaki (periyodu ya da genliği değişen) ısı transferinin düz boruya kıyasla tüm akışkanlar için arttığı görülmüştür.



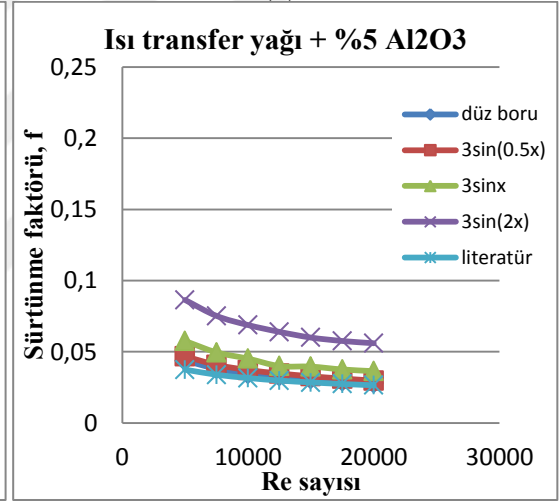
(a)



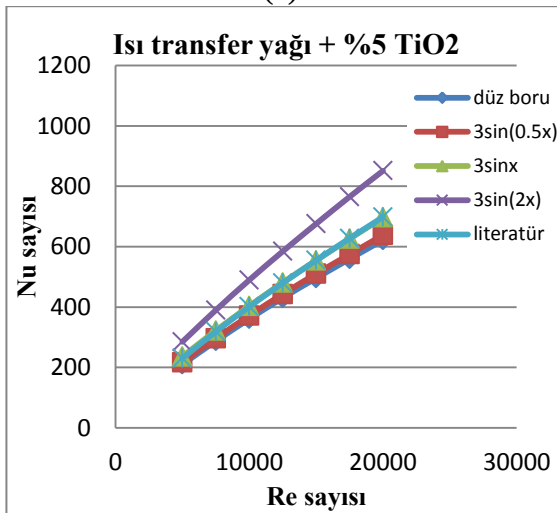
(b)



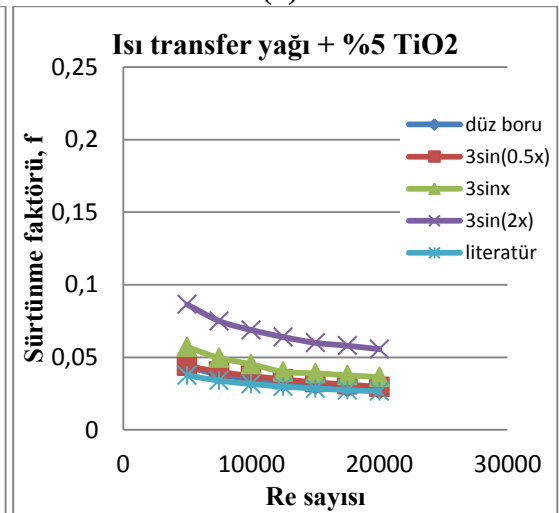
(c)



(d)

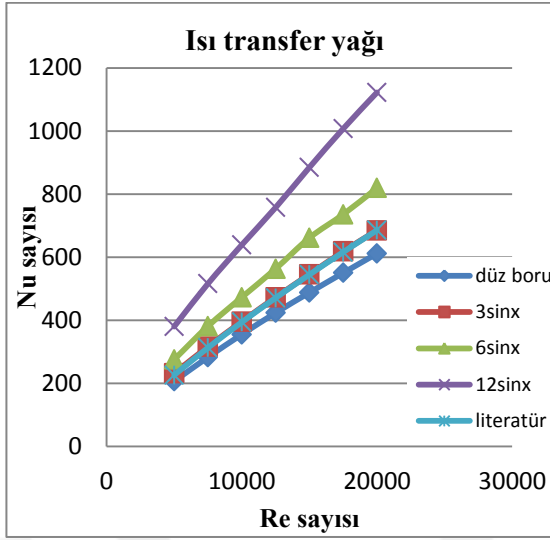


(e)

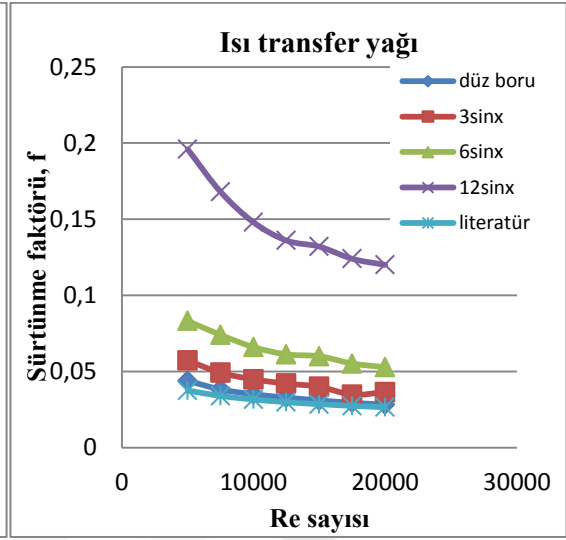


(f)

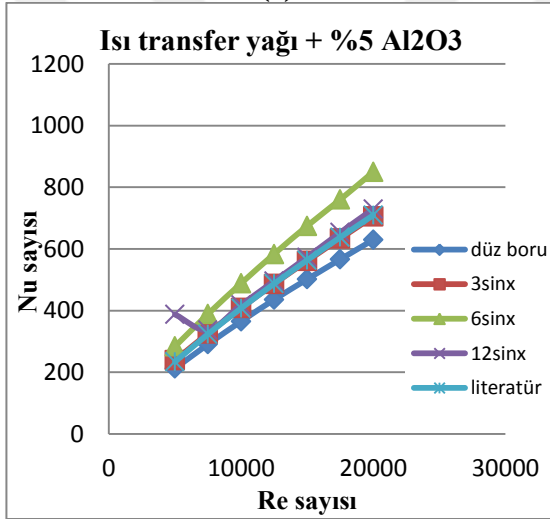
Şekil 4.19. Sıvılar için sabit genlikte ısı transferi ve basınç kayıplarının Re sayısı ile değişimi
(a)(b) ısı transfer yağı, (c)(d) ısı transfer yağı+%5 Al₂O₃ (e)(f) ısı transfer yağı+%5 TiO₂



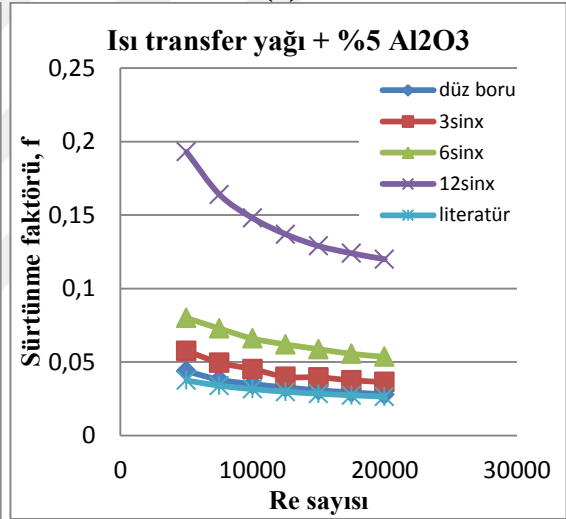
(a)



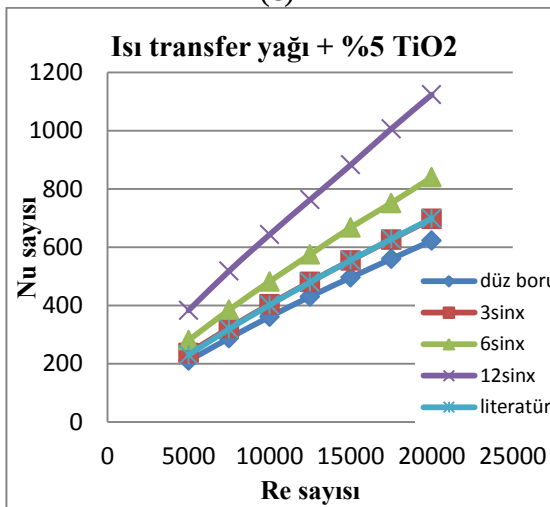
(b)



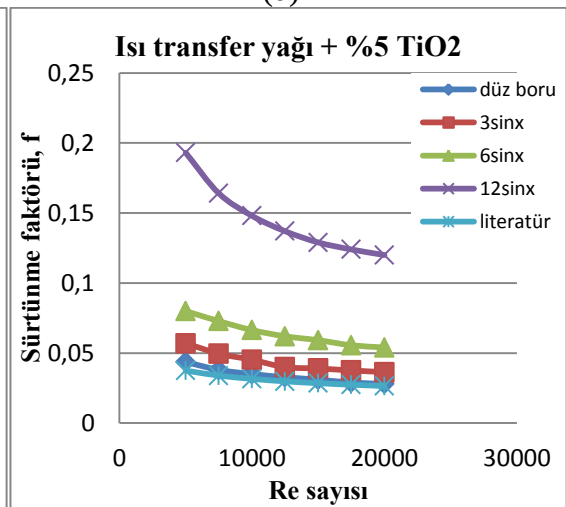
(c)



(d)



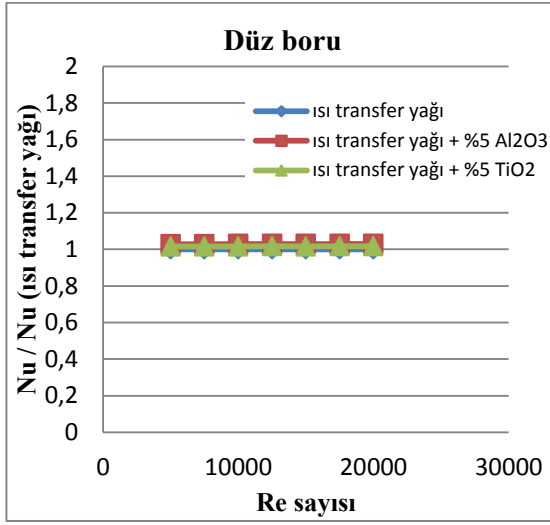
(e)



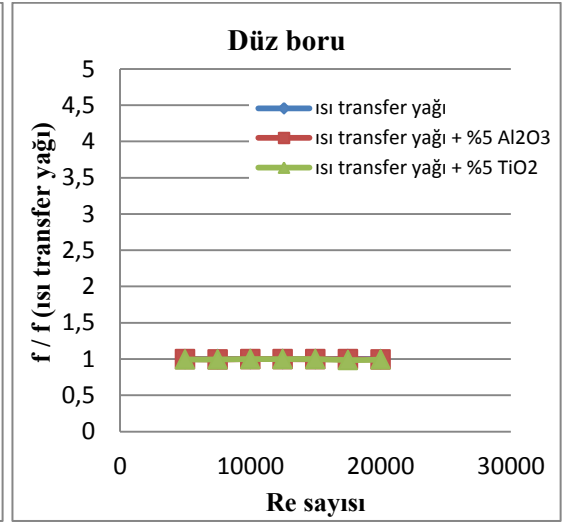
(f)

Şekil 4.20. Sıvılar için sabit periyotta ısı transferi ve basınç kayıplarının Re sayısı ile değişimi
(a)(b) Isı transfer yağı, (c)(d) Isı transfer yağı+%5 Al₂O₃, (e)(f) Isı transfer yağı+%5 TiO₂

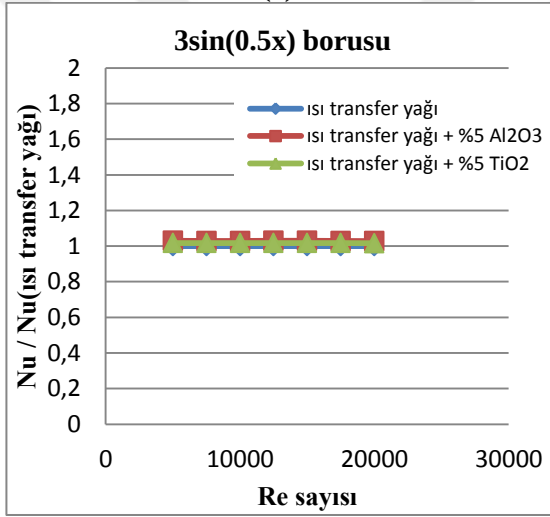
Şekil 4.21 ve Şekil 4.22’da borular için ısı transfer yağına göre ısı transferi ve basınç kayıplarındaki değişim oranlarının Re sayısı ile değişimi verilmiştir. Aynı tip boruda ısı transfer yağı + %5 Al_2O_3 ve ısı transfer yağı + %5 TiO_2 nanoakışkanlarının ısı transfer yağına oranla Nu sayısında artma sağladıkları görülmüştür. Bu durum daha öncede belirtildiği gibi elde edilen nanoakışkanın ısı iletim katsayısının artmasıyla açıklanabilir. Yine aynı tip boruda her ikisi de ısı transfer yağına göre yüksek Nu değerleri veren nanoakışkanlar kendi aralarında karşılaştırıldıklarında ısı transfer yağı + %5 Al_2O_3 nanoakışkanının ısı transfer yağı + %5 TiO_2 ’ye göre daha iyi ısı performansına sahip olduğu görülmüştür. Şekil 4.21 ve Şekil 4.22’de tüm akışkanlar için bulunan basınç kaybı (sürtünme faktörü) değerlerinin bütün borularda birbirine çok yakın olduğu görülmüştür.



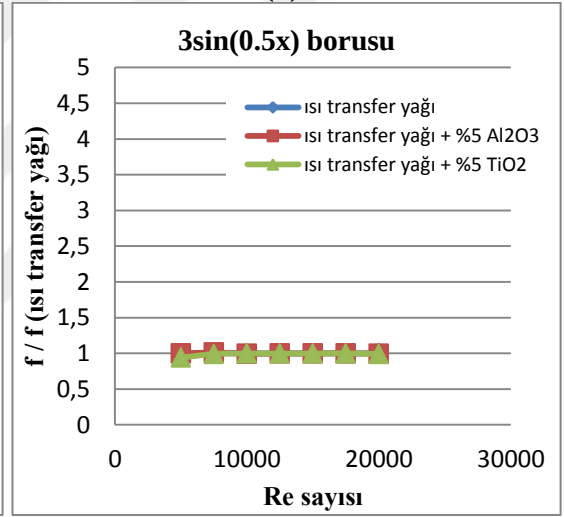
(a)



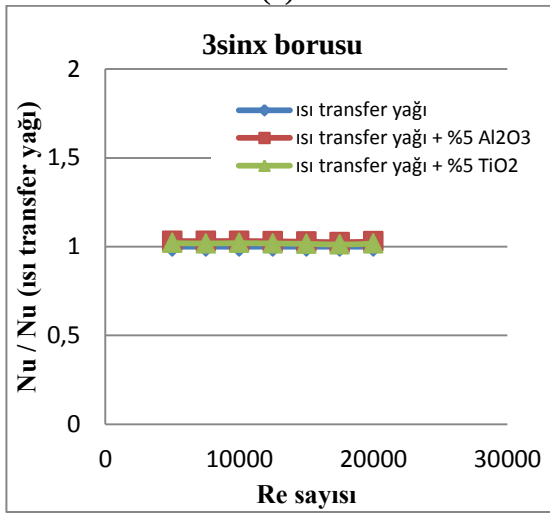
(b)



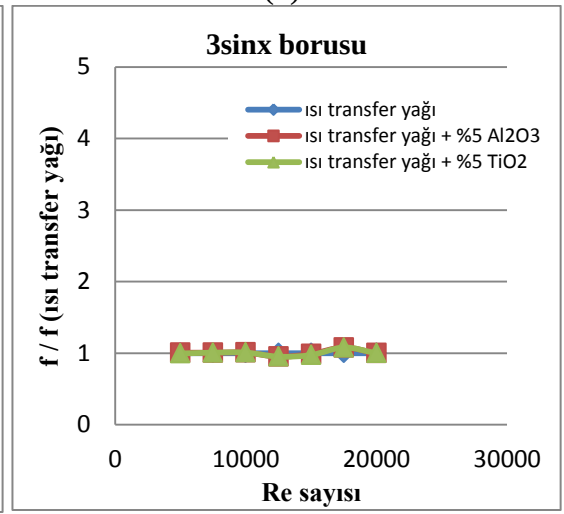
(c)



(d)

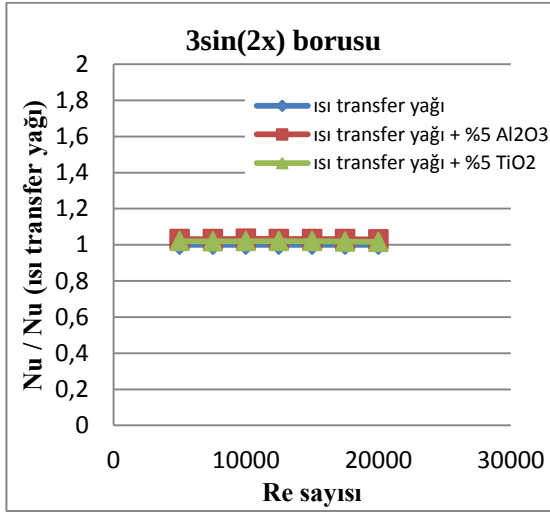


(e)

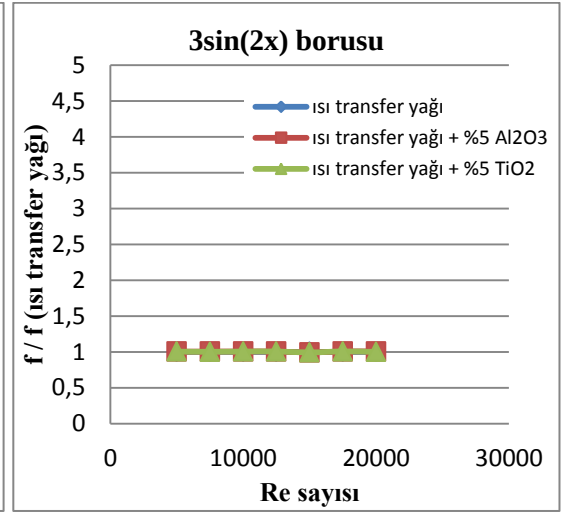


(f)

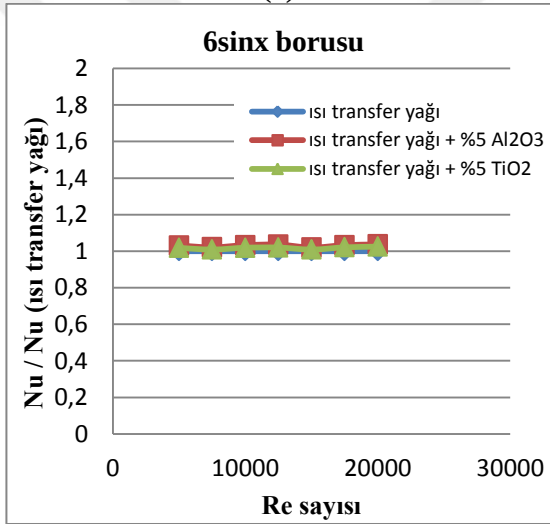
Şekil 4.21. Borular için ısı transferi ve basınç kayıplarındaki artış oranlarının Re sayısı ile değişimi (a)(b) Düz boru, (c)(d) 3sin(0.5x), (e)(f) 3sinx boruları



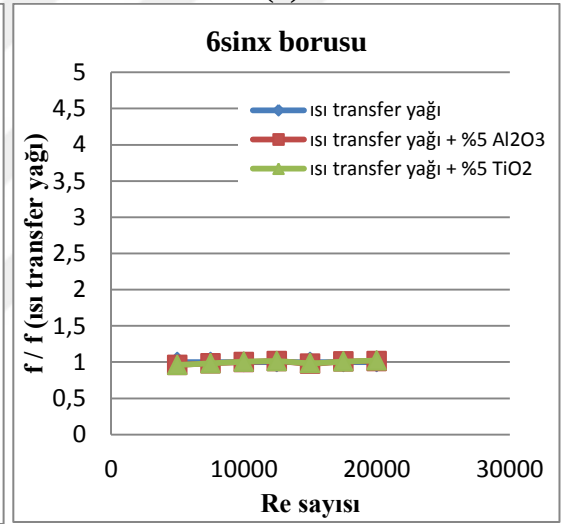
(a)



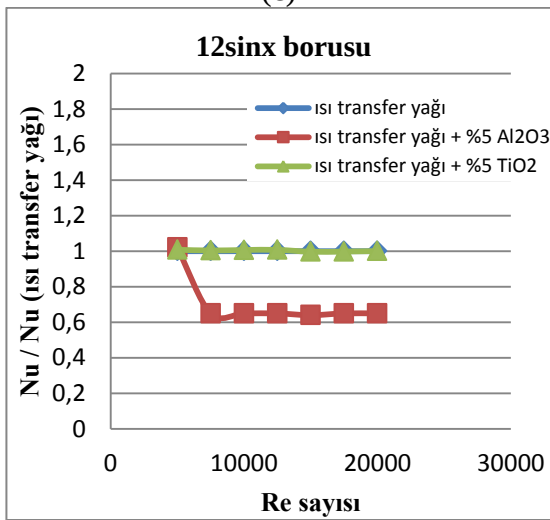
(b)



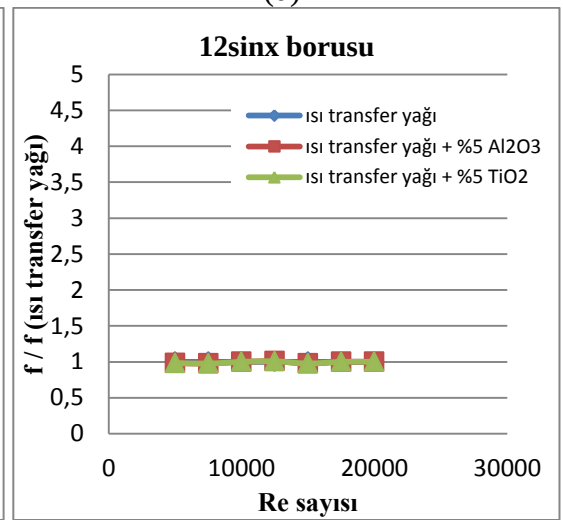
(c)



(d)



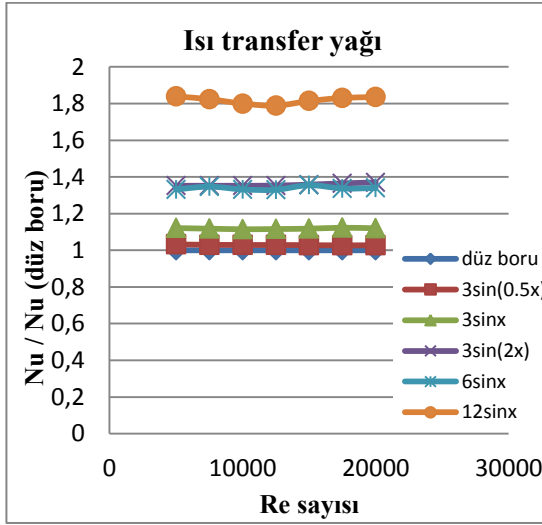
(e)



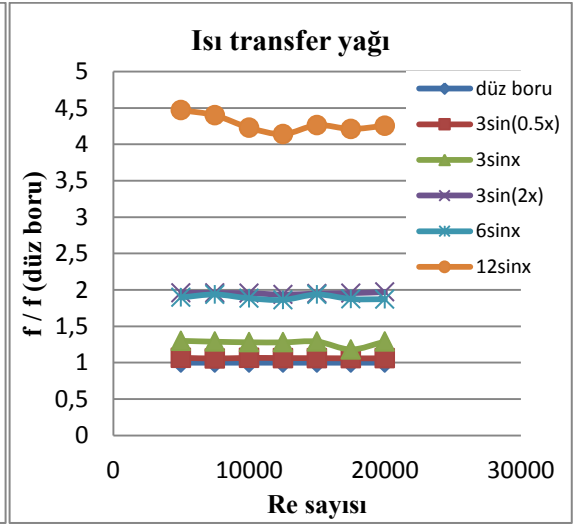
(f)

Şekil 4.22. Borular için ısı transferi ve basınç kayıplarındaki artış oranlarının Re sayısı ile değişimi (a)(b) 3sin(2x), (c)(d) 6sinx, (e)(f) 12sinx boruları

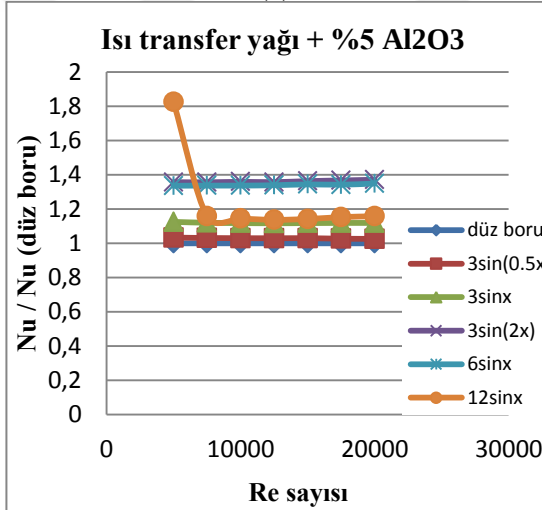
Şekil 4.23’de sıvılar için düz boruya göre ısı transferi ve basınç kayıplarındaki değişim oranlarının Re sayısı ile değişim grafikleri verilmiştir. Şekil 4.23a, Şekil 4.23c ve Şekil 4.23e’ ye bakıldığında kullanılan üç farklı akışkan içinde ısı transferinin, çeşitli kıvrımlara sahip sinüzoidal borularda düz boruya kıyasla belli oranlarda arttığı görülmektedir. En yüksek oranda artış ısı transfer yağı ve ısı transfer yağı + %5 TiO_2 nanoakışkanı için $12\sin x$ sinüzoidal kıvrımlı borusunda, ısı transfer yağı + %5 Al_2O_3 nanoakışkanı için ise $3\sin(2x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusunda görülmüştür. Genliği küçük kıvrım sayısı fazla olan $3\sin(2x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusu ile genliği büyük kıvrım sayısı az olan $6\sin x$ sinüzoidal kıvrımlı borusu ile hemen hemen aynı oranda ısı transferinde artış sağladığı görülmektedir. Artış oranlarının küçükten büyüğe doğru sırasıyla $3\sin(0.5x)$ (düze en yakın), $3\sin x$, $6\sin x$, $3\sin(2x)$, $12\sin x$ şeklinde olduğu söylenebilir. Şekil 4.23b, Şekil 4.23d ve Şekil 4.23f incelendiğinde ısı transferinde artış sağlayan genliği ya da periyodu fazla olan sinüzoidal kıvrımlı boruların basınç kayıplarının da fazla olduğu görülebilir. Örneğin herhangi bir akışkan kullanımında $12\sin x$ sinüzoidal kıvrımlı borusu için bir Re sayısı değerinde Nu sayısı %80 oranında artış gösterirken basınç kayıplarının da (sürtünme faktörü) %330 oranında artış gösterdiği görülmektedir. Bu durum $3\sin(2x)$ ve $6\sin x$ boruları için incelendiğinde Nu sayısı %39 oranında artış gösterirken basınç kayıpları artışının %100 civarında seyrettiği görülebilir. $3\sin x$ sinüzoidal kıvrımlı borusu için bu oranların sırasıyla yaklaşık % 15’e % 35 olduğu görülürken $3\sin(0.5x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusunda bu artış oranların az ve birbirine çok yakın olduğu görülmüştür.



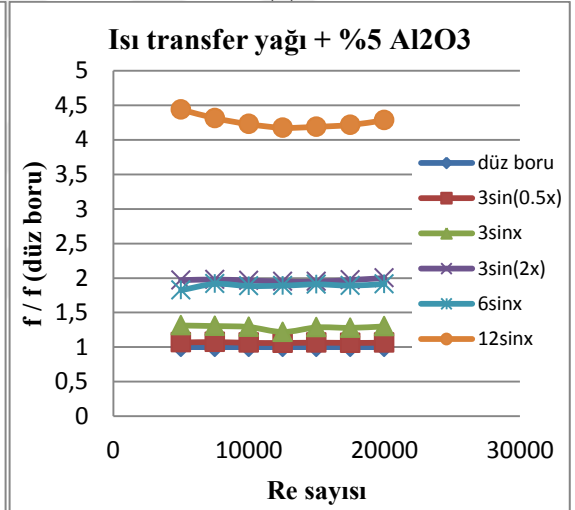
(a)



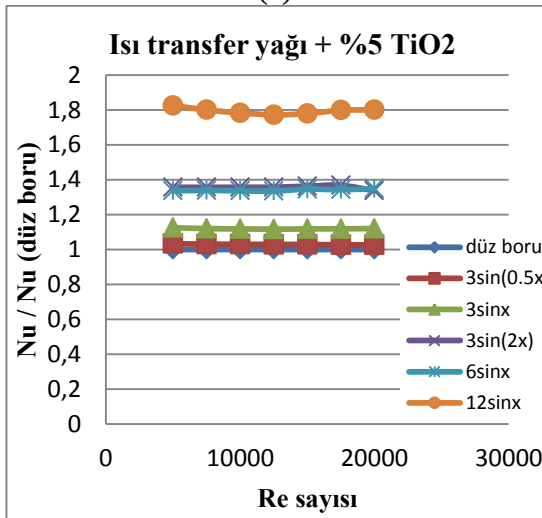
(b)



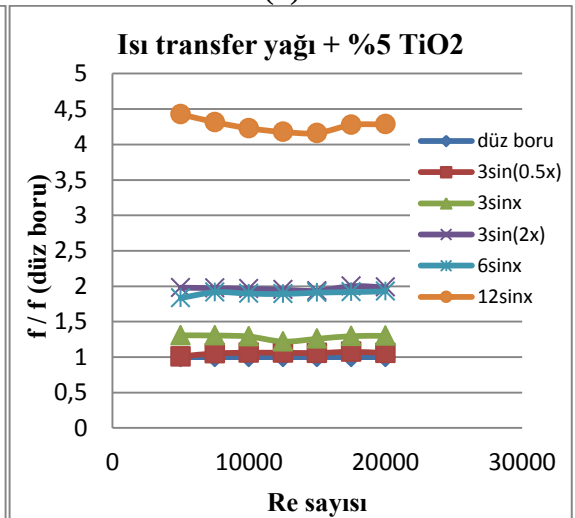
(c)



(d)



(e)

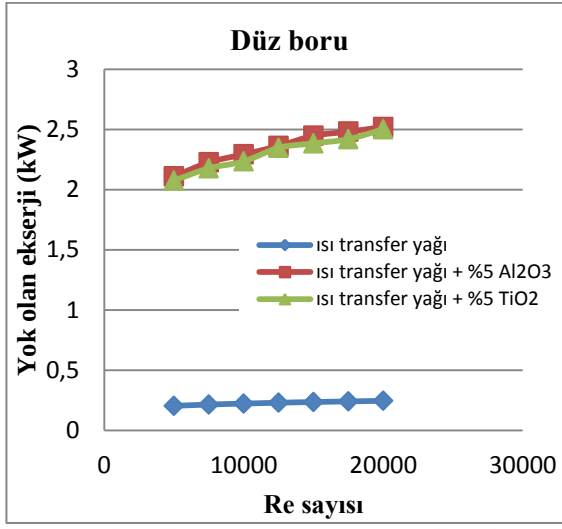


(f)

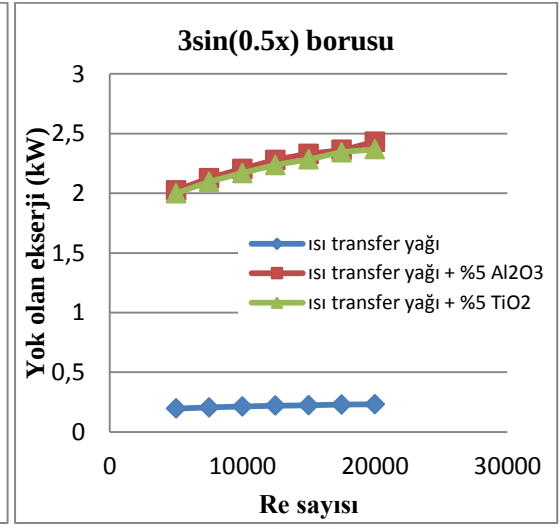
Şekil 4.23. Sıvılar için ısı transferi ve basınç kayıplarındaki artış oranlarının Re sayısı ile değişimi
(a)(b) Isı transfer yağı, (c)(d) Isı transfer yağı+%5 Al_2O_3 , (e)(f) Isı transfer yağı+%5 TiO_2

Şekil 4.24'de borulara göre yok olan ekserjinin Re sayısı ile değişim grafikleri verilmiştir. 5000 ile 20000 Re sayıları aralığında yapılan çözümlemelerde düz boru ve biçim olarak düz boruya en yakın olan $3\sin(0.5x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusuna bakıldığında yok olan ekserji en az ısı transfer yağı akışkanı için, yine aynı borularda en fazla yok olan ekserjinin ısı transfer yağı+%5 Al_2O_3 nanoakışkanı için tespit edildiği görülmüştür. Bu borularda ekserji yok oluşu değerlerinin artan Re sayısı ile ısı transfer yağı için sabite yakın bir görüntü çizmiş olduğu nanoakışkanlar için ise az bir lineer artış gösterdiği görülmüştür. Şekil 4.24c'den Şekil 4.24f'ye kadar olan grafikler incelendiğinde Re sayısı arttıkça kullanılan sıvılar arasında en az ekserji yok oluşu değerlerinin ısı transfer yağı için, en fazla ekserji yok oluşu değerlerinin ise ısı transfer yağı+%5 Al_2O_3 akışkanı için elde edildiği görülmektedir. Sinüzoidal kıvrımlı borular karşılaştırılacak olursa tüm akışkanlar için yok olan ekserji değerlerinin $3\sin x$ sinüzoidal kıvrımlı borusundan $12\sin x$ sinüzoidal kıvrımlı borusuna doğru giderek azalma gösterdiği görülmüştür. Yine bu grafiklerde de $3\sin(2x)$ sinüzoidal kıvrımlı borusu ile $6\sin x$ sinüzoidal kıvrımlı borusunun birbirine çok benzer değerler verdiği görülmektedir. Bu dört boruda bütün akışkanlar için yok olan ekserji değerlerinin az bir lineer artış gösterdiği görülmüştür.

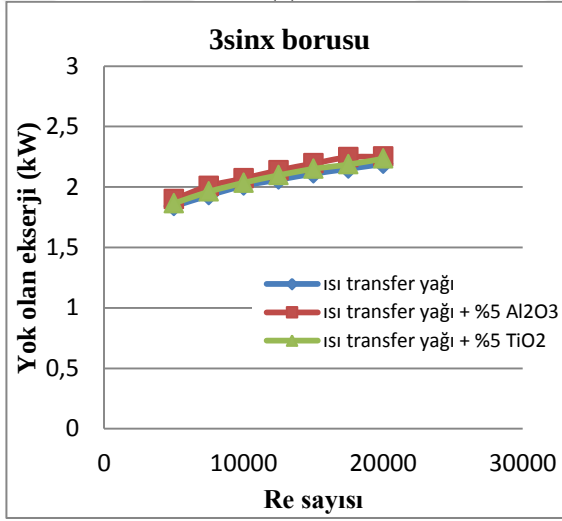
Şekil 4.25'de sıvılara göre yok olan ekserjinin Re sayısı ile değişim grafikleri verilmiştir. Şekil 4.25a'ya bakıldığında ısı transfer yağı akışkanı için artan Re sayısı ile en düşük yok olan ekserji değerleri birbirine çok yakın sonuçlar veren düz boru ve $3\sin(0.5x)$ sinüzoidal kıvrımlı borularında, en fazla yok olan ekserji değerleri ise $3\sin x$ sinüzoidal kıvrımlı borusunda görülmüştür. Şekil 4.25b ve Şekil 4.25c incelendiğinde ısı transfer yağı+%5 Al_2O_3 ve ısı transfer yağı+%5 TiO_2 nanoakışkanları için grafiklerde eğrilerin sıralamasının aynı olduğu ve artan Re sayısı ile en düşük yok olan ekserji değerlerinin genliği en büyük olan $12\sin x$ sinüzoidal kıvrımlı borusu için, en fazla değerlerin ise düz boru için elde edildiği görülmüştür. Nanoakışkanlar birbiriyle karşılaştırıldığında ısı transfer yağı + %5 TiO_2 nanoakışkanının çok yakın olmakla beraber ısı transfer yağı + %5 Al_2O_3 'ye göre bütün borular için daha düşük yok olan ekserji değerlerine sahip olduğu gözlemlenmiştir. $3\sin x$, $3\sin(2x)$, $6\sin x$ ve $12\sin x$ sinüzoidal kıvrımlı boruları için ısı transfer yağına nanopartikül katkısının yok olan ekserji değerlerini çok fazla değiştirmedeği görülmüştür.



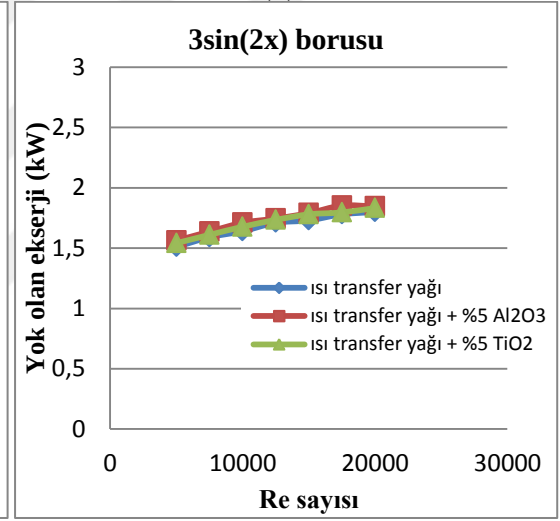
(a)



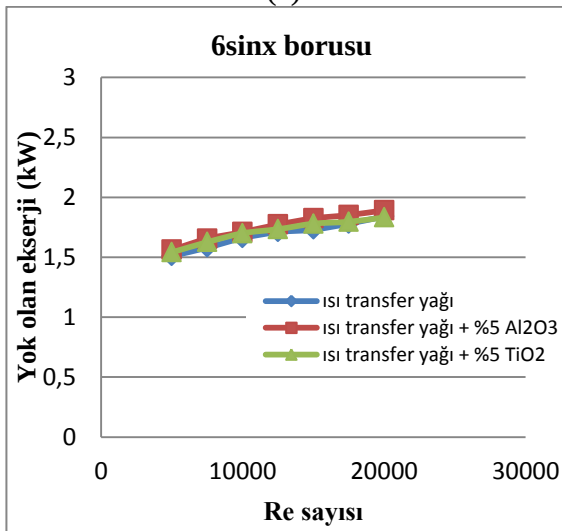
(b)



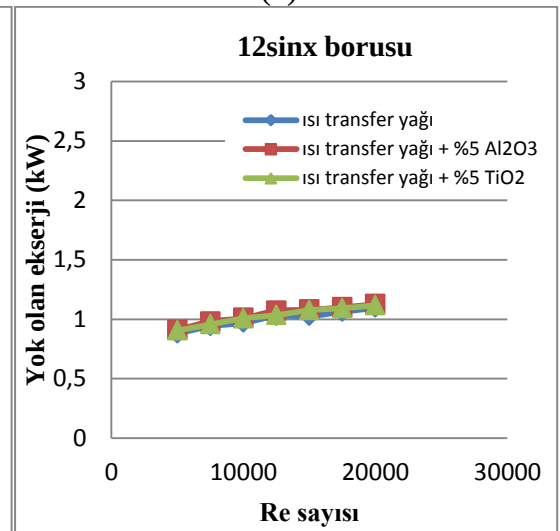
(c)



(d)

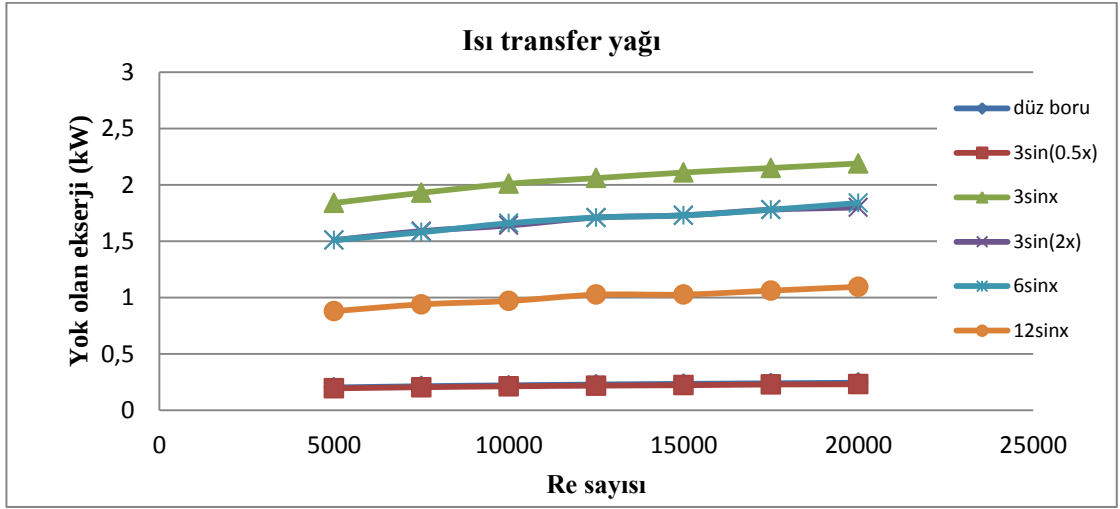


(e)

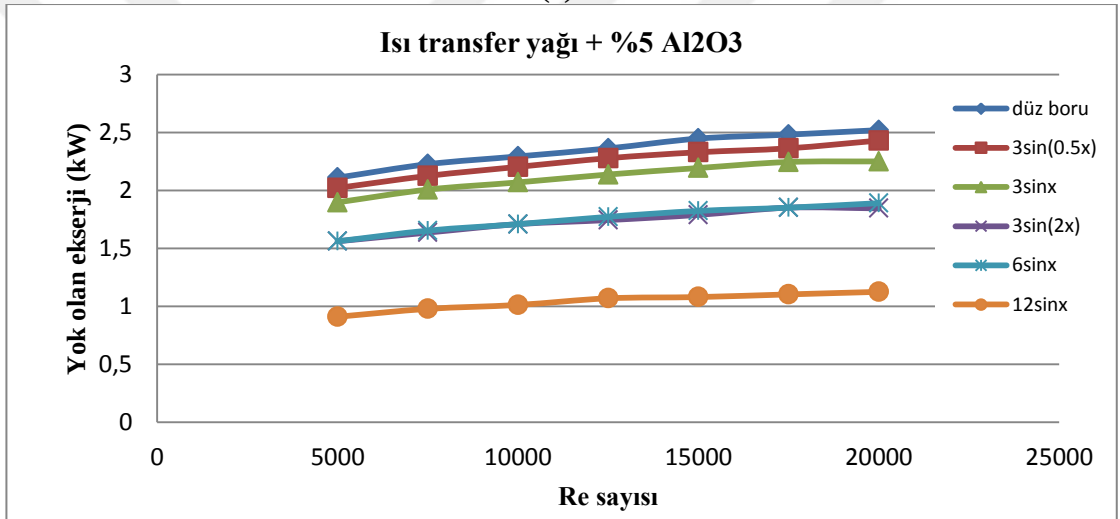


(f)

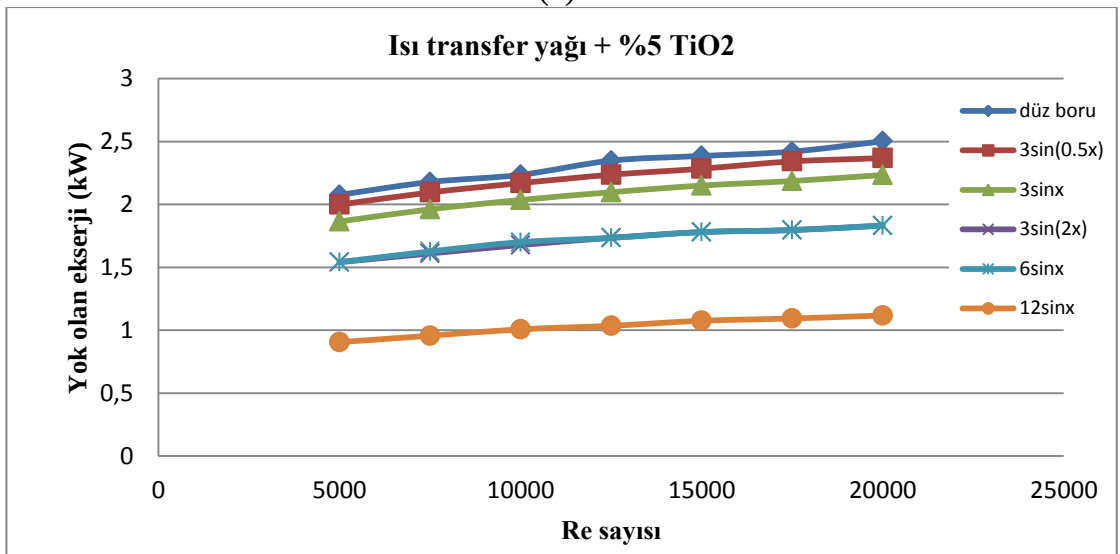
Şekil 4.24. Borulara göre yok olan ekserjinin Re sayısı ile değişimi (a) düz boru, (b) 3sin(0.5x) (c) 3sinx, (d) 3sin(2x), (e) 6sinx, (f) 12sinx boruları



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.25. Sıvılara göre yok olan ekserjinin Re sayısı ile değişimi (a) Isı transfer yağı
(b) Isı transfer yağı + %5 Al₂O₃, (c) Isı transfer yağı + %5 TiO₂

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında düz boru ile birlikte $3\sin(0.5x)$, $3\sin x$, $3\sin(2x)$, $6\sin(x)$ ve $12\sin x$ sinüzoidal kıvrımlı borularından ısı transfer yağı ve bu baz akışkana %5 hacimsel oranında Al_2O_3 ve TiO_2 nanopartiküllerin eklenmesiyle elde edilen nanoakışkanlar geçirilerek ısı transferi ve basınç kayıpları sayısal olarak incelenmiştir. Reynolds sayısı 5000 ila 20000 arasında değişmek üzere çözümlemeler türbülanslı akış şartlarında yapılmıştır. Çalışmada kullanılan düz boru ve bütün sinüzoidal kıvrımlı boruların uzunlukları ve çapları (kesit alanları) eşittir. Elde edilen sonuçlar ve öneriler aşağıdaki gibidir:

- Çalışmada kullanılan bütün borular için akışkanlar kendi aralarında karşılaştırıldığında ısı transfer yağı baz akışkanına %5 hacimsel oranında Al_2O_3 ve TiO_2 nanopartikülleri eklendiğinde Nu sayısı artmakta ve Al_2O_3 nanoakışkanı, TiO_2 nanoakışkanına göre daha iyi ısı performans göstermektedir.
- Herhangi bir sabit akışkan için düz boruya kıyasla farklı eğriliklere sahip kıvrımlı boruların daha iyi ısı performans gösterdikleri tespit edilmiştir.
- Borulardaki kıvrım arttıkça daha iyi ısı performans göstermelerine rağmen basınç kayıpları da artmaktadır. Düz boruyla karşılaştırıldığında sabit genlikte düşük ve yüksek Reynolds sayılarında ısı transferindeki artışlar yaklaşık 1.4 kat, basınç kayıplarındaki artışlar 2 kat civarındadır. Sabit periyotta bu değerler yaklaşık 1.7 ile 4 kat dolaylarındadır.
- Ekserji yok oluşu hesabına göre nanoakışkan akımlarında en iyi performans gösteren sinüzoidal kıvrımlı boru, $12\sin x$ eğrisine sahip borudur. Isı transfer yağı+%5 TiO_2 nanoakışkanı bu boruda ısı transfer yağı+%5 Al_2O_3 nanoakışkanına göre daha iyi performans göstermektedir.
- Basınç kayıplarının göz ardı edilmesi durumunda daha iyi ısı performans gösteren $12\sin x$ eğrisine sahip kıvrımlı borular endüstriyel uygulamalarda kullanılabilir.

- Benzer çalışmaların farklı baz akışkan ve farklı nanoakışkanlar ile daha uzun ve genliği ya da periyodu daha fazla olan borular için yapılması ısı performansını daha da artıracakı düşünüldüğünden yararlı olacaktır.
- Ekserji yok oluşu değerlerinden hareketle hem alümina hem de titanyum dioksit nanoakışkanlarının beklenen performansı sağlayamadıkları değerlendirilmiştir. Ekserji yok oluşu değerlerine göre içine nanoparçacık katılmamış ısı transfer yağı en yüksek performansı göstermektedir.
- İkincil akışların oluşmasına imkan sağlayan daha farklı kesitlere sahip boruların ısı transferine katkı sağlayacağı düşünülmektedir kullanılması önerilir.
- Yapılan çalışmada FLUENT paket programıyla yapılan çözümleme, nanoakışkanları nanoparçacık ve baz sıvının ayrı ayrı hareketinin incelenmesi yârine belli fiziksel özelliklere sahip yeni bir akışkanın bütün olarak incelenmesi şeklinde olduğundan, elde edilen sonuçların deneysel çalışmalarla tam uyuşmadığını düşündürmektedir. Endüstriyel uygulamalarda kullanılması düşünülen bu gibi nanoakışkanların araştırmalarında yapılan sayısal ve deneysel çalışmaların birbirini destekleyici olacağı değerlendirilmektedir.

KAYNAKLAR

Kakaç, S., Shah, R.K. ve Aung, W., 1987. Handbook of Single- Phase Convective Heat Transfer, A Willey-Interscience Publication, New York.

Seban, R. A. ve McLaughlin, E. F., 1963. Heat Transfer in Tube Coils with Laminer and Turbulent Flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, 6, 387-395.

Mori, Y. ve Nakayama, W., 1965. Study on Forced Convective Heat Transfer in Curved Pipes (1 st Report, Laminer Region), International Journal of Heat and Mass Transfer, 8, 67-82.

Mori, Y. ve Nakayama, W., 1967. Study on Forced Convective Heat Transfer in Curved Pipes (2 st Report, Turbulent Region), International Journal of Heat and Mass Transfer, 10, 37-59.

Özişik, M. N. ve Topakoğlu, H.C., 1968. Heat Transfer for Laminar Flow in a Curved Pipe, Transactions of the ASME – Journal of Heat Transfer, 90, 313-318.

Akiyama M. ve Cheng, K.C., 1971. Boundary Vorticity Methods for Laminar Forced Convection Heat Transfer in Curved Pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 14, 1659-1675.

Mori, Y., Uchida, Y. ve Ukon, T., 1971. Forced Convective Heat Transfer in a Curved Channel with a Square Cross Section, International Journal of Heat and Mass Transfer, 14, 1787-1805.

Prusa, J. ve Yao, L.S., 1982. Numerical Solution for Fully Developed Flow in Heated Curved Tubes, Journal of Fluid Mechanics, 123, 503- 522.

Cheng, K.C. ve Yuen, F.P., 1987. Flow Visualization Studies on Secondary Flow Patterns in Isothermally Heated Curved Pipe, Transactions of the ASME – Journal of Heat Transfer, 109, 55-61.

Trisaksri, V. ve Wongwises, S., 2007. Critical review of heat transfer characteristics of the nanofluids. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 11, 512-523.

Wang, X.Q. ve Mujumdar, A.S., 2007. Heat transfer characteristics of nanofluids: a review. Science direct: International Journal of Thermal Sciences, 46, 1-19.

Kalb, C.E. ve Seader, J.D., Heat and Mass Transfer Phenomena for Viscous Flow in Curved Circular Tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 15, (1972) 801-817.

Patankar, S.V., Pratab, V.S. ve Spalding D., B., 1975. Prediction of Turbulent Flow in Curved Pipes, Journal of Fluid Mechanics, 67, 583-595.

Simon, H. A., Chang, M.H. ve Chow, J., C., F., 1977. Heat Transfer in Curved Tubes with Pulsatile, Fully Developed, Laminer Flows, Transactions of the ASME – Journal of Heat Transfer, 99, 590-595.

Yao, L.S. ve Berger, S.A., 1978. Flow in Heated Curved Pipes, *Journal of Fluid Mechanics*, 88, 339-354.

Humphrey, J.A., C., Whitelaw, J.H. ve Yee, G., 1981. Turbulent Flow in a Square Duct with Strong Curvature, *Journal of Fluid Mechanics*, 103, 443-463.

Prusa, J. ve Yao, L.S., 1982. Numerical Solution for Fully Developed Flow in Heated Curved Tubes, *Journal of Fluid Mechanics*, 123, 503- 522.

Lee, J.B., Simon, H.A. ve Chow, J.C.F., 1985. Buoyancy in Developed Laminar Curved Tube Flows, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28, 631-640.

Hwang, G.J. ve Chao, C.H., 1991. Forced Laminar Convection in a Curved Isothermal Square Duct, *Transactions of the ASME-Journal of Heat Transfer*, 113, 48-55.

Yang, R. ve Chang, S.C., 1993. A Numerical Study of Fully Developed Laminar Flow and Heat Transfer in a Curved Pipe with Arbitrary Curvature Ratio, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 14, 138-145.

Yang, R. ve Chang, S.Y., 1994. Combined Free and Forced Convection for Developed Flow in Curved Pipes with Finite Curvature Ratio, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 15, 470-476.

Ligrani, P.M., Choi, S. ve Schallert, A.R., Scogerboe, P., 1996. Effects of Dean Vortex Pairs on Surface Heat Transfer in Curved Channel Flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39, 27-37.

Robertson, A.M., 1996. On Viscous Flow in Curved Pipes of Non-uniform Cross-section, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 22, 771-798.

Ishigaki, H., 1994. Analogy Between Laminar Flows in Curved Pipes and Orthogonally Rotating Pipes, *Journal of Fluid Mechanics*, 268, () 133-145.

Ishigaki, H., 1996. Analogy Between Turbulent Flows in Curved Pipes and Orthogonally Rotating Pipes, *Journal of Fluid Mechanics*, 307, 1-10.

Metzger, D.E. ve Larson, D.E., 1986. Use of Melting Point Surface Coatings for Local Convection Heat Transfer Measurements in Rectangular Channel Flows with 90-deg Turns, *Transactions of the ASME – Journal of Heat Transfer*, 108, 48-55.

Metzger, D.E. ve Sahm, M.K., 1986. Heat Transfer Around Sharp 180-deg Turns in Smooth Rectangular Channels, *Transactions of the ASME – Journal of Heat Transfer*, 108, 500-506.

Han, J.C., Chandra, P.R. ve Lau, S.C., 1988. Local Heat / Mass Transfer Distributions Around Sharp 180-deg Turns in Two-Pass Smooth and Rib-Roughened Channels, *Transactions of the ASME – Journal of Heat Transfer*, 110, 91-98.

Chyu, M.K., 1991. Regional Heat Transfer in Two-Pass and Three-Pass Passages with 180-deg Sharp Turns, *Transactions of the ASME–Journal of Heat Transfer*, 113, 63-70

Yang, W.J. ve Zhang, N., 1992. Local Heat Transfer in a Rotating Serpentine Flow Passage, Transactions of the ASME – Journal of Heat Transfer, 114, () 354-361.

Zhang, N., Chiou, J., Fann, S. ve Yang, W.J., 1993. Local Heat Transfer Distribution in a Rotating Serpentine Rib-Roughened Flow Passage, Transactions of the ASME – Journal of Heat Transfer, 115, 560-568.

Han, J.C., Zhang, Y.M. ve Kalkuehler, K., 1993. Uneven Wall Temperature Effect on Local Heat Transfer in a Rotating Two-Pass Square Channel with Smooth Walls, Transactions of the ASME – Journal of Heat Transfer, 115, 912-920.

Cheng, K.C. ve Yuen, F.P., 1987. Flow Visualization Studies on Secondary Flow Patterns in Isothermally in Straight Tubes Downstream of a 180-deg Bend and in Isothermally Heated horizontal Tubes, Transactions of the ASME – Journal of Heat Transfer, 109, 49-54.

Sparrow, E.M. ve Comb, J.W., 1983. Effect of Interwall Spacing and Fluid Flow Inlet Conditions on a Corrugated-Wall Heat Exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, 26, 993-1005.

Sparrow, E.M. ve Hossfeld, L.M., 1984. Effect of Rounding of Protruding Edges on Heat Transfer and Pressure Drop in a Duct, International Journal of Heat and Mass Transfer, 27, 1715-1723.

Amano, R.S., 1985. A Numerical Study of Laminar and Turbulent Heat Transfer in a Periodically Corrugated Wall Channel, Transactions of the ASME – Journal of Heat Transfer, 107, () 564-569.

Amano, R.S., Bagherlee, A., Smith, R.J. ve Niess, T.G., 1987. Turbulent Heat Transfer in Corrugated-Wall Channels with and without Fins, Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer, 109, 62-67.

Faghri, M. ve Asako, Y., 1987. Numerical Determination of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics for a Converging-Diverging Flow Channel, Transactions of the ASME – Journal of Heat Transfer, 109, 606-612.

Asako, Y. ve Faghri, M., 1987. Finite-Volume Solutions for Laminar Flow and Heat Transfer in a Corrugated Duct, Transactions of the ASME – Journal of Heat Transfer, 109, 627-634.

Asako, Y., Nakamura, H. ve Faghri, M., 1988. Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in a Corrugated Duct with Rounded Corners, International Journal of Heat and Mass Transfer, 31, 1237-1245.

Hassaine, A., Daguenet, M. ve Menguy, G., 1994. Etude du Champ des Vitesses et du Transfert Thermique Dans un Canal a Parois Sinusoidales Soumises a un Flux de Chaleur de Densite Constante, International Journal of Heat and Mass Transfer, 37, 717-725.

Lee, S., Choi, S.U.S., Li, S. ve Eastman, J.A., 1999. Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles, *ASME Journal of Heat Transfer*, 121(2), 280-289.

Xuan, Y., Li, Q., 2003. Investigation on convective heat transfer and flow features of nanofluids, *ASME Journal of Heat Transfer*, 125(1), 151-155.

Patel, H.E., Das, S.K., Sundararagan, T., Nair, A.S., George, B. ve Pradeep, T., 2003. Thermal conductivities of naked and monolayer protected metal nanoparticles based nanofluids: Manifestation of anomalous enhancement and chemical effects. *Applied Physics Letters*, 83, 2931-2933.

Xuan, R. ve Roetzel, W., 2000. Conception for heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 43, 3701-3707.

Özbey, M., Namlı, L. ve Özcan, H., 2011. Nanoakışkanların helisel dönen akımında ısı transferinin sayısal ve deneysel incelenmesi. TÜBİTAK MAG 1001 projesi, 108M119.

Lee, J. H., Hwang, K. S., Jang, S. P., Lee, B. H., Kim, J. H., Choi, S.U.S. ve Choi, C. J., 2008. Effective viscosities and thermal conductivities of aqueous nanofluids containing low volume concentrations of Al_2O_3 nanoparticles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51, 2651-2656.

Das, S. K., Putra, N., Thiesen P. ve Roetzel W., 2003. Temperature dependence of thermal conductivity enhancement for nanofluids. *ASME Journal of Heat Transfer*, 125, 567-574.

Zhu, D., Li, X., Wang, N., Wang, X., Gao, J. ve Li, H., 2009. Dispersion behavior and thermal conductivity characteristics of Al_2O_3 - H_2O nanofluids. *Current Applied Physics*, 9, 131-139.

Speziale, C.G., So, R.M.C. ve Younis, B.A., 1992. On the Prediction of Turbulent Secondary Flows, NASA Contractor Report 189722, ICASE Report No. 92-57

Sparrow, E.M. ve Patankar, S.V., 1977. Relationships Among Boundary Conditions and Nusselt Numbers for Thermally Developed Duct Flows, *Transactions of the ASME – Journal of Heat Transfer*, 99, 483-485.

Kays, W.M. ve Crawford, M.E., 1980. *Convective Heat and Mass Transfer*, Second Edition, Mc Graw-Hill Book Company, New York.

Zhu, D., Li, X., Wang N., Wang X., Gao, J., Li H., 2008. Dispersion behavior and thermal conductivity characteristics of Al_2O_3 - H_2O nanofluids. *Current Applied Physics* 9: 131-139.

Xia, G. D., Liu, R., Wang, J., Du, M. 2016. The characteristics of convective heat transfer in microchannel heat sinks using Al_2O_3 and TiO_2 nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 76: 256-264.

Şahin,F.,(2016). Farklı nanoakışkanların ısı değıştircilerindeki ısıl performanslarının deneysel incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Ondokuz Mayıs Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, 125, Samsun.



ÖZGEÇMİŞ

Adı ve Soyadı : Berkan Aksoy
Doğum Yeri : Ankara
Doğum Tarihi : 18.07.1990
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu:

Lise : Hamdi Bozbağ Anadolu Lisesi / Giresun (2008)
Lisans: : Ondokuzmayıs Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine
Mühendisliği Bölümü / Samsun (2012)
Yüksek Lisans : Ondokuzmayıs Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine
Mühendisliği Anabilim Dalı / Samsun

Çalıştığı Kurumlar ve Yıllar:

BLB Makine Sanayi ve Ticaret A.Ş.(Member of LIQUI Filter Group Germany), Giresun
(2013-2014)
AD Yapı ve Denetim A.Ş., Giresun (2014-2015)
Ömür Isı Doğalgaz Sistemleri, Giresun (2016-2017)

