T.C.
HARRAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOKTORA TEZİ

NANO AKIŞKANLARIN OTOMOBİL RADYATÖRLERİNDE ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYIPLARINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Harun ÇİFCİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ŞANLIURFA
2023

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖZET i
ABSTRACT ii
TEŞEKKÜR iii
ŞEKİLLER DİZİNİ iv
ÇİZELGELER DİZİNİ v
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ vi
1. GİRİŞ 1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR 4
2.1. Nano Akışkanların Araç Radyatöründe Kullanımı ile İlgili Literatür Çalışmaları 6
3. MATERYAL ve YÖNTEM 12
3.1. Nano Akışkanların Hazırlanması 12
3.2. Nano Akışkanların Termal Özelliklerinin Belirlenmesi 16
3.3. Deneyler 18
3.3.1. Deney düzeneği 18
3.3.2. Deney düzeneği ekipmanları 19
3.3.2.1. Datalogger 19
3.3.2.2. Frekans inverteri 19
3.3.2.3. Sirkülasyon pompası 20
3.3.2.4. Manyetik Debimetre 21
3.3.2.5. Sıvı tankı 21
3.3.2.6.Termostat 22
3.3.2.7. Fan 22
3.3.2.8. Radyatör 23
3.3.3. Deneylerin yapılışı 24
3.4. Deneysel Çalışmanın CFD Programı ile Nümerik Analizi 25
3.5. Radyatörlerde Isı transfer Hesaplamaları 27
3.5.1. Isı transferi çözümlemesi 27
3.5.2. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı yöntemi 29
3.5.2.1. Düzeltme faktörü kullanımı 31
3.5.2. Nusselt sayısı hesabı 31
3.5.3. Teorik Nusselt sayısı hesaplamaları 33
3.6. Basınç Kaybı Hesaplamaları 34
3.7. Belirsizlik Analizi 35
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA 37
4.1. Isı Transfer Analizi 37
4.1.1. Radyatör 1 (Bakır)'e ait ısı transfer değişimi 37
4.1.2. Radyatör 2 (Alüminyum)'ye ait ısı transfer değişimi 40
4.2. Çıkış Sıcaklıkları Analizi 42
4.2.1. Radyatör 1 (Bakır)'e ait çıkış sıcaklıkları değişimi 42
4.2.2. Radyatör 2 (Alüminyum)'ye ait çıkış sıcaklıkları değişimi 44
4.3. Toplam Isı Transfer Katsayısı Analizi 46
4.3.1. Radyatör 1 (Bakır) için toplam ısı transfer katsayısı (U) değişimi 46
4.3.2. Radyatör 2 (Alüminyum) için toplam ısı transfer katsayısı (U) değişimi 48
4.4. Nusselt Sayısı Analizi 51
4.4.1. Radyatör 1 (Bakır)'e ait Nusselt sayısı değişimi 51
4.4.2. Radyatör 2 (Alüminyum)'ye ait Nusselt sayısı değişimi 65
4.4.3. Deneysel verilerden elde edilen Nu hesaplama denklemi 79
4.5. Basınç Kaybı Analizi 80
4.5.1. Radyatör 1'e ait basınç kaybı değişimi 80
4.5.2. Radyatör 1'e ait f sürtünme faktörü değişimi 83
4.5.3. Radyatör 1'e ait pompa gücü değişimi 85

4.5.4. Radyatör 2'ye ait basınç kaybı değişimi 88
4.4.5. Radyatör 2'ye ait f sürtünme faktörü değişimi 90
4.5.6. Radyatör 2'ye ait pompa gücü değişimi 93
5.1. SONUÇLAR ve ÖNERİLER 96
5.1. Sonuçlar 96
5.2. Öneriler 99
KAYNAKLAR 100

ÖZET

Doktora Tezi

NANO AKIŞKANLARIN OTOMOBİL RADYATÖRLERİNDE ISI TRANSFERİ VE BASINÇ KAYIPLARINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Harun ÇİFCİ

Harran Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Refet KARADAĞ
Yıl: 2023, Sayfa:102

Araç soğutma sistemlerinin en önemli elemanlarından olan radyatörlerde genel olarak su veya su-antifriz karışımları kullanılmakta olup bu akışkanlar özelliklerinden dolayı yeterli ısı transfer kapasitesine sahip değillerdir. Radyatörlerde ısıl özellikleri daha iyi olan nano akışkanlar kullanılarak daha verimli bir soğutma yapılabilmektedir. Bu çalışmada boru ve kanatçıklı yapıda olan iki farklı otomobil radyatöründe farklı hacimsel konsantrasyonlarda (%0.1, %0.3, %0.5) hazırlanan saf su esaslı Al_2O_3 ve MgO nano akışkanlarının 45, 50, 55 ve 60 ℃ giriş sıcaklıkları ve 7, 8, 9, 10 lt/dk hacimsel debilerde ısı transferine ve basınç kayıplarına etkisi deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Deneysel sonuçlarda radyatörler üzerinde nano akışkan kullanımı ile ısı transfer miktarı, Nu sayısı ve toplam ısı transfer katsayısı değerlerinde artış görülmüştür. Hacimsel konsantrasyon ve debi artışı ile bu değerlerin artış oranları da yükselmektedir. Genel olarak sıcaklık artışı ile ısı transfer miktarları tüm akışkanlar için artmakta olsa da artış oranları için sıcaklık Al_2O_3 nano akışkanında olumsuz etki gösterirken, MgO nano akışkanında ise olumlu yönde etki göstermiştir. Isıl performans olarak MgO nanoakışkanında Al_2O_3 nano akışkanına göre daha yüksek değerler elde edilmiştir. Radyatör 1 (bakır) için saf suya göre elde edilen en yüksek artışlar toplam ısı transferinde %30.5, toplam ısı transfer katsayısında %35.4 ve Nusselt sayısında %43.61 olarak hesaplanmıştır. Radyatör 2 (Alüminyum) için ise saf suya göre en yüksek artışlar toplam ısı transferinde %26.8, toplam ısı transfer katsayısında %34.77 ve Nusselt sayısında %46.76 olmaktadır. Ayrıca tüm akışkanlar için Re artışı ile Nu sayısı artmaktadır. CFD programı ile nümerik çözümleme yapılmış ve bulunan Nu sayılarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması yapılmıştır. Ek olarak deneysel verilerden Nu hesaplama denklemi türetilmiştir. Nano akışkan kullanımının basınç kayıplarına ve pompa gücüne etkisindeki en yüksek artış MgO nano akışkanında meydana gelmiştir. Hacimsel konsantrasyon artışı ile basınç kaybı ve pompa gücü artmaktadır. Ayrıca radyatör 1 (bakır)'de radyatör 2 (alüminyum)'ye göre daha fazla basınç kaybı meydana geldiği tespit edilmiştir.

ANAHTAR KELİMELER: Nano akışkan, Araç radyatörü, Isı transferi

ABSTRACT

PhD Thesis

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF NANO FLUIDS ON HEAT TRANSFER AND PRESSURE LOSSES IN CAR RADIATORS

Harun ÇİFCİ

Harran University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof.Dr. Refet KARADAĞ
Year: 2023, Page:102

Water or water-antifreeze mixtures are generally used in radiators, which are one of the most important elements of vehicle cooling systems, and these fluids do not have sufficient heat transfer capacity due to their properties. More efficient cooling can be achieved by using nanofluids with better thermal properties in radiators. In this study, the effect of pure water-based Al_2O_3 and MgO nanofluids, prepared in different volumetric concentrations (0.1%, 0.3%, 0.5%), on heat transfer and pressure losses was investigated experimentally and numerically in a car radiator with tube and fin structure at 45, 50, 55 and 60°C inlet temperatures and 7, 8, 9, 10 lt/min volumetric flow rates. According to the experimental results, the heat transfer amount, Nu number and total heat transfer coefficient values increased with using of nanofluids in radiators. The increasing rates of these values increase while the volumetric concentration and flow rate increase. Although the heat transfer amounts increase with the increasing the temperature in general, for the increasing rates, the temperature has a negative effect for Al_2O_3 nanofluid, while it has a positive effect for MgO nanofluid. In terms of thermal performance, higher values were obtained in MgO nanofluid compared to Al_2O_3 nanofluid. The highest increases obtained for radiator 1 (copper) compared to pure water were calculated as 30.5% at total heat transfer, 35.4% at total heat transfer coefficient and 43.61% at Nusselt number. For Radiator 2 (Aluminium), the highest increases compared to pure water are 26.8% at total heat transfer, 34.77% at total heat transfer coefficient and 46.76% at Nusselt number. In addition, the Nu number increased with the increase in Re for all fluids. Numerical analysis was performed with the CFD program and the Nu numbers were compared with the experimental results. In addition, the Nu equation was derived from the experimental data. With the use of nanofluid, the highest increase in the effect of pressure losses and pump power occurred in MgO nanofluid. With the increase in volumetric concentration, pressure loss and pump power increased. In addition, it has been determined that more pressure loss occurs in radiator 1 (copper) than in radiator 2 (aluminium).

KEY WORDS: Nanofluid, Car radiator, Heat transfer

TEŞEKKÜR

Bu çalışmayı gerçekleştirirken her türlü destek ve yardımlarını esirgemeyen başta danışman hocam Prof. Dr. Refet KARADAĞ'a, bölümümüz öğretim üyesi Prof. Dr. İsmail HİLALİ'ye, Arş. Gör. Dr. Gökhan DEMİRCAN'a ve makine mühendisliği bölümü öğretim üyelerine sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma 2017/17022 nolu "Nano Akışkanların Otomobil Radyatörlerinde Isı Transferi ve Basınç Kayıplarına Etkisinin İncelenmesi" isimli HÜBAK projesi kapsamında yapılmıştır. Çalışmanın yapılabilmesi için gerekli maddi desteği sağlayan Harran Üniversitesi HÜBAK birimine teşekkür ederim.

Ayrıca her zaman yanımda olan ve manevi desteklerini esirgemeyen anneme, babama ve kıymetli eşime teşekkür ederim.

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 3.1. Hassas Terazi 14
Şekil 3.2. Manyetik karıştırma cihazı 14
Şekil 3.3. Ultrasonik karıştırma cihazı 14
Şekil 3.4. Hazırlanan MgO ve Al_2O_3 nano akışkanları numuneleri 15
Şekil 3.5. Isı iletim katsayısı ölçümü. 16
Şekil 3.6. Deney düzeneği 18
Şekil 3.7. Datalogger ve termokupul 19
Şekil 3.8. Frekans inverteri 20
Şekil 3.9. Sirkülasyom pompası 20
Şekil 3.10. Manyetik debimetre 21
Şekil 3.11. Sıvı tankı 21
Şekil 3.12. Termostat 22
Şekil 3.13. Fan 22
Şekil 3.14. Radyatör 1 (Bakır) 23
Şekil 3.15. Radyatör 2 (Alüminyum) 24
Şekil 3.16. Radyatör CFD modelleme 25
Şekil 3.17. Radyatör CFD modellemede mesh oluşturma. 26
Şekil 3.18. CFD analizi sonucu elde edilen sıcaklık gradyeni 27
Şekil 3.19. Çapraz akışlı ve karışmayan akış için F düzeltme katsayısının bulunması (Çengel, 2012) 31
Şekil 3.20. Nusselt sayısı elde edilişi 32
Şekil 4.1. Radyatör 1 için farklı sıvı giriş sıcaklıkları için ısı transferinin debi ile değişimi. 39
Şekil 4.2. Radyatör 2 için farklı sıvı giriş sıcaklıkları için ısı transferinin debi ile değişimi 41
Şekil 4.3. Radyatör 1 için farklı sıvı giriş sıcaklıkları için çıkış sıcaklıklarının değişimi 43
Şekil 4.4. Radyatör 2 için farklı sıvı giriş sıcaklıkları için çıkış sıcaklıklarının değişimi 45
Şekil 4.5. Radyatör 1 için farklı sıvı giriş sıcaklıkları için toplam ısı transfer katsayısı (U) değişimi. 48
Şekil 4.6. Radyatör 2 için farklı sıvı giriş sıcaklıkları için toplam ısı transfer katsayısı (U) değişimi 50
Şekil 4.7. Radyatör 1'e ait farklı giriş sıcaklıklarında deneysel Nusselt-Re grafikleri 53
Şekil 4.8. Radyatör 1 için farklı sıcaklıklarda saf suda deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri 55
Şekil 4.9. Radyatör 1 için MgO %0.1'de deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri 56
Şekil 4.10. Radyatör 1 için MgO %0.3'te deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri. 58
Şekil 4.11. Radyatör 1 için MgO %0.5'te deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri. 60
Şekil 4.12. Farklı sıcaklıklarda Al_2O_3 %0.1 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri 61
Şekil 4.13.Farklı sıcaklıklarda Al_2O_3 %0.3 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri. 63
Şekil 4.14. Farklı sıcaklıklarda Al_2O_3 %0.5 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri 65
Şekil 4.15. Radyatör 2'ye ait farklı giriş sıcaklıklarında deneysel Nusselt-Re grafikleri 67
Şekil 4.16. Farklı sıcaklıklarda saf su için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri. 69
Şekil 4.17. Farklı sıcaklıklarda MgO %0.1 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri. 71
Şekil 4.18.Farklı sıcaklıklarda MgO %0.3 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri 72
Şekil 4.19. Farklı sıcaklıklarda MgO %0.5 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri 74
Şekil 4.20. Farklı sıcaklıklarda Al_2O_3 %0.1 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri 76
Şekil 4.21. Farklı sıcaklıklarda Al_2O_3 %0.3 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri. 77
Şekil 4.22. Farklı sıcaklıklarda Al_2O_3 %0.5 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri 79
Şekil 4.23. Radyatör 1 için farklı sıvı giriş sıcaklıklarında basınç kaybı debi-değişimi 82
Şekil 4.24. Farklı sıcaklıklarda radyatör 1 için f-Re eğrileri 85
Şekil 4.25. Radyatör 1'e ait Wp- Re değişim eğrileri 87
Şekil 4.26. Radyatör 2 için farklı sıvı giriş sıcaklıklarında basınç kaybı - debi değişimi 90
Şekil 4.27. Farklı sıcaklıklarda radyatör 2 için f-Re eğrileri 92
Şekil 4.28. Radyatör 1'e ait Wp- Re değişim eğrileri 95

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa No

Çizelge 3.1. Nanopartiküllerin termofiziksel özellikleri 13
Çizelge 3.2. %0.1, %0.3 ve %0.5 hacimsel konsantrasyonlar için partikül miktarları (10 lt için) 13
Çizelge 3.3. Nano akışkanların termofiziksel özellikleri tespitinde kullanılan eşitlikler 17
Çizelge 3.4. Farklı sıcaklıklar için nano akışkanlara ait termofiziksel özellikler 17
Çizelge 3.5. Radyatör 1'e ait teknik özellikler 23
Çizelge 3.6. Radyatör 2'ye ait teknik özellikler 24
Çizelge 3.7. Nusselt sayısı hesabı için literatürden alınan bazı eşitlikler. 34
Çizelge 3.8. Ölçüm parametrelerinde belirsizlik oranları 36
Çizelge 4.1. Deneysel verilerden elde edilen Nu denklemi için geçerli parametreler 80

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

A	Isı transfer yüzey alanı (m^2)
C_p	Sabit basınçta özgül ısı ($kj.kg^{-1}.K^{-1}$)
h	Isı taşınım katsayısı ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
k	Isı iletim katsayısı ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
U	Toplam ısı transfer katsayısı ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
Q	Isı transferi (W)
F	Düzeltme faktörü
W	Güç (W)
m	Kütle (kg)
$\dot{m}$	Kütlesel debi ($kg.s^{-1}$)
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
R	Isıl direnç ($W.K^{-1}$)
SSA	Spesifik yüzey alanı ($m^2.g^{-1}$)
D	Çap (m)
V	Hacim (m^3)
P	Boru kesiti çevre uzunluğu (m), Basınç (Pa)
L	Boru uzunluğu (m)
T	Sıcaklık (°C)
lt	litre
dk	dakika
sa	saat
v	Hız ($m.s^{-1}$)
r	Yarıçap (m)
f	Darcy sürtünme katsayısı
v	Özgül hacim ($m^3.kg^{-1}$)
μ	Viskozite ($kg.s^{-1}.m^{-1}$)
ρ	Yoğunluk ($kg.m^{-3}$)
Ø	Hacimsel partikül oranı
n	Boru sayısı
bf	Temel akışkan
nf	Nano akışkan
p	Partikül
c	Soğuk akışkan
h	Sıcak akışkan
s	Boru yüzeyi
g	Giren akışkan
ç	Çıkan akışkan

1. GİRİŞ

Günümüz dünyasında teknolojik ilerlemelerle beraber yaşam kalitesindeki iyileşmelerin ve artan nüfusun da etkisiyle enerji kullanımı her geçen gün daha da artmaktadır. Enerji tüketimindeki artışlar ile birlikte ulaşım sektörlerinde kullanılan petrol yakıt rezervlerinin azalması ve fiyatlarının artışı da önemli bir durum haline gelmektedir. Enerji tüketimindeki artış, ısı transferi, ısıl depolama ve birçok mühendislik uygulamalarında verimliliği artırmak ve enerji tasarrufu sağlamak için yüksek ısıl performansa sahip gelişmiş ısı transfer sistemlerinin gelişmesi zorunlu olmaktadır (Adinberg, 2010).

Otomotiv endüstrisi gelişim açısından sürekli kendini yenilerken performans ve verimleri daha yüksek motorlar üretilmektedir. Otomotiv sektöründe; yüksek performanslı, daha az egzoz emisyonuna sahip ve yakıt tüketimi düşük araçlara talep artmaktadır. Otomotiv sektöründe yakıt tasarrufu açısından pek çok uygulama mevcuttur. Araçlarda yakıt tüketimini azaltmanın bir yolu da soğutma performansının artırılmasıdır. Araç radyatörlerinin tasarımı ve boyutunu optimize etmek araç ağırlığını azaltarak yakıt tasarrufu sağlayabilmektedir. Radyatörler ayrıca otomobil aerodinamik davranışı üzerinde güçlü bir etkisi olan ön uç modülünün tasarımında önemli bir role sahiptir (Leduc, 2003).

Radyatörler bir çeşit ısı değiştirici olup motorun ön kısmında yer alan motor soğutma sisteminin önemli bir parçasıdır. Motorun soğutulması için kullanılan sıvı motordan aldığı ısıyı pompa vasıtasıyla radyatörlerdeki kanallarda dolaştırır ve ısıyı atmosfere atar. Motor soğutma sistemi içerisinde genellikle su veya su antifriz karışımı kullanılır.

Isı transferini arttırmak ve ısı değiştiricilerinin boyutunu en aza indirmek suretiyle enerji ve yakıt verimlerini artırmak için pek çok çalışma yapılmıştır. Farklı kanat tipleri, pürüzlü veya delikli yüzeyler, vorteks jeneratörleri veya çeşitli boru ekleri dahil çeşitli teknikler kullanarak ısı transferini arttırmaya yönelik çalışmalar yapılmıştır (Bergles, 1997). Bu tekniklerin çoğu paralel ve yüzey alanları kapsamında

yöntemler olup katkıları bakımından neredeyse limitlere ulaşmıştır. Ancak yine de gelişen sistemlerle birlikte ısı transferinde olan ihtiyaç artmakta olduğundan ısı değiştiricilerinde ısıl kapasitenin artırılması her zaman talep edilen bir durum olmaktadır.

Isı değiştiricilerinde ısı transferini artırmanın bir yolu da soğutucu akışkanın termal özelliklerini iyileştirmektir. Bilindiği üzere katı malzemelerin ısıl iletkenlikleri ısı transfer sıvıları olarak kullanılan su, motor yağı, etilen glikol gibi geleneksel akışkanlara oranla daha yüksektir. Bu durumda sıvılara katı parçacıklar katılarak ısıl özellikleri iyileştirilebilir. Araştırmacılar önceleri mili ve mikro boyutta partikülleri sıvılara ekleyerek ısıl iletkenliklerini artırmaya yönelik çalışmalar yapmışlar ancak partiküllerin boyutlarının büyük olması nedeniyle sistemlerde aşınma, çökelme, kanallarda tıkanma ve yüksek oranda basınç düşümü etkisi oluşturmaları nedeniyle uygulamalardaki kullanılabilirliği pek mümkün olmamıştır. Nano teknolojideki gelişmeler ile birlikte nano boyutta partikül üretimi mümkün hale gelmiştir. Nano akışkanlar ilk olarak 1995 yılında, Amerika'daki Argonne Ulusal Laboratuvarı'nda Choi (1995) tarafından geliştirildi. Bu tür sıvılar, 100 nm'den önemli ölçüde daha küçük olan ve geleneksel sıvılardan daha yüksek bir kütlesel katı ısı iletkenliğine sahip parçacıkları içeren sıvı süspansiyonlardır (Wen ve Ding, 2004). Nano akışkanlar, metalik veya metalik olmayan oksit nanoparçacıklarının geleneksel ısı transfer akışkanlarında süspanse edilmesiyle oluşturulur. Milimetre veya mikrometre boyutunda partiküller içeren geleneksel katı-sıvı süspansiyonları ile karşılaştırıldığında, ısı değiştiricilerdeki soğutucu olarak nano-sıvılar, küçük süspansiyon katı partiküllerin boyutu nedeniyle daha iyi ısı transfer performansı gösterir. Partikül boyutları nano seviyesinde olduğu için sistemlerde tıkanma, aşınma, çökelme ve yüksek oranda basınç düşümü etkisi göstermez. Mükemmel özelliklerinden ötürü nano-akışkanlar, aşırı stabilite, ultra yüksek ısıl iletkenlik gibi ısı transfer özelliklerini geliştirmede geniş bir uygulama alanı bulur. Isı transferi; yüzey alanı artışı, Brownian hareketi ve partikül arası kuvvetler nedeniyle artar, böylece artan termal iletkenlik, artan tek fazlı ısı transferi, artan kritik ısı akısı meydana gelir (Haddad ve ark., 2014). Nano akışkanlara bu özellikleri ile son yıllarda ilgi artmış olup

nükleer sistemlerin soğutulması, elektronik sistemlerin soğutulması, iklimlendirme sistemleri gibi birçok uygulamada kullanılmaktadır.

Modern ısı transfer sistemlerinde, termal performansı artırmak için çeşitli yaklaşımlar kullanılır. Verimlilik, bu uygulamalarda sistem boyutları ve pompalama gücü gibi faktörler tarafından kısıtlanır. Geleneksel sıvılar yerine nanoakışkanların kullanılması, ısı transferini artırmak için bir fırsat sunar. Nano akışkanların önemli özellikleri arasında; ısı iletkenlikleri ve yüzey alanlarının yüksek olması, nano boyutlu olması ile çökelme oranının az olması, mikro kanallarda tıkanmalara ve aşınmalara sebebiyet vermemesi gibi özellikler yer almaktadır. Nano akışkanların istisnai termal özellikleri, daha kompakt ısı transfer sistemlerinin tasarımına izin verir. Sonuç olarak, bu, daha küçük boyutlu sistemleri etkin bir şekilde kullanarak yatırım maliyetlerinin düşmesine ve enerji verimliliğinin artmasını sağlar (Fan, 2020).

Nano akışkanların ısıl özelliklerinin iyi olması sayesinde otomobil, kamyon, iş makinelerinde kullanılan soğutma sistemlerinin daha küçük boyutta ve daha az kompleks olması sağlanabilir. Nanoakışkanların araç radyatörlerine dahil edilmesiyle, aerodinamik araç tasarımları ve sistem boyutunun küçültülmesi açısından önemli ilerlemeler sağlanabilir. Argon Ulusal Laboratuvarı'nda yürütülen araştırma, radyatör alanında %10'luk bir azalma olduğunu ve bunun da yakıt verimliliğinde %5'lik kayda değer bir iyileşmeye yol açtığını göstermektedir (Singh ve ark., 2006).

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Nano akışkanlar üstün özellikleri ile pek çok araştırmacının dikkatini çekmiştir. Literatürde nano akışkanların ısı değiştiricilerde kullanımı konusunda yapılan çalışmalarda;

Tiwari ve ark. (2013) plakalı bir ısı değiştiricisinde farklı nano-partiküller (CeO_2, Al_2O_3, TiO_2 ve SiO_2) ve su ile hazırlanan nano akışkanları geniş bir konsantrasyon aralığında kullanarak (hacimce %0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.5, 2.0 ve %3) ısı transfer performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Araştırmacılar düşük hacimli konsantrasyonlarda TiO_2 ve CeO_2 nano partiküllerinin daha iyi ısı transfer davranışına sahip olduğunu ancak daha yüksek hacimsel konsantrasyonlarda ise Al_2O_3 ve SiO_2 nano partiküllerinin daha etkili olduğunu ifade etmişlerdir. Yazarlar CeO_2-su, Al_2O_3-su, TiO_2-su ve SiO_2-su nano akışkanlarının kullanımı ile optimum hacim konsantrasyonunda maksimum ısı transfer katsayısındaki artışı sırasıyla; %35.9, %26.3, %24.1 ve %13.9 olarak raporlarında belirtmişlerdir.

Vermahmoudi ve ark. (2014) tarafından yapılan çalışmada hava soğutmalı kompakt bir ısı değiştiricideki nano akışkanların ısıl performansı deneysel olarak incelenmiştir. Fe_2O_3-su ile %0.15, 0.4 ve %0.65 hacimsel konsantrasyonlarında hazırlanan nano akışkanlara daha homojen dağılım sağlamak için %0.8 polietilen glikol eklenmiş ve pH 11.1'e ayarlanmıştır. Sonuçlarda ısı transferinin ve ısı transfer katsayısının akış debisi ve nano partikül konsantrasyonu ile arttığı belirlenmiştir. Araştırmacılar ayrıca sıcaklık arttıkça ısı transferinin artmasına karşın ısı transfer katsayısının azaldığını gözlemlemiştir. En yüksek hacimsel konsantrasyonda maksimum ısı transfer artışı %11.5 ve maksimum ısı transfer katsayısı artışı %13 olarak rapor edilmiştir.

Abed ve ark. (2016), Al_2O_3, CuO, SiO_2 ve ZnO nano akışkanlarının (hacimce %0-4) trapez kanallarda ısı transfer davranışını nümerik olarak incelemişlerdir. Yazarlar partikül konsantrasyonu artışı ile ısı transferinin arttığını ve basınç düşüşünde de hafif bir artışın olduğunu belirtmiştir. En yüksek Nusselt sayısı artışı SiO_2 nano

akışkanında meydana gelmiş olup %4 hacimsel konsantrasyon için bu artış maksimum %10 olarak rapor edilmiştir.

Azmi ve ark. (2016), dairesel bir tüpte %0.5- %1.5 hacimsel konsantrasyonlu TiO_2-su nano akışkanlarının ısı transfer performansı üzerinde deneysel çalışma yapmışlardır. Nano akışkanlarının ısıl iletkenliğinde, konsantrasyondaki ve sıcaklıktaki artış ile iyileşmeler tespit edilmiştir. Düşük konsantrasyonlar için termal iletkenlikteki artış sıcaklıkla doğrusal olduğu belirtilmiştir. Konsantrasyon artışı ile viskozitede artışa neden olduğu ve sıcaklığın artmasıyla viskozitenin azaldığı belirtilmiştir. Araştırmacılar ısıl iletkenlik, viskozite ve nano akışkan ısı transfer katsayısının, çalışma sıcaklığı ve konsantrasyondan güçlü bir şekilde etkilendiğini ifade etmiştir. Maksimum ısıl iletkenlik artışı %15.4, Nusselt sayısı artışı %28.9 olarak hesaplanmıştır.

Barzegarian ve ark. (2017), Al_2O_3 nano partikülleri ve saf su ile elde edilen %0.03, 0.14 ve 0.3 hacimsel konsantrasyonlu nano akışkanların ısı transfer karakteristiklerini bir kabuk borulu ısı değiştiricisi üzerinde deneysel olarak incelemişlerdir. Su yerine nano akışkan kullanılmasıyla Nu sayısının %0.03, %0.14 ve %0.3 hacimsel konsantrasyonlar için sırasıyla %9.7, %20.9 ve %29.8'e kadar arttığı bildirilmiştir. Aynı şekilde, hacimsel konsantrasyonlara göre, ısı değiştiricinin toplam ısı transfer katsayısının sırasıyla %5.4, 10.3 ve 19.1 civarında arttığı belirtilmiştir. Basınç düşüşü açısından, test bölümünde nano akışkan kullanarak az miktarda artış tespit edilmiştir. Yazarlar sıvı içerisine partikül eklenmesiyle suyun ısıl iletkenliğinin artmasında nano partiküllerin sınır tabaka kalınlığını azaltması ve Brownian hareketi gibi durumların etkili olduğunu raporlarında belirtmiştir.

Bahmani ve ark. (2018), Al_2O_3-su nano akışkanlarının (hacimce %0–10) paralel ve karşıt akışlı çift borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferi, ısıl verim ve sıcaklık değişimlerini nümerik olarak incelemişlerdir. Yazarlar nanopartiküller hacim konsantrasyonu veya Reynolds sayısının arttırılmasının, Nusselt sayısının ve konveksiyon ısı transfer katsayısının artmasına neden olduğunu belirtmiştir. Ayrıca, nanoparçacıkların hacimsel konsantrasyon artışıyla akışkanın çıkış sıcaklığı ve ısı

değiştirici duvar sıcaklığının arttığı tespit edilmiştir. En yüksek ısıl verim ve Nu sayısı artışı karşıt akış koşullarında elde edilmiş ve maksimum ısıl verim ve ortalama Nusselt sayısı artışı, sırasıyla %30 ve %32.7 olarak belirtilmiştir. Araştırmacılar ısı değiştiricideki ısıl verim artışının maksimum %5 hacimsel konsantrasyonunda gerçekleştiğini ve daha fazla nanopartikül eklemenin, ısıl verimin azalmasına neden olduğunu ifade etmişlerdir.

Mansoury ve ark. (2019), aynı ısı transfer yüzey alanına sahip olan bir çift borulu, kabuk borulu ve plakalı ısı değiştiricilerin ısıl performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler hacimce %0.2, %0.5 ve %1 konsantrasyonlu deiyonize su – Al_2O_3 nano akışkanları ile gerçekleştirilmiştir. Çift borulu ısı değiştiricisinde ısı transfer katsayısındaki maksimum artış %60 olurken, plakalı ısı değiştiricisi için bu değer %11 olarak rapor edilmiştir. Araştırmacılar nano akışkan kullanılması ile basınç düşüşündeki en yüksek artışın plakalı ısı değiştiricisi için %27, çift borulu ısı değiştiricisinde ise %85 olduğunu bildirmiştir.

2.1. Nano Akışkanların Araç Radyatöründe Kullanımı ile İlgili Literatür Çalışmaları

Peyghambarzadeh ve ark. (2013) tarafından yapılan çalışmada CuO ve Fe_2O_3 nano partikülleri ve saf su ile elde edilen %0.15, %0.4 ve %0.65 hacimsel konsantrasyonlarındaki nano akışkanların otomobil radyatöründe ısı transfer performansı deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmada sıvı tarafı için Reynolds sayısı 50-1000 aralığında olup giriş sıcaklıkları 50, 65 ve 80 °C olarak uygulanmıştır. Ortam havası sabit sıcaklıkta olup hava akışı için Reynolds sayısı 500 ile 700 arasında değişmektedir. Araştırmacılar konsantrasyon artışı, hava hızı artışı ve nano akışkan debi artışı ile ısı transfer katsayısının arttığını ifade etmişlerdir. Deneysel sonuçlara göre nano akışkanlarda ısı transfer katsayısı saf suya göre %9 daha yüksek olmuştur. Ancak nano akışkan giriş sıcaklığının artması ile ısı transfer katsayısının düştüğünü vurgulamışlardır.

Naraki ve ark. (2013), otomobil radyatörü içerisinde farklı hacimsel konsantrasyonlardaki (hacimce %0-0.4) CuO-su nano akışkanlarının ısı transfer katsayısını deneysel olarak laminer koşullar altında ($100 < Re < 1000$) incelemişlerdir. Deneylerde sıvı için, giriş sıcaklıkları 50-80°C olup hacimsel debi 0,2-0,5 m^3/h'dir. Araştırmacılar nano akışkanların ısı transfer katsayısının suya oranla daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Sonuçlara göre toplam ısı transfer katsayısının; sıvı giriş sıcaklığının artışı ile azaldığı, hacimsel debi artışı ile arttığı ve hava hızı artışı ile arttığı rapor edilmiştir. Toplam ısı transfer katsayısı artış oranının %0.15 hacimsel konsantrasyon için %6 olduğu, %0.4 hacimsel konsantrasyon için %8 olduğu ifade edilmiştir.

Muhammad Ali ve ark. (2015), farklı hacimsel konsantrasyonlara sahip MgO-su nano akışkanlarının (hacimce %0.06, %0.09 ve %0.12) bir araba radyatöründe ısı transfer performanslarını deneysel olarak incelemişlerdir. Sıvı hacimsel debisi 8-16 lt/dk ve giriş sıcaklıkları 56°C, 60°C, 64°C olup deneyler türbülans akış koşullarında gerçekleştirilmiştir. Araştırmacılar giriş sıcaklıklarında 8°C'lik bir artışın, ısı transfer oranında sadece %6 artış gösterdiğini belirtirken %0.12'lik hacimsel konsantrasyonundaki MgO nano akışkanında maksimum ısı transferi artışını %31 olarak rapor etmişlerdir. Ayrıca düşük akış hızları, aynı hacimsel konsantrasyon için daha yüksek akış hızlarına kıyasla daha yüksek ısı transfer hızlarını sağladığı belirtilmiştir.

Nieh ve ark. (2017) tarafından yapılan deneysel çalışmada alumina, titania nano partikülleri ile saf su ve etilen glikol (antifriz) ile elde edilen nano akışkanlar kullanılarak hava soğutmalı bir motosiklet radyatöründe ısı transfer performansı incelenmiştir. Yapılan deneylerde farklı nanopartikül konsantrasyonu (kütlece %0.5, %0.1, %2), farklı hacimsel debiler (4.5, 6.5 ve 8.5 lt/dk) ve farklı radyatör giriş sıcaklıklarının (80, 85, 90, ve 95°C) ısı transfer kapasitesi, basınç düşümü ve pompalama gücü değerleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Araştırmacılar deneyler sonrasında en yüksek ısı transfer miktarının titanium nano akışkanında meydana geldiğini belirtmiş olup yaptıkları çalışma sonucunda nano akışkanlar ile maksimum

ısı transferinin %25.6, basınç düşümünün %6.1, pompa gücünün %2.5 olarak arttığını ve radyatör etkinlik faktörünün %27.2 arttığını ifade etmişlerdir.

Adnan ve ark. (2014), TiO_2 ve SiO_2 nanopartikülleri ile saf su esaslı nano akışkanlar hazırlanarak otomobil radyatöründe ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Yapılan deneysel çalışmada sıvı debisi 2-8 lt/dk, giriş sıcaklıkları 60–80 °C ve hacimsel konsantrasyon %1–2 olarak uygulanmış olup, araştırmacılar hacimsel debi artışı, radyatör sıvı giriş sıcaklığı artışı ve hacimsel konsantrasyon artışı ile Nusselt sayısında artış meydana geldiğini ifade etmişlerdir. Araştırmacılar SiO_2 nano-akışkanının, TiO_2 nano-akışkanından daha yüksek bir ısı transferi sağladığını, benzer şekilde, TiO_2 nano-akışkanı saf sudan daha fazla ısı transferi sağladığını tespit etmişlerdir. Maksimum Nusselt sayısı artışı TiO_2 için %11, SiO_2 için %22.5 olarak rapor edilmiştir.

Arunkumar ve ark. (2017), otomobil radyatöründe Al_2O_3-MgO ve TiO_2 nano partiküllerinin %0.12 ve %0.4 hacimsel konsantrasyonlarda temel akışkan olan su ve etilen glikol karışımına eklenmesiyle elde edilen nano akışkanların ısı transfer performansına etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Türbülanslı akış koşullarında gerçekleşen deneysel çalışmada sıvı giriş sıcaklıkları 40-60 °C olarak uygulanmış olup, %0.4 hacimsel konsantrasyonlu Mg-$A1_2O_3$ nano akışkanında su ile kıyasla ısı transferinin %33.18'e kadar arttığı tespit edilmiştir.

Tijani ve ark. (2018) tarafından yapılan nümerik çalışmada bir araba radyatöründe soğutucu olarak eşit oranlarda su ve etilen glikol karışımı ile Al_2O_3 ve CuO nanopartikülleri (hacimce %0.05, %0.15 ve %0.3) kullanılarak elde edilen nano akışkanların ısı transfer performansına etkisi incelenmiştir. Çalışma sonuçlarında araba radyatöründe soğutucu sıvıya Al_2O_3 ve CuO nano partiküllerinin eklenmesi ile; ısı iletkenliği, ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısının arttığı tespit edilmiştir. CuO nano akışkanının Al_2O_3 nano akışkanına kıyasla daha yüksek bir ısı transfer performansı gösterdiği ve bu sonucu sağlayan hacimsel konsantrasyonun %0.3 ve akış debisinin 6 lt/dk olduğu rapor edilmiştir.

Karimi ve ark. (2018) tarafından yapılan çalışmada MgO-MWCNTs nano partiküllerinin etilen glikol ve su içerisinde dağıtılmasıyla elde edilen nano akışkanların ısı transfer performansı yatay ve dikey borulu radyatörlerde nümerik olarak incelenmiştir. Çalışmada farklı akış hızı, giriş sıcaklıkları ve konsantrasyonun basınç düşümü ve Nusselt sayısına etkileri incelenmiştir. Sonuçlara göre partikül konsantrasyonunun artışı ile Nusselt sayısının ve basınç düşüşünün arttığı belirtilmiştir. Araştırmacılar radyatör giriş sıcaklığı artışı ile basınç düşüşünün azaldığını ve Reynolds sayısındaki artışın basınç düşüşünde artışa yol açtığını ifade etmişlerdir. Araştırmacılar ayrıca dikey borulu radyatörlerin yatay borulu radyatörlere göre %10'a kadar daha iyi verime sahip olduğunu belirtmiştir.

Subhedar ve ark. (2018) tarafından yapılan çalışmada Al_2O_3-su mono etilen glikol nano akışkanlarının ısı transfer performansı otomobil radyatörlerinde laminer koşullar altında deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde hacimsel konsantrasyon %0.2 - 0.8, sıvı hacimsel debi 4-9 lt/dk, giriş sıcaklığı 65-85 °C olarak uygulanmıştır. Araştırmacılar çalışma sonucunda radyatörün ısı transfer performansının nano akışkanlar kullanılarak arttığını tespit etmişlerdir. Yazarlar nano akışkan hacimsel konsantrasyon ve akış hızı artışının ısı transfer artışındaki en önemli etkenler olduğunu ifade ederken maksimum Nusselt sayısı artışının %28.47 olduğunu bildirmiştir.

Ravisankar ve ark. (2018) tarafından yapılan çalışmada bir traktör radyatöründe saf su ve Cu nano partikülleri ile elde edilen nano akışkanların ısı transfer performansı türbülanslı koşullarda incelenmiştir. Hacimsel konsantrasyonların %0.025, 0.05, %0.075 ve sıvı giriş sıcaklıklarının 50-60 °C olduğu deneysel çalışma sonuçlarına göre ısı transfer katsayısının nano partiküllerin hacimsel konsantrasyonu ve akışkan debisi artışı ile arttığı tespit edilmiştir. Isı transfer katsayısındaki maksimum artışın %31 olduğu rapor edilmiştir. Yazarlar ayrıca ısı transfer katsayısının nano akışkan giriş sıcaklığı ile azaldığını belirtmişlerdir.

Chaurasia ve ark. (2019), Al_2O_3-su nano akışkanlarının bir otomobil radyatöründe soğuma performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Nano akışkan hacimsel konsantrasyonları %0.1, 0.15 ve 0.2 olup sıvı akışkan giriş sıcaklıkları 45-70

°C, hacimsel debisi 40-100 lt/sa ve hava hızı ise 1.8–2.5 m/s olarak uygulanmış olup sonuçlara göre akışkan akış hızındaki ve hava akış hızındaki bir artışın, ısı transfer performansını arttırdığı tespit edilmiştir. %0.2 hacimsel konsantrasyonlu nano akışkan için saf suya kıyasla %44.29'a kadar bir ısı transfer hızı artışının meydana geldiği araştırmacılar tarafından rapor edilmiştir.

Contreras ve ark. (2019), otomobil radyatöründe, eşit oranlarda su ve etilen glikol temel akışkanına grafen ve gümüş nano partikülleri (hacimce %0.01, %0.05 ve % 0.1) dağıtılarak elde edilen nano akışkanların termohidrolik performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Sıvı için akış debisi 0.08 - 0.11 kg/s, giriş sıcaklıkları 55 ile 85 °C arasında olup hava akış hızı 2,1 m/s olarak uygulanmıştır. Araştırmacılar deneysel sonuçlarda gümüş nano akışkanların, ısı transfer hızında %4.4'e varan bir artış sağladığını ve grafen nano akışkanlarının temel sıvıyla karşılaştırıldığında termohidrolik performansında bir düşüş sergilediğini tespit etmişlerdir. Yazarlar maksimum pompalama gücü artışının %4.1 olduğunu bildirmişlerdir.

Neves ve ark. (2022) tarafından yapılan nümerik çalışmada bir otomobil radyatöründe Al_2O_3-su ve TiO_2-su nano akışkanlarının ısıl performansları incelenmiştir. Araştırmacılar yaptıkları çalışma sonucunda her iki nano akışkanın da benzer ısıl performans gösterdiklerini tespit etmişlerdir. Her iki nano akışkan için de maksimum ısı transfer artışı %32.7 olarak rapor edilmiştir. Yazarlar, nano akışkan konsantrasyonu arttıkça ısı transferinin arttığını, Re sayısının arttıkça ısı transferi artışının azaldığını belirtmişlerdir.

Koca (2020) tarafından yapılan çalışmada bir otomobil radyatöründe grafen su bazlı nano akışkanın soğutma performansı deneysel olarak incelenmiştir. Laminer akış koşullarında gerçekleştirilen çalışma sonucunda %0.02 hacimsel konsantrasyonlu nano akışkan kullanımı ile ısı transfer hızında %47 artış sağlandığı belirtilmiş olup toplam ısı transfer katsayısında %52 ve Nusselt sayısında %34 artış olduğu ifade edilmiştir. Nano partikül konsantrasyonunun %0.02 hacimsel konsanstrasyonunun üzerine çıkarıldığında soğutma performansının düşmeye başladığı ifade edilmiştir.

Literatürde yapılan araştırmalarda bakır yassı tüplü ve alüminyum dairesel borulu radyatörlerde nano akışkanlar ile ilgili ısı transfer çalışmalarına pek rastlanılmamıştır. Ayrıca literatürde aynı araç radyatörüne ait farklı malzemeli radyatör tipi üzerine de çalışmaya rastlanılmamıştır. Bu sebeplerden dolayı bu çalışmaya yönelinmiştir.

Bu çalışmada aynı araç modeline ait malzeme yapısı bakımından farklı iki farklı otomobil radyatöründe hacimsel olarak %0.1, %0.3 ve %0.5 hazırlanan saf su esaslı Al_2O_3 ve MgO nano akışkanlarının ısı transferi ve basınç kayıplarına etkisi deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Radyatör giriş sıcaklıkları 45, 50, 55 ve 60 ℃ olup hacimsel debiler ise 7, 8, 9, 10 lt/dk olarak belirlenmiştir. Nano akışkan deneylerine referans oluşturmak amacıyla öncelikle saf su deneyleri yapılmış ve sonrasında ise nano akışkan deneyleri gerçekleştirilmiştir. Radyatöre giren havanın hareketi için bir adet aksiyel fan kullanılmış olup tüm deneylerde hava hızı 3 m/s olarak ayarlanmıştır. Elde edilen veriler neticesinde ısı transferi ve basınç kayıplarında meydana gelen değişimler tespit edilmiştir

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Nano Akışkanların Hazırlanması

Çeşitli malzemelerden elde edilen nano boyuttaki tozların sıvılarla karışımından elde edilen akışkanlara nano akışkan denilmektedir. Nano akışkanlar tek adım ve iki adım yöntemi olarak iki farklı yöntem ile üretilmektedir.

İki-adım metodu: Nano akışkan hazırlanmasında kullanılan en yaygın yöntemdir. Fiziksel veya kimyasal birçok yöntemle kuru toz olarak üretilen nano partiküller temel akışkan içerisinde dağıtılır. Meydana getirilen süspansiyonun homojen ve stabil hale getirilmesi için magnetik karıştırma, ultrasonik işlem, pH ayarı, yüksek parçalayıcılı karıştırma gibi birçok yöntem kullanılabilmektedir.

Tek-adım metodu: Bu yöntem ile nano partikül üretimi ve temel akışkan içerisine yayılımı eş zamanlı olarak yapılmaktadır. Nano akışkan üretimi bir tek işlemle gerçekleştirilmektedir. Bu yöntemdeki en büyük avantaj nano akışkanların ekstra işlemlere ihtiyaç duyulmadan homojen ve stabil olarak elde edilebilmesidir. İki adım yöntemine göre kararlılık açısından daha kaliteli bir süspansiyon üretilebilmektedir. Ancak bu yöntemde üretim maliyetlerinin yüksek ve kullanılabilecek partiküllerin sınırlı olması nedenleri ile geniş bir uygulama alanına sahip değildir.

Bu çalışmada nano akışkanların hazırlanmasında iki-adım yöntemi kullanılmıştır. Partiküllerin içerisinde aktarılacağı temel akışkan olarak saf su kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan Al_2O_3 ve MgO nano partikülleri "Nano Grafi" firmasından satın alınmış olup Çizelge 3.1'de termofiziksel özellikleri verilmiştir. Hacimsel konsantrasyonlar %0.1, %0.3 ve %0.5 olarak belirlenmiş olup bu konsantrasyonlar için gerekli partikül miktarları tespit edilip saf su içerisine eklenmiştir. Her bir farklı partikül ve farklı hacimsel konsantrasyonlar için gerekli partikül miktarları Denklem 3.1. ve 3.2. ile tespit edilmiştir.

$$Ø = \frac{V_P}{V_T} \quad (3.1.)$$

$$m_P = \rho_P V_P \quad (3.2.)$$

Bu eşitliklerde, Ø hacimsel konsantrasyonu, V_P, V_T, ρ_p ve m_p ise sırasıyla, partikül hacmini (lt), süspansiyonun toplam hacmini (lt), nano partikülün yoğunluğunu (kg/m^3), partikül miktarını (kg) belirtir.

Çizelge 3.1. Nanopartiküllerin termofiziksel özellikleri

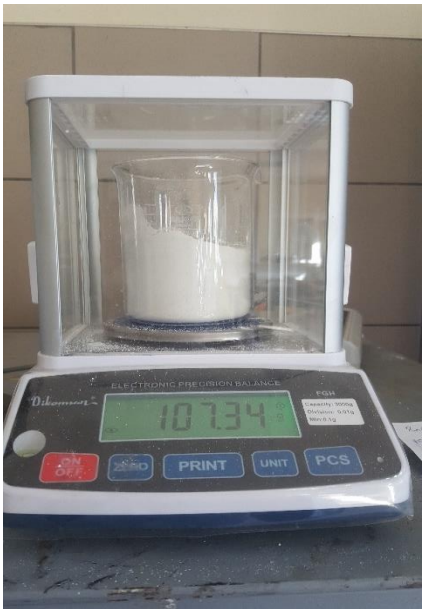
Partikül	Cp (J/kgK)	Partikül Boyutu (nm)	k (W/m.K)	ρ (g/cm^3)	Saflık	Partikül Geometrisi	SSA (m^2/g)	Renk
MgO	1030	18 nm	60	3.54	99.5+%	Polihedral	>65	Beyaz
Al_2O_3	880	4 nm	35	3.9	99.99%	Küresel	>20	Beyaz

Bu çalışmada, deneysel sistemde dolaştırılacak akışkanın hacmi 10 lt olarak belirlenmiştir. Hacimsel konsantrasyonlar %0.1, %0.3 ve %0.5 olarak belirlenmiş olup bu konsantrasyonlar için gerekli partikül miktarları hesaplanmıştır. Hesaplanan partikül miktarları Çizelge 3.2'de belirtilmektedir.

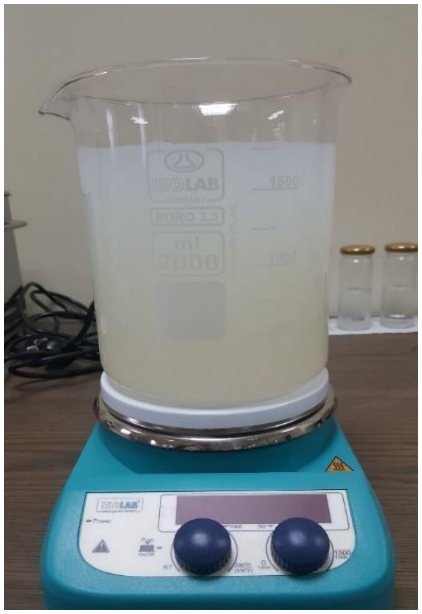
Çizelge 3.2. %0.1, %0.3 ve %0.5 hacimsel konsantrasyonlar için partikül miktarları (10 lt için)

Konsantrasyon (%)	Nano partikül miktarı (g)	
	$m_{Al_2O_3}$	m_{mgO}
0.1	38.9	35.4
0.3	116.7	106.2
0.5	194.5	177

Partikül miktarları belirleme hesapları yapıldıktan sonra her bir farklı konsantrasyon için nano partiküller hassas terazi ile tartılarak karışım kabına konulmuştur. Partikül üzerine 2 lt saf su ilave edilerek karışım kabı manyetik karıştırıcı üzerine alınmıştır. Burada her bir karışıma 30 dk süresince manyetik karıştırma işlemi uygulanmıştır. Şekil 3.1. ve Şekil 3.2.'de hassas terazi ve manyetik karıştırma cihazları görülmektedir.



Şekil 3.1. Hassas Terazi



Şekil 3.2. Manyetik karıştırma cihazı

Nano akışkan elde edilirken süspansiyonlarda topaklanma ve çökelme gibi problemlerin oluşması istenmeyen bir durumdur. Bu nedenle stabil ve homojen nano akışkanlar elde etmek için manyetik karıştırma işlemini sonrasında süspansiyonlara 45 dk süresince Şekil 3.3.'te gösterilen cihaz ile ultrasonik karıştırma işlemleri uygulanmıştır (Sonics Vibra Cell 750). Ultrasonik karıştırma işlemi ile birlikte partiküller ses dalgalarıyla sıvı içerisinde yayılarak homojen ve çökelmeyen bir akışkan oluşumu gerçekleşmiştir.



Şekil 3.3. Ultrasonik karıştırma cihazı

Ultrasonik karıştırma işleminin sonrasında 2 lt olan süspansiyona saf su ilavesi yapılarak deneysel çalışma için gerekli olan 10 litreye çıkartılmıştır. Nano akışkan hazırlanmasından sonra çökelme durumlarını kontrol etmek amacıyla nano akışkanlardan numuneler alınarak gözlem altına alınmıştır.



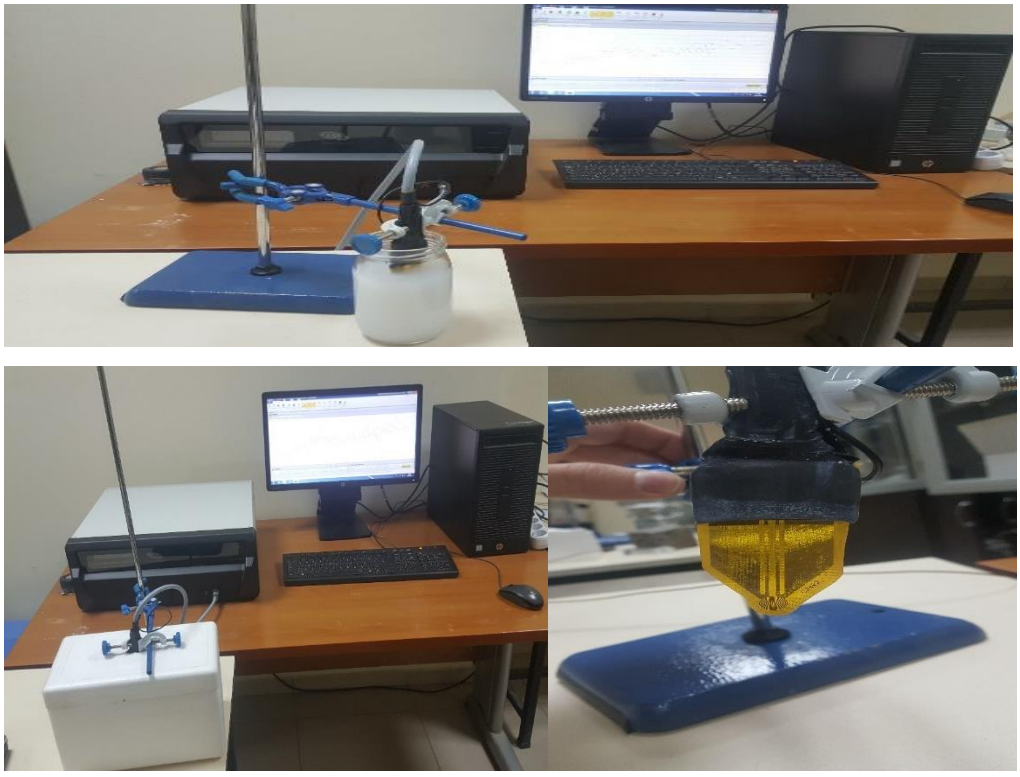
Şekil 3.4. Hazırlanan MgO ve Al_2O_3 nano akışkanları numuneleri

Şekil 3.4.'te hazırlanan nano akışkanlara ait numuneler gösterilmektedir. Numuneler 3 gün süresince gözetim altına tutulmuş olup bu süre içerisinde herhangi bir çökelme görülmemiştir.

3.2. Nano Akışkanların Termal Özelliklerinin Belirlenmesi

Deneysel çalışmada kullanılmak üzere Al_2O_3 ve MgO nano akışkanları %0.1, %0.3 ve %0.5 hacimsel konsantrasyonlarında hazırlanmıştır. Nano akışkanlar hazırlandıktan sonra yoğunluk, özgül ısı, ısı iletim katsayısı, viskozite değerlerinin tespit edilmesi için Çizelge 3.3.'te belirtilen Denklem 3.3., 3.4., 3.5. ve 3.6. kullanılmıştır.

Hazırlanan nano akışkanların ısı iletim katsayıları ayrıca deneysel olarak da Hot Disk TPS 500 S cihazı ile ölçülmüştür (Şekil 3.5.). Nano akışkanlardan alınan numuneler belirlenen sıcaklıklara ayarlandıktan sonra yalıtımlı kap içerisine konulmuş ve prob akışkanların içerisine daldırılarak ısı iletim katsayıları ölçülmüştür.



Şekil 3.5. Isı iletim katsayısı ölçümü.

Hesaplamalar ve termofiziksel özellikler Çizelge 3.4'te verilmiştir.

Çizelge 3.3. Nano akışkanların termofiziksel özellikleri tespitinde kullanılan eşitlikler

Hesaplanan Özellik	Eşitlik		Referans
Yoğunluk	$\rho_{nf} = \emptyset * \rho_{np} + (1 - \emptyset)\rho_{bf}$	(3.3.)	Pak ve Cho (1998)
Özgül Isı	$C_{pnf} = \frac{\emptyset\rho_p C_{p,p} + (1-\emptyset)\rho_{bf} C_{p,bf}}{\rho_{nf}}$	(3.4.)	Xuan ve Roetzel (2000)
Isı İletim Katsayısı	$k_{nf} = \frac{k_p + 2k_{bf} + \emptyset(k_p - k_{bf})}{k_p + 2k_{bf} - \emptyset(k_p - k_{bf})} k_{bf}$	(3.5.)	Maxwell (1891)
Viskozite	$\mu_{nf} = \mu_{bf}(1 + 2.5\emptyset)$	(3.6.)	Einstein (1906)

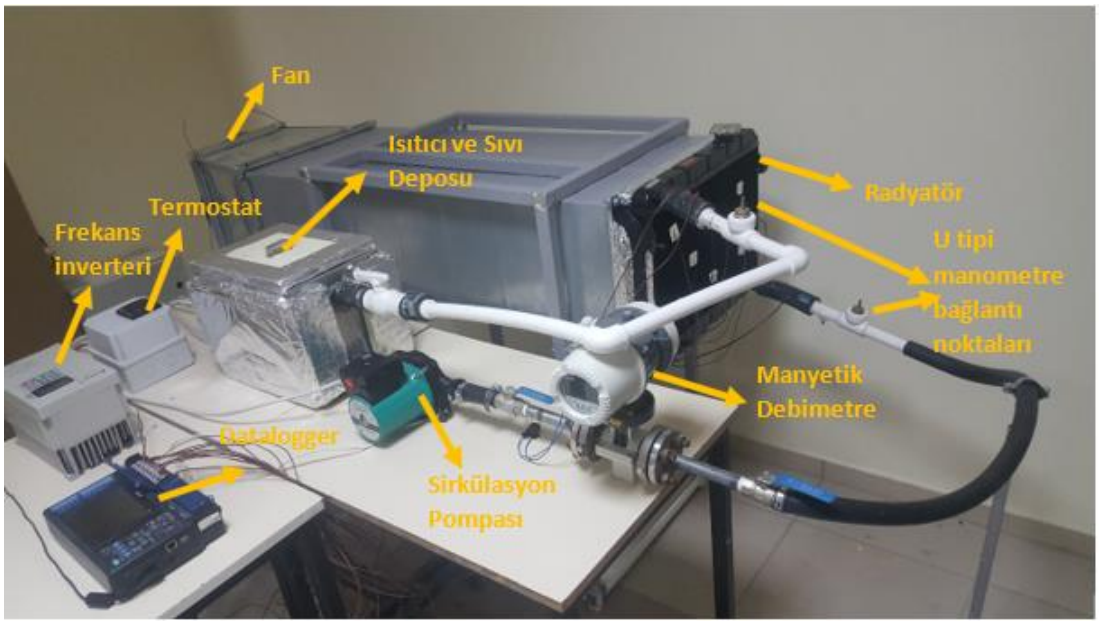
Çizelge 3.4. Farklı sıcaklıklar için nano akışkanlara ait termofiziksel özellikler

Akışkan	Hacimsel Kons. %	ρ (kg/m^3)	Cp (J/kgK)	k (W/mK)	μ (kg/ms)	Deneysel ölçüm k (W/mK)
			45 ℃ giriş sıcaklığı			
Saf su	-	990.100	4180.000	0.63700	0.000599	0.641
MgO-su	0.1	992.650	4168.766	0.63885	0.000600	0.659
MgO-su	0.3	997.750	4146.472	0.64257	0.000603	0.663
MgO-su	0.5	1002.850	4124.403	0.64630	0.000606	0.676
Al_2O_3-su	0.1	993.000	4167.073	0.63881	0.000600	0.651
Al_2O_3-su	0.3	998.800	4141.443	0.64245	0.000603	0.660
Al_2O_3-su	0.5	1004.600	4116.109	0.64609	0.000606	0.671
			50 ℃ giriş sıcaklığı			
Saf su	-	988.100	4181.000	0.64400	0.000547	0.652
MgO-su	0.1	990.652	4169.740	0.64587	0.000548	0.666
MgO-su	0.3	995.756	4147.394	0.64963	0.000551	0.668
MgO-su	0.5	1000.860	4125.275	0.65340	0.000554	0.682
Al_2O_3-su	0.1	991.002	4168.043	0.64583	0.000548	0.660
Al_2O_3-su	0.3	996.806	4142.354	0.64950	0.000551	0.670
Al_2O_3-su	0.5	1002.610	4116.963	0.65319	0.000554	0.678
			55 ℃ giriş sıcaklığı			
Saf su	-	985.200	4183.000	0.64900	0.000504	0.659
MgO-su	0.1	987.755	4171.700	0.65089	0.000505	0.675
MgO-su	0.3	992.864	4149.274	0.65467	0.000508	0.681
MgO-su	0.5	997.974	4127.079	0.65847	0.000510	0.690
Al_2O_3-su	0.1	988.105	4169.997	0.65084	0.000505	0.671
Al_2O_3-su	0.3	993.914	4144.218	0.65454	0.000508	0.684
Al_2O_3-su	0.5	999.724	4118.739	0.65826	0.000510	0.698
			60 ℃ giriş sıcaklığı			
Saf su	-	983.300	4185.000	0.65400	0.000467	0.661
MgO-su	0.1	985.857	4173.671	0.65590	0.000468	0.692
MgO-su	0.3	990.970	4151.189	0.65971	0.000471	0.694
MgO-su	0.5	996.084	4128.937	0.66354	0.000473	0.712
Al_2O_3-su	0.1	986.207	4171.964	0.65586	0.000468	0.686
Al_2O_3-su	0.3	992.020	4146.120	0.65958	0.000471	0.689
Al_2O_3-su	0.5	997.834	4120.578	0.66332	0.000473	0.704

3.3. Deneyler

3.3.1. Deney düzeneği

Şekil 3.6.'da bu çalışmada kullanılan deney düzeneği gösterilmektedir. Deney düzeneği temelde bir adet krom malzemeli sıvı tankı (30 lt), ısıtıcı rezistanslar, bir adet santrifüj pompa, bir adet manyetik debimetre, bir adet fan, bir adet otomobil radyatörü ve borulardan oluşmaktadır. Sıvı giriş sıcaklıklarını ayarlamak için bir adet elektrikli dijital termostat kullanılmıştır. Sıcaklık ölçümleri için T tipi termokupl ve Hioki marka datalogger kullanılmıştır. Termokupullar radyatör sıvı giriş ve çıkış sıcaklıklarının ölçümü için birer adet, radyatör yüzeyi için 8 adet ve birer adet de hava kanalı giriş ve çıkış noktalarına konulmuş olup toplamda 12 adet kullanılmıştır. Radyatör giriş sıcaklıklarını ayarlamak için rezistanslara termostat bağlanmıştır. Sirkülasyon pompasına bağlanan frekans inverteri ile radyatörden geçen sıvının debisi ayarlanmıştır.



Şekil 3.6. Deney düzeneği

3.3.2. Deney düzeneği ekipmanları

3.3.2.1. Datalogger

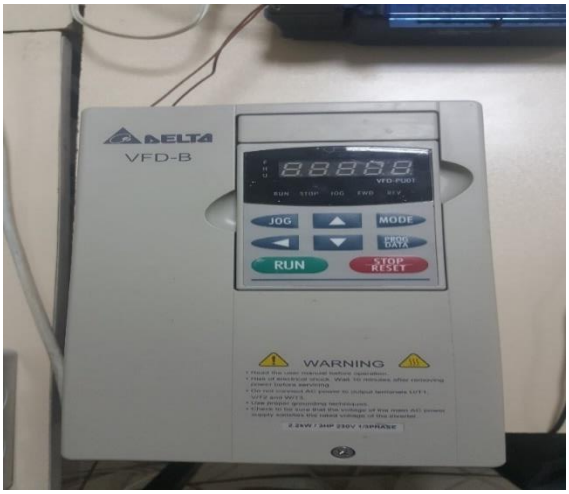
Deneysel çalışmada HiOKi (LR 8400-20) marka 30 kanallı Datalogger kullanılmıştır. T tipi termokupullar bağlanarak deneylerde elde edilen verilerin kayıt edilmesi sağlanmıştır. Ayrıca manyetik debimetrenin datalogger bağlantısı yapılmış olup debi değerleri kayıt altına alınmıştır. Şekil 3.7.'de kullanılan Datalogger gösterilmektedir.



Şekil 3.7. Datalogger ve termokupul

3.3.2.2. Frekans inverteri

Frekans inverterleri, motor hızını talebe göre ayarlayarak enerji tüketimini optimize eder. Örneğin, bir pompadaki yükün ihtiyacı doğrultusundaki hızlarda çalışmasını sağlayarak enerji tasarrufu oluşturur. Şekil 3.8'de deneylerde kullanılan frekans inverteri gösterilmektedir (Marka model: Delta VFD-B). Kullanılan frekans inverteri üzerinden frekans değerleri ayarlanarak istenilen debi değerleri sağlanabilmektedir. Bu çalışma için 4 farklı debi ayarı frekans inverteri ile yapılmış ve anlık debi değerleri datalogger ile kayıt altına alınmıştır.



Şekil 3.8. Frekans inverteri

3.3.2.3. Sirkülasyon pompası

Şekil 3.9.'da deney sisteminde kullanılan sirkülasyon pompası gösterilmektedir.



Şekil 3.9. Sirkülasyom pompası

Pompa üç kademeli olup maksimum debi kapasitesi 53 lt/dk ve maksimum basınç kapasitesi 13 mSS'dir. Marka model: Pingbi RS25-15.

3.3.2.4. Manyetik Debimetre

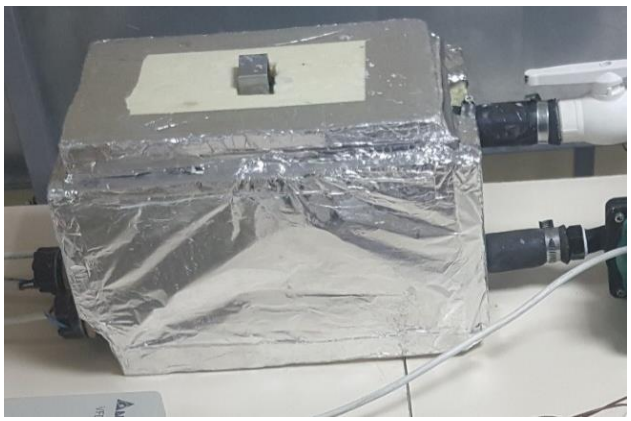
Şekil 3.10.'da ABB markalı manyetik debimetre gösterilmektedir. Kullanılan manyetik debimetrenin ölçüm aralığı 1-15 lt/dk ve maksimum çalışma sıcaklığı 200 °C dir.



Şekil 3.10. Manyetik debimetre

3.3.2.5. Sıvı tankı

Şekil 3.11.'de kullanılan sıvı tankı gösterilmektedir. Sıvı tankı toplam 30 lt kapasiteli olup dıştan polistren köpük malzeme ile yalıtılmış olup paslanma oluşmaması için krom malzemeden imal edilmiştir. İçerisine entegre edilmiş 7.5 kW gücünde rezistans grubu bulunmaktadır.



Şekil 3.11. Sıvı tankı

3.3.2.6.Termostat

Şekil 3.12.'de gösterilen termostat sıvı giriş sıcaklıklarının ayarlanmasında kullanılmıştır. Cihaza bağlı J tipi termokupul tank içerisine daldırılmış olup istenilen sıcaklık değerleri için rezistanslara aç kapa işlemleri yapılmasını sağlamaktadır.



Şekil 3.12. Termostat

3.3.2.7. Fan

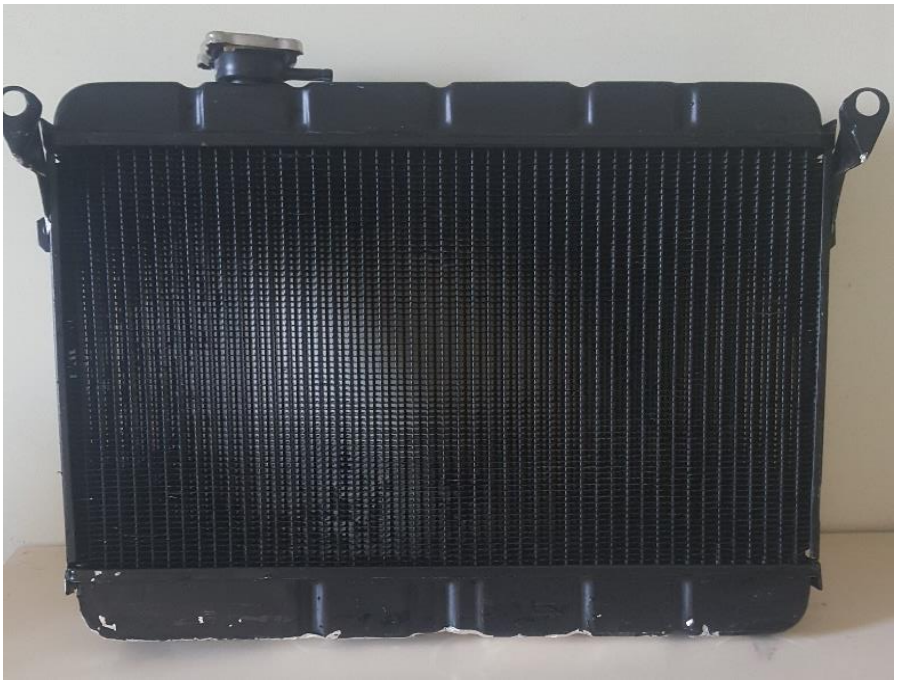
Şekil 3.13.'de gösterilen ve maksimum debi kapasitesi 1600 m^3/sa olan fan hava kanalı girişine bağlanmış olup radyatörün soğutulması için gerekli hava akışını sağlayan bir çeşit aksiyel fandır.



Şekil 3.13. Fan

3.3.2.8. Radyatör

Deneylerde aynı otomobil marka ve modeli için tasarlanan, farklı malzemelerden imal edilen Şekil 3.14. ve Şekil 3.15.'te gösterilen iki farklı radyatör kullanılmıştır.



Şekil 3.14. Radyatör 1 (Bakır)

Çizelge 3.5. Radyatör 1'e ait teknik özellikler

Radyatör 1 Özellikleri
Kanatçık Malzemesi: Bakır
Tüp Malzemesi: Pirinç
Tüp Geometrisi: Dikdörtgen (yassı tüp)
Tüp Sayısı: 140 adet
Tüp Ölçüleri: Genişliği:12mm, Yükseklik: 2mm, Uzunluk:290 cm, Cidarı:0.5 mm
Radyatör ölçüleri: Yükseklik: 39.5 cm, Genişlik: 48.5 cm, Derinlik:4 cm
Kanatçık Sayısı:68 adet, Kalınlık:0.4 mm



Şekil 3.15. Radyatör 2 (Alüminyum)

Çizelge 3.6. Radyatör 2'ye ait teknik özellikler

Radyatör 2 Özellikleri
Kanatçık Malzemesi: Aluminyum
Tüp Malzemesi: Aluminyum
Tüp Geometrisi: Silindirik
Tüp Sayısı: 50 adet
Tüp Ölçüleri: Çap:10mm, Yükseklik:29 cm
Radyatör ölçüleri: Yükseklik:38 cm, Genişlik:48 cm, Derinlik: 3.7 cm
Kanatçık Sayısı: 180 adet, Kalınlığı: 0.125mm

3.3.3. Deneylerin yapılışı

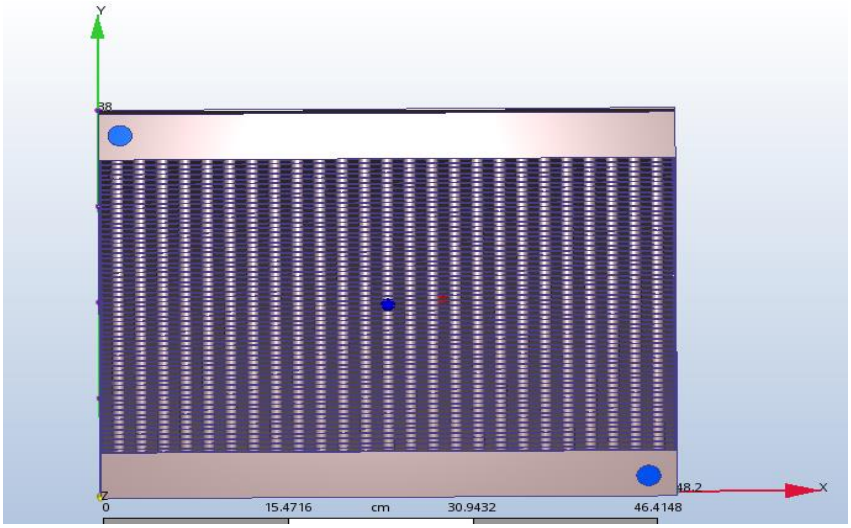
Nano akışkanların araç radyatörlerinde ısı transferi ve basınç kaybına etkisinin tespitinde referans oluşturmak için öncelikle saf su ile deneyler yapılmıştır. Saf su ile deneyler tamamlandıktan sonra nano akışkan deneyleri yapılmıştır. Deneylerin yapılışında öncelikle akışkan sıvı tankına boşaltılmıştır. Burada rezistanslar vasıtasıyla radyatör girişi için 45 ℃, 50 ℃, 55 ℃, 60 ℃ olmak üzere 4 farklı sıcaklığa ısıtma işlemi uygulanmıştır. Isıtılan sıvı frekans inverterine bağlı sirkülasyon pompasıyla; 7, 8, 9 ve 10 lt/dk olmak üzere 4 farklı debi değeri için radyatöre ulaştırılmıştır. Hava

kanalı girişinde bulunan fan ile hava akımı verilmiş ve radyatördeki akışkanların ısısının dış ortama atılması gerçekleştirilmiştir. Ortam havası laboratuvarda bulunan bir adet split klima ile 25 °C'de sabit tutulmuştur. Radyatör giriş-çıkış sıcaklıkları, hava giriş ve çıkış sıcaklıkları, radyatör yüzey sıcaklıkları T tipi termokupullar ile ölçülmüş ve datalogger ile kayıt altına alınmıştır. Sıcaklık ölçümleri kayıt edildikten sonra veriler bilgisayar ortamına aktarılmış ve sonrasında ısı transfer hesaplamaları yapılmıştır.

Basınç ölçümleri için U tipi manometre kullanılmıştır. Her bir farklı parametre için radyatör giriş ve çıkışlarına bağlanan U tipi manometre üzerinden okunan değerler not edilmiş ve basınç kaybı verileri oluşturulmuştur.

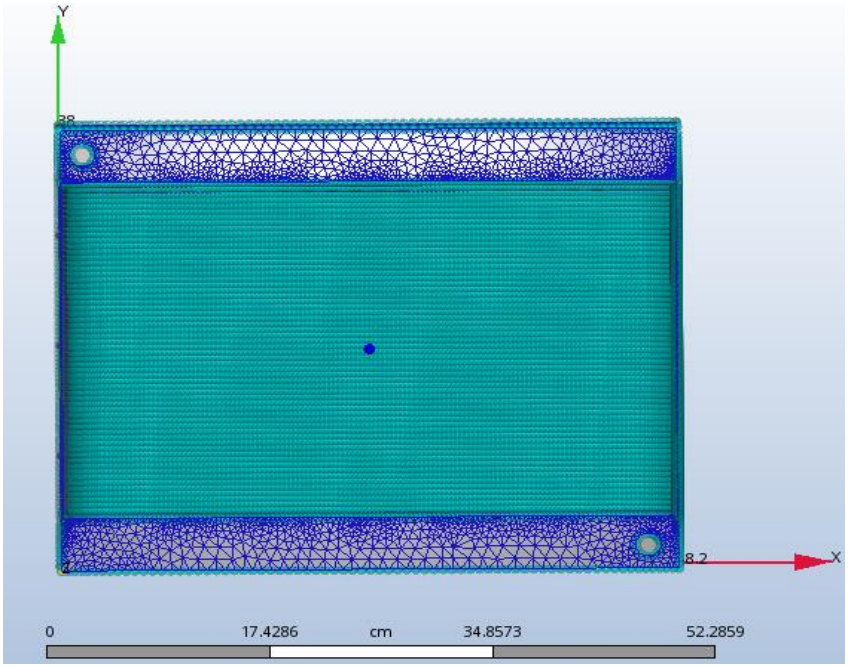
3.4. Deneysel Çalışmanın CFD Programı ile Nümerik Analizi

Deneysel çalışmanın tamamlanmasının ardından aynı sıcaklık ve debi parametreleri kullanılarak bilgisayar ortamında nümerik analiz yapılmıştır. Nümerik analiz için ilk olarak radyatörün 3 boyutlu katı modellemesi SolidWorks programında yapılmıştır. Modelleme gerçek radyatörün orijinal boyutlarıyla bire bir ölçüde oluşturulmuştur. Şekil 3.16.'da modellenen radyatör gösterilmekte olup orijinal radyatörün birebir ölçüsünde çizilmiştir.



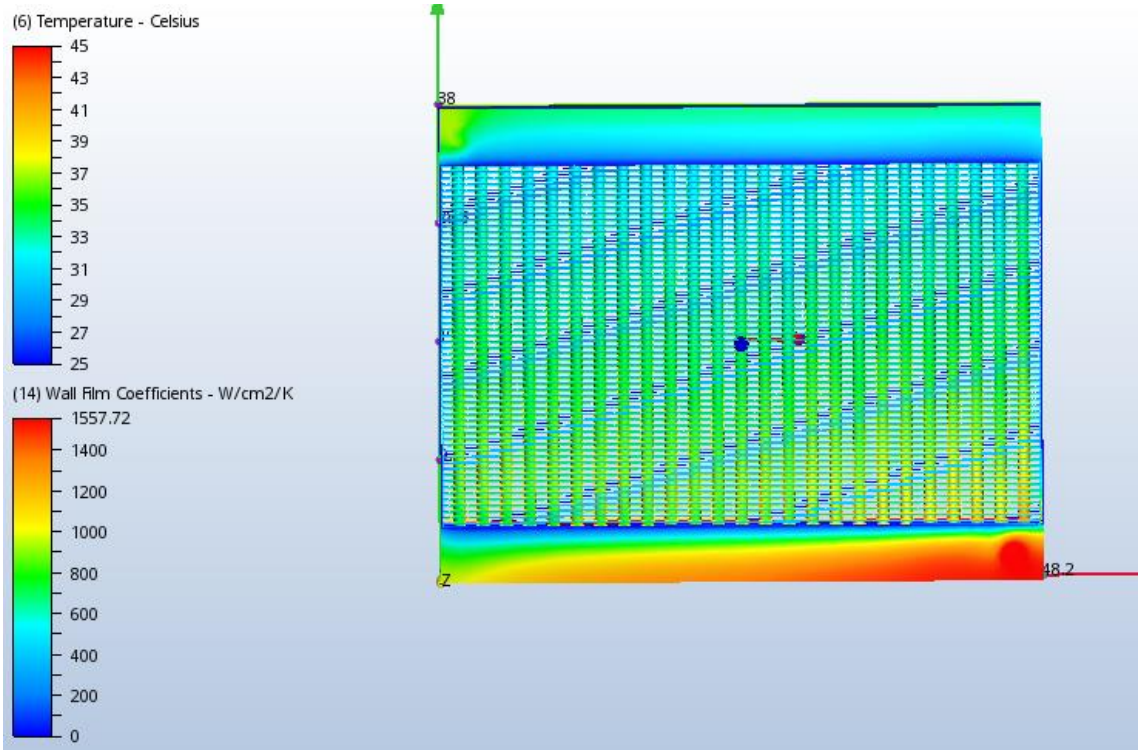
Şekil 3.16. Radyatör CFD modelleme

Radyatör katı modellenmesinin ardından nümerik analiz için Autodesk CFD 2018 programı kullanılmıştır. Radyatör katı modeli programa aktarılmış ve daha sonra malzeme tanımı ve sınır şartları girilmiştir. Belirlenen sınır şartları girildikten sonra mesh işlemi yapılmıştır. Şekil 3.17.'de radyatör CFD modellemede Mesh oluşumu gösterilmektedir. Radyatör 1 için toplam 11 milyon Mesh ve radyatör 2 için toplam 8.9 milyon Mesh oluşturulmuştur.



Şekil 3.17. Radyatör CFD modellemede mesh oluşturma.

Sınır şartları ve Mesh işleminden sonra çözümleme yapılmıştır. Çözümlemenin ardından Şekil 3.18.'de bir örneği gösterilen sıcaklık gradyenleri elde edilmiştir. Çözümleme tamamlanmasından sonra hesaplanan veriler ile nümerik Nu değerleri tespit edilmiştir. CFD simülasyonlarındaki mesh işlemi analizin doğru bir şekilde çözümlenmesi için son derece önemlidir. Doğru mesh sayısının bulunmasındaki amaç diferansiyel denklemin çözümünü kolaylaştırmaktır. Uygun mesh sayısının tespiti için için öncelikli olarak mesh sayıları değiştirilerek çözümlemeler yapılmış ve en doğru olan mesh sayısı seçilmiştir.



Şekil 3.18. CFD analizi sonucu elde edilen sıcaklık gradyeni

3.5. Radyatörlerde Isı transfer Hesaplamaları

3.5.1. Isı transferi çözümlemesi

Isı değiştiriciler genel olarak çalışma şartlarında bir değişiklik olmadan uzun süre çalışan cihazlardır. Bu özelliğinden dolayı modellemede ısı değiştiriciler için sürekli akış şartları kabul edilebilir. Sistemde bulunan çalışma akışkanlarının kütlesel debileri sabit kalmaktadır. Akışkan akışlarının hızı ve yüksekliğindeki değişimler ihmal edilebilir olduğundan, kinetik ve potansiyel enerjideki değişimler ihmal edilebilir.

Çevreye ısı kaybı olmaması ve ısı alışverişinin sadece iki akışkan arasında gerçekleşmesi için ısı değiştiricinin dış yüzeyi ideal olarak yalıtılmış kabul edilebilir. Bununla birlikte, sıcak akışkandan ısı transfer hızı, soğuk akışkandan ısı transfer hızına eşit olmaktadır (Denklem 3.7. ve 3.8.) (Çengel, 2012).

$$\dot{Q} = \dot{m}_C C_{pc}(T_{c,çıkış} - T_{c,giriş}) \quad (3.7.)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph}(T_{h,giriş} - T_{h,çıkış}) \quad (3.8.)$$

C ve h alt indisleri sırasıyla soğuk ve sıcak akışkanları göstermekte olup;

$\dot{m}_C, \dot{m}_h$: kütlesel debileri

C_{pc} , C_{ph} : özgül ısıları

$T_{c,çıkış}, T_{h,çıkış}$: çıkış sıcaklıklarını

$T_{c,giriş}$, $T_{h,giriş}$: giriş sıcaklıklarını

Göstermektedir. Akışkan kütlesel debisi ile özgül ısının çarpımı ısıl kapasiteyi ifade etmekte olup Denklem 3.9. ve 3.10.'da belirtilmektedir.

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph} \quad (3.9.)$$

$$C_h = \dot{m}_C C_{pc} \quad (3.10.)$$

Eşitlikleri ile hesaplanmaktadır. Bir ısı değiştiricide ısı transfer hızı ise Denklem 3.11. ile ifade edilmektedir.

$$\dot{Q} = U A_S \Delta T_m \quad (3.11.)$$

ile Newton'un soğuma yasasına benzer bir şekilde de ifade edilebilir. Burada U toplam ısı transfer katsayısını, A_s ısı transfer alanın ve ΔT_m iki akışkan arasındaki uygun sıcaklık farkıdır. Burada As ısı değiştiricinin boyutlarının kullanılması ile tam olarak bulunabilir. Ancak toplam ısı transfer katsayısı U ve iki akışkan arasındaki sıcaklık farkı ΔT, genel olarak ısı değiştirici boyunca değişebilir. İki akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkının uygun şekli doğal olarak logaritmiktir (Çengel, 2012).

3.5.2. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı yöntemi

Denklem 3.11'de kullanılmak üzere bir ΔT_m sıcaklık farkının tespiti gerekli olmaktadır. Isı değiştirici girişinde akışkanlar arasında bulunan sıcaklık farkı (ΔT) yüksek olur. Bu sıcaklık farkı ısı değiştirici çıkışına doğru üstel olarak azalırken soğuk akışkan sıcaklığı yükselmektedir. Ancak ısı değiştirici uzunluğu ne kadar uzun olursa olsun soğuk akışkan hiçbir zaman sıcak akışkan sıcaklığını geçemez.

Isı transferinin yalnızca iki akışkan arasında olacak şekilde ısı değiştirici dış yüzeyinin iyi şekilde yalıtıldığı ve akışkanların kinetik, potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği kabulleri yapılarak bir diferansiyel bölgesindeki her bir akışkan için enerji dengesi (Denklem 3.12. ve 3.13.);

$$\delta\dot{Q} = -\dot{m}_h C_{ph} dT_h \tag{3.12.}$$

$$\delta\dot{Q} = \dot{m}_c C_c dT_c \tag{3.13.}$$

Olmaktadır. Herhangi bir kesitteki sıcak akışkanın verdiği ısı o kesitteki soğuk akışkanın aldığı ısıya eşittir (Denklem 3.14. ve 3.15.)

$$dT_h = -\frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_h C_{ph}} \tag{3.14.}$$

$$dT_c = \frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_c C_c} \tag{3.15.}$$

Bunların diferansiyelleri alınarak,

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -\delta\dot{Q}\left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c}\right) \tag{3.16.}$$

Denklem 3.16. elde edilir. Ayrıca ısı değiştiricinin bir diferansiyel bölgesinde ısı transfer hızı (Denklem 3.17.);

$$\delta\dot{Q} = U(T_h - T_c)dA_S \quad (3.17.)$$

İle gösterilebilir. Burada Denklem 3.14.'te yerine koyularak yeniden düzenlenerek;

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -UdA_S\left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c}\right) \quad (3.18.)$$

Bulunur. Isı değiştiricinin girişinden çıkışına kadar integre edilerek Denklem 3.19. elde edilir.

$$ln\frac{T_{h,çıkış} - T_{c,çıkış}}{T_{h,giriş} - T_{c,giriş}} = -UA_S\left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c}\right) \quad (3.19.)$$

Buradan bazı düzenlemeler yapılarak;

$$\dot{Q} = UA_s\Delta T_{lm} \quad (3.20.)$$

Denklem 3.20. elde edilir. Burada ifade;

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.21.)$$

Şeklinde olmaktadır.

Isı değiştiricilerin çözümlenmesinde kullanılacak uygun ortalama sıcaklık farkı biçimi olan, logaritmik sıcaklık farkıdır. ΔT_1 ve ΔT_2 bulunmasında Denklem 3.22. ve 3.23. kullanılır.

$$\Delta T_1 = T_{hg} - T_{cç} \quad (3.22.)$$

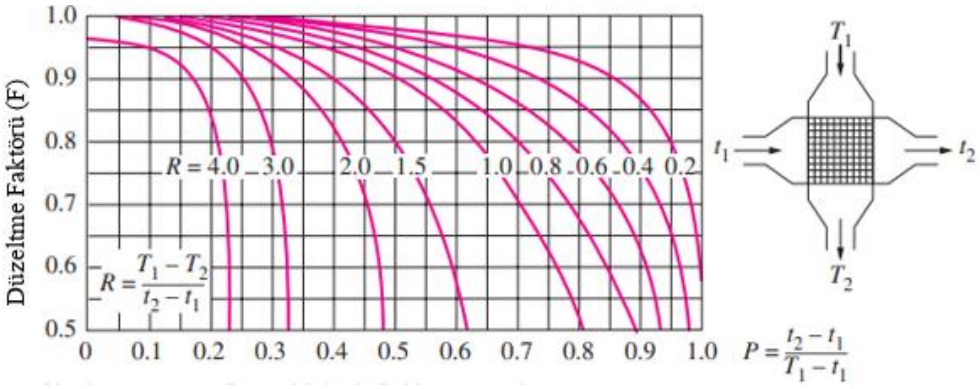
$$\Delta T_2 = T_{hç} - T_{cg} \quad (3.23.)$$

3.5.2.1. Düzeltme faktörü kullanımı

Logaritmik sıcaklık farkı ΔT_{lm} paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiriciler için kullanılmaktadır. Çapraz akış ve çok geçişli gövde boru ısı değiştiriciler için de türetilebilir. Ancak bu tür ısı değiştiricilerde akış şartları farklılığı sebebiyle sonuçlar hatalı çıkabilmektedir. Bu karışıklığı gidermek için F düzeltme katsayısı ile çarpılması gerekmektedir (Çengel, 2012).

$$\dot{Q} = UA_s F \Delta T_{lm} \tag{3.24.}$$

Denklem 3.24.'te belirtilen ifadede F düzeltme faktörü olup ısı değiştiricinin geometrisine, sıcak ve soğuk akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarına bağlıdır. Araç radyatörü hesaplarında F değeri Şekil 3.19.'da verilen iki akışkanı da karışmayan tek geçişli çapraz akış şartları için kullanılan tablodan hesaplanmaktadır.



Şekil 3.19. Çapraz akışlı ve karışmayan akış için F düzeltme katsayısının bulunması (Çengel, 2012)

3.5.2. Nusselt sayısı hesabı

Isı değiştiricilerdeki boruların içerisinde akış, akış şartlarına bağlı olarak laminer veya türbülanslı olabilir. Borularda Reynolds sayısı $\leq$ 2300 ise akış laminer olmaktadır. Reynolds sayısı $\geq$ 4000 olduğunda akış türbülanslı olup bu iki değer arasında ise geçiş bölgesinde olmaktadır.

Borular için Reynolds sayısı (Denklem 3.25.);

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (3.25.)$$

ile hesaplamaktadır. Burada ρ yoğunluk, u akış hızı, μ dinamik vizkoziteyi ve *Dh* ise hidrolik çapı göstermektedir. *u* radyatöre giren akışkanın hız değerini ifade etmekte olup hacimsel debinin boru kesit alanına bölünmesiyle bulunur (Denklem 3.26. ve 3.27.)

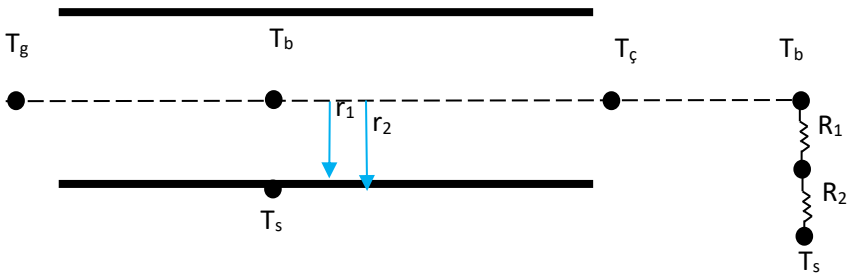
$$u = \frac{V}{nA_c} \quad (3.26.)$$

Hidrolik çap:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (3.27.)$$

Şeklinde hesaplanmaktadır. A kesit alanını P ise kesit çevresini ifade etmektedir.

Deneysel çalışma sonucu elde edilen veriler ile Nusselt sayısı aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır. Radyatörlerdeki tek bir boru üzerinden hesaplamalar yapılmıştır.



Şekil 3.20. Nusselt sayısı elde edilişi

Burada R_1 sıvıyla boru iç yüzeyi arasında meydana gelen taşınım direnci ve R_2 ise boru cidarında meydana gelen iletim direnci olup;

$$R_1 = \frac{1}{h_1 A_1} \quad (3.28.)$$

$$R_2 = \frac{\left(\ln\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} \quad (3.29.)$$

$$A_1 = 2\pi r_1 L \tag{3.30.}$$

Şeklinde (Denklem 3.28., 3.29. ve 3.30.) hesaplanmaktadır. Bir boruda meydana gelen toplam ısı transfer miktarı için,

$$Q = \frac{T_b - T_S}{R_1 + R_2} \tag{3.31.}$$

$$Q = \frac{T_b - T_S}{R_1 + R_2} = \dot{m} C (T_g - T_{ç}) \tag{3.32.}$$

Denklem 3.31. ve 3.32. kullanılarak h değeri hesaplanır. Bulunan h değeri Nusselt sayısı hesabında yerine konulduğunda Nusselt sayısı Denklem 3.33. ile bulunmaktadır.

$$Nu = \frac{h_{exp} D_h}{k} \tag{3.33.}$$

3.5.3. Teorik Nusselt sayısı hesaplamaları

Deneysel sonuçlarda hesaplanan Nu sayısı değerlerinin literatürde bilinen ve kabul görmüş bazı Nu hesaplama denklemleri ile karşılaştırması yapılmıştır. Teorik Nusselt sayısı, genellikle deneysel veriler veya analitik çözümler kullanılarak elde edilmektedir. Ancak karmaşık akış ve ısı transferi durumlarında, Nusselt sayısının tam olarak hesaplanması zor olabilir ve bu nedenle yaklaşık modeller veya deneysel korelasyonlar kullanılabilir.

Çizelge 3.7.'de Nusselt sayısı hesabı için literatürden alınan bazı denklemler gösterilmektedir (Denklem 3.34., 3.35., 3.36. ve 3.37.). Buradaki denklemler laminer akış şartları için geçerli olmaktadır.

Çizelge 3.7. Nusselt sayısı hesabı için literatürden alınan bazı eşitlikler.

Nusselt Hesabı İçin Literatür Denklemleri			
Koşullar	Denklem		Referans
Kompakt ısı değiştiricilerde $550 \leq Re \leq 1850$ aralığı için	$Nu = 0.951Re^{0.173}Pr^{\frac{1}{3}}$	(3.34.)	Dehghandokht ve ark. (2011)
Laminer akış koşullarında Yassı tüpler için	$Nu = 1.953\left(\frac{RePrD_h}{L}\right)^{\frac{1}{3}}$ Eğer $(\frac{RePrDh}{L}) \geq 33.33$	(3.35.)	Shah ve London (1978)
	$Nu = 4.364 + 0{,}0722(\frac{RePrDh}{L})$ Eğer $(\frac{RePrDh}{L}) < 33.33$	(3.36.)	
Laminer akış şartlarında yassı tüplü araba radyatörü için (Re: 180-2000)	$Nu_{ort} = 1.9421\left(\frac{RePrD_h}{L}\right)^{0,3}$ Eğer $(\frac{RePrDh}{L}) \geq 33.33$	(3.37.)	Vajjha ve ark. (2010)
	$Nu_{ort} = 6{,}1 + 0{,}003675(\frac{RePrDh}{L})$ Eğer $\left(\frac{RePrDh}{L}\right) < 33.33$	(3.38.)	

3.6. Basınç Kaybı Hesaplamaları

Tam gelişmiş akış tipleri (laminer veya türbülanslı akışlar, dairesel veya dairesel olmayan borular, pürüzlü veya pürüzsüz yüzeyler, yatay veya eğimli borular) için basınç kaybı;

$$\Delta P_L = f\frac{L}{D_h}\frac{\rho V_{ort}^2}{2} \quad (3.39.)$$

Denklem 3.39. ile ifade edilmektedir. Burada ΔP basınç farkını, f Darcy sürtünme katsayısını, Dh hidrolik çapı, L boru uzunluğunu, ρ akışkan yoğunluğunu, V_{ort} ise akışkan ortalama hızını belirtmektedir.

Buradan f Darcy sürtünme faktörü;

$$f = \frac{2\Delta P \rho D_h}{V_{ort}^2 nL} \quad (3.40.)$$

Denklem 3.40. ile hesaplanmaktadır. Burada n radyatördeki toplam boru sayısını ifade etmektedir.

Boru akışları için basınç kayıpları genellikle yük kaybı h_L olarak adlandırılan eşdeğer akışkan sütun yüksekliği olarak ifade edilmektedir. Akışkan statiğinden basınç farkı (Denklem 3.41.);

$$\Delta P_L = \rho g h_L \quad (3.41.)$$

Olduğundan burada yük kaybı h_L;

$$h_L = \frac{\Delta P_L}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{V_{ort}^2}{2g} \quad (3.42.)$$

Denklem 3.42. ile hesaplanmaktadır.

Basınç kaybı hesabı yapıldıktan sonra, basınç kaybını karşılamak için gerekli pompa gücü ise;

$$\dot{W}_{pompa} = \dot{m} g h_L \quad (3.43.)$$

Denklem 3.43. ile bulunmaktadır.

3.7. Belirsizlik Analizi

Hata oranları deneysel çalışmada kullanılan ölçüm aletlerinden kaynaklıdır. Bu nedenle Kline ve McClintock (1953) tarafından önerilen Denklem 3.44. kullanılarak hata oranları tespit edilebilir.

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} W_3 \right)^2 + \ldots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.44.)$$

Bu denklemde x ölçüm etki parametrelerini, R ölçüm boyutunu, W ise bağımsız parametrelere ait hata oranlarını ifade etmektedir. Bu çalışma için tespit edilen belirsizlik miktarları Çizelge 3.8.'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.8. Ölçüm parametrelerinde belirsizlik oranları

Parametre	Birim	Hata Oranı (%)
Sıcaklık	℃	%0.5
Sıvı debisi	lt/dk	%0.2
Isı iletim katsayısı	W/mK	%5
Alan	m^2	%0,5
Toplam Belirsizlik Oranları, %		
Isı Transferi (Q)		±3.4
Nusselt Sayısı		±1.5

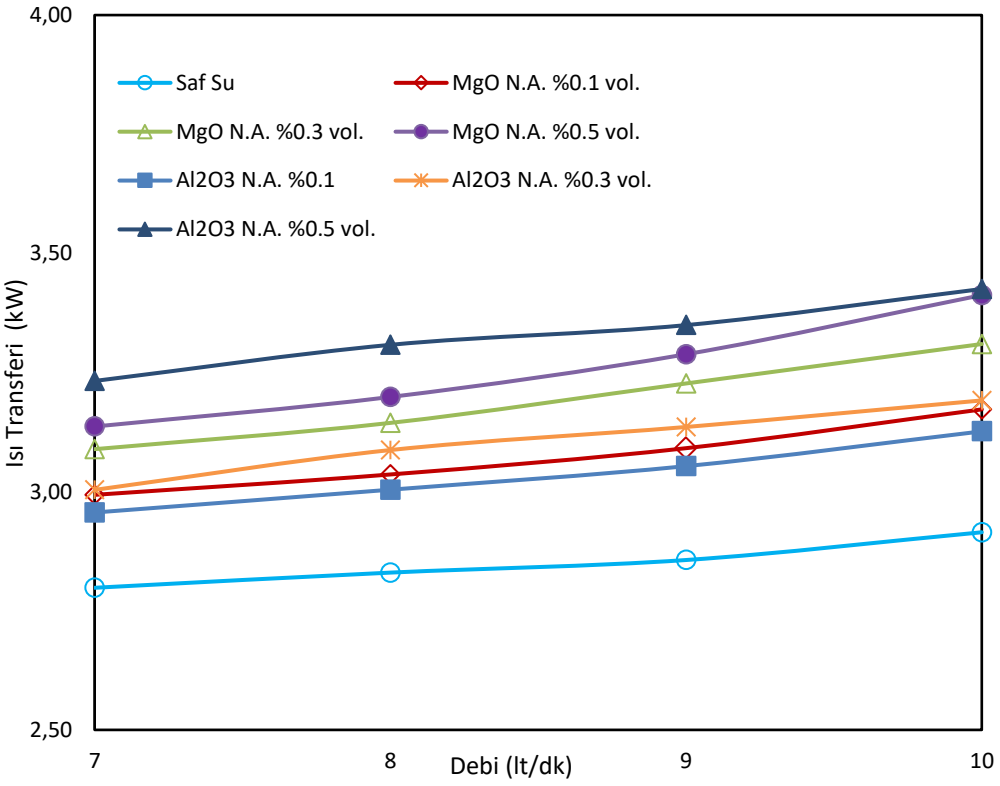
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

4.1. Isı Transfer Analizi

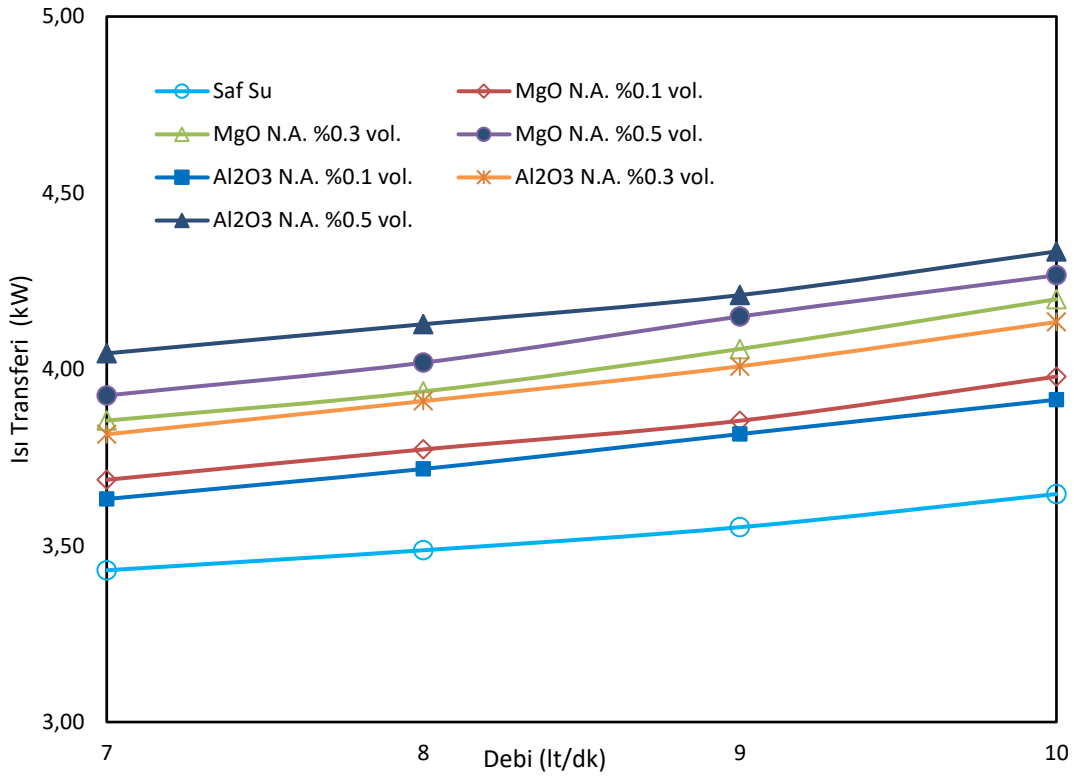
Deneyler sonrasında elde edilen veriler ile her iki radyatör için de toplam ısı transferi hesabı yapılmış ve ısı transferi-debi grafikleri elde edilmiştir.

4.1.1. Radyatör 1 (Bakır)'e ait ısı transfer değişimi

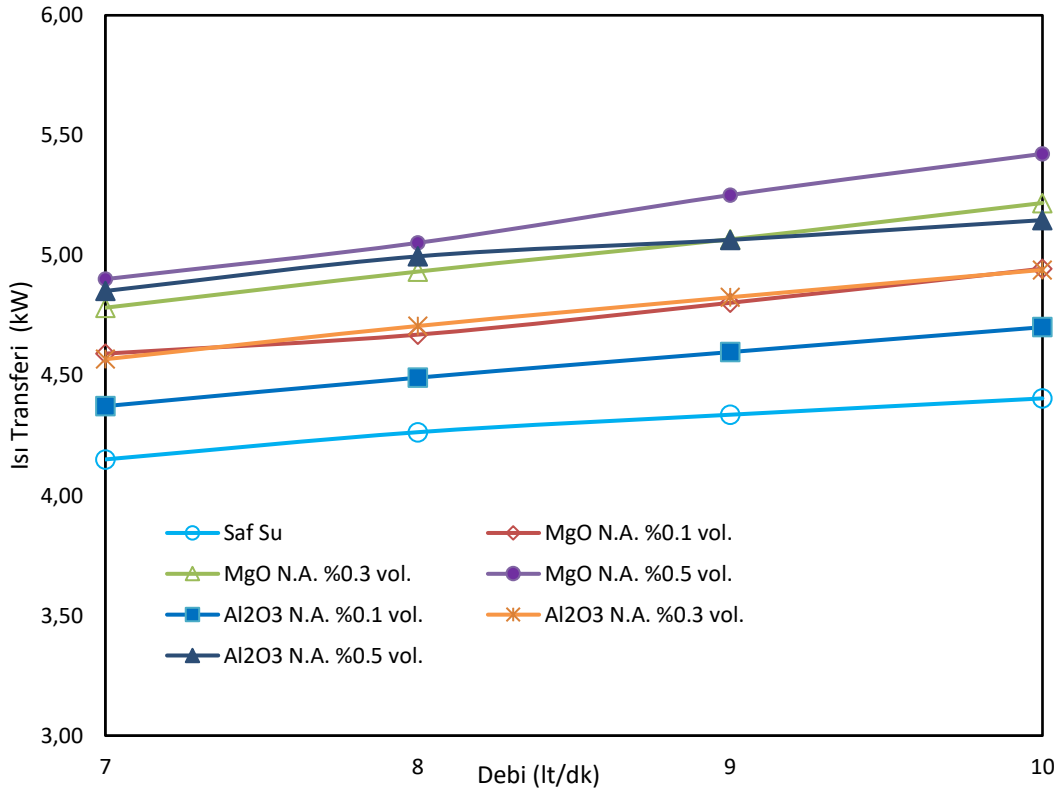
Atmosferik basınç altında dört farklı sıcaklık (45 °C, 50 °C, 55 °C ve 60 °C), dört farklı debi (7, 8, 9, 10 lt/dk) ve üç farklı hacimsel konsantrasyonda (%0.1, %0.3 ve %0.5) hazırlanan Al_2O_3 ve MgO nano akışkanları ile yapılan deneyler sonucu elde edilen veriler ile ısı transferi-debi eğrileri oluşturulmuştur. Elde edilen grafikler Şekil 4.1.'de gösterilmektedir.



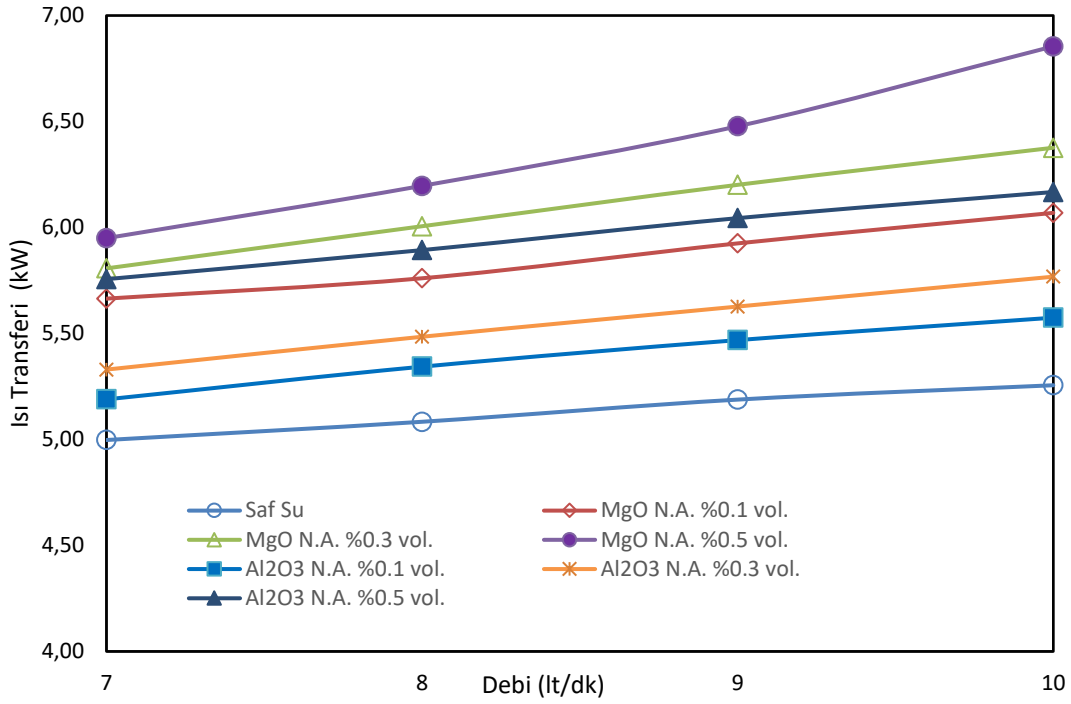
a) Sıvı giriş sıcaklığı 45 °C



b) Sıvı giriş sıcaklığı 50 °C



c) Sıvı giriş sıcaklığı 55 °C



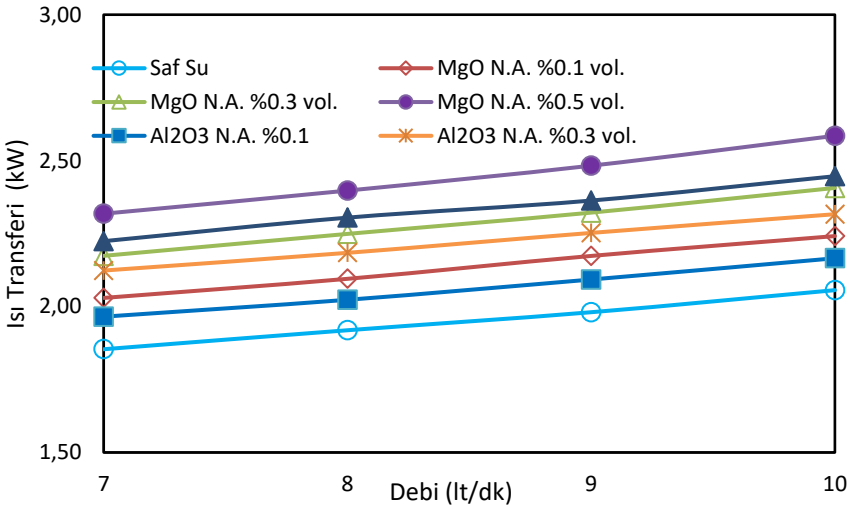
d) Sıvı giriş sıcaklığı 60°C

Şekil 4.1. Radyatör 1 için farklı sıvı giriş sıcaklıkları için ısı transferinin debi ile değişimi.

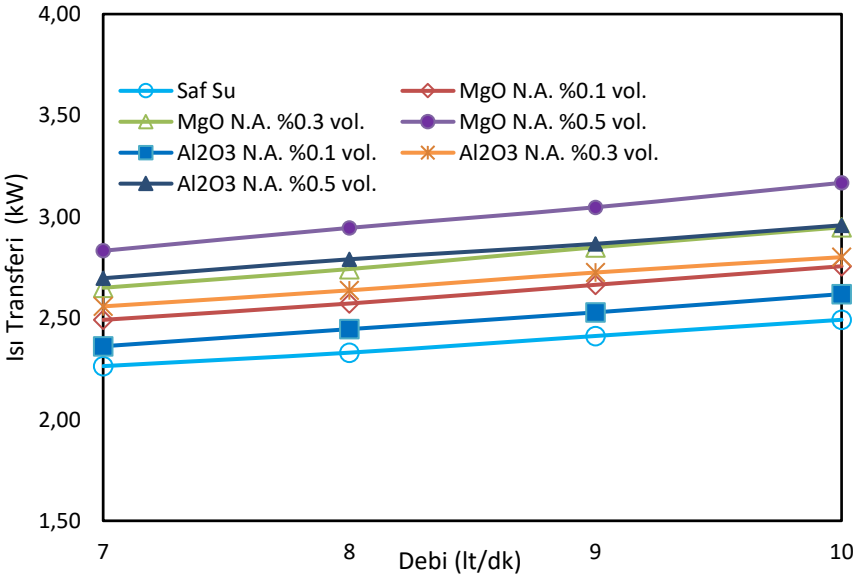
Şekil 4.1.'den anlaşılacağı üzere radyatör 1 (bakır) ile yapılan nano akışkan deneyleri sonucunda tüm akışkanlar için ısı transfer miktarı hacimsel debi ve sıcaklık artışı ile artış göstermektedir. Radyatörde nano akışkan kullanımı ile saf su kullanımına göre ısı transferinde artışlar meydana gelmektedir. Deneysel sonuçlara göre sıcaklık artışı ile MgO nano akışkanında ısı transfer artış oranı artış göstermektedir. Buna karşın Al_2O_3 nano akışkanında sıcaklık artışı ile ısı transfer miktarı artmasına karşın artış oranı azalmaktadır. Hacimsel konsantrasyon artışı ısı transfer miktarı ve artış oranlarında olumlu etki göstermiştir. Al_2O_3 nano akışkanı için ısı transfer artış oranı en yüksek %0.5 hacimsel konsantrasyonunda ve 50 °C giriş sıcaklığında meydana gelirken bu değer yaklaşık %18.9 olarak hesaplanmıştır. MgO nano akışkanı için ısı transferi artış oranında en yüksek değer %0.5 hacimsel konsantrasyonu ve 60 °C giriş sıcaklığında meydana gelmiştir. Bu değer yaklaşık olarak %30.5 olarak hesaplanmıştır.

4.1.2. Radyatör 2 (Alüminyum)'ye ait ısı transfer değişimi

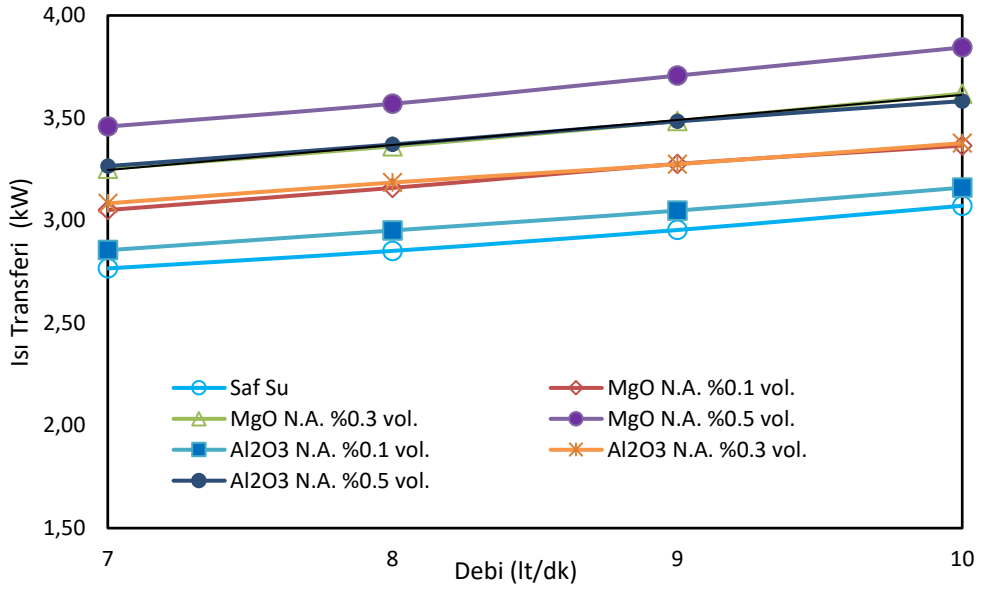
Radyatör 1 (bakır) ile yapılan deneyler tamamlandıktan sonra radyatör 2 (alüminyum) deney sistemine bağlanmış ve aynı şartlar için deneyler tekrarlanmıştır. Atmosferik basınç altında dört farklı sıcaklık (45 ℃, 50 ℃, 55 ℃ ve 60 ℃), dört farklı debi (7, 8, 9, 10 lt/dk) ve üç farklı hacimsel konsantrasyonda (%0.1, %0.3 ve %0.5) hazırlanan Al_2O_3 ve MgO nano akışkanları ile yapılan deneyler sonucu elde edilen veriler ile ısı transferi-debi eğrileri oluşturulmuş olup elde edilen grafikler Şekil 4.2.'de gösterilmektedir.



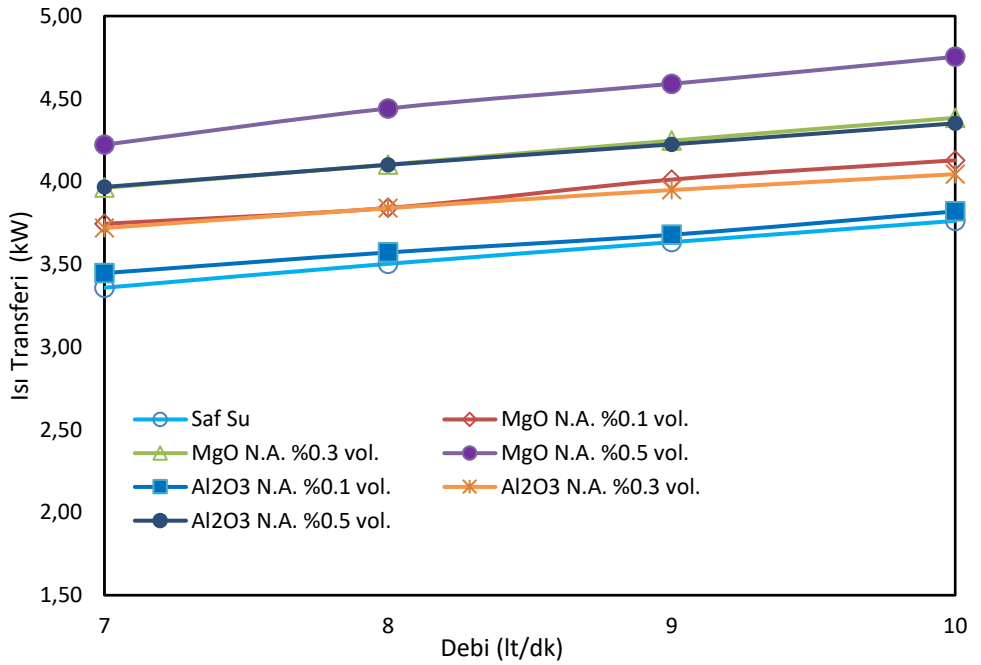
a) Sıvı giriş sıcaklığı 45 ℃



b) Sıvı giriş sıcaklığı 50 ℃



c) Sıvı giriş sıcaklığı 55 °C



d) Sıvı giriş sıcaklığı 60 °C

Şekil 4.2. Radyatör 2 için farklı sıvı giriş sıcaklıkları için ısı transferinin debi ile değişimi

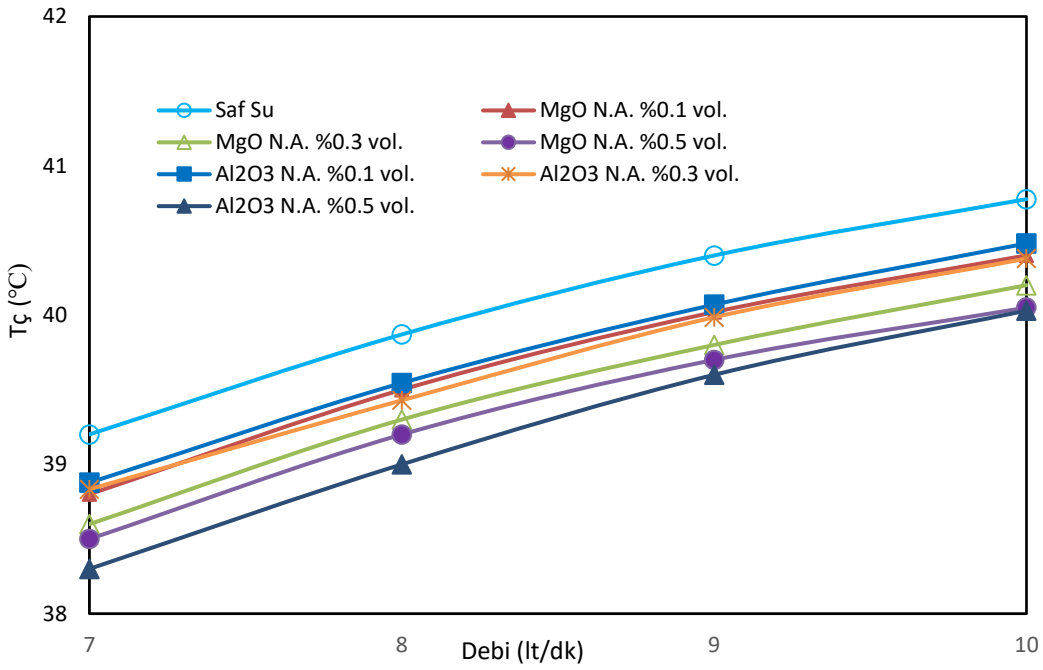
Burada radyatör 1'deki sonuçlara benzer şekilde radyatör 2 ile yapılan deneyler sonucunda ısı transfer miktarı hacimsel debi ve sıcaklık artışı ile artış göstermektedir. Hacimsel debi artışı ile ısı transfer miktarları artarken ısı transfer artış oranları da artmaktadır. Sıcaklık artışı MgO nano akışkanlarında ısı transfer artış oranı için olumlu

etki gösterirken Al_2O_3 nano akışkanları için olumsuz etki göstermektedir. Ancak yine de tüm akışkanlar için sıcaklık artışı toplam ısı transferini artırıcı etkiye sahip olduğu görülmüştür. Radyatör 2 ile yapılan deneysel sonuçlara göre Al_2O_3 nano akışkanlarında ısı transferi artış oranında en yüksek değer %0.5 hacimsel konsantrasyonunda ve 45 ℃ giriş sıcaklığında meydana gelirken bu değer yaklaşık %20.10 olarak hesaplanmıştır. MgO nano akışkanlarında ise ısı transferi artış oranında en yüksek değer %0.5 hacimsel konsantrasyonu ve 60 ℃ giriş sıcaklığında meydana gelmiştir. Bu değer yaklaşık olarak %26.8 olarak hesaplanmıştır.

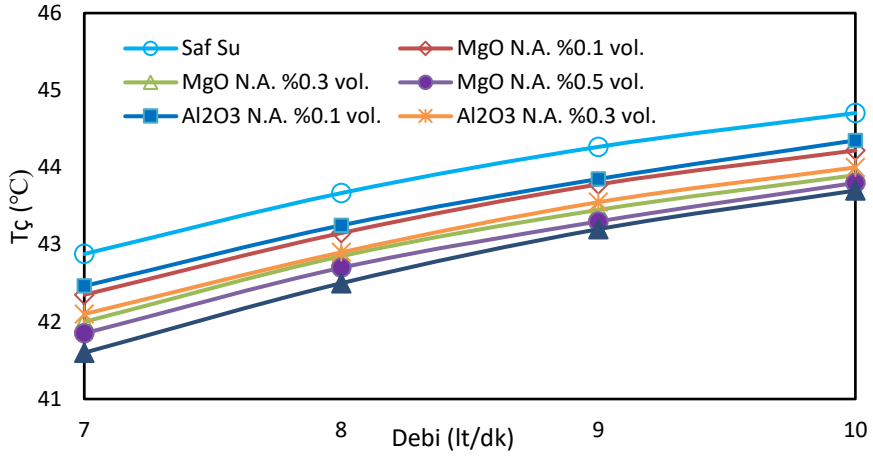
4.2. Çıkış Sıcaklıkları Analizi

4.2.1. Radyatör 1 (Bakır)'e ait çıkış sıcaklıkları değişimi

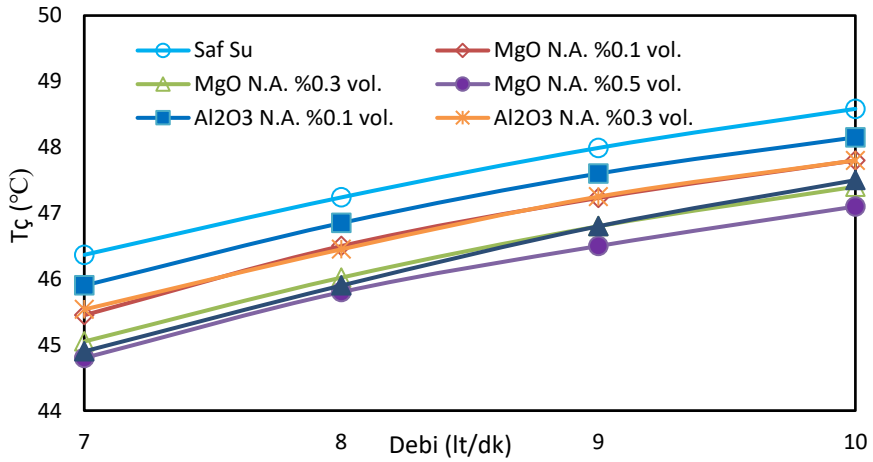
Deneysel çalışmanın ardından radyatör giriş ve çıkış noktalarından ölçülüp kayıt edilen sıcaklık değerleri ile debi ve radyatör çıkış sıcaklıklarına ait grafikler elde edilmiştir. Elde edilen grafikler Şekil 4.3.'te gösterilmektedir.



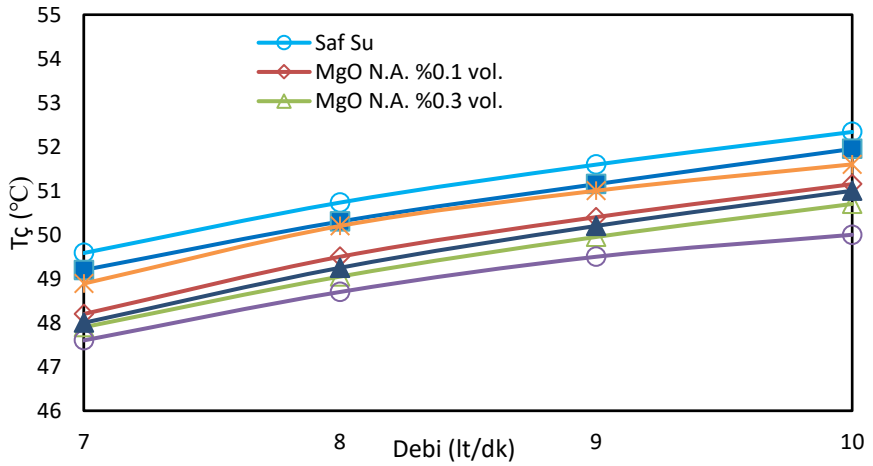
a) Sıvı giriş sıcaklığı 45 ℃



b) Sıvı giriş sıcaklığı 50 °C



c) Sıvı giriş sıcaklığı 55 °C



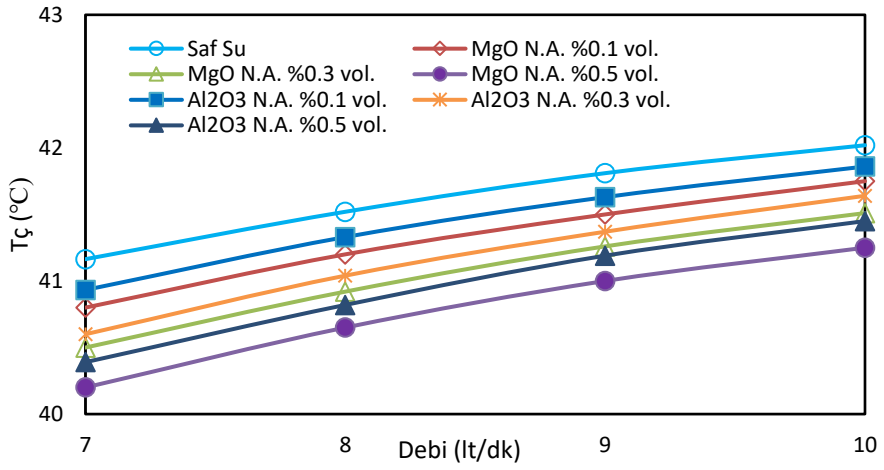
d) Sıvı giriş sıcaklığı 60 °C

Şekil 4.3. Radyatör 1 için farklı sıvı giriş sıcaklıkları için çıkış sıcaklıklarının değişimi

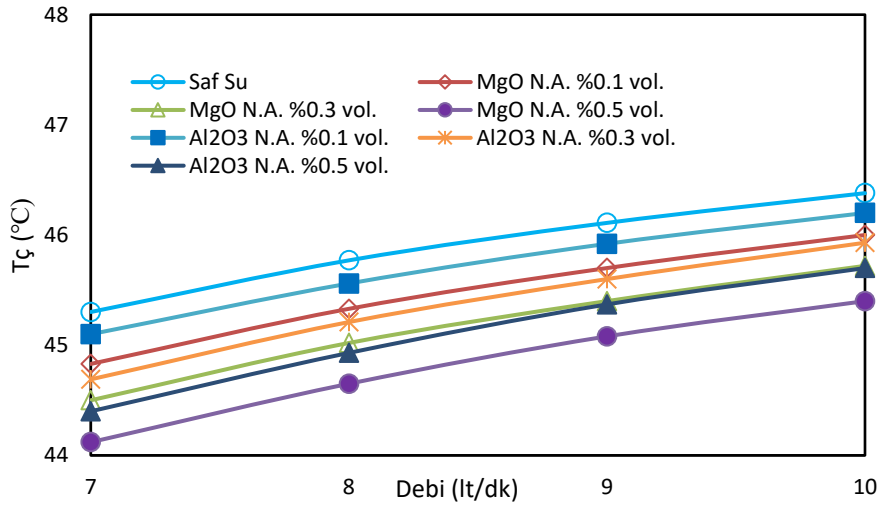
Grafiklerden anlaşılacağı üzere nano akışkan kullanımı ile radyatörden çıkan sıvı sıcaklığı düşüş göstermektedir. Hacimsel konsantrasyon artışı ile bu düşüş artmaktadır. Radyatör 1'de MgO nano akışkanları için en yüksek çıkış sıcaklık farkı %0.5 hacimsel konsantrasyonlu nano akışkanında meydana gelmiştir. Saf suya göre çıkış sıcaklığındaki en yüksek azalış oranı %4.5 olarak hesaplanmıştır.

4.2.2. Radyatör 2 (Alüminyum)'ye ait çıkış sıcaklıkları değişimi

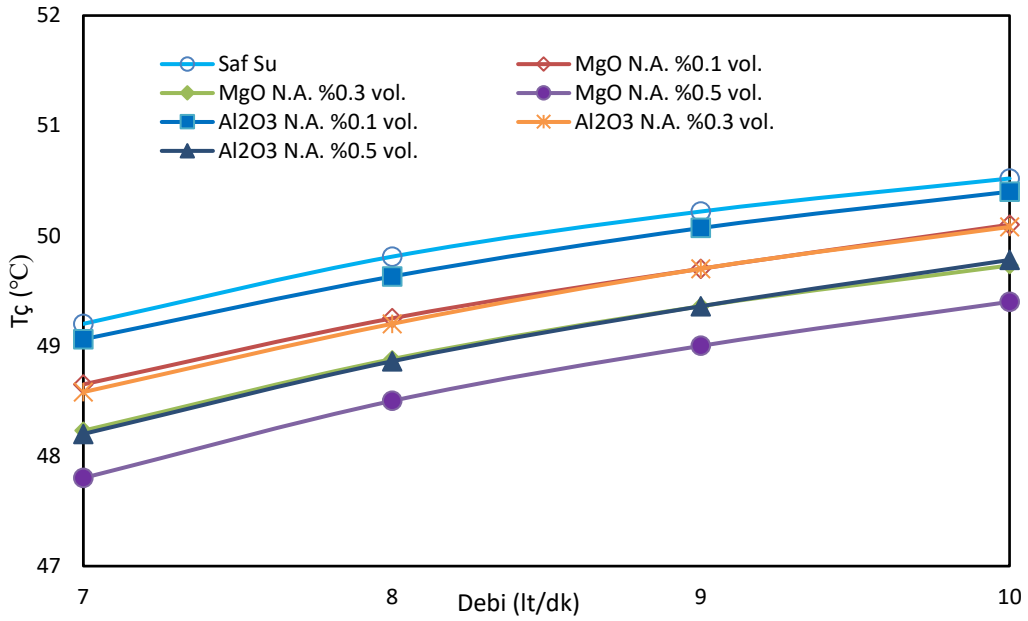
Radyatör 2 ile yapılan deneysel çalışmanın ardından elde edilen sıcaklık verileri ile radyatör çıkış sıcaklıkları-debi grafikleri oluşturulmuştur. Elde edilen grafikler Şekil 4.4.'te gösterilmektedir.



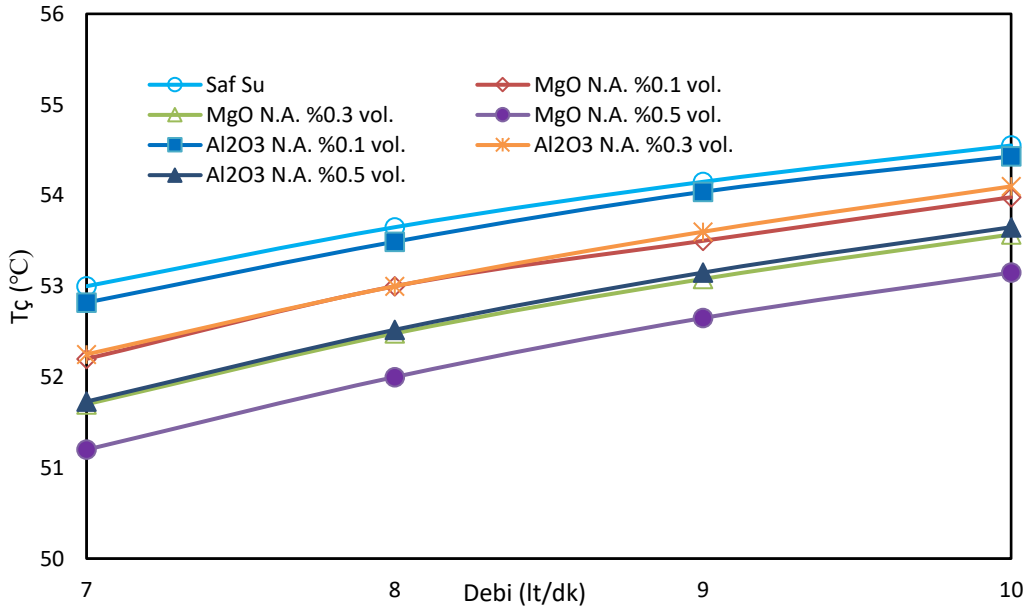
a) Sıvı giriş sıcaklığı 45 °C



b) Sıvı giriş sıcaklığı 50 °C



c) Sıvı giriş sıcaklığı 55 °C



d) Sıvı giriş sıcaklığı 60 °C

Şekil 4.4. Radyatör 2 için farklı sıvı giriş sıcaklıkları için çıkış sıcaklıklarının değişimi

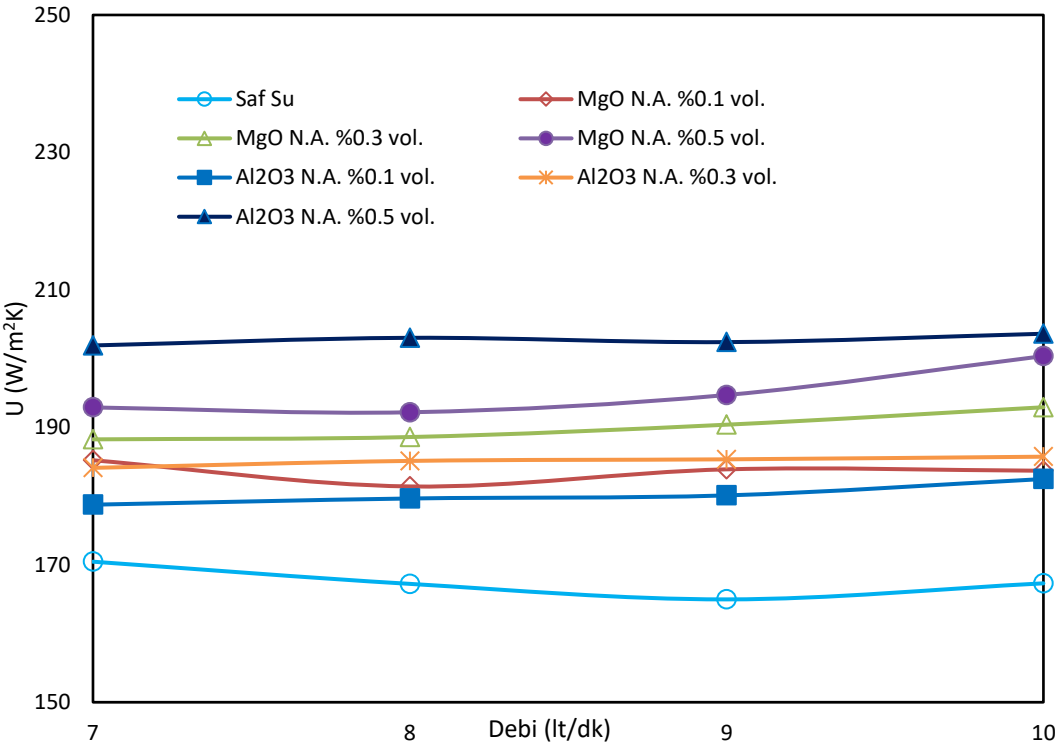
Burada anlaşılacağı üzere nano akışkanlar ile çıkış sıcaklıkları düşüş göstermekte olup hacimsel konsantrasyon artışı ile bu düşüş artmaktadır. Radyatör 2 için en yüksek çıkış sıcaklığı farkı %0.5 hacimsel konsantrasyonlu nano akışkanında meydana gelmiştir. Saf suya göre çıkış sıcaklığındaki en yüksek azalış oranı %4.5 olarak hesaplanmıştır.

4.3. Toplam Isı Transfer Katsayısı Analizi

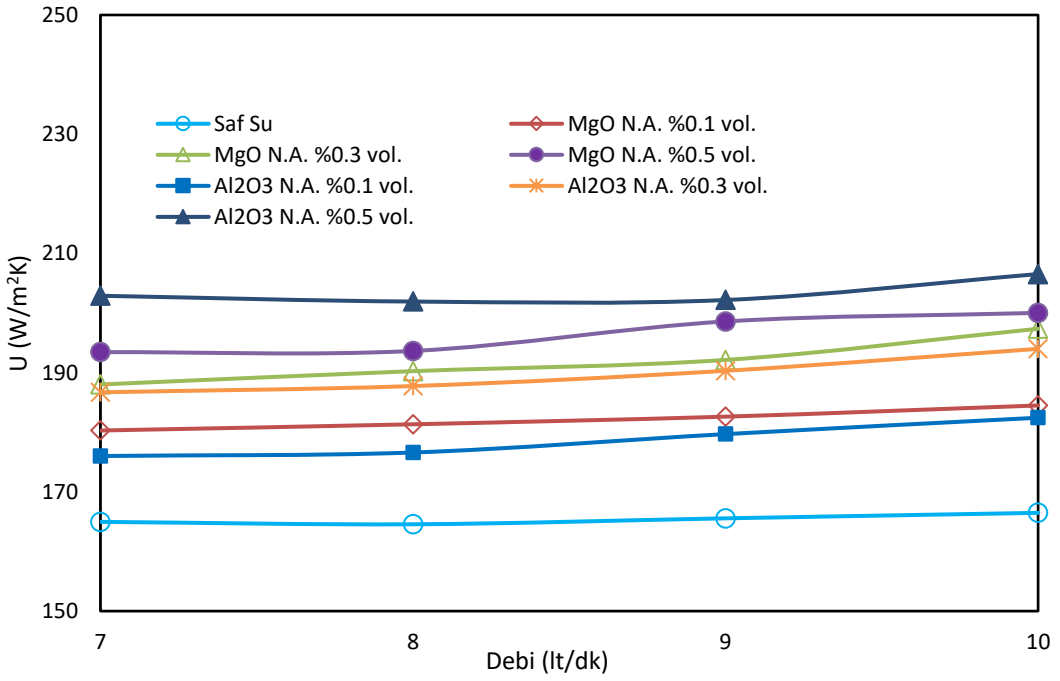
Deneyler sonrasında elde edilen veriler ile her iki radyatör için de toplam ısı transfer katsayısı hesabı yapılmış ve U katsayısı-debi grafikleri elde edilmiştir.

4.3.1. Radyatör 1 (Bakır) için toplam ısı transfer katsayısı (U) değişimi

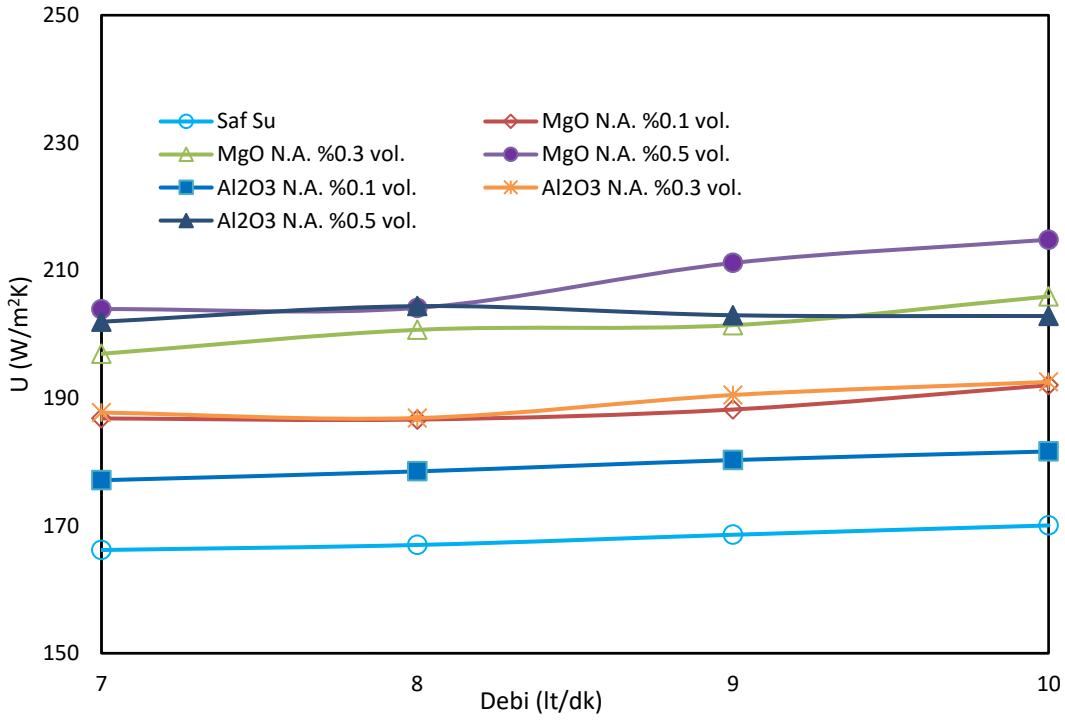
Radyatör 1 için dört farklı hacimsel konsantrasyonlu nano akışkanlar ile dört farklı giriş sıcaklık ve debi değerleri ile deneyler gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar ile toplam ısı transfer katsayısı (U) değerleri hesaplanmıştır. Elde edilen veriler ile U değerinin grafikleri oluşturulmuş ve Şekil 4.5.'te gösterilmiştir.



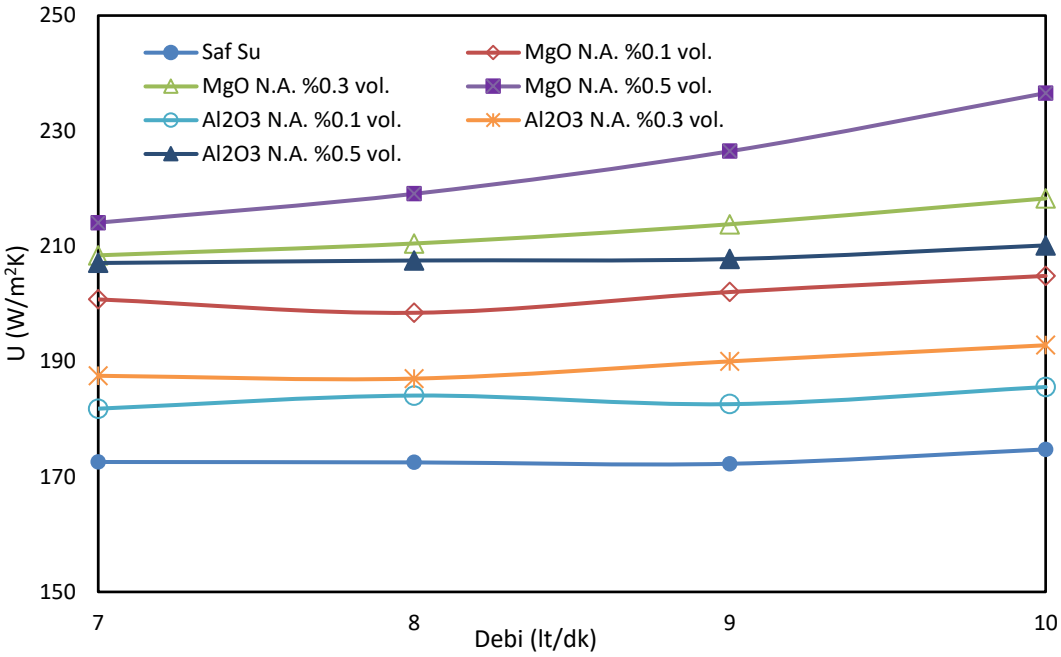
a) Sıvı giriş sıcaklığı 45 ℃



b) Sıvı giriş sıcaklığı 50°C



c) Sıvı giriş sıcaklığı 55°C



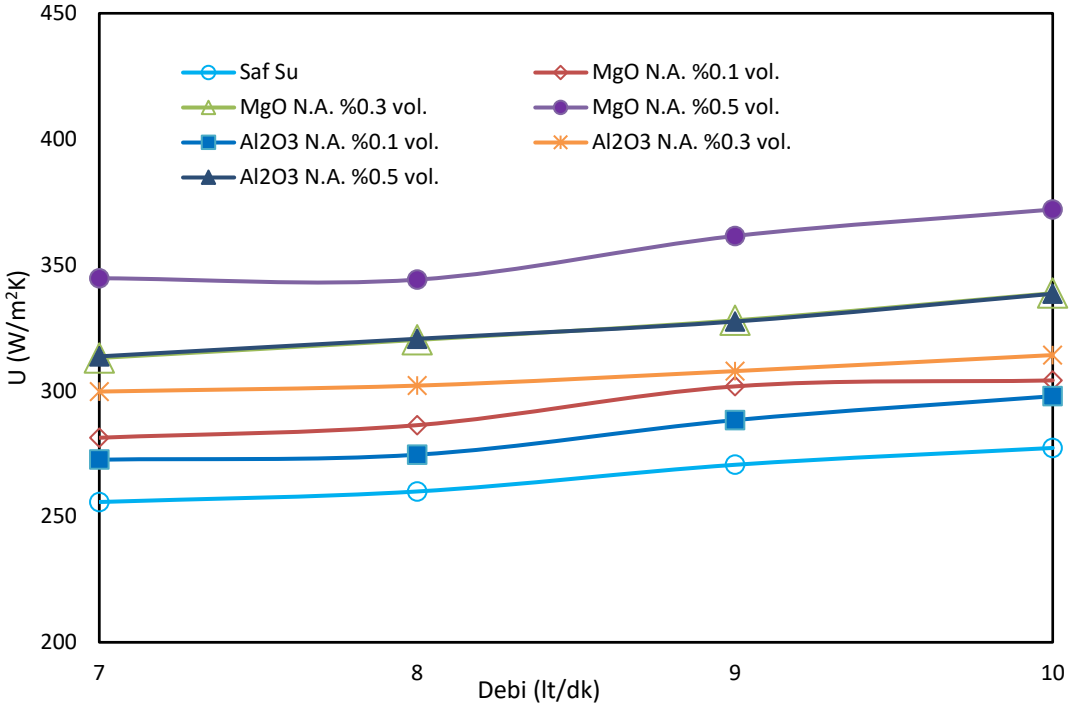
d) Sıvı giriş sıcaklığı 60°C

Şekil 4.5. Radyatör 1 için farklı sıvı giriş sıcaklıkları için toplam ısı transfer katsayısı (U) değişimi.

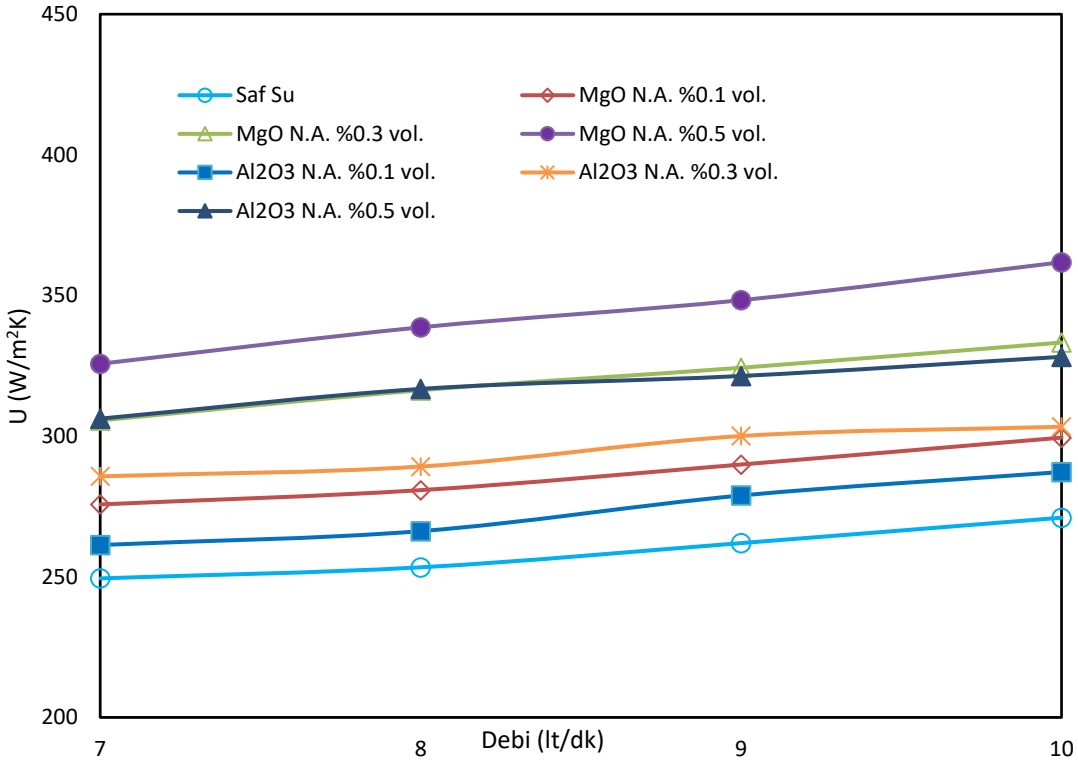
Şekil 4.5'teki U-debi grafiklerinden saf su için debi artışı ile U katsayısının pek değişmediği söylenebilir. Ayrıca saf su için sıcaklık artışı ile de U katsayısında belirgin bir değişim gözlenmemiştir. Nano akışkan kullanımı ile U katsayısında artış sağlanmıştır. MgO nano akışkanı için U değerindeki artış oranı sıcaklık artışı ile artmaktadır. En yüksek artış MgO %0.5 için 60 °C'de %35.4 olarak hesaplanmıştır. Al_2O_3 nano akışkanı için sıcaklığın etkisi pek olmamıştır. Her iki akışkan için de partikül hacimsel konsantrasyonu artışı ile U değerleri artış göstermiştir. Al_2O_3 için saf suya en yüksek U artış değeri %0.5 için 50 °C'de meydana gelmiş olup bu değer yaklaşık %24 olarak hesaplanmıştır. Ek olarak 60 °C'de MgO nano akışkanları için hacimsel debi artışı ile U katsayının arttığı anlaşılmıştır.

4.3.2. Radyatör 2 (Alüminyum) için toplam ısı transfer katsayısı (U) değişimi

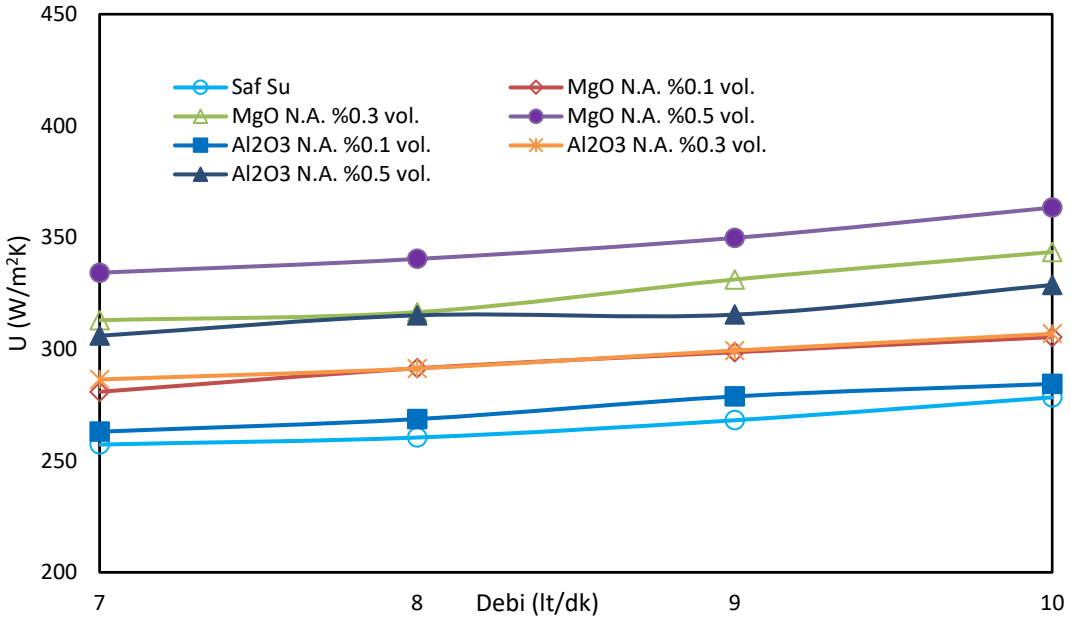
Radyatör 1 deneyleri ardından radyatör 2 için de aynı koşullarda deneyler gerçekleştirilmiş ve elde edilen verilerle U katsayısı hesaplanarak grafikler oluşturulmuştur.



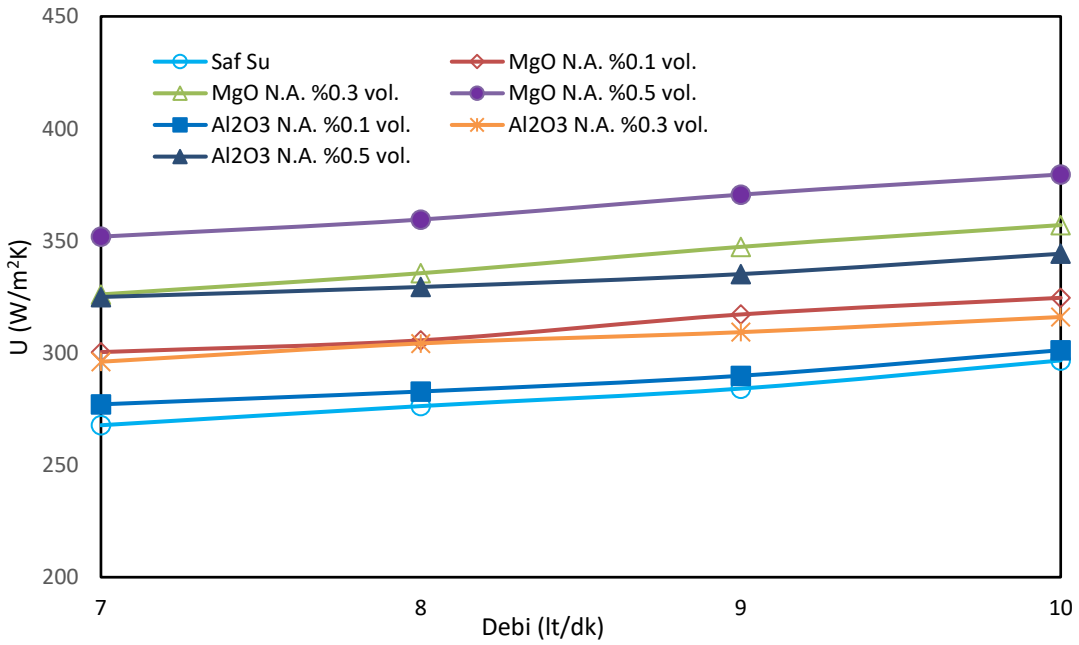
a) Sıvı giriş sıcaklığı 45 ℃



b) Sıvı giriş sıcaklığı 50 ℃



c) Sıvı giriş sıcaklığı 55 °C



d) Sıvı giriş sıcaklığı 60 °C

Şekil 4.6. Radyatör 2 için farklı sıvı giriş sıcaklıkları için toplam ısı transfer katsayısı (U) değişimi

Şekil 4.6.'da farklı giriş sıcaklıları için U katsayısı-debi grafikleri verilmiştir. Burada saf su deneylerinde sıcaklığın etkisinin pek olmadığı anlaşılmaktadır. Hacimsel debi artışı ile tüm akışkanlar için U katsayısı artış göstermektedir. Sıcaklık

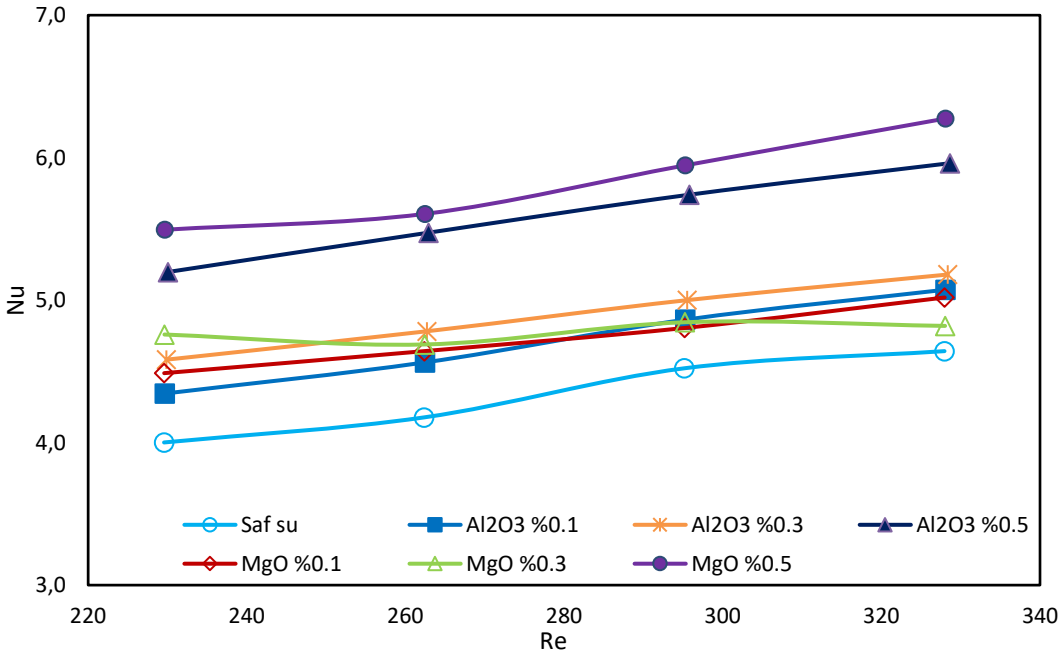
artışı MgO nano akışkanlarının U katsayısının artışında olumlu etki göstermiştir. Buna karşın Al_2O_3 nano akışkanı için sıcaklığın etkisi pek olmamıştır. Nano akışkanların hacimsel konsantrasyon artışları ile U değerleri artış göstermiştir. U katsayısı artış oranındaki en yüksek değer MgO nano akışkanında meydana gelmiş olup bu değer MgO %0.5 için 45℃'de %34.77 olarak hesaplanmıştır. Al_2O_3 nano akışkanı için en yüksek artış %0.5 için 50℃'de %25 olarak hesaplanmıştır.

4.4. Nusselt Sayısı Analizi

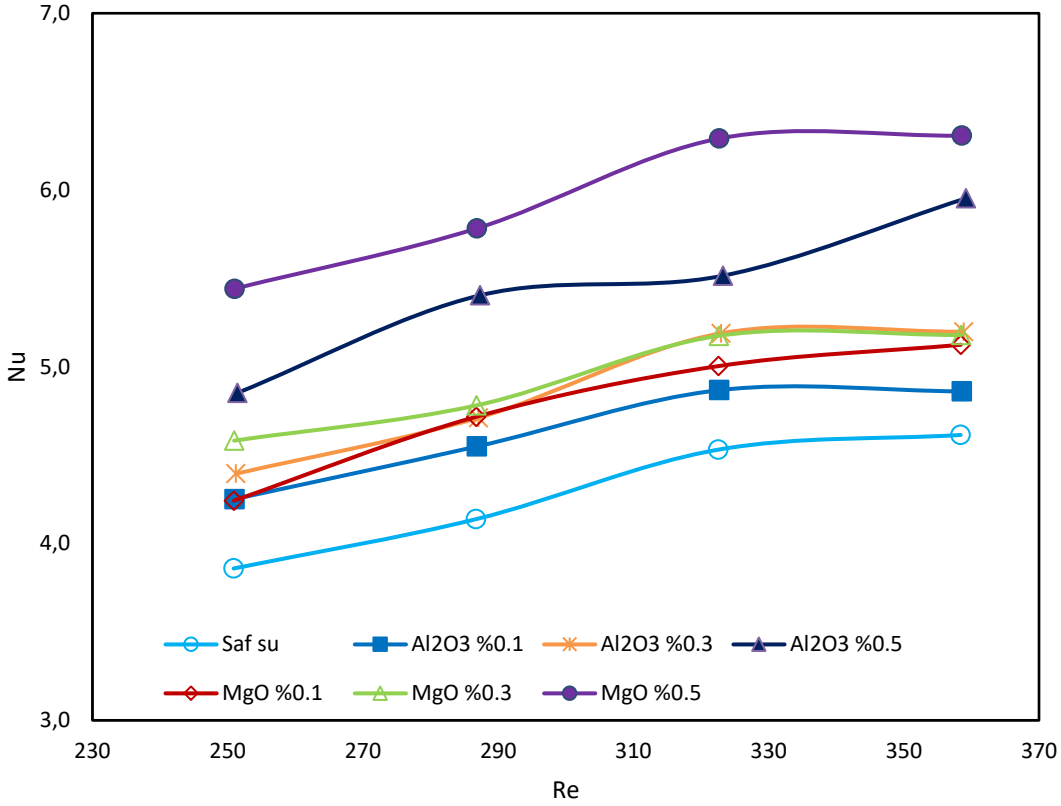
Deneyler sonrasında elde edilen veriler ile her iki radyatör için de Nusselt sayısı hesabı yapılmış ve Nu-Re grafikleri elde edilmiştir.

4.4.1. Radyatör 1 (Bakır)'e ait Nusselt sayısı değişimi

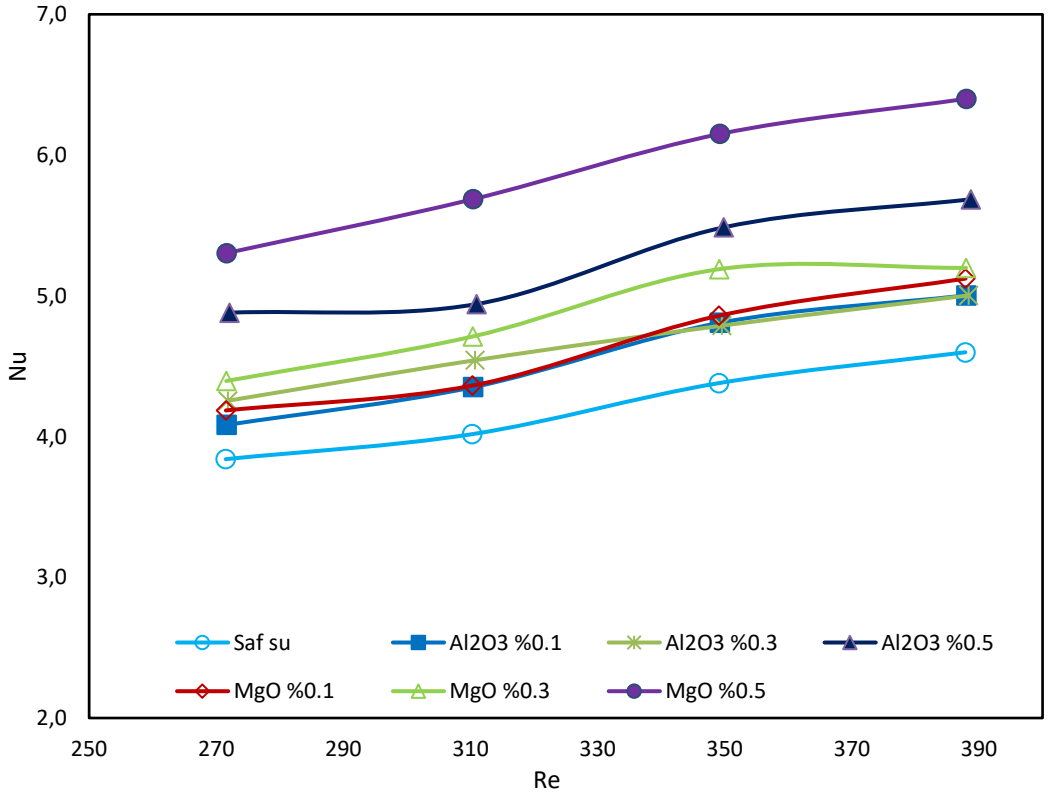
Deneysel çalışma sonucunda tüm parametreler için elde edilen veriler ile Nusselt sayısı hesaplamaları yapılmış olup Şekil 4.7.'de verilmiştir.



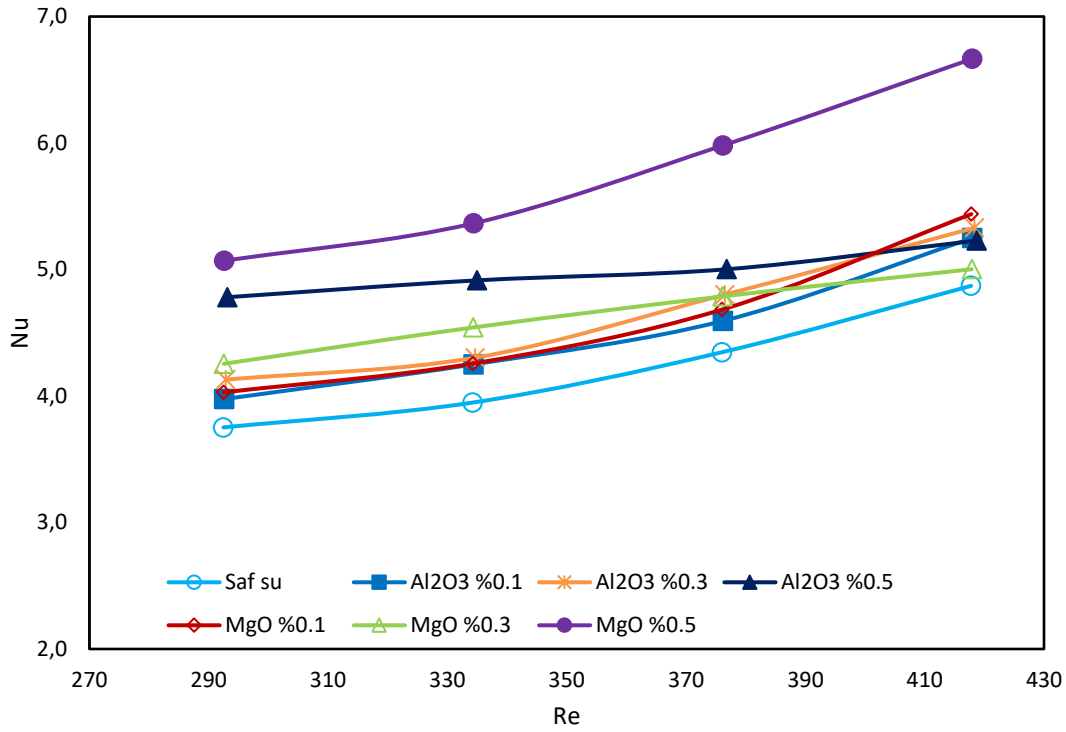
a) Sıvı giriş sıcaklığı 45 ℃



b) Sıvı giriş sıcaklığı 50 ℃



c) Sıvı giriş sıcaklığı 55 ℃

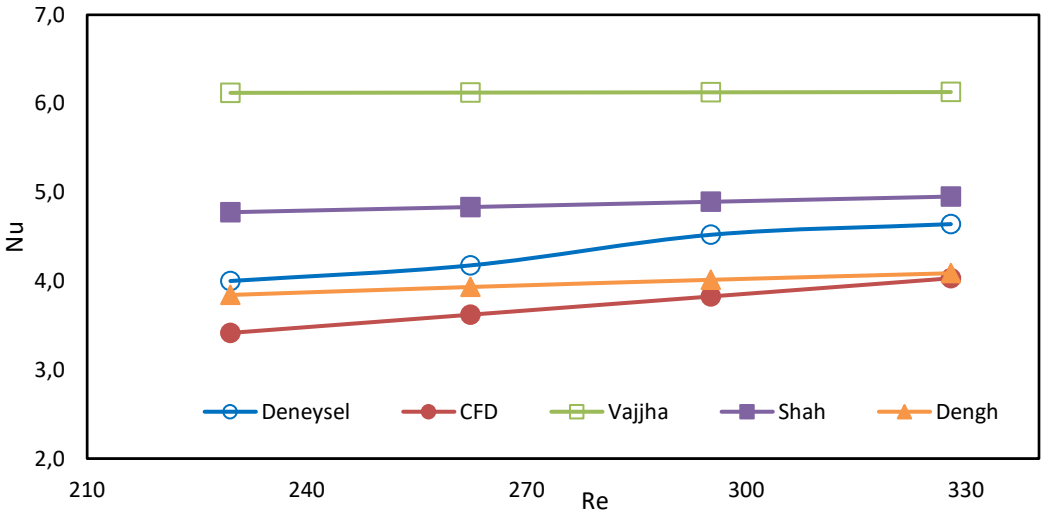


d) Sıvı giriş sıcaklığı 55 ℃

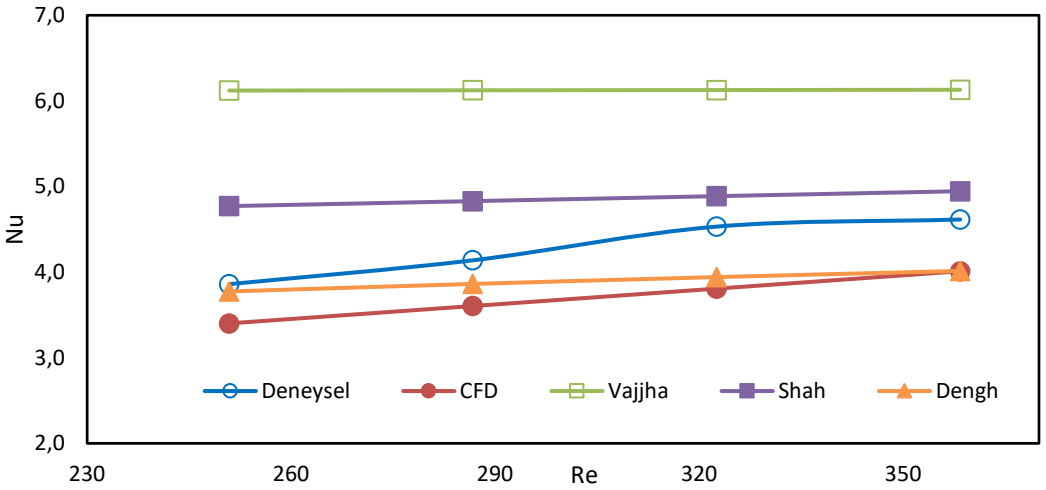
Şekil 4.7. Radyatör 1'e ait farklı giriş sıcaklıklarında deneysel Nusselt-Re grafikleri

Tüm akışkanlar için Re sayısı artışı ile Nu sayısı artmıştır. Nano akışkan kullanımı ile saf suya göre Nu sayısı artmış olup bu artış partikül konsantrasyonu artışı ile daha da belirginleşmektedir. Sıcaklık artışı ile tüm akışkanlar için Nu sayılarında az da olsa azaldığı söylenebilir. En yüksek Nu sayısı artışı MgO %0.5 55 ℃'de olmuştur. Bu değer %43.61 olarak hesaplanmıştır. Al_2O_3 nano akışkanı için en yüksek artış %31.03 olarak hesaplanmış olup bu artış %0.5 50 ℃'de sağlanmıştır.

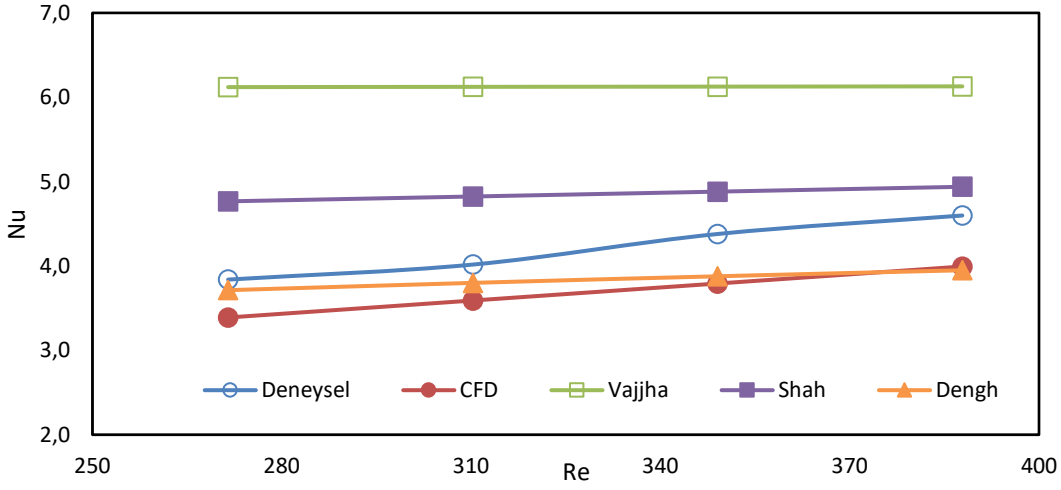
Deneysel verilerden Nu sayısı hesaplamaları yapıldıktan sonra literatürde kabul görmüş analitik denklemler ile kıyaslamalar yapılmıştır. Ayrıca deney sistemi bilgisayar ortamında modellenerek CFD ile nümerik çözümleme yapılmıştır. Denklemler ile hesaplamalar ve nümerik çözümlemeler yapıldıktan sonra Nusselt sayıları kıyaslamaları yapılarak grafikler oluşturulmuş ve aşağıda verilmiştir.



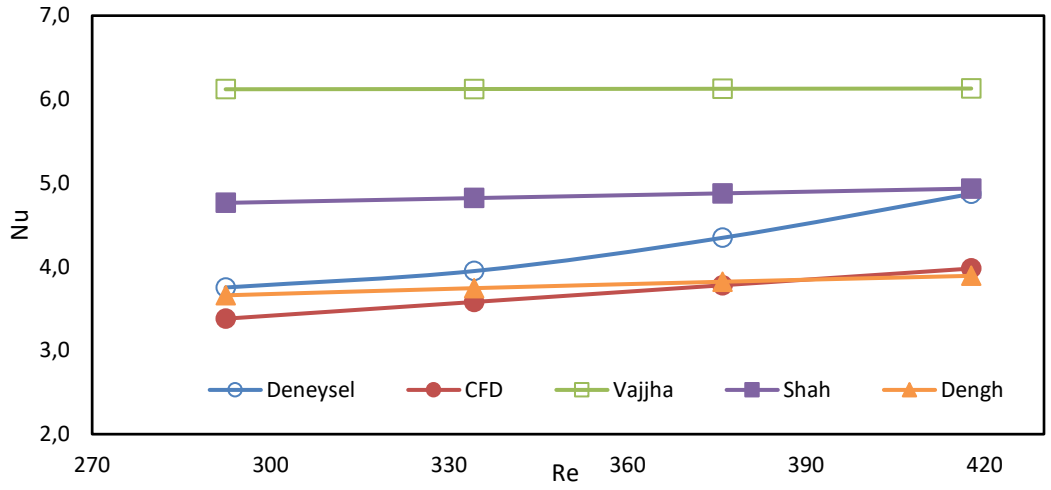
a) Saf su, giriş sıcaklığı 45 ℃



b) Saf su, giriş sıcaklığı 50 ℃



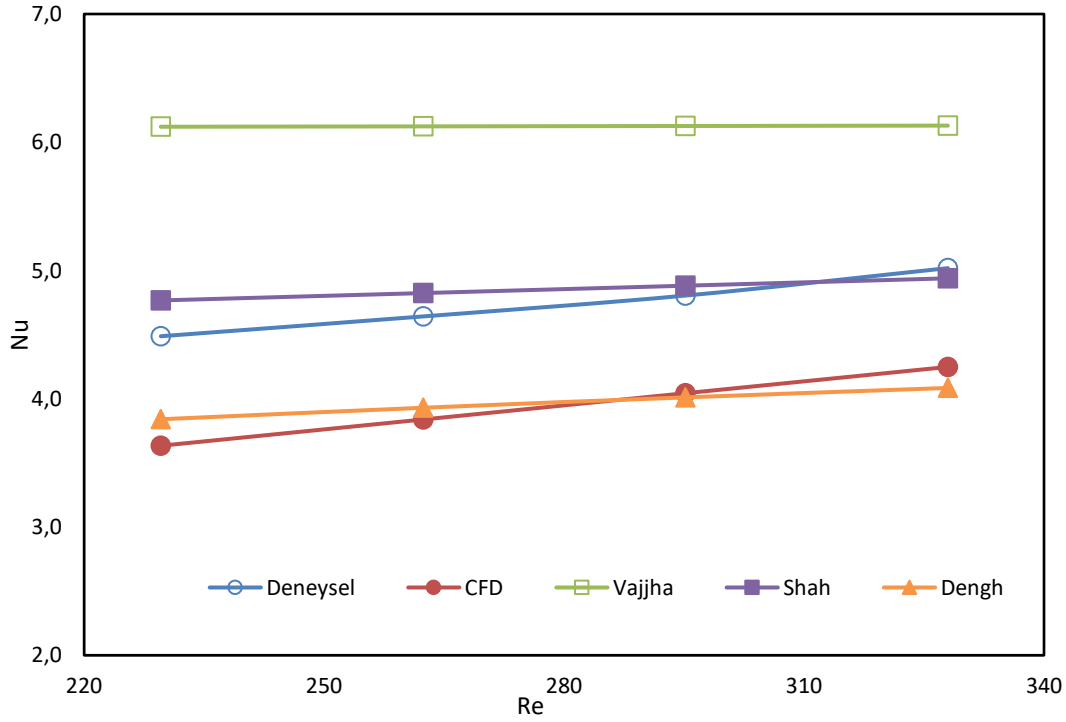
c) Saf su, giriş sıcaklığı 55 ℃



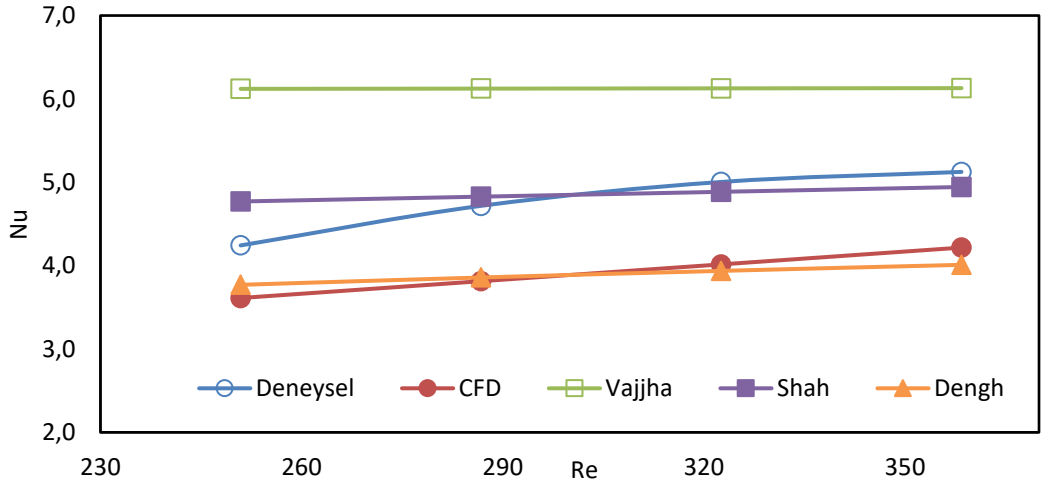
d) Saf su, giriş sıcaklığı 60 ℃

Şekil 4.8. Radyatör 1 için farklı sıcaklıklarda saf suda deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri.

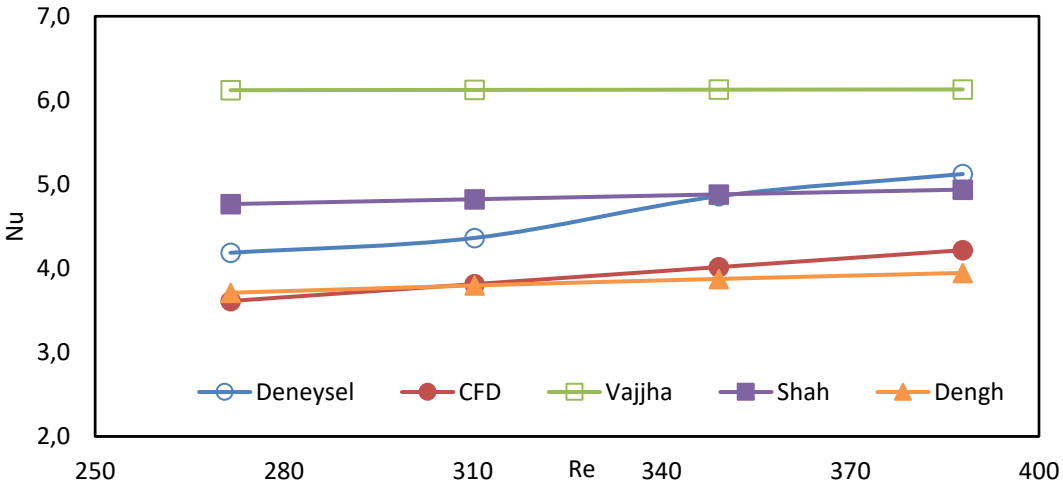
Şekil 4.8.'de Radyatör 1'de saf su ile deneysel, teorik ve nümerik analiz sonuçları için oluşturulan Nu-Re eğrileri gösterilmektedir. Deneysel sonuçlara kıyasla ortalama sapma oranları Dehghandokht bağıntısı için %10.07, Shah and London için %12.24 Vajjha için %30.37 ve CFD için %13.88 olarak hesaplanmıştır.



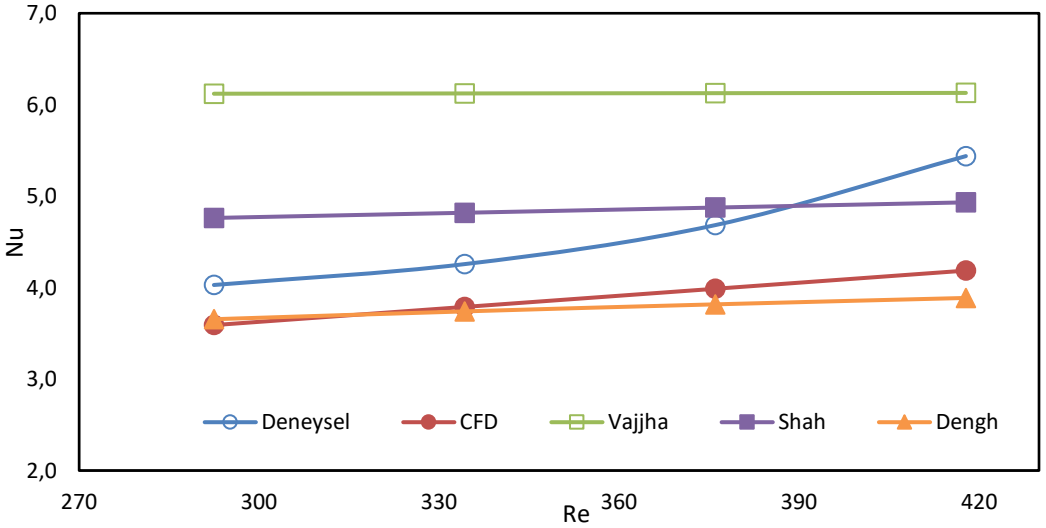
a) MgO %0.1, giriş sıcaklığı 45 ℃



b) MgO %0.1, giriş sıcaklığı 50 ℃



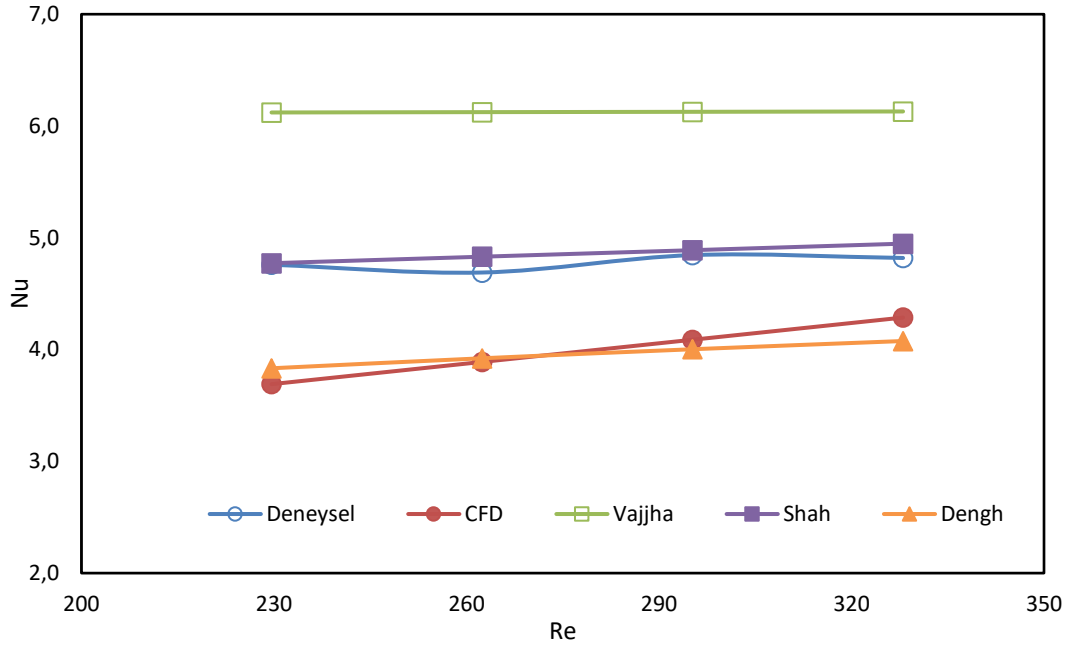
c) MgO %0.1, giriş sıcaklığı 55 ℃



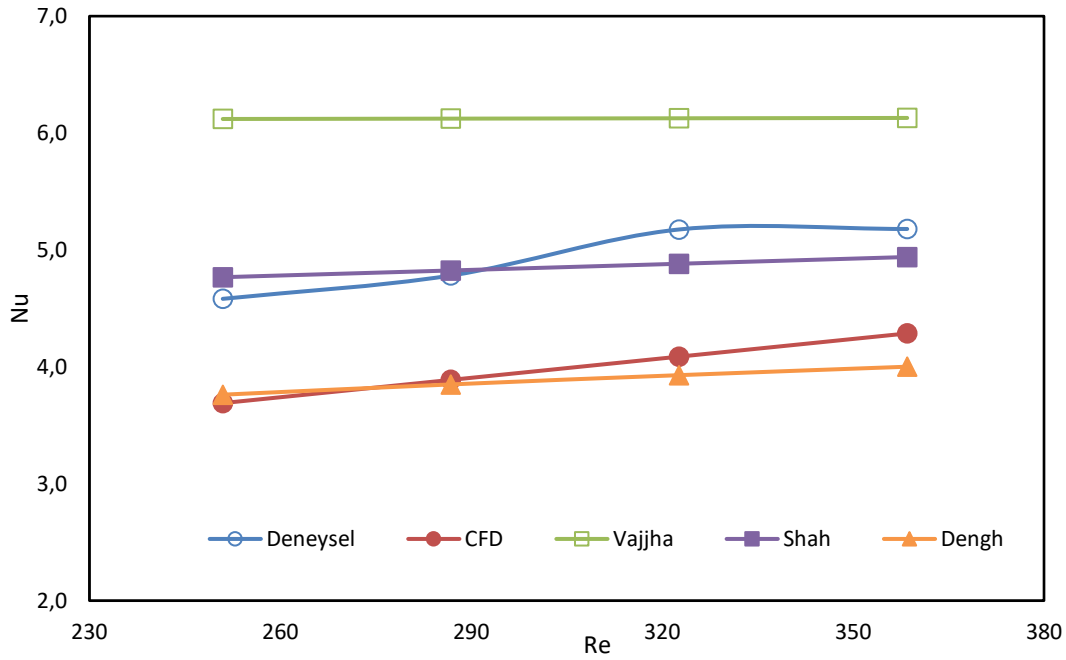
d) MgO %0.1, giriş sıcaklığı 60℃

Şekil 4.9. Radyatör 1 için MgO %0.1'de deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri.

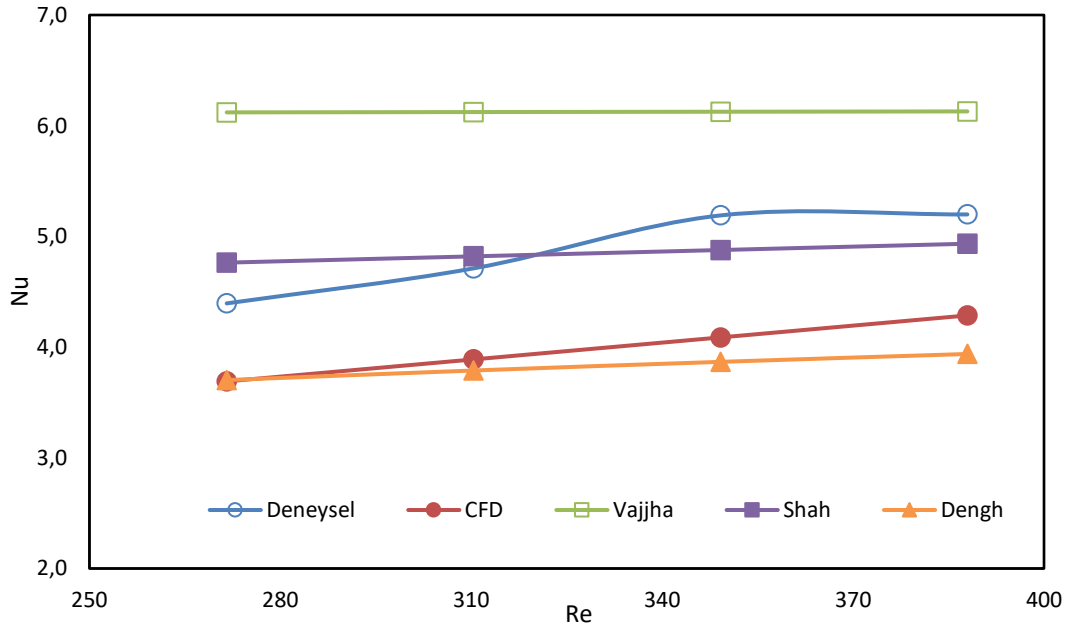
Şekil 4.9.'da gösterilen eğrilere göre MgO %0.1 için deneysel sonuçlara kıyasla ortalama sapma oranları Dehghandokht bağıntısı için %21.06, Shah and London için %5.40 Vajjha için %23.49 ve CFD için ortalama %19.59 olarak hesaplanmıştır.



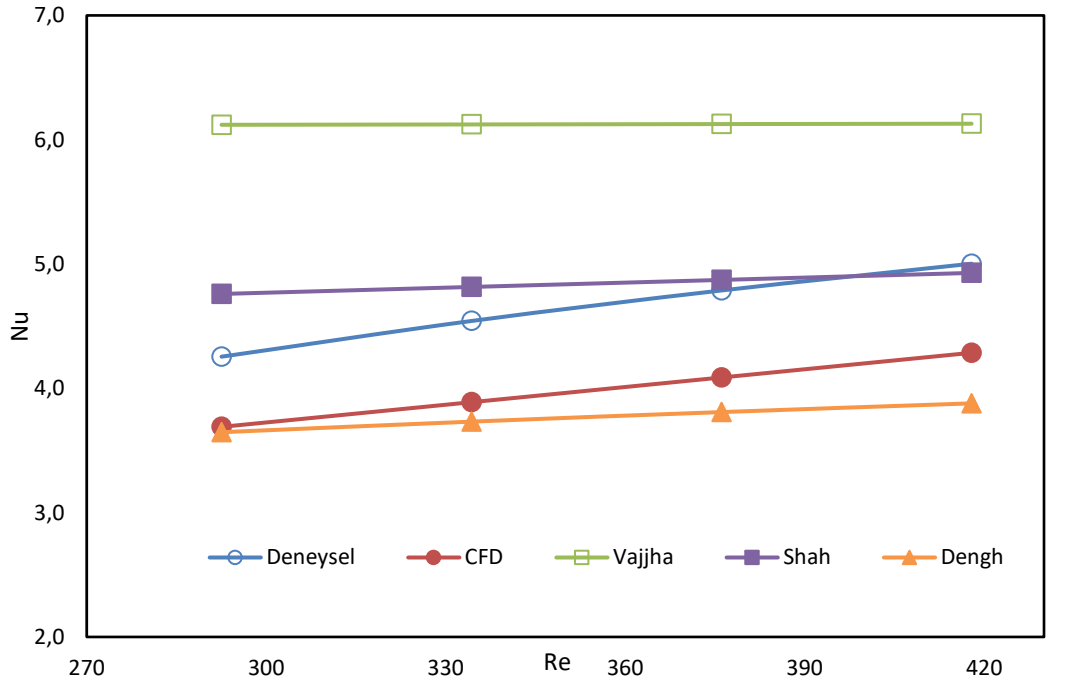
a) MgO %0.3, giriş sıcaklığı 45°C



b) MgO %0.3,giriş sıcaklığı 50°C



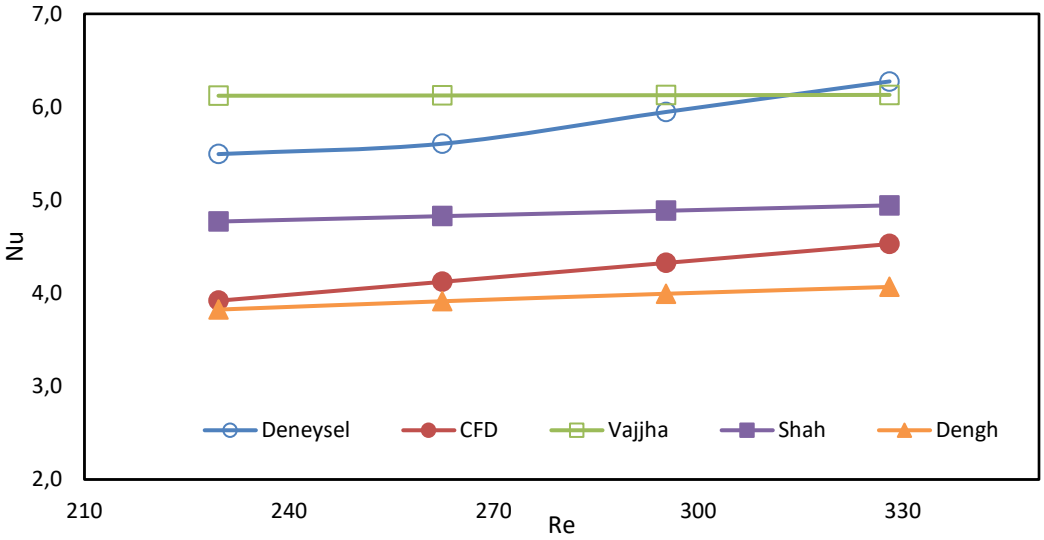
c) MgO %0.3,giriş sıcaklığı 55°C



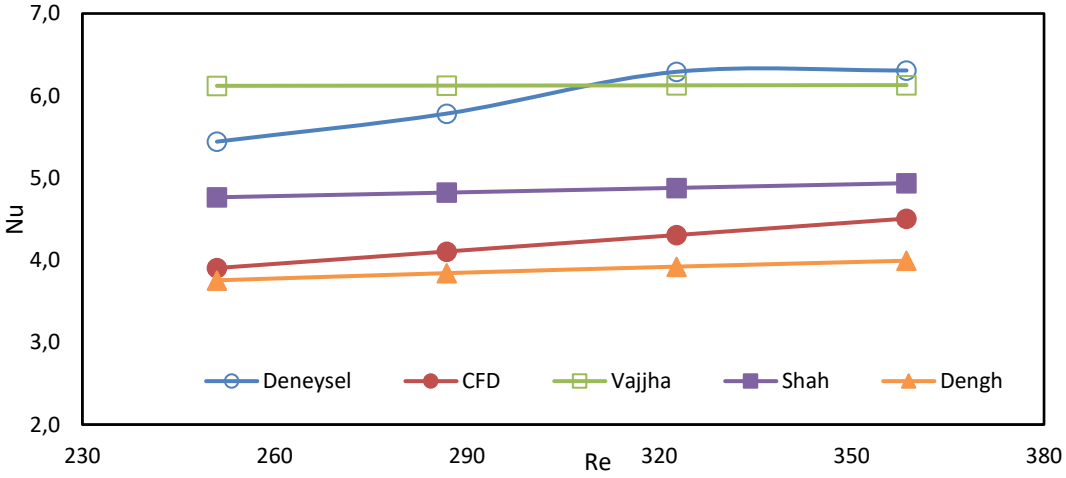
d) MgO %0.3, giriş sıcaklığı 60°C

Şekil 4.10. Radyatör 1 için MgO %0.3'te deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri.

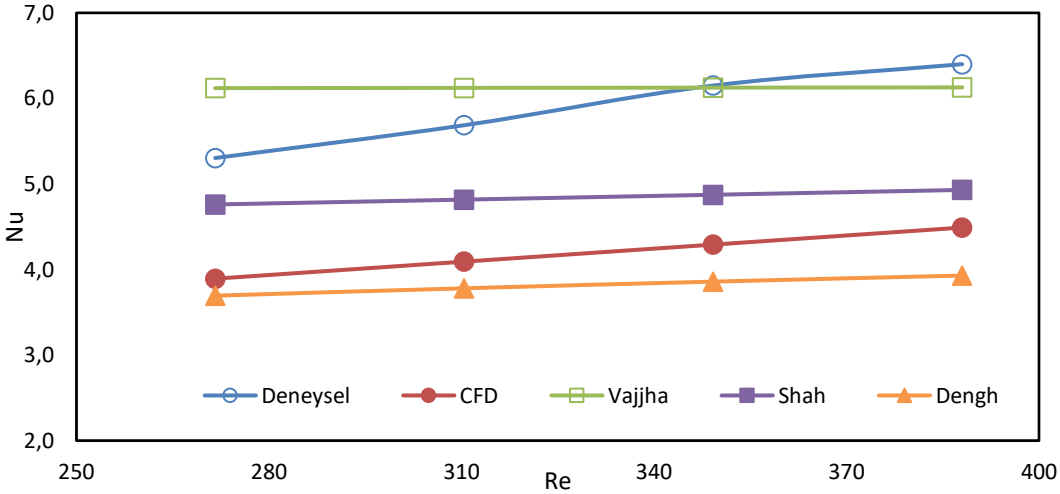
Şekil 4.10.'da MgO %0.3 için Nu-Re eğrileri verilmiştir. Buna göre MgO %0.3'te deneysel sonuçlara göre ortalama sapma oranları Dehghandokht bağıntısı için %24.52, Shah and London için %3.71 Vajjha için %21.52 ve CFD için %20.59 olarak hesaplanmıştır.



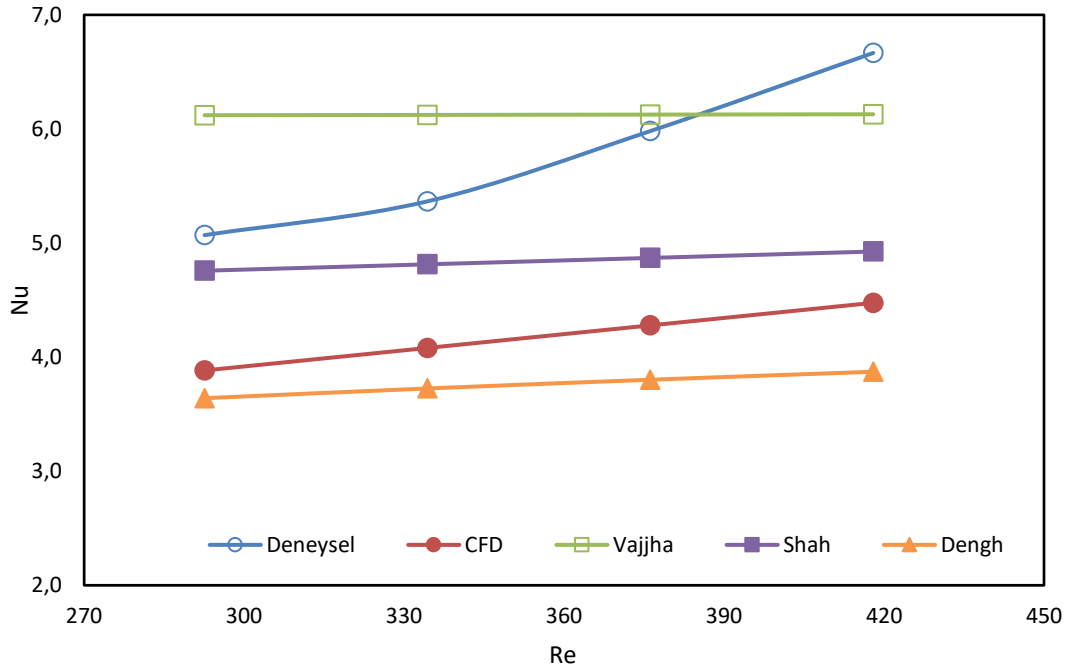
a) MgO %0.5, giriş sıcaklığı 45°C



b) MgO %0.5, giriş sıcaklığı 50°C



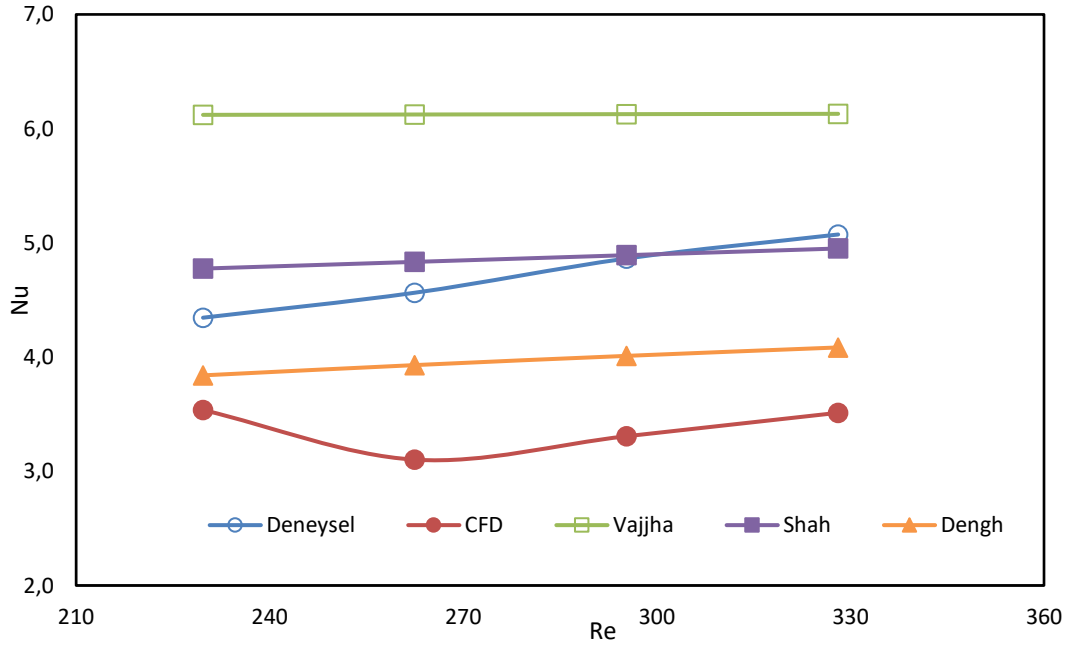
c) MgO %0.5, giriş sıcaklığı 55°C



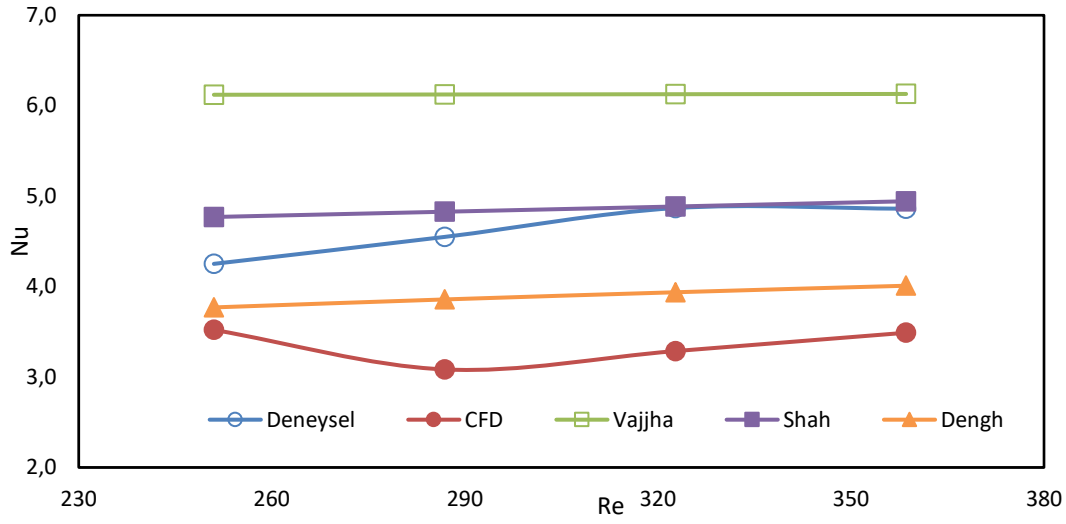
d) MgO %0.5, giriş sıcaklığı 60°C

Şekil 4.11. Radyatör 1 için MgO %0.5'te deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri.

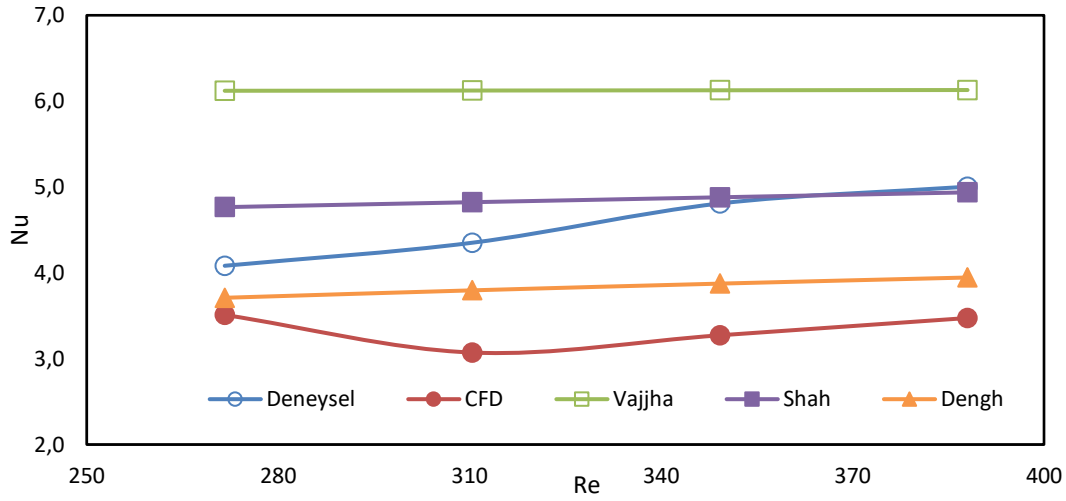
MgO %0.5 için Nu-Re eğrileri Şekil 4.11.'de verilmiş olup ortalama sapma oranları Dehghandokht için %52.05, Shah and London için %20.77, Vajjha için ortalama %4.32 ve CFD için %39.40 olarak hesaplanmıştır.



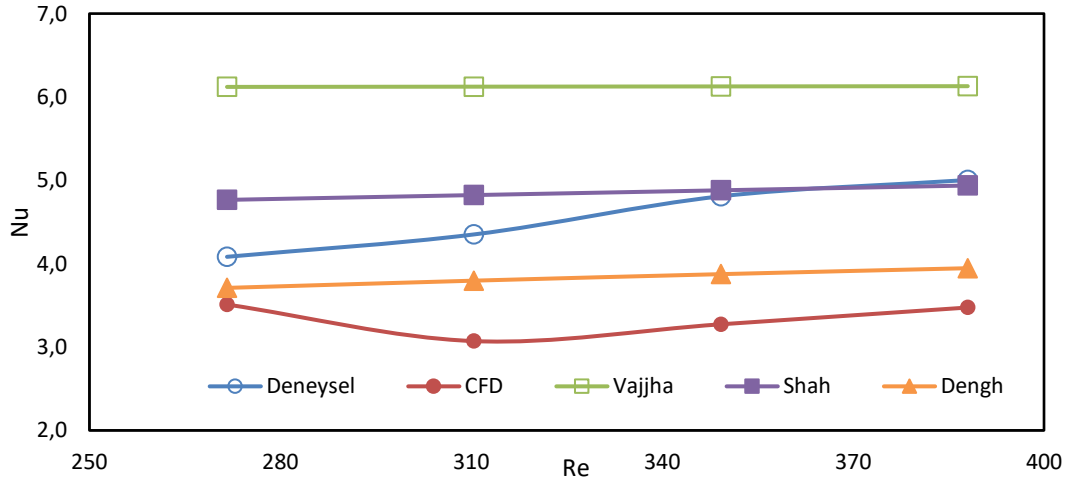
a) Al_2O_3 %0.1, giriş sıcaklığı 45°C



b) Al_2O_3 %0.1, giriş sıcaklığı 50°C



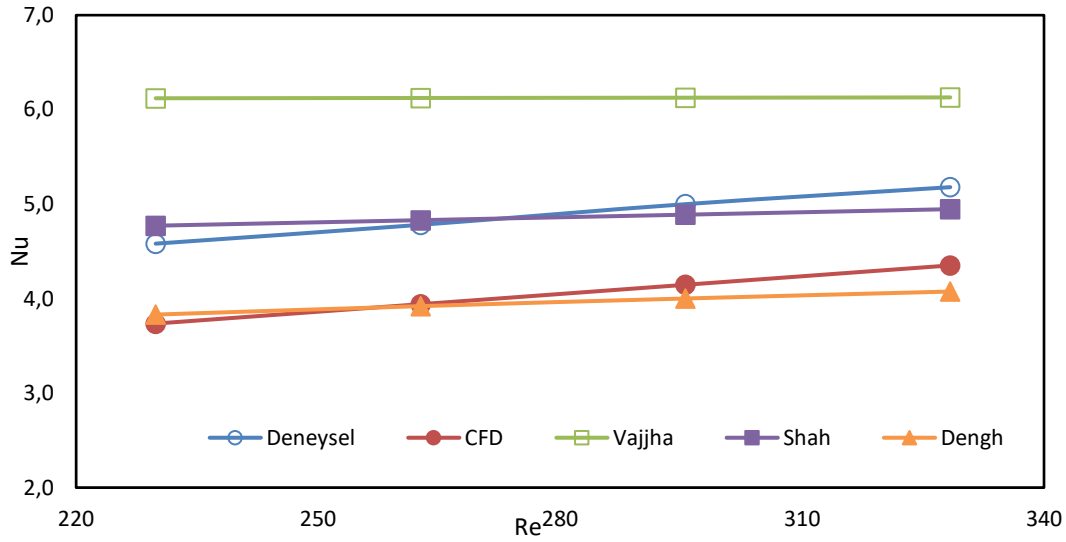
c) Al_2O_3 %0.1, giriş sıcaklığı 55°C



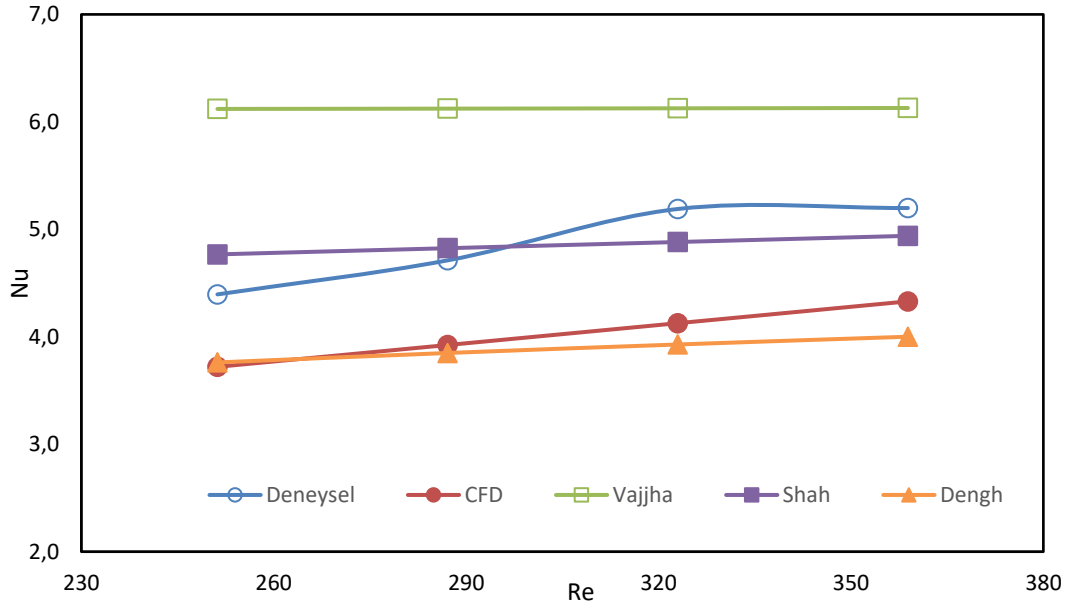
d) Al_2O_3 %0.1, giriş sıcaklığı 60°C

Şekil 4.12. Farklı sıcaklıklarda Al_2O_3 %0.1 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri

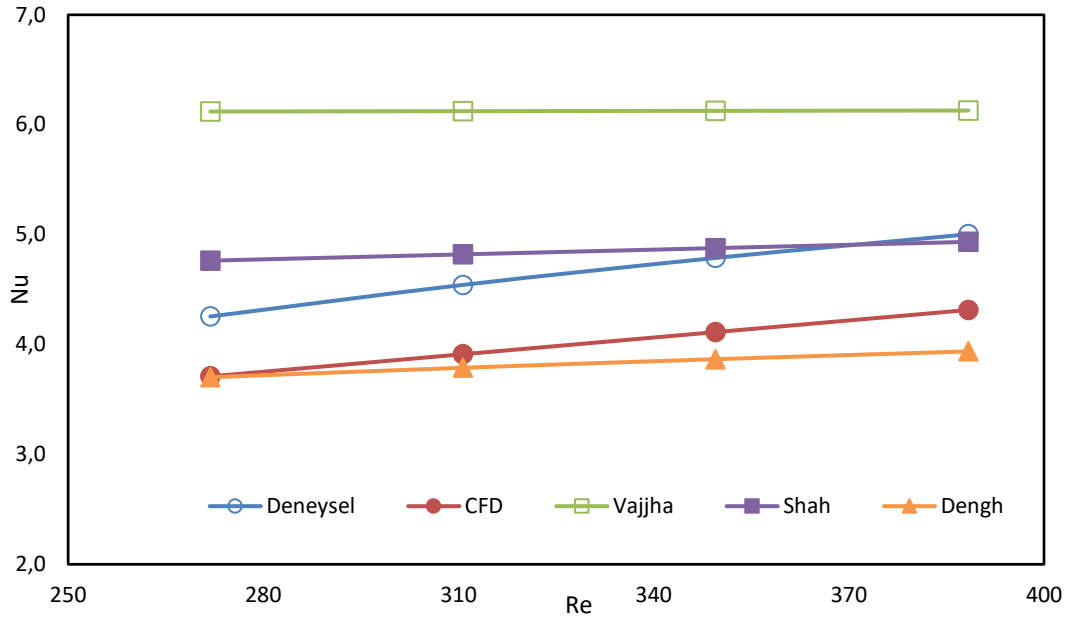
Al_2O_3 %0.1 için Nu-Re eğrileri Şekil 4.12.'de verilmiş olup ortalama sapma oranları Dehghandokht için %18.98, Shah and London için %6.45, Vajjha için ortalama %24.81 ve CFD için %38.21 olmaktadır.



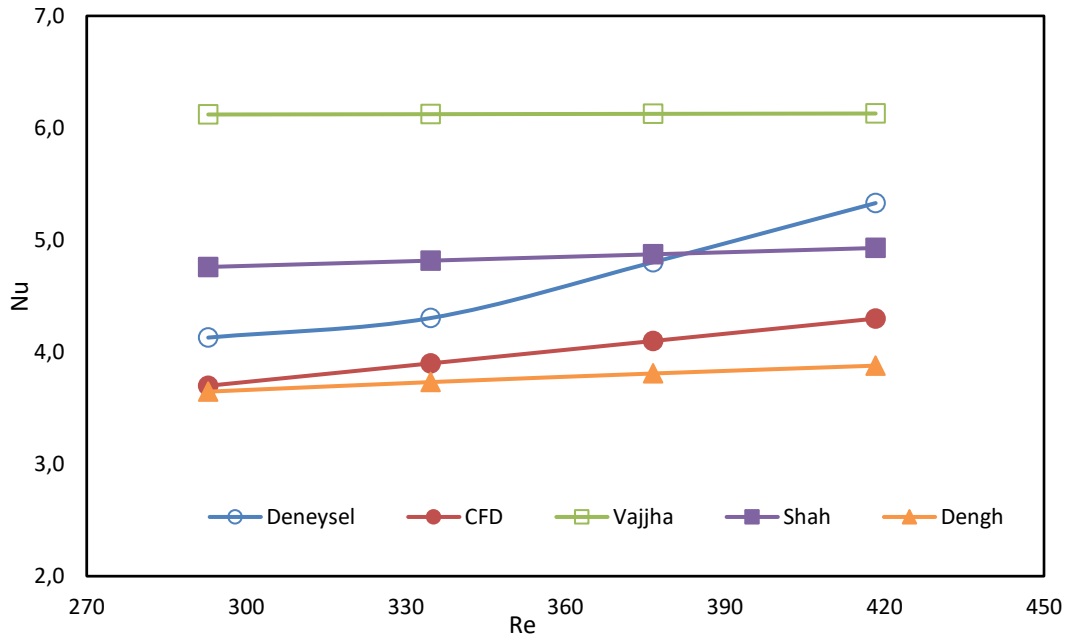
a) Al_2O_3 %0.3, giriş sıcaklığı 45°C



b) Al_2O_3 %0.3, giriş sıcaklığı 50°C



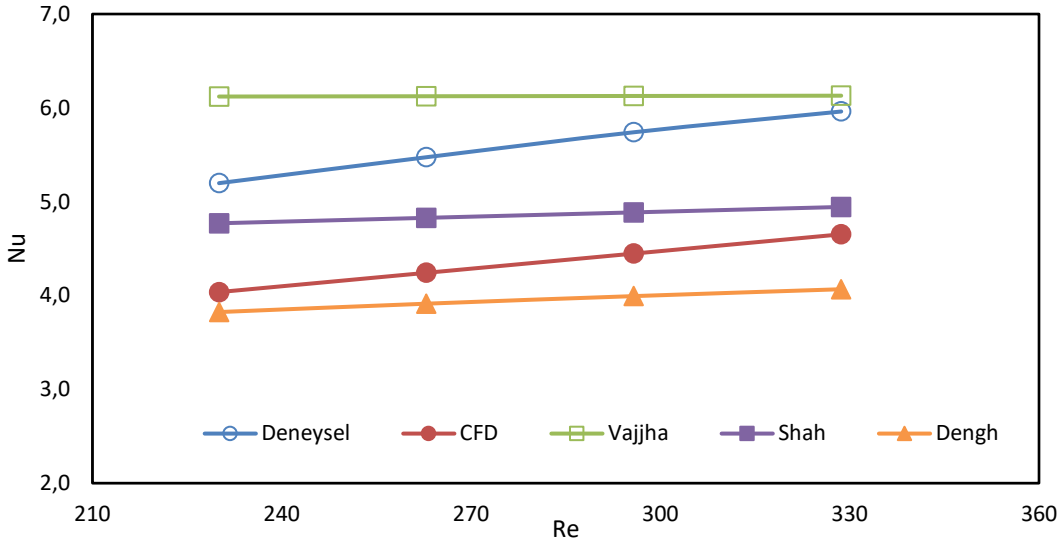
c) Al_2O_3 %0.3, giriş sıcaklığı 55°C



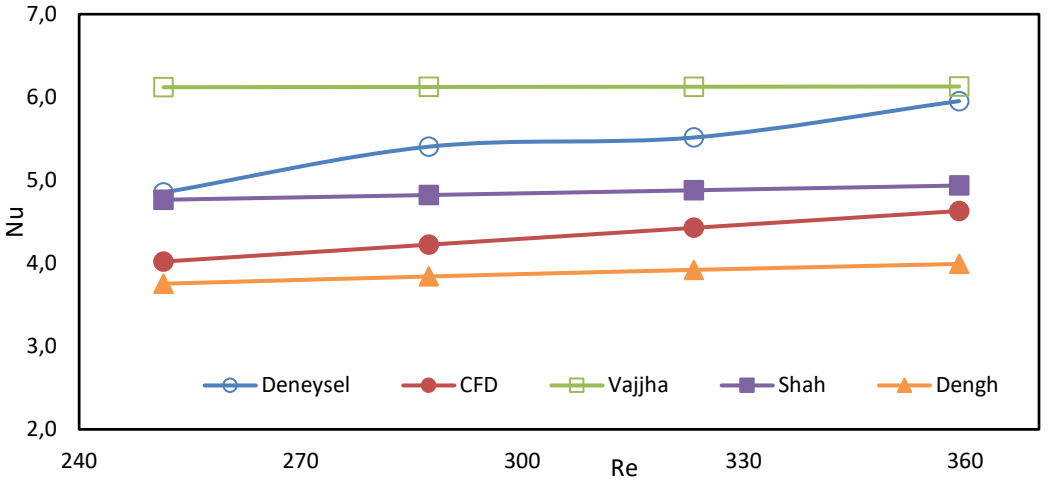
d) Al_2O_3 %0.3, giriş sıcaklığı 60°C

Şekil 4.13.Farklı sıcaklıklarda Al_2O_3 %0.3 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri.

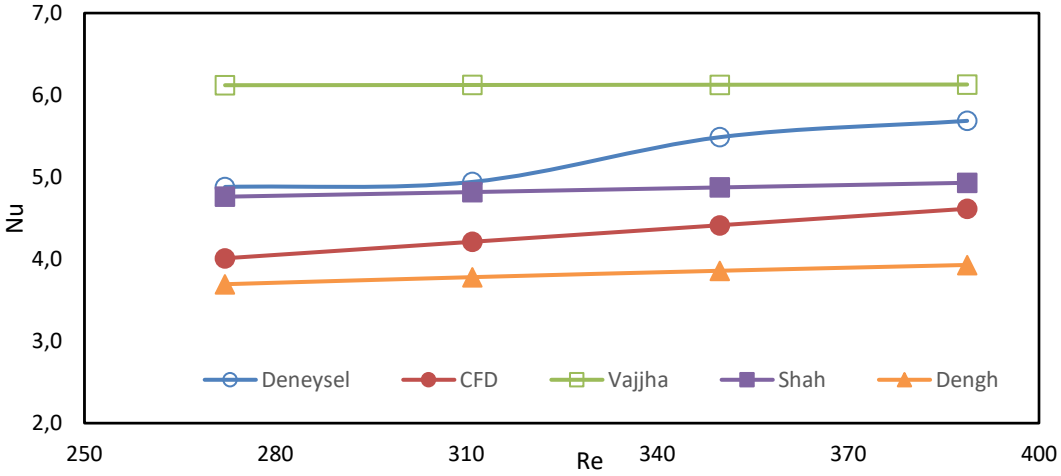
Şekil 4.13.'de Al_2O_3 %0.3 için Nu-Re eğrileri verilmiştir. Deneysel sonuçlara göre ortalama sapma oranları Dehghandokht bağıntısı için %23.28, Shah and London için %5.32 Vajjha için %22.26 ve CFD için %18.37 olarak tespit edilmiştir.



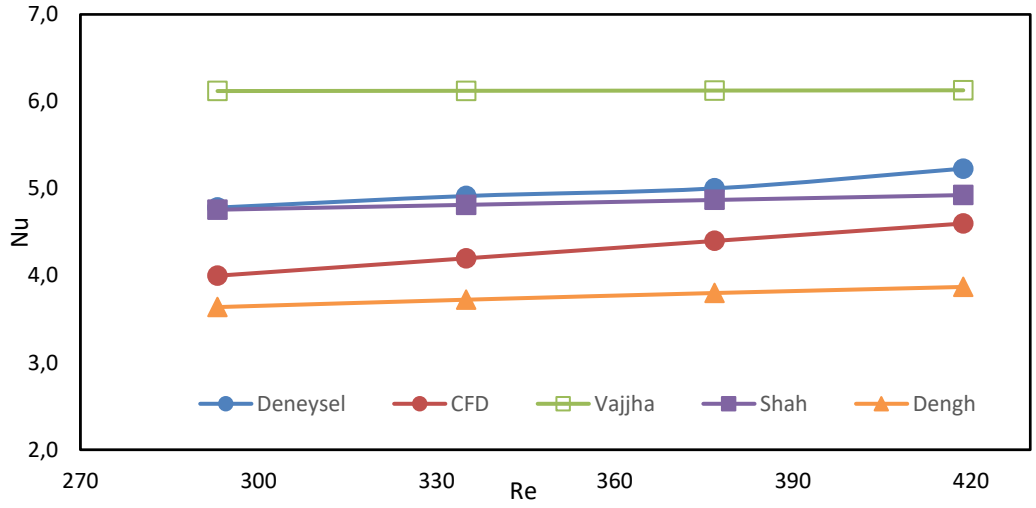
a) Al_2O_3 %0.5, giriş sıcaklığı 45°C



b) Al_2O_3 %0.5, giriş sıcaklığı 50°C



c) Al_2O_3 %0.5, giriş sıcaklığı 55°C



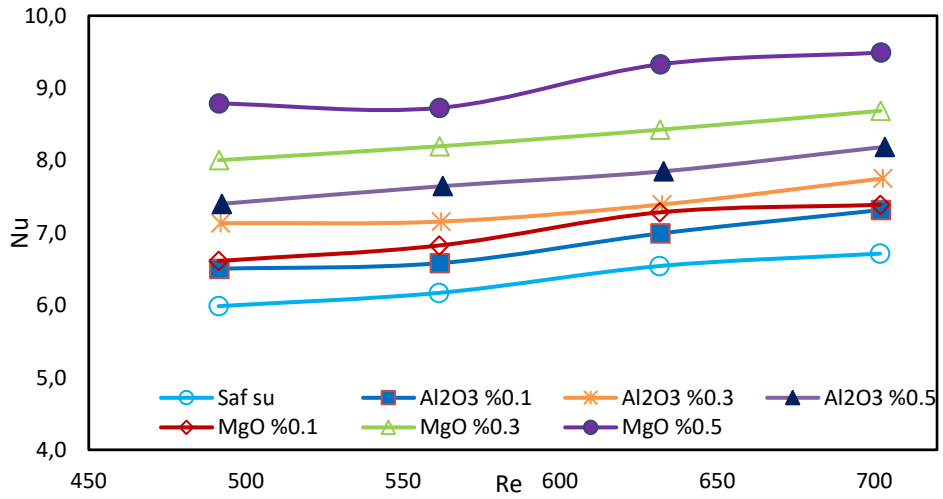
d) Al_2O_3 %0.5, giriş sıcaklığı 60℃

Şekil 4.14. Farklı sıcaklıklarda Al_2O_3 %0.5 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri

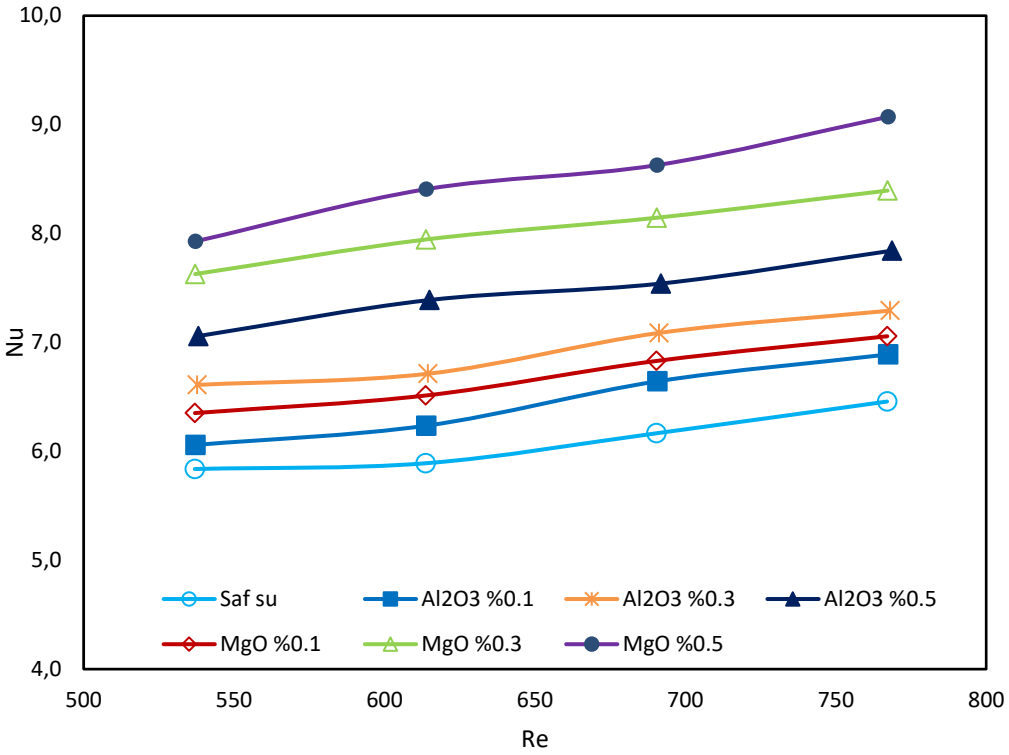
Şekil 4.14.'te Radyatör 1' de Al_2O_3 %0.5 ile deneysel, teorik ve nümerik analiz sonuçları için oluşturulan Nu-Re eğrileri gösterilmektedir. Deneysel sonuçlara göre ortalama sapma oranları Dehghandokht için %37.86, Shah and London için %9.52, Vajjha için %13.25 ve CFD için %22.96 olarak hesaplanmıştır.

4.4.2. Radyatör 2 (Alüminyum)'ye ait Nusselt sayısı değişimi

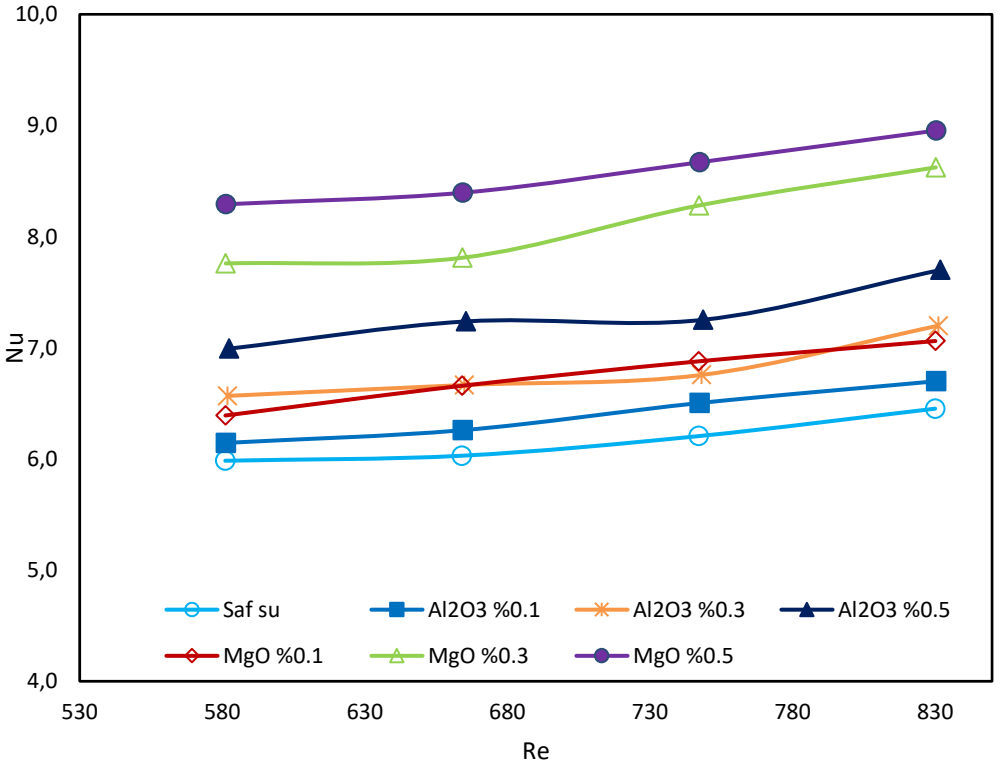
Radyatör 2'de yapılan deneysel çalışma sonucunda elde edilen veriler ile Nusselt sayısı hesaplamaları yapılmış olup Nu-Re grafikleri Şekil 4.15.'te verilmiştir.



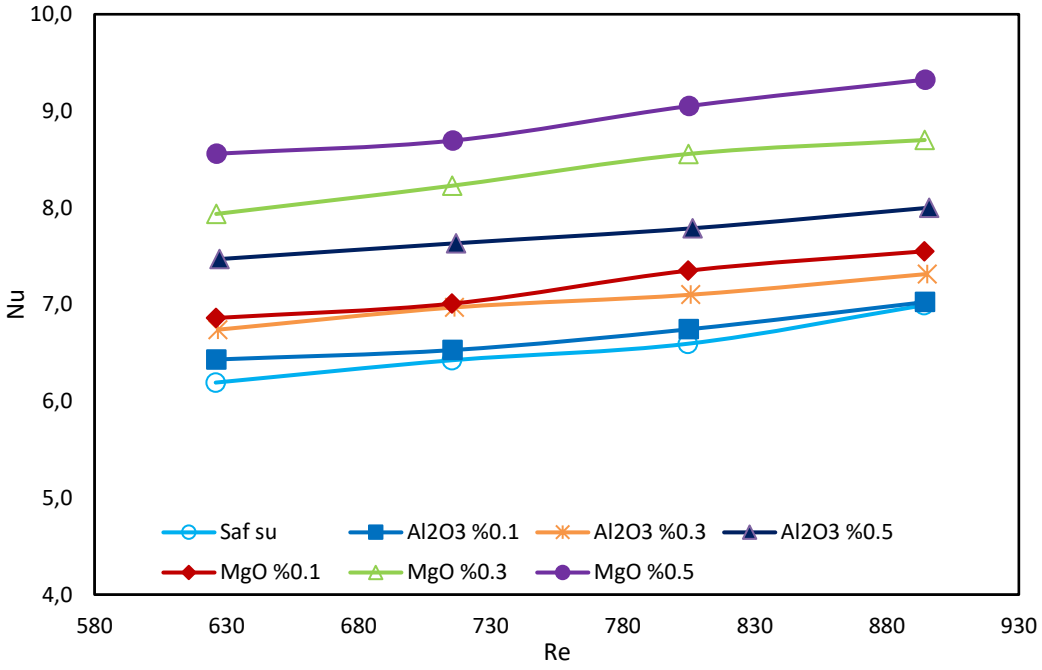
a) Sıvı giriş sıcaklığı 45 ℃



b) Sıvı giriş sıcaklığı 50 °C



c) Sıvı giriş sıcaklığı 55 °C

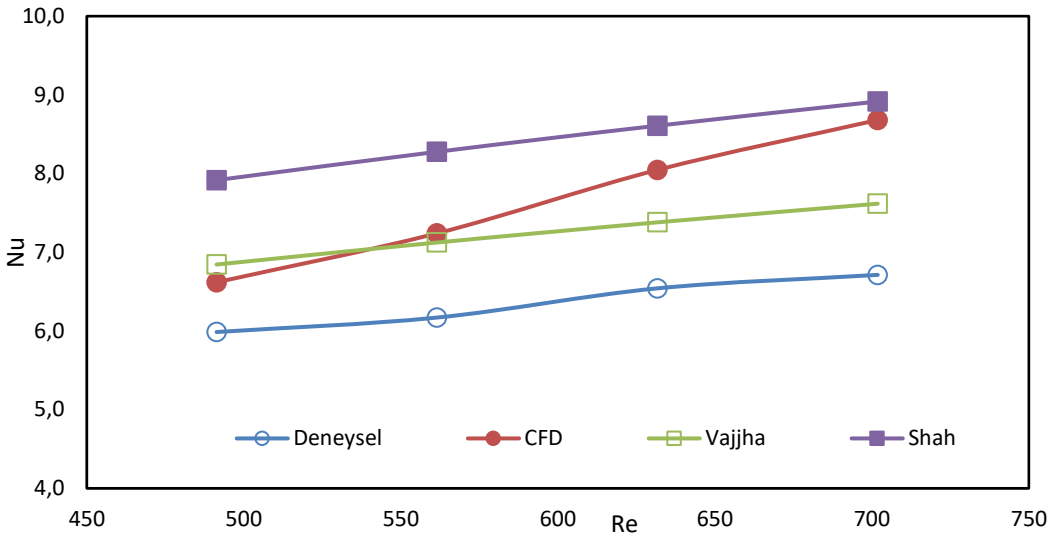


d) Sıvı giriş sıcaklığı 60 ℃

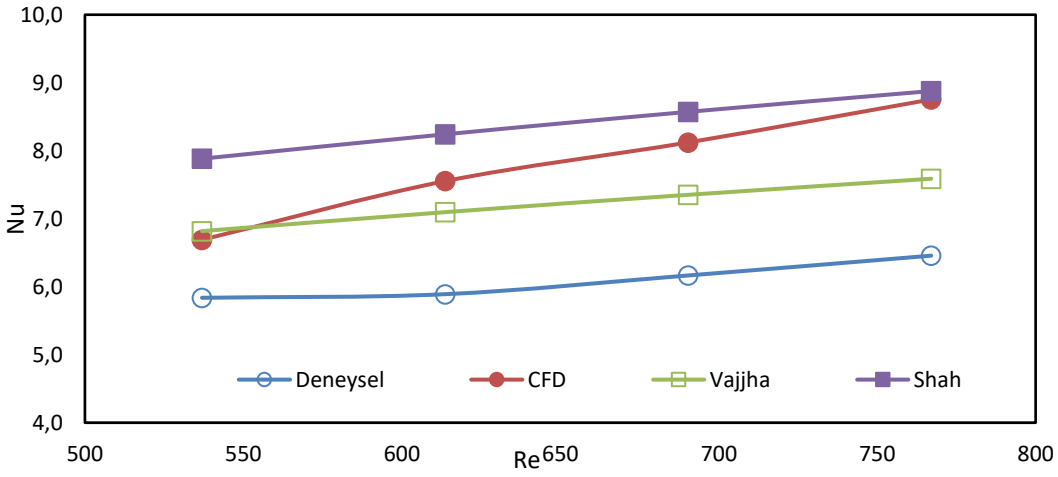
Şekil 4.15. Radyatör 2'ye ait farklı giriş sıcaklıklarında deneysel Nusselt-Re grafikleri

Radyatör 2'ye ait deneysel Nu-Re grafiklerinden anlaşılacağı üzere tüm akışkanlar için Re sayısı artışı ile Nu sayısı artmaktadır. Nano akışkan kullanımı ile saf suya göre Nu sayısı artmış olup bu artış partikül konsantrasyonu artışı ile daha belirgin olmaktadır. Sıcaklık artışı ile tüm akışkanlar için Nu sayısının az miktarda da olsa azaldığı söylenebilir. En yüksek Nu sayısı artışı MgO %0.5 45 ℃'de olmuştur. Bu değer %46.76 olarak hesaplanmıştır. Al_2O_3 nano akışkanı için en yüksek artış 50℃ de %25.45 olarak hesaplanmıştır.

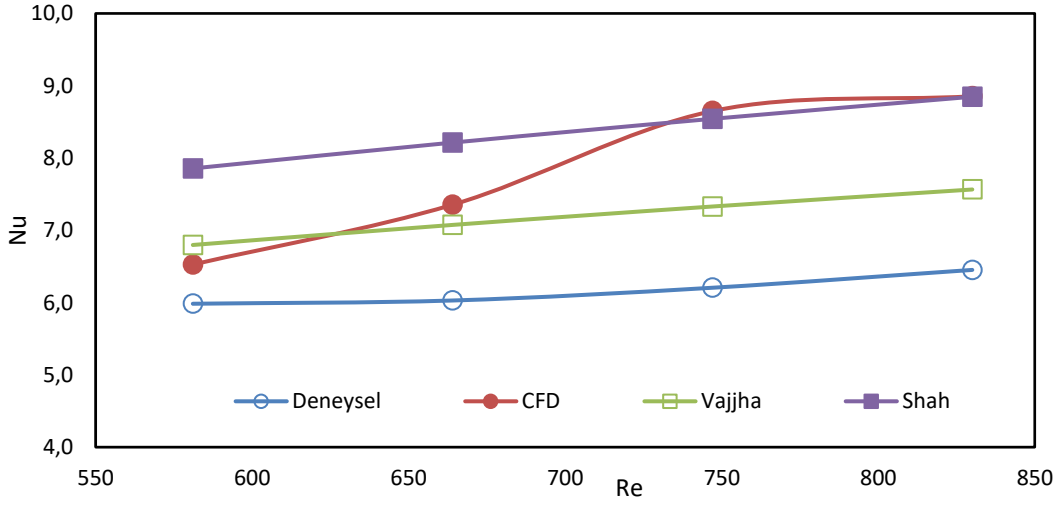
Deneysel verilerden Nu sayısı hesaplamaları yapıldıktan sonra literatürdeki denklemler ile analitik çözüm yapılmış ve bilgisayar ortamında modellenerek CFD ile nümerik çözümleme gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalar ve Nümerik çözümleme sonrasında Nusselt sayıları kıyaslamaları yapılmış ve grafikler oluşturularak aşağıda verilmiştir.



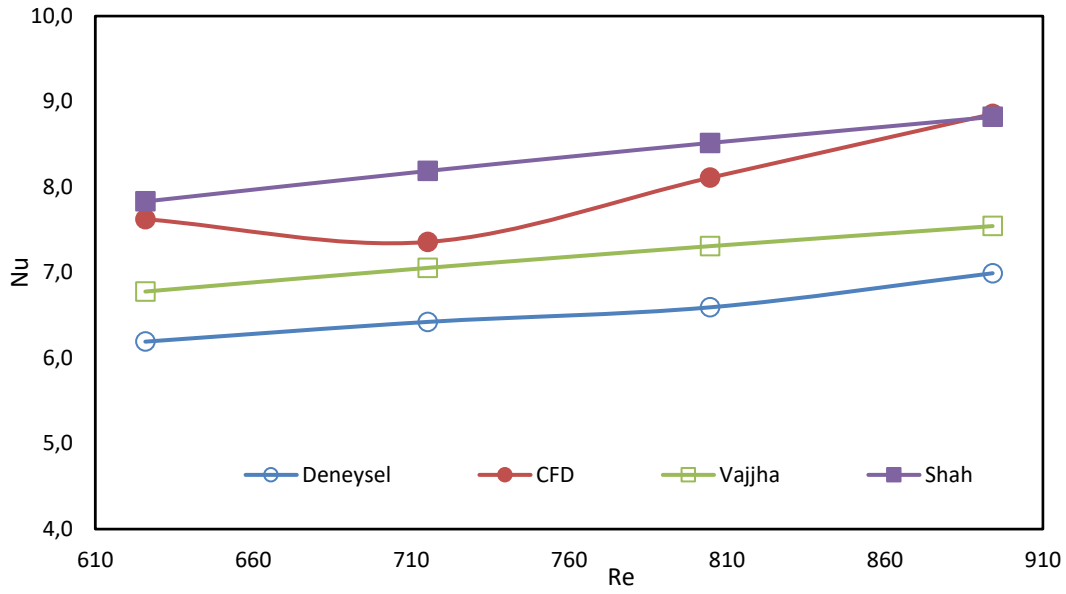
a) Saf su, giriş sıcaklığı 45 ℃



b) Saf su, giriş sıcaklığı 50 ℃



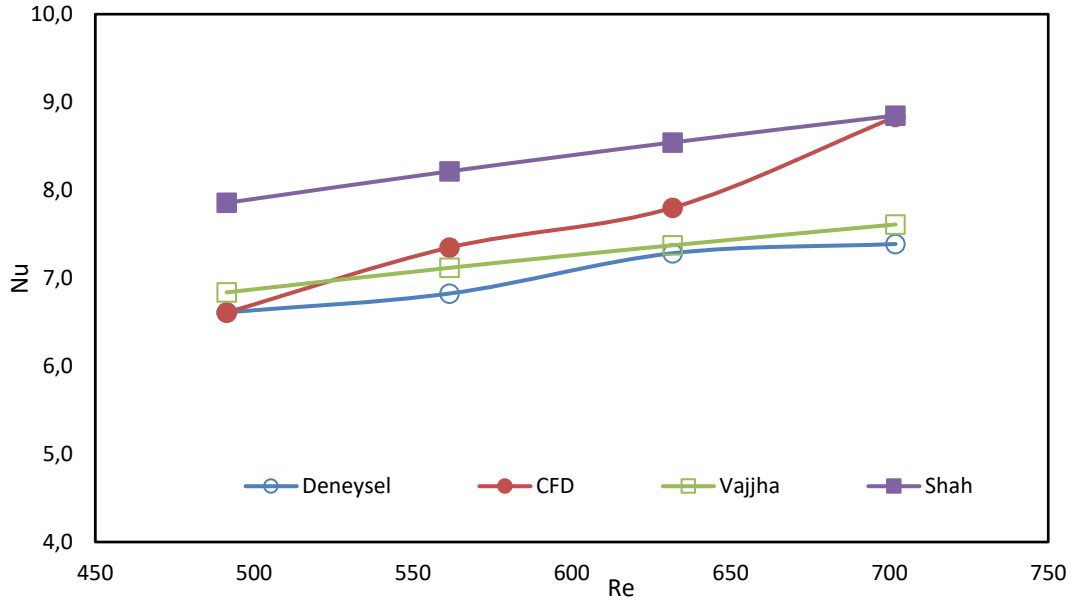
c) Saf su, giriş sıcaklığı 55 ℃



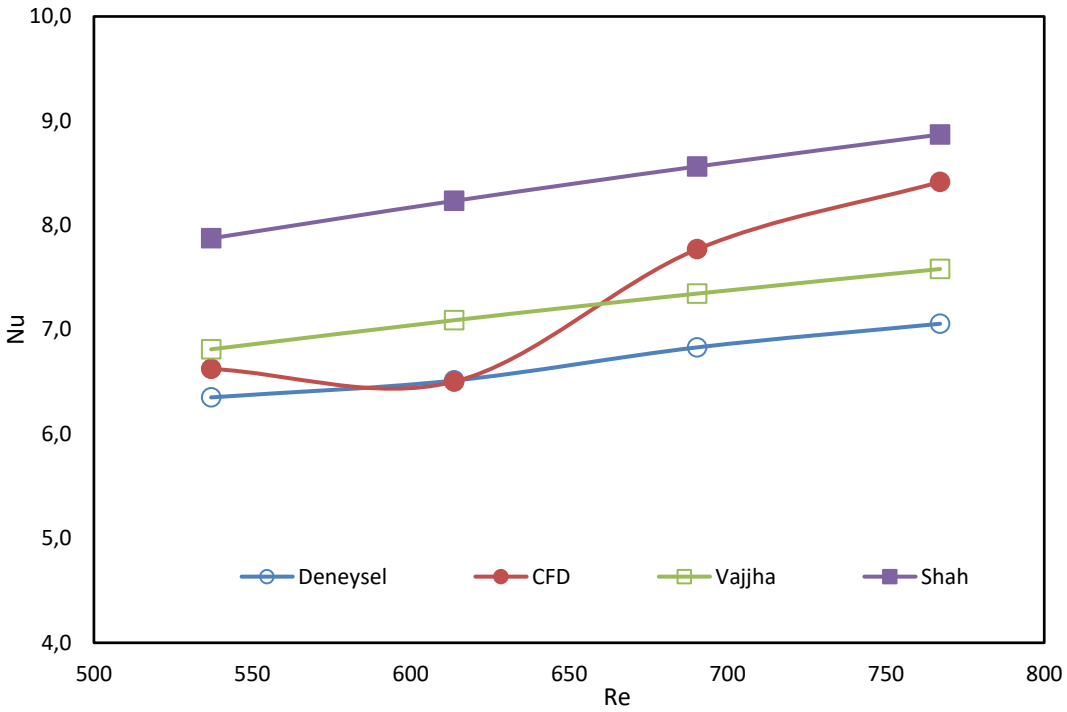
d) Saf su, giriş sıcaklığı 60 ℃

Şekil 4.16. Farklı sıcaklıklarda saf su için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri.

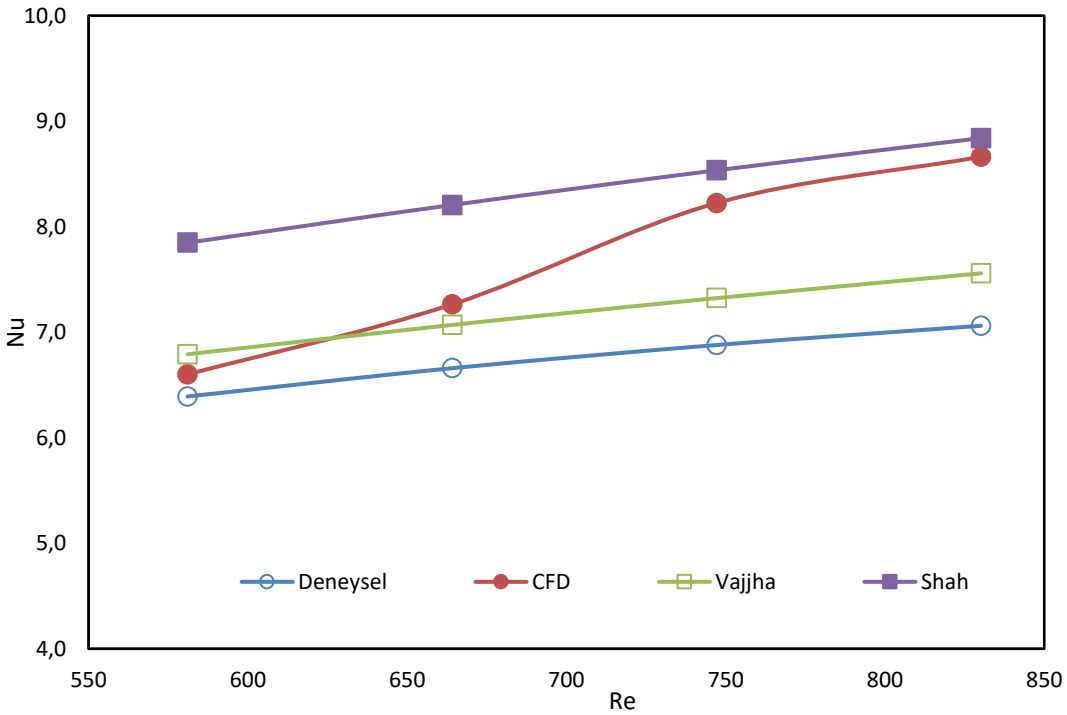
Şekil 4.16.'da radyatör 2'de saf su ile deneysel, teorik ve nümerik analiz sonuçları için oluşturulan Nu-Re eğrileri gösterilmektedir. Sapma değerleri Shah and London için ortalama %24.93, Vajjha için ortalama %12.69 ve CFD için ortalama %18.34 olarak hesaplanmıştır.



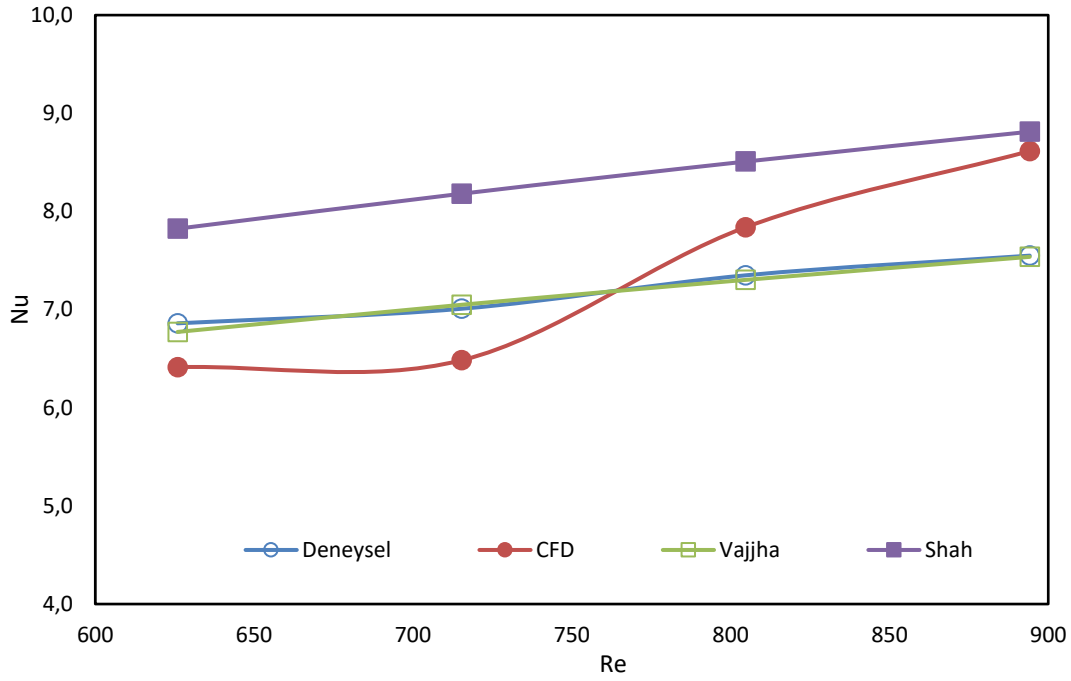
a) MgO %0.1, giriş sıcaklığı 45 ℃



b) MgO %0.1, giriş sıcaklığı 50 ℃



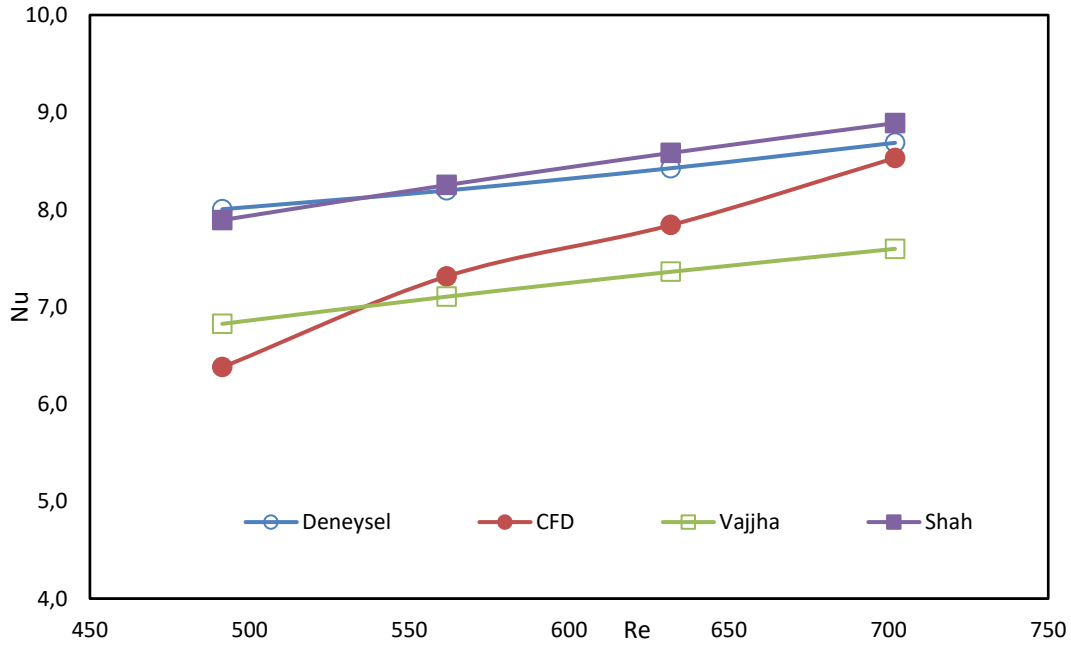
c) MgO %0.1, giriş sıcaklığı 55 ℃



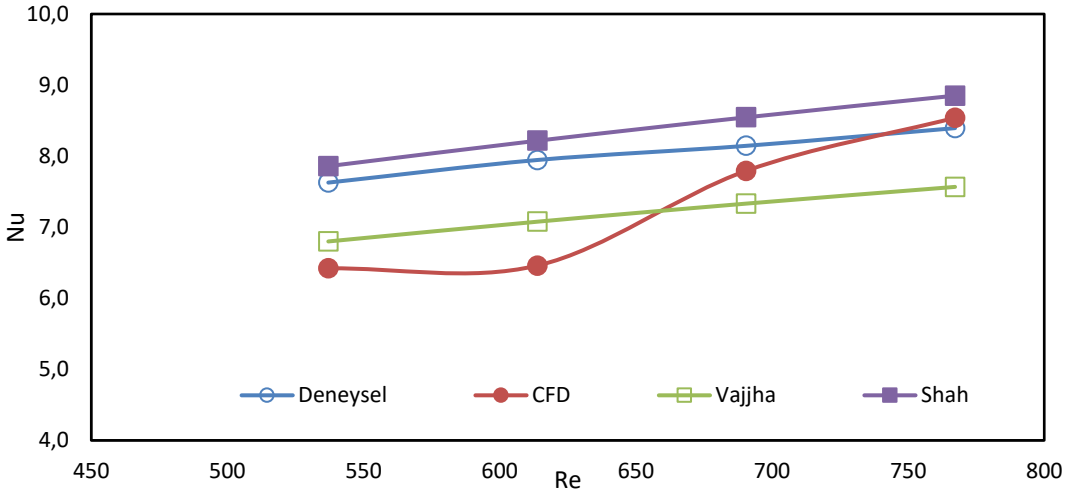
d) MgO %0.1, giriş sıcaklığı 60 ℃

Şekil 4.17. Farklı sıcaklıklarda MgO %0.1 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri.

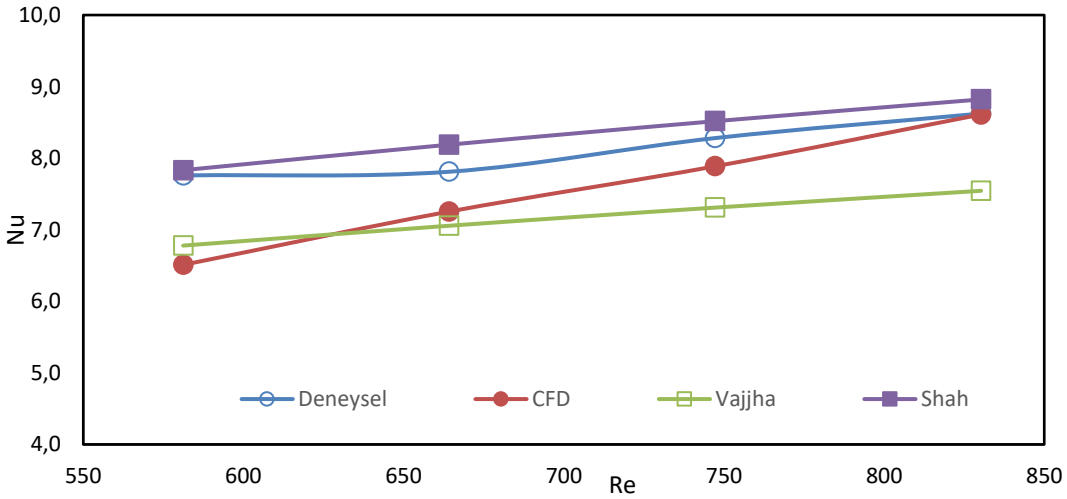
MgO %0.1 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri Şekil 4.17.'de verilmiş olup deneysel sonuçlara göre ortalama sapma değerleri Shah and London için %17.41, Vajjha için %3.95 ve CFD için %8.84 olarak hesaplanmıştır.



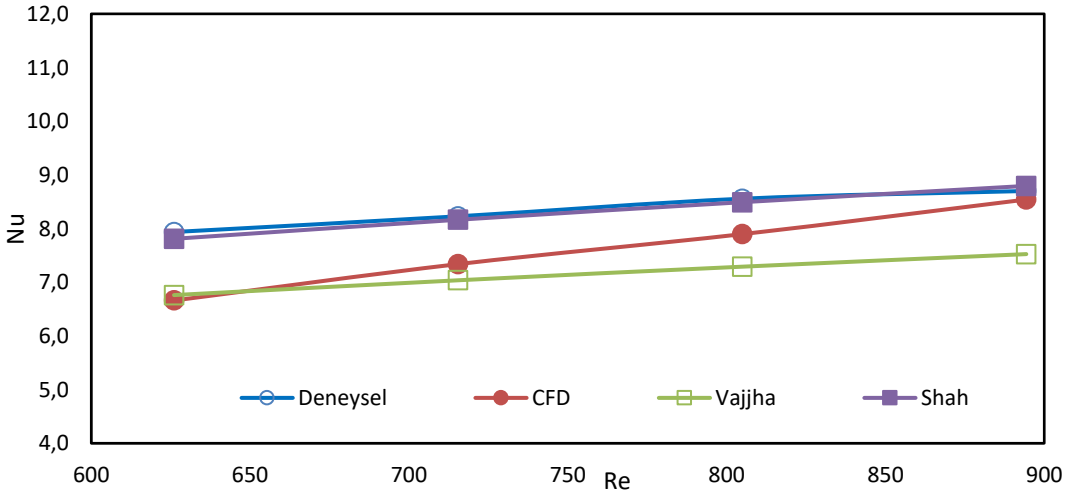
a) MgO %0.3, giriş sıcaklığı 45 ℃



b) MgO %0.3, giriş sıcaklığı 50 ℃



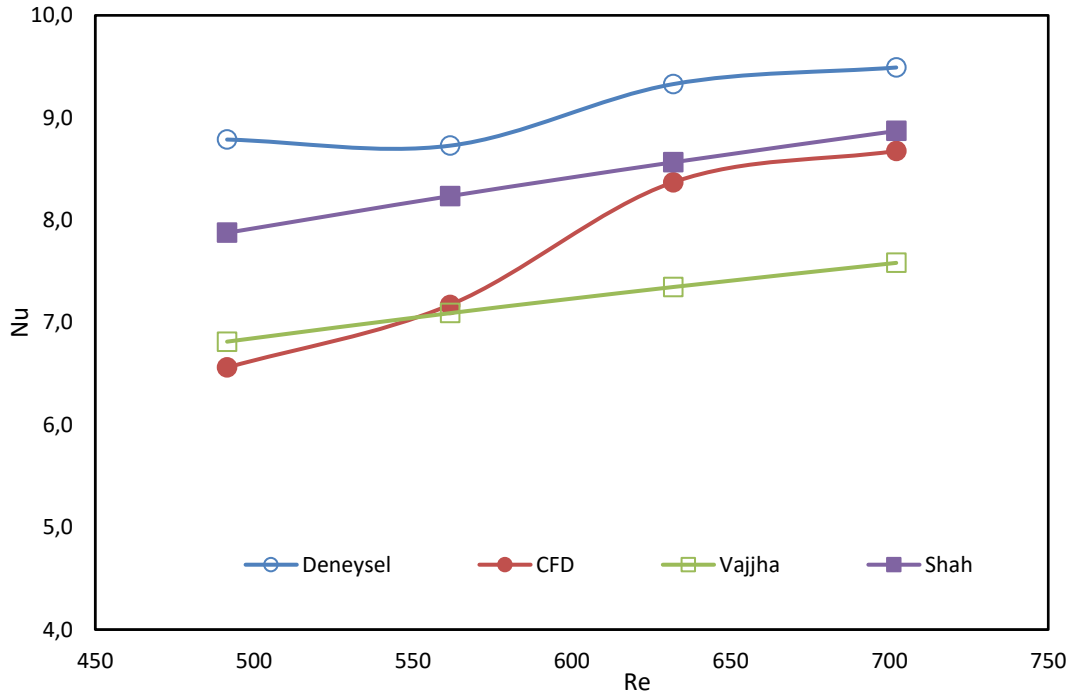
c) MgO %0.3, giriş sıcaklığı 55 ℃



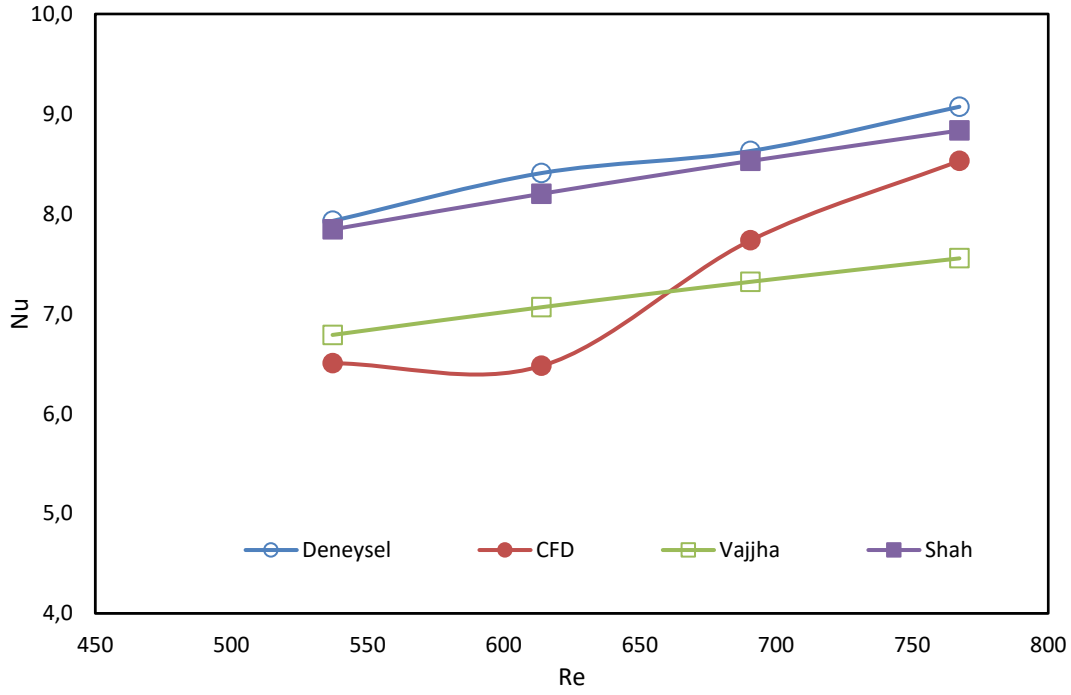
d) MgO %0.3, giriş sıcaklığı 60 ℃

Şekil 4.18.Farklı sıcaklıklarda MgO %0.3 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri

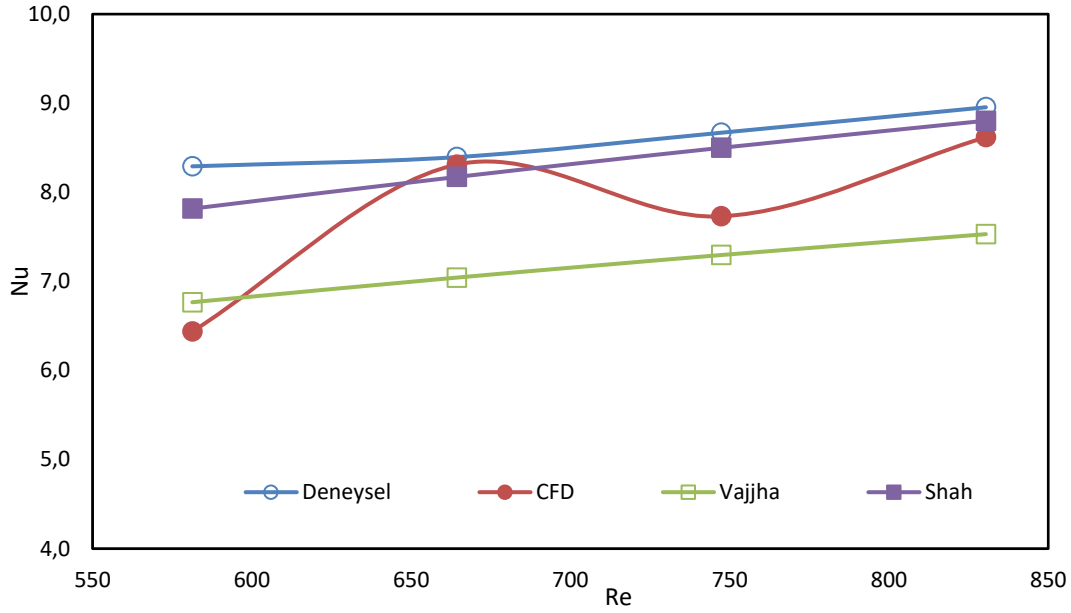
Şekil 4.18.'de MgO %0.3 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri gösterilmektedir. Deneysel sonuçlara göre ortalama sapma oranları Shah and London için %2.31, Vajjha için %12.43, CFD için %9.05 olarak hesaplanmıştır.



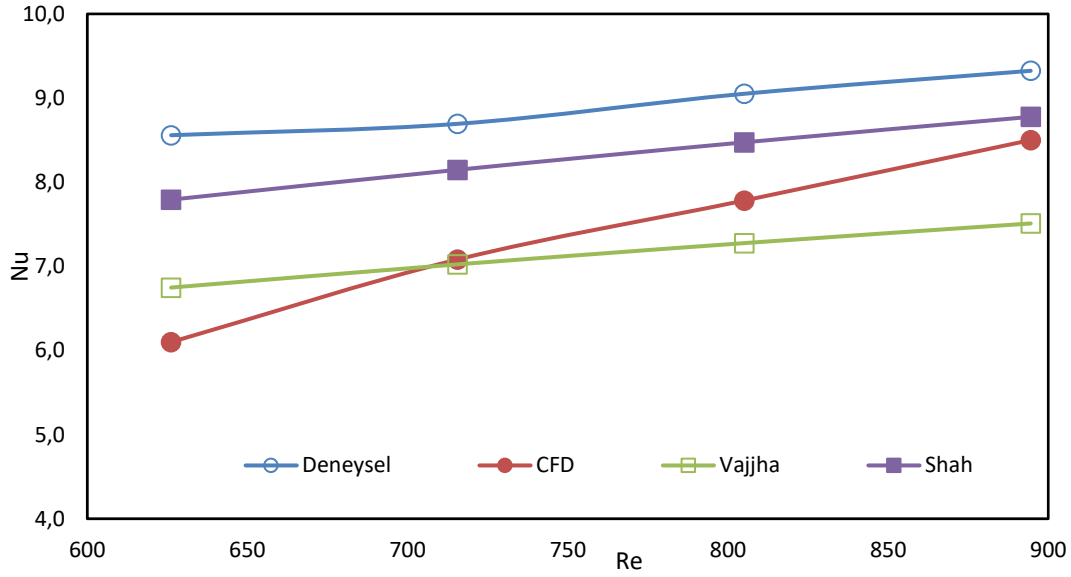
a) MgO %0.5, giriş sıcaklığı 45 ℃



b) MgO %0.5, giriş sıcaklığı 50 ℃



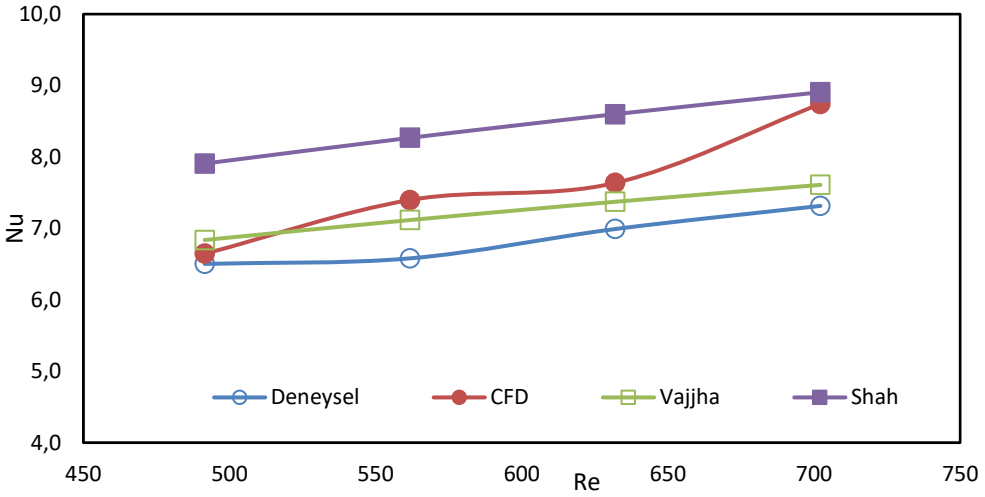
c) MgO %0.5, giriş sıcaklığı 55 ℃



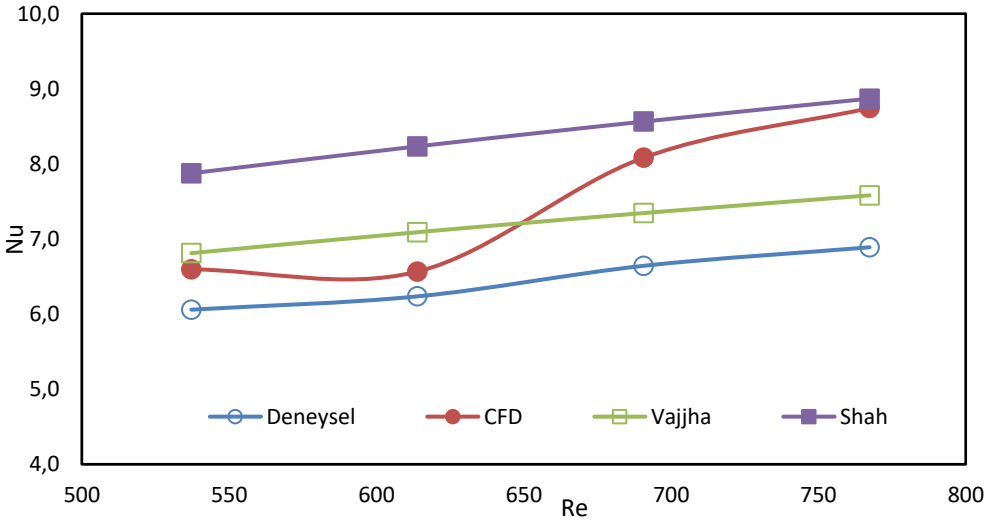
d) MgO %0.5, giriş sıcaklığı 60 ℃

Şekil 4.19. Farklı sıcaklıklarda MgO %0.5 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri

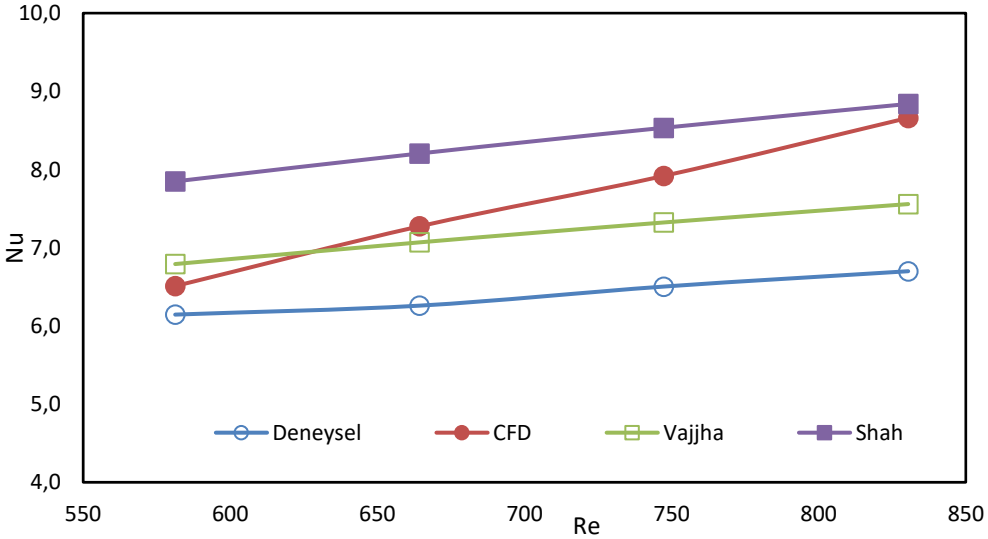
Radyatör 2'de MgO %0.5 için Nu-Re eğrileri Şekil 4.19.'da gösterilmekte olup ortalama sapma değerleri Shah and London için %4.84, Vajjha için %22.29 ve CFD için %15.39 olarak bulunmuştur.



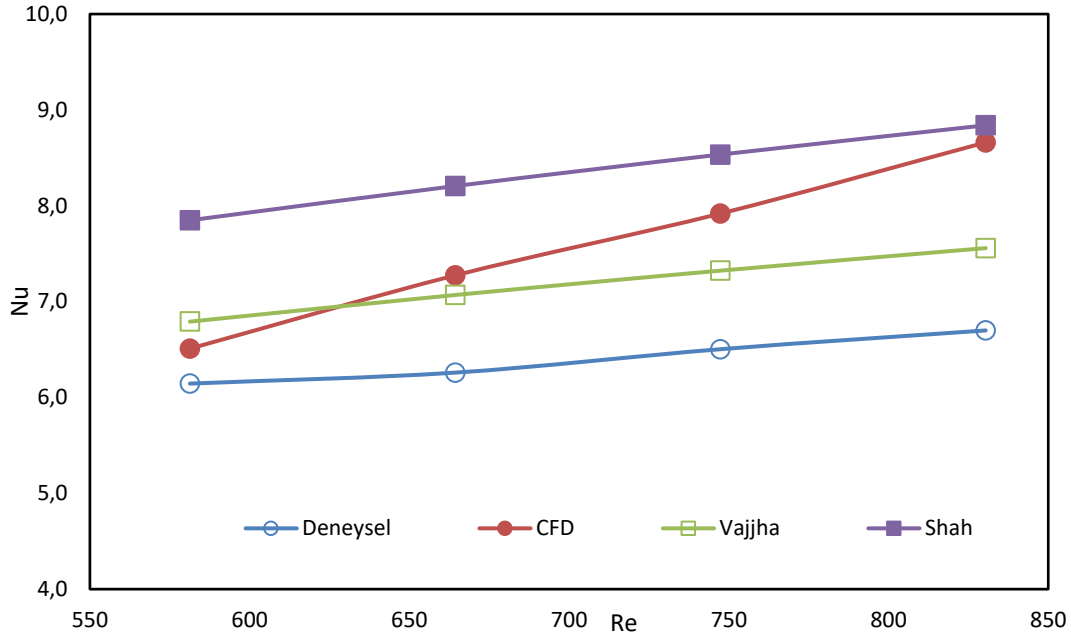
a) Al_2O_3 %0.1, giriş sıcaklığı 45 °C



b) Al_2O_3 %0.1, giriş sıcaklığı 50 °C



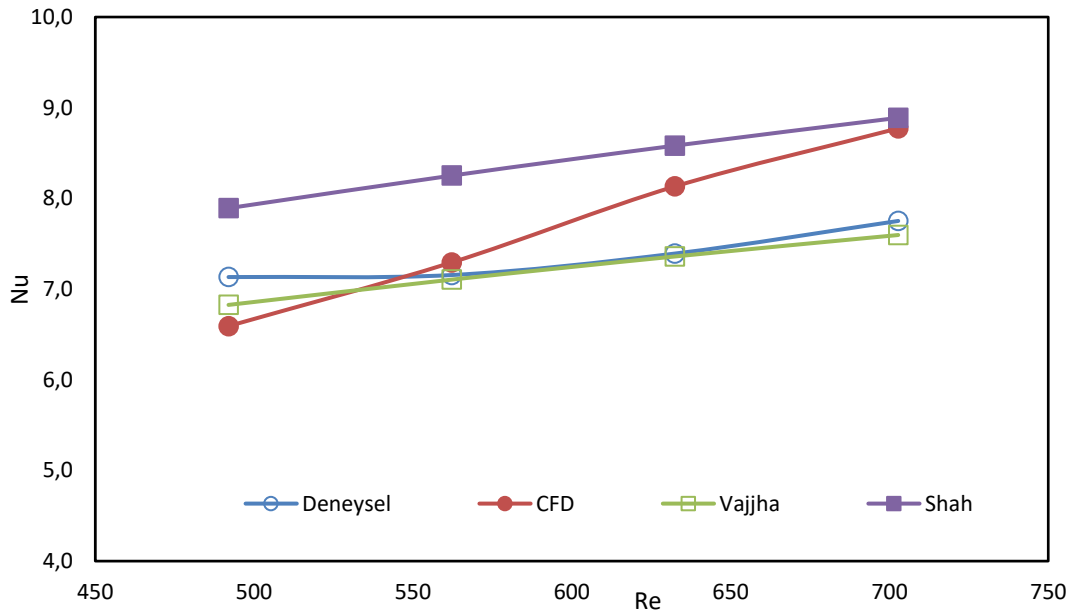
c) Al_2O_3 %0.1, giriş sıcaklığı 55 °C



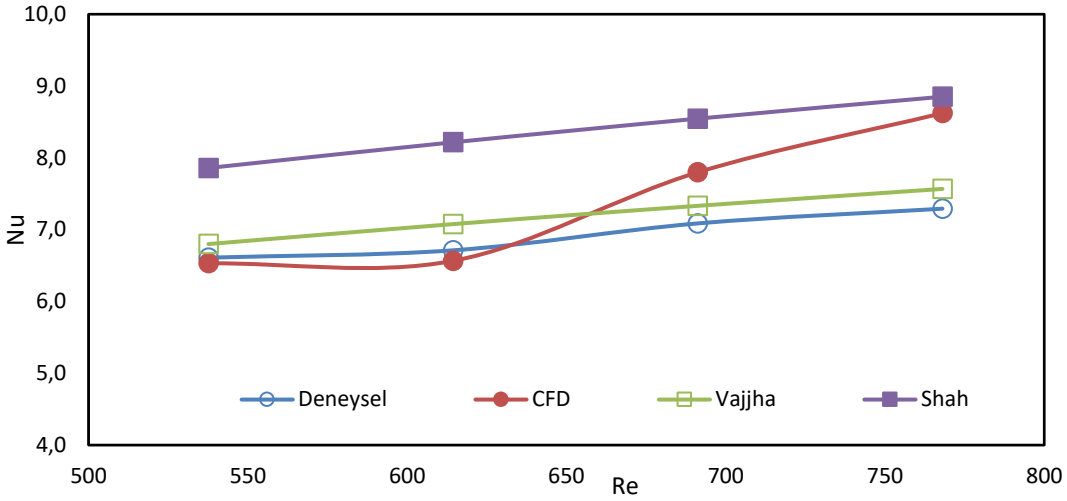
d) Al_2O_3 %0.1, giriş sıcaklığı 60°C

Şekil 4.20. Farklı sıcaklıklarda Al_2O_3 %0.1 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri

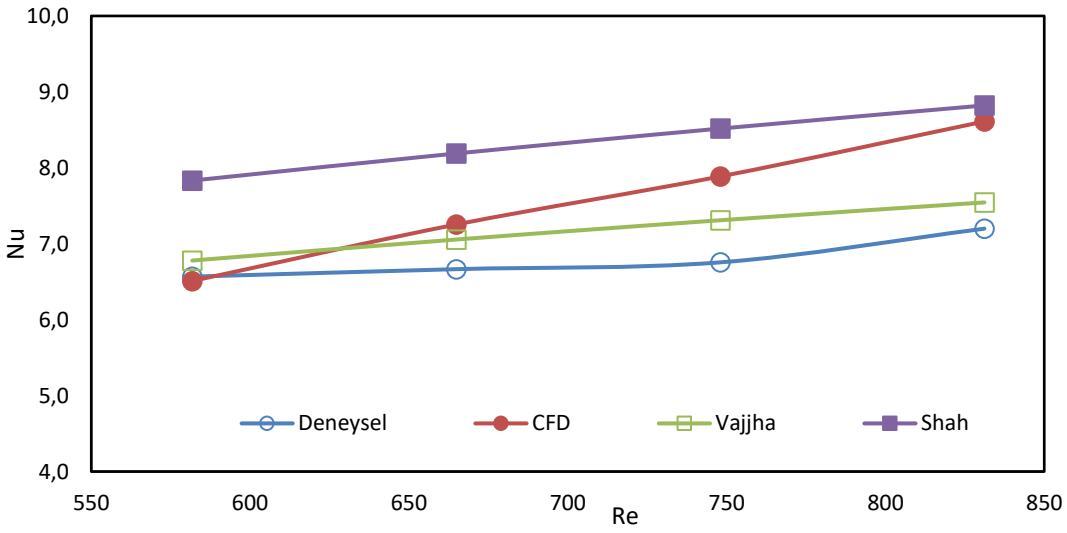
Al_2O_3 %0.1'de radyatör 2'ye ait Nu-Re eğrileri Şekil 4.20.'de gösterilmektedir. Sapma oranları Shah and London için ortalama %21.20, Vajjha için ortalama %8.35 ve CFD için ortalama %12.17 olarak bulunmuştur.



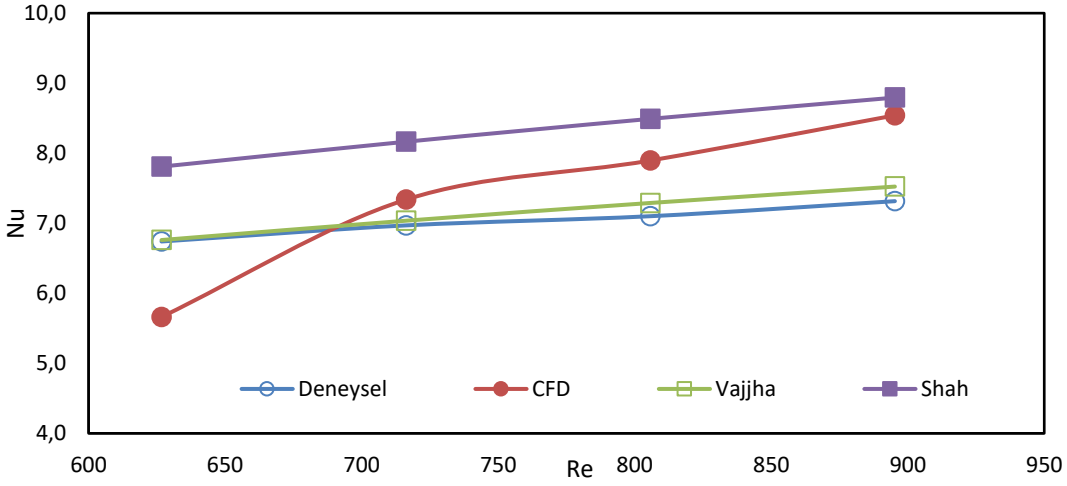
a) Al_2O_3 %0.3, giriş sıcaklığı 45°C



b) Al_2O_3 %0.3, giriş sıcaklığı 50°C



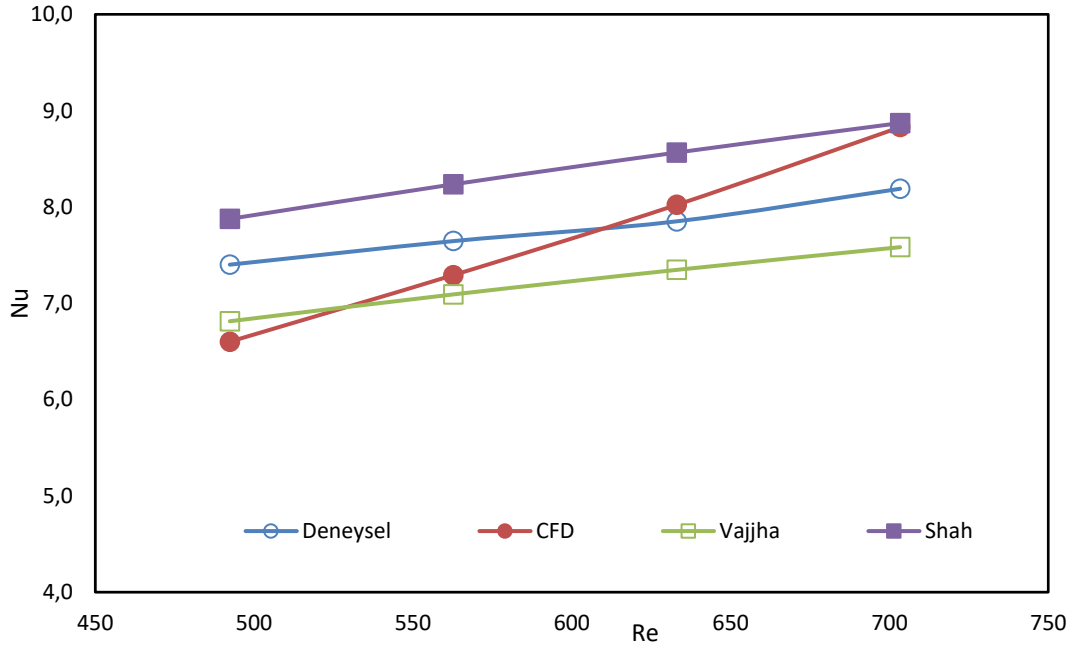
c) Al_2O_3 %0.3 giriş sıcaklığı 55°C



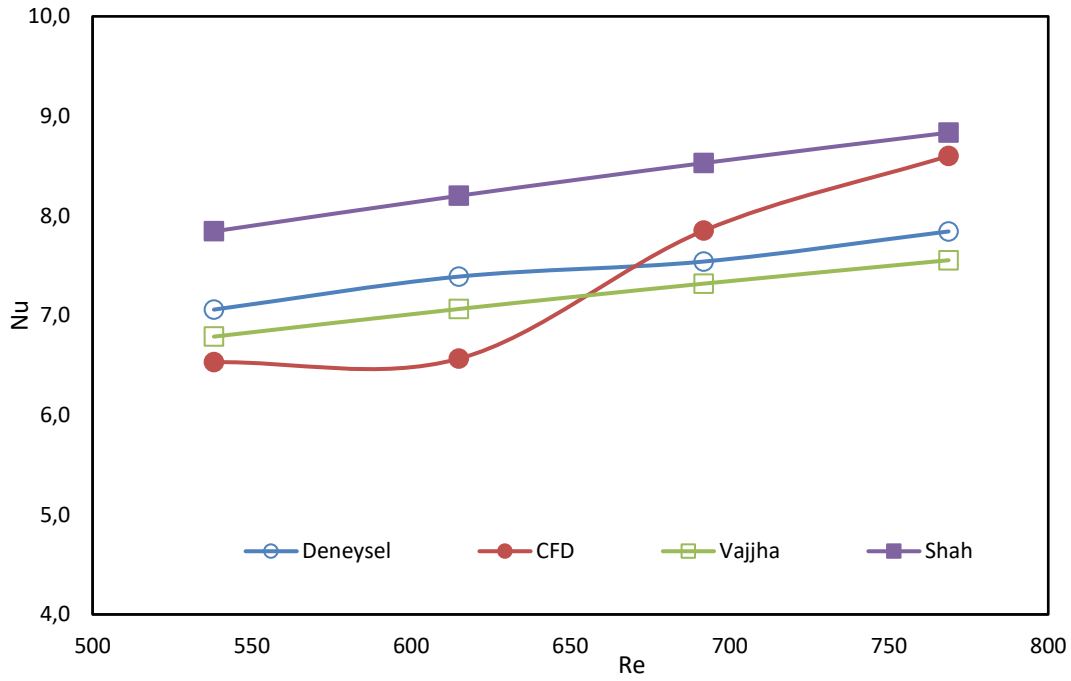
d) Al_2O_3 %0.3 giriş sıcaklığı 60°C

Şekil 4.21. Farklı sıcaklıklarda Al_2O_3 %0.3 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri.

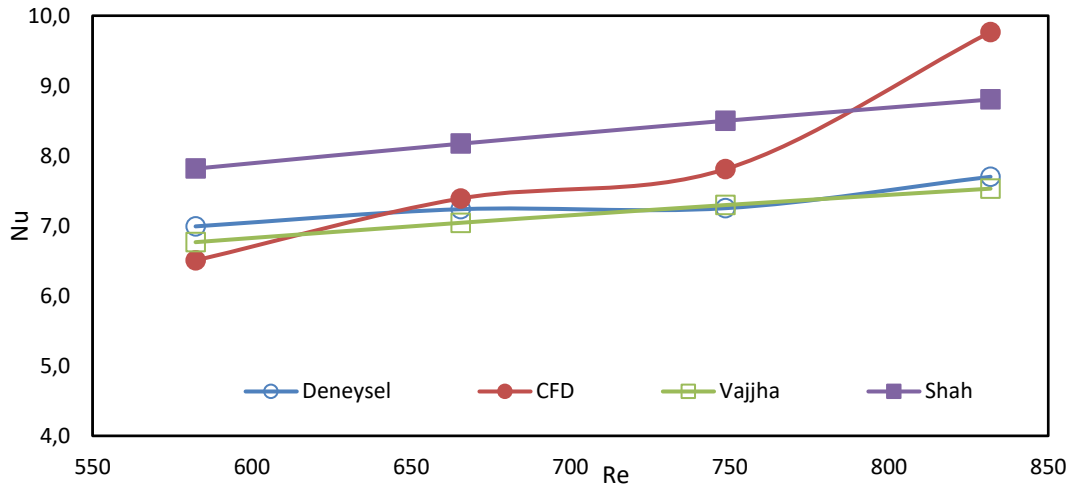
Şekil 4.21.'de radyatör 2'de Al_2O_3 %0.3 için tespit edilen deneysel, teorik ve nümerik analiz sonuçları için oluşturulan Nu-Re eğrileri gösterilmektedir. Deneysel sonuçlara göre ortalama sapma oranları Shah and London için %15.86, Vajjha için %3.11, CFD için %8.96 olarak hesaplanmıştır.



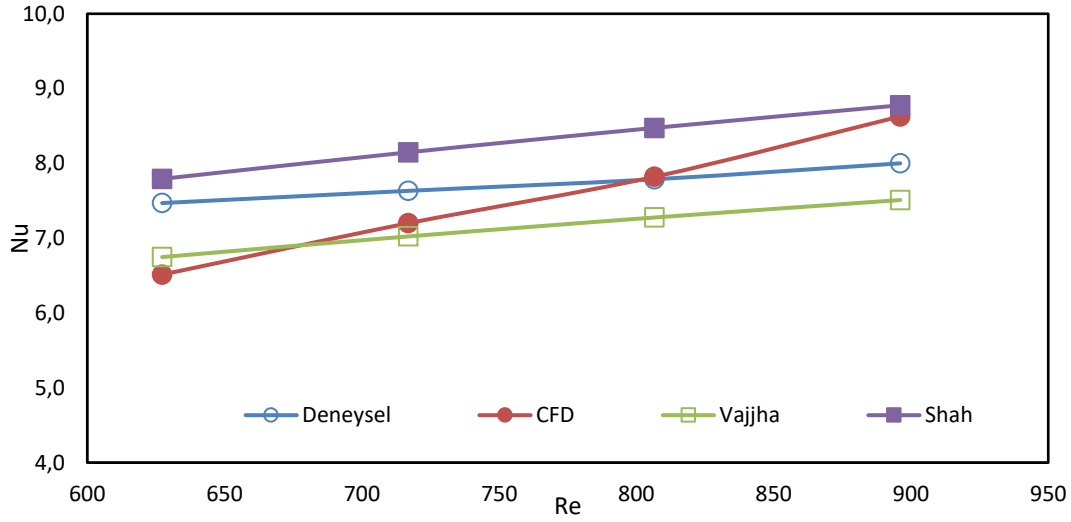
a) Al_2O_3 %0.5, giriş sıcaklığı 45°C



b) Al_2O_3 %0.5, giriş sıcaklığı 50°C



c) Al_2O_3 %0.5, giriş sıcaklığı 55°C



d) Al_2O_3 %0.5, giriş sıcaklığı 60°C

Şekil 4.22. Farklı sıcaklıklarda Al_2O_3 %0.5 için deneysel, analitik ve nümerik Nu-Re eğrileri

Şekil 4.22.'de radyatör 2'de Al_2O_3 %0.5 için ortalama sapma oranları Shah and London için ortalama %9.28, Vajjha için ortalama %5.46, CFD için ortalama %4.67 olarak tespit edilmiştir.

4.4.3. Deneysel verilerden elde edilen Nu hesaplama denklemi

Deneysel çalışma sonucu elde edilen Nu-Re grafiklerinden Nusselt sayısı hesaplama denklemi oluşturulmuştur (Denklem 4.1.).

$$Nu = CRe^m Pr^n \quad (4.1.)$$

Denklemin geçerli olduğu çalışma şartları için C, m ve n değerleri Çizelge 4.1'de gösterilmektedir.

Çizelge 4.1. Deneysel verilerden elde edilen Nu denklemi için geçerli parametreler

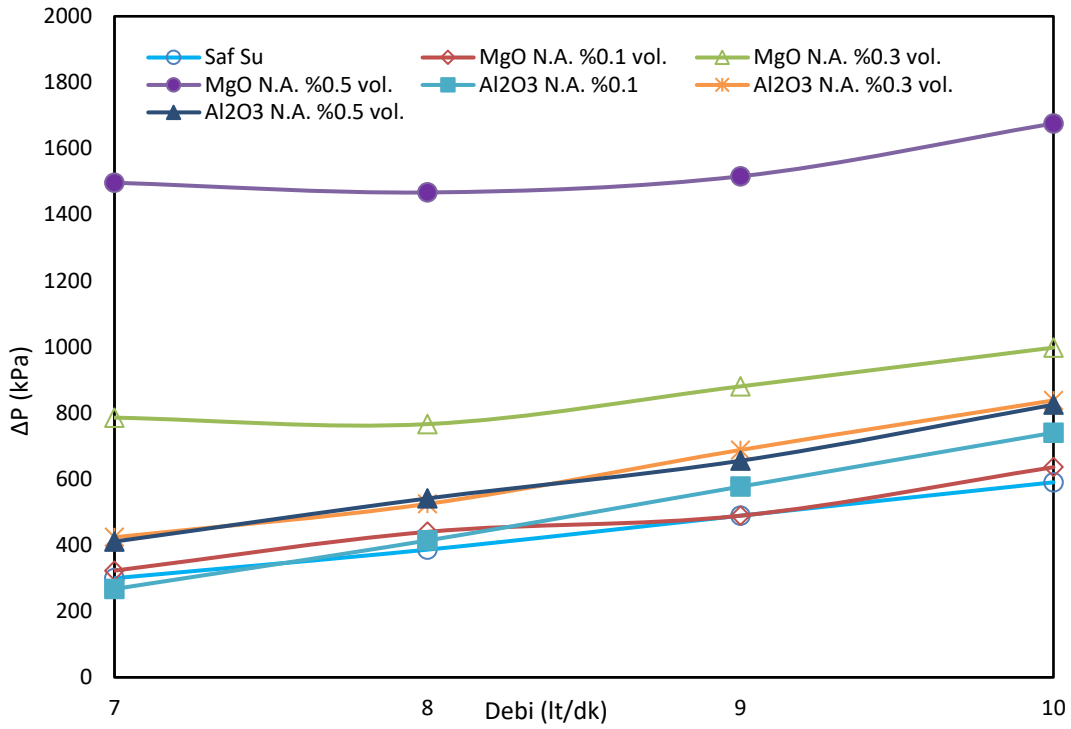
Sıcaklık	Akışkan	Hacimsel konsantrasyon aralığı	Re Aralığı	C	m	n
45°C-60°C	Saf su	-	230-420	0.0405	0.6119	0.95
			420-900	0.0372	0.5997	0.96
	MgO N.A.	%0.1-%0.5	230-420	0.0353	0.6525	0.99
			420-900	0.0649	0.551	1.02
	Al_2O_3 N.A.	%0.1-%0.5	230-420	0.0837	0.4946	0.99
			490-900	0.08	0.5011	0.98

Bu denklem belirli sınırlamalar için elde edilmiştir. Farklı akış koşulları ve akışkanlar için farklı denklemler kullanılabilir. Ayrıca bu denklem deneysel verilerden elde edilen korelasyon olduğu için kesin sonuçlar vermek yerine yaklaşık değerler sağlamaktadır. Denklem için ortalama hata oranı yaklaşık olarak %9 olmaktadır.

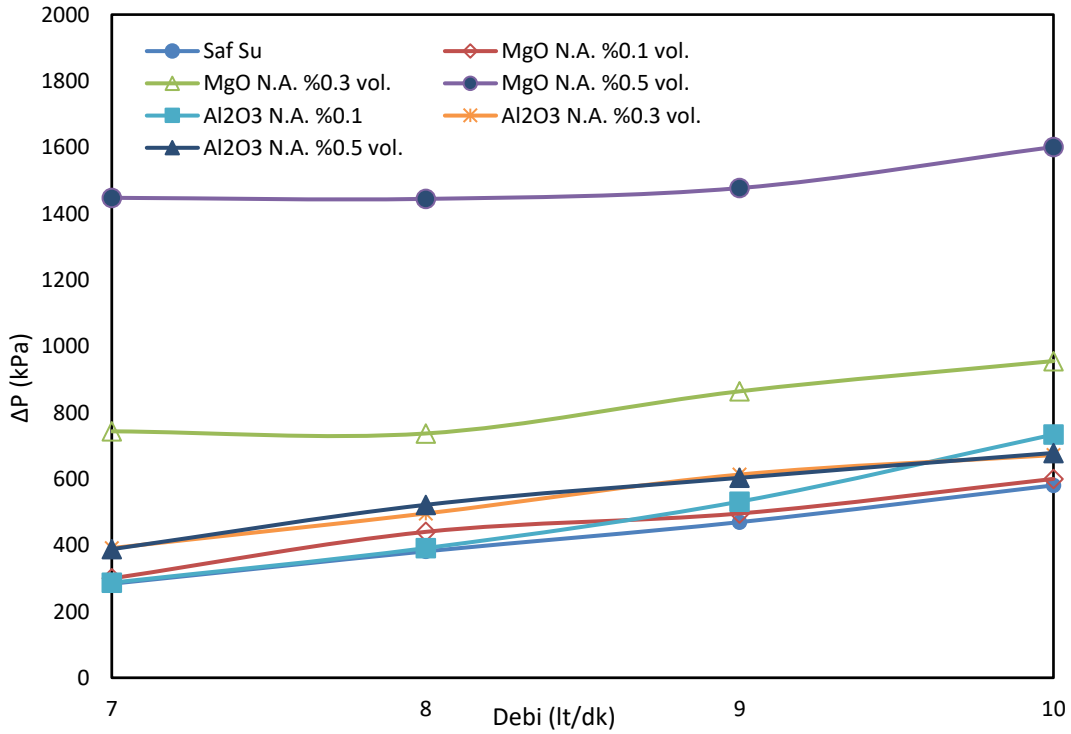
4.5. Basınç Kaybı Analizi

4.5.1. Radyatör 1'e ait basınç kaybı değişimi

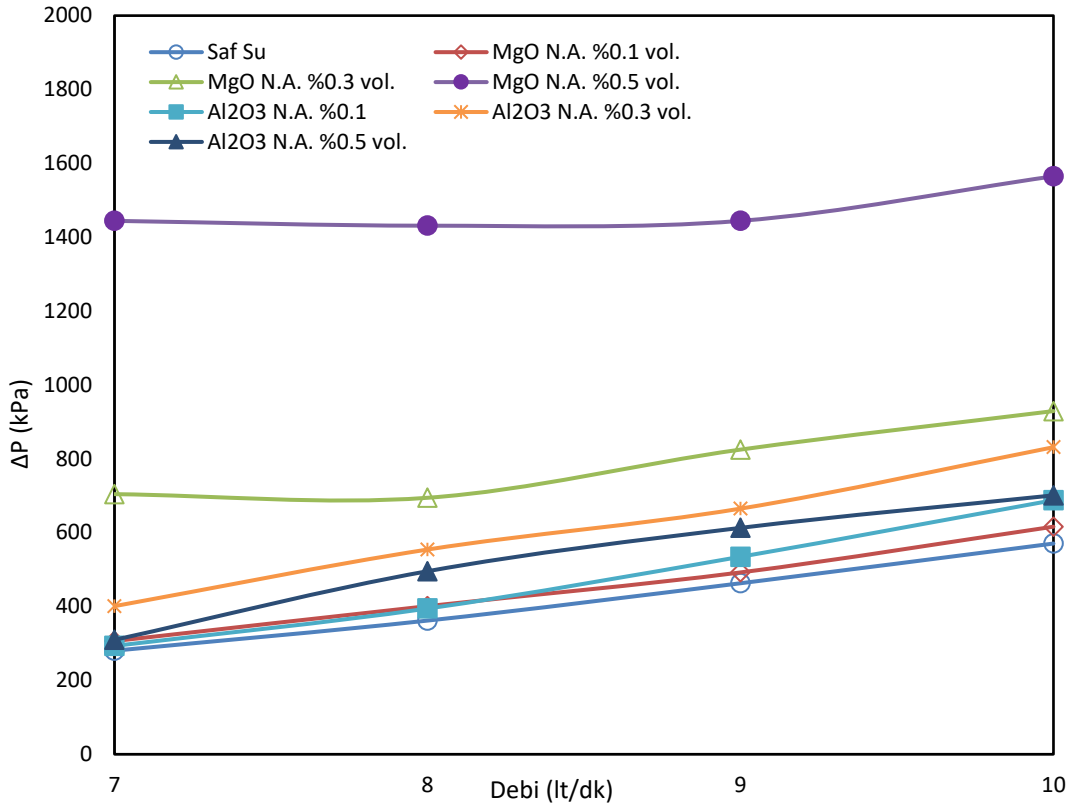
Bu deneysel çalışmada radyatörlerde meydana gelen basınç kayıplarının tespiti için U tipi manometre kullanılmıştır. Elde edilen deneysel veriler daha sonra analiz edilip, hesaplamalar yapılmıştır. Hesaplamalar sonucunda, basınç kaybı grafikleri (Şekil 4.23.) elde edilmiştir.



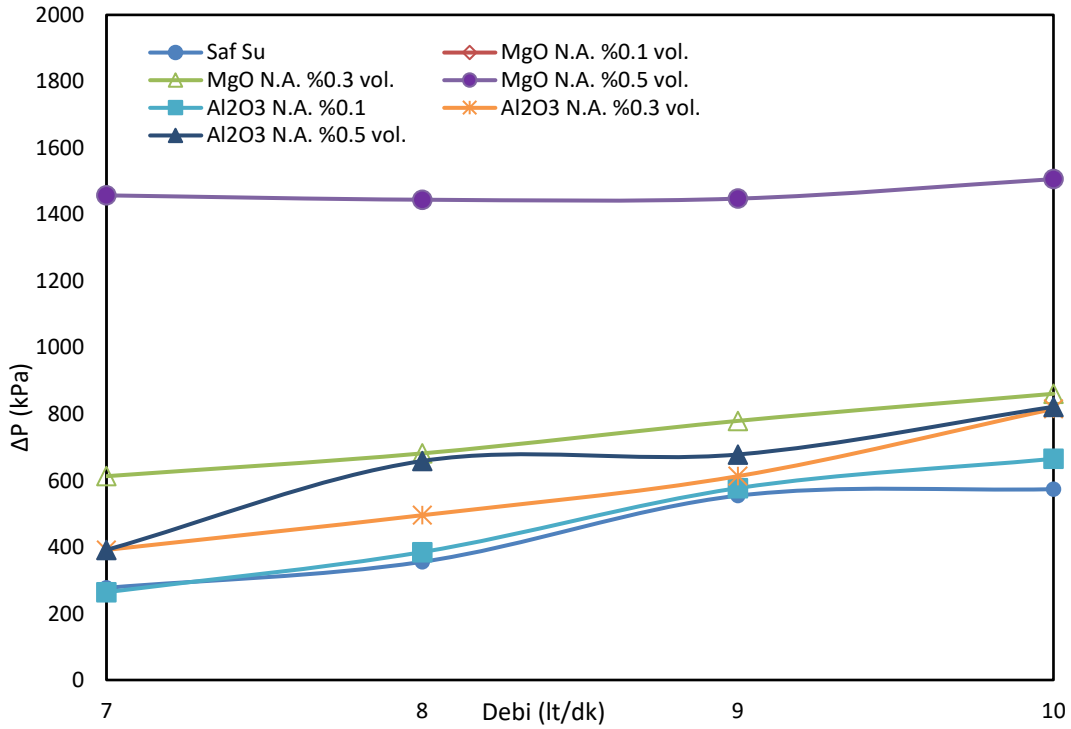
a) Sıvı giriş sıcaklığı 45 °C



b) Sıvı giriş sıcaklığı 50 °C



c) Sıvı giriş sıcaklığı 55 °C



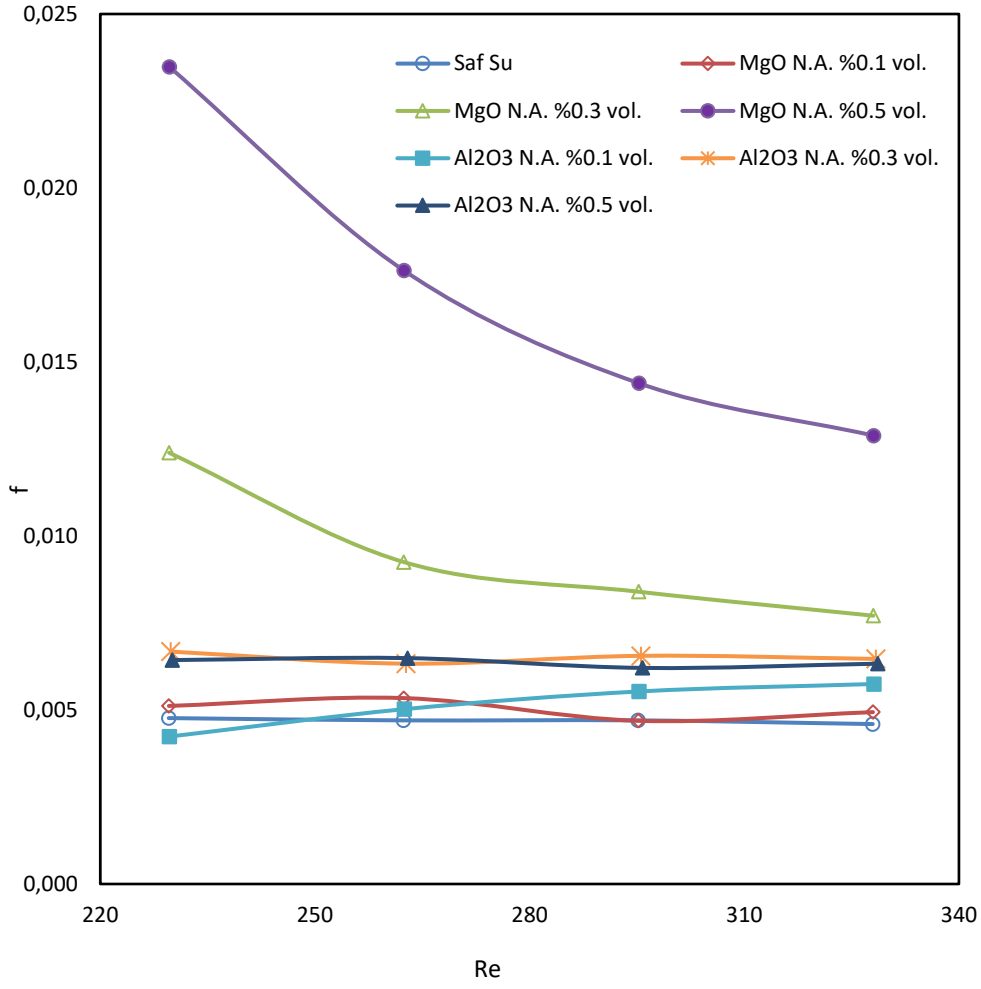
d) Sıvı giriş sıcaklığı 60 °C

Şekil 4.23. Radyatör 1 için farklı sıvı giriş sıcaklıklarında basınç kaybı debi-değişimi

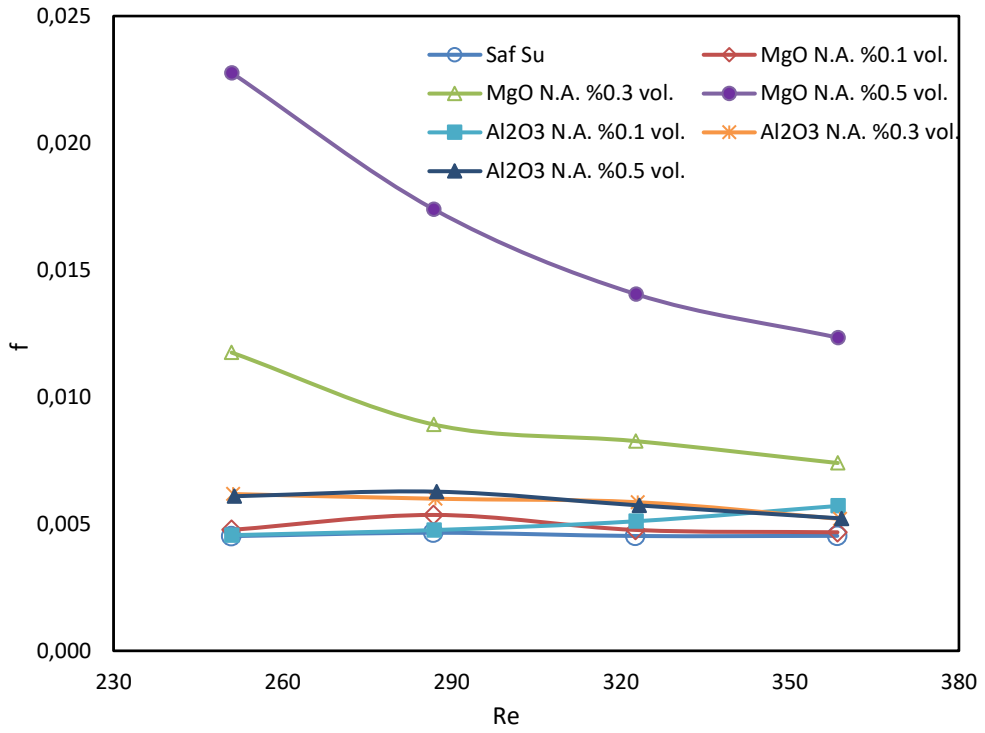
Burada nano akışkan hacimsel konsantrasyonu ve hacimsel debi artışı ile basınç kayıplarında artış meydana geldiği görülmektedir. Sıcaklık artışı ile basınç kayıpları azalmaktadır. En yüksek basınç kayıpları %0,5 hacimsel konsantrasyonlarında meydana gelmektedir. Saf suyla yapılan deneylere kıyasla en yüksek basınç kaybı artış oranları Al_2O_3 nano akışkanı için yaklaşık olarak %85 olurken bu değer MgO nano akışkanı için yaklaşık %425 olarak hesaplanmıştır.

4.5.2. Radyatör 1'e ait f sürtünme faktörü değişimi

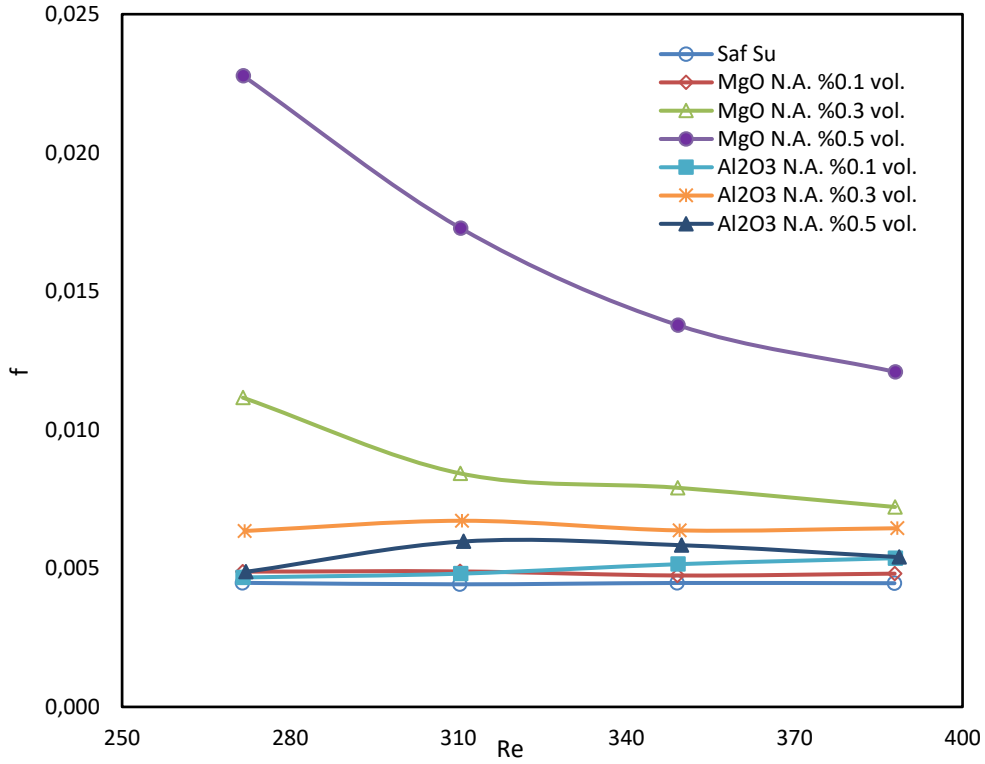
Deneysel çalışmada basınç ölçümü verileri ile f sürtünme faktörü hesabı yapılmış ve f-Re değişimi Şekil 4.24.'te verilmiştir.



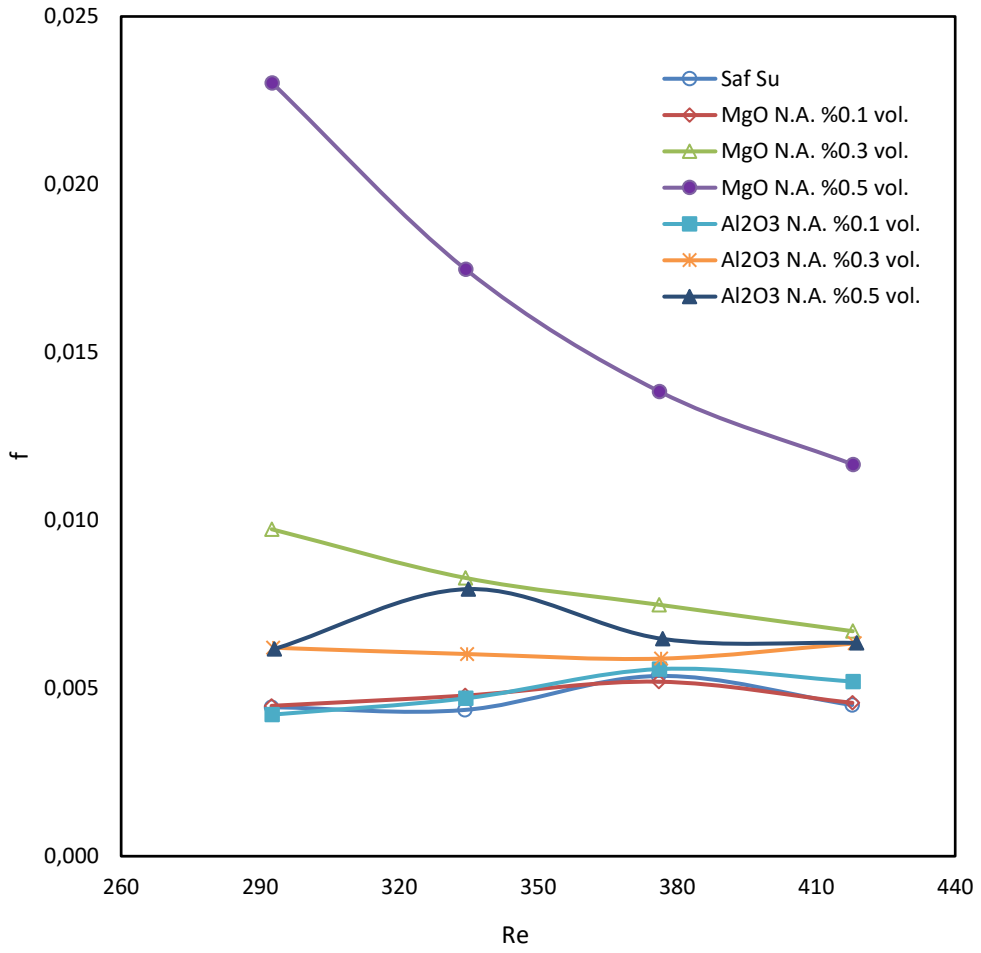
a) 45 °C giriş sıcaklığı için f -Re eğrileri



b) 50 ℃ giriş sıcaklığı için f -Re eğrileri



c) 55 ℃ giriş sıcaklığı için f -Re eğrileri



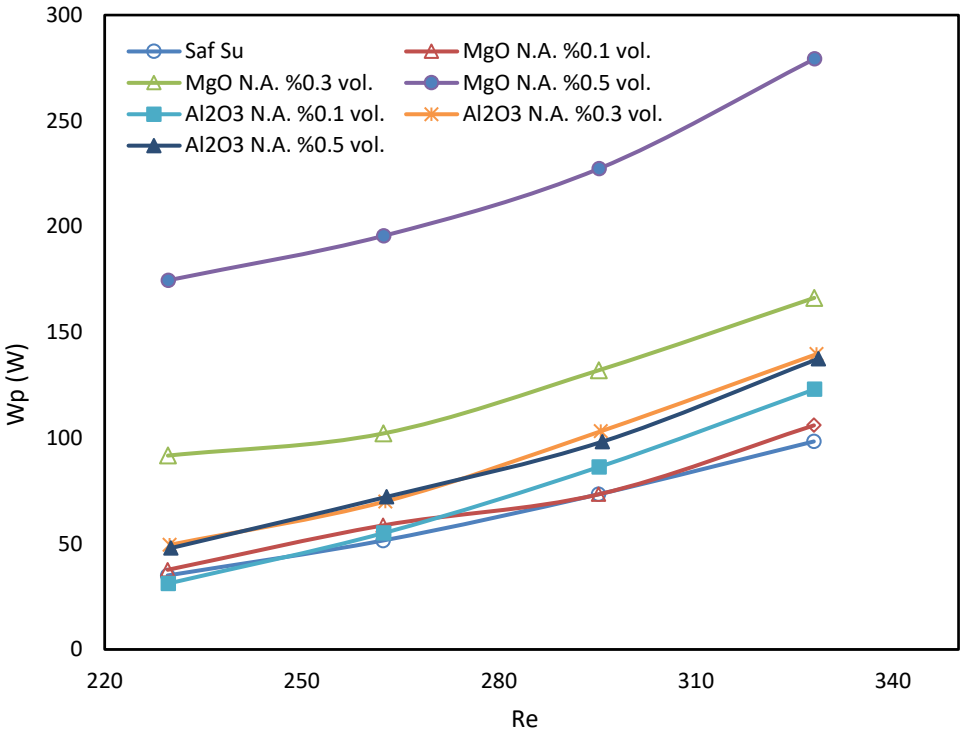
d) 60 ℃ giriş sıcaklığı için f -Re eğrileri

Şekil 4.24. Farklı sıcaklıklarda radyatör 1 için f-Re eğrileri

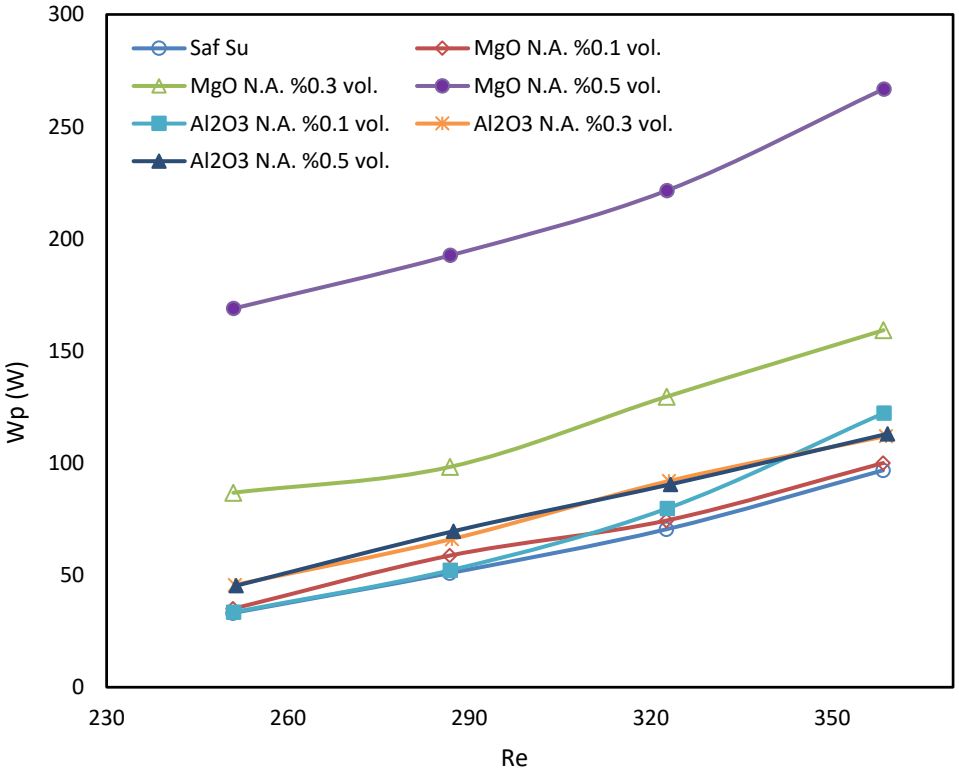
Burada Re sayısı artışı ile f katsayısı değeri düşüş gösterirken nano akışkan hacimsel konsantrasyonu artışı ile artış göstermektedir. En yüksek f değeri için MgO nano akışkanı %0.5 hacimsel konsantrasyon için %419 artış göstermiştir. %0.5 hacimsel konsantrasyonlu Al_2O_3 nano akışkanı için en yüksek artış %82 olarak hesaplanmıştır.

4.5.3. Radyatör 1'e ait pompa gücü değişimi

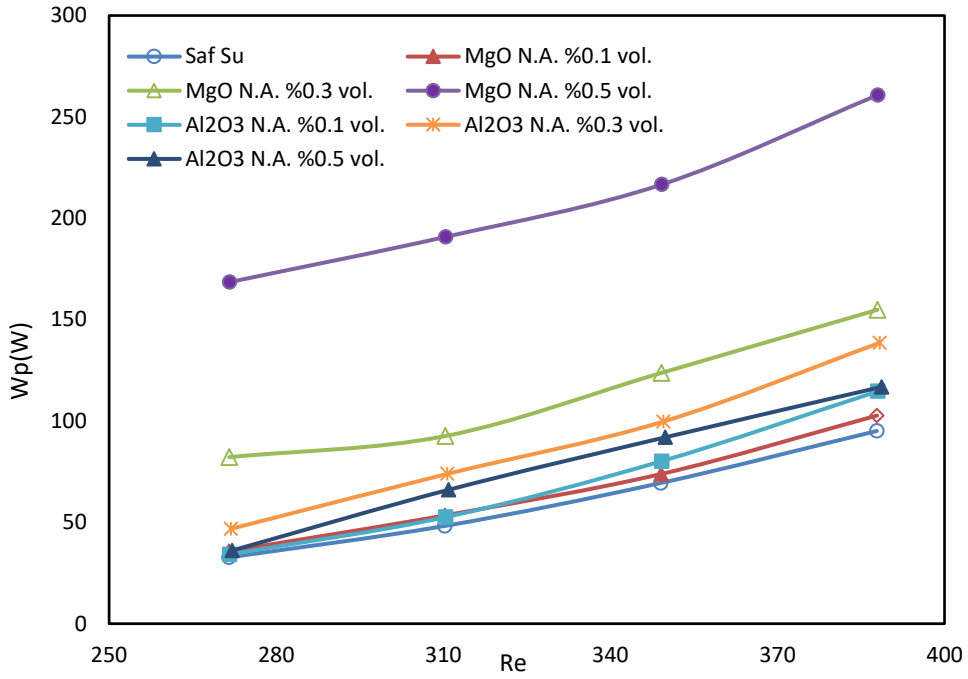
Deneysel basınç ölçüm verileri ile Radyatör 1'e ait pompa gücü hesaplamaları yapılmış olup, Wp-Re grafikleri oluşturularak Şekil 4.25.'te verilmiştir.



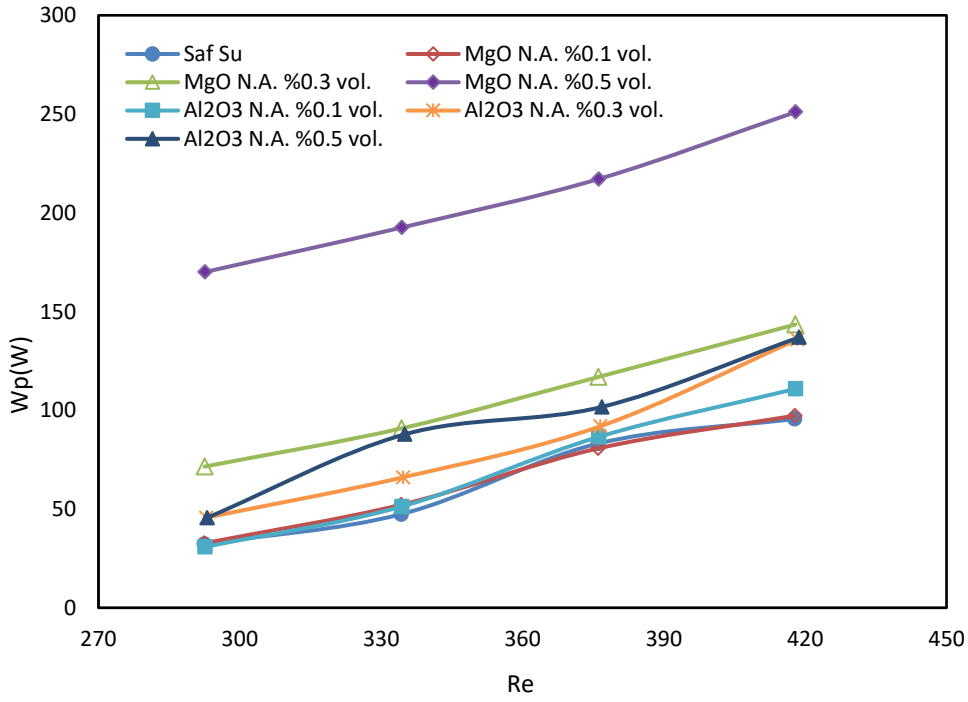
a) 45 °C giriş sıcaklığı



b) 50 °C giriş sıcaklığı.



c) 55 ℃ giriş sıcaklığı.



d) 60 ℃ giriş sıcaklığı

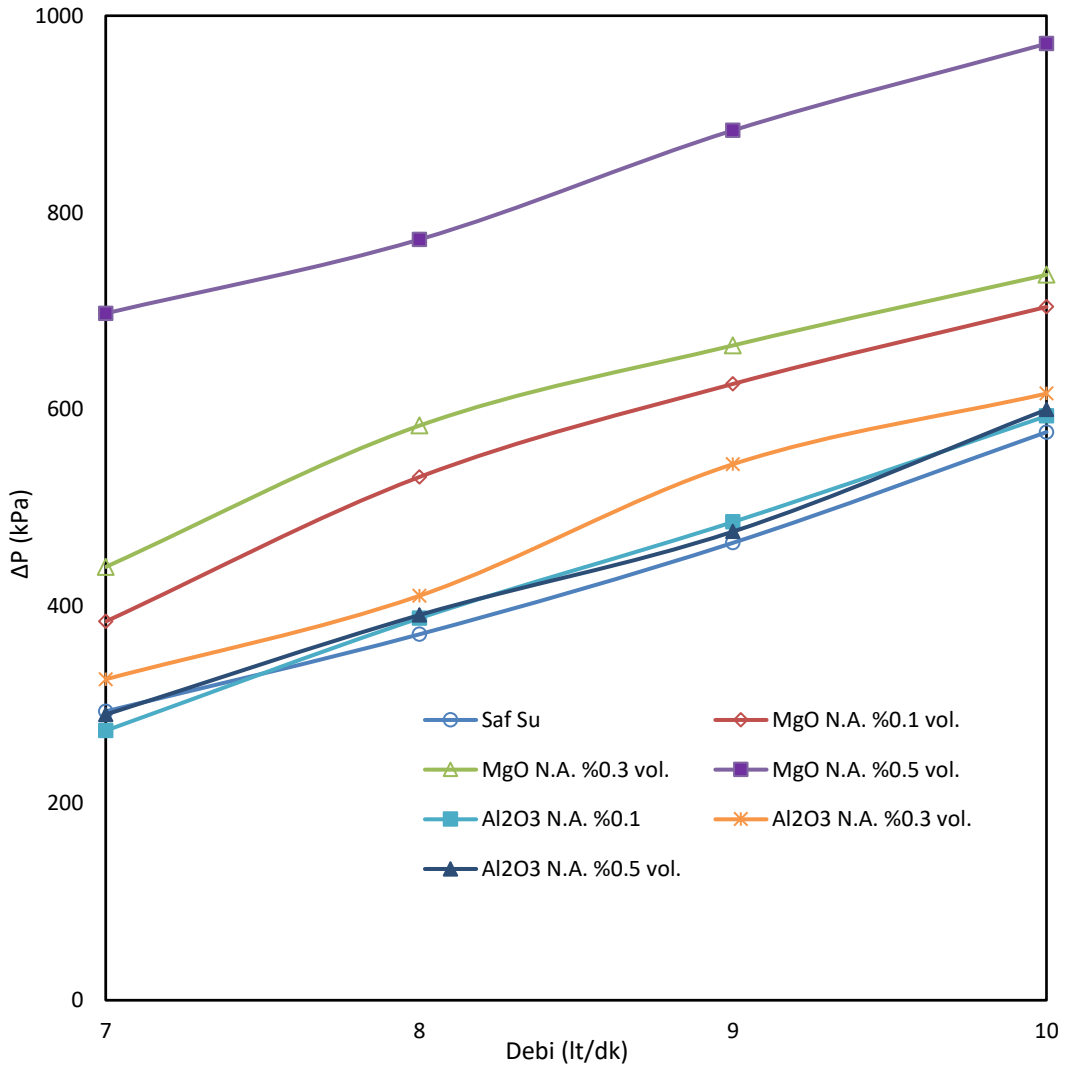
Şekil 4.25. Radyatör 1'e ait Wp- Re değişim eğrileri

Burada hacimsel konsantrasyon ve Re sayısı arttıkça pompa gücü artış göstermektedir. En yüksek pompa gücü artışı saf suya göre MgO nano akışkanında

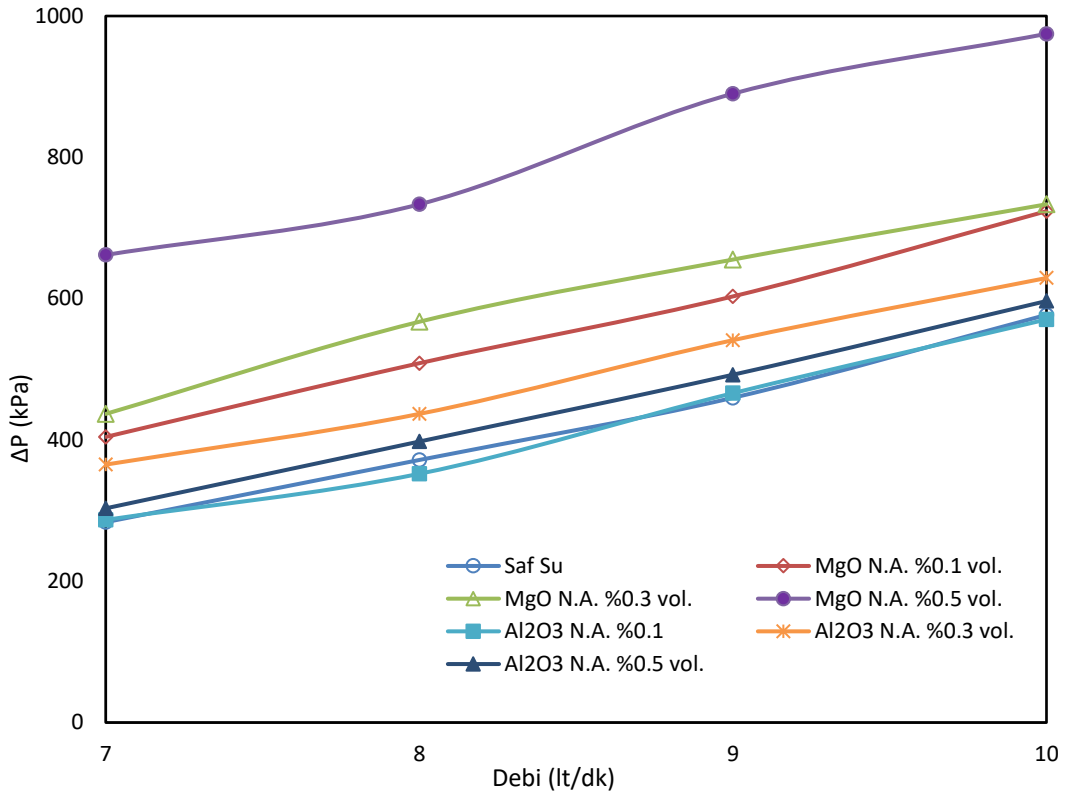
%0.5 hacimsel konsantrasyon için %425 artış göstermiştir. %0.5 hacimsel konsantrasyonlu Al_2O_3 nano akışkanı için en yüksek artış %85 olarak hesaplanmıştır.

4.5.4. Radyatör 2'ye ait basınç kaybı değişimi

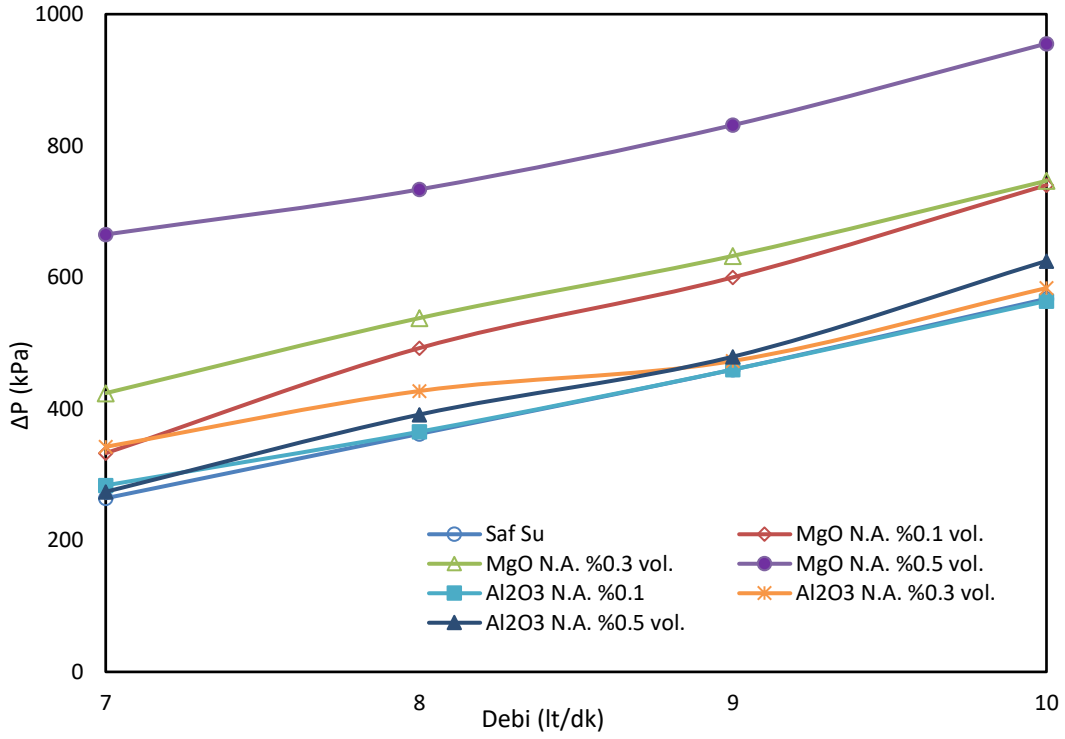
Radyatör 2 için de aynı şekilde meydana gelen basınç kayıplarını tespit etmek için U tipi manometre kullanılmıştır. Ölçülen değerler kayıt edilerek ve ardından hesaplama yapılarak basınç kayıp grafikleri elde edilmiş olup Şekil 4.26.'da verilmiştir.



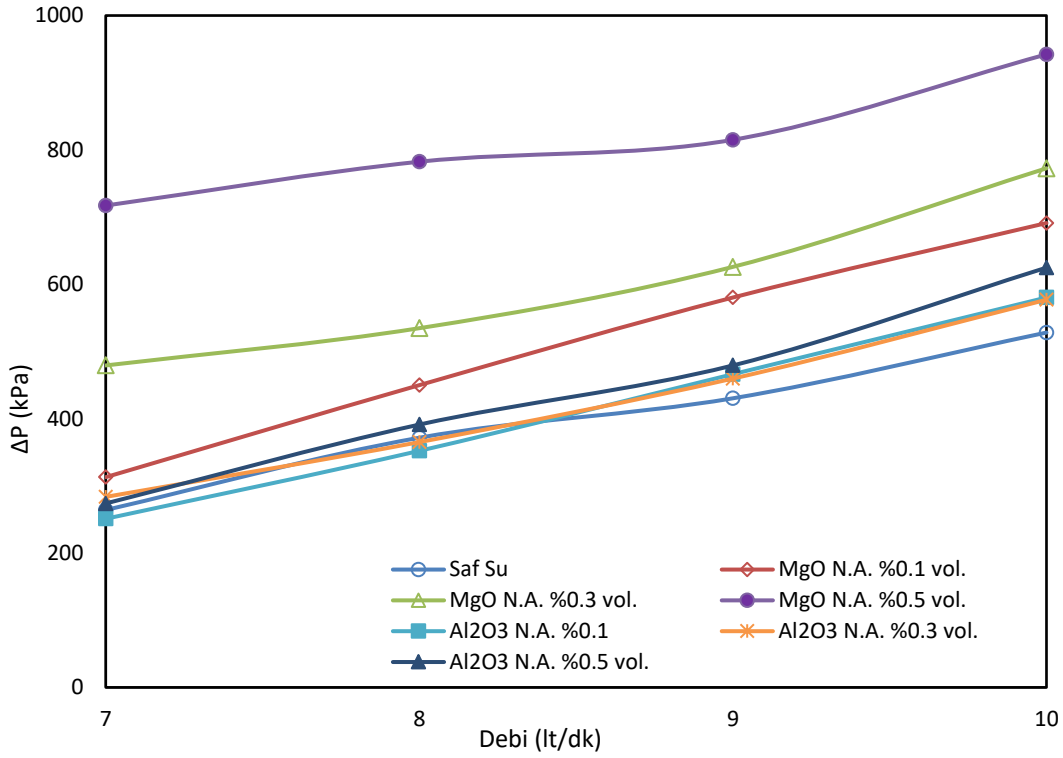
a) 45 °C giriş sıcaklığı



b) 50 ℃ giriş sıcaklığı



c) 55 ℃ giriş sıcaklığı



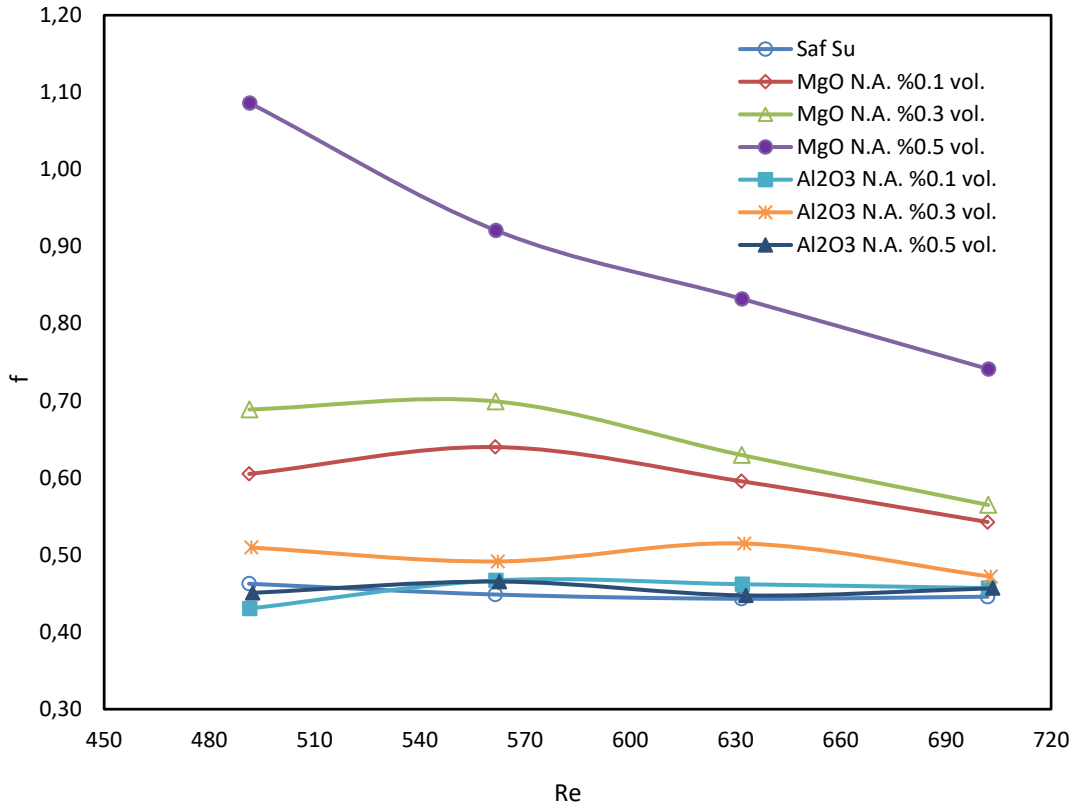
d) 60 ℃ giriş sıcaklığı

Şekil 4.26. Radyatör 2 için farklı sıvı giriş sıcaklıklarında basınç kaybı - debi değişimi

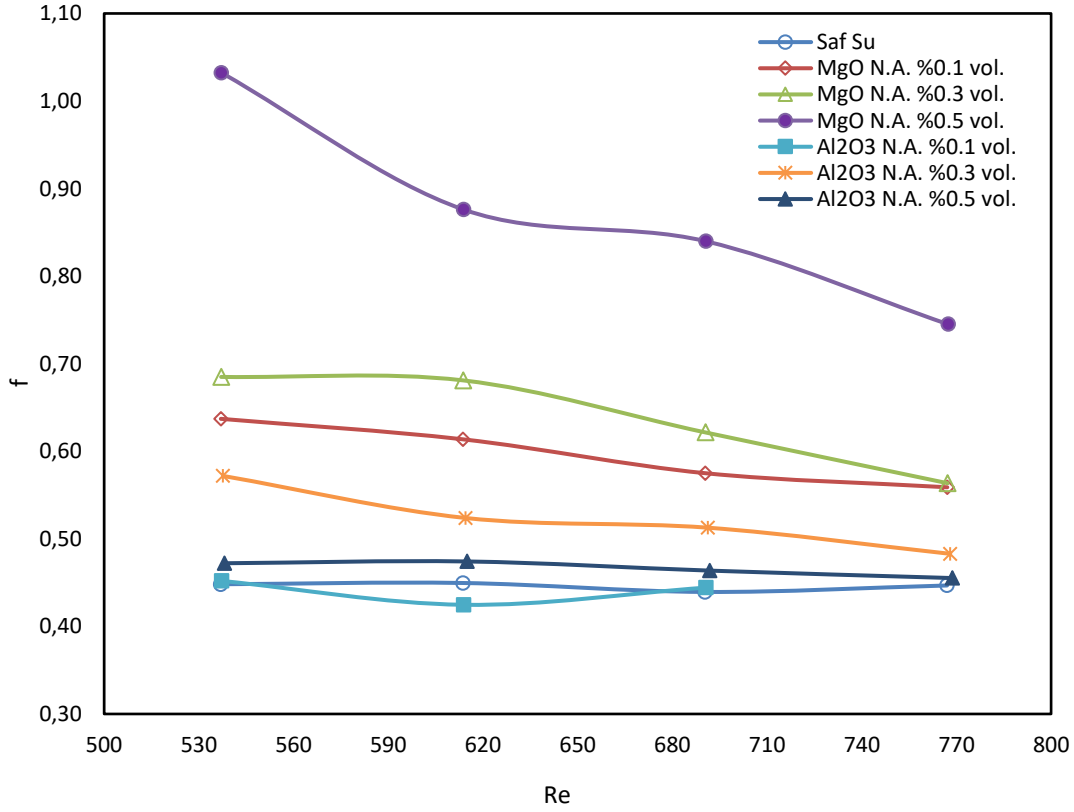
Burada nano akışkan hacimsel konsantrasyonu ve hacimsel debi artışı ile basınç kayıplarında artış meydana geldiği görülmektedir. Sıcaklık artışı ile basınç kayıpları azalmaktadır. En yüksek basınç kayıpları %0.5 hacimsel konsantrasyonlarında meydana gelmektedir. Saf suyla yapılan deneylere kıyasla en yüksek basınç kaybı artış oranları Al_2O_3 nano akışkanı için yaklaşık olarak %19 olurken bu değer MgO nano akışkanı için yaklaşık %171 olarak hesaplanmıştır.

4.4.5. Radyatör 2'ye ait f sürtünme faktörü değişimi

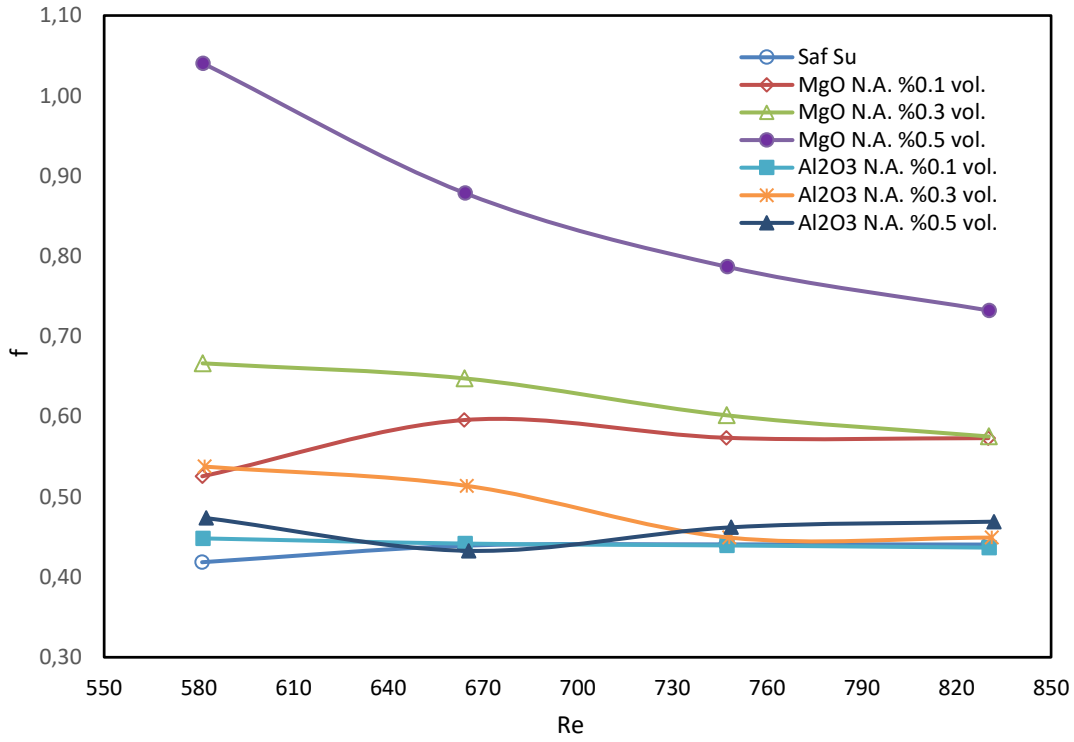
Deneysel çalışmada basınç ölçümü verileri ile f sürtünme faktörü hesabı yapılmış ve f-Re değişimi Şekil 4.27.'de verilmiştir.



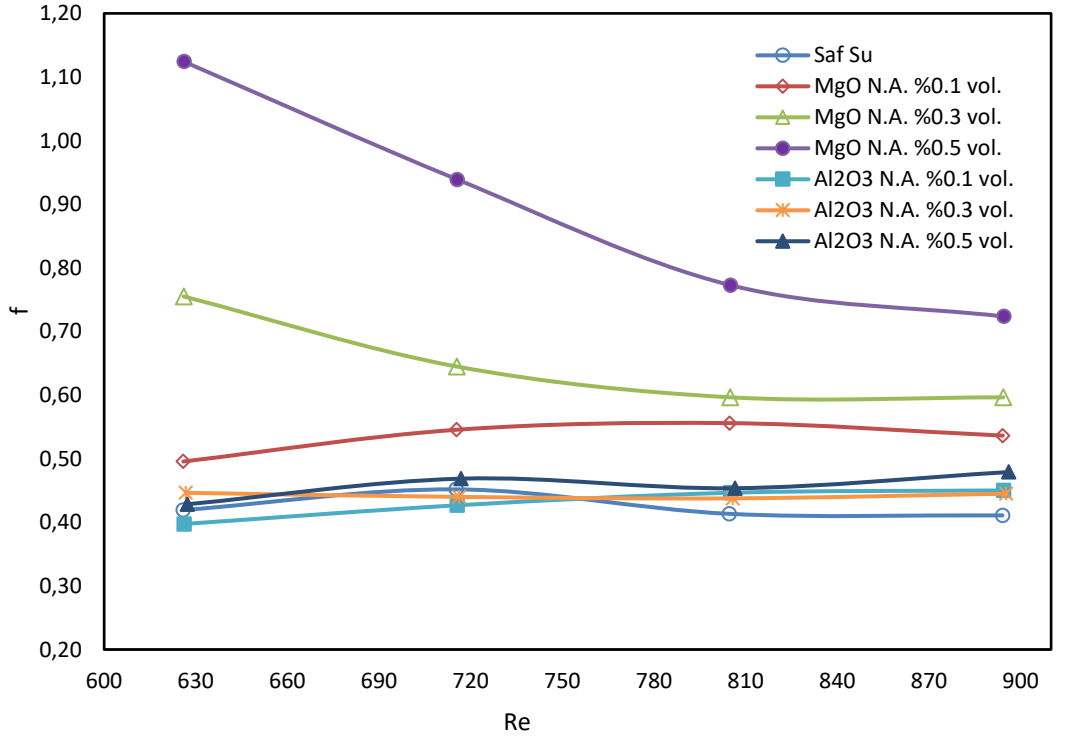
a) 45 ℃ giriş sıcaklığı için f -Re eğrileri



b) 50 ℃ giriş sıcaklığı için f -Re eğrileri



c) 55 ℃ giriş sıcaklığı için f -Re eğrileri



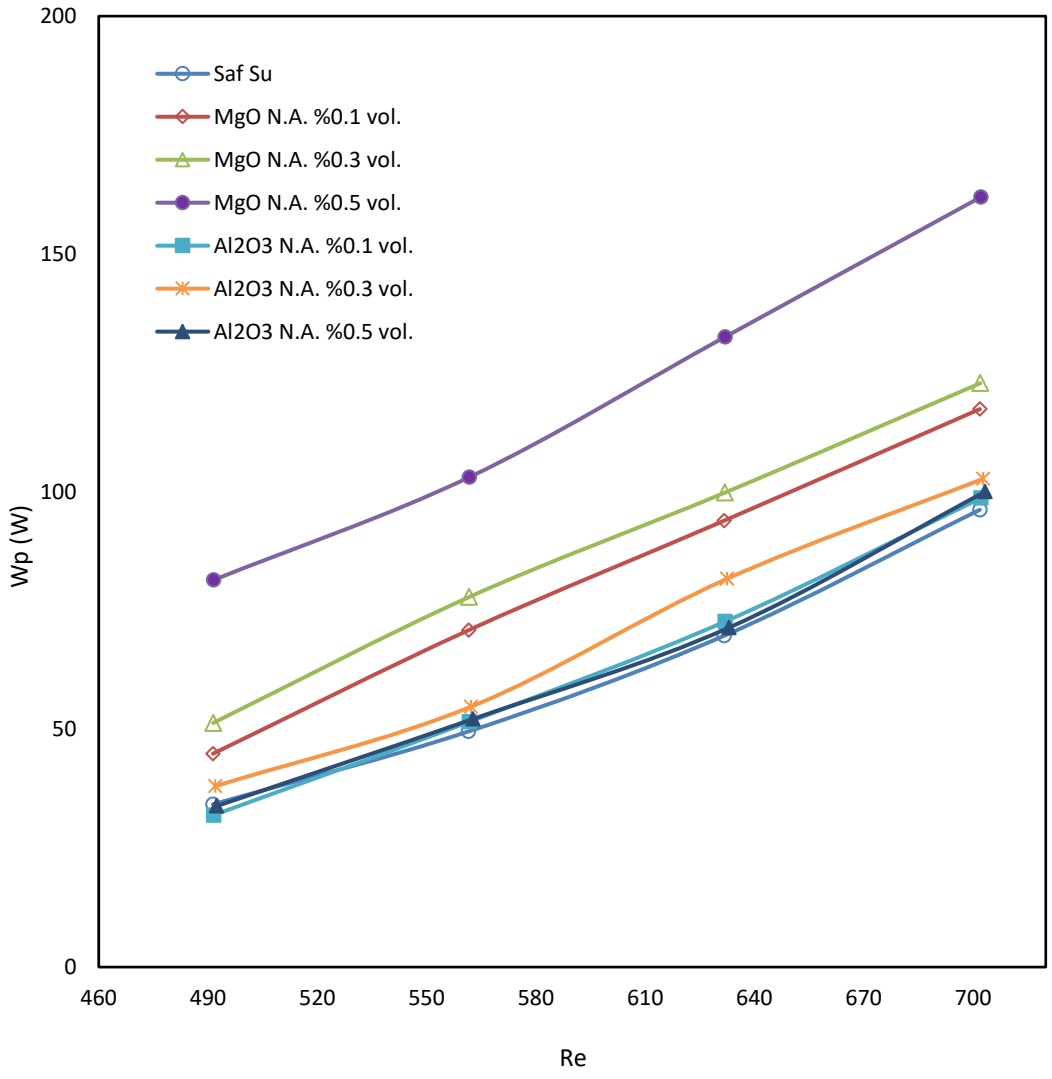
d) 60 ℃ giriş sıcaklığı için f -Re eğrileri

Şekil 4.27. Farklı sıcaklıklarda radyatör 2 için f-Re eğrileri

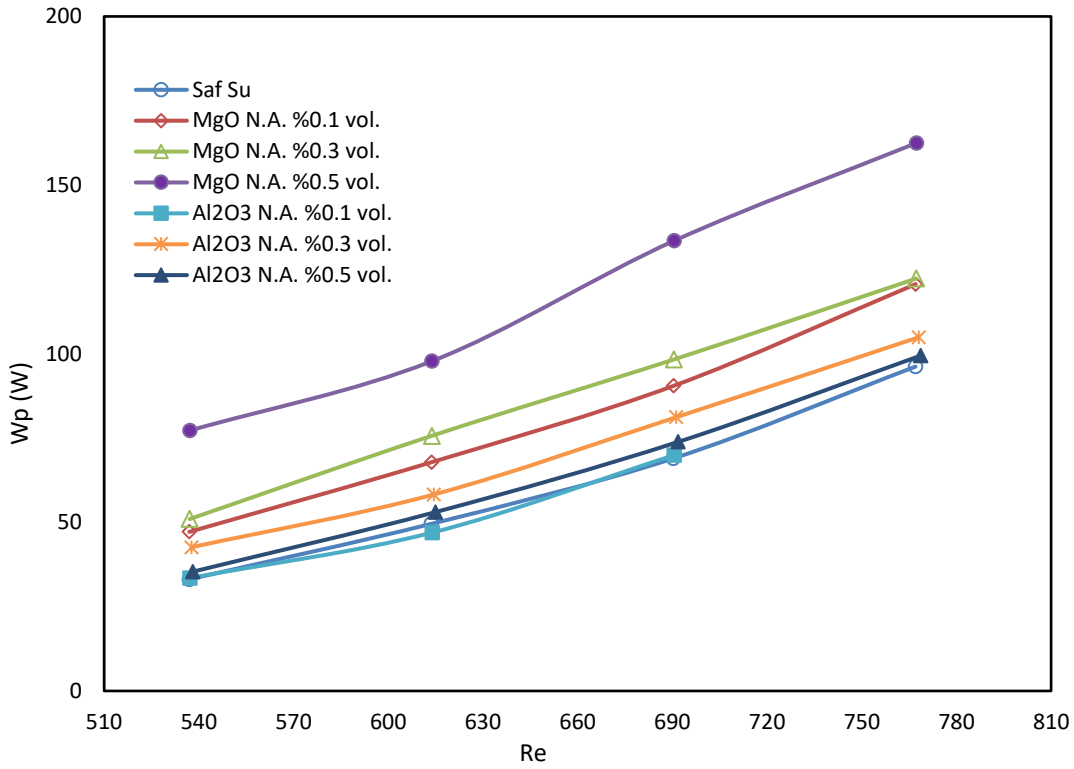
Burada Re sayısı artışı ile f katsayısı değeri düşüş gösterirken nano akışkan hacimsel konsantrasyonu artışı ile artış göstermektedir. F değeri için en yüksek artış MgO nano akışkanı %0.5 hacimsel konsantrasyonunda saf suya oranla %168 olarak hesaplanmıştır. %0.5 hacimsel konsantrasyonlu Al_2O_3 nano akışkanı için en yüksek artış %17 olarak hesaplanmıştır.

4.5.6. Radyatör 2'ye ait pompa gücü değişimi

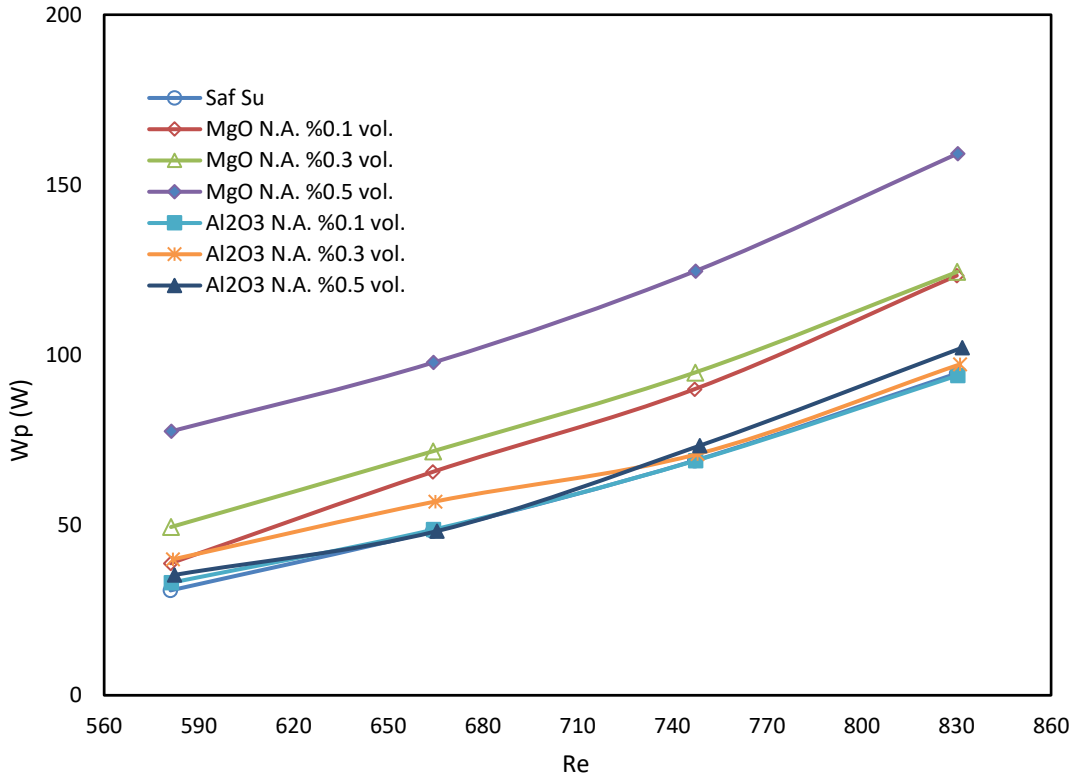
Deneysel basınç ölçüm verileri ile Radyatör 1'e ait pompa gücü hesaplamaları yapılmış olup, Wp-Re grafikleri oluşturularak Şekil 4.28.'de verilmiştir.



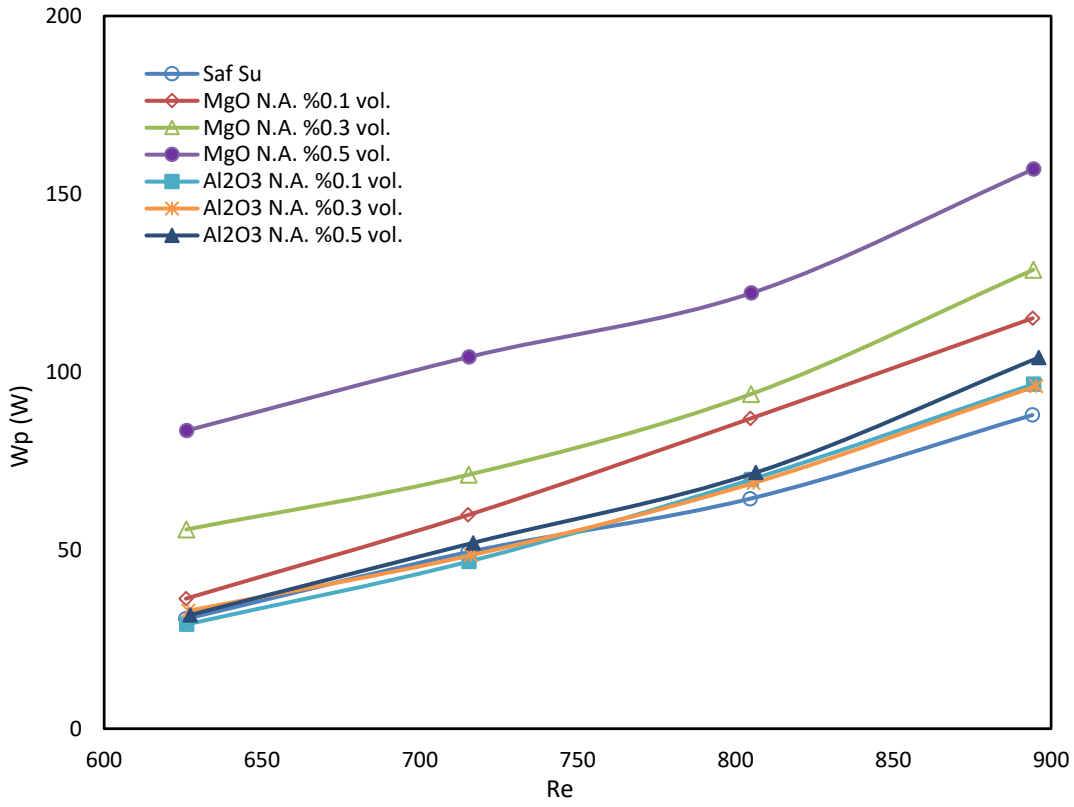
a) 45°C giriş sıcaklığı için Wp-Re değişimi



b) 50°C giriş sıcaklığı için Wp-Re değişimi



c) 55°C giriş sıcaklığı için Wp-Re değişimi.



d) 60°C giriş sıcaklığı için Wp-Re değişimi

Şekil 4.28. Radyatör 1'e ait Wp- Re değişim eğrileri

Burada hacimsel konsantrasyon ve Re sayısı arttıkça pompa gücü artış göstermektedir. En yüksek pompa gücü artışı saf suya göre MgO nano akışkanı %0.5 hacimsel konsantrasyon için %171 olmuştur. %0.5 hacimsel konsantrasyonlu Al_2O_3 nano akışkanı için en yüksek artış saf suya göre %18 olarak hesaplanmıştır.

5.1. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada aynı araç modeline ait malzeme yapısı bakımından farklı iki farklı otomobil radyatöründe hacimsel olarak %0.1, %0.3 ve %0.5 hazırlanan saf su esaslı Al_2O_3 ve MgO nano akışkanlarının ısı transferi ve basınç kayıplarına etkisi deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Radyatör giriş sıcaklıkları 45, 50, 55 ve 60 ℃ olup hacimsel debiler ise 7, 8, 9, 10 lt/dk olarak belirlenmiştir. Nano akışkan deneylerine referans oluşturmak amacıyla öncelikle saf su deneyleri yapılmış ve sonrasında ise nano akışkan deneyleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler neticesinde ısı transferi ve basınç kayıpları hesaplamaları yapılmış olup bulgular aşağıda sıralanmıştır.

- Hacimsel konsantrasyon ve sıvı debi artışı ile tüm nano akışkanlarda ısı transferi artış göstermiştir.
- Sıcaklık artışı ile tüm nano akışkanlarda meydana gelen ısı transferi miktarı artış göstermektedir. Isı transfer artış oranı Al_2O_3 nano akışkanları için sıcaklık artışı ile azalırken, MgO nano akışkanları için artmaktadır.
- Her iki radyatörde en yüksek ısı transfer performansı %0.5 hacimsel konsantrasyonlu MgO nano akışkanında elde edilmiş olup bu artış değeri radyatör 1 (bakır) için %30.5 olurken radyatör 2 (alüminyum) için %26.8 olarak hesaplanmıştır. Al_2O_3 nano akışkanı için saf suya oranla radyatör 1'de %18.9 ve radyatör 2'de ise %20.10 olarak hesaplanmıştır.
- Radyatör 1 (bakır) için nano akışkan kullanımı ile U katsayısında artış sağlanmıştır. MgO nano akışkanı için U değerindeki artış oranı sıcaklık artışı ile artmaktadır. En yüksek artış MgO %0.5 için 60 ℃'de %35.4 olarak hesaplanmıştır. Al_2O_3 nano akışkanı için sıcaklık etkisi pek olmamıştır. Her iki akışkan için de partikül hacimsel konsantrasyonu artışı ile U değerleri artış göstermiştir. Al_2O_3 için saf suya en yüksek U artış değeri %0.5 için 50 ℃'de meydana gelmiş olup bu değer yaklaşık %24 olarak hesaplanmıştır.

- Radyatör 2 (alüminyum) için de nano akışkan kullanımı ile U katsayısında artış sağlanmıştır. Sıcaklık artışı MgO nano akışkanlarının U katsayısının artışında olumlu etki göstermiştir. Buna karşın Al_2O_3 nano akışkanı için sıcaklığın etkisi pek olmamıştır. Nano akışkanların hacimsel konsantrasyon artışları ile U değerleri artış göstermiştir. U katsayısı artış oranındaki en yüksek değer MgO nano akışkanında meydana gelmiş olup bu değer MgO %0.5 için 45°C'de %34.77 olarak hesaplanmıştır. Al_2O_3 nano akışkanı için en yüksek artış %0.5 için 50°C'de %25 olarak hesaplanmıştır.
- Radyatör 1 (bakır)'de tüm akışkanlar için Re sayısı artışı ile Nu sayısı artmıştır. Nano akışkan kullanımı ile saf suya göre Nu sayısı artmış olup bu artış partikül konsantrasyonu artışı ile daha artmaktadır. Sıcaklık artışı ile tüm akışkanlar için Nu sayılarında az da olsa azaldığı söylenebilir. En yüksek Nu sayısı artışı MgO %0.5 55 °C'de olmuştur. Bu değer %43.61 olarak hesaplanmıştır. Al_2O_3 nano akışkanı için en yüksek artış %31.03 olarak hesaplanmış olup bu artış %0.5 50 °C'de sağlanmıştır.
- Radyatör 2 (alüminyum)'de tüm akışkanlar için Re sayısı artışı ile Nu sayısı artmıştır. Nano akışkan kullanımı ile saf suya göre Nu sayısı artmış olup bu artış partikül konsantrasyonu artışı ile daha da artmaktadır. Sıcaklık artışı ile tüm akışkanlar için Nu sayısının az miktarda da olsa azaldığı söylenebilir. En yüksek Nu sayısı artışı MgO %0.5 45 °C de olmuştur. Bu değer %46.76 olarak hesaplanmıştır. Al_2O_3 nano akışkanı için en yüksek artış 50°C'de %25.45 olarak hesaplanmıştır.
- Deneysel çalışma sonucunda hesaplanan Nusselt sayılarının literatürdeki denklemlerle ve yapılan nümerik analizlerle genel olarak kabul edilebilir ölçüde uyumlu olduğu tespit edilmiştir.
- Deneysel sonuçlar ile nümerik sonuçlar arasındaki sapmaların nedeni olarak nano akışkanlardaki ısı transferi etkisinin sadece termofiziksel özelliklerle sınırlı kalmama durumu görülebilir. Sandya ve ark. (2016) yaptıkları çalışma sonucunda Nanopartiküllerin Brownian hareketinin ısı transferini artırıcı en önemli faktörlerden biri olabileceğini bildirmişlerdir. Akışkan içerisindeki nano boyutlu partiküllerin rastgele hareketleri ile ısıl sınır tabakanın kalınlığının azaldığı ve bu sayede ısı transferini önemli ölçüde arttırabildiği

çıkarımı yapılabilmektedir. Nanoakışkanlarla ısı transferi çalışmalarında son zamanlarda gelişmeler olmasına rağmen, nanoakışkanların ısı transfer davranışını açıklamak için daha fazla deneysel sonuçlara ve parçacık hareket mekanizmalarının teorik olarak tespitlerine ihtiyaç vardır.

- Basınç kayıpları tüm akışkanlar için her iki radyatörde debi ve hacimsel konsantrasyon artışı ile artmakta olup sıcaklık artışı ile basınç kayıpları azalmaktadır.
- MgO nano akışkanlarında Al_2O_3 nano akışkanlarına göre basınç kaybı daha fazla olmaktadır. Ayrıca radyatör 1 (bakır)'de radyatör 2 (alüminyum)'ye göre daha fazla basınç kaybı meydana gelmiştir.
- Radyatör 1 (bakır)'de saf suya göre %0.5 hacimsel konsantrasyonlarda basınç kayıpları MgO nano akışkanı için %425, Al_2O_3 nano akışanı için %85 olarak hesaplanmıştır. Aynı şekilde f sürtünme faktörü artışı saf suya göre %0.5 hacimsel konsantrasyonlarda MgO ve Al_2O_3 nano akışkanı için %419 ve %82 olarak artış göstermiştir. Pompa gücü ise %0.5 hacimsel konsantrasyonlu MgO ve Al_2O_3 nano akışkanı için %425 ve %85 olarak artış göstermiştir.
- Radyatör 2 (alüminyum)'de saf suya göre %0.5 hacimsel konsantrasyonlarda basınç kayıpları MgO nano akışkanı için %171, Al_2O_3 nano akışanı için %19 olarak hesaplanmıştır. Aynı şekilde f sürtünme faktörü artışı saf suya göre %0.5 hacimsel konsantrasyonlarda MgO ve Al_2O_3 nano akışkanı için %168 ve %17 olarak artış göstermiştir. Pompa gücü ise %0.5 hacimsel konsantrasyonlu MgO ve Al_2O_3 nano akışkanı için %171 ve %18 olarak artış göstermiştir.
- Kullanılan nano akışkanlarda deney öncesi ve deneyler sırasında herhangi bir çökelme gözlemlenmemiş olup çözeltilerde stabilite sağlanmıştır.
- Araç soğutma sisteminde su bazlı MgO veya Al_2O_3 nano akışkanları kullanılması ile ısıl performanslar açısından oldukça iyi sonuçlar elde edilmiştir.

Sonuç olarak otomobil radyatörlerinde su bazlı MgO ve Al_2O_3 nano akışkanlarının kullanılması ile toplam ısı transfer katsayısının, Nusselt sayısının ve bunlara bağlı olarak toplam ısı transferinin arttığı tespit edilmiştir. Bu sayede aynı

soğutma ihtiyacı için daha küçük boyutlu radyatörlerin kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

5.2. Öneriler

Bu çalışmanın sonucunda elde edilen bulgular neticesinde aşağıdaki konular ile ilgili çalışmaların yapılması önerilmektedir:

- Nano akışkanlarda aynı cins nano partiküllerin farklı boyutlarının ısı transferi üzerine etkisi ile ilgili çalışmalar yapılabilir.
- Nano akışkan kullanımı ile ısıl performansın artırılarak araç radyatörü boyutunun optimizasyonu konusunda çalışmalar yetersiz olup bu konuda çalışmalar yapılabilir.
- Araç radyatörlerinde nano akışkan kullanımının araçlar üzerindeki yakıt tüketimine etkisinin incelenmesi konusunda çalışmalar yapılabilir.
- Nano akışkanların kaynama ve donma noktalarının incelenmesi konusunda çalışmalar yapılabilir.
- Araç radyatörlerinde kullanılmak üzere homojen ve kararlı nano akışkanların elde edilmesi ve uzun süreli kullanımının incelenmesi konularında çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

ADINBERG, R., ZVEGILSKY, D., & EPSTEIN, M., 2010. Heat transfer efficient thermal energy storage for steam generation. Energy Conversion and Management, 51(1), 9-15.

ABED, A. M., SOPIAN, K., MOHAMMED, H. A., ALGHOUL, M. A., RUSLAN, M. H., MAT, S. F., AL-SHAMANI, A. N., 2015. Enhance Heat Transfer in the Channel with V-Shaped Wavy Lower Plate Using Liquid Nanofluids. Case Studies in Thermal Engineering, 5:13-23.

ADNAN, M., HUSSEIN, R. A., KADIRGAMA, K. B., SHARMA, K. V., 2014. Heat Transfer Enhancement Using Nanofluids in an Automotive Cooling System, International Communications in Heat and Mass Transfer 53:195–202.

ARUNKUMAR, T., ANISH, M., JAYAPRABAKAR, J., BEEMKUMAR, N., 2017. Enhancing Heat Transfer Rate in a Car Radiator By Using Al_2O_3 Nanofluid as a Coolant, International Journal of Ambient Energy. 40(4):367-373.

AZMI, W. H., HAMID, K. A., MAMAT, R., SHARMA, K. V., MOHAMAD, M.S., 2016. Effects of Working Temperature on Thermo-Physical Properties and Forced Convection Heat Transfer of TiO_2 Nanofluids in Water – Ethylene Glycol Mixture. Applied Thermal Engineering, 106:1190-1199.

BAHMANI, M. H., SHEIKHZADEH, G., ZARRINGHALAM, M., O. A. ABDULLAH, O. A., 2018. Investigation of Turbulent Heat Transfer and Nanofluid Flow in a Double Pipe Heat Exchanger. Advanced Powder Technology, 29(2):273-282.

BARZEGARIAN, R., ALOUEYAN, A., YOUSEFI, T, 2017. Thermal Performance Augmentation Using Water Based Al_2O_3-Gamma Nanofluid in a Horizontal Shell and Tube Heat Exchanger Under Forced Circulation. International Communications in Heat and Mass Transfer, 86:52-59.

BERGLES, A. E., 1997. Heat Transfer Enhancement the Encouragement and Accommodation of High Heat Fluxes. Journal of Heat Transfer, 119(1): 8-19.

CHAURASIA, P., KUMAR, A., YADAV, A., RAI, P. K., KUMAR, V., PRASAD, L., 2019. Heat Transfer Augmentation in Automobile Radiator Using Al_2O_3–Water Based Nanofluid. SN Applied Sciences, 257(1):2523-3963.

CHOI, S. U. S., EASTMAN, J. A., 1995. Enhancing Thermal Conductivity of Fluids with Nanoparticles. ASME Int. Mech. Eng. Congr. Expo, San Francisco, CA.

CONTRERAS, E. M. C., OLIVEIRA, G. A., FILHO, E. P. B., 2019. Experimental Analysis of the Thermohydraulic Performance of Graphene and Silver Nanofluids in Automotive Cooling Systems. International Journal of Heat and Mass Transfer, 132:375–387.

ÇENGEL, Y.A, 2012. Isı ve Kütle Transferi.

DEHGHANDOKHT, M., KHAN, M. G., FARTAJ, A., SANAYE, S., 2011. Flow and Heat Transfer Characteristics of Water and Ethylene Glycol E Water in a Multi-Port Serpentine Meso-Channe L Heat Exchanger. International Journal of Thermal Sciences 50:1615-1627.

EINSTEIN, A., 1906. Eine Neue Bestimmung Der Moleküldimensionen, Annalender Physik, 19:289–306.

FAN, F., QI, C., TANG, J., LIU, Q., WANG, X., & YAN, Y., 2020. A novel thermal efficiency analysis on the thermo-hydraulic performance of nanofluids in an improved heat exchange system under adjustable magnetic field. Applied Thermal Engineering, 179, 115688.

HADDAD, Z., ABID, C., OZTOP, H. F, MATAOUI, A., 2014. A Review on How the Researchers Prepare Their Nanofluids. Int.J of thermal sciences, 76:168-189.

KARIMI, A., AFRAND, M., 2018. Numerical Study On Thermal Performance of an Air-Cooled Heat Exchanger: Effects of Hybrid Nano Fluid, Pipe Arrangement and Cross Section. Energy Conversion and Management 164:615–628.

KLINE, S. J., and MCCLINTOCK, F. A., 1953. Analysis of uncertainty in single-sample experiments. Mechanical Engineering, 75(3).

KOCA, T., 2020. Otomobil Radyatöründe Su Bazlı Grafen Nanoakışkan Kullanımının Isıl Verimliliğe Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi. DÜMF Mühendislik Dergisi, 11(3):1157-1166.

MANSOURY, D., FARAMARZ, I. D., KIANI A., CHAMKHA, A. J., SHARIFPUR, M., 2019. Heat Transfer and Flow Characteristics of Al_2O_3/water Nanofluid in Various Heat Exchangers: Experiments on counter flow. Heat Transfer Engineering, 41(3):220-234.

MAXWELL, J., 1891. A Treatise on Electricity and Magnetisms, 3rd ed, Clarendon Press, Oxford.

MUHAMMAD ALI, H., ALI, H., LIAQUAT, H., MAQSOOD, H. T., NADIR, M. A., 2015. Experimental Investigation of Convective Heat Transfer Augmentation for Car Radiator Using Zno Water Nanofluids. Energy, 84:317-324.

NARAKI, M., PEYGHAMBARZADEH, S. M., HASHEMABADI S. H., VERMAHMOUDI, Y., 2013.Parametric Study of Overall Heat Transfer Coefficient of Cuo/Water Nanofluids in a Car Radiator, International Journal of Thermal Sciences, 66:82-90.

NEVES, F., SOARES, A. A., ROUBOA, A., 2022. Forced Convection Heat Transfer Of Nanofluids in Turbulent Flow in a Flat Tube of an Automobile Radiator. Energy, 8:1185-1195.

NIEH, H. M., TENG, T. P., YU, C. C., 2014. Enhanced Heat Dissipation of a Radiator Using Oxide Nano-Coolant. International Journal of Thermal Sciences, 77:252-261.

LEDUC, P., DUBAR, B., RANINI, A., & MONNIER, G., 2003. Downsizing of gasoline engine: an efficient way to reduce CO_2 emissions. Oil & gas science and technology, 58(1), 115-127.

PAK, B. C, CHO, Y. I., 1998. Hydrodynamic and Heat Transfer Study of Dispersed Fluids with Submicron Metallic Oxide Particles. Exp Heat Transfer, 11:151-70.

RAVISANKAR, R., VENKATACHALAPATHY, V. S. K., ALAGUMURTHİ, N., 2018. Application Of Nanotechnology to improve the Performance of Tractor Radiator Using Cu-Water Nanofluid. Journal of Thermal Engineering, 4(4):2188-2200.

PEYGHAMBARZADEH, S. M., HASHEMABADI, S. H, NARAKI, VERMAHMOUDI, M. Y., 2013. Experimental Study of Overall Heat Transfer Coefficient in the Application of Dilute Nanofluids in the Car Radiator. Applied Thermal Engineering, 52:8-16.

SANDHYA, D., REDDY, M. C. S., RAO, V. V., 2016. Improving The Cooling Performance Of Automobile Radiator with Ethylene Glycol Water Based TiO_2

Nanofluids. International Communications in Heat and Mass Transfer 78:121–126.

SHAH, R.K., LONDON, A.L., 1978. Laminar Flow Forced Convection in Ducts. Academic Press, New York.

SINGH, D., TOUTBORT, J., CHEN, G., 2006. Heavy Vehicle System Optimization Merit Review and Peer Evaluation. Annual Report, Argonne National Laboratory.

SUBHEDAR, D. G., RAMANI, B. M., GUPTA, A., 2018. Experimental Investigation Of Heat Transfer Potential of Al_2O_3/ Water-Mono Ethylene Glycol Nanofluids as a Car Radiator Coolant, Case Studies in Thermal Engineering 11:26–34.

TIJANI, A. S., SUDIRMAN, A. S., 2018. Thermos-Physical Properties and Heat Transfer Characteristics of Water/Anti-Freezing and Al_2O_3/Cuo Based Nanofluid as a Coolant for Car Radiator. International Journal of Heat and Mass Transfer 118:48–57.

TIWARI, A. K., GHOSH, P., SARKAR, J., 2013. Performance Comparison of the Plate Heat Exchanger Using Different Nanofluids. Experimental Thermal and Fluid Science, 49:141-151.

XUAN, Y., ROETZEL, W., 2000. Conceptions For Heat Transfer Correlation of Nanofluids. Int. J. Heat Mass Transf. 43:3701–3707.

WEN, D. and DING, Y., 2004. Experimental Investigation into Convective Heat Transfer of Nanofluids at the Entrance Region Under Laminar Flow Conditions. International Journal of Heat and Mass Transfer, 47:5181-5188.

VAJJHA, R. S., DAS, D. K., NAMBURU, P. K., 2010. Numerical Study of Fluid Dynamic and Heat Transfer Performance of Al_2O_3 And CuO Nanofluids in the Flat Tubes of a Radiator. International Journal of Heat and Fluid Flow 31:613–621.

VERMAHMOUDI, Y., PEYGHAMBARZADEH, S. M., HASHEMABADI, S. H., NARAKI, M., 2014. Experimental Investigation on Heat Transfer Performance of Fe_2O_3/water Nanofluid in an Air-Finned Heat Exchanger. European Journal of Mechanics B/Fluids, 44:32–41.