

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**ÇİFT BORULU HELİSEL BOBİN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN
NANO PARÇACIK İLAVESİ İLE TERMAL
PERFORMANSININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMIĞI İLE ANALİZİ**

KAAN MUMCUOĞLU

KOCAELİ 2019

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ


MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ÇİFT BORULU HELİSEL BOBİN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN
NANO PARÇACIK İLAVESİ İLE TERMAL
PERFORMANSININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMIĞI İLE ANALİZİ

KAAN MUMCUOĞLU

Doç. Dr. Müslüm ARICI
Danışman, Kocaeli Üniversitesi
Prof. Dr. Hasan KARABAY
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi
Doç. Dr. Seyfettin BAYRAKTAR
Jüri Üyesi, Yıldız Teknik Üniversitesi


.....

.....

.....

Tezin Savunulduğu Tarih: 31.10.2019

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez çalışması, çift borulu helisel bobin ısı değiştiricilerinin nano parçacık ilavesi ile termal performansının hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak analizi yapılması amacıyla gerçekleştirilmiştir.

Tez çalışmamda desteğini esirgemeyen, çalışmalarına yön veren, bana güvenen ve yüreklendiren danışmanım Sayın Doç.Dr. Müslüm ARICI'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans öğrenimim boyunca görüşleri ile çalışmalarına katkıda bulunan, karşılaştığım her zorlukta desteğini ve zamanını esirgemeyen Sayın Prof.Dr. Hasan KARABAY'a teşekkürlerimi sunarım.

Hayatım boyunca bana güç veren en büyük destekçilerim, her aşamada sıkıntılarımı ve mutluluklarımı paylaşan sevgili babam Mehmet Zeki MUMCUOĞLU, annem Şaduman MUMCUOĞLU, kardeşim Gökay MUMCUOĞLU ve nişanlım Aslı KISACIK'a teşekkürlerimi sunarım.

Ekim – 2019

Kaan MUMCUOĞLU

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ	iv
TABLolar DİZİNİ	vi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vii
ÖZET	ix
ABSTRACT	x
GİRİŞ	1
1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ	7
2.1. Isı Değıştiricilerinin Sınıflandırılması	7
2.1.1. Isı transfer mekanizmalarına göre sınıflandırma	7
3. YÖNETİCİ DENKLEMLER	9
3.1. Süreklilik Denklemi	9
3.2. Momentum Denklemi	9
3.3. Türbülans Denklemi	10
3.4. Realizable $k-\epsilon$ Modeli	11
3.5. Enerji Denklemi	12
3.6. Boyutsuz Sayılar	12
4. NANO AKIŞKANLAR	14
4.1. Nano Parçacık Kullanılarak Karışım Sıvısının Özelliklerinin Belirlenmesi	16
5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ	19
5.1. Geometrik Model	20
5.2. Ağ Yapısı ile İlgili Parametreler	22
5.3. HAD Analizlerinde Kullanılan Ağ Yapısı	23
5.3. Ağ Yapısı Bağımsızlık Testi	25
6. DOĞRULAMA ÇALIŞMASI	26
7. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZİ	30
7.1. Sınır Şartları	30
7.2. Çözüm Metodu	31
8. SAYISAL SONUÇLAR	32
8.1. Sonuç Konturları	33
8.2. İç Boru Akışkanına Ait Sonuçlar	40
8.2.1. Dış borudaki akışkan sabit hacimsel debi koşulu altındayken, iç boru akışkanına ait sonuçlar	40
8.2.2. Dış borudaki akışkan sabit Reynolds sayısı koşulu altındayken, iç boru akışkanına ait sonuçlar	41
8.3. Dış Boru Akışkanına Ait Sonuçlar	43
8.3.1. İç borudaki akışkan sabit hacimsel debi koşulu altındayken, dış boru akışkanına ait sonuçlar	43
8.3.2. İç borudaki akışkan sabit Reynolds sayısı koşulu altındayken, dış boru akışkanına ait sonuçlar	44

8.4. Sürtünme Faktörü.....	46
9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	47
KAYNAKLAR.....	51
EKLER.....	55
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER.....	59
ÖZGEÇMİŞ.....	60



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1.	Isı transfer mekanizmalarına göre sınıflandırma	8
Şekil 4.1.	SiO ₂ Nano parçacığına ait farklı boyutları gösteren geçirimli elektron mikroskobu görüntüsü.....	15
Şekil 5.1.	HAD genel prosedür yapısı	20
Şekil 5.2.	a)Helisel bobin ısı değiştiricisi modelleri	21
Şekil 5.2.	b)Helisel bobin ısı değiştiricisi kesit görüntüsü	21
Şekil 5.3.	Ağ yapısı	22
Şekil 5.4.	Ağ yapısı görüntüsü	24
Şekil 5.5.	y+ değerinin 1 e eşitlenmiş haldeki ağ yapısı görüntüsü	24
Şekil 5.6.	Ağ yapısı bağımsızlık testi.....	25
Şekil 6.1.	Dış boru 20 litre/saat debi şartına sahipken i boruda Nu-Re kıyaslaması.....	28
Şekil 6.2.	Dış boru 20 litre/saat debi şartına sahipken i boruda f-Re kıyaslaması.....	28
Şekil 6.3.	İ boru 4 litre/saat debi şartına sahipken dış boruda Nu-Re kıyaslaması.....	29
Şekil 6.4.	İ boru 4 litre/saat debi şartına sahipken dış boruda f-Re kıyaslaması.....	29
Şekil 8.1.	İ borudaki akışkanın, farklı dış boru akışkanı debilerine göre Re sayılarına göre ısı akısı	32
Şekil 8.2.	Dış borudaki akışkanın, farklı iç boru akışkanı debilerine göre Re sayılarına göre ısı akısı	33
Şekil 8.3.	Bobin merkez düzlemine ait kesitte akışkan hız konturu (İç boru akışkan debisi 3 litre/dakika dış boru akışkan debisi 20 litre/dakika)	34
Şekil 8.4.	İ ve dış borudaki akışkana ait kesit hız konturu (İç boru akışkan debisi 3 litre/dakika dış boru akışkan debisi 20 litre/dakika).....	35
Şekil 8.5.	İ borudaki akışkana ait kesit hız vektörleri (Akışkan debisi 3 litre/dakika)	36
Şekil 8.6.	Dış borudaki akışkana ait kesit hız vektörleri (Akışkan debisi 20 litre/dakika)	36
Şekil 8.7.	İ borudaki akışkana ait yüzey sıcaklıkları (Akışkan debisi 3 litre/dakika)	37
Şekil 8.8.	Dış borudaki akışkana ait yüzey sıcaklıkları (Akışkan debisi 20 litre/dakika)	38
Şekil 8.9.	İ borudaki akışkana ait kesit sıcaklıkları (Akışkan debisi 3 litre/dakika)	38
Şekil 8.10.	İ borudaki akışkana ait streamline (Akışkan debisi 4 litre/dakika)	39
Şekil 8.11.	Dış borudaki akışkana ait streamline (Akışkan debisi 20 litre/dakika)	39
Şekil 8.12.	İ borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının değişimi (Dış borudaki akışkan debisi = 10 litre/dakika)	40
Şekil 8.13.	İ borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında ısı akısının	

değişimi (Dış borudaki akışkan debisi = 10 litre/dakika)	41
Şekil 8.14. İç borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının değişimi (Dış borudaki akışkan Re sayısı = 10800)	42
Şekil 8.15. İç borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında ısı akısının değişimi (Dış borudaki akışkan Re sayısı = 10800)	42
Şekil 8.16. Dış borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının değişimi (İç borudaki akışkan debisi = 2 litre/dakika)	43
Şekil 8.17. Dış borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında ısı akısının değişimi (İç borudaki akışkan debisi = 2 litre/dakika)	44
Şekil 8.18. Dış borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının değişimi (İç borudaki akışkan Re sayısı = 12230)	45
Şekil 8.19. Dış borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında ısı akısının değişimi (İç borudaki akışkan Re sayısı = 12230)	45
Şekil 8.20. İç ve dış borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarına ait sürtünme faktörü değerleri	46

TABLULAR DİZİNİ

Tablo 4.1. Karışım sıvısının fiziksel özellikleri.....	17
Tablo 5.1. Helisel bobin ısı değiştiricisi boyutları	22
Tablo 5.2. Çarpıklık ölçüsünün değerine göre çizelge	23
Tablo 6.1. Literatürde doğrulama çalışmasında kullanılmış korelasyonlar ve uygulama şartları	26
Tablo 7.1. Giriş debisi sınır şartlarının tüm durumlar için görüntüsü.....	30
Tablo A.1. CFD analizleri sonucu elde edilen değerler	56



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

β	: Yüzey alan yoğunluğu, (m^2/m^3)
ρ	: Yoğunluk, (kg/m^3)
θ	: Açık, (rad)
t	: Zaman, (s)
u, v, w	: Hız, (m/s)
x, y, z	: Kartezyen koordinat
p	: Basınç, (Pa)
$g_{x,y,z}$: Yer çekimi ivmesi, (m/s^2)
μ	: Dinamik viskozite, (kg/ms)
T	: Sıcaklık, (K)
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı, (J/kgK)
k	: Isı iletim katsayısı, (W/mK)
\dot{q}	: Isı üretimi, (W/m^3)
Re	: Reynolds sayısı
ν	: Kinematik viskozite, (m^2/s)
d	: Yarı çap, (m)
Pr	: Prandtl sayısı
α	: Isıl yayılım katsayısı, (m^2/s)
h	: Taşınım katsayısı, (W/m ² K)
d_h	: Hidrolik yarıçap, (m)
U	: Toplam ısı transfer kat sayısı, (W/m ² K)
A	: Alan, (m ²)
R	: Kirlilik faktörü
η_0	: Etkinlik, (%)
Re_t	: Türbülanslı Reynolds sayısı
ε	: Yutulma oranı
C_μ	: Eddy viskozitesi sabiti
μ_t	: Türbülans viskozitesi (kg/ms)
$A_{0,s}$: Realizable k- ε modeli sabiti
ω_k	: Açısal hız, (Rad/s)
$\underline{\Omega}_{ij}$: Rotasyon tensörü
$\overline{\Omega}_{ij}$: Ortalama rotasyon tensörü
$S_{i,j,k}$: Kaynak terimi
D	: Bobin çapı, (m)
H	: Bobin tur yüksekliği, (m)
D_i	: Bobin iç boru dış çapı, (m)
D_o	: Bobin dış boru iç çapı, (m)
y^+	: Boyutsuz uzaklık
f	: Sürtünme faktörü
Dn	: Dean sayısı
a	: İç çapın dış çapa olan oranı
δ	: Kavislilik oranı

m	:	Metre
kg	:	Kilogram
rad	:	Radyan
K	:	Kelvin
s	:	Saniye
Pa	:	Pascal
J	:	Joule

Kısaltmalar

HAD	:	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
CFD	:	Computational Fluid Dynamics (Hesaplama Akışkanlar Dinamiği)
CAD	:	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
MWCNT	:	Multi Walled Carbon Nano Tube (Çoklu Duvarlı Karbon Nano Tüp)
RANS	:	Reynolds Averaged Navier Stokes (Reynolds Ortalamalı Navier Stokes)

ÇİFT BORULU HELİSEL BOBİN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN NANO PARÇACIK İLAVESİ İLE TERMAL PERFORMANSININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE ANALİZİ

ÖZET

Helisel bobin ısı değiştiricileri, termik santrallerde, kimya endüstrisinde, ısıtma ve iklimlendirmede, soğutma işlemlerinde, taşıtlarda, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, ısı depolanmasında vb. birçok uygulamada kullanılmaktadır. Isı değiştiricileri performansları her geçen gün gelişen teknolojilerle artmaktadır. Helisel bobin ısı değiştiriciler yüksek performanslı ve en çok kullanılan ısı değiştiricilerinden biridir. Metal ve ametal nano boyuttaki parçacıkların sıvı ile karıştırmaları durumuna nano akışkan denir. Nano akışkanların ısı transfer performansının saf haldeki sıvıdan daha iyi olduğu bir çok çalışmada görülmüştür. Gündelik hayatımızda nano akışkanlar ısı eşanjörlerinden uzay uygulamalarına kadar birçok alanda kullanılmaktadır. Bu çalışmada, helisel bobin ısı değiştiricileri nano parçacık ilave edilerek analiz edilmiştir.

Bu araştırma, helisel bobin ısı değiştiricilerinin nano parçacık ilavesi ile termal performansının arttırılmasını amaçlanmaktadır. Bu kapsamda, iki önemli yöntem birleştirilerek hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı yardımıyla sistemin ısı performansını incelenmiştir. Elde edilen bulgular görsel ve analitik olarak raporlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Helisel bobin ısı değiştiricileri, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Nano akışkan, Termal analiz .

ANALYSIS OF THERMAL PERFORMANCE OF DOUBLE PIPE HELICALLY COILED HEAT EXCHANGERS WITH NANO PARTICULATE ADDITIVE USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS

ABSTRACT

Helical coil heat exchangers are used in many application such as thermal power plants, chemical industry, heating and air conditioning, cooling processes, vehicles, electronic devices, alternative energy sources, heat storage, etc. The performance of heat exchangers is increasing with the developing technologies. Helical coil heat exchangers are high performance and one of the most widely used heat exchangers. In the case of metal and nonmetallic nanoparticle particles mixed with liquid, it is called nano fluid. It has been seen in many studies that heat transfer performance of nano fluid is better than pure liquid. In our daily life, nano fluids are used in many areas from heat exchangers to space applications. In this study, helical coil heat exchangers were analyzed by adding nanoparticle.

This research aims to increase the thermal performance of helical coil heat exchangers by adding nano particle. In this context, the thermal performance of the system has been investigated by the help of computational fluid dynamics program by combining two important methods.. The results are reported visually and analytically.

Keywords: Computational Fluid Dynamics, Helically coiled heat exchanger, Nano fluid, Thermal analysis .

GİRİŞ

Isı değiştiricileri; termik santraller, kimya endüstrisi, ısıtma, iklimlendirme ve soğutma işlemlerinde, taşıtlarda, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, ısı depolanması vb. birçok uygulamada kullanılmaktadır. Isı değiştiricilerinin performansları her geçen gün gelişen teknolojilerle beraber artmaktadır. Pasif, aktif ve birleşik teknolojiler olmak üzere ısı transferini arttıran faktörler üç ana başlıktan oluşmaktadır. İşlenmiş yüzey, kaba yüzey, genişletilmiş yüzey, girdaplı akış mekanizması, bobin tüp, yüzey gerilmesi mekanizması ve ek katkılar (nano parçacık vb.) pasif performans arttıran yöntemler olarak tanımlanır. Yüzey vibrasyonu, akışkan titreşimi, elektrostatik alan, enjeksiyon gibi yöntemler dış kuvvetler altında istenilen akış düzenini sağlayan aktif ısı transferini arttıran yöntemlerdir. Birleşik ısı transferini arttıran yöntemlerse bu iki yöntemin kompleks halinde olduğu durumlardır. Isı değiştiricilerinin verimleri ile ilgili çalışmak ve genel sistem performansında optimum düzeyde güvenilir tasarımlar ile birlikte ısı transferi performansının arttırılması kaçınılmaz zorunluluktur.

Helisel bobin ısı değiştiricileri en yaygın kullanılan ve çalışma prensibi itibariyle pasif olarak ısı transferi performansını arttıran yöntemlerden biridir. Isıtma ve soğutma uygulamaları, kriyojenik prosesler, kimya ve gıda endüstrileri, atık ısı geri kazanımı, uzay uygulamaları gibi geniş çalışma alanlarında kullanılmaktadır. Helisel bobin ısı değiştiricileri birim hacimde oldukça fazla yüzey alanı oluşturmaktadırlar. Helisel bobinlerin ısı transferinde gelişimi birçok araştırmacı tarafından raporlanmıştır. Böylece birçok çalışmada akış ve ısı transferi karakteristikleri, tek ve çift borulu helisel ısı değiştiricileri için deneysel ve sayısal olarak araştırılmıştır.

Doğal olarak düşük ısı iletim kapasitesine sahip klasik ısı transfer akışkanları olan su, etilen glikol, motor yağı vb. maddeler ısı değiştiricilerinde ısı transfer performansını oldukça sınırlandırmaktadır. Metal ve ametal nano boyuttaki parçacıkların temel sıvı ile karıştırmaları durumunda oluşan karışım nano akışkan denir. Nano akışkanların ısı transfer performansının saf haldeki sıvıdan daha iyi olduğu bir çok çalışmada

görülmüştür. Gündelik hayatımızda nano akışkanlar ısı eşanjörlerinden uzay uygulamalarına kadar birçok alanda kullanılmaktadır.

Helisel yol izleyen, iç içe geçmiş iki borudan geçen sıcak ve soğuk akışkanlar arasında ısı transferi gerçekleşir. Nano parçacık eklenmesi ile birlikte ısı transfer performansı arttırılmaktadır. Çalışmada HAD analizleri için ANSYS Fluent (19.0) kullanılmıştır. Katı cismin modellenmesi SolidWorks (16.0) yapıp elde edilen CAD verisi, ANSYS içerisinde bulundan ağ yapısı oluşturma programına aktarılmıştır. Bir sonraki aşamada oluşturulan ağ yapısı Fluent'e aktarılmış ve çözümler elde edilmiştir. Hesaplamalı akışkan dinamiği, bilgisayara dayalı simülasyon sayesinde akışkan akışı, ısı transferi ve kimyasal reaksiyonlar gibi birleşik olayları kapsayan sistemlerin analizidir. Bu teknik çok güçlüdür ve geniş bir endüstriyel veya endüstriyel olmayan uygulama alanlarını kapsar. Klasik akışkanlar mekaniği denklemlerinde sıra dışı geometriler, sıcaklığa göre akışkanın fiziksel özelliklerinin değişmesi gibi değişken parametreler sonuca ulaşmayı çok zor, bazen de çözümsüz kılmaktadır. Klasik akışkanlar mekaniğinde dairesel kesitli, düz levha ve basit geometrilerde analitik sonuç elde edilmektedir. Bunlarında dışında kalan problemlerin çözümünde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği kullanmak gerekmektedir. HAD, akışa ait temel diferansiyel denklemleri kullanarak akışı küçültülmüş nokta ve elemanları tüme varım esası ile çözüme ulaştırır. Akışkanlar mekaniğinde karmaşık problemler için HAD çok gerekli bir araçtır. Fakat böylesine önemli bir yöntemin kullanılmasında gerekli sınır koşullarının tanımlanması, matematiksel modellemenin yapılması ve sonuçların yorumlanması ciddi bir bilgi birikimi gerektirmektedir.

Tez çalışmasında helisel bobin ısı değiştiricisine, iç ve dış borudaki akışkan madde olarak kullanılan suya %2 hacimsel oranında nano parçacık ilave edilmiştir. İç ve dış borudaki akışkanın saf su olduğu, iç borudaki akışkanın saf su olduğu, dış borudaki akışkanın saf su olduğu ve her iki borudaki akışkanın nano parçacık ilaveli olduğu haller için 4 farklı durum elde edilmiştir. Bu durumlar iç borudaki akışkanın 2,3,4,5 litre/dakika ve dış borudaki akışkanın 10,15,20,25 litre/dakika olduğu durumlarla tertip edilerek toplamda 64 farklı durum oluşturulup HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar sabit debi ve sabit Reynolds sayılarına göre kıyaslanıp grafik haline getirilmiş ve sonuç konturları ve akış çizgileri ile birlikte yorumlanmıştır.

1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Helisel borulu ısı değiştiricilerinin hacimsel olarak farklı nano parçacık oranlarına, farklı nano parçacık tiplerine ve farklı bobin çaplarına göre ısı performanslarının değişimi literatürde araştırılmıştır. Tez çalışması ile ilgili olarak geçmişte oluşturulmuş literatürün özeti aşağıda sunulmuştur.

Akbarinia ve Behzadmehr laminar, homojen nano parçacık ilaveli laminar akışı kavisli boru için sayısal olarak incelemiştir [5]. Sonuçlar, kaldırma kuvvetinin Nusselt sayısında negatif etkiye sahip olduğunu ve nano parçacık derişiminin ısı transferi artışında pozitif etkiye sahip olduğunu göstermektedir.

Akbarinia, Al₂O₃ kaynaklı nano akışkanda kavisli borunun ısı transferine etkisini ve kaldırma efektini laminar akış için sayısal olarak incelemiştir [6]. Akbarinia, aynı andaki kaldırma kuvveti, santrifüj kuvvet ve nano parçacık konsantrasyonu etkisini tespit etmek amacıyla boru boyunca ısı transferi ve sıvı akışını araştırmıştır. Kaldırma kuvvetinin Nu sayısına ve sürtünme faktörüne olumsuz etki ettiğini tespit etmişlerdir.

Kavisli tüpteki nano parçacık çapının, laminar akışta nano parçacık karışımıyla etkisi, Re=648 ve Gr=5740 için iki faz yaklaşımla ve kontrol hacmi tekniği ile Akbarinia and Laur tarafından sayısal olarak incelenmiştir [7]. Sonuç olarak nano parçacık çapının arttırılmasının akış davranışını değiştirmediğini tespit etmiştir.

Sasmito ve diğerleri tarafından laminar Al₂O₃ ve bakır konsantrasyonuna sahip nano akış için kare bobin tüpte sayısal çalışma yapılmıştır [8]. Çalışmada hacimsel olarak %1 oranında nano parçacık ilave edilmesi durumunda ısı transfer performansını geliştirdiği fakat daha fazlasının ilave edilmesi durumunda ısı transfer performansının kötüleşme eğiliminde olduğu tespit edilmiştir.

İki borulu helisel bobin ısı değiştiricisinin ısı transfer karakteristiği, sayısal olarak laminar akış koşulları altında Huminic tarafından incelenmiştir [9]. CuO ve TiO₂ nano parçacıkları hacimsel olarak % 0.5-3 oranlarında suya ilave edilmiş ve %2 CuO

oranında nano parçacık ilave edilmesi durumunda ısı transfer oranında %14 iyileşme elde edilmiştir. Fakat bu iyileşmeye karşılık yüksek nano parçacık konsantrasyonun, viskozitenin artmasına ve negatif etkilerin oluşmaya başlamasına neden olduğu gözlemlenmiştir.

Deneysel bir araştırma Hashemi ve Akhavan-Behabadi tarafından nano akışkanların helisel yatay boruda, sabit ısı akısı ve laminar akış rejimi şartları altında, ısı transferi ve basınç düşüşünü incelemek için yapılmıştır [10]. Hacimsel olarak %0.5-2 CuO oranında nano parçacık yağ içine ilave edilmiştir.

Choi ve Zhang, eğimli boruda laminar zorlanmış taşınım ile ısı transferini, Al_2O_3 -su karışımı nano akışkanda sonlu elemanlar yöntemini kullanarak analiz etmiştir [11]. Sonuçlarda ortalama Nusselt sayısının, Reynolds ve Prandtl sayısının artmasıyla arttığını, ve nano akışkanda özgül ısının artırmanın ısı transferinin artmasına katkıda bulunduğu tespit edilmiştir. Fakat borudaki basınç düşüşü nano parçacık konsantrasyonunun artmasıyla oldukça artmıştır.

Narrein ve Muhammed, farklı nano parçacık tiplerinin (Al_2O_3 , SiO_2 , CuO, ZnO), baz sıvı tiplerinde (su, etilen, glikol, motor yağı), laminar koşullar altında helisel sargılı tüp ısı değiştiricilerinde nano parçacıkların çap (25-80 nm) ve hacim konsantrasyonlarının (0-4 %) hidrolik ve termal özelliklerine ilişkin sayısal incelemesini gerçekleştirmişlerdir [12]. Elde ettikleri sonuçlar, nano akışkanların helisel olarak sarılmış borulu ısı değiştiricilerinin ısı özelliklerini ve performansını artırabildiğini, fakat basınç kaybının hafif bir artışı ile birlikte olduğunu belirtmiştir. Hatta CuO - su nano akışkanı kullanımında Nusselt sayısının en yüksek değere ulaştığı ve ayrıca dönme hareketinin ısı transfer oranını arttırdığı tespit edilmiştir.

Kahani ve diğerleri helisel bobinler boyunca ısı transfer davranışı ve basınç düşüşünde Al_2O_3 - su nano akışkanı için kavislilik oranının ve bobin eğiminin etkisini deneysel olarak araştırmışlardır [13]. Nano akışkanların bütün konsantrasyonlarında ısı transfer oranının ve basınç kaybının saf suya kıyasla çok daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. Üstelik, ısı transfer hızı kavisli bobinlerin ve kavislilik oranının artmasıyla geliştirilmiş ve ısı transfer oranı düz tüpte akan saf suya oranla %320'ye kadar artabileceği tespit edilmiştir.

Fakoor-Pakdaman ve arkadaşları tarafından dikey helisel bobin tüplerin içerisinde akan MWCNT/ısı transfer yağı nano akışkanın genel performansı ve termo fiziksel özellikleri deneysel olarak incelenmiştir [14-15]. Çalışma sıvıları olarak %0.1, %0.2 ve %0.4 parçacık ağırlık konsantrasyonlarına sahip saf ısı transfer yağı ve nano akışkanlardan yararlanılmıştır. Nano kanatçıların çapı ile tüp çapı oranı 1.6 ile 6.1 ve bobin çapının tüp çapına oranı 14.1 ile 20.5 arasında değişen çok çeşitli değişkenler göz önünde bulundurulmuştur. Testi yapılan helisel sarmal tüplerin genel performansı, performans indeksine göre değerlendirilmiş ve optimum çalışma koşulları belirlenmiştir. Hem ısı transferi artırım teknolojileri hem sarmal bobinlerin, hem de nano akışkanların eş zamanlı kullanımı için 6.4 'e kadar ulaşan ısı değiştiricisi etkinlik katsayısı elde edilmiştir.

Akbaridoust ve arkadaşları tarafından sabit duvar sıcaklığında helisel bobin tüplerde nano akışkanın laminer akış ve taşınım ısı davranışı sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir [16]. Farklı kavislilik ve burulma oranları kullanılmıştır. Sayısal ve deneysel sonuçlar arasında gözlenen farkın ihmal edilebilir olması için dağılım modeli uygulanmış ve model bobin tüpler için uygulanacak şekilde düzenlenmiştir. Daha büyük eğrilik oranına sahip tüpler için ısı transferinde daha fazla artış olduğu gözlenmiştir. Ayrıca bu geliştirilmiş ısı transfer metodlarının performans değerlendirmesi sunulmuştur. Düz tüplerde nano akışkanının kullanımıyla karşılaştırıldığında daha büyük eğrilığe sahip olan sarmal bir tüpte temel sıvının kullanılmasının ısı transferini daha etkili bir şekilde arttırdığı sonucuna ulaşılmıştır.

Jamal-Abad ve diğerleri sabit duvar sıcaklığı koşullu laminar akış rejiminde bir spiral bobin içinde akan alüminyum - su ve bakır - su nano akışkanların ısı transfer katsayısını ve sürtünme faktörünü literatüre sunmuşur [17]. Farklı hacim konsantrasyonlarla (%0.55, %1.12, %2.23) çeşitli uygulamalı şartlarda su ve iki çeşit nano akışkanı için deneyler yapılmıştır. Akışın ısı transferi sabiti basınç kaybı üzerinde Graetz sayısı, duvar sıcaklığı, nano akışkan parçacık konsantrasyonu olarak farklı değişkenlerin etkisi araştırılmıştır. İkinci akış tarafından meydana gelen farklı nano akışkanları için Nusselt sayısı salınımı görülmüştür. Termal performans artışında sarmal bobin uygulamalarının daha etkili olduğunun sonucuna varılmıştır.

Çalkalanmış bir kapta nano akışkan kullanılarak ısı transfer performansındaki artış deneysel olarak Perarasu ve arkadaşları tarafından incelenmiştir [18]. Bu çalışmanın yürütülüşünde disk türbini ve üç farklı hacim konsantrasyonunda (%0.1, %0.2, %0.3) TiO_2 - su nano akışkanı ile sarılmış, karıştırılmış kap kullanılmıştır. Disk türbinin hızının artmasıyla ve TiO_2 - su nano akışkanın hacim konsantrasyonunun artmasıyla Nusselt sayısının arttığı bulunmuştur. Isı transfer oranında yaklaşık %3-17.5 'lik bir artış gözlemlenmiştir.

Aly iki borulu helisel bobin ısı değiştiricisinin termal performansını farklı oranlarda nano parçacık ilavesiyle türbülanslı akış koşulu altında incelemiştir [19]. Helisel bobin ısı değiştiricisinin termal performansını hacimsel olarak %0.5, %1 ve %2 Al_2O_3 nano parçacık ilavesi durumlarını Dean sayısına ve kütleli debiye göre incelemiştir. Dean sayısının artışı ve nano parçacık oranının artmasıyla termal performansın arttığı sonucuna ulaşmışlardır.

Bu tez çalışmasında konu ile ilgili yukarıda bahsedilen literatür çalışmalarından farklı olarak nano parçacığın her iki boruda da ilavesiz olduğu durum ile iç borudaki akışkana, dış borudaki akışkana ve her iki borudaki akışkanada nano parçacık ilave edildiği durumların termal performansları gözlemlenmiş ve kıyaslanmıştır. Böylece nano parçacık ilavesinin hangi şartlarda ve hangi helisel boruya ilave etmenin termal performansa katkı sağlayacağını tespit etmek amaçlanmıştır.

2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Isı değiştiricisi, iki veya daha fazla akışkan arasında, katı yzeyler arasında veya katı parçacıklar ile akışkan arasında, farklı sıcaklıklarda ısı enerjisi (entalpi) aktarmak için kullanılan cihazdır. Isı değiştiricilerinde genellikle harici ısı ve iş etkileşimi yoktur. Tipik uygulamalar, ilgili bir akışkan akımının ısıtılmasını veya soğutulmasını ve tek veya çok bileşenli akışkan akışlarının buharlaşmasının veya yoğunlaşmasının yapılmasını içerir. Diğer uygulamalardaki amaç, ısıyı geri kazanmak, uzaklaştırmak veya bir işlem sıvısını sterilize etmek, pastörize etmek, parçalamak, damıtmak, konsantre etmek, kristalleştirmek veya kontrol etmek olabilir. [20]

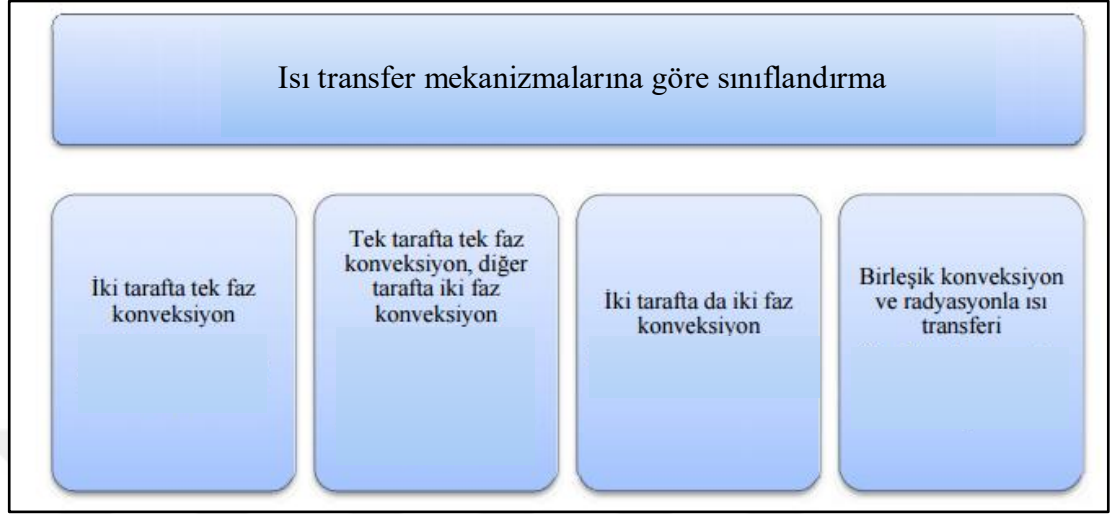
2.1. Isı Değiştiricilerinin Sınıflandırılması

Güç üretimi olan çoğu kimyasal mühendislik fabrikalarında ısı değiştiricileri tek alt birim veya birleştirilmiş (çift) alt sistem olarak kullanılır. Bu sistemlerin zamana bağlı olmayan davranışı çok iyi bilinmekle birlikte ve hesaplama yöntemleri ileri derecede geliştirilmiştir. Pratikte çok değişik tiplerde bulunabilen ısı değiştiricileri, ısı geçiş şekline, konstrüksiyon özelliklerine, akış düzenlenmesine, akışkan sayısına veya akışkanların faz değişimlerine göre, çeşitli şekillerde sınıflandırılabilir. [21]

2.1.1. Isı transfer mekanizmalarına göre sınıflandırma

Termal enerjiyi, ısı değiştiricinin bir tarafındaki akışkandan ara yzeye aktarmak için kullanılan temel ısı transfer mekanizmaları; tek faz taşınım (zorlanmış ya da doğal), iki faz konveksiyon (zorlanmış ya da doğal taşınım aracılığıyla yoğuşma veya buharlaşma) ve birleşik konveksiyon ve radyasyon ısı transfer mekanizmalarına göre ısı değiştiricileri şekil 2.1'da gösterilmiştir. Tek faz taşınım ile ısı transferi yapılan değiştiricilere örnek olarak otomotiv radyatörleri, yolcu kabini ısıtıcıları, ekonomizörler gösterilebilir. İki faz konveksiyona ise klimaların buharlaştırıcıları örnek verilebilir. Çok bileşenli iki faz konveksiyon, genellikle hidrokarbonların damıtılması sırasında karışık buharların yoğuşmasında görülür. Bunlara ek olarak;

fosil yakıtlı enerji santrali kazanlarında radyasyon ile ısı transferi önemli bir yer tutmaktadır.



Şekil 2.1. Isı transfer mekanizmalarına göre sınıflandırma [22]

3. YÖNETİCİ DENKLEMLER

Problemin çözümü ve fiziksel prensiplerin anlaşılabilmesi için matematiksel denklemler ile gerçekleşen olayın fiziksel yapısı ortaya çıkarılması gerekmektedir. Diferansiyel denklemlerin sayısal metotla çözülebilmesi için, sınır şartlarının ve yok edilecek değişkenlerin, olayın fiziksel yapısına göre verilmesi gerekmektedir. Tez çalışmasında kullanılan süreklilik, momentum, enerji, türbülans denklemleri, ısı transferi ve akış parametreleri aşağıda verilmiştir. Tez çalışmasında türbülanslı akış olduğu için süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin RANS formu kullanılmıştır. RANS, Navier-Stokes denklemlerinin türbülanslı akış için geliştirilmiş bir formudur. Bu yaklaşımda x,y,z yönündeki hız büyüklükleri salınım hızı ve ortalama hızın toplamı olarak yazılmaktadır.

3.1. Süreklilik Denklemi

Süreklilik denklemi akışkanın hareketi sırasında kütesinin korunumunu ifade etmektedir. Tez çalışmasında akış, zamandan bağımsız halde olduğu için yoğunluğun zamana bağlı değişimini ifade eden türev sifira eşit olur bu sebepten dolayı bu terim hesaplamalara katılmamıştır. Ayrıca yoğunluk, sabit olarak kabul edildiği için kısmi türevin dışına alınabilir ve bu durumda süreklilik denklemi aşağıdaki gibi olur.

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

3.2. Momentum Denklemi

Momentum denkleminin kartezyen kordinatlarda x,y ve z yönündeki bileşenleri aşağıdaki gibidir. Tez çalışmasında akış zamandan bağımsız kabul edilmiştir. Akış tipi türbülanslı olduğu için denklemlerde zaman ortalamalı hız büyüklükleri kullanılmıştır. Ayrıca yoğunluk, sabit olarak kabul edildiği için kısmi türevin dışına alınabilir ve bu durumda denklemler aşağıdaki gibi olur.

x-yönündeki momentum denklemi

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} = \quad (3.2)$$

$$v \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial \overline{(u')^2}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{(u'v')}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{(u'w')}}{\partial z} \quad (3.3)$$

y-yönündeki momentum denklemi

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} = \quad (3.4)$$

$$v \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial \overline{(u'v')}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{(v')^2}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{(v'w')}}{\partial z}$$

z-yönündeki momentum denklemi

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial w} = \quad (3.5)$$

$$v \left(\frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial \overline{(u'w')}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{(v'w')}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{(w')^2}}{\partial z} + g_z$$

3.3. Türbülans Denklemleri

Günümüzde akışın doğru şekilde modellenebilmesi için bir çok türbülans denklemi geliştirilmiştir. Bunlardan en ünlü olanı Launder ve Spalding (1974) tarafından geliştirilen standart k -ε türbülans modelidir. Gündelik hayatta birçok problemi kapsar ve çoğu modele göre daha az işlemci gücü gerektirir. Bu modelde akışın tam türbülanslı olduğu, duvar yakınında türbülans gerilim üretim miktarı ile türbülans kinetik enerjisi yutulma miktarının eşit olduğu yerel bir denge durumu kabul edilmiştir. Bu kabul yerel türbülans sayısı olan

$$Re_t = \frac{k^2}{v\varepsilon} \text{ türbülanslı Reynolds sayısının büyük olduğu varsayımına dayanmaktadır.}$$

Bu nedenle standart k -ε türbülans modeli bazen yüksek Reynolds sayılı türbülans

modeli olarak da adlandırılmaktadır. Re_t değerinin 150'den büyük olduğu durumlar genelde yüksek Reynolds sayısı olarak kabul edilmektedir.

Reynolds sayısının düşük olduğu akış durumlarında moleküler viskozitenin etkisi büyüür. Ortalama harekete katkısının yanında moleküler viskozite, üretim, yutulma ve türbülans transportu süreçlerini de doğrudan etkiler.

En sıkça rastlanan düşük Reynolds sayılı türbülans, bir cidar yada duvar üzerinde meydana gelen sınır tabaka akışlarıdır. Kaymayan (no-slip) akış sınır koşulunda, duvarın üzerinde çok ince sonlu bir akış bölgesi meydana gelir. Bu bölgede kaymayan sınır koşulundan dolayı, türbülans büyüklüklerinin tümü yok olur. Bu bölgede yutulma oranı (ϵ), sonlu bir değerde kalırken kinetik enerji (k) sıfır olur ve bu nedenle Re_t duvara yaklaştıkça sıfıra doğru gitme eğilimi gösterir. Sonuç olarak, moleküler viskozite duvara yakın türbülanslı akışlarda baskın bir rol oynar [24].

Bu çalışmada rotasyonal akışlarda daha iyi performans gösteren ve kavisli borudan akan bir akış için en uygun modellerden biri olan standart $k-\epsilon$ türbülans modelinin geliştirilmiş versiyonu Realizable $k-\epsilon$ modeli kullanılmıştır.

3.4. Realizable $k-\epsilon$ Modeli

Realizable $k-\epsilon$ modelini açıklamadan önce, “gerçekleşebilirliği” açıklamak gerekirse türbülansın doğal olarak var olması için gerekli şartları ifade eder. Daha basit bir ifadeyle, çalkantılı hareket tarafından üretilen enerjinin asla negatif olmayacağı anlamına gelir. Koşullara ek olarak, gerçekleşebilirliğin bir başka önemli koşulu, türbülans hareketine katkıda bulunan dalgalanma hızının bileşenleri tarafından oluşturulan ikincil korelasyon miktarının Schwartz'un eşitsizliğini karşılamasıdır. Türbülans olayı da dahil olmak üzere, doğa olayları asla negatif enerjiye sahip olamaz. Doğal olarak türbülans modelimize uyması gereken koşulları tanıtmak biraz garip görünebilir. Bununla birlikte, şu anda var olan türbülans için önerilen birçok modelden, hemen hemen hiçbiri, bu temel koşulu tam olarak tatmin etmemektedir. Bu nedenle, gerçekleşebilir koşulunu karşılayamayan bir türbülans modeli kullanmak, negatif türbülanslı enerjinin tahminine kolaylıkla yol açabilir. Form olarak standart $k-\epsilon$ modeli ile transport denklemleri aynıdır ancak girdap viskozitesi sabiti (C_μ), Realizable $k-\epsilon$ Modelinde, Standard $k-\epsilon$ modelindeki gibi sabit değildir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.6)$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\epsilon}}, \quad U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}}, \quad A_0 = 4.04, \quad (3.7)$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos \phi$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\epsilon_{ij}\omega_k, \quad \Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \epsilon_{ij}\omega_k \quad (3.8)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), \quad W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}}, \quad \tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.9)$$

Bu çalışmada rotasyonel akışları modelleyen parametrelere sahip olduğu için Realizable k- ϵ Modeli kullanılmıştır.

3.5. Enerji Denklemi

Tez çalışmasında sistemde iç ısı üretimi yoktur. Ayrıca yayılım fonksiyonu terimi yani viskoz ısınma, problem düşük hızlarda olduğu için ihmal edilmiştir. Termodinamik özellikler sabit olarak kabul edildiği için kısmi türevin dışına alınabilir ve bu durumda denklemler aşağıdaki gibi olur.

$$\rho c_p \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} + \frac{\partial (\bar{u}'T')}{\partial x} + \frac{\partial (\bar{v}'T')}{\partial y} + \frac{\partial (\bar{w}'T')}{\partial z} \right) = \quad (3.10)$$

$$k \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right)$$

3.6. Boyutsuz Sayılar

Akışkanlar mekaniğinde Reynolds sayısı (Re), bir akışkanın, atalet kuvvetlerinin, viskozite kuvvetlerine olan oranıdır ve sonuç olarak bu değer bu iki tip kuvvetin belli bir akış şartı altında birbirine olan göreceli önemini verir. Bundan ötürü, Reynolds sayısı, düzgün akış ve türbülanslı akış gibi değişik akış rejimlerini nitelemek için kullanılır. Boru içindeki sıkıştırılmaz akışta Re sayısı 2300'den küçük ise laminer

akış, 4000 'den büyük ise türbülanslı akış olarak ele alınır. Arada kalan değerler ise geçiş bölgesi olarak tanımlanır.

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (3.11)$$

Prandtl sayısı momentum yayınının termal yayınına oranıdır. Prandtl sayısı viskoz ve ısı sınır tabakalarının bağıl kalınlıklarını kontrol eder. Pr çok küçük olduğu zaman, bu, ısının çok hızlı nüfuz ettiğini gösterir ve ısı sınır tabakasının momentum sınır tabakasına göre çok daha büyük olduğu anlamına gelir.

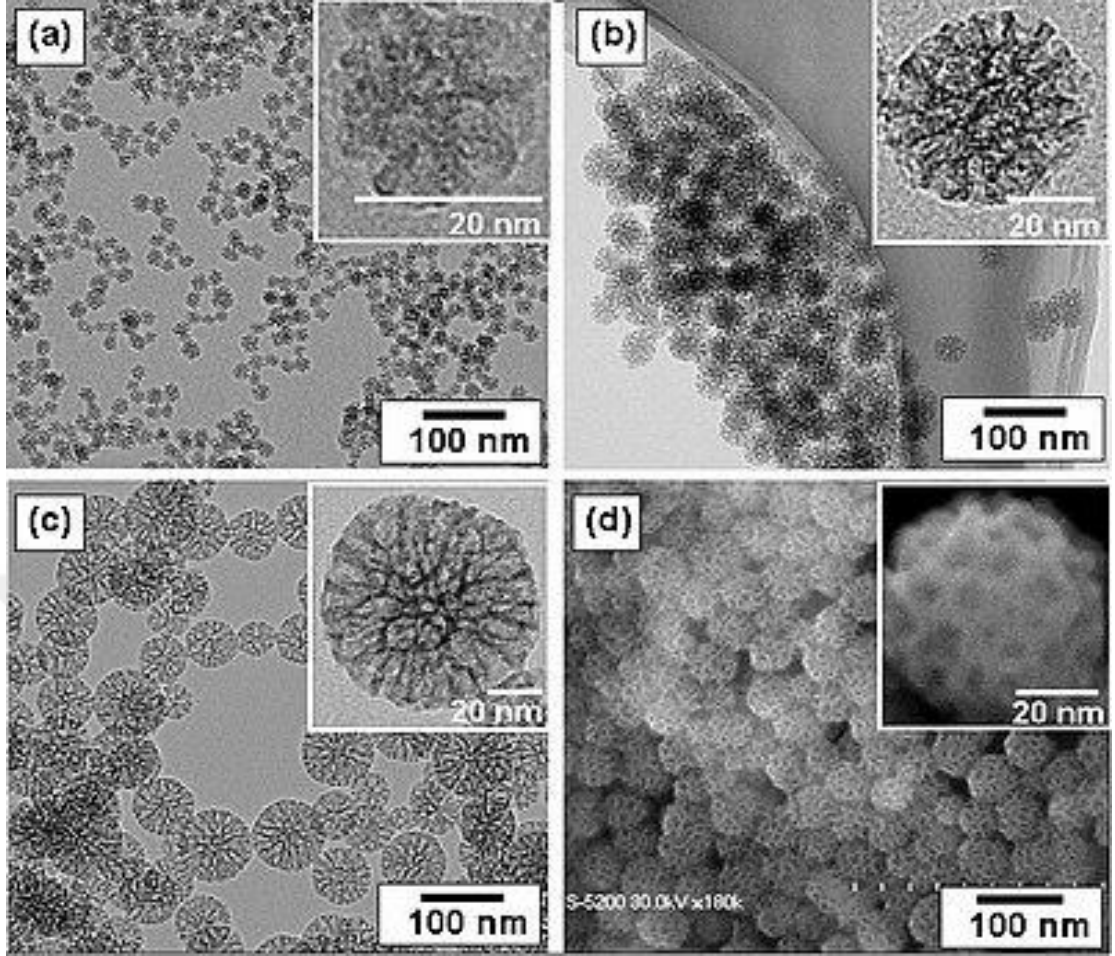
$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.12)$$

Nusselt sayısı, taşınım ısı transfer katsayısının iletim ısı transfer katsayısına oranları arasındaki ilişkiyi ifade eden bir boyutsuz sayıdır.

$$Nu = \frac{hd}{k} \quad (3.13)$$

4. NANO AKIŞKANLAR

Nano akışkan, nano parçacıklar adı verilen nanometre büyüklüğünde parçacıkları belli oranlarda içeren sıvılara denir. Bu sıvılar nanoparçacıkların baz sıvıda kolloidal süspansiyonlarıdır [28] [29]. Günümüzde nano boyutta parçacıklar (ortalama 50 nm boyuta sahip parçacıklar) ısı transferi uygulamalarında temel akışkan içerisine ilave edilmeye başlanmıştır. Nanoakışkanlarda kullanılan nano parçacıklar tipik olarak metallere, oksitlere, karbürlerden veya karbon nanotüplerden yapılır. Yaygın baz sıvıları su, etilen glikol ve yağı içermektedir. Nano akışkan hazırlanmasında iki metot kullanılmaktadır. Tek-adım metodu olarak bilinen yöntemin ana fikri temel akışkan içerisinde nano parçacıklar üretimidir. İki adım metodunda önceden hazırlanmış olan nano parçacıklar temel akışkan içerisine uygun yöntemlerle karıştırılarak süspansiyon oluşturulur. Tek-adım metodu ile karşılaştırıldığında iki-adım metodu metalik parçacıklar için az başarılı olmasına rağmen oksit nano parçacıklar için iyi sonuç vermektedir [30]. Bu akışkanlar basit katı-sıvı karışımları olarak algılanmamalıdır. Düzgün dağılımlı ve kararlı süspansiyon, parçacıklarda zayıf topaklanma etkisi, akışkanın değişmeyen kimyasal özelliği gibi bazı özel haller istenmektedir. Genelde, nano akışkan süspansiyonu hazırlamada kullanılan metotlar; süspansiyonun pH değerini değiştirmek, yüzey aktivatörler kullanımı, ultrasonik titreşim cihazlarının kullanımınıdır. Homojen parçacık dağılımının sağlanması ve topaklanmanın azaltılması için ultrasonik ekipman kullanımının dışında yüzey aktivatörleri eklenmesi ve pH kontrolü gibi metotlar da kullanılmaktadır. Tüm bu teknikler, kararlı süspansiyon elde etmek için parçacıkların kümelenmesini ortadan kaldırmayı ve asılı parçacıkların yüzey özelliklerini değiştirmeyi amaçlamaktadır. Nano akışkanlarda kullanılan nano parçacıkların boyutları nm cinsinde farklı ölçülerde olabilmektedir. SiO₂ nano parçacığına ait boyutları gösteren görüntü Şekil 4.1'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1. SiO₂ Nano parçacığına ait farklı boyutları gösteren geçirimli elektron mikroskobu görüntüsü a) 20 nm çapında b) 40 nm çapında c) 80 nm çapında d) taramalı elektron mikroskobunda 45 nm çapında nano parçacık görüntüsü [44]

Nano parçacık ilavesi ile karışım sıvısının özellikleri değişmektedir. Bu konuda yapılan çalışmalarda nano parçacık çapına göre kapsanan aralık için farklı korelasyonların olduğu görülmüştür. Tez çalışmasında Şekil 4.1b'ye ait görüntüde belirtilen 40 nm çapında nano parçacık boyutu kullanılmıştır.

Yapılan çalışmalarda nano akışkanların yaygın kullanılan karışımlara göre tortulaşma, akışı engelleme ve basınç düşümü gibi problemlerde çok daha iyi oldukları tespit edilmiştir. Nano akışkan bileşiminde en büyük problem topaklanmadır. Topaklanmayı önlemek için parçacıkların ve çözeltilerin özelliklerine bağlı olarak süspansiyona uygun bir yüzey aktivatörü veya seyreltici çok az miktarda ilave edilmektedir. Genelde kullanılan aktivatörler ve seyrelticiler thioller, oleik asit ve laurate tuzlarıdır [31].

Nano-akışkanlar, mikroelektronik, yakıt hücreleri, farmasötik işlemler ve hibrit motorlar, motor soğutma / araç termik yönetimi, ev tipi buzdolabı, soğutucu, ısıtıcı gibi pek çok uygulamada ısı transferindeki birçok yöntemde potansiyel olarak faydalı olmasını sağlayan özelliklere sahiptir [32]. Temel sıvıya kıyasla gelişmiş termal iletkenlik ve taşınımsal ısı transfer katsayısı sergilerler. Nanoakışkanların reolojik davranışlarının bilinmesi, taşınımsal ısı transfer uygulamaları için uygunluklarına karar vermede kritik olduğu tespit edilmiştir [33] [34].

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) gibi analizlerde, nano-akışkanların tek fazlı akışkanlar olduğu varsayılabilir. Bununla birlikte, hemen hemen tüm yeni akademik makaleler iki aşamalı bir varsayım kullanır. Nano-akışkanın fiziksel özelliklerinin, hem bileşenlerin hem de konsantrasyonlarının özelliklerinin bir fonksiyonu olarak alındığı tek fazlı akışkanların klasik teorisi uygulanabilir. Alternatif bir yaklaşımda, iki bileşenli bir model kullanarak nanoakışkanlar simüle edilebilmektedir [35].

4.1. Nano Parçacık Kullanılarak Karışım Sıvısının Özelliklerinin Belirlenmesi

Nano parçacığın baz sıvı ile karışımı ile birlikte sistemde kullanılan akışkanın termal ve fiziksel özellikleri değişmektedir. Karışım oranı, sıcaklığı, karışım türü, kullanılan bileşenlerin kimyasal özellikleri ve benzeri durumlar dikkate alınarak nano akışkanlar ile ilgili bir çok korelasyon geliştirilmiştir. Karışımın fiziksel özelliklerinin belirlenmesi için tez çalışmasında kullanılan korelasyonlar, yukarıda bahsedilen parametrelerin göz önünde bulundurulmasıyla belirlenmiştir.

Yoğunluk [48]:

$$\rho_{nf} = \varphi\rho_p + (1 - \varphi)\rho_{bf} \quad (5.1)$$

Özgül ısı [46]:

$$C_{p,nf} = \frac{\varphi(\rho C_p)_{np} + (1 - \varphi)(\rho C_p)_{bf}}{\varphi\rho_{np} + (1 - \varphi)\rho_{bf}} \quad (5.2)$$

Isı iletim katsayısı [47]:

$$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 1 + 8,733\varphi \quad (5.3)$$

Dinamik viskozite [47]:

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = \exp\left(\frac{5,989\varphi}{0,278 - \varphi}\right) \quad (5.4)$$

Yukarıda verilen korelasyonlar 20°C ile 60°C arasında, hacimsel karışım oranı 0.1% ile 2.0% arasında ve ortalama nano parçacık çapı 40 nm olan karışımlar için geçerlidir ve tez çalışması bu sınırlar içerisindedir. Bu şartlara uygun korelasyonlara bağlı olarak hacimsel %2 oranında Al₂O₃ nano partükül ilave edilmesi halinde iç ve dış boruda bulunan nano partükül katkılı sıvının ilgili korelasyonlara göre fiziksel özellikleri Tablo 4.1’de verilmiştir.

Tablo 4.1. Karışım sıvısının fiziksel özellikleri

Karışım sıvısının fiziksel özellikleri		
1. Durum	İç boru	Dış boru
Nano parçacık oranı	%0	%0
Yoğunluk (kg/m ³)	994	998
C _p (J/kg K)	4178	4181
k (W/m K)	0,625	0,606
Viskozite (kg/m s)	0,000725	0,00096
2. Durum	İç boru	Dış boru
Nano parçacık oranı	%2	%0
Yoğunluk (kg/m ³)	1052,12	998
C _p (J/kg K)	3933,499	4181
k (W/m K)	0,734163	0,606
Viskozite (kg/m s)	0,001153	0,00096
3. Durum	İç boru	Dış boru
Nano parçacık oranı	%0	%2
Yoğunluk (kg/m ³)	994	1056,04
C _p (J/kg K)	4178	3937,185
k (W/m K)	0,625	0,711844
Viskozite (kg/m s)	0,000725	0,001527

Tablo 4.1. (Devam) Karışım sıvısının fiziksel özellikleri

1. Durum	İç boru	Dış boru
Nano parçacık oranı	%2	%2
Yoğunluk (kg/m ³)	1052,12	1056,04
C _p (J/kg K)	3933,499	3937,185
k (W/m K)	0,734163	0,711844
Viskozite (kg/m s)	0,001153	0,001527

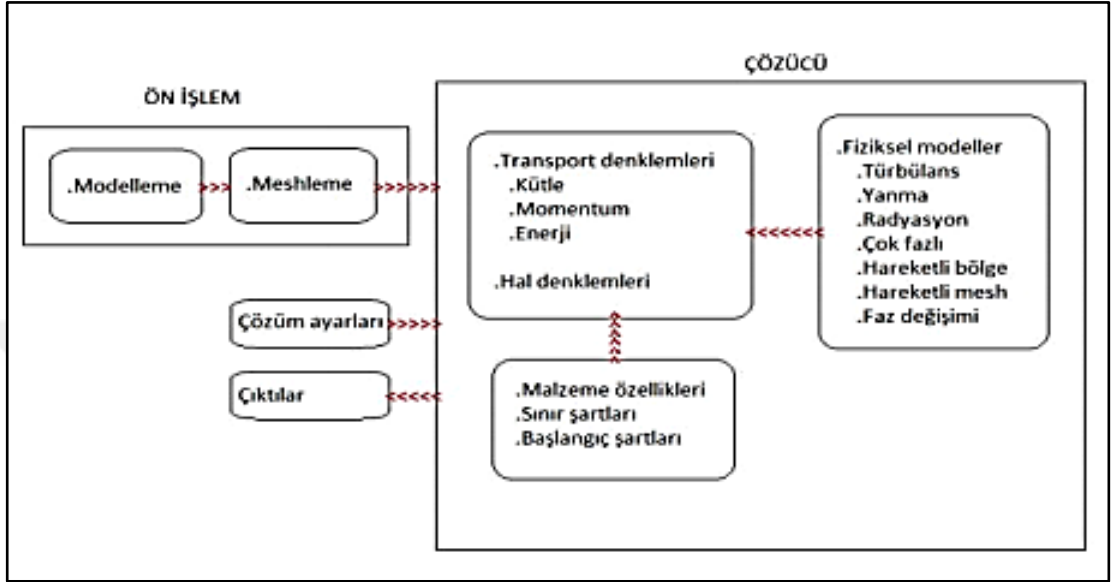
5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, HAD (Computational Fluid Dynamics, CFD) ilgili alanda detaylı hesaplamaların yapılabildiği, akış alanı ve diğer fiziksel detayların gösterilebildiği, bilgisayar tabanlı bir mühendislik yöntemidir. HAD analizleri mühendislik hesaplamalarında, akışkan davranışının doğru tespit edilmesi oldukça önemlidir. Analitik yöntemlerle doğrudan hesaplanamayan karmaşık modellerde, ısı transferi, basınç kayıpları, akış hızları gibi verilerin sayısal yöntemlerle, parçanın tasarım aşamasında iken belirlenmesi, zaman ve maliyet açısından üreticiye önemli avantajlar sağlamaktadır.

HAD sayısal metotları kullanarak akışkan hareketinin uzay ve zamana göre olan değişimini tahmin etmek amacıyla kullanılan yaygın bir yöntemdir. Burada akış alanı sonlu sayıda hacme bölünerek, bu hacimler arasındaki bağlantılar düğüm olarak adlandırılan noktalar ile yapılır. Bütün elemanlar için akışkan hareketini tanımlayan Navier - Stokes denklemleri bütün noktalarda geçerli olarak kabul edilir. Bütün hacimler için, Navier – Stokes denklemlerinin uygulanması sonucu elde edilen sonlu sayıdaki denklem sistemi ile çözülür. Ancak her bir hacimde ki akış karakteristiklerinin hesaplanması zor olduğundan dolayı, bu zorluğu aşmak amacıyla hacimler, özellikle akış karakteristiklerinin değişimlerinin büyük olduğu süreksizlik bölgelerinde (duvarlar ve köşeler) birbirine çok yakın olarak seçilir. Fakat bu değişimlerin küçük olduğu diğer bölgelerde hacimler birbirinden çok uzak olarak belirlenebilir. Hacimlerin oluşturulması ve sayısı, kullanılan sayısal çözüm yöntemine ve bilgisayar kapasitesine bağlıdır. Ek olarak akış olayı ve akış alanı geometrisi de hacimlerin oluşturulmasında önemli rol oynamaktadır. Hesaplama zamanı birkaç dakikadan birkaç güne kadar etkenlere bağlı olarak değişiklik göstermektedir [25].

HAD programları sayesinde gerçekçi sonuçlara çok yakın veriler elde edilmekte olduğu için deney için gerekli olan tasarım değişkenleri çok kısa sürede ve çok daha az maliyetle belirlenebilmektedir. Bu programların yaygın bir şekilde kullanılmasıyla

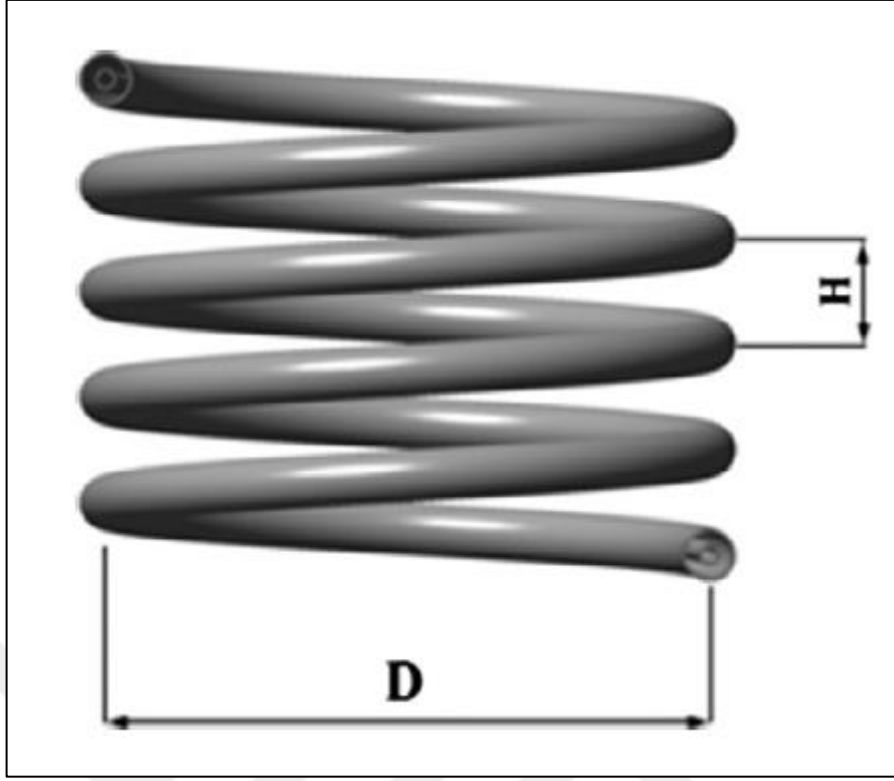
beraber akış analizleri için yapılan deney sayıları azalmıştır. Böylece çok fazla tasarım işlemine gerek kalmadan temel ihtiyaçlar belirlenerek deneyler kolaylıkla gerçekleştirilebilmektedir. HAD programları sağladıkları bu avantajlarla birlikte maliyet açısından da önemli derecede tasarruflar sağlamaktadır.



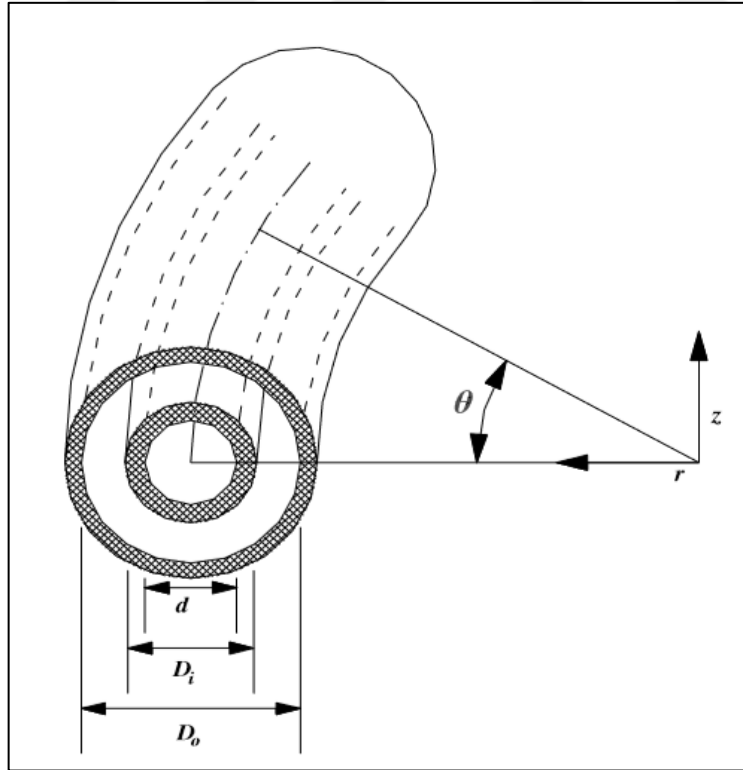
Şekil 5.1. HAD genel prosedür yapısı [26]

5.1. Geometrik Model

Tez çalışmasında kullanılan geometri Solidworks programında katı model olarak çizilerek; 240 mm bobin çapı ve her turda 31,74 mm yüksekliği ve 4,5 tur dönme sayısı olan helisel bobin elde edilmiştir ve Şekil 5.2’de gösterilmiştir. İç borunun iç çapı 4,75 mm ve dış çapı 6,35 mm olarak belirlenmiştir. Dış borunun iç çapı 14,07 mm olarak belirlenmiş olup böylece 3 farkı hacim oluşturulmuştur ve boyutlar Tablo 5.1’de gösterilmiştir. Bu hacimler, iç borunun sıvı hacmi, iç borunun katı hacmi ve dış borunun sıvı hacmidir. Dış borunun katı hacmi hesaplara katılmamıştır. Bunun sebebi hem dış yüzeye adyabatik duvar sınır şartı verilecek olması hem de θ yönünde katı hacimde iletimle ısı transferinin sonuçları değiştirmeyeceği varsayılarak ağ yükü ciddi oranda azaltılmıştır.



Şekil 5.2. a) Helisel bobin ısı değiştiricisi modelleri



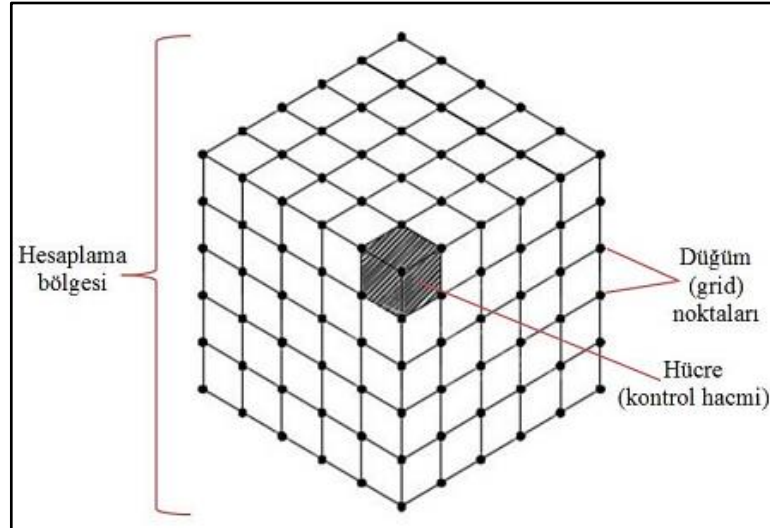
Şekil 5.2. b) Helisel bobin ısı değiştiricisi kesit görüntüsü

Tablo 5.1. Helisel bobin ısı değiştiricisi boyutları

Tur sayısı	4,5
D	240 mm
H	31,74 mm
D	4,75 mm
Di	6,35 mm
Do	14,07 mm

5.2. Ağ Yapısı ile İlgili Parametreler

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde, problemin çözümlünde kullanılan yönetici denklemlerin çözümlünün doğruluğu için ağ yapısı çok büyük önem arz etmektedir. Çözüm için kullanılan denklemlerin çözümlünü kolaylaştırmak amacıyla problemin sınır şartları içerisinde sonlu sayıda nokta oluşturulur. Bahsi geçen çözüm noktalarından bir bölge seçilerek hesaplama bölgesi oluşturulur ve HAD analizinde bu işleme ağ yapısı oluşturma denir. Ağ yapısındaki sonlu noktaların her birine ağ noktası, çözüm noktası veya düğüm noktası adı verilir. Hesaplama bölgesinde oluşturulan ağ (örgü) yapısı küçük birimlere dönüştürülerek hücre elemanları oluşturulur. Bu hücre elemanları 2-boyutlu problem çözümlerinde alan olarak, 3- boyutlu problem çözümlerinde ise hacim olarak hesaplanır.



şekil 5.3. Ağ yapısı [26]

Oluşturulan ağ (örgü) yapısının kalitesi HAD analizlerinden çıkarılan sonucunda niteliğini etkilediği için bu yapının özenle ve dikkatle seçilmesi esastır. Bu özenli ve

dikkatli seçime yardımcı olmak için bazı ticari HAD yazılımlarında ağ kalitesini gösteren parametreler bulunur. Bu parametrelerden bir tanesi de oluşturulan ağ yapısındaki hücrelerin geometrik yapısı ile çarpıklık ölçüsü (skewness) değeridir ve Tablo 5.2’de gösterilmiştir. Çarpıklık ölçüsü, ideal geometrik yapıların (kare, üçgen, çokgen vb.) ne kadar yakın olduklarının anlaşılmasına yarayan bir değerdir.

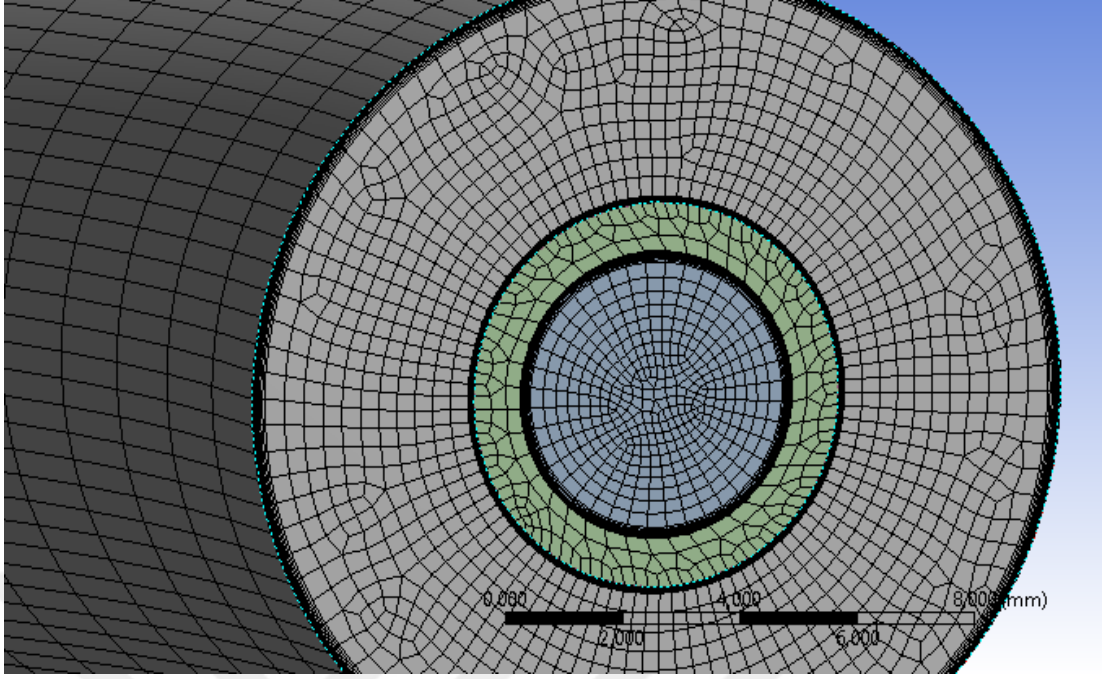
Tablo 5.2. Çarpıklık ölçüsünün değerine göre çizelge

0-0.25	0.25-0.5	0.5-0.8	0.8-0.95	0.95-0.98	0.98-1.0
Mükemmel	Çok iyi	İyi	Vasat	Yetersiz	Kötü

Ağ yapısının kalitesini anlamak için diğer bir değerlendirme de hücre iç yüzeylerinin vektörleri ile normal yüzey vektörleri arasındaki açı değeri olarak bilinen diklik kalitesidir. Bu değer de aynı şekilde 0-1 arasında değerler alır. Fakat çarpıklık ölçüsü değerlerinden farklı şekilde diklik kalitesinde değerler 0’a yaklaştıkça ağ yapısının iyi olmadığını ifade ederken 1’e yaklaşırken ise ağ yapısındaki kaliteli hücre bölümlerinin daha çok olduğunu belirtmektedir.

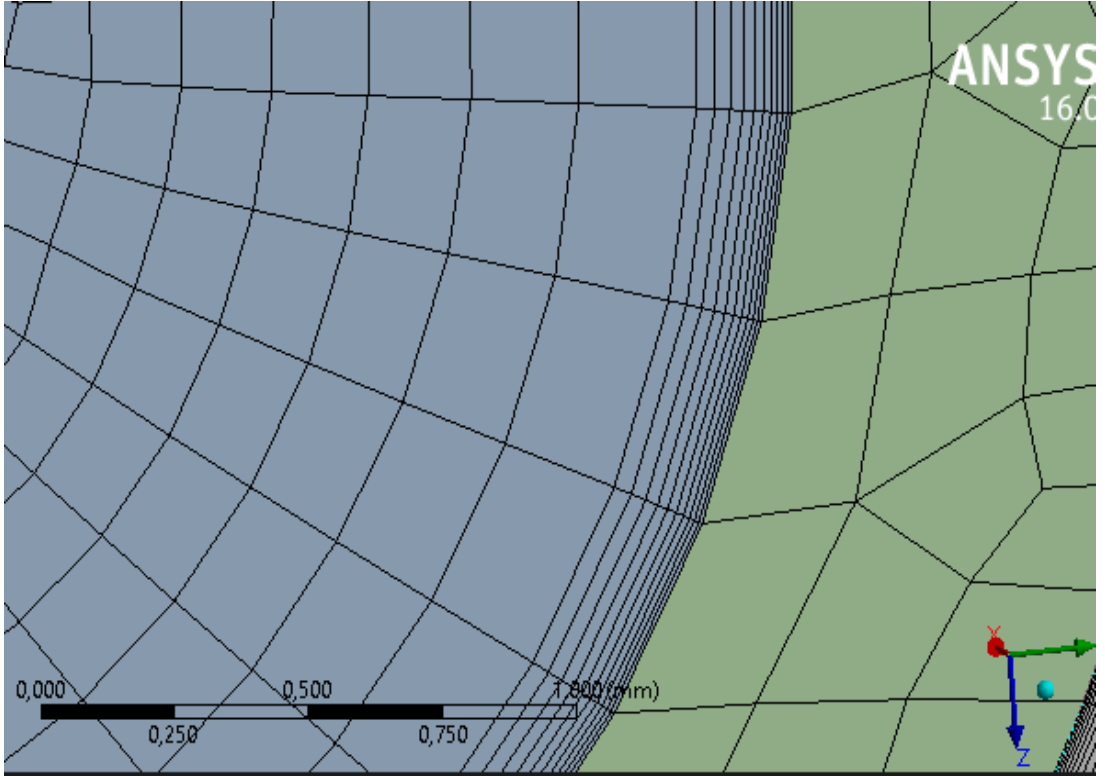
5.3. HAD Analizlerinde Kullanılan Ağ Yapısı

Analizlerde kullanılacak ağ yapısı ANSYS mesh model programında oluşturulmuştur. Öncelikle geometrik model, helisel boru boyunca parçalara bölünmüş daha sonra giriş ve çıkış yüzeylerinde yüzey ağ yapıları oluşturulup Şekil 5.4’ te gösterilmiştir.



Şekil 5.4. Ağ yapısı görüntüsü

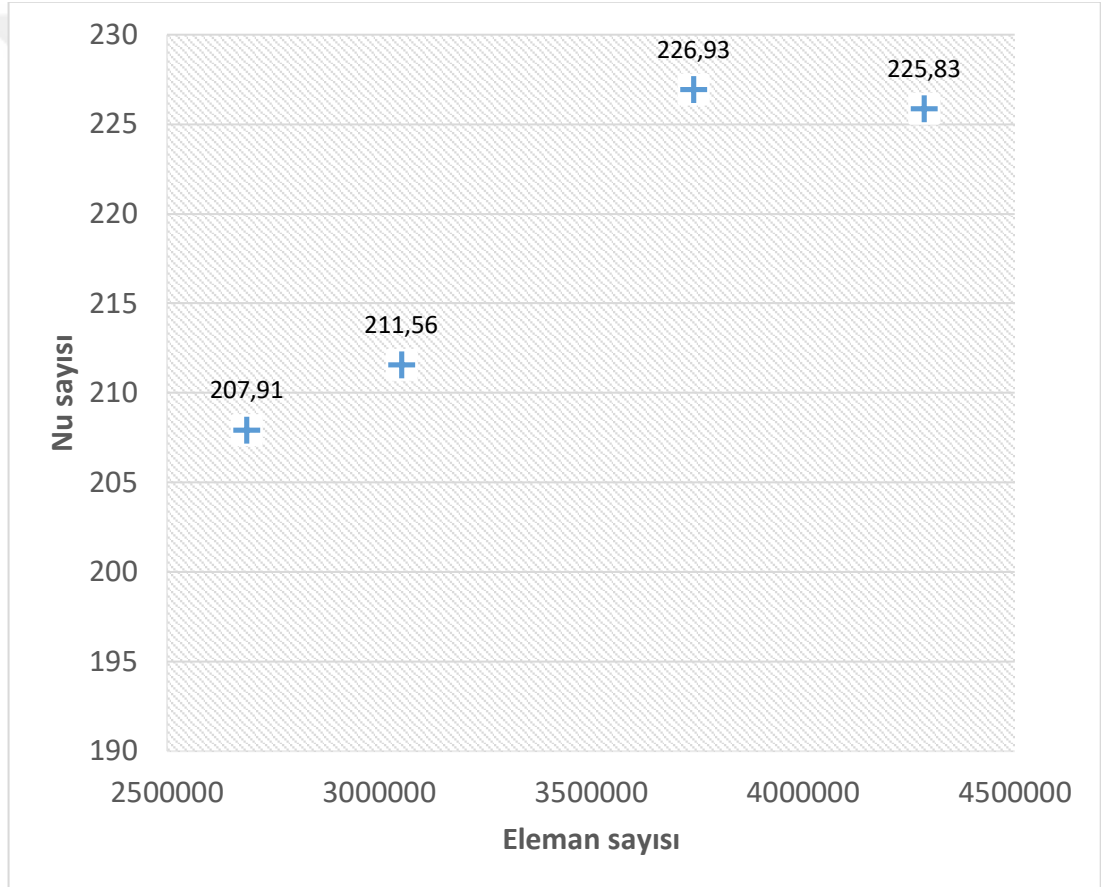
Son aşamada inflation komutu ile y^+ değeri 1'e eşit olacak şekilde duvara en yakın ağ çizgisi uzaklığı ayarlanmıştır. Yakınlaştırılmış ağ görüntüsü Şekil 5.5' te gösterilmiştir.



Şekil 5.5. y^+ değerinin 1 e eşitlenmiş haldeki ağ yapısı görüntüsü

5.4. Ağ Yapısı Bağımsızlık Testi

Sonuçların ağ yapısından bağımsız olduğunu tespit etmek amacı ile en kritik bölgeye ve Re sayısının en büyük olduğu duruma göre Nu sayıları aşağıdaki Şekil 5.6’da gösterilmektedir. Sırasıyla 2688000, 3052500, 3742200, 4285600 eleman sayısına göre elde edilen Nu sayıları sırasıyla 207.91, 211.56, 226.93 ve 225.83’dir. Grafikte de görüldüğü gibi 3742200 eleman sayısından sonra sonuçlarda ciddi bir değişiklik görülmemiş ve sonuçlar doğrulanmıştır. Bu sebeple hem güvenilirlik hem de zaman yönetimi açısından 4285600 eleman yerine çalışmalarda 3742200 eleman sayılı model kullanılmıştır.



Şekil 5.6. Ağ yapısı bağımsızlık testi (Dış borudaki akışkan debisi 25 l/dk ve giriş sıcaklığı 20 °C)

6. DOĞRULAMA ÇALIŞMASI

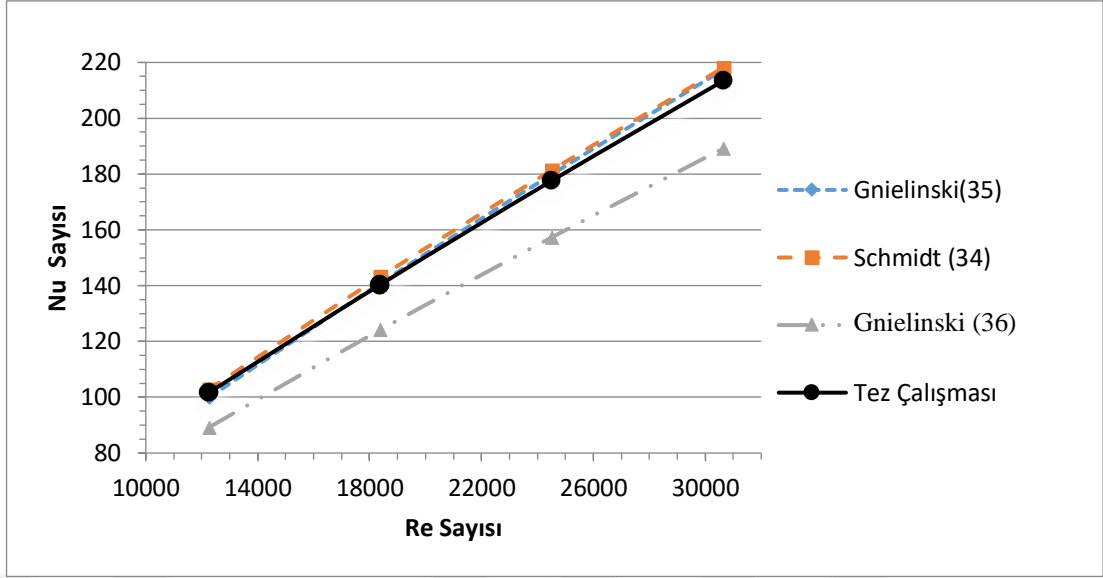
Dış borudaki akışkan olan saf su için 20 litre/dakika ve 20 °C sınır şartı verilmiş olup iç borudaki akışkan olan saf su için sıcaklığı 50 °C ve giriş debisi 2,3,4,5 litre/dakika olarak 4 farklı durumun sınır şartı verilip sonuçlar grafik haline getirilmiş Şekil 6.1’de gösterilmiştir. Aynı sınır şartları altında elde edilen sonuçlardan biri olan sürtünme faktörünün grafiği ise Şekil 6.2’de verilmiştir. İç borudaki akışkan olan saf su için 4 litre/dakika ve 50 °C sınır şartı verilmiş olup dış borudaki akışkan olan saf su için sıcaklığı 20 °C ve giriş debisi 10,15,20,25 litre/dakika olarak 4 farklı durumun sınır şartı verilip sonuçlar grafik haline getirilmiş ve Şekil 6.3’te gösterilmiştir. Aynı sınır şartları altında elde edilen sonuçlardan biri olan sürtünme faktörünün grafiği ise Şekil 6.4’te verilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi, bu çalışmada elde edilen CFD sonuçları literatürdeki diğer korelasyonlarla kıyaslanmış olup tutarlı ve oldukça yakın sonuçlar elde edilmiştir. Böylece tez konusu olan özgün çalışmanın doğruluğu onaylanmıştır. Çalışma şartlarına uygun ve doğrulama çalışmasında kullanılan literatürdeki korelasyonlar Tablo 6.1’de verilmiştir.

Tablo 6.1. Literatürde doğrulama çalışmasında kullanılmış korelasyonlar ve uygulama şartları

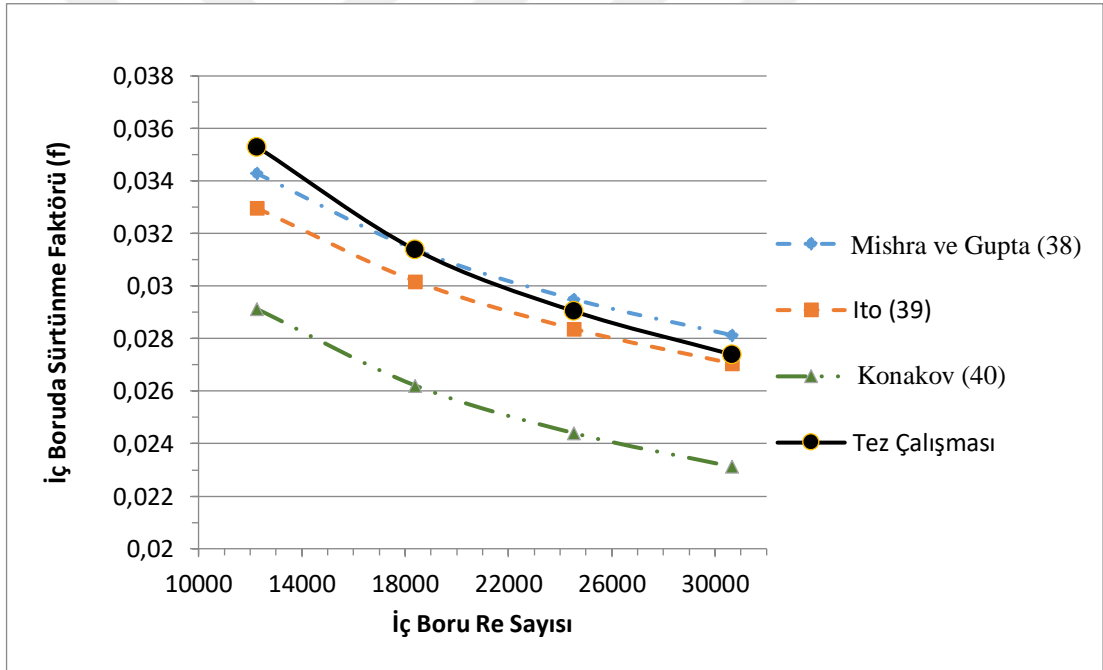
Yazar	Korelasyon	Şartlar
Schmidt [36]	$\frac{Nu}{Nu_s} = 1 + 3,6(1 - \delta)\delta^{0,8}$	$2 \times 10^4 \leq Re \leq 1,5 \times 10^5$
Gnielinski [37]	$Nu = \frac{Pr Re \left(\frac{f}{8}\right)}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$ $f = 0,3164 Re^{-0,25} + 0,03 \delta^{0,5}$	$Re > 2,2 \times 10^4$

Tablo 6.1. (Devam) Literatürde doğrulama çalışmasında kullanılmış korelasyonlar ve uygulama şartları

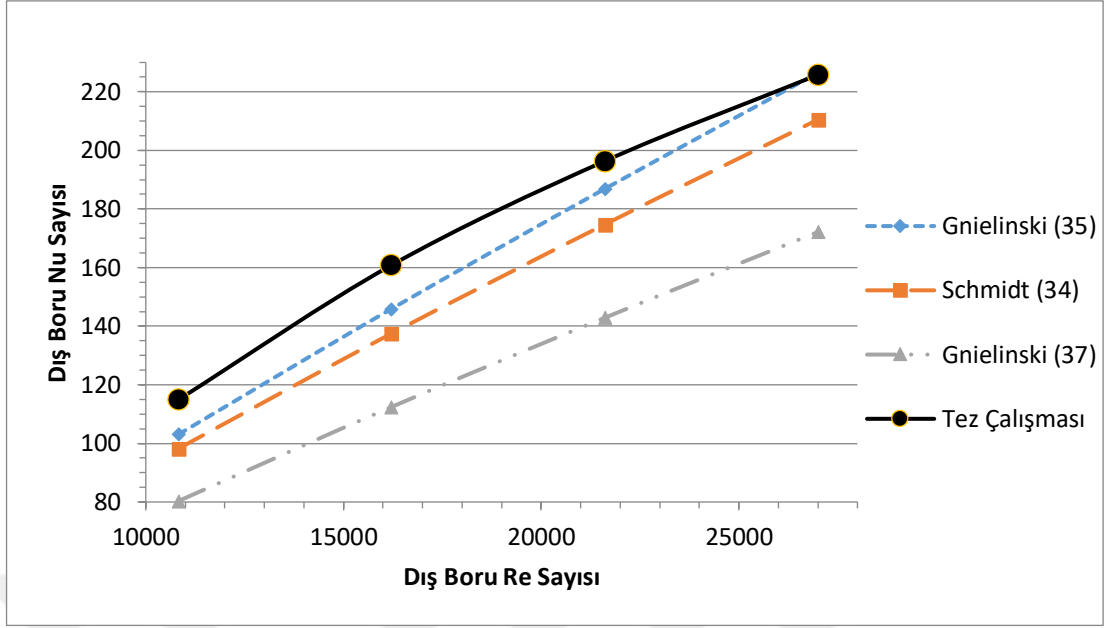
Gnielinski [38] (Düz dairesel boru)	$Nu_s = \frac{PrRe \left(\frac{f_s}{8}\right)}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{f_s}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_h}{L}\right)^{2/3}\right]$ $f_s = (1,8 \log_{10} Re - 10,4)^{-2}$	$10^4 \leq Re \leq 10^6$ $0,1 \leq Pr \leq 1000$
Gnielinski [39] (Düz halkasal boru)	$Nu_s = \frac{PrRe \left(\frac{f_{ann}}{8}\right)}{k_1 + 12,7 \sqrt{\frac{f_{ann}}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_h}{L}\right)^{2/3}\right] F_{ann} K$ $k_1 = 1,07 + \frac{900}{Re} - \frac{0,63}{(1 + 10Pr)}$ $F_{ann} = 0,75 a^{-0,17}, K = \left(\frac{Pr_b}{Pr_w}\right)^{0,11}$ $f_{ann} = (1,8 \log_{10} Re^* - 1,5)^{-2}$ $Re^* = Re \frac{(1 + a^2) \ln a + (1 - a^2)}{(1 - a^2) \ln a}$	$Re > 10^4$
Mishra ve Gupta [40]	$f = f_s + 0,03 \delta^{0,5}$ $f_s = 0,3164 Re^{-0,25}$	$4500 < Re < 10^5$
Ito [41]	$f = 0,304 Re^{-0,25} + 0,029 \delta^{0,5}$	$0,034 < Re \delta^2 < 300$
Konakov [42] (Düz dairesel boru)	$f_s = (1,8 \log_{10} Re - 1,5)^{-2}$	
Xin ve diğerleri [43]	$f = 0,02985 + 75,89 \left[0,5 - \frac{\text{atan}\left(\frac{Dn - 39,88}{77,56}\right)}{\pi}\right] \delta^{1,45}$	$35 \leq Dn \leq 2 \times 10^4$ $21 \leq \delta^{-1} \leq 32$ $1,61 \leq a \leq 1,67$



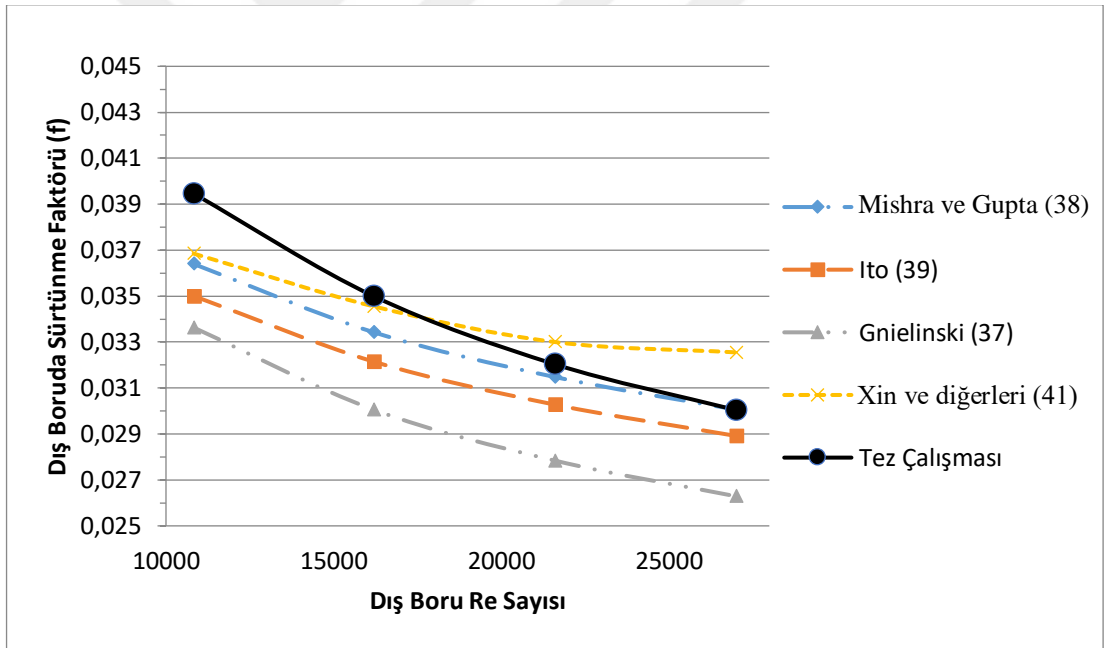
Şekil 6.1. Dış boru 20 litre/dakika debi şartına sahipken iç boruda Nu-Re kıyaslaması



Şekil 6.2. Dış boru 20 litre/dakika debi şartına sahipken iç boruda f-Re kıyaslaması



Şekil 6.3. İç boru 4 litre/dakika debi şartına sahipken dış boruda Nu-Re kıyaslaması



Şekil 6.4. İç boru 4 litre/dakika debi şartına sahipken dış boruda f-Re kıyaslaması

7. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZİ

HAD analizleri FLUENT 19.0 programında yapılmıştır. Z yönünde yer çekimi ivmesi 9.81 m/s^2 olarak uygulanmıştır. Akış düzenli rejim olarak çözülmüştür. Hız formülü mutlak ve çözücü basınç bazlı olarak ayarlanmıştır. Akış modeli olarak türbülanslı akış tipi seçilmiştir. Realizable $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Duvar davranışı için enhanced duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Enerji denklemi aktif hale getirilmiştir. Enerji denkleminde bulunan disipasyon fonksiyonu çözümlerde ihmal edilmiştir.

7.1. Sınır Şartları

İç boru için giriş sınır şartı sırasıyla 2,3,4,5 Litre/Dakika ve $50 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak verilmiştir. Dış boru için giriş sınır şartı sırasıyla 10,15,20,25 Litre/Dakika ve $20 \text{ }^\circ\text{C}$ sınır şartı verilmiştir. Çıkış sınır şartları ise 0 Pa static basınç olarak belirlenmiştir. Dış duvarlar için adyabatik duvar sınır şartı verilmişken sıvı ve katının temas ettiği yüzeylere ise ara yüzey sınır şartı verilmiştir. Malzeme özellikleri göz ardı edildiğinde 16 farklı durum için analiz yapılmıştır. Malzeme özellikleri, iç boru ve dış boru saf su, iç boru nano akışkan katkılı ve dış boru saf su, dış boru nano akışkan katkılı ve iç boru saf su, iç ve dış boru nano akışkan katkılı olmak üzere 4 farklı durumda eklendiğinde toplam 64 durum için analiz yapılmıştır. Giriş debisi için tüm sınır şartlarını gösteren görüntü Tablo 7.1’te verilmiştir. Borudaki akışta daha fazla ısı transferi oluşması için ters akış şartı uygulanmıştır.

Tablo 7.1. Giriş debisi sınır şartlarının tüm durumlar için görüntüsü

	Saf su (l/dk)				İç akışkan nano parçacık ilaveli (l/dk)			
	2	3	4	5	2	3	4	5
İç boru	2	3	4	5	2	3	4	5
Dış boru	10	10	10	10	10	10	10	10
	15	15	15	15	15	15	15	15
	20	20	20	20	20	20	20	20
	25	25	25	25	25	25	25	25

Tablo 7.1. (Devam) Giriş debisi sınır şartlarının tüm durumlar için görüntüsü

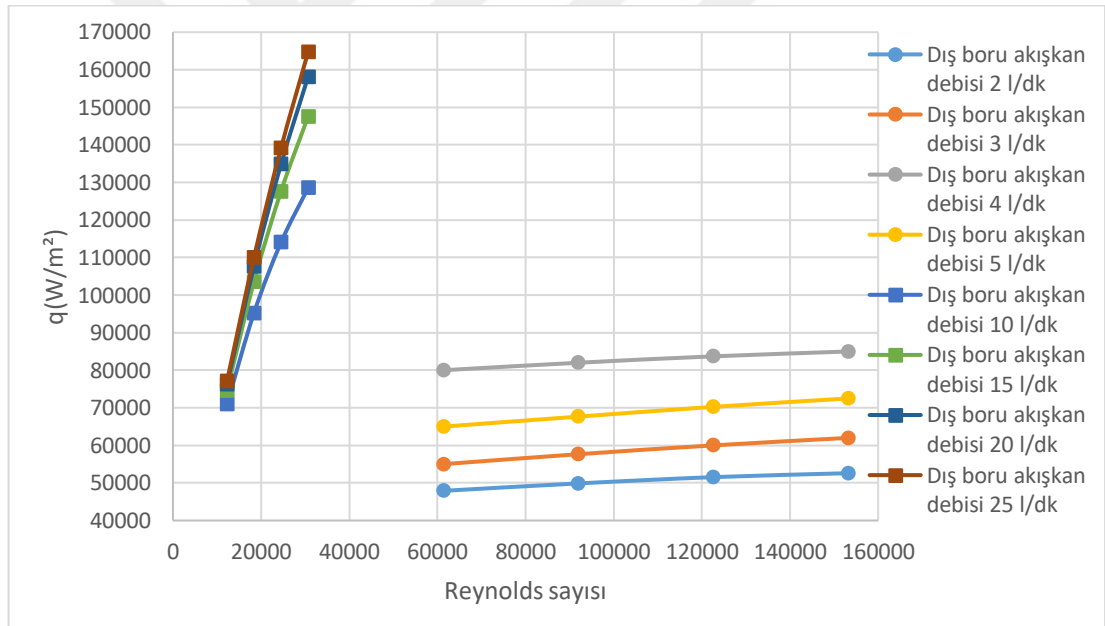
İç boru	Dış akışkan nano parçacık ilaveli (l/dk)				İç ve dış akışkan nano parçacık ilaveli(l/dk)			
	2	3	4	5	2	3	4	5
Dış boru	10	10	10	10	10	10	10	10
	15	15	15	15	15	15	15	15
	20	20	20	20	20	20	20	20
	25	25	25	25	25	25	25	25

7.2. Çözüm Metodu

Basınç-hız bağıntısı SIMPLEC metodu ile çözülmüştür. Basınç, momentum ve enerji denklemleri second order upwind yaklaşımı ile ayrıklaştırılmıştır. Türbülans kinetik enerjisi ve türbülans disipasyon oranı first order upwind yaklaşımı ile ayrıklaştırılmıştır. Yakınsama kriteri süreklilik, x-y-z momentum denklemleri ve $k-\epsilon$ denklemleri için 10^{-5} , enerji denklemleri için ise 10^{-8} olarak belirlenmiştir.

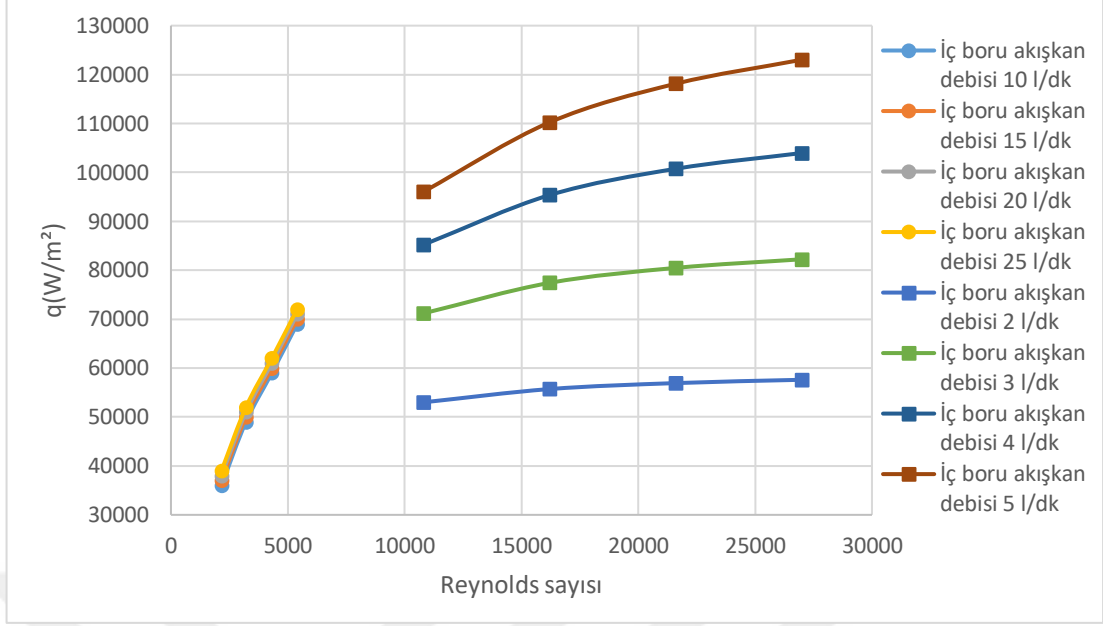
8. SAYISAL SONUÇLAR

Helisel bobin ısı değiştiricisinin HAD analizleri toplamda 64 farklı durum için yapılmıştır. İ borudaki akışkan debisi için 2,3,4,5 litre/dakika hacimsel debi şartı verilmiştir. Dış sarmal borudaki akışkan debisi için ise 10,15,20,25 litre/dakika hacimsel debi şartı verilmiştir. Bu debi şartlarının tam tersi olduğu durum (iç boru akışkanını 10,15,20,25 litre/dakika, dış boru akışkanını 2,3,4,5 litre/dakika) için akışkanın saf su olduğu duruma göre Re sayısına göre ısı akıları kıyaslanmıştır. İ borudaki ve dış borudaki akışkana ait sonuçlar sırasıyla şekil 8.1 ve şekil 8.2' de verilmiştir.



şekil 8.1. İ borudaki akışkanın, farklı dış boru akışkan debilerine göre Re sayılarına göre ısı akısı

Yukarıdaki grafikte de grldğu gibi i borudaki akışkan debisine bağlı olarak Re sayısı yüksek olmasına rağmen dış borudaki akışkan debisi 2,3,4,5 l/dk olduğu durumlarda elde edilen ısı akısı, i borudaki akışkanın debisinin dşuk fakat dış borudaki akışkanın debisinin 10,15,20,25 l/dk olduğu durumlara göre olduğu dşuktur. Bu durum ilgili debi şartlarına göre dış borudaki akışkan debisinin yüksek olmasının ısı performans arttıran bir parametre olduğunu göstermektedir.



Şekil 8.2. Dış borudaki akışkanın, farklı iç boru akışkan debilerine göre Re sayılarına göre ısı akısı

Yukarıdaki grafikte iç borudaki akışkan debilerine göre dış borudan transfer olan ısı akısı değerleri verilmiştir. Görüldüğü gibi dış borudaki akışkanın Re sayısının yüksek olduğu durumlarda iç borudaki akışkan debisi diğer durumlara göre daha düşük olsa da en iyi ısıl performans iç boru akışkanının 2,3,4,5 l/dk dış borudaki akışkan debisinin 10,15,20,25 olduğu durumlarda elde edilmiştir. Dolayısıyla nano parçacık ilavesi ile yapılan ısıl analizlerde bu debi şartları ele alınmıştır.

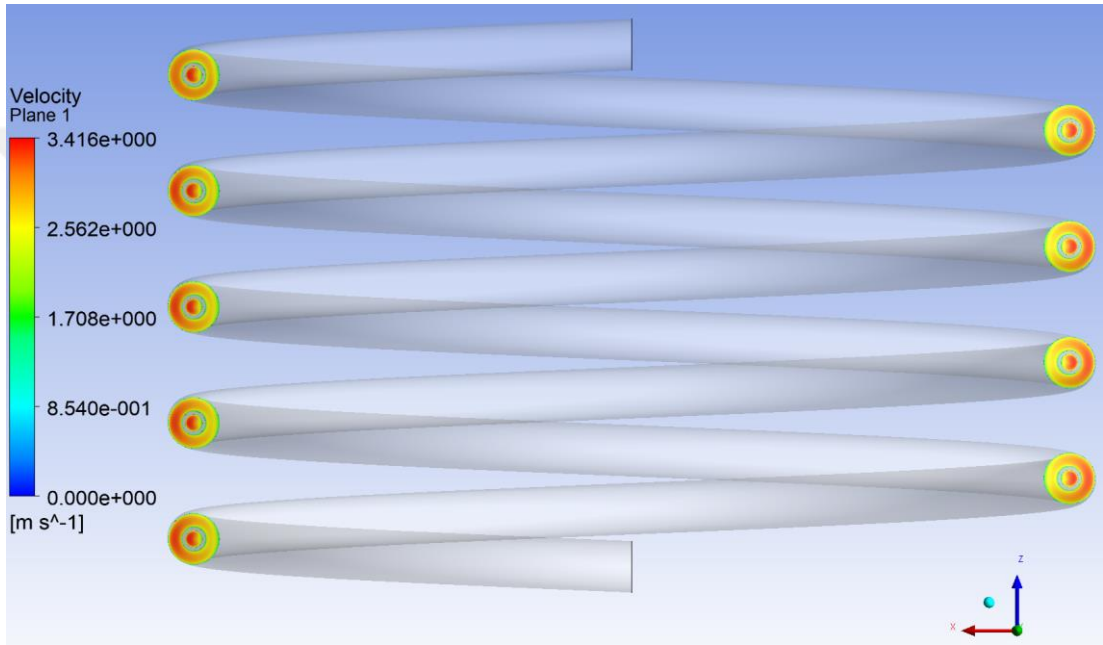
İlk analizlerde her iki boru içindeki akışkan saf su ile yapılmış ve daha sonraki analizlerde iç boru içindeki akışkana, dış boru içindeki akışkana ve her iki boru içindeki akışkana hacimsel olarak sırasıyla %2 oranında nano parçacık ilave edilmiştir. Tüm kombinasyonlar Tablo 7.1'de ifade edilen 64 farklı durumu oluşturmuştur.

8.1. Sonuç Konturları

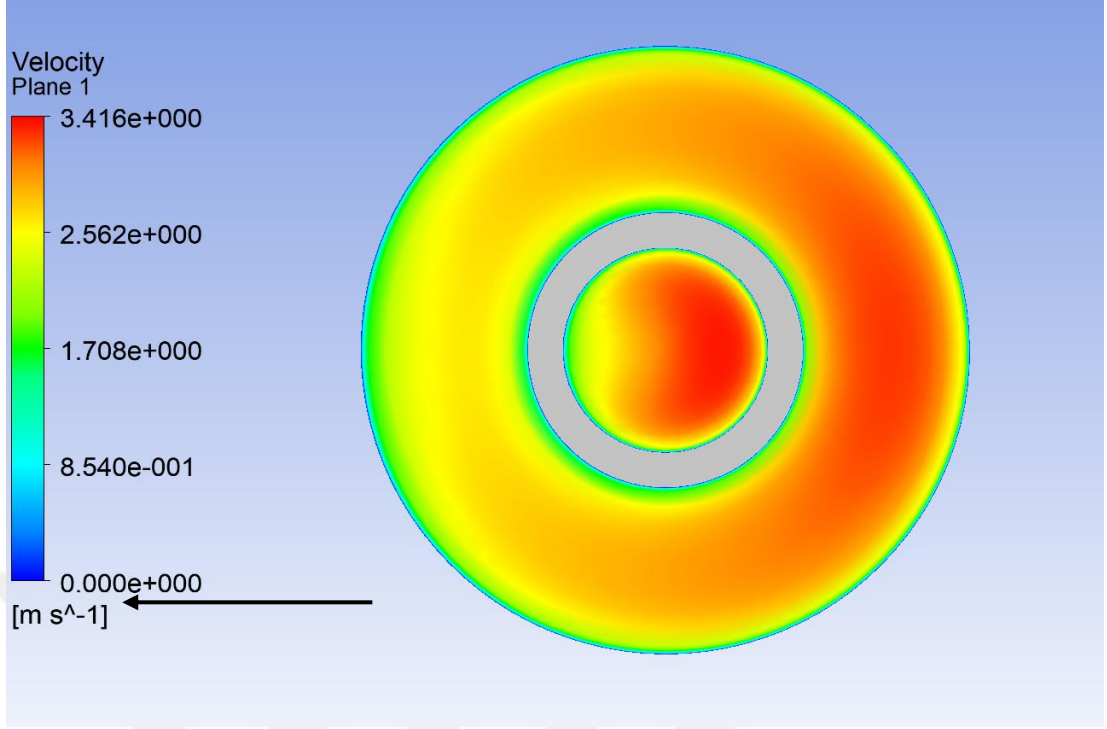
Bir sıvı kavisli bir borudan akmaya zorlandığında, borunun kavisli merkez hattına dik düzlemlerde ikincil bir akış üretilir. Sarmal yörüngesi nedeniyle, akışkan üzerindeki merkezkaç kuvvetini dengeleyen boru boyunca bir basınç gradyanı gelişir. Basınç dış duvarda maksimum ve tüpün iç duvarında minimum olur. Bu nedenle

borunun üstüne ve altına yakın olan sıvı, merkezi eksene doğru hareket eder ve merkezdeki sıvı dışarı doğru hareket eder [46].

Bu durumu görselleştirmek için gelişmiş akış bölgesinden kesit alınarak hız konturu oluşturulmuştur. Şekil 8.3 ve Şekil 8.4' te merkezkaç kuvveti dolayısıyla oluşan merkez ekseninden dışarı doğru oluşan hız büyüklükleri görülmektedir. Bobin merkezinden dışarı doğru hızın daha büyük olduğu açıkça görülmektedir. Bobin merkezi siyah ok ile gösterilmiştir.

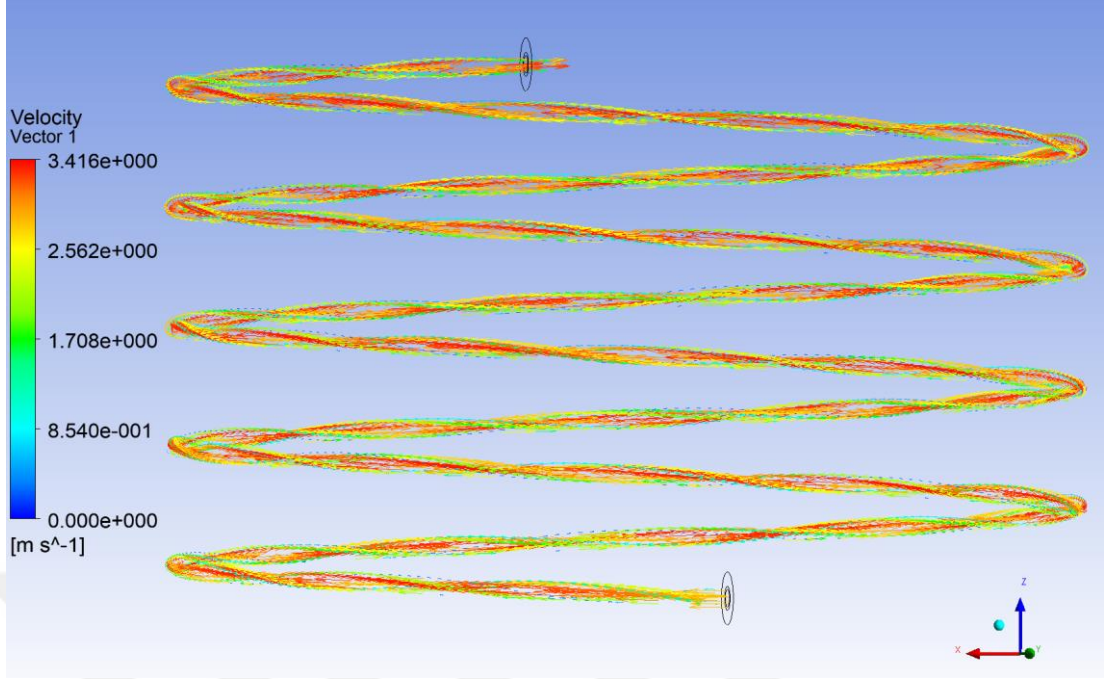


Şekil 8.3. Bobin merkez düzlemine ait kesitte akışkan hız konturu (İç boru akışkan debisi 3 litre/dakika dış boru akışkan debisi 20 litre/dakika)

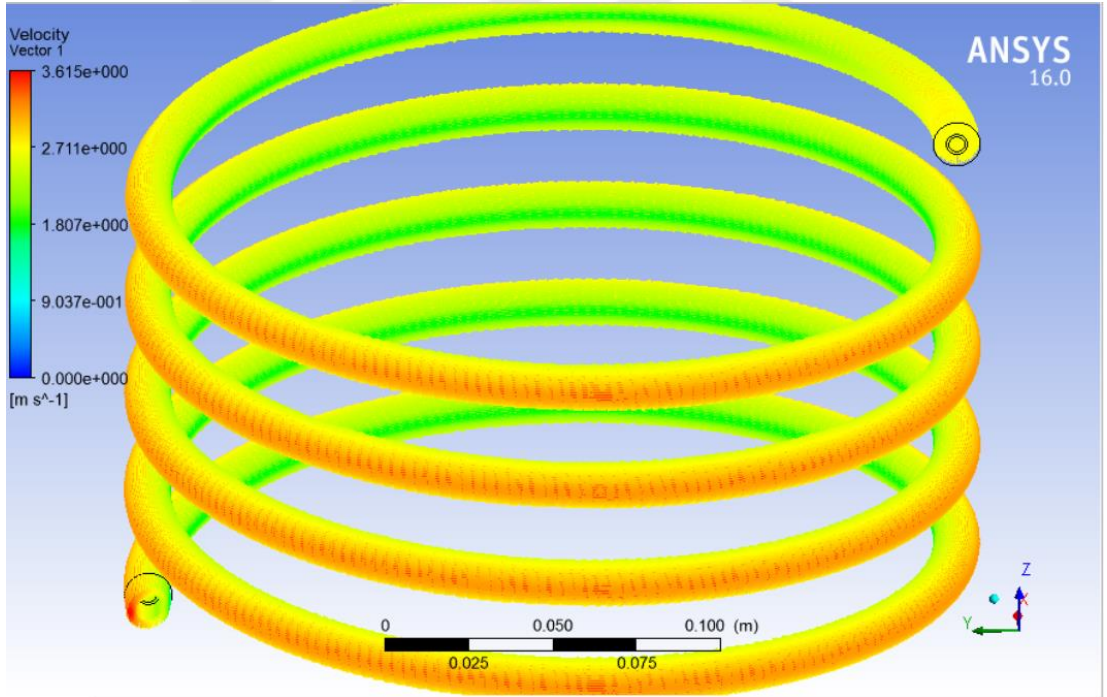


Şekil 8.4. İç ve dış borudaki akışkana ait kesit hız konturu (İç boru akışkan debisi 3 litre/dakika dış boru akışkan debisi 20 litre/dakika)

İç ve dış boru için sıvı hacminde rasgele alınmış bir çok nokta için vektörel hız büyüklüklerin görseli Şekil 8.5 ve Şekil 8.6' da verilmiştir. Burada da çok açık olarak görülmektedir ki bobin boyunca merkezkaç kuvveti nedeniyle oluşan basınç farkı bobin dışına doğru hız büyüklüklerini artmasına hem iç boruda hem dış boruda neden olmuştur. Ayrıca Şekil 8.5' te merkezkaç kuvvetini dengeleyici basınç farkı nedeni ile oluşan sarmal hareket vektörler üzerinden görülmektedir. Bu etki ısı transferi açısından incelendiğinde taşınım katsayısını arttırır ve helisel borulu ısı değiştiricilerinin düz borulu ısı değiştiricilerine göre daha iyi ısı performans sağlamasının temel sebeplerinden biridir.



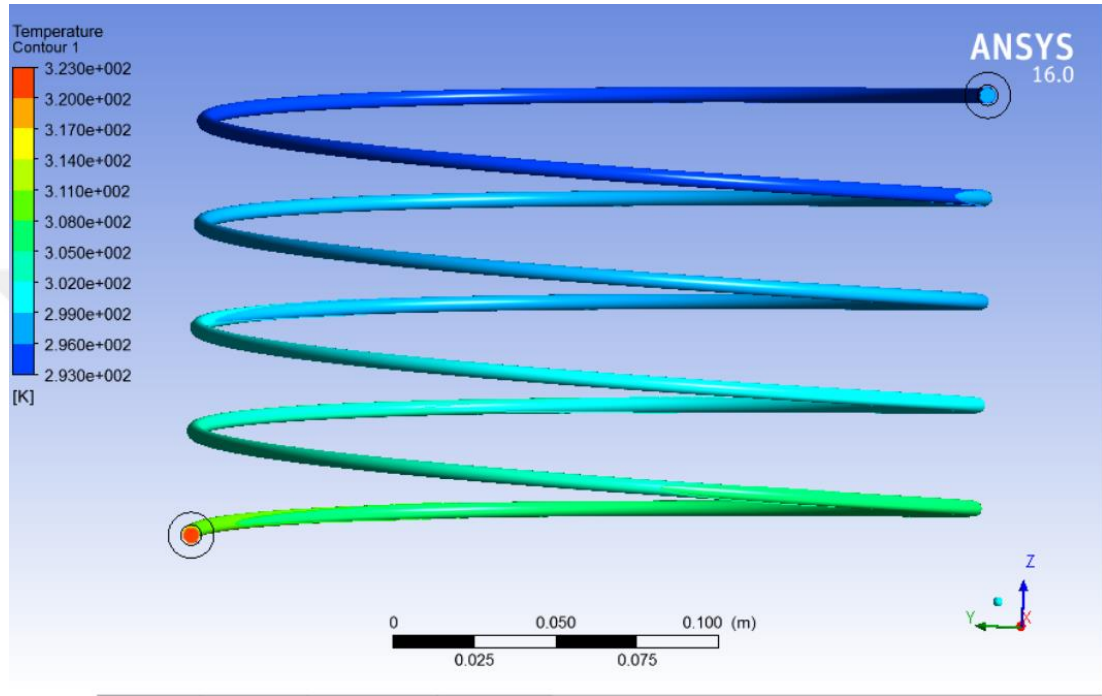
Şekil 8.5. İç borudaki akışkana ait kesit hız vektörleri (Akışkan debisi 3 litre/dakika)



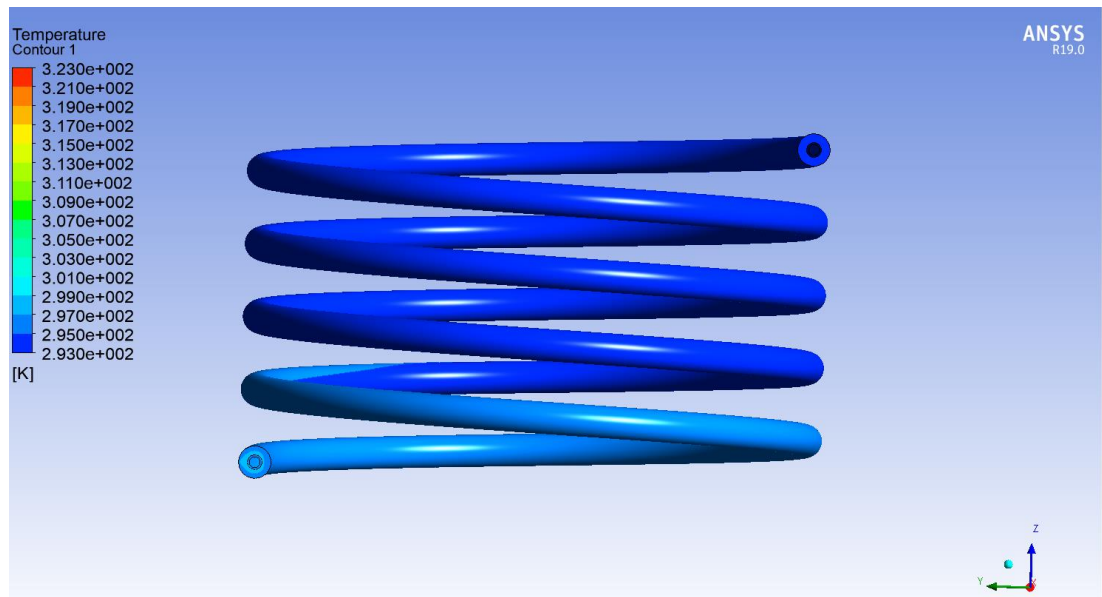
Şekil 8.6. Dış borudaki akışkana ait kesit hız vektörleri (Akışkan debisi 20 litre/dakika)

Şekil 8.7 ve 8.8' de iç ve dış boya ait iç yüzeylerindeki sıcaklık dağılımı kontur olarak gösterilmektedir. Zıt akış etkisi ile iç boruda akışkan yukarı doğru hareket etmesiyle sıcaklığını kaybettiği, dış borudaki akışkan ise aşağı doğru ilerledikçe

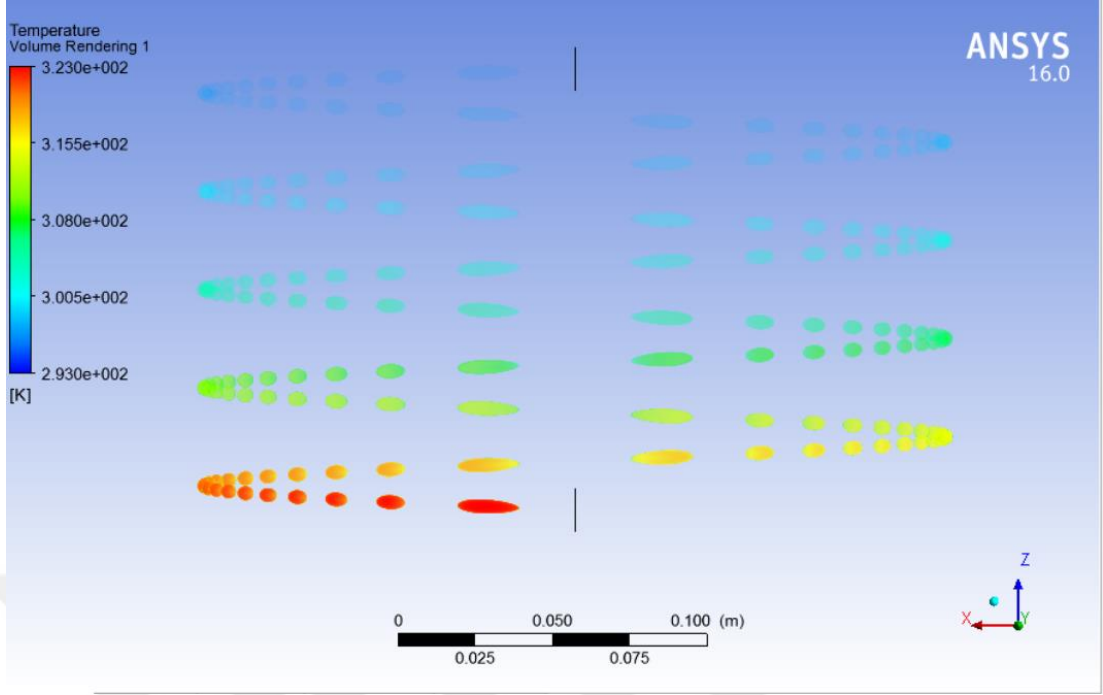
sıcaklığının arttığı gözlemlenmektedir. Şekil 8.9' da ise belli aralıklarla kesilmiş iç bobin görüntüsüne ait sıcaklık konturları görünmektedir. Kesitler üzerinden sıcaklığın, akışkan yukarı gittikçe değişimi net olarak ortaya konmaktadır. Sıcaklık değişimi giriş kesitinde daha fazla iken çıkış kesitinde daha azdır. Bunun sebebi dış boru ile oluşan sıcaklık farkının azalmasından kaynaklı olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 8.7. İç borudaki akışkana ait yüzey sıcaklıkları (Akışkan debisi 3 litre/dakika)

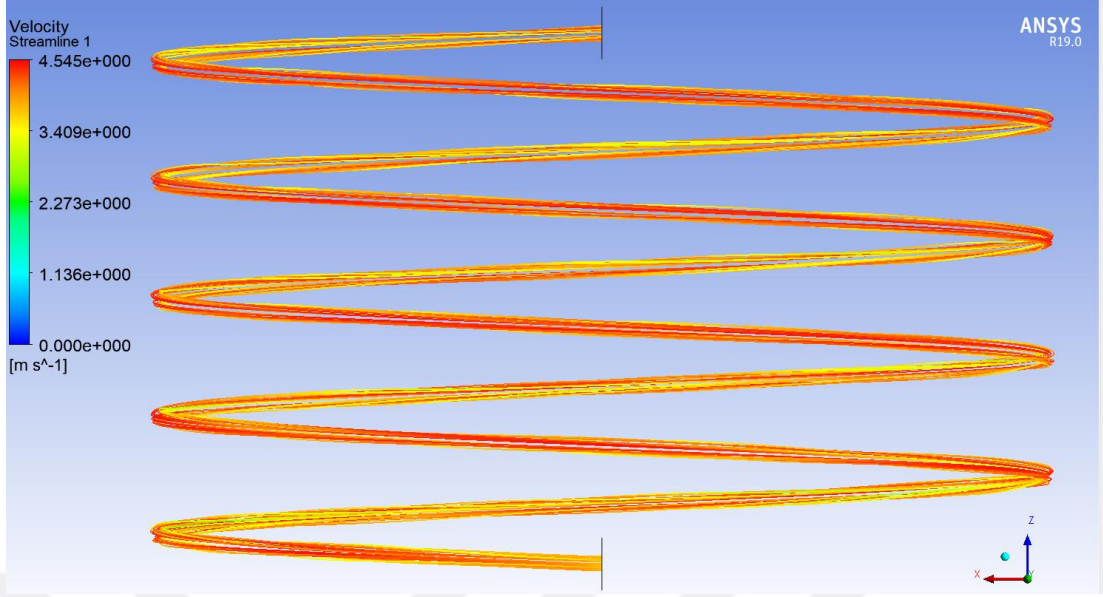


Şekil 8.8. Dış borudaki akışkana ait yüzey sıcaklıkları (Akışkan debisi 20 litre/dakika)

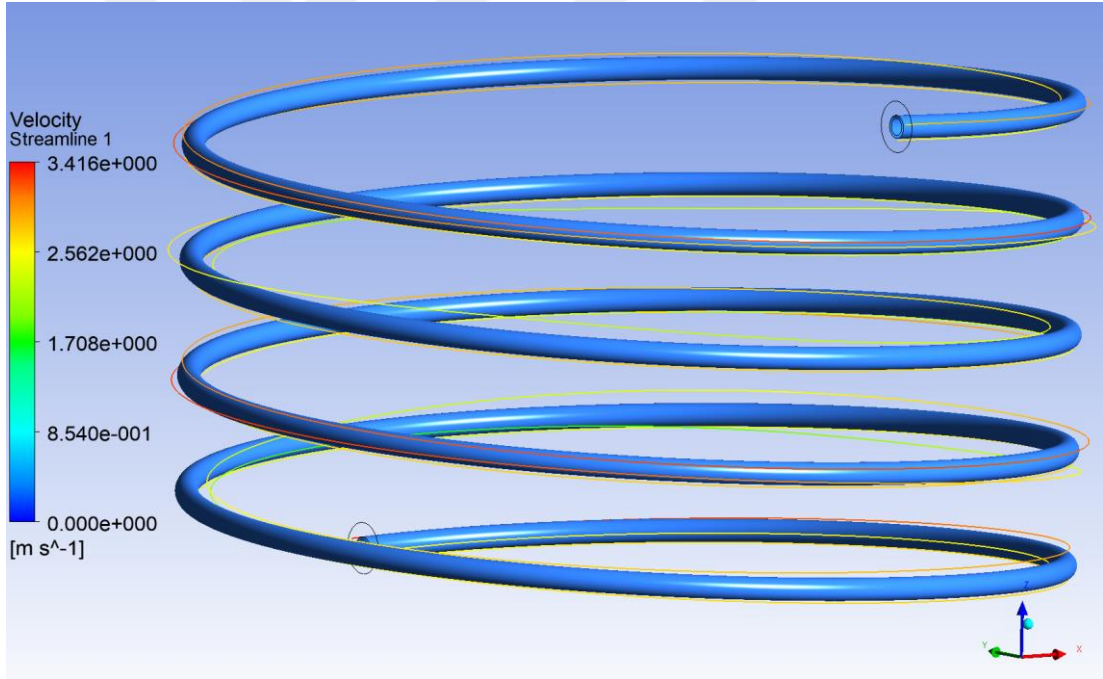


Şekil 8.9. İç borudaki akışkana ait kesit sıcaklıkları (Akışkan debisi 3 litre/dakika)

Akış çizgilerini belirlemek akışın yönü ve akış boyunca yaptığı hareketi belirlemek adına oldukça önem taşımaktadır. Şekil 8.10 ve Şekil 8.11’ de sırasıyla iç ve dış borudaki akışkana ait akış çizgileri verilmiştir. Akış çizgilerinin helisel bir yol izlediği ve büyüklüklerinin bobin merkezinden dışarıya doğru arttığı gözlemlenmiştir. Şekil 8.10’ da ikincil akış sebebi ile akış çizgilerinin sarmal hareket yaptığı görülmektedir. Merkezkaç kuvvetini dengeleyen basınç gradyeni oluşur ve dış duvardan iç duvara doğru sarmal hareket yapar. Bu etki ısı transferi açısından incelendiğinde taşınım katsayısını artırır ve helisel borulu ısı değiştiricilerinin düz borulu ısı değiştiricilerine göre daha iyi ısı performans sağlamasının temel sebeplerinden biridir.



Şekil 8.10. İç borudaki akışkana ait streamline (Akışkan debisi 4 litre/dakika)



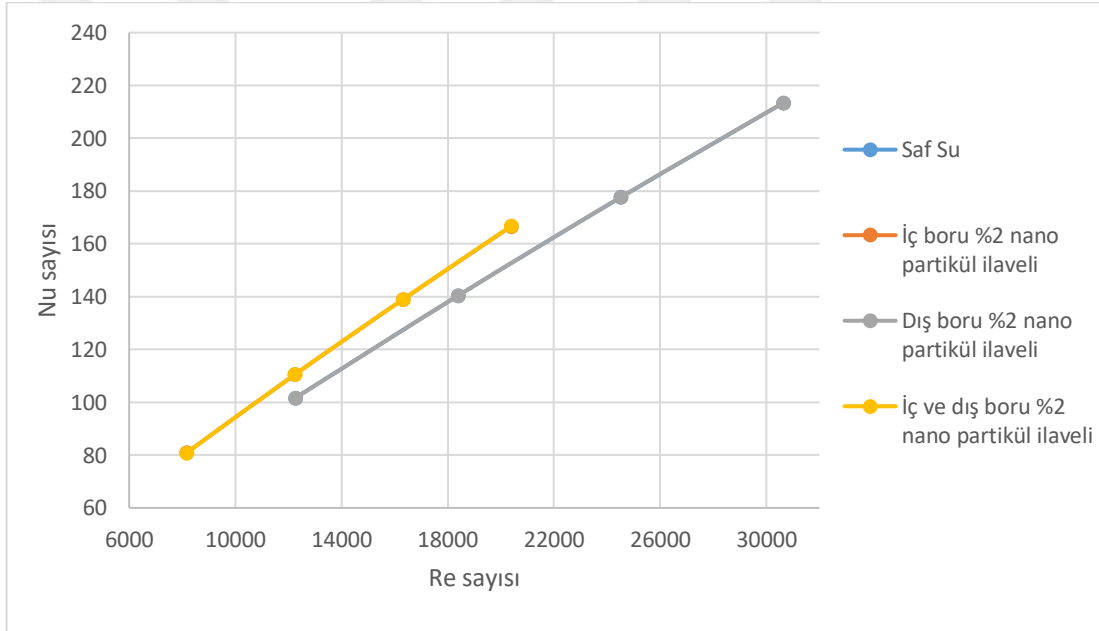
Şekil 8.11. Dış borudaki akışkana ait streamline (Akışkan debisi 20 litre/dakika)

8.2. İç Boru Akışkanına Ait Sonuçlar

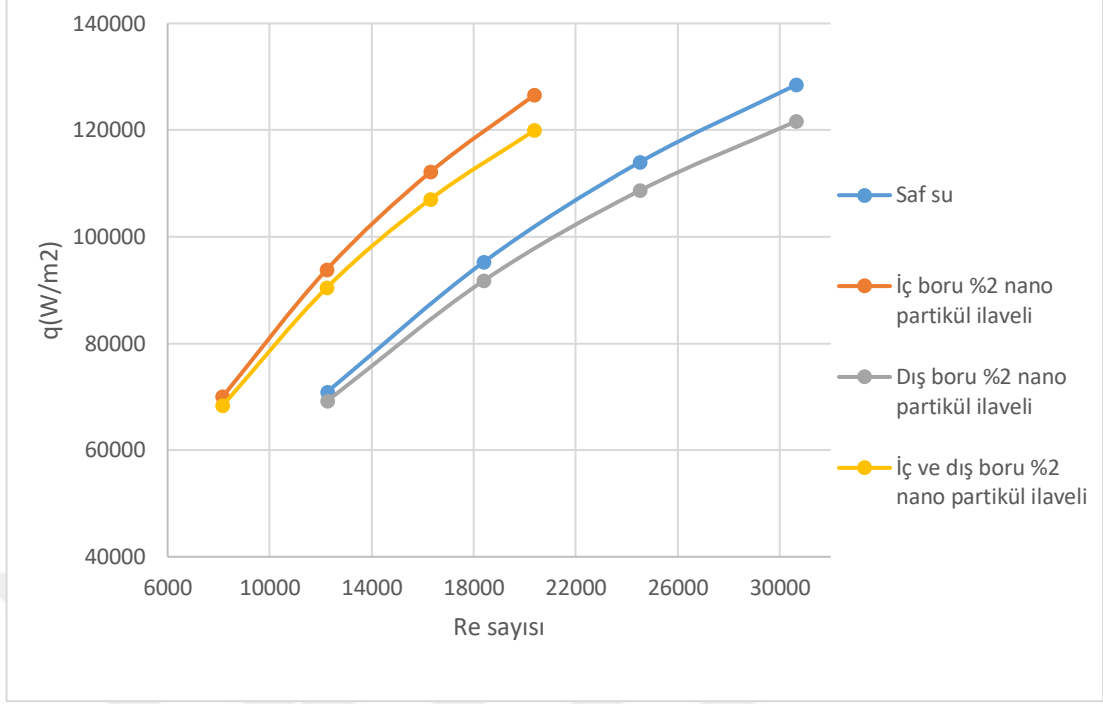
8.2.1. Dış borudaki akışkan sabit hacimsel debi koşulu altındayken, iç boru akışkanına ait sonuçlar

İç borudaki akışkanın $Nu-Re$ ve ısı akısı- Re sayılarına göre kıyaslanması; saf su, iç boru akışkanını %2 nano parçacık ilaveli, dış boru akışkanını %2 nano parçacık ilaveli

ve hem iç hem dış boru akışkanı %2 nano parçacık ilaveli olduğu durumlar için yapılmıştır. Dış borudaki akışkan için sabit debi = 10 l/dk koşulu uygulanmıştır. İç borudaki akışkana ait sonuçlar, Nu-Re sayılarına göre kıyaslanmış ve Şekil 8.12’ de gösterilmiştir. Grafiğe göre iç boruya eklenen nano parçacık Nu sayılarını arttırmıştır. Fakat dış boruya eklenen nano parçacığın iç borudaki Nu sayısına etki etmediği görülmüştür. Isı akısının Reynolds sayısına göre değişimi incelendiğinde ise iç boruya eklenen nano parçacığın ısı akısını arttırdığını fakat dış boruya eklenen nano parçacığın ısı akısını azalttığı görülmüştür. Sadece iç borudaki akışkana eklenen nano parçacığın en yüksek ısı akısı değerlerini sağladığı, sadece dış borudaki akışkana eklenen nano parçacığın ise en düşük ısı akısı değerlerini sağladığı Şekil 8.13’ te görülmüştür.



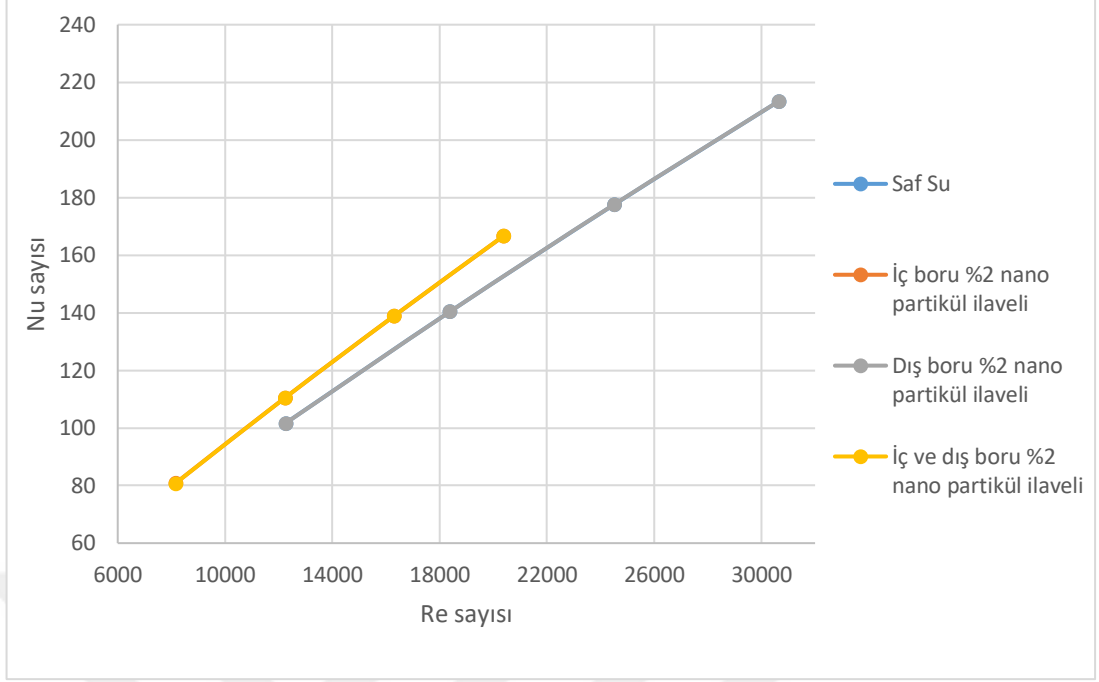
Şekil 8.12. İç borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının değişimi (Dış borudaki akışkan debisi = 10 litre/dakika)



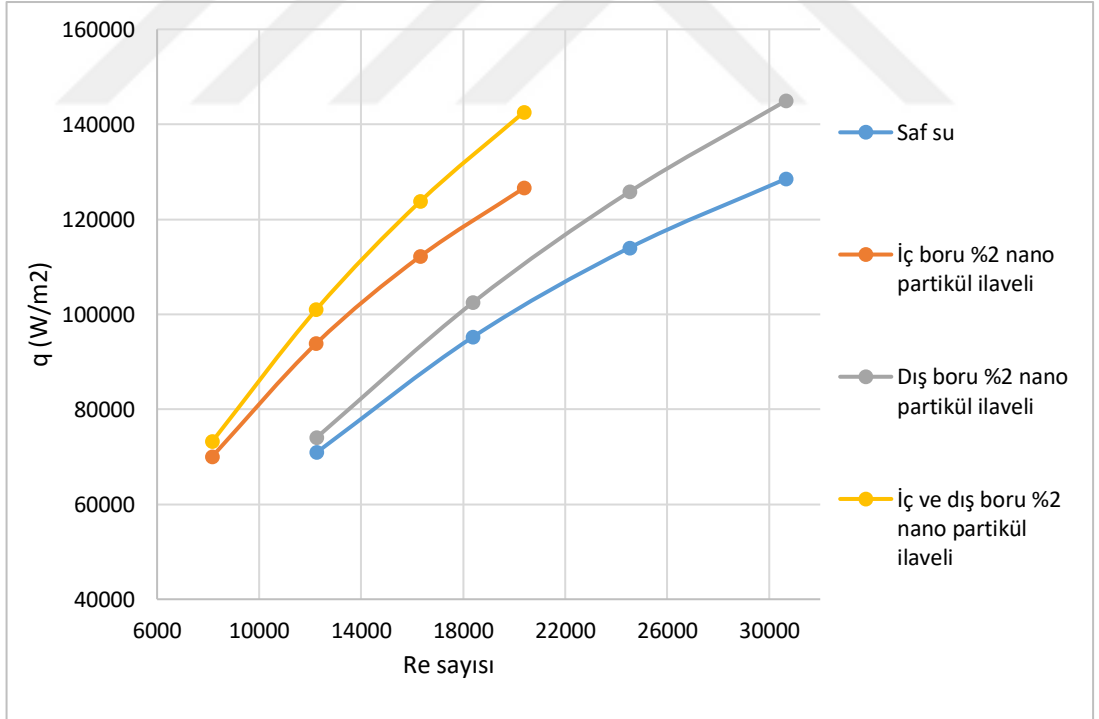
Şekil 8.13. İç borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında ısı akısının değişimi (Dış borudaki akışkan debisi = 10 litre/dakika)

8.2.2. Dış borudaki akışkan sabit Reynolds sayısı koşulu altındayken, iç boru akışkanına ait sonuçlar

İç borudaki akışkanın Nu-Re ve ısı akısı-Re sayılarına göre kıyaslanması; saf su, iç boru akışkanı %2 nano parçacık ilaveli, dış boru akışkanı %2 nano parçacık ilaveli ve hem iç hem dış boru akışkanı %2 nano parçacık ilaveli olduğu durumlar için yapılmıştır. Dış borudaki akışkan için sabit $Re = 10800$ koşulu uygulanmıştır. İç borudaki akışkana ait sonuçlar Nu-Re göre kıyaslanmış ve Şekil 8.14' te gösterilmiştir. Grafığe göre iç ve dış boruya eklenen nano parçacık Nu sayılarını arttırmıştır. Fakat dış boruya eklenen nano parçacığın iç borudaki Nu sayısına etki etmediği görülmüştür. Isı akısının Reynolds sayısına göre değişimi incelendiğinde ise iç ve dış boruya eklenen nano parçacığın ısı akısını arttırdığını görülmüştür. Dış borudaki akışkanın sabit debide olması koşulundan farklı olarak dış borudaki akışkana eklenen nano parçacık, iç borudaki akışkandan transfer olan ısıyı arttırmıştır. İç ve dış borudaki akışkana birlikte nano parçacık eklenmesi durumu, en yüksek ısı akısı değerlerini sağladığı ve her iki boruda saf suyun bulunduğu durum ise en düşük ısı akısı değerlerini sağladığı Şekil 8.15' te görülmüştür.



Şekil 8.14. İç borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının değişimi (Dış borudaki akışkan Re sayısı = 10800)

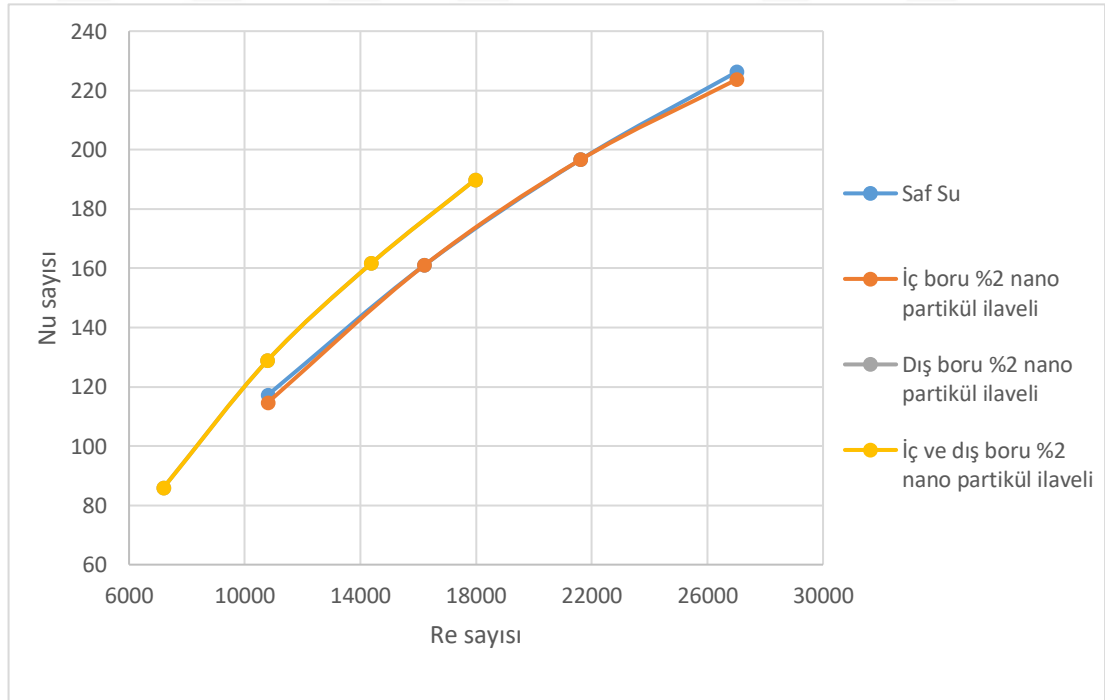


Şekil 8.15. İç borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında ısı akısının değişimi (Dış borudaki akışkan Re sayısı = 10800)

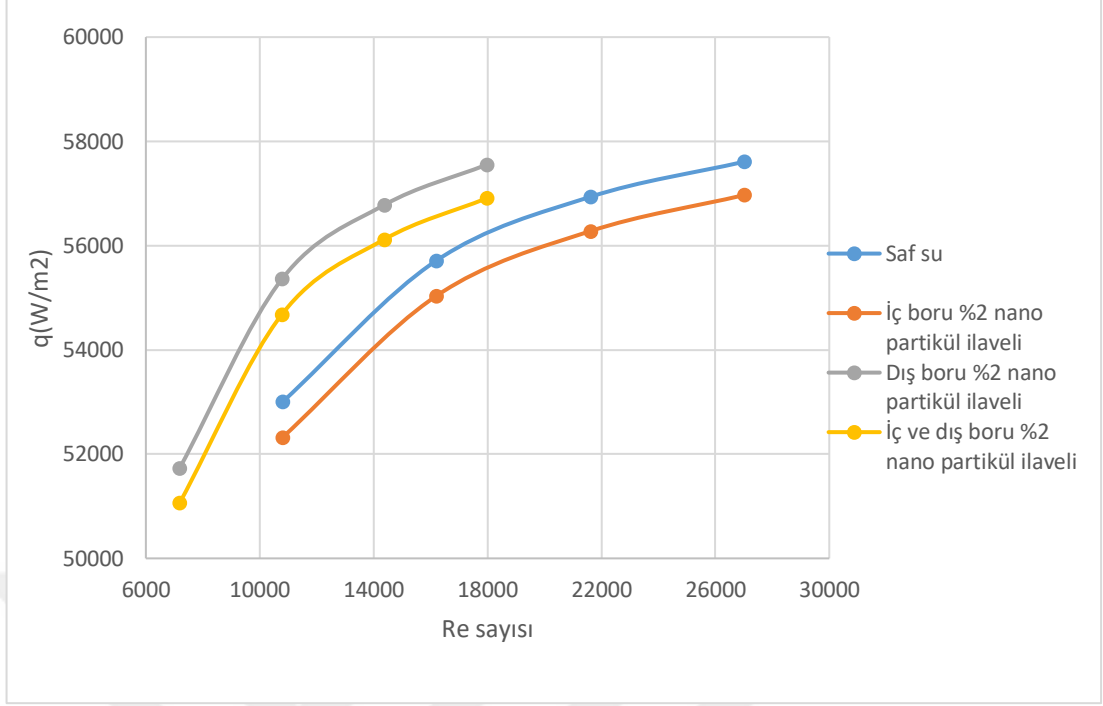
8.3. Dış Boru Akışkanına Ait Sonuçlar

8.3.1. İç borudaki akışkan sabit hacimsel debi koşulu altındayken, dış boru akışkanına ait sonuçlar

Dış borudaki akışkanın Nu-Re sayılarına ve ısı akısının Re sayısına göre kıyaslanması; saf su, iç boru akışkanı %2 nano parçacık ilaveli, dış boru akışkanı %2 nano parçacık ilaveli ve hem iç hem dış boru akışkanı %2 nano parçacık ilaveli olduğu durumlar için yapılmıştır. İç borudaki akışkan için sabit debi = 2 l/dk koşulu uygulanmıştır. Dış akışkana ait sonuçlar Nu-Re göre kıyaslanmış ve Şekil 8.16' da gösterilmiştir. Grafiğe göre dış boruya eklenen nano parçacık Nu sayılarını arttırmıştır. Fakat iç boruya eklenen nano parçacığın dış borudaki Nu sayısına etki etmediği görülmüştür. Isı akısının Reynolds sayısına göre değişimi incelendiğinde ise dış boruya eklenen nano parçacığın ısı akısını arttırdığını fakat iç boruya eklenen nano parçacığın ısı akısını azalttığı görülmüştür. Sadece dış borudaki akışkana eklenen nano parçacığın en yüksek ısı akısı değerlerini sağladığı, sadece iç borudaki akışkana eklenen nano parçacığın ise en düşük ısı akısı değerlerini sağladığı Şekil 8.17' de görülmüştür.



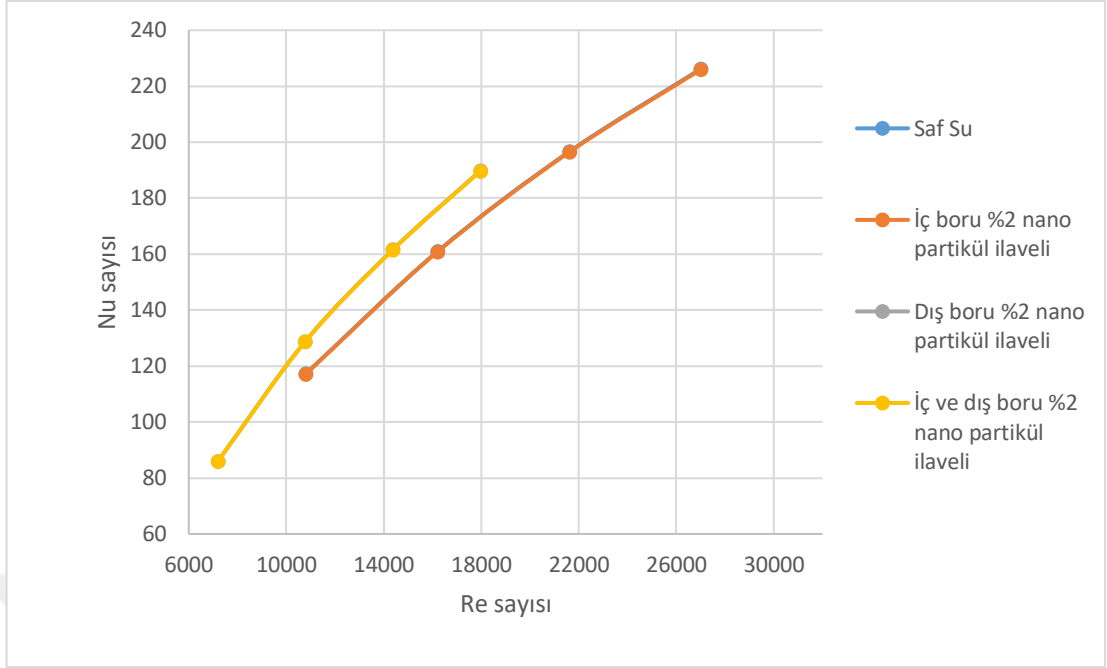
Şekil 8.16. Dış borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının değişimi (İç borudaki akışkan debisi = 2 litre/dakika)



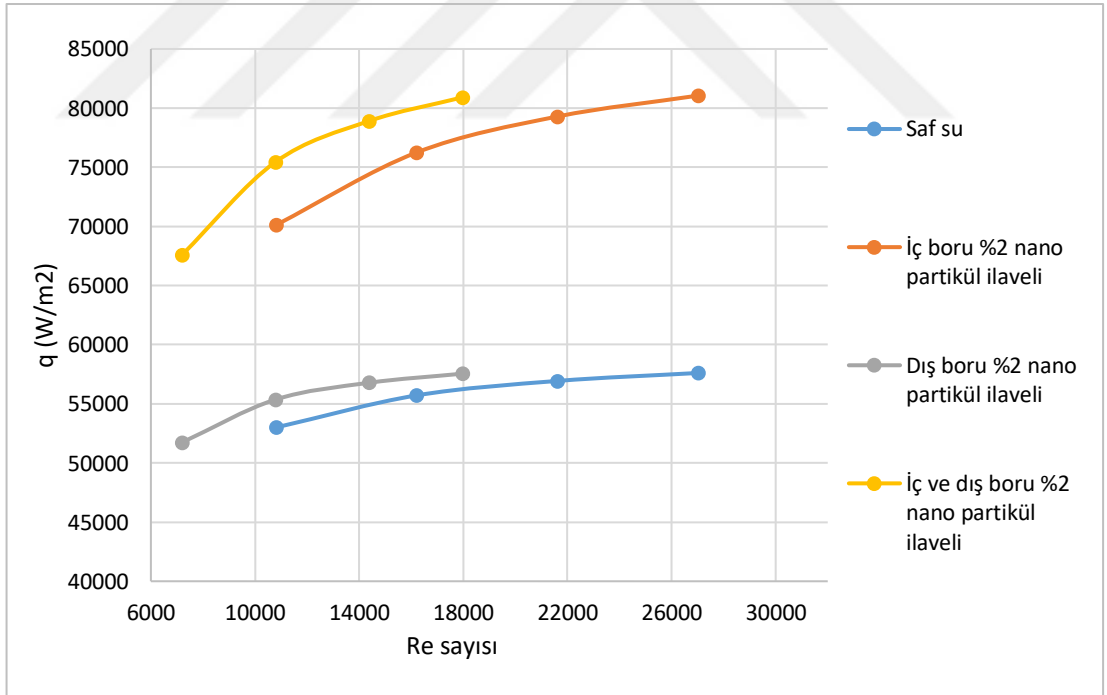
Şekil 8.17. Dış borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında ısı akısının değişimi (İç borudaki akışkan debisi = 2 litre/dakika)

8.3.2 İç borudaki akışkan sabit Reynolds sayısı koşulu altındayken, dış boru akışkanına ait sonuçlar

Dış borudaki akışkanın Nu-Re ve ısı akısı-Re sayılarına göre kıyaslanması; saf su, iç boru akışkanı %2 nano parçacık ilaveli, dış boru akışkanı %2 nano parçacık ilaveli ve hem iç hem dış boru akışkanı %2 nano parçacık ilaveli olduğu durumlar için yapılmıştır. İç borudaki akışkan için sabit $Re = 12230$ koşulu. Dış borudaki akışkana ait sonuçlar Nu-Re göre kıyaslanmış ve Şekil 8.18’ de gösterilmiştir. Grafiğe göre iç ve dış boruya eklenen nano parçacık Nu sayılarını arttırmıştır. Fakat iç boruya eklenen nano parçacığın dış borudaki Nu sayısına etki etmediği görülmüştür. Isı akısının Reynolds sayısına göre değişimi incelendiğinde ise iç ve dış boruya eklenen nano parçacığın ısı akısını arttırdığını görülmüştür. İç borudaki akışkanın sabit debide olması koşulundan farklı olarak iç borudaki akışkana eklenen nano parçacık, dış borudaki akışkandan transfer olan ısıyı arttırmıştır. İç ve dış borudaki akışkana birlikte nano parçacık eklenmesi durumu, en yüksek ısı akısı değerlerini sağladığı ve her iki boruda saf suyun bulunduğu durum ise en düşük ısı akısı değerlerini sağladığı Şekil 8.19’ da görülmüştür.



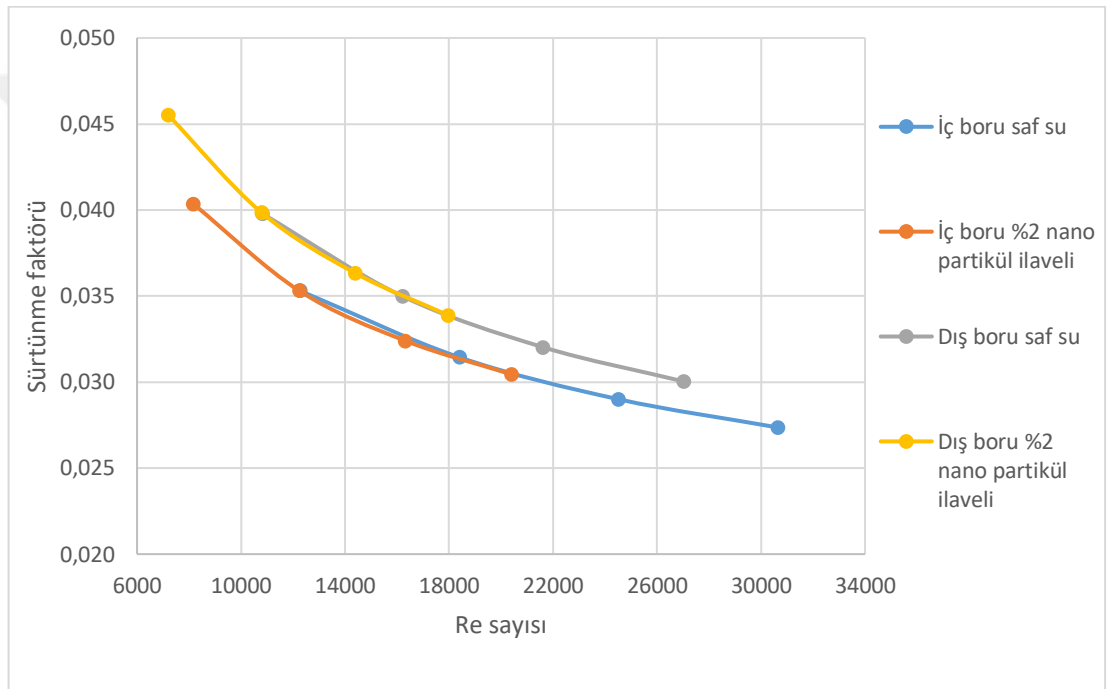
Şekil 8.18. Dış borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısının değişimi (İç borudaki akışkan Re sayısı = 12230)



Şekil 8.19. Dış borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarında ısı akısının değişimi (İç borudaki akışkan Re sayısı = 12230)

8.4. Sürtünme Faktörü

Sürtünme faktörü ile ilgili yapılan çalışma, iç borunun saf su, dış borunun saf su, iç borudaki akışkanın %2 nano parçacık ilaveli ve dış borudaki akışkanın %2 nano parçacık ilaveli olduğu durumlar için yapılmıştır. İç borudaki akışkan için 2,3,4,5 litre/dakika hacimsel debi şartı verilmiştir. Dış borudaki akışkan için ise 10,15,20,25 litre/dakika hacimsel debi şartı verilmiştir. 16 farklı durum için sonuçlar Şekil 8.20’de gösterilmiştir. Sonuçlarda nano parçacık ilavesinin sürtünme faktörünü hem dış hemde iç boru için arttırdığı görülmektedir.



Şekil 8.20. İç ve dış borudaki akışkana ait farklı Reynolds sayılarına ait sürtünme faktörü değerleri

9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmada öncelikle doğrulama çalışması kapsamında elde edilen sonuçlar literatürdeki korelasyonlarla karşılaştırılmıştır (Karşılaştırılan parametreler Nusselt sayısı ve sürtünme faktörüdür). Analizler sonucunda elde edilen parametrelerin büyük oranda korelasyonlarla uyumlu olduğu tespit edilmiştir. Böylece daha sonra nano parçacık ilavesi ile elde edilen sonuçlar için doğrulama sağlanmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri için kullanılan ağ yapısının doğruluğu için ağ yapısından bağımsızlık testi yapılmıştır.

Literatürdeki korelasyonlar ile elde edilen sonuçlar kıyaslandığında helisel bobin ısı değiştiricileri, düz borulu ısı değiştiricilerine göre aynı sınır şartları altında daha iyi ısı transferi performansı sergilediği tespit edilmiştir. Re sayılarına göre kıyaslanan grafikte helisel bobin ısı değiştiricilerinin Nu sayısının düz borulu ısı değiştiricilerinden daha yüksek olduğu görülmüştür ve dolayısıyla konveksiyon ile ısı transferinde artış gerçekleşmiştir. Bu durumun sebebi helisel yapıdan dolayı oluşan santrifüj kuvvetin etkisi ile boru içerisinde çalkantılı akışın gerçekleşmesidir. Görsel olarak elde edilen akış çizgilerinde, santrifüj kuvvet ile oluşan çalkantılı akış doğrulanmıştır.

Literatürdeki korelasyonlar ile elde edilen sonuçlar kıyaslandığında helisel bobin ısı değiştiricilerinde, düz borulu ısı değiştiricilerine göre aynı sınır şartları altında sürtünme faktörünün daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu durum sebebi ile basınç düşüşü helisel bobin ısı değiştiricilerinde daha fazla olmaktadır. Bu durumun sebebi, santrifüj kuvvet nedeniyle oluşan çalkantılı akış olduğu görülmüştür.

Çift broulu helisel bobin ısı değiştiricilerinde iç ve dış akışkana nano parçacık ilave edilmiştir. Nano parçacık ilaveleri ile yapılan HAD analizleri sonuçları raporlanmıştır. Elde edilen veriler Nu sayısı, Re sayısı ve ısı akısına göre kıyaslanarak grafik oluşturulmuştur.

İç borudaki akışkanın Nu-Re sayılarına göre kıyaslanması sonucunda iç boruda nano parçacık ilavesinin iç boru için Nu sayısını arttırdığı görülmüştür. Dış boruya eklenen nano parçacık iç boruda Nu sayısını etkilemediği tespit edilmiştir.

İç borudaki akışkanın ısı akısı ve Re sayısına göre kıyaslanması sonucunda iç borudaki akışkana eklenen %2 nano parçacığın iç boru duvarından transfer olan ısıyı arttırdığı tespit edilmiştir. Fakat dış borudaki akışkana eklenen %2 nano parçacığın iç boru duvarından transfer olan ısıyı azalttığı tespit edilmiştir. Bunun sebebi dış boruya verilen sabit hacimsel debi şartı nedeniyle, dış boruya eklenen nano parçacığın dış borudaki Re sayısını azaltması ve böylece dış borunun termal performansının kötüleşmesinden kaynaklı olduğu sonucuna varılmıştır.

İç borudaki akışkanın daha önceki durumdan farklı olarak dış borudaki akışkanın sabit Re sayısı olması durumunda Nu-Re sayılarına göre kıyaslanması sonucu iç boruda nano parçacık ilavesinin iç boru için Nu sayısını arttırdığı görülmüştür. Dış boruya eklenen nano parçacık iç boruda Nu sayısını etkilemediği tespit edilmiştir.

İç borudaki akışkanın daha önceki durumdan farklı olarak dış borudaki akışkanın sabit Re sayısı olması durumunda ısı akısı ve Re sayılarına göre kıyaslanması sonucu iç borudaki akışkana eklenen %2 nano parçacığın iç boru duvarından transfer olan ısıyı arttırdığı tespit edilmiştir. Dış borudaki akışkanın sabit debide olması durumunun aksine, dış borudaki akışkana eklenen nano parçacık ilavesinin iç borudan transfer olan ısıyı arttırdığı tespit edilmiştir. Dolayısı ile en iyi termal performans, nano parçacığın hem iç hem dış boruya eklenmesi durumunda elde edilmiştir. Sadece iç borudaki akışkana eklenen nano parçacık, sadece dış boruya eklenen nano parçacığa göre iç boruda termal performansı daha çok arttırmıştır. Bunun sebebinin baskın direncin iç boruda olmasından dolayı olduğu kanısına varılmıştır.

Dış borudaki akışkanın Nu-Re sayılarına göre kıyaslanması sonucunda dış boruda nano parçacık ilavesinin dış boru için Nu sayısını arttırdığı görülmüştür. İç boruya eklenen nano parçacık dış boruda Nu sayısını etkilemediği tespit edilmiştir.

Dış borudaki akışkanın ısı akısı ve Re sayısına göre kıyaslanması sonucunda dış borudaki akışkana eklenen %2 nano parçacığın dış boru duvarından transfer olan

ısıyı arttırdığı tespit edilmiştir. Fakat dış borudaki akışkana eklenen %2 nano parçacığın dış boru duvarından transfer olan ısıyı azalttığı tespit edilmiştir. Bunun sebebi iç boruya verilen sabit hacimsel debi şartı nedeniyle, iç boruya eklenen nano parçacığın iç borudaki Re sayısını azaltması ve böylece iç borunun termal performansının kötüleşmesinden kaynaklı olduğu sonucuna varılmıştır.

Dış borudaki akışkanın daha önceki durumdan farklı olarak iç borudaki akışkanın sabit Re sayısı olması durumunda Nu-Re sayılarına göre kıyaslanması sonucu dış boruda nano parçacık ilavesinin dış boru için Nu sayısını arttırdığı görülmüştür. İç boruya eklenen nano parçacık dış boruda Nu sayısını etkilemediği tespit edilmiştir.

Dış borudaki akışkanın daha önceki durumdan farklı olarak iç borudaki akışkanın sabit Re sayısı olması durumunda ısı akışı ve Re sayılarına göre kıyaslanması sonucu dış borudaki akışkana eklenen %2 nano parçacığın dış boru duvarından transfer olan ısıyı arttırdığı tespit edilmiştir. İç borudaki akışkanın sabit debide olması durumunun aksine, iç borudaki akışkana eklenen nano parçacık ilavesinin dış borudan transfer olan ısıyı arttırdığı tespit edilmiştir. Dolayısıyla en iyi termal performans, nano parçacığın hem iç hem dış boruya eklenmesi durumunda elde edilmiştir. Sadece dış borudaki akışkana eklenen nano parçacık, sadece iç boruya eklenen nano parçacığa göre dış boruda termal performansı daha az arttırmıştır. Bunun sebebinin baskın direncin iç boruda olmasından dolayı olduğu kanısına varılmıştır.

Sabit debi koşulu altında nano parçacık ilavelerinin sürtünme faktörünü arttırdığı ve dolayısıyla basınç düşünü arttırdığı tespit edilmiştir. Dış borudaki akışkanda sürtünme faktörü sayısı, aynı Re sayısı koşulu altında iç borudaki akışkana göre daha fazla olduğu gözlenmiştir.

Elde edilen bulgular sonucunda, nano parçacık ilavesinin her durumda termal performansı arttırmadığı sonucuna varılmıştır. Termal performansı arttırmak için sabit debi koşulu altında nano parçacık ilavesi yerine sabit Re sayısı koşulu altında nano parçacık ilavesi önerilmektedir. Nano parçacık ilavesinin termal direncin daha basın olduğu tarafa yapılması termal performansı çok daha fazla arttırmaktadır. Dolayısıyla ısı değiştiricilerinde direncin yüksek olduğu tarafa nano parçacık ilavesi daha iyi seçenek olacaktır. Nano parçacık ilavesi basınç düşüşünü sabit debi koşulu altında arttırması olumsuz bir etkidir. Dolayısıyla nano parçacık ilave miktarı pompa

gücü, topaklaşma ve korezyon gibi problemleri göz önünde bulundurularak yapılması gerekmektedir.



KAYNAKLAR

- [1] Bergles AE., ExHFT for fourth generation heat transfer technology, *Exp Therm Fluid Sci*, 2002, 26-35–44.
- [2] V. Kumar, S. Saini, M. Sharma, K.D.P. Nigam, Pressure drop and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger, *Chem. Eng. Sci.* 61, 2006, 4403-4416.
- [3] Vashisth S., Kumar V., Nigam KDP., A review on the potential applications of curved geometries in process industry, *Ind Eng Chem Res*, 2008, 47-3291–337.
- [4] Naphon P., Wongwiset S., A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes, *Renew Sustain Energy Rev*, 2006, 10-463–90.
- [5] Akbarinia A., Behzadmehr A., Numerical study of laminar mixed convection of a nanofluid in horizontal curved tubes, *Appl Therm Eng*, 2007, 27-1327–37.
- [6] Akbarinia A., Impacts of nanofluid flow on skin friction factor and Nusselt number in curved tubes with constant mass flow., *Int J Heat Fluid Flow*, 2008, 29-229–41
- [7] Akbarinia A., Laur R., Investigating the diameter of solid particles effects on a laminar nanofluid flow in a curved tube using a two phase approach, *Int J Heat Fluid Flow*, 2009, 30-706–14.
- [8] Sasmito AP., Kurnia JC., Mujumdar AS, Numerical evaluation of laminar heat transfer enhancement in nanofluid flow in coiled square tubes, *Nanoscale Res Lett*, 2011, 6-376.
- [9] Huminic G., Huminic A., Heat transfer characteristics in double tube helical heat exchangers using nanofluids, *Int J Heat Mass Transfer*, 2011, 54-4280–7.
- [10] Hashemi SM., Akhavan-Behabadi MA., An empirical study on heat transfer and pressure drop characteristics of CuO–base oil nanofluid flow in a horizontal helically coiled tube under constant heat flux, *Int Commun Heat Mass Transfer*, 2012, 39-144–51.
- [11] Choi J., Zhang Y., Numerical simulation of laminar forced convection heat transfer of Al₂O₃–water nanofluid in a pipe with return bend, *Int J Therm Sci*, 2012, 55-90–102.
- [12] Narrein K., Mohammed HA., Influence of nanofluids and rotation on helically coiled tube heat exchanger performance, *Thermochim Acta*, 2013, ISSN 0040–6031.

- [13] Kahani M., Zeinali Heris S., Mousavi SM., Effects of curvature ratio and coil pitch spacing on heat transfer performance of Al₂O₃/water nanofluid laminar flow through helical coils, *J Disper Sci Technol*, 2013, 34-1704–12.
- [14] Fakoor Pakdaman M., Akhavan-Behabadi MA., Razi P., An experimental investigation on thermo-physical properties and overall performance of MWCNT/heat transfer oil nanofluid flow inside vertical helically coiled tubes, *Exp Therm Fluid Sci*, 2012, 40-103–11.
- [15] Fakoor-Pakdaman M., Akhavan-Behabadi MA., Razi P, An empirical study on the pressure drop characteristics of nanofluid flow inside helically coiled tubes, *Int J Therm Sci*, 2013, 65-206–13.
- [16] Akbaridoust Farzan, Rakhsha Milad, Abbassi Abbas, Saffar-Avval Majid, Experimental and numerical investigation of nanofluid heat transfer in helically coiled tubes at constant wall temperature using dispersion model, *Int J Heat Mass Transfer*, 2013, **58**(1–2):480–91.
- [17] Jamal-Abad Milad Tajik, Zamzamian Amirhossein, Dehghan Maziar, Experimental studies on the heat transfer and pressure drop characteristics of Cu–water and Al–water nanofluids in a spiral coil, *Exp Therm Fluid Sci*, 2013, **47**:206–12.
- [18] Perarasu VT., Arivazhagan M., Sivashanmugam P., Heat transfer characteristics of TiO₂/water nanofluid in a coiled agitated vessel provided with disk turbine agitator, *Chem Eng Commun*, 2013, **200**:783–97.
- [19] Wael I.A., Numerical study on turbulent heat transfer and pressure drop of nanofluid in coiled tube-in-tube heat exchangers, *Energy Conversion and Management*, 2014, **79**:304-3016
- [20] Ramesh K, Shah and Dusan P, Sekulic, Fundamentals of heat exchanger design, *John Wiley & Sons Inc*, New Jersey, 2003.
- [21] O. Genceli, Isı Değiştiricileri, *Birsen Yayınevi*, İstanbul, 1999.
- [22] E. Nadir Kaçar, L. Berrin Erbay, Isı değiştiricilerin tasarımına bir bakış, *Türkiye Makine Mühendisleri Odası*, Eskişehir, 2013.
- [23] Incropera F.P., Dewitt D.P, Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri (Türkçe çevirisi), *Literatür Yayınevi*, İstanbul, 2001.
- [24] Halil Işık, Kanat etrafında sıkıştırılabilir akışın sayısal olarak incelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2010.
- [25] Sayma A., Computational Fluid Dynamics, *Ventus Publishing Aps*, Denmark, 2009.
- [26] Süfer Ö., Kumcuoğlu, S., Tavman, g., Gıda Mühendisliğinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Uygulamaları, *Akademik Gıda*, **14**(4): 465-471, 2016

- [27] U.S. Choi, Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, in: D.A. Siginer, H.P. Wang, (Eds.), Developments and applications of non-Newtonian flows, *ASME*, New York, 1995, FED-vol. 231/MD-vol. 66.
- [28] Taylor, R.A., et al., Small particles, big impacts: A review of the diverse applications of nanofluids, *Journal of Applied Physics*, 2013, **113** (1): 011301–011301–19.
- [29] Buongiorno, J., Convective Transport in Nanofluids, *Journal of Heat Transfer*, 2006, **128** (3): 240 doi:10.1115/1.2150834.
- [30] X.-Q.Wang, A.S.Mujumdar, Heat transfer characteristics of nanofluids: a review, *International Journal of Thermal Sciences*, 2006.
- [31] Y. Xuan, Q. Li, Heat transfer enhancement of nanofluids, *Int. J. Heat Fluid Flow* 21, 2000.
- [32] Das, Sarit K., Stephen U. S. Choi, Wenhua Yu, T. Pradeep, Nanofluids: Science and Technology, *Wiley-Interscience* p. 397, 2010.
- [33] S. Witharana, H. Chen, Y. Ding, Stability of nanofluids in quiescent and shear flow fields, *Nanoscale Research Letters*, 2011.
- [34] Chen H., Witharana S., et al., Predicting thermal conductivity of liquid suspensions of nanoparticles (nanofluids) based on Rheology, *Particuology*, 2009.
- [35] Maiga, Sidi El Becaye, Palm, S.J., Nguyen, C.T., Roy G, Galanis, Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2005.
- [36] Schmidt EF., Wärmeübergang und Druckverlust in Rohrschlangen, *Chemie-Ingenieur – Technik* 1967, **36**:781–9.
- [37] Gnielinski V., Heat transfer and pressure drop in helically coiled tubes., *Proc 8th Int Heat Transfer Conf*, San Francisco, Hemisphere, 1986, (VDI Heat Atlas, Springer, 2010, pp. 696).
- [38] Gnielinski V., New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow., *Int Chem Eng*, 1976, **16**:359–68.
- [39] Gnielinski V., Heat transfer coefficients for turbulent flow in concentric annular ducts, *Heat Transfer Eng*, 2009, **30**:431–6.
- [40] Mishra P., Gupta SN. Momentum transfer in curved pipes, *Newtonian fluids*, *Ind Eng Chem Des Dev* 1979, **18**:130–7.
- [41] Ito H., Friction factors for turbulent flow in curved pipes, *J Basic Eng*, 1959, **81**:123–34.

- [42] Konakov PK., A new correlation for the friction coefficient in smooth tubes, *Berichte der Akademie der Wissenschaften der UdSSR*, Band LI, 1946, **51**:503–6 (VDI Heat Atlas, 2010. Springer, p. 696).
- [43] Xin RC., Awwad A., Dong ZF., Ebadian MA., An experimental study of single-phase and two-phase flow pressure drop in annular helicoidal pipes, *Int J Heat Fluid Flow*, 1997, **18**:482–8.
- [44] URL – 1 : <https://en.wikipedia.org/wiki/Nanoparticle> (Ziyaret tarihi: 11 Temmuz 2019).
- [45] Lukas Andreas Jagiello, et al., The effect of dean flow in a tube flow fractionation device, *Nordic Pulp and Paper Research Journal*, 2016, **31**(4):641 – 647
- [46] Xuan Y, Roetzel W., Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids, *Int J Heat Mass Transfer*, 2000, **43**:3701–7
- [47] Heyhat MM., Kowsary F., Rashidi AM., Momenpour MH., Amrollahi A., Experimental investigation of laminar convective heat transfer and pressure drop of water-based Al₂O₃ nanofluids in fully developed flow regime, *Exp Therm Fluid Sci.*, 2013, **44**:483–9
- [48] Pak BC., Cho YI., Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Exp Heat Transfer*, 1998, **11**:151–70.



EKLER

Ek-A

Tablo A.1. CFD analizleri sonucu elde edilen değerler

Without nano particule												
Inner Flow rate	Outter Flow rate	Ti	To	Tb	Tw	q	hi	Nui	Rei	DeltaP	f	
2	10	323	309,9	306,1	300,8	70913,5	13374,9	101,6	12257	44356,9	0,0353	
2	15	323	295,6	304,3	298,7	74539,9	13376,6	101,7	12257	44355,4	0,0353	
2	20	323	295,0	303,4	297,7	76174,6	13377,7	101,7	12257	44355,3	0,0353	
2	25	323	294,7	302,8	297,0	77075,9	13377,6	101,7	12257	44355,7	0,0353	
3	10	323	299,6	308,9	303,7	95236,6	18470,1	140,4	18386	88872,6	0,0314	
3	15	323	297,6	306,8	301,2	103583,1	18470,7	140,4	18386	88575,2	0,0313	
3	20	323	296,6	305,6	299,8	107677,5	18470,4	140,4	18386	88575,4	0,0313	
3	25	323	296,0	304,9	298,9	110038,9	18471,1	140,4	18386	88575,6	0,0313	
4	10	323	302,0	310,9	306,1	113992,3	23364,3	177,6	24512	145708,1	0,0290	
4	15	323	299,5	308,7	303,3	127590,8	23365,5	177,6	24512	145740,7	0,0290	
4	20	323	298,2	307,4	301,6	134784,5	23369,4	177,6	24512	145747,1	0,0290	
4	25	323	297,4	306,5	300,6	139101,9	23369,4	177,6	24512	145744,0	0,0290	
5	10	323	304,0	312,5	307,9	128487,2	28078,1	213,4	30643	214819,4	0,0274	
5	15	323	301,3	310,3	305,0	147482,8	28078,3	213,4	30643	214851,8	0,0274	
5	20	323	299,7	308,9	303,3	158051,1	28078,2	213,4	30643	214866,5	0,0274	
5	25	323	298,8	308,0	302,1	164615,7	28078,2	213,4	30643	214867,1	0,0274	

Ti	To	Tb	Tw	q	ho	Nuo	Reo	DeltaP	f
293	298,3	294,9	300,6	53003,2	9206,5	117,3	10803	15816,6	0,0398
293	296,7	294,2	298,6	55713,8	12634,8	161,0	16205	31286,0	0,0350
293	295,8	293,9	297,5	56935,5	15432,9	196,6	21607	50913,5	0,0320
293	295,3	293,7	296,9	57609,3	17756,5	226,2	27008	74617,0	0,0300
293	300,0	295,8	303,6	71183,2	9196,0	117,2	10803	15826,0	0,0398
293	298,1	294,9	301,0	77421,7	12625,4	160,8	16205	31289,1	0,0350
293	297,0	294,4	299,6	80481,9	15418,4	196,4	21607	50916,9	0,0320
293	296,2	294,1	298,7	82246,9	17737,0	226,0	27008	74617,3	0,0300
293	301,4	296,6	306,1	85209,1	9020,1	114,9	10803	15714,7	0,0395
293	299,3	295,5	303,0	95365,9	12618,9	160,8	16205	31289,3	0,0350
293	298,0	294,9	301,4	100742,6	15411,4	196,3	21607	50917,1	0,0320
293	297,1	294,5	300,3	103969,6	17727,0	225,8	27008	74617,3	0,0300
293	302,4	297,3	307,7	96035,9	9191,9	117,1	10803	15824,0	0,0398
293	300,2	296,0	304,8	110234,0	12615,9	160,7	16205	31289,3	0,0350
293	298,8	295,3	303,0	118133,5	15407,2	196,3	21607	50917,1	0,0320
293	297,8	294,9	301,8	123039,7	17720,7	225,7	27008	74617,2	0,0300

Inner side has nano particule												
Inner Flow rate	Outter Flow rate	Ti	To	Tb	Tw	q	hi	Nui	Rei	DeltaP	f	
2	10	323	297,1	306,3	300,7	70001,9	12487,5	80,8	8153	53672,6	0,0404	
2	15	323	295,8	304,6	298,7	73634,0	12489,6	80,8	8153	53699,7	0,0404	
2	20	323	295,2	303,7	297,6	75294,0	12490,8	80,8	8153	53700,3	0,0404	
2	25	323	294,9	303,1	297,0	76219,5	12490,9	80,8	8153	53699,5	0,0404	
3	10	323	299,9	309,1	303,6	93808,0	17065,3	110,4	12230	105647,7	0,0353	
3	15	323	297,9	307,1	301,1	102016,2	17066,7	110,4	12230	105654,1	0,0353	
3	20	323	296,9	305,9	299,7	106080,7	17068,5	110,4	12230	106083,0	0,0355	
3	25	323	296,3	305,2	298,8	108446,1	17067,7	110,4	12230	105656,2	0,0353	
4	10	323	302,2	311,1	305,9	112151,8	21466,0	138,9	16305	172322,8	0,0324	
4	15	323	299,8	309,0	303,1	125498,7	21466,1	138,9	16305	172325,0	0,0324	
4	20	323	298,5	307,7	301,5	132556,2	21466,5	138,9	16305	172330,0	0,0324	
4	25	323	297,7	306,9	300,5	136816,9	21466,6	138,9	16305	172331,8	0,0324	
5	10	323	304,2	312,6	307,7	126577,6	25751,1	166,6	20383	253086,4	0,0305	
5	15	323	301,5	310,5	304,8	145063,3	25748,6	166,6	20383	253087,4	0,0305	
5	20	323	300,0	309,1	303,1	155371,4	25749,6	166,6	20383	253090,2	0,0305	
5	25	323	299,1	308,2	302,0	161798,3	25749,8	166,6	20383	253091,6	0,0305	

Tablo A.1. (Devam) CFD analizleri sonucu elde edilen değerler

Ti	To	Tb	Tw	q	ho	Nuo	Reo	DeltaP	f
293	298,2	294,9	300,7	52321,8	9005,1	114,7	10803	15815,0	0,0398
293	296,6	294,2	298,5	55036,7	12634,7	161,0	16205	31276,5	0,0350
293	295,8	293,9	297,5	56277,4	15432,8	196,6	21607	50903,7	0,0320
293	295,3	293,7	297,0	56969,1	17032,3	217,0	27008	74607,0	0,0300
293	299,9	295,8	303,4	70115,4	9196,2	117,2	10803	15816,2	0,0398
293	298,0	294,9	300,9	76250,5	12624,0	160,8	16205	31279,0	0,0350
293	296,9	294,4	299,5	79288,2	15418,1	196,4	21607	50906,0	0,0320
293	296,2	294,1	298,7	81056,5	17736,4	225,9	27008	74607,1	0,0300
293	301,3	296,6	305,7	83826,2	9192,9	117,1	10803	15816,2	0,0398
293	299,2	295,5	302,9	93802,2	12618,8	160,8	16205	31279,2	0,0350
293	297,9	294,9	301,3	99077,2	15435,6	196,6	21607	50907,0	0,0320
293	297,0	294,5	300,2	102261,8	17726,2	225,8	27008	74607,1	0,0300
293	302,3	297,2	307,5	94608,6	9191,1	117,1	10803	15816,2	0,0398
293	300,1	296,0	304,6	108425,4	12615,8	160,7	16205	31279,2	0,0350
293	298,7	295,3	302,8	116130,1	15406,8	196,3	21607	50907,0	0,0320
293	297,7	294,8	301,7	120933,8	17719,8	225,7	27008	74607,2	0,0300

Outer side has nano particule											
Inner Flow rate	Outer Flow rate	Ti	To	Tb	Tw	q	hi	Nui	Rei	DeltaP	f
2	10	323	297,5	306,7	301,6	69208,1	13371,9	101,6	12257	44427,7	0,0354
2	15	323	295,7	304,5	299,0	74064,6	13374,4	101,6	12257	44427,6	0,0354
2	20	323	295,1	303,5	297,8	75966,2	13376,9	101,7	12257	44426,8	0,0354
2	25	323	294,7	302,9	297,1	76998,7	13377,9	101,7	12257	44427,2	0,0354
3	10	323	300,4	309,6	304,6	91749,2	18468,8	140,4	18386	88643,1	0,0314
3	15	323	297,8	307,1	301,5	102480,0	18470,2	140,4	18386	88646,6	0,0314
3	20	323	296,7	305,8	300,0	107160,9	18471,0	140,4	18386	88647,0	0,0314
3	25	323	296,1	304,9	299,0	109842,5	18471,8	140,4	18386	88647,1	0,0314
4	10	323	302,9	311,6	307,0	108667,7	23371,8	177,6	24512	145812,5	0,0290
4	15	323	299,8	309,0	303,6	125759,0	23370,1	177,6	24512	145813,8	0,0290
4	20	323	298,3	307,6	301,8	133880,2	23370,2	177,6	24512	145813,0	0,0290
4	25	323	297,5	306,6	300,7	138749,4	23370,6	177,6	24512	145812,4	0,0186
5	10	323	305,0	313,2	308,8	121644,4	28080,2	213,4	30643	214970,5	0,0274
5	15	323	301,6	310,6	305,4	144911,1	28079,9	213,4	30643	214909,6	0,0274
5	20	323	299,9	309,1	303,5	156725,0	28079,1	213,4	30643	214902,8	0,0274
5	25	323	298,8	308,0	302,2	164087,6	28079,1	213,4	30643	214904,6	0,0274

Ti	To	Tb	Tw	q	ho	Nuo	Reo	DeltaP	f
293	298,2	294,9	301,4	51728,6	7921,9	85,9	7186	19150,2	0,0455
293	296,7	294,2	298,9	55358,7	11876,8	128,8	10779	37719,2	0,0399
293	295,8	293,9	297,7	56779,9	14902,3	161,6	14372	61133,5	0,0363
293	295,3	293,7	297,0	57551,5	17504,9	189,8	17965	89060,3	0,0339
293	299,8	295,8	304,5	68576,6	7915,2	85,8	7186	19152,3	0,0455
293	298,1	294,9	301,3	76597,1	11866,9	128,7	10779	37716,6	0,0399
293	297,0	294,4	299,8	80095,8	14889,7	161,5	14372	61137,0	0,0363
293	296,3	294,1	298,8	82100,2	17489,7	189,7	17965	89064,0	0,0339
293	301,1	296,5	306,8	81222,1	7912,7	85,8	7186	19152,4	0,0455
293	299,2	295,5	303,4	93996,7	11862,2	128,6	10779	37716,7	0,0399
293	298,0	294,9	301,6	100066,8	14883,5	161,4	14372	61137,3	0,0363
293	297,1	294,5	300,4	103706,2	17482,1	189,6	17965	89064,3	0,0339
293	302,0	297,1	308,6	90936,4	7911,4	85,8	7186	19152,4	0,0455
293	300,1	296,0	305,2	108311,8	11859,5	128,6	10779	37716,2	0,0399
293	298,8	295,3	303,2	117141,9	14879,8	161,4	14372	61137,3	0,0363
293	297,9	294,9	301,9	122645,0	17477,3	189,5	17965	89064,3	0,0339

inner and outer side have nano particule											
Inner Flow rate	Outer Flow rate	Ti	To	Tb	Tw	q	hi	Nui	Rei	DeltaP	f
2	10	323	297,7	306,9	301,5	68316,6	12483,0	80,8	8153	53745,5	0,0404
2	15	323	296,0	304,8	298,9	73159,1	12488,0	80,8	8153	53771,0	0,0404
2	20	323	295,3	303,8	297,8	75082,2	12489,9	80,8	8153	53770,6	0,0404
2	25	323	294,9	303,2	297,1	76137,5	12491,6	80,8	8153	54035,7	0,0406
3	10	323	300,7	309,8	304,5	90402,4	17062,9	110,4	12230	105717,6	0,0353
3	15	323	298,1	307,3	301,4	100929,4	17065,7	110,4	12230	105726,4	0,0353
3	20	323	297,0	306,1	299,9	105568,4	17067,1	110,4	12230	105728,2	0,0353
3	25	323	269,3	305,3	298,9	108249,8	17068,1	110,4	12230	105704,5	0,0353
4	10	323	303,2	311,8	306,8	107050,8	21466,7	138,9	16305	172393,6	0,0324
4	15	323	300,1	309,4	303,5	123710,9	20816,1	134,7	16305	172396,4	0,0324
4	20	323	298,7	307,8	301,7	131669,7	21466,7	138,9	16305	172402,2	0,0324
4	25	323	297,8	306,9	300,6	136469,8	21467,5	138,9	16305	172381,8	0,0324
5	10	323	305,2	313,3	308,6	119945,6	25755,5	166,7	20383	253157,5	0,0305
5	15	323	301,9	310,8	305,2	142563,4	25751,4	166,6	20383	253158,7	0,0305
5	20	323	300,2	309,3	303,3	154079,8	25750,8	166,6	20383	253161,4	0,0305
5	25	323	299,1	308,3	302,0	161278,1	25750,3	166,6	20383	253489,8	0,0305

Tablo A.1. (Devam) CFD analizleri sonucu elde edilen değerler

Ti	To	Tb	Tw	q	ho	Nuo	Reo	DeltaP	f
293	298,1	294,9	301,3	51062,2	7921,4	85,9	7186	19142,2	0,0455
293	296,6	294,2	298,8	54681,7	11877,3	128,8	10779	37703,6	0,0398
293	295,8	293,9	297,6	56119,1	14902,5	161,6	14372	61123,4	0,0363
293	295,3	293,7	296,9	56907,7	17504,2	189,8	17965	89053,7	0,0339
293	299,7	295,8	304,3	67570,0	7915,6	85,8	7186	19141,1	0,0455
293	298,0	294,9	301,2	75438,2	11867,0	128,7	10779	37706,4	0,0399
293	296,9	294,4	299,7	78905,6	14889,7	161,5	14372	61126,9	0,0363
293	296,2	294,1	298,7	80909,7	17488,9	189,7	17965	89056,9	0,0339
293	300,9	296,5	306,6	80013,5	7912,6	85,8	7186	19142,2	0,0455
293	299,1	295,5	303,3	92465,9	11862,2	128,6	10779	37706,6	0,0399
293	297,9	294,9	301,5	98414,6	14883,4	161,4	14372	61127,1	0,0363
293	297,0	294,5	300,3	102002,5	17481,0	189,6	17965	89058,3	0,0339
293	301,9	297,1	308,4	89651,9	7911,3	85,8	7186	19142,2	0,0455
293	300,0	296,0	305,0	106556,9	11859,4	128,6	10779	37706,6	0,0399
293	298,7	295,3	303,0	115164,7	14879,6	161,4	14372	61127,1	0,0363
293	297,8	294,9	301,7	120544,8	17476,8	189,5	17965	89053,6	0,0339

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

Kaan Mumcuoğlu, Mert Tükel, Müslüm Arıcı, Hasan Karabay, Analysis of fluid flow and heat transfer characteristics in multiple glazing roofs with a special emphasis on the thermal performance, *Applied Thermal Engineering* 148, 2019, 694-703.

Kaan Mumcuoğlu, Müslüm Arıcı, Hasan Karabay, Miraç Kan, CFD Analysis of Flow and Heat Transfer in an Inclined Double-Glazing Window, *IV. International Energy Technologies Conference*, 15-16 December 2016, Istanbul, Turkey

Kaan Mumcuoğlu, Çift borulu helisel bobin ısı değiştiricilerinin nano partikül ilavesi ile termal performansının hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak analizi, *IMASES*, 2019, Izmir, Turkey

ÖZGEÇMİŞ

Kaan Mumcuoğlu 1994 yılında İstanbul'da doğdu. Lise öğrenimini Nevzat Ayaz Anadolu Lisesi'nde tamamladı. 2012 yılında girdiği Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünü 2016 yılında onur öğrencisi olarak tamamladı. Aynı yıl Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. Yüksek lisans eğitimi sırasında çoklu camlarda oluşan konveksiyonel ısı transferi, hidrolik makinalar, nano parçacık ilaveli ısı değitiricileri gibi konularda çalışmaları bulunmaktadır. Aktif iş hayatında kanatsız hava akımını yönlendiren otomobil difüzörü konusunda uluslararası patent başvurusu sahibidir. Mumcuoğlu Mühendislik Makina Sanayi Limited Şirketi'nin kurucusu olup Ecoplas Otomotiv A.Ş'de Ar-Ge mühendisi olarak görevini sürdürmektedir.