



**T.C.
SIVAS CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GRAFEN TABANLI NANOAKIŞKAN KULLANILAN ARAÇ
RADYATÖRÜNDE EKSERJİ ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Cihan Zeki UYGUN
(20169215009)**

**Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Ferhat KILINÇ**

**SIVAS
TEMMUZ 2019**

Cihan Zeki UYGUN'un hazırladığı ve “**GRAFEN TABANLI NANOAKIŞKAN KULLANILAN ARAÇ RADYATÖRÜNDE EKSERJİ ANALİZİ**” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı **Dr. Öğr. Üyesi Ferhat KILINÇ**
Sivas Cumhuriyet Üniversitesi

Jüri Üyesi **Prof. Dr. Ahmet CAN**
İstanbul Rumeli Üniversitesi

Jüri Üyesi **Prof. Dr. Ertan BUYRUK**
Sivas Cumhuriyet Üniversitesi

Bu tez, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. İsmail ÇELİK
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

Bu tez, Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 20.08.2014 tarihli ve 7 sayılı kararı ile kabul edilen Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırlanmıştır.





Bütün hakları saklıdır.
Kaynak göstermek koşuluyla alıntı ve gönderme yapılabilir.

© Cihan Zeki UYGUN, 2019

ETİK

Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- ✓ Bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- ✓ Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- ✓ Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere, bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu ve atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- ✓ Bütün bilgilerin doğru ve tam olduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- ✓ Tezin herhangi bir bölümünü, Cumhuriyet Üniversitesi veya bir başka üniversitede, bir başka tez çalışması olarak sunmadığımı, beyan ederim.

12.07.2019

Cihan Zeki UYGUN

TEŞEKKÜR

Hem Lisans hemde Yüksek Lisans eğitimim boyunca engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren ve yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen, bu çalışmalar süresince göstermiş olduğu hoşgörü ve sabırdan dolayı, öğrencisi olmaktan büyük onur duyduğum değerli hocam sayın Dr. Öğr. Üyesi Ferhat KILINÇ'a, diğer branş eğitiminde bana yardımcı olan hocalarıma ve ekiplerindeki herkese, bu günlere gelmemde büyük pay sahibi olan aileme ve değerli eşime teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

GRAFEN TABANLI NANOAKIŞKAN KULLANILAN ARAÇ RADYATÖRÜNDE EKSERJİ ANALİZİ

Cihan Zeki UYGUN

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ferhat KILINÇ

2019, 72+xvi sayfa

Bu yüksek lisans tez çalışmasında otomobil radyatörlerinde Grafen tabanlı nanoakışkanların kullanılabilirliği sayısal olarak incelenmiştir. Hesaplamalarda daha önce yapılmış doktora çalışmasına ait deneysel veriler kullanılmıştır. Deneylerde taban akışkanı olarak saf su kullanılarak hacimce %0.01 ve %0.02 konsantrasyonda grafen nano ribon (GNR) ve grafen oksit (GO) nanoakışkanları kullanılmıştır. Deneyler 36 °C, 40 °C ve 44 °C akışkan giriş sıcaklıklarında, 0.6 m³/h, 0.7m³/h, 0.8 m³/h ve 0.9 m³/h akışkan debilerinde gerçekleştirilmiştir. Deneyler için kullanılan otomobil radyatörü stadyum kesit alanlı kompakt ısı değiştiricisidir. Sistem bir fan kullanılarak sabit debide hava ile soğutulmuştur. Hava radyatör ile fan arasına dikdörtgen bir kanal yerleştirilerek radyatöre yönlendirilmiştir. Tüm sıcaklık ve debi değerleri için yapılan hesaplamalar sonucunda hacimce %0.01 GO nanoakışkanının ekserji verimi değerlerinin kullanılan diğer nanoakışkanların ekserji verimlerinden daha yüksek olduğu bulunmuştur. Yine hesaplamalar sonucunda %0.01 GO için hesaplanan ekserji yıkımı ve entropi üretimi değerleri diğer nanoakışkanlar için hesaplanan ekserji yıkımı ve entropi üretimi değerlerinden düşük olduğu görülmüştür. Hesaplamalar sonucunda her iki nanoakışkan içinde %0.01 konsantrasyonun daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. Akışkanın radyatöre giriş sıcaklığı ve debisi arttığında ekserji verimlerinde arttığı görülmüştür. Bunun yanında ekserji yıkımı değerlerinde yine debi ve sıcaklıkla doğru orantılı olarak yükseldiği görülmüştür. Su ile kıyaslandığında en iyi performansa sahip nanoakışkanın %0.01 GO olduğu görülmüştür. 44 °C sıcaklık ve 0.9 m³/h debi için

yapılan hesaplamalar sonucunda su için ekserji verimi %95.18 olarak bulunurken, %0.01 GO için ekserji verimi değeri %94.93 olarak bulunmuştur. Nanoakışkan olduğu, akış yapısının tersinmezliklere ve entropi üretimine neden olacağı göz önüne alındığında bu değer oldukça dikkat çekicidir. Nanoakışkan teknolojilerinin hızla gelişmesi ve saf suya kıyasla %0.01 GO' in ısı transferinde sağladığı artış göz önüne alındığında, hacimce %0.01 konsantrasyona sahip Grafen oksit nanoakışkanının suya alternatif olarak iyi bir ısı transferi akışkanı olduğu sonucuna varılmıştır.

Anahtar kelimeler: Ekserji, İkinci yasa analizi, Araç radyatörü, Nanoakışkan, Entropi üretimi, Isı değiştirici, Isı transferini iyileştirme



ABSTRACT

EXERGY ANALYSIS BY USED GRAPHEN BASED NANOFLUID IN CAR RADIATOR

Cihan Zeki UYGUN

Master of Science Thesis

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Dr. Öğr. Üyesi Ferhat KILINÇ

2019, 72+xvi pages

In this graduate thesis study, the availability of graphene based nanofluids in automobile radiators is numerically examined. Experimental data of the previously performed doctoral studies were used in the calculations. In the experiments, using pure water as the base fluid, graphene nano-ribbon (GNR) and graphene oxide (GO) Nanofluids were used in 0.01% of the volume and 0.02% concentration. The experiments were carried out at 36 °C, 40 °C and 44 °C fluid inlet temperatures, 0.6 m³/h, 0.7 m³/h, 0.8 m³/h and 0.9 m³/h fluid flow rates. The automobile radiator used for experiments has been used in the compact heat exchanger with the stadium cross-section area. The system is cooled by air using a fan. The air radiator and the fan are placed in a rectangular duct and directed to the radiator. As a result of the calculations for all temperature and flow rates, %0.01 of the volume was found to be higher than the exergy efficiency of the other nanofluids used in the yield values of the GO nanofluid. Again, as a result of the calculations, the exergy destruction and entropy production values calculated for %0.01 GO were lower than the value of exergy destruction and entropy production calculated for other nanofluids. As a result of the calculations, the concentration of %0.01 in both nanofluids has given better results. It has been seen that the fluid increases in the efficiency of the radiators when the inlet temperature and flow rate increase. In addition, the values of exergy destruction were increased. The best performing nanofluid compared to water was %0.01 GO. As a result of the calculations for 44 °C temperature and 0.9 m³/h flow rate, the exergy efficiency for water was %95.18, while %0.01 GO of

the yield value for was %94.93. This value is remarkable, given that it is a nanofluid, that the flow structure will cause the production of tersinetities and entropy. Given the rapid development of nanofluid technologies and the increase in heat transfer by %0.01 GO's compared to pure water, %0.01 GO of has been concluded as an alternative to water as a good heat transfer fluid.

Key Words: Exergy, Second law analysis, Car radiator, Nanofluid, Entropy generation, Heat exchanger, Improving heat transfer



İÇİNDEKİLER

Sayfa

TEŞEKKÜR	vi
ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
İÇİNDEKİLER	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xv
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	2
2. ISI DEĞİŞTİRİCİLER	6
2.1 Isı Değişticilerinin Sınıflandırılması	8
2.1.1 Isı Transferi Mekanizmaları	9
2.1.2 Akış Düzenlemeleri	9
2.1.3 Isı Transferi İşlemleri	9
2.1.4 Yapı Şekline Göre Isı Değişticiler	10
2.1.4.1 Borulu Isı Değişticileri	10
2.1.4.2 Levhalı Isı Değişticileri	12
2.1.4.3 Kanatçıklı Isı Değişticileri	14
2.1.5 Kompakt Isı Değişticileri	16
3. NANOAKIŞKANLAR VE DENEY SİSTEMİ	19
3.1 Nanoakışkanlar	23
3.2 Deney Sistemi	29
4. HESAP YÖNTEMİ	31
4.1 Kelvin-Planck İfadesi	31
4.2 Temel Entropi ilkesi	32
4.3 Clausius İfadesi	32
4.4 Sürekli Akışlı Açık Sistemde Kütle Korunumu	33
4.5 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Enerjinin Korunumu	34
4.6 Sürekli Akışlı Açık Sistem İçin Entropi Dengesi	34
4.7 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi	35
4.8 Ekserji	36
4.8.1 Ekserji bileşenleri	36
4.8.2 Ekserji yıkımı	37
4.8.3 Ekserji verimi	37
4.8.4 Termodinamik mükemmellik derecesi	38
4.8.5 Isı değişticilerde ekserji analizi	38
4.8.6 Nanoakışkanlara ait bağıntılar	39
5. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ	40
6. SONUÇLAR	61
KAYNAKLAR	66
ÖZGEÇMİŞ	

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1 Döner scraped yüzey eşanjör.....	8
Şekil 2.2 Döner rejeneratif ısı değiştiricisi.	8
Şekil 2.3 Çift borulu ısı değiştirici.....	11
Şekil 2.4 Gövde-Boru ısı değiştiricisinin şematik görünümü ve elemanları 1,2- Isı Transfer yüzeyi, 3-Isı Borusu, 4,5- Isı transfer halkası, 6-Ayırma flanşı, 7- Birincil akışkan girişi, 8-Birincil akışkan çıkışı, 9-İkincil akışkan girişi, 10- İkincil akışkan çıkışı.....	11
Şekil 2.5 Contalı - Levhalı ısı değiştiricilerinin akış şekli ve levhaların genel görünümü	12
Şekil 2.6 Yıldız tipi ve oluklu plakaların örnek bir fotoğrafı	13
Şekil 2.7 Spiral levhalı ısı değiştirici.....	13
Şekil 2.8 Lamelli levhalı ısı değiştiricisi.	14
Şekil 2.9 Kapsül tipi kanatçıklı levhalı ısı değiştiricinin genel akış şekline ait görünüm	15
Şekil 2.10 Kanatçıklı levhalı ısı değiştiricinin kesitinden bir görünüm	15
Şekil 2.11 Kanatçıklı borulu ısı değiştirici.	15
Şekil 2.12 Farklı kanat geometrilerine ait genel bir görünüm.....	16
Şekil 2.13 Kompakt ısı değiştiricileri.	17
Şekil 2.14 Isı Değiştirici Yüzeylerinin Isı Transfer Yüzey Alanı Yoğunluk Spektrumu.	18
Şekil 3.1 Farklı yüzey uygulamalarına bir örnek.	21
Şekil 3.2 Pürüzlü yüzey uygulamalarına bir örnek a, b) pürüzlü yüzeylerin mikroskopik görüntüsü, c) pürüzlü ve kabarcıklı yüzeye bir örnek, d) Pürüzlü, kabarcıklı ve V yarıklı yüzey örneği.	22
Şekil 3.3 a) Grafen oksit nanoakışkan çözletisinin bir fotoğrafı, b) Taramalı elektron mikroskobu görüntüsü.....	26
Şekil 3.4 Nanoakışkanlara ait elektron mikroskobu görüntüleri	26
Şekil 3.5 Farklı nanoakışkan konsantrasyonlarına ait karbon nanotüplerin elektron mikroskobu görüntüleri	27
Şekil 3.6 Deney sisteminin şematik görünüşü.....	29
Şekil 3.7 Deney sistemi.	30
Şekil 4.1 Bir ısı değiştiricinin şematik görünümü	38
Şekil 5.1 36 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için ekserji verimlerinin karşılaştırılması	40
Şekil 5.2 40 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için ekserji verimlerinin karşılaştırılması	41
Şekil 5.3 44 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için ekserji verimlerinin karşılaştırılması	42
Şekil 5.4 36 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için ekserji yıkımlarının karşılaştırılması	43
Şekil 5.5 40 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için ekserji yıkımlarının karşılaştırılması	44
Şekil 5.6 44 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için ekserji yıkımlarının karşılaştırılması	45
Şekil 5.7 36 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için entropi üretimlerinin karşılaştırılması	46

Şekil 5.8 40 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için entropi üretimlerinin karşılaştırılması	47
Şekil 5.9 44 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için entropi üretimlerinin karşılaştırılması	48
Şekil 5.10 0.6 m ³ /saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji verimlerinin karşılaştırılması.....	49
Şekil 5.11 0.7 m ³ /saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji verimlerinin karşılaştırılması.....	50
Şekil 5.12 0.8 m ³ /saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji verimlerinin karşılaştırılması.....	51
Şekil 5.13 0.9 m ³ /saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji verimlerinin karşılaştırılması.....	52
Şekil 5.14 0.6 m ³ /saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji yıkımlarının karşılaştırılması.....	53
Şekil 5.15 0.7 m ³ /saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji yıkımlarının karşılaştırılması.....	54
Şekil 5.16 0.8 m ³ /saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji yıkımlarının karşılaştırılması.....	55
Şekil 5.17 0.9 m ³ /saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji yıkımlarının karşılaştırılması.....	56
Şekil 5.18 0.6 m ³ /saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki entropi üretimlerinin karşılaştırılması	57
Şekil 5.19 0.7 m ³ /saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki entropi üretimlerinin karşılaştırılması	58
Şekil 5.20 0.8 m ³ /saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki entropi üretimlerinin karşılaştırılması	59
Şekil 5.21 0.9 m ³ /saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki entropi üretimlerinin karşılaştırılması	60

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1 Isı değiştiricilerin farklı endüstri alanlarındaki kullanım alanları	7
Çizelge 3.1 Isı transferini iyileştirme tekniklerinin sınıflandırılması	19
Çizelge 3.2 Isı transferini iyileştirme tekniklerinin diğer bir tür sınıflandırılması	20
Çizelge 3.3 Yaygın olarak kullanılan bazı katı ve sıvıların ısıl iletkenlik değerleri.	25



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

T	Sıcaklık [$^{\circ}\text{C}$]
A	Alan [m^2]
C_p	Özgül ısı [$\text{J}/\text{kg K}$]
C	Isıl kapasite debisi [W/K]
q, Q	Isı [W/s]
W	İş [J]
h	Entalpi [kJ/kg]
S	Entropi [kJ/kgK]
u	İç enerji [kJ/kg]
i	Tersinmezlik
m	Kütleli debi [kg/s]
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
g	Yer çekimi ivmesi [m/s^2]
V	Hız [m/s]
z	Yükseklik [m]
E_{xdest}	Ekserji yıkımı
E_x	Ekserji
ψ	Ekserji akısı
η_{II}	Ekserji verimi, İkinci yasa verimi
ε	Termodinamik mükemmellik derecesi
Φ	Konsantrasyon, fraksiyon [%]
β	Alan yoğunluğu [m^2/m^3]
D_h	Hidrolik çap [mm]
Pr	Prandtl sayısı [$\mu\text{Cp}/\text{k}$]
Re	Reynolds sayısı [$4\dot{m}/\pi D\mu$]
Nu	Nusselt sayısı [hD/k]
h	Isı taşınım katsayısı [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
U	Toplam ısı transferi katsayısı [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
Pe	Peclet sayısı [VL_k/α]

Kısaltmalar

GO	Grafen Oksit
GNR	Grafen Nano Ribon
CNT	Karbon Nano Tüp
MWCNT	Çok Duvarlı Karbon Nano Tüp

Alt Simgeler

KH	Kontrol hacmi
g	Giriş
ç	Çıkış
0	Ölü durum
ke	Kinetik enerji
pe	Potansiyel enerji

tr	Tersinir
y	Yararlı
f	Akışkan
nf	Nano akışkan
bf	Taban akışkanı

Üst Singeler

PH	Fiziksel
KN	Kinetik
PT	Potansiyel
CH	Kimyasal



1. GİRİŞ

Gelişen teknoloji ile birlikte yeryüzündeki yenilenemeyen enerji kaynakları bilinçsizce ve hızlı bir şekilde tüketilmektedir. Bunun sonucunda artan enerji ihtiyacının karşılanabilmesi ve bu büyük soruna çözüm bulunabilmesi için araştırmacılar, yeryüzünde ve yeraltında bulunan enerji kaynaklarının daha bilinçli olarak tüketilmesi için, enerji geri kazanım sistemleri konusunda çeşitli çalışmalar yapmaya başlamışlardır. Bu çalışmalar sonucunda bilim adamları ve enerji mühendisleri enerji analizi, ekserji (kullanılabilir enerji) analizi, tersinmezlikler, tersinir iş, kayıp iş, termo ekonomi, ekserji ekonomi kavramları üzerinde önemli çalışmalar yaparak, enerji kullanan sistemlerde daha az enerji sarfiyatı ile daha çok iş üretme ve verim artırma konusunda önemli ölçüde olumlu sonuçlar almışlardır (Akdoğan, 2007).

Mühendislik uygulamalarının en çok karşılaşılan belki de en önemli konularından birisi, sıcaklıkları farklı, iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı aktarım işlemidir. Bu aktarımın gerçekleştiği cihazlara, ısı değiştirici ya da eşanjör adı verilmektedir. İnsanoğlu zaman içinde ortaya çıkan ihtiyaçlarını karşılamak amacıyla ısı transferi temellerini göz önünde bulundurarak, ısı değiştiricilerini geliştirmiştir. Temel olarak, iki veya daha fazla değişik termal durumu olan sıvı veya gaz akışkanlar arasında Termodinamiğin 0. 1. ve 2. yasalarına uymak kaydıyla ısı transferi işlemleri bu cihazlar üzerinde gerçekleşmekte ve farklı akışkan çiftleri kullanılarak proses akımları ısıtılmakta yahut soğutulmaktadır. Endüstri uygulamalarından biri olan ısı değiştiricileri elektronik, gıda, kimya, enerji gibi ana sanayi dalları başta olmak üzere hemen hemen tüm sektörlerde yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Termik ve çeşitli enerji santrallerinde güç üretimi, atık su uygulamaları, uzay uygulamaları, iklimlendirme sistemleri gibi sanayi amaçlı kullanımlarının yanı sıra merkezi ve lokal ısıtma sistemleri gibi evsel ihtiyaçlar için de ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Yukarıda verilen örneklerden de anlaşılacağı gibi, ısı değiştiriciler kullanım amaçlarına göre farklı kapasite, boyut, yapısal özelliklerde ve tiplerde olabilmektedir. Dolayısıyla, bu denli kullanım alanı çok olan ve enerjiyi aktarmakta sıklıkla kullanılan ısı değiştiricileri üzerinde yapılabilecek iyileştirmeler, günümüz kısıtlı ve yüksek maliyetli enerjinin korunumuna önemle hizmet edecektir. Özellikle de ülkemiz gibi enerji kaynakları açısından kısıtlı kaynaklara sahip ve enerji konusunda dışa bağımlılığı olan ülkeler için enerjinin verimli kullanılması hayati önem taşımaktadır. Bu bağlamda, ısı değiştiricilerinde, enerji aktarım potansiyelini en yüksek seviyede tutmak, enerji

verimsizliklerini ortadan kaldırarak ısı transferini gerçekleştirmek zorlu bir mühendislik uygulamasıdır.

1.1 Literatür Özeti

Nanoakışkan kavramı ilk olarak 1995 yılında Choi tarafından literatüre kazandırılmıştır.

Ekserji kavramı ise, Yunanca ex (dış) ve argon (kuvvet ve iş) kelimelerinden türetilmiş ve 1824 yılında Carnot tarafından kullanıldığı kabul görmektedir. Ekserji analizi konusundaki çalışmalar ise Gouy ve Stodola ile başlamış, sonraki yıllarda F. Bonsjokovic tarafından geliştirilerek modernize edilmiştir (Szargut 1988).

Kullanılabilir enerji (ekserji) analizi ile ilgili önemli çalışmalar 1990'lı yıllarda Tsatsaronis ve Moran tarafından yapılmıştır. Moran, ekserji analizinin termodinamik sistem analizinde kullanılan temel ifadelerini belirlemiştir.

Kuremenos ve Tsatsaronis (1991), ısı ve enerji sistemlerinin analizinde ekserji analizi yöntemini kullanmışlardır. Sonuç olarak ısı transferi mekanizmasının ve enerji aktarımının olduğu sistemlerde ekserji analizi yönteminin kullanılabileceği sonucuna varmışlardır.

Pak ve Cho (1998), %1-3 hacimsel oranlarda karışıma sahip $Al_2O_3-H_2O$ nanoakışkanlarının türbülanslı taşınım ısı transferi karakteristiklerinin deneysel bir araştırmasını sunmuşlardır. Sonuçlar nanoakışkanların Nusselt sayılarının (Nu), artan hacimsel konsantrasyon ve Reynolds sayısı (Re) arttığını göstermiştir.

Pantzali vd. (2009), minyatür plakalı ısı değiştiricisinde nanoakışkan kullanımının etkilerini deneysel ve sayısal olarak çalışmışlardır. İlk olarak nanoakışkanın (hacimce %4 CuO-su 30nm ortalama çapında) termofiziksel özelliklerini (ısı iletkenlik, ısı kapasitesi, viskozite, yoğunluk ve yüzey gerilimi) sistematik olarak ölçmüşlerdir. Deneysel çalışmada farklı debilerde ve sayısal çalışmada farklı eleman sayılarında çalışılmıştır. Genel olarak tüm çalışma şartlarında, nanoakışkan suya göre 4 kat daha düşük debiye ve 6 kat daha düşük basınç düşüşüne sahip olduğu bulunmuştur. Sonuç olarak ise nanoakışkanların ısı değiştirici sistemler için uygun olduğu ancak pahalı ve kararsız oldukları vurgulanmıştır.

Fard vd. (2011), plakalı ve eş eksenli ısı değiştiricisinde ZnO/Su nanoakışkanı kullanarak ısı transferi performansını sayısal ve deneysel olarak araştırmışlardır. Taban

akışkana (su) kıyasla nanoakışkan kullanıldığında ısı transferi oranı plakalı ve eş eksenli her iki ısı değiştiricisi için artmıştır.

Pandey ve Nema (2012), plakalı ısı değiştiricisi kullanarak yaptıkları deneysel çalışmalarında su ve Al_2O_3 (su tabanlı %2, 3 ve 4 hacimsel konsantrasyon) nanoakışkanının ısı transferi, sürtünme kayıpları ve ekserji kayıplarını araştırmışlardır. Reynolds ve Peclet sayısının artışıyla ve nanoakışkan konsantrasyonundaki azalma ile ısı transferi karakteristiklerinin iyileştiği gözlemlenmiştir. Yaklaşık 40-50 nm çapında Al_2O_3 %2, 3 ve 4 hacimsel konsantrasyon ve 2-5 l/dak. debi aralığında deneyler yapılmıştır. %2 Al_2O_3 için %21 ısı transferi oranında artış elde edilmiştir. En yüksek ısı transferi katsayısı, h artışı %2 konsantrasyonunda Al_2O_3 /Su nanoakışkanı için sudan %11 daha fazladır. En yüksek ısı transferi katsayısı, h artışı %2 konsantrasyon ve 7700 Peclet sayısı, Pe için gerçekleşmiştir. %2, 3 ve 4 hacim konsantrasyonu için Pe sayısındaki artış sırasıyla %10, %7.3 ve %4.6' dır. Sürtünme faktörü su için 0.9 ile 1.2, nanoakışkan için 4.6 ile 8.7 (%0-4 hacimsel konsantrasyon) arasında değişmiştir. Enerji açısından plakalı ısı değiştiricisinin deneysel ortalama etkenlik değeri su-su için %84 ve su-nanoakışkan için %87 elde edilmiştir.

Javadi vd. (2013), plakalı bir ısı değiştiricisinde SiO_2 , TiO_2 ve Al_2O_3 uygulayarak taban akışkana kıyasla termofiziksel özelliklere ve ısı transferi karakteristiklerine etkileri incelenmiştir. Isıl iletkenlik, ısı transferi katsayısı, toplam ısı transferi katsayısı, ısı transferi oranı, toplam ısıl direnç, basınç düşüşü ve entropi üretimi araştırılmıştır. Şu sonuçlar elde edilmiştir: Isıl iletkenlik nanoparçacık eklenmesiyle artmaktadır. Bu artış TiO_2 ve Al_2O_3 hemen hemen aynı olup SiO_2 ' den daha yüksektir. Nanoparçacıkların hacimsel konsantrasyonunun artması ile ısı transferi katsayısı artmaktadır. TiO_2 ve Al_2O_3 ısı transferi katsayısı SiO_2 ' den daha fazla etkilenmektedir. Nanoparçacıkların hacimsel konsantrasyonunun artması ile Prandtl sayısı, Pr azalmaktadır. En yüksek Prandtl sayısı, Pr %0.2 hacim konsantrasyonunda SiO_2 , Al_2O_3 ve TiO_2 için sırasıyla 0.415, 0.406 ve 0.382. Nanoparçacık kullanılması ile basınç düşüşü önemli oranda artmıştır. Bunun sebebi taban akışkana kıyasla nanoparçacıkların yüksek yoğunlukta olmasıdır. Nanoparçacık kullanımı entropi üretimini artırmış ve parçacık konsantrasyonu ile yükselme yönünde etki göstermiştir. %2 hacim konsantrasyonunda SiO_2 ile kıyaslandığında, TiO_2 ve Al_2O_3 %57 ve %50 oranında entropi üretim artışı göstermiştir.

Khairul vd. (2014), plakalı ısı değiştiricisinde CuO/Su nanoakışkanı kullanarak, ısı transferi katsayısı, sürtünme kayıpları, basınç düşüşü, pompalama gücü ve ekserji yok oluşunu incelemişlerdir. Saf suya göre CuO/su nanoakışkanı için %0.5, 1 ve 1.5 hacimsel konsantrasyonda ısı transferi katsayısında, h sırasıyla %17.7, %21.8 ve %24.7 artış elde edilmiştir. Ekserji yok oluşu saf suya göre CuO/su nanoakışkanı için %0.5, 1 ve 1.5 hacimsel konsantrasyonda sırasıyla %8, %16.25 ve %24 olarak sonuçlanmıştır. Ekserjetik ısı transferi etkenliği ise saf suya göre CuO/su nanoakışkanı için %0.5, 1 ve 1.5 hacimsel konsantrasyonda sırasıyla %12, %22 ve %34 olarak bulunmuştur. Aynı hacimsel ve kütsel debide taban akışkana nanoparçacık eklenmesiyle ısı transferi katsayısı artmıştır.

Halelfadl vd. (2014), su tabanlı çok katmanlı karbon nanotüp nanoakışkanı kullanarak paslanmaz çelik eş eksenli bir ısı değiştiricisinin ısı performansını laminer akış koşullarında hesaplamışlardır. Soğutma tarafında (dış boru) 10 °C sabit sıcaklık ve 336 l/h sabit debide damıtılmış su, iç boruda ise 50 °C sabit sıcaklık ve 580 l/h debi aralığında kütlece %0.05 konsantrasyonda CNT nanoakışkanı bulunmaktadır. Nanoakışkanın ısı iletkenlik ve ortalama taşınım ısı transferinin nanotüplerin boyut oranıyla (en/boy oranı) arttığı ve taban akışkanının ısı iletkenliğinin artmasıyla azaldığını göstermişlerdir. Sonuç olarak ise düşük hacimsel fraksiyonlarda (%0.026 CNT) taban akışkana kıyasla %12 daha fazla ortalama taşınım ısı transferi gerçekteşiği elde edilmiştir.

Karabulut (2015), MWCNT-saf su ve GO-saf su nanoakışkanlarının nanoparçacıklarının dört farklı boru çapı için boru içindeki hareketlerinin ısı transferi ve yük kaybı (basınç düşüşü) üzerindeki etkisini deneysel ve sayısal yöntemler kullanarak incelemiştir. Nanoakışkanın ısı taşınım katsayısı artışının genel itibariyle ısı iletkenlik katsayısı artışından daha fazla olduğu görülmüştür. Bu durum, nanoakışkanın ısı taşınım katsayısının artışında ısı iletkenlikten başka mekanizmaların da olduğunu göstermektedir. % 0.01' lik hacimsel konsantrasyondaki MWCNT-su nanoakışkanı için ortalama ısı taşınım katsayısındaki artışın 0.9 l/dak. debide ortalama olarak 7247.492 W/m² için %20 olduğu bulunmuştur. Nanoakışkanın ısı taşınım katsayısı (h_{nf}) ve Nusselt sayısı (Nu_{nf}) akışkanın hacimsel debisinin, boruya uygulanan ısı akısının ve nanoakışkan konsantrasyonunun artışıyla artmaktadır. Nanoakışkan konsantrasyonu ve debinin artışıyla boru boyunca yük kaybı hK (basınç düşüşü) artarken, sürtünme faktörünün f , konsantrasyonun artışıyla arttığı, debinin artışıyla azaldığı görülmüştür.

Kılınç (2015), nanoakışkan kullanımının oto radyatörlerin ısı aktarım performansına olan etkisini deneysel olarak incelemiştir. Deneysel için taban akışkanı olarak saf su kullanarak hacimce %0.01 ve 0.02 konsantrasyondaki grafen oksit (GO) ve grafen nano ribon (GNR) nanoakışkanları kullanmıştır. Yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler kullanılarak analitik ve deneysel olarak etkenlik, ϵ , Nusselt sayısı, Nu ve toplam ısı transferi katsayısı, U değerleri hesaplanmıştır. Oto radyatörün etkenlik değerlerinin akışkan konsantrasyonunun artması ile arttığı ve %0.02 konsantrasyondaki GO ve GNR nanoakışkanlarında saf suya kıyasla analitik değer üzerine çıktığı sonucu elde edilmiştir. Saf suyla kıyaslandığında %0.01 grafen oksit nanoakışkanı için en yüksek %6.9 ve %0.02 grafen oksit nanoakışkanı için en yüksek %32.0 toplam ısı transferi katsayısında, U artış olduğu elde edilmiştir. Grafen nano ribon nanoakışkanı için ise saf suya kıyasla %0.01 konsantrasyon için en yüksek %18.9 ve %0.02 konsantrasyon için en yüksek %24.8 toplam ısı transferi katsayısı, U artışı elde edilmiştir. Grafen oksit ve grafen nano ribon nanoakışkanları birbirleri ile kıyaslandığında toplam ısı transferi katsayısındaki, U artışı; GNR nanoakışkanı için %0.01 konsantrasyonda ve GO nanoakışkanı için ise %0.02 konsantrasyonda daha fazla olduğu görülmüştür.

Erdoğan (2016), sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı altında daire kesitli, yatay mikrokannalarda Al_2O_3 , TiO_2 ve ZnO nanoakışkanlarının ısı performanslarını ve basınç düşüşlerini deneysel olarak incelemiştir. Taban akışkanı olarak kullandığı saf suya farklı boyutlarda (Al_2O_3 (13nm), TiO_2 (10-25nm) ve ZnO (18nm)) nanoparçacıklar ilave etmiştir. Nanoakışkanların kullanıldığı ısı transferi uygulamalarında yüksek ısı performans ve düşük basınç düşüşü için hangi parametrelere odaklanması gerektiği vurgulanmıştır. Al_2O_3 nanoakışkanı saf su ile karşılaştırıldığında, ısı transferi, ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı değerlerinde sırasıyla ve %15.3, %21.7, %11.1 artış ve basınç düşüşünde %39.2 azalma belirlenmiştir.,

2. ISI DEĞİŞTİRİCİLER

Isı değiştiricileri endüstride sıklıkla kullanılan ekipmanlardan biridir. Bir ısı değiştiricisi, bir sistemin veya bir maddenin sıcaklığını kontrol etmek amacıyla bir ortamdan başka bir ortama ısıyı transfer etmek için kullanılır. Bir ısı değiştirici farklı sıcaklıklarda ve termal temas halinde olan iki veya daha fazla akışkan içerir. Bu akışkanlar termal olarak iletken boru veya levhalarla birbirinden ayrılabilir ve sıcak olan akışkandan soğuk olan akışkana doğru ısı transferi gerçekleşir. Soğutma, ısıtma, yoğuşturma, kaynama, buharlaşma gibi işlemler içeren süreçlerde kullanımları yaygındır. İşlem akışkanlarında ısıtma veya soğutma işleminden önce faz değişimi gözlemlenebilir ve ısı değiştiricileri de bu uygulama alanlarına göre adlandırılırlar. Örneğin, yoğuşturma işlemi için kullanılan ısı değiştiricilerine kondenser ya da yoğuşturucu, benzer şekilde buharlaştırma işlemi için kullanılan ısı değiştiricilerine de kazan, evaporatör ya da buharlaştırıcı denir. Bunların yanı sıra, otomotiv radyatörleri, kazanlar, fırınlar, buzdolapları ve havalandırma sistemleri gibi ısı değiştiricisi örnekleri birçok sistemde ısı enerjisinin aktarımında kullanılır. Bu örneklendirmelerin kapsamını genişletecek olursak, ısı değiştiricilerinin örneğin otomotiv sanayisinde çok önemli bir uygulama alanı vardır. İçten yanmalı motorlarda en uygun çalışma sıcaklığı elde edebilmek için radyatör kullanılmaktadır. Motorun alışması sırasında ısınan soğutma sıvısı radyatör sayesinde tekrar çevre sıcaklığına indirilerek motordaki oluşan yüksek ısının giderilmesi için kullanılır. Bir başka uygulama alanı ise iklimlendirme sistemleridir. Soğuk veya sıcak mevsimlerde, ısı değiştiricileri sayesinde konut ve ofis ortamları için daha uygun koşullar sağlamak mümkün olmaktadır. Isı değiştiricileri içinde dolaşan sıcak/soğuk akışkanlarla ortamda bulunan havanın arasında gerçekleşen ısı transferi ile ortamın iklimlendirilmesi kolaylıkla yapılabilmektedir. Isı değiştiricilerin farklı sektörlerdeki uygulamaları izelge 2.1'de verilmiştir (Genceli, 1999).

Çizelge 2.1 Isı değiştircilerin farklı endüstri alanlarındaki kullanım alanları (Genceli, 1999)

ENDÜSTRİLER	UYGULAMALAR
Gıda Endüstrisi	Fırınlar, ocaklar, gıda işleme ve ön ısıtma, süt pastörizasyonu, bira soğutma ve pastörizasyonu, meyve suları ve şurup pastörizasyonu, soğutma veya son ürünü istenilen sıcaklığa soğutma.
Petrol Endüstrisi	Tuzlu su soğutma, ham petrol ön ısıtma, işlenmiş petrol için ısıtma işlemleri, geçiş sıvılarını soğutma, asit gaz yoğuşturma.
Hidrokarbon Endüstrisi	Metanol ön ısıtma işlemleri, sıvı hidrokarbon ürünü soğutma, besleme için ön ısıtıcılar, karbondioksit geri kazanımı veya uzaklaştırma, amonyak üretimi.
Polimer Endüstrisi	Polipropilen üretimi, reaktör ceketinin polivinil klorür üretimi için soğutulması.
İlaç Endüstrisi	Su ve buharın saflaştırılması, kullanım alanına göre enjeksiyon halkası için su soğutma.
Otomobil Endüstrisi	Dekapaj, durulama, astar, boyama.
Enerji ve Güç Endüstrisi	Soğutma devresi, radyatör, yağ soğutucular, klimalar ve ısıtıcılar, enerji geri kazanımı.
Marine Endüstrisi	Deniz soğutma sistemleri, saf suyun distile işlemleri, dizel yakıtı ön ısıtma, merkezi soğutma, yağlama yağı soğutulması.

2.1 Isı Değiştiricilerin Sınıflandırılması

Bir ısı değiştirici, ısı transfer elemanları ve başlıklar, manifoldlar, tanklar, giriş ve çıkış uçları gibi akışkan dağıtım elemanlarından oluşmaktadır. Döner scrapped yüzey ve rejeneratif ısı değiştiricileri gibi (Şekil 2.1 ve Şekil 2.2) istisnai durumlar haricinde, bir ısı değiştirici içinde hareket eden parçalar yoktur.



Şekil 2.1 Döner scrapped yüzey eşanjör (Shah vd, 2003).



Şekil 2.2 Döner rejeneratif ısı değiştiricisi (Shah vd, 2003).

Farklı sıcaklıktaki birbirinden bir yüzey ile ayrılmış iki akışkan arasında oluşan ısı transferi, mühendislik uygulamalarında büyük bir önem taşır. Bu tür bir ısı transferini gerçekleştirmek için kullanılan cihazlara, ısı değiştiricisi denir ve birçok endüstri kolunda uygulama alanı bulur (Incropera ve DeWitt, 2000).

Sanayide ya da günlük hayatta birçok çeşitte ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Bu ısı değiştiriciler çok farklı Őekillerde sınıflandırılabilir. Konstrüksiyon geometrisine, akışkanların sayısına, akış düzenlemelerine veya ısı transferi mekanizmalarına göre sınıflandırmak mümkündür. Başka bir sınıflandırma da “ısı transfer yüzey alanı/ısı transfer hacmi” oranına göre yapılabilir. Ekipman tipi, uygulama alanları ve tasarım

teknikleri genellikle birbirinden farklı olduğu için bu tip sınıflandırmalar yapılır (Shah vd, 2003).

2.1.1 Isı Transferi Mekanizmaları

Isı değiştiricileri ısı transferi mekanizmasına göre, üç farklı şekilde sınıflandırılırlar. Bunlar; iki tarafta tek fazlı taşınım, bir tarafta tek fazlı, bir tarafta iki fazlı taşınım, iki tarafta iki fazlı taşınımdır. rnek olarak kazanlarda bulunan ısıtıcılar, ekonomizerler, ara soğutucular, otomobil radyatörleri, rejeneratörler, yağ soğutucuları vb. gibi ısı değiştiricilerinde her iki tarafta tek fazlı taşınım gerçekleşir (Kılınç, 2015).

Yoğuşturucular, buhar kazanları, ısıtıcılar, buharlaştırıcılar ve iklimlendirmede kullanılan radyatörler, yoğunlaşma, kaynama ve ışınım mekanizmalarına sahiptirler. İki fazlı ısı transferi ısı değiştiricinin iki yüzeyinde de gerçekleşir. rnek olarak yoğuşturucularda ısı değiştiricinin bir tarafındaki yüzeyde yoğuşma olurken diğer tarafındaki yüzünde kaynama olması verilebilir (Kakaç ve Liu, 2012).

2.1.2 Akış Düzenlemeleri

Isı değiştiricileri, ısı değiştirici boyunca olan akışkanların hareket yönlerine göre paralel akış, ters akış ve çapraz akış olarak da sınıflandırılabilir.

Paralel akışlı ısı değiştiricilerinde iki akışkan ısı değiştiricinin bir ucundan aynı anda girerler ve diğer ucundan ayrılırlar. Ters akışlı ısı değiştiricilerinde iki akışkan birbirine zıt yönlerde akar. Çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde akışkanın biri diğerinin aktığı düzlemin tersi bir düzlemden çıkar. Çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde akış, karışmış veya karışmamış olabilir ve buna göre isimlendirilebilir (Kakaç ve Liu, 2012).

2.1.3 Isı Transferi İşlemleri

Isı değiştirgeçleri, ısı transferi işlemine göre, doğrudan ya da dolaylı temaslı olabilirler. Doğrudan temaslı ısı değiştiricilerinde ısı değiştirme işlermi, iki akışkan arasındaki doğruca temastan dolayı, soğuk ve sıcak akışkanın birbirleri arasında gerçekleşir. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasında teması engelleyen bir duvar mevcut değildir. Bu ısı değiştirici tipinde ısı transferi iki akışkanın yüzey arasında meydana gelir. Doğrudan temaslı ısı değiştiricilerinde akışkanlar, birbirine karışmayan sıvı, gaz-sıvı ya da katı-sıvı çiftleridir. Bu tür ısı değiştiricilerine örnek olarak, püskürtmeli yoğuşturucular ve soğutma kuleleri verilebilir. Bu tür ısı değiştiricilerinde oldukça sık kütle ve ısı transferi meydana gelir. Soğutma kulelerinde, suyun soğutma kulesinin tepesinden aşağıya

püskürtülmesi ve yukarı doğru yükselen hava tarafından soğutulması doğrudan temasıdır (Kılınç, 2015).

Dolaylı temaslı ısı değiştirgeçlerinde ısı enerjisi, bir ısı transfer yüzeyi boyunca akan, sıcaklıkları farklı akışkanlar arasında transfer edilir. Isı enerjisi bir duvar boyunca transfer edilirken, sıcaklıkları farklı olan akışkanlar bu enerji transferi esnasında hareket ederler. Bu tip ısı değiştiricilerde akışkanlar karışmazlar. Bu tip ısı değiştiricilerine, borulu (çift borulu ve gövde boru tipi), düzlem tipi ısı değiştiricileri, buharlaştırıcılar ve yoğuşurucular örnek olarak verilebilir (Kakaç ve Liu, 2012).

2.1.4 Yapı Şekline Göre Isı Değiştiriciler

Yapı şekline göre ısı değiştiricileri, borulu, levhalı ve kanatçıklı olmak üzere üç başlık altında sınıflandırılabilir.

2.1.4.1 Borulu Isı Değiştiricileri

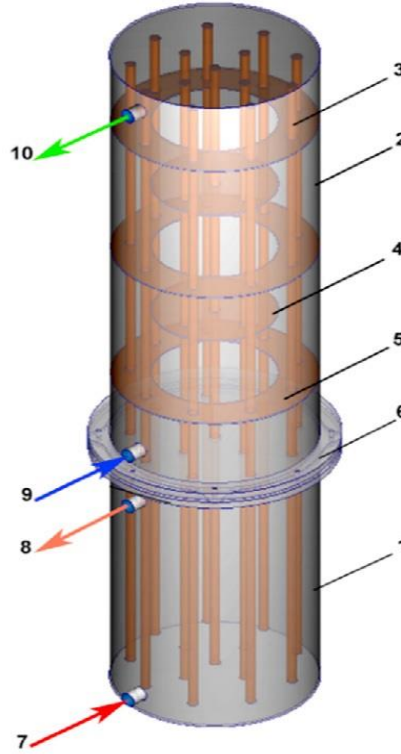
Borulu ısı değiştirgeçlerinde genellikle, yuvarlak daire kesitli borular kullanılsa da; eliptik, prizmatik ya da burkulmuş tip borular kullanılan uygulamalarda mevcuttur. Borulu ısı değiştiricileri genellikle aralarında yüksek basınç farkı bulunan akışkanlar için tasarlanır ve sıvı-sıvı çiftleri için veya faz değişimi uygulamaları için kullanılır. Genellikle dairesel kesitli borulardan yapılan bu ısı değiştirgeçlerinde, akışkanlardan biri içteki borudan, diğeri ise dıştaki borudan akar. Boruların sayısı, çapı ve uzunluğunun değiştirilebilir olması, tasarım açısından kolaylık sağlamaktadır (Kaçar ve Erbay, 2013).

Borulu ısı değiştirgeçleri; gövde borulu, çift borulu, spiral borulu ve boru demetleri şeklinde sınıflandırılabilir.



Şekil 2.3 Çift borulu ısı değıştirci (Kaçar ve Erbay, 2013).

Çift borulu ısı değıştirgeçleri; genelde iç içe geçmiş eş eksenli iki boru şeklindedir. Bu borulardan birinin çapı diğerinden daha büyüktür. Ancak uygulamada çift borunun yanı sıra boru demeti şeklinde olan uygulamalara da rastlanır. Bu tip ısı değıştirgeçlerinde akışkanlardan biri içteki borudan akarken diğeri ise dıştaki borudan akar. Paralel akışlı ya da ters akışlı olabilir (Kaçar ve Erbay, 2013).



Şekil 2.4 Gövde-Boru ısı değıştiricisinin şematik görünümü ve elemanları 1,2- Isı Transfer yüzeyi, 3-Isı Borusu, 4,5- Isı transfer halkası, 6-Ayırma flanşı, 7-Birincil akışkan girişi, 8-Birincil akışkan çıkışı, 9-İkincil akışkan girişi, 10-İkincil akışkan çıkışı

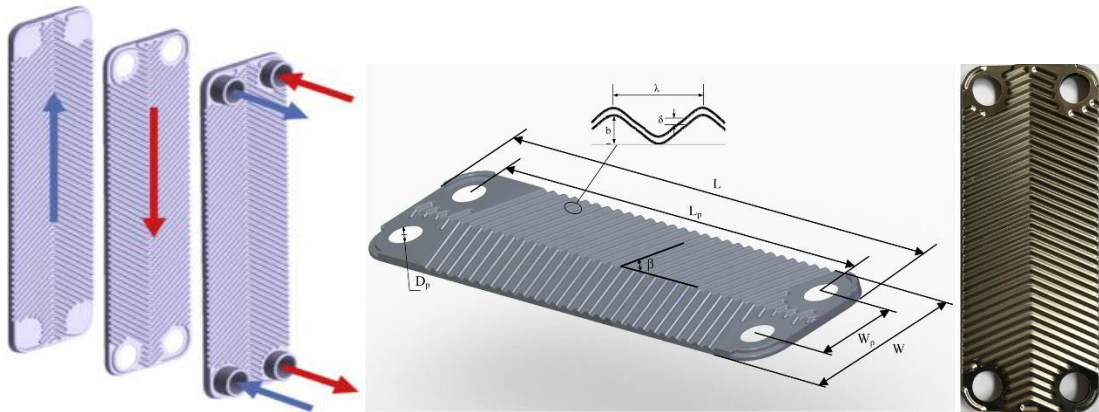
Gövde boru tipi ısı değiştirgeçlerinde ısı transfer katsayısını yükseltmek ve tüpleri desteklemek için saptırıcılar(ısı transfer halkası) kullanılmaktadır. Gövde borulu ısı değiştiricileri bir grup, dairesel borunun, silindirik bir çeperin içine yerleştirilmesiyle elde edilir. Temel bileşenleri ise gövde, arka ayna, ön ayna, borular, boru destekleri ve şaşırtma levhalarıdır.

Spiral borulu ısı değiştiricileri, soğutma ve ısıtma sistemlerinde kullanılan yoğuşturucu ve buharlaştırıcılar için yaygın olarak kullanılırlar. Spiral borulu ısı değiştirgeçleri, gövde içerisine yerleştirilmiş ve spiral biçimde kıvrılarak devam eden tüplerden oluşur. Ve spiral bir borudaki ısı transfer katsayısı, düz borudaki ısı transfer katsayısından daha büyüktür (Kakaç ve Liu, 2012).

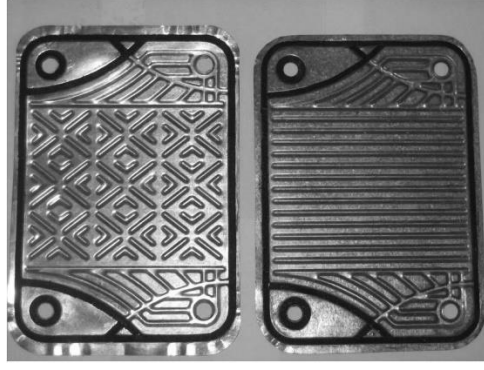
2.1.4.2 Levhalı Isı Değiştiricileri

Levhalı ısı değiştirgeçleri, ince levhalardan yapılır. Levhalar, kademeli (girintili çıkıntılı) veya düz olabilir. Bu tip ısı değiştirgeçleri yüksek sıcaklığa, yüksek basınca ve yüksek sıcaklık veya basınç farklarına dayanıksızdır. Bu tip ısı değiştiriciler genel olarak üçe ayrılır. Bunlar; contalı levhalı, spiral levhalı, lamelli tip ısı değiştiricilerdir (Kaçar ve Erbay, 2013).

Contalı levhalı ısı değiştirgeçleri, düşük kalınlıklı metal plaka grupları kullanılarak elde edilir. Bu plakaların köşelerinde akışkanların geçebilmesi için kanallar bulunur. Sızdırmazlık elemanları ile akışkanlar yönlendirilir ve karışmaları engellenir. Bağlantı çubukları ile sıkıştırma yapılabilir. Gerektiğinde sistemden plakalar çıkarılıp veya eklenerek, ısı kapasiteleri değiştirilebilir (Kakaç ve Liu, 2012).

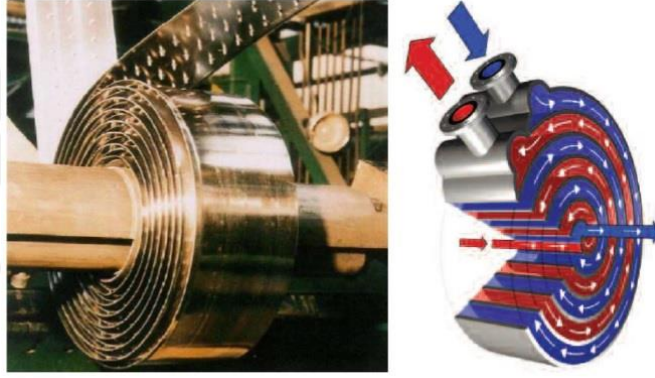


Şekil 2.5 Contalı - Levhalı ısı değiştiricilerinin akış şekli ve levhaların genel görünümü (Sarraf vd. 2015)



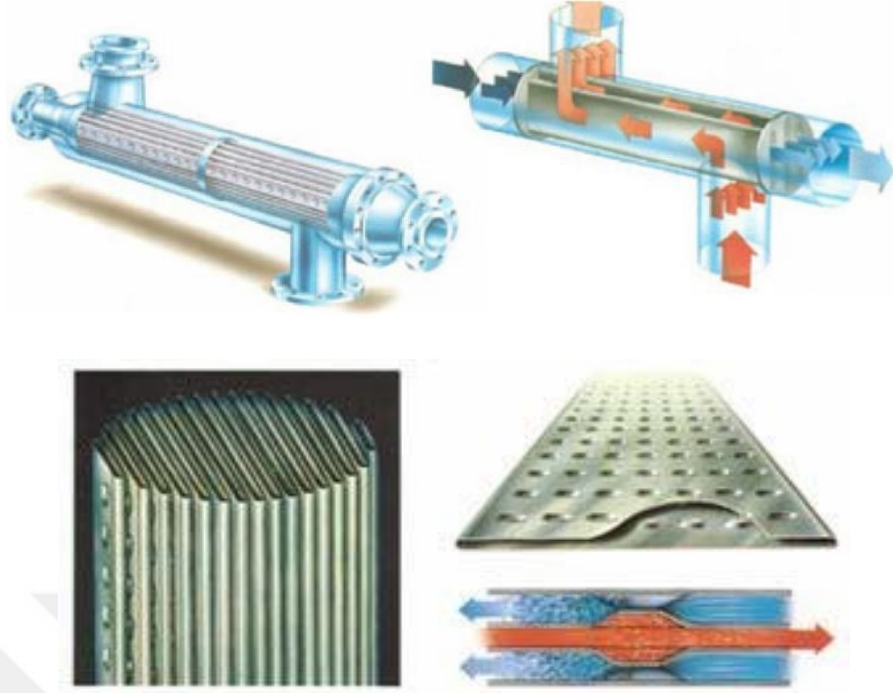
Şekil 2.6 Yıldız tipi ve oluklu plakaların örnek bir fotoğrafı (Durmuş vd. 2009)

Contalı - Levhalı ısı değıştircileri çoğunlukla karşıt akışlı olacak şekilde düzenlenir ve farklı yüzey geometrileri uygulanabilir.



Şekil 2.7 Spiral levhalı ısı değıştirici (Kaçar ve Erbay, 2013).

Spiral levhalı ısı değıştirgeçlerinde metal şerit levhalar sarılarak, akışkanlar için dairesel ve spiral bir akış yolu oluşturulur. Bu sarımlar nedeniyle bu tip ısı değıştirgeçlerinin çapları çok fazladır. Isı transfer katsayıları; gövde borulu tip ısı değıştiricilere göre daha fazla olsa da, levhalı tip ısı değıştiricilerden daha azdır.

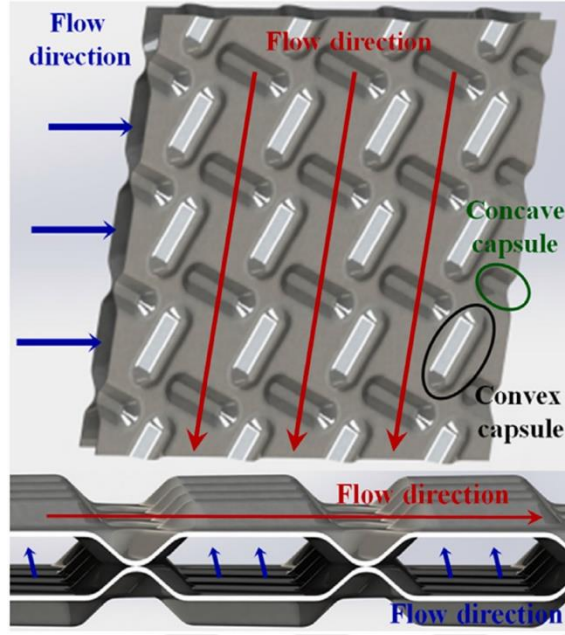


Şekil 2.8 Lamelli levhalı ısı değiştiricisi (Kaçar ve Erbay, 2013).

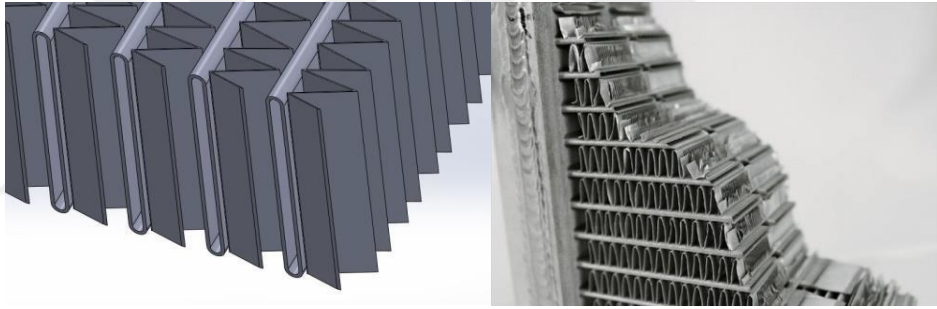
Lamelli levhalı tip ısı değiştiricileri bir gövde içerisine paralel olarak yerleştirilmiş, ince levha ya da lamellerden meydana gelir. Bu lameller düzleştirilmiş ya da dikdörtgen borular şeklinde olabilir. Lamel olarak adlandırılan düzleştirilmiş borular iki levhanın kaynak ile birleştirilmesinden meydana gelir. Düzgün akış dağılımı, düzgün yüzeyler ve yüksek türbülans sebebiyle lamellerin kirlenme süreleri uzundur. Bu tip ısı değiştiricileri genellikle çalışma basıncı 35 bar ve çalışma sıcaklığı 200 °C olan sistemlerde kullanılır. Bu ısı değiştirgeçlerinde tam olarak karşıt akış elde edilebilmesinden dolayı ısı verimleri yüksektir. Gövde borulu ısı değiştiricilerine göre daha kompaktırlar (Kakaç ve Liu, 2012).

2.1.4.3 Kanatçıklı Isı Değiştiricileri

Yüksek ısı değiştirici verimine istenilen, alan yoğunluğu yüksek eşanjörlere ihtiyaç duyulduğunda kanatçıklı ısı değiştiricileri kullanılır. Bu ısı değiştiriciler kanatçıklı boru ve kanatçıklı levha olarak iki grupta sınıflandırılır. Kanatçıklı levhalı tipte, levhalar bükülerek yüzey alanını arttırmak için çıkıntılar oluşturulur. Bu ısı değiştirgeçlerine örnek olarak otomobil radyatörleri verilebilir.

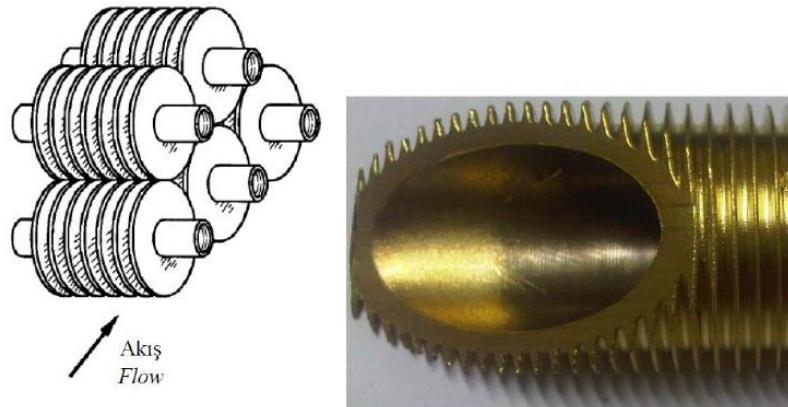


Şekil 2.9 Kapsül tipi kanatçıklı levhalı ısı değıştiricinin genel akış şekline ait görünüm
(Zhang vd. 2016)

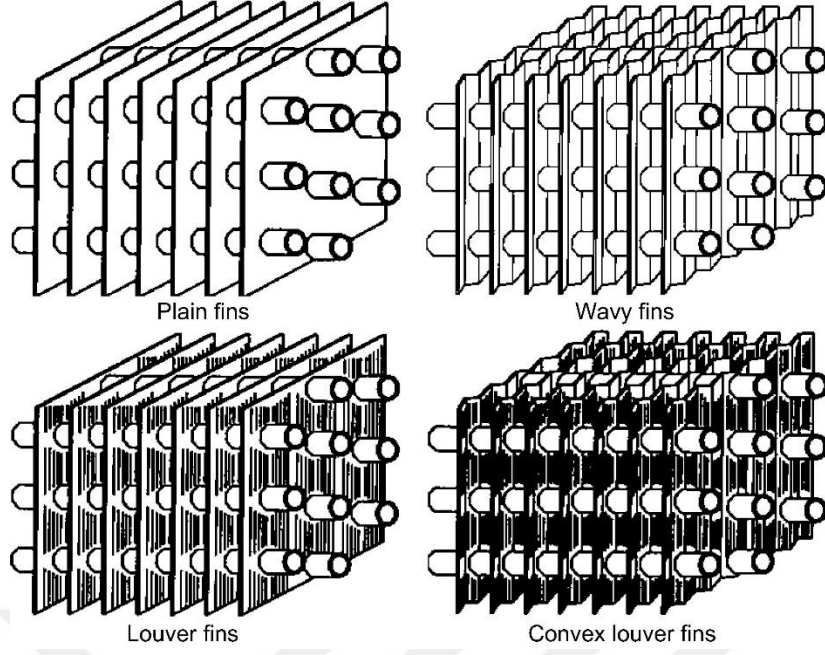


Şekil 2.10 Kanatçıklı levhalı ısı değıştiricinin kesitinden bir görünüm

Kanatçıklı borulu tipte ise; boruların dış yüzeylerinde çıkıntılar bulunur ve bu çıkıntılar kanatçık görevi görür.



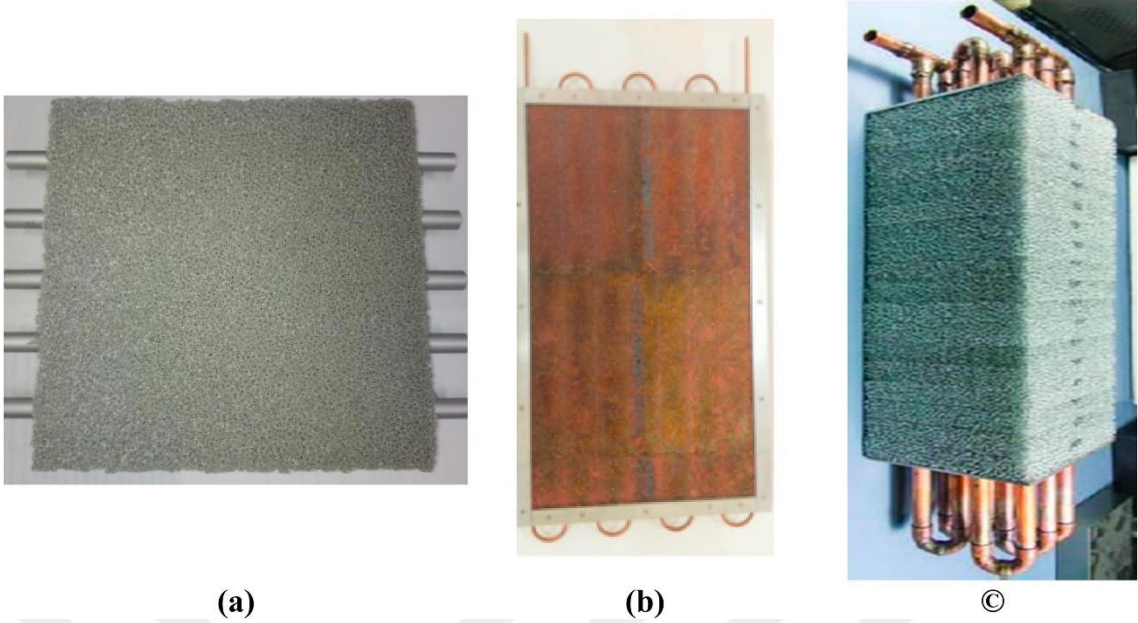
Şekil 2.11 Kanatçıklı borulu ısı değıştirici (Kaçar ve Erbay, 2013).



Şekil 2.12 Farklı kanat geometrilerine ait genel bir görünüm

2.1.5 Kompakt Isı Değiştiricileri

Genişletilmiş yüzeyli ya da diğer adıyla kompakt bir ısı değiştiricisinde ısı transferini arttırmak amacıyla ana ısı transferi yüzeyi üzerine (plakalar veya borular), kanatlar şeklinde uygulanan yüzey alanı/hacim oranı yüksek ısı değiştiricilerdir. Genellikle bu kanatçıklar gaz tarafında kullanılırlar. Gaz tarafında kanatlı yüzeylerin kullanılmasının amacı gaz tarafındaki ısı transferi katsayısının sıvı tarafındaki ısı transferi katsayısından daha az olmasından dolayıdır. Bu şekilde gaz tarafındaki ısı transferi miktarı artırılmış olur. Kanatçıklı borulu ve kanatçıklı levhalı ısı değiştiricileri yaygın olarak kullanılan kompakt ısı değiştiricilerindedir. β yani alan yoğunluğu yüksek ısı değiştiriciler kompakt ısı değiştiricisi olarak adlandırılır. Kompakt ısı değiştiriciler küçük bir hacimde, büyük yüzey alanları kullanma prensibine dayanır ve yüzey alanı büyüdüğü için ısı değiştiricinin ısı transferi kapasitesi de artar. Alan yoğunluğu ve yüzey alanı/hacim terimlerine ilerleyen bölümlerde açık bir şekilde değinilecektir.



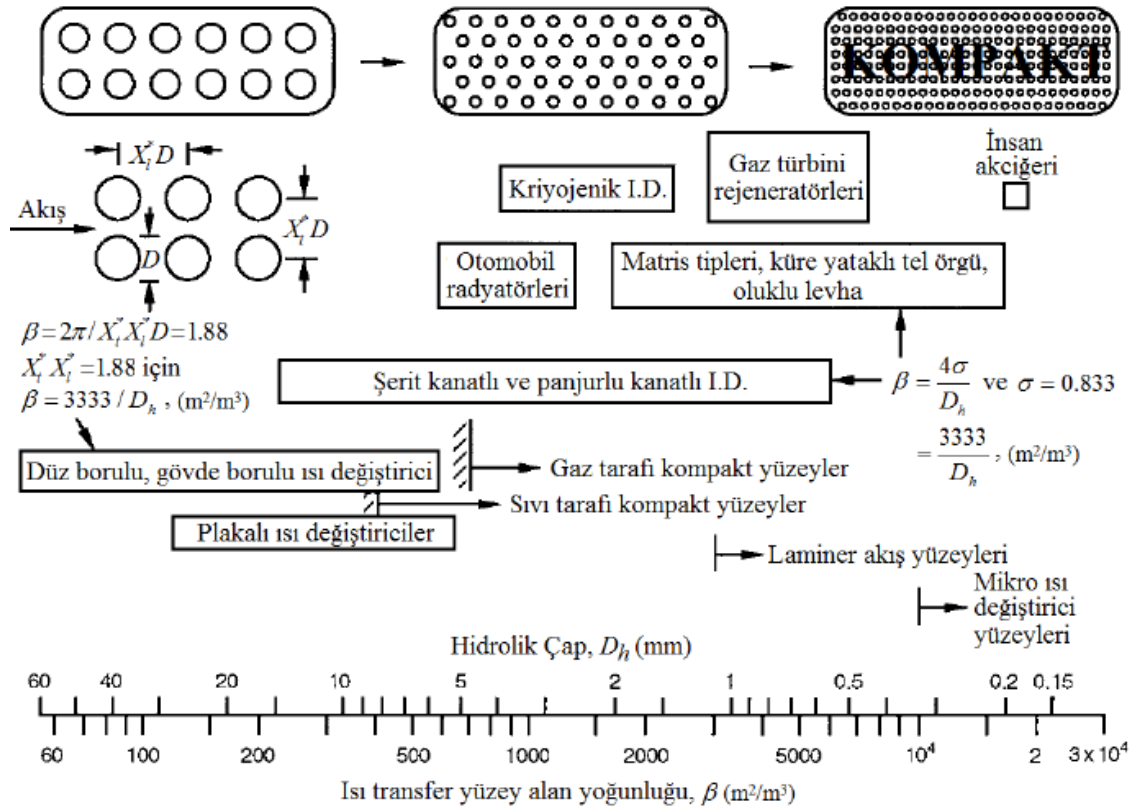
Şekil 2.13 Kompakt ısı değıştircileri(a-Cicala vd. 2016, b-Guarino vd. 2017, c-Baiocco vd. 2017).

Kompakt ısı değıştirciler düşük hacimli akışkan çiftleri arasında yüksek miktarda ısı transferinin gerçekleşmesine imkân sağlar (Çengel, 2011).

Kompakt ısı değıştircileri çapraz akışlı ya da karşıt akışlı olarak kullanılabilir. Düşük ağırlığa sahiptir. Kanat kullanımı ısı değıştircisinin mukavvetini artırır ve yüksek basınçlarda çalışmasına imkan sağlar (Kılınç, 2015).

Newton'un soğutma yasası ele alındığında, bir çift akışkan arasındaki ısı transfer hızının, ısı transferi katsayısına, ısı transferi yüzey alanına ve sıcaklık farkıyla doğrudan bağlantılı olduğu görülür. Bu parametrelerden herhangi biri artırılarak ısı transfer hızı iyileştirilebilir. Uygulamalarda karşılaşılan yüzey alanının artırılması önemli ve etkin bir yöntemdir. Isı değıştircileri tanımlamanın bir diğer yoluda, β (m^2/m^3) ile ifade edilen ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanı yoğunluğudur. Alan yoğunluğu β (m^2/m^3), ısı değıştircisinin yüzey alanının, ısı değıştircisinin hacmine oranıdır.

Shah vd. (2003), ısı değıştircilerin ısı transfer yüzey alanı yoğunluk spektrumunu için bir şekil tanımlamışlardır. Şekil 2.14'de görüldüğü üzere, ısı transfer yüzey alanı yoğunluğu β (m^2/m^3) ve hidrolik çap D_h (mm) için yatay ekseninde iki ölçek verilmiştir. Şekilde çeşitli ısı değıştirci yüzeyleri ve bu ısı değıştircilerin alan yoğunlukları verilmiştir.



Şekil 2.14 Isı Değiştirici Yüzeylerinin Isı Transfer Yüzey Alanı Yoğunluk Spektrumu (Shah vd, 2003).

Alan yoğunluğu $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olan bir ısı değiştiricisi kompakt sınıftandır. Otomobil radyatörleri ($\beta \approx 1,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$), cam-seramik gaz türbini ısı değiştiricileri ($\beta \approx 6,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$), Stirling motoru rejeneratörleri ($\beta \approx 15,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$) ve insan akciğeri ($\beta \approx 20,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$) kompakt ısı değiştiricilerine örnektir.

3. NANOAKIŞKANLAR VE DENEY SİSTEMİ

Enerjinin daha verimli ve etkili bir şekilde kullanılması bugün için alternatif bir enerji kaynağıdır. Endüstride kullanılan ısı değiştiricileri, ısı transferini iyileştirmeye yönelik çalışmalarda, enerji ekonomisi yönünden cezbedici bir araştırma kaynağı oluşturmuştur (Kılınç, 2015).

Çizelge 3.1 Isı transferini iyileştirme tekniklerinin sınıflandırılması (Subaşı, 2010).

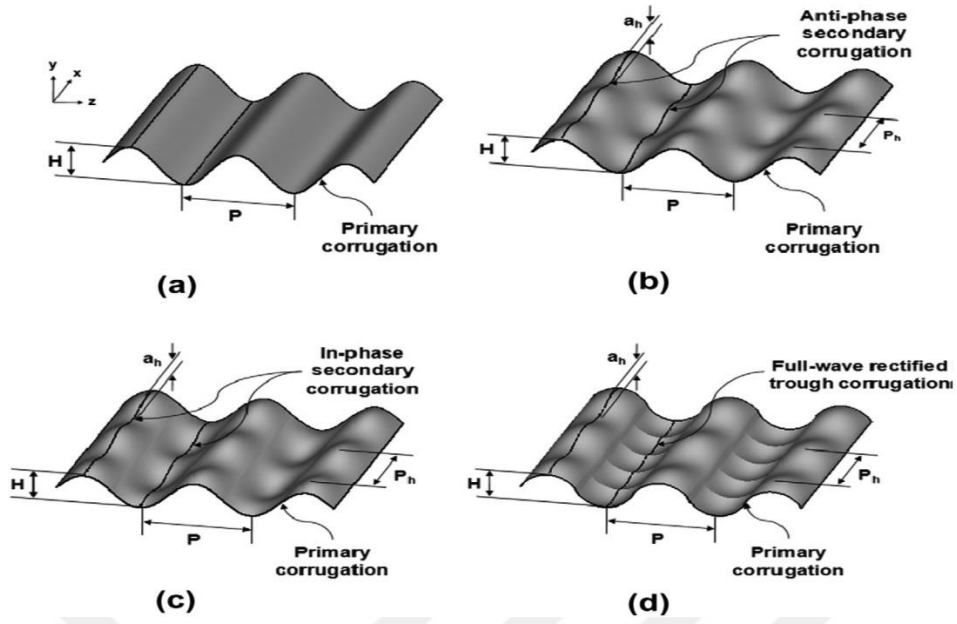
YÖNTEM	KULLANILAN TEKNİKLER
PASİF YÖNTEMLER	İşlem Görmüş Yüzeyler
	Pürüzlü Yüzeyler
	Genişletilmiş Yüzeyler
	Yerleşik İyileştirme Cihazları
	Dönmeli Akış Cihazları
	Yüzey Gerilim Cihazları
	İlave Katkı Maddeleri
AKTİF YÖNTEMLER	Kıvrılmış Tüpler
	Oyuklar ve Kanallar
	Mekanik Yardımcılar
	Yüzey Titreşimi ve Akışkan Titreşimi
	Elektrostatik Alanlar
	Enjeksiyon ve Emme
	Jet çarpması
	Döndürme
KARMA YÖNTEMLER	Kıvrılmış şeritler içeren pürüzlü kanallar
	Pürüzlü yüzeye çarpmalı jetler
	Akustik titreşimli pürüzlü yüzeyler

Isı transferini iyileştirmeye yönelik çalışmalar genel olarak "aktif", "pasif" ve "karma" yöntemler olmak üzere üç ana grupta sınıflandırılır. Aktif yöntemler, bir dış güç kaynağını gerektiren yöntemlerdir ve akışkan titreşimi, mekanik karıştırıcılar, elektrostatik alanlar ve yüzey titreşimi örnek olarak verilebilir. Pasif yöntemlerde ise, bir dış güç kaynağını gerektirmeyen yöntemlerdir. Bu yönteme örnek olarak; pürüzlü yüzeyler, dönmeli akış cihazları, borunun içine yerleştirilen iyileştirme elemanları gibi yöntemler verilebilir. Karma yöntemler ise pasif veya aktif yöntemlerden iki ya da dahası birlikte kullanılır (Bergles, 1999).

Çizelge 3.2 Isı transferini iyileştirme tekniklerinin diğer bir tür sınıflandırılması (Subaşı, 2010).

METOT	KULLANILAN TEKNİKLER
YÜZEY METOTLARI	Genişletilmiş yüzeyler
	Pürüzlü Yüzeyler
	Dalgalı Yüzeyler
	Delikli Yüzeyler
	Dönmeli Akış Oluşturucular
	Yüzey titreşimi
	Yüzey Döndürülmesi
AKIŞKAN METOTLARI	Akışkan Titreşimi
	Akışkan ilavesi
	Elektrostatik Alanlar
BİLEŞİK METOTLAR	Enjeksiyon
	Emdirme

Yüzey metotları direkt olarak ısı transfer yüzeyini ilgilendiren bazı teknikleri içermekte ve düşük ısı transfer katsayılı bir akışkan ile temas eden yüzey tarafında, sınır tabaka kalınlığını azaltmak ve iyi bir akışkan karışımı sağlamak amacıyla kullanılmaktadırlar.

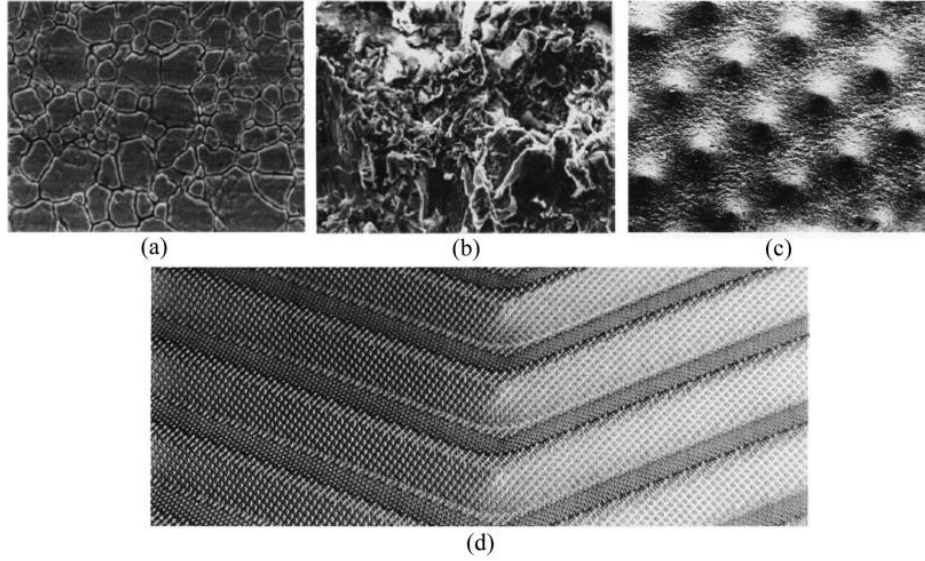


Şekil 3.1 Farklı yüzey uygulamalarına bir örnek (Doo vd. 2012).

Akışkan metotları ise ısı değiştirici içindeki akışkan ile ilgili tekniklerdir. Amaç akışkanın ısı transfer özelliklerini artırmaktır. Bileşik metotlar hem ısı değiştirici yüzey hem de akışkan ile ilgili teknikleri içermektedir.

İşlenmiş yüzeyler, sürekli veya kesikli olarak yüzeyi işlemeyi veya kaplamayı içerir. Kaplama malzemesi polimer, kimyasal bir iletken (yağ) veya metaller (altın gibi) olabilir. Genellikle kaynama ve yoğuşma istenen yüzeyler için kullanılır.

Pürüzlü Yüzeyler, kesikli kabarcıklar elde etmek için kumlama ile pürüzlülük elde etme yöntemidir. Konfigürasyonlar ısı transfer yüzey alanını artırmaktan ziyade viskoz alt tabakayı rahatsız etmek için seçilir. Tek fazlı akışlarda uygulanır. Bununla birlikte böyle borular boru cidarıyla akışkan akışı arasındaki ısı değişiminde kirlenmeye karşı oldukça duyarlıdır. Bu boruların ısı transfer artışıdaki etkisi Prandtl sayısındaki azalma ile azaldığı ve boru cidarıyla akışkan ısı değişimi karakteristiği bu tip boruları gazlar için ısı değiştirici imalatında daha az tercih edilir hale getirmiştir. Pürüzlülüğü elde etme yöntemlerinden bazıları şunlardır; kum tanelerini veya benzer maddeleri rastgele boru yüzeyine yerleştirmek, düzenli-desenli yarık ve tümsekler elde etmek için boru cidarına kare veya V şekilli yarıklar açmak, düşük yükseklikli aksel ve spiral kanatçıklar sağlamak.



Şekil 3.2 Pürüzlü yüzey uygulamalarına bir örnek a, b) pürüzlü yüzeylerin mikroskobik görüntüsü, c) pürüzlü ve kabarcıklı yüzeye bir örnek, d) Pürüzlü, kabarcıklı ve V yarıklı yüzey örneği. (Longo vd. 2004)

Büyütülmüş (genişletilmiş) yüzeyler, yüzeyi delerek veya şekil vererek genişletilmiş yüzey üzerinde, ısı transferi katsayılarını artırmak amacıyla kullanılır. Günümüzde gazlar için, ısı transferini artırma çalışmaları, düz kanat tasarımından daha yüksek ısı transferi katsayısı sağlayan genişletilmiş yüzeylere doğru yönelmektedir. Sıvılar içinse daha küçük kanat yüksekliğine sahip kanatlar kullanılmaktadır. Genişletilmiş yüzeyler sürtünme faktöründe önemli bir artışa neden olmakla birlikte ısı transfer katsayısını artırmak için aşağıdaki durumlardan bir veya birkaçını meydana getirebilir.

- Sınır tabaka gelişiminin engellenmesini keser ve türbülans derecesini artırır.
- Efektif ısı transferi alanını artırır.
- Dönen(vorteks) akışların üretilmesini sağlar.

Yerleşik iyileştirme elemanları, dolaylı olarak ısıtılmış yüzeyde enerji taşınımını sağlamak için akış kanalı içine yerleştirilir. Düz borular içerisine yerleştirilen bu tür elemanlar akışı döndürecek, akışkanı cidara yakın bölgelerde karıştırarak yada duvarla temas yoluyla kanat görevi görecektir yapılaraya sahip olabilirler. Akışı periyodik olarak ve kesit boyunca karıştıran ve cidara yakın bölgelerdeki yerel hızı artıran elemanlar, şekilleri gereği basınç kaybını arttırmakta ve ancak laminar akışa uygulanabilmektedirler. Teori gereği türbülanslı akışta kullanılacak elemanların, cidara

yakın viskoz ağırlıklı akış bölgesinde etkili olmaları beklenir, ısıl direnç de bu bölgede yüksektir.

Dönmeli akış; kanal eksenine etrafında eşmerkezli harekettir ve kanal boyunca akıma teğetsel hareketin eklenmesiyle karakterize edilir. Böylece akışkan elemanı helisel bir yörünge takip eder. Dönmeli akış elemanları ise bir takım geometrik düzenlemeler veya dönen ya da ikincil akış hızı meydana getiren zorlanmış akış için boruya yerleştirilen elemanlardır. Bunlar; kıvrılmış borular, vorteks üreteçleri, bükülmüş şeritler vb. gibi elemanlardır. Genel olarak uygulama alanları tek fazlı zorlanmış taşınım ise de son yıllarda çift fazlı akışta da kullanılma denemeleri olmaktadır.

Pasif tekniklerden bir diğeri de akışkanlara uygulanan ilave katkı maddeleridir. Bu yöntem son yıllarda oldukça popüler hale gelmiştir ve akışkan içerisine ilave edilen nano boyutlardaki katı parçacıklar sebebiyle nanoakışkan kullanımı olarak adlandırılmaktadır. Akışkan içerisine ilave edilen katı parçacıkların kendi ısıl iletkenliklerinin yüksek olmasından ve akış yapısı içerisinde türbülansa sebep olmalarından dolayı ısı transferini büyük ölçüde iyileştirdikleri yapılan çalışmalar sonucunda belirlenmiştir.

Pasif teknikler, doğal taşınım ile ısı transferinde az miktarda iyileşme sağlar. Bunun nedeni mevcut hızların, akış ayrılmalarına ve ikincil akışa neden olamayacak kadar düşük olmasıdır. Türbülantörler sabit reynolds sayısı ve sabit hızda, nusselt sayısında ya da ısı transferi katsayısında oldukça büyük artışlara sebep olurlar. Bununla birlikte sürtünme faktöründe de büyük bir artışı beraberinde getirirler.

3.1 Nanoakışkanlar

Her sektörde olduğu gibi, otomotiv sektöründe de enerji verimliliği, enerji tüketiminin minimuma indirilmesi, konularında çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalar yapılarak enerji tasarrufu sağlanırken aynı zamanda ihtiyaç duyulan performans kriterinin de sağlanması gerekmektedir. Otomobil soğutma sistemlerinin en önemli elemanlarından birisi radyatörlerdir. Otomobil radyatörleri bir kompakt ısı değiştiricisidir. Motorların soğutma devrelerinde dolaşan soğutma sıvısı motor çalıştıkça ısınır ve otomobil radyatörlerinin de birincil görevi, motor soğutma sıvısındaki aşırı ısıyı dış ortama atarak, motor soğutma suyunu optimum sıcaklıkta tutup, motorun güvenli bir sıcaklıkta çalışmasını sağlamaktır (Canbolat vd. 2014).

Motor soğutma sıvısı, radyatörden motora tamamen kapalı bir sistem içinde hareket eder. Bu hareketi esnasında motor parçaları üzerindeki ısıyı radyatöre taşır. Radyatör, genelde aracın ön tarafında hava akımı karşılayacak şekilde monte edilir. Sıcaklığı radyatörün içindeki akışkandan daha düşük olan hava bu ızgaraların arasından geçerek radyatördeki akışkanı soğutur. Otomotiv endüstrisindeki süregelen teknolojik gelişmeler yüksek verimli motorlara olan talebi artırmıştır. Yüksek verimli bir motor sadece performanslı demek değil aynı zamanda daha iyi yakıt ekonomisi ve daha az salınım demektir. Radyatörlerin soğutma oranını artıran yaklaşımlardan biri kanatçıklar eklemektir. Bu durum daha fazla ısı transferi alanı sağlar ve ısı transferi katsayısını artırır. Bununla birlikte kanatçıklar ve mikrokanallar kullanarak soğutma oranını artırmak gibi geleneksel yaklaşımlar artık sınırlarına ulaşmışlardır (Kulkarni vd. 2008).

Otomobil radyatörlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar; su, motor yağı, etilen glikol gibi geleneksel akışkanlardır ve zayıf ısı transferi performansına sahiptir. Bu nedenle gerekli ısı transferini elde etmek için yüksek kompaktlıkta ve etkenlikte sistemler gerekmektedir. Isı transferini iyileştirmeye yönelik çabalar içinde ısı transfer akışkanına katkıları ilave edilmesi son yıllarda daha sık bir yöntemdir. Son zamanlarda nano teknolojideki ilerlemeler nanoakışkan denilen yeni bir akışkan kategorisinin gelişmesini sağlamıştır (Peyghambarzadeh vd. 2011).

Isı değiştiricideki iş yapan taban akışkanı içerisine katı parçacıkların katılması ısı transferini iyileştirme yöntemlerinin pasif tekniklerinden biridir. Katı maddenin ısıl iletkenliği taban akışkanından yüksek olduğu için taban akışkanı içerisine süspansiyon şeklinde katılan küçük boyutlu katı maddeler, akışkanın ısıl iletkenliğini artırmaktadır (Şahin vd. 2006).

Nanoparçacıkların akışkana katılması ile iş yapan akışkanın ısı transferi performansının önemli derecede iyileşmesine neden olan temel fiziksel olaylar şu şekilde sıralanabilir; akışkan içerisine süspansiyon edilen parçacıklar akışkanın ısıl kapasitesini ve yüzey alanını artırır. Parçacıklar akışkanın efektif ısıl kapasitesini artırır. Parçacıklar arasındaki çarpışma ve etkileşimler akışkanın ve akış geçiş yüzeyinin artmasına sebep olur. Akışın çalkantılı yapısı türbülans şiddetini artırır (Xuan ve Li, 2000).

Modern nanoteknoloji nanometre boyutunda metalik ya da metalik olmayan parçacıklar üretebilmektedir. Nanoakışkanlar, ortalama boyutu 100 nm' nin altında olan nanoparçacıkların geleneksel ısı transferi akışkanlarına (su, yağ ve etilen glikol)

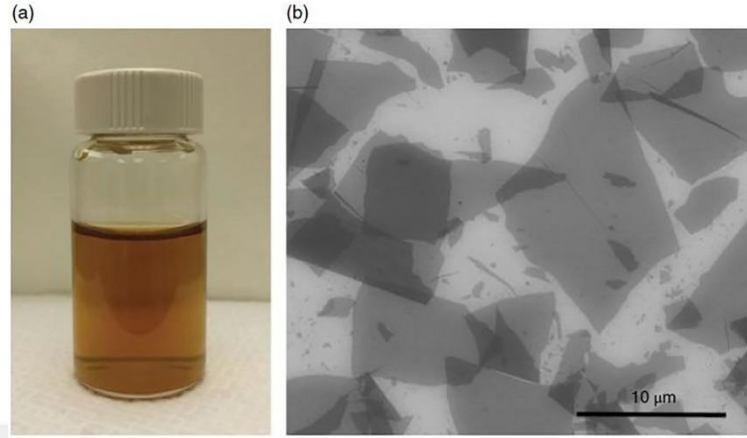
eklenmesiyle elde edilmiştir. Bu nanoparçacıkların çok küçük miktarlarının düzgün ve kararlı bir şekilde eklenmesiyle, taban akışkanın termal özelliklerinde etkileyici gelişmeler sağlanabilir (Das vd. 2008).

Su, yağlar, glikoller gibi geleneksel ısı transferi akışkanları düşük ısı iletkenlikleri nedeni ile zayıf ısı transferi performansı göstermektedirler. Bu nedenle, akışkanların ısı transferi özelliklerini iyileştirmek için araştırma ve geliştirme çalışmaları yapılmaktadır. Karbon nanotüpler (Tek-çok duvarlı), metalik parçacıklar (Cu, Al, Fe, Au ve Ag), metal olmayan parçacıklar (Al_2O_3 , CuO, Fe_3O_4 , TiO_2 ve SiC) geleneksel ısı transferi akışkanlarından daha fazla ısı iletkenlik katsayısı değerlerine sahiptirler. Çizelge 3.3' de bu parçacıkların 300 K sıcaklığındaki ısı iletkenlik değerleri gösterilmiştir. Örneğin, bakırın ısı iletkenliği suyunkinden 654 kat, motor yağınkinden ise 2673 kat daha fazladır. Yüksek ısı iletkenliğe sahip tüm katı nanoparçacıklar, nanoakışkan hazırlamak için taban akışkanına katılan madde olarak kullanılabilirler (Kılınç, 2015).

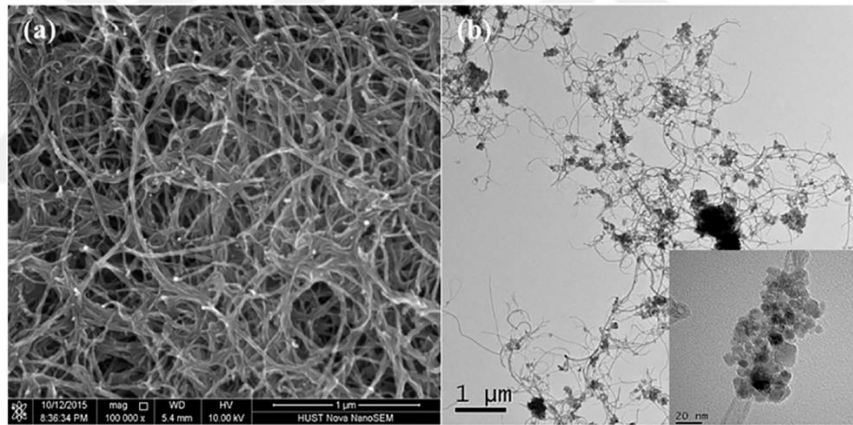
Çizelge 3.3 Yaygın olarak kullanılan bazı katı ve sıvıların ısı iletkenlik değerleri
(Sundar ve Singh, 2013).

Malzeme	Isı iletkenlik (W/mK)
TiO_2	8.4
CuO	32.9
Al_2O_3	40
Platinyum	70
Na	72.3
Fe	80
Cd	92
Grafit	120
Si	148
Al	237
AlN	285
Au	317
TiC	330
SiC	350
Cu	401
Ag	429
Karbon nanotüp	3000
Elmas	3300
Motor yağı	0.15
Gaz yağı	0.15
Etilen glikol	0.253
Su	0.613

Nanoakışkan, en az bir boyutu 100 nm' den daha az olan parçacıkları içeren sıvı süspansiyona denilmektedir. Bu yüzden bir nanoakışkan taban akışkan ve taban akışkanın içinde çok sayıda nano boyutta parçacıklar içermektedir (Kılınç, 2015).

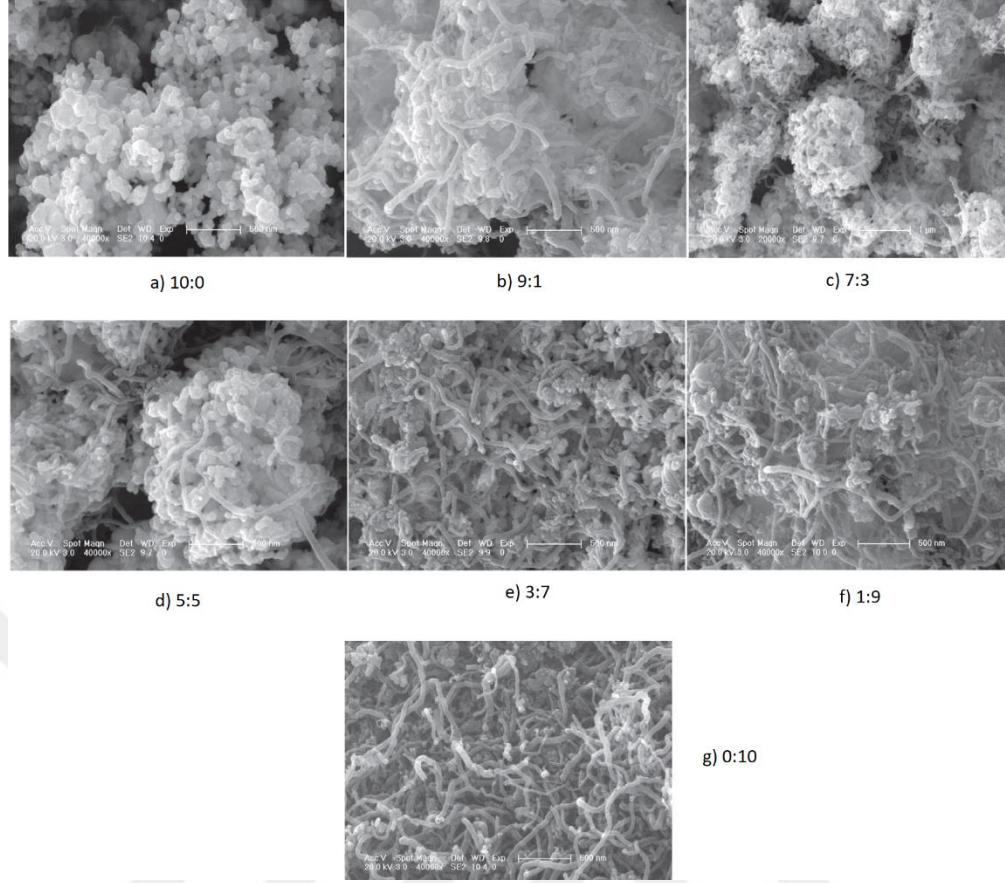


Şekil 3.3 a) Grafen oksit nanoakışkan çözletisinin bir fotoğrafı, b) Taramalı elektron mikroskobu görüntüsü (Dimiev, 2016)



Şekil 3.4 Nanoakışkanlara ait elektron mikroskobu görüntüleri (Sun vd. 2019)

Nanoakışkanlar, eklenen parçacıkların konsantrasyonuna ve özelliklerine bağlı olarak şeffaf, yarı şeffaf veya opak olabilir. Nanoakışkanlar, kararlılıklarının artırılabilmesi için belli miktarlarda yüzey katkı maddeleri veya seyrelticiler içerebilirler. Taban akışkanları; su, etilen glikol, mineral yağ, soğutucu ve hatta iki veya daha fazla akışkanın karışımı olabilir. Parçacıklar ise metal (Cu, Ni, Al, v.s.), metal oksit (Al₂O₃, TiO₂, CuO, SiO₂, Fe₂O₃, Fe₃O₄, BaTiO₃, v.b.) karbon, karbit ve nitrit olabilir. Parçacıklar küresel, çubuk veya boru şekline sahip bağımsız olarak katılmış veya birçok bağımsız parçacığın bir araya gelerek oluşturduğu kümeleşmiş veya karmaşık şekilde olabilir (Kılınç, 2015).



Şekil 3.5 Farklı nanoakışkan konsantrasyonlarına ait karbon nanotüplerin elektron mikroskobu görüntüleri (Sun vd. 2019)

Nanoparçacıklar, hacim oranına göre büyük yüzey alanı, boyuta bağlı fiziksel özellikler, daha düşük parçacık momentumu, yüksek hareketlilik gibi eşsiz özelliklere sahiptirler. Aynı zamanda, büyük yüzey alanı nanoparçacıkları taban akışkanından daha iyi ve daha istikrarlı dağıtılmış bir süspansiyon yapmaktadır. Parçacıklar uygun şekilde karıştırıldıklarında aşağıdaki şu özelliklere sahip olmaktadır:

Yüksek ısı iletimi, birim hacim başına nanoparçacıkların büyük yüzey alanı, katı parçacıklarla taban akışkanı arasında daha fazla ısı transferinin meydana gelmesini sağlamaktadır. Nanoparçacıkların bir diğer avantajı, parçacıkların hareketliliğidir. Bu durum akışkanın mikro-hareketliliğini oluşturan küçük boyuta bağlanabilir ki böylece ısı transferi artar. Mikro-taşınım ve artan ısı transferi akışkanda daha yüksek oranda ısının dağılımını sağlamaktadır. Aynı zamanda nanoakışkandaki ısıl iletkenliğin sıcaklıktaki artışla önemli bir şekilde arttığı bulunmuştur ki bunun sebebi yukarıda açıklandığı gibi mikro-konveksiyon hareketidir.

Parçacıkların kararlılığı da nanoakışkanlar için önemli bir özellik olup, parçacıklar küçük oldukları için hafiftirler ve çökme ihtimalleri daha azdır. Bu azalan çökme olasılığı, nanoakışkanı daha kararlı yapabilmektedir. Ayrıca, Brownian hareketi (bir sıvı içinde süspansiyon haline getirilmiş parçacıkların rasgele hareketi) nanoakışkanın kararlılığını artırabilmektedir.

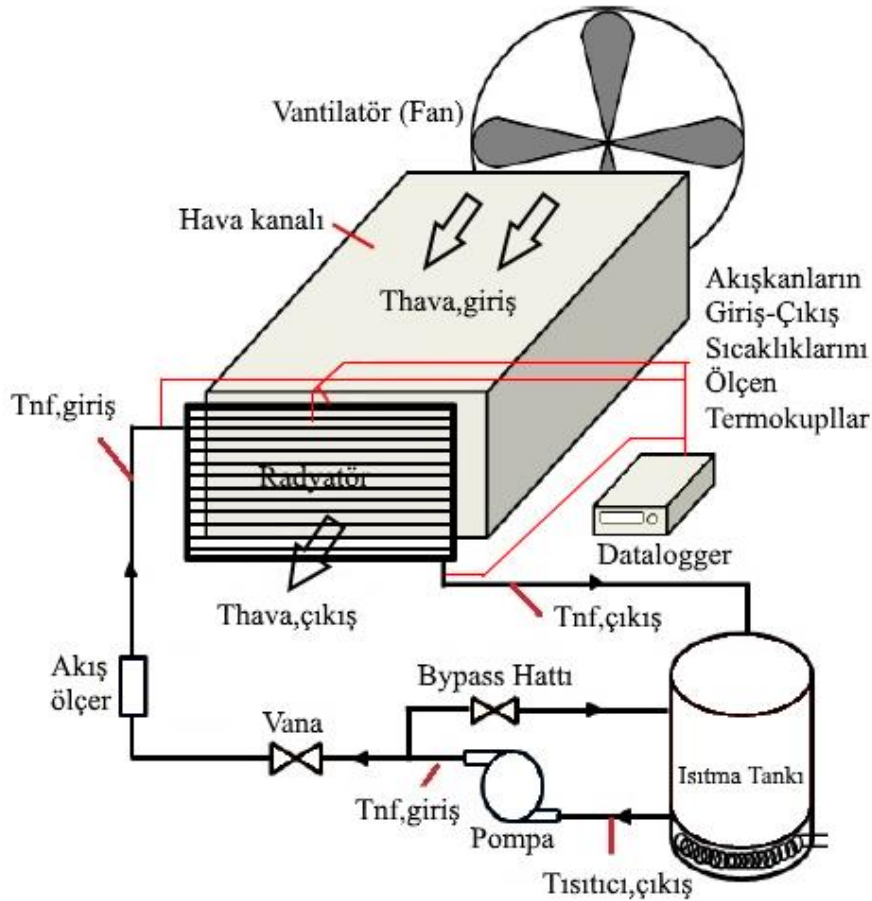
Tıkanma olmadan mikro kanalların soğutulması parçacıkların uygun şekilde karıştırılmalarıyla doğrudan ilgilidir. Nanoakışkanlar yalnızca ısı transferi için uygun bir ortam olmayacak aynı zamanda yüksek ısı yüklerinin olduğu mikro kanal uygulamaları için de uygun olacaktır. Nanoakışkanlarla mikro kanalların kombinasyonu hem daha yüksek akışkanlı sıvılar hem de daha büyük ısı transferi alanı sağlayacaktır. Mikro veya milimetre boyutlu parçacıklar kanalları tıkadıkları için bu özellikler mikro kanallarda sağlanamaz. Fakat nanoparçacıkların yüzlerce veya binlerce atomu vardır ve büyüklük olarak mikro kanallardan küçüktürler.

Nanoparçacıklar çok küçüktürler ve momentumu katı duvara daha az aktarırlar. Bu azalan momentum ısı değiştiricileri, boru hatları ve pompalar gibi öğelerin aşınma ihtimalini azaltmaktadır. Pompa gücündeki azalma ve azalan basınç düşüşü önemli sorunlardan biridir. Özgül yüzey alanının büyük olması nedeniyle, nanoparçacıklar akışkanların ısı iletkenliğini artırmaktadır. Pompalama gücündeki gerekli artış, akışkan viskozitesinde keskin bir artış olmadıkça azaltılabilecektir. Bu nedenle eğer küçük hacimsel konsantrasyonlarla fazla miktarda ısı iletkenlik artışı meydana gelebilirse pompalama gücünde büyük oranlarda tasarruf sağlanabilir (Das vd. 2008).

Günümüzde mühendisler toz zerrecikleri kadar büyüklüğe sahip mikropompalar ve mikrokanallı ısı eşanjörleri gibi mikro ölçekli cihazlar üretmektedir. Mikrokanallardan geçen soğutucu akışkanın nano ölçekte parçacıklar içermesi ile ısı transferi artışı sağlanabildiği zaman sonraki çalışmalarda büyük faydaları görülebilecektir. Nanoakışkan teknolojisi, 21.yy için heyecan verici ve hızla yayılan bir gelişmedir. Teknolojinin pek çok alanında süregelen minyatürleşme ile 1000 W/m^2 'yi aşan yüksek ısı akısı kapasitelerine sahip nanoakışkanlar; tüm yüksek teknolojiler için olağan üstü olacaktır (Das vd., 2008).

3.2 Deney Sistemi

Deney sistemi aşağıda şekil 3.6 ve şekil 3.7’ de görüldüğü gibi otomobil motorlarının soğutma sistemini simüle edecek şekilde tasarlanmıştır. Radyatörde iç akışkan olarak saf su ve nanoakışkan, dış akışkan olarak ise hava kullanılmıştır. Deneylerde su, grafen oksit(GO) ve grafen nano ribon(GNR) akışkanları 0.6 m³/s, 0.7 m³/s, 0.8 m³/s ve 0.9 m³/s debilerde, radyatör üzerinden geçen hava ise 0.45 m³/s debide kullanılarak, ısı transfer akışkanının radyatöre giriş-çıkış sıcaklıkları, havanın radyatöre giriş-çıkış sıcaklıkları ve radyatörün yüzey sıcaklıkları ölçülmüştür. Radyatörde iç akışkan olarak grafen oksit(GO) ve grafen nano ribon(GNR) nanoakışkanları %0,01 ve %0,02 konsantrasyonlarda kullanılmıştır. Deneylerde kullanılan otomobil radyatörü, kıvrımlı kanatçık tipli, 36 adet yatay tüplü ve stadyum kesit alanlı çapraz akışlı kompakt bir ısı eşanjörüdür. Sıcaklıkları ölçmek için termokupllar ve verileri toplamak için ise datalogger kullanılmıştır.



Şekil 3.6 Deney sisteminin şematik görünüşü (Kılınç, 2015).



Şekil 3.7 Deney sistemi (Kılınç, 2015).

Bu yüksek lisans tez çalışmasında Kılınç(2015) tarafından yapılan “Oto radyatörlerde nanoakışkan kullanılarak ısı aktarım performansının artırılması” adlı doktora çalışmasında kullanılan otomobil radyatörünün ekserji analizi yapılacaktır.

4. HESAP YÖNTEMİ

Ekserji, enerji kaynaklarının kalitesini ortaya koyan kullanışlı bir kavramdır. Ekserji yardımıyla farklı enerji kaynakları kıyaslanabilir. Ekserji analizi, enerji sistemleri hakkında bir yaklaşım sağlar ve verimsiz alanların düzeltilmesi için önemli bir araçtır (Rosen ve Dinçer 2004).

Ekserji bir sistemden elde edilebilecek en büyük işi ifade eder ve sistemin belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimi ile çevrenin bulunduğu hale (ölü hal) gelmesi ile elde edilir (Bejan vd. 1996).

Sistemin çevre ile mekanik, termal ve kimyasal dengede bulunması, iş üretebilecek bir enerjinin bulunmadığını ifade eder ve ölü hal olarak tanımlanır. Diğer bir deyişle sistem ile çevrenin basınç, sıcaklık ve kimyasal potansiyel değerleri eşittir (Hepbaşlı 2008).

Ölü hal, sistem ve çevresinin termodinamik bir denge halinde olduğu durumu ifade etmektedir. Ekserji analizleri için baz alınan havanın (çevrenin) homojen bir yapıya sahip olduğu, sistemlerden ve tersinmezliklerden bağımsız ve prosesler sonucu değişmeyen sabit parametrelere sahip olduğu kabul edilmektedir.

Ekserji ya da ikinci kanun analizi; sistemlerin gerçek proseslerinin tersinmez yapısının anlaşılması için kullanılan yeni bir rölatif tekniktir. İkinci kanun analizi, çevresel şartlara göre enerjinin farklı biçimlerinin kalitesinin ya da iş potansiyelinin bir ölçüsü olarak tanımlanabilen ekserji kavramına dayandırılmaktadır.

4.1 Kelvin-Planck İfadesi

Ekserjiyi daha iyi anlayabilmek için ikinci yasa ifadelerine açık bir şekilde değinmemiz gerekir. İdeal koşullarda gerçekleşse bile, bir ısı makinesinin çevrimini tamamlayabilmesi için düşük sıcaklıktaki bir ısı depoya bir miktar enerji vermesi gerekir. Başka bir deyişle, hiçbir ısı makinesi aldığı ısının tümünü yararlı işe dönüştüremez. Isı makinelerinin, ısı verimleri üzerindeki bu kısıtlama Kelvin-Planck ifadesinin temelini oluşturmaktadır. Kelvin-Planck ifadesine göre;

Termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinenin, yalnızca bir kaynaktan ısı alıp net iş üretmesi imkansızdır.

Başka bir ifadeyle, bir ısı makinesi sürekli çalışabilmek için hem yüksek sıcaklıktaki kaynaktan, hem de düşük sıcaklıktaki kuyuya ısı alışverişinde bulunmak zorundadır.

Kelvin-Planck ifadesine göre, hiçbir ısı makinesinin ısı verimi yüzde yüz olamaz. Örnek olarak bir güç santralinin sürekli çalışabilmesi için iş akışkanının hem kazanla hemde çevreyle ısı alışverişinde bulunması gereklidir (Çengel ve Boles 2008).

4.2 Temel Entropi ilkesi

Entropi en temel ifade ile maddenin moleküler düzeydeki düzensizliğinin bir ifadesidir. Yani zaman içinde bütün maddeler bir değer kaybına uğrar. Entropi biraz soyut bir kavramdır ve fiziksel açıklamasını tam olarak vermek biraz zordur. Entropi ilkesini anlamamız için Clausius eşitsizliğinin incelenmesi gerekir. Enerjinin tersine entropi miktarı korunan bir özellik değildir. Entropinin korunumu diye bir kavramdan söz edilemez (Çengel ve Boles 1996).

4.3 Clausius İfadesi

İkinci yasanın iki yaygın ifadesi vardır. Bunlardan birisi ısı makinalarıyla ilgili olan Kelvin-Planck ifadesi, diğeri ise soğutma makineleri ve ısı pompalarıyla ilgili olan Clausius ifadesidir. Clausius ifadesine göre, termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan ve düşük sıcaklıktaki bir cisimden aldığı ısıyı yüksek sıcaklıktaki bir cisme aktarmak dışında hiçbir enerji etkileşiminde bulunmayan bir makine tasarlamak imkansızdır. Yani ısının bir dış güç kaynağı kullanılmadan soğuk bir ortamdan sıcak bir ortama geçemeyeceğinin ifadesidir. Böyle bir termodinamik olayın gerçekleşmesi için enerji harcanmalıdır ve çevreyede bir miktar ısı geçişi olmalıdır.

İkinci yasanın Kelvin-Planck ve Clausius ifadeleri olumsuz ifadelerdir. Olumsuz bir ifadenin kanıtlanması olanaksızdır. Termodinamiğin ikinci yasası da, diğer fizik ifadeleri gibi deney ve gözleme dayanır. Bugüne kadar ikinci yasaya aykırı bir deney yapılamamıştır ve bu ikinci yasanın geçerliliğinin bir kanıtıdır (Çengel ve Boles 2008).

Kelvin-Planck ve Clausius ifadeleri sonuçları bakımından birbirine eşdeğer ifadelerdir. Herhangi bir termodinamik çevrim veya makine Kelvin-Planck ifadesine aykırı ise eğer Clausius ifadesine de aykırıdır. Benzer şekilde Clausius ifadesin göre ikinci yasaya aykırı olan termodinamik çevrim veya makine Kelvin-Planck ifadesine de aykırıdır. Bir

örnek ile şu şekilde açıklanabilir. Örneğin yüksek sıcaklıklı bir ısı kaynak ile, düşük sıcaklıklı bir kuyu arasında çalışan, bir ısı makinesi ve soğutma makinesi düşünelim. Isı makinesi yüksek sıcaklıklı kaynaktan aldığı ısının tamamını işe dönüştürsün ve bu iş ile soğutma makinesi düşük sıcaklıklı kuyudan aldığı ısıyı yüksek sıcaklıklı kaynağa aktarsın. Böyle bir örnek Kelvin-Planck ifadesine aykırıdır. Kelvin-Planck ifadesine aykırı olan bu örnek aynı zamanda Clausius ifadesine de aykırıdır. Çünkü örnekte görüldüğü üzere ısı makinesi yalnızca bir kaynaktan ısı alıp net iş üretmiştir çevreyle herhangi bir etkileşimde bulunmamıştır. Böyle bir termodinamik çevrimi gerçekte oluşturmak imkansızdır. Gerçek koşullarda hiçbir termodinamik çevrimin verimi yüzde yüz değildir.

4.4 Sürekli Akışlı Açık Sistemde Kütle Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmi içindeki toplam kütle zamanla değişmez ($\dot{m}_{kh} = \text{sabit}$). Bu durumda, kütle korunumu ilkesi uyarınca kontrol hacmine giren toplam kütle ile çıkan toplam kütle eşit olması gerekmektedir.

Birçok girişi olan genel sürekli akışlı açık sistem için, kütle korunumu ilkesi aşağıdaki gibidir.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Birim zamanda Kontrol Hacmine} \\ \text{giren kütle} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Birim zamanda Kontrol Hacminden} \\ \text{çıkan kütle} \end{array} \right\}$$

veya,

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\chi \quad (\text{kg/sn}) \quad [4.1]$$

Burada g indisi girişi, χ indisi ise çıkışı göstermektedir. Lüle, türbin, kompresör, pompa gibi mühendislik uygulamalarının birçoğunda, sadece bir akış, bu nedenle de bir giriş ve bir çıkış söz konusudur (Yüncü, 2010). Burada g indisi girişi, χ indisi ise çıkışı göstermektedir. Lüle, türbin, kompresör, pompa gibi mühendislik uygulamalarının birçoğunda, sadece bir akış, bu nedenle de bir giriş ve bir çıkış söz konusudur (Yüncü, 2010).

4.5 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Enerjinin Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacminin toplam enerjisinde değişim olmaz ($\Delta E_{kh} = 0$). Böylece sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmine ısı, iş veya kütle akışı olarak giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olması zorunludur.

Enerjinin korunumu ilkesi sürekli akışlı açık sistemler için aşağıdaki şekilde yazılır:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{ısı veya iş olarak} \\ \text{sınırları geçen} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH'den çıkan} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH'ne giren} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right\}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \theta_\zeta - \sum \dot{m}_g \theta_g \quad [4.2]$$

Burada θ akış işi de içinde olmak üzere akışkanın birim kütesinin toplam enerjisidir. Burada $\theta = h + ke + pe$ olduğu göz önüne alınırsa enerjinin korunumu ilkesi,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{1}{2} V_\zeta^2 + gz_\zeta \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{1}{2} V_g^2 + gz_g \right) \quad [4.3]$$

Giriş ve çıkış halleri sırasıyla 1 ve 2 indisleri ile gösterilir, kütle debisinin değişmediği göz önüne alınırsa ($\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$), ayrıca potansiyel ve kinetik enerjilerin değişmediği kabul edilirse, bir geçişli ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denklemi,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} [h_2 - h_1] \text{ (kW)} \quad [4.4]$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklem kütle debisi \dot{m} ile bölünürse ve iş ihmal edilirse, birinci yasa birim kütle için ifade edilmiş olur:

$$q = h_2 - h_1 = \Delta h \text{ (kJ/kg)} \quad [4.5]$$

4.6 Sürekli Akışlı Açık Sistem İçin Entropi Dengesi

Sürekli akışlı açık sistem için toplam entropi üretimini eşitlik aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_\zeta s_\zeta - \sum \dot{m}_g s_g + \sum \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \quad [4.6]$$

Çevresiyle ısı alışverişinde bulunan bir giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için yukarıdaki bağıntı sadeleştirilerek denklem aşağıdaki gibi yazılır.

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = m(s_{\dot{c}} - s_g) + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \quad [4.7]$$

4.7 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi

İkinci yasa çözümlemesi, lüle, türbin, kompresör, pompa ve ısı değıştiricisi gibi içinde sürekli akışın gerçekleştiği açık sistemler için kullanılmaktadır.

Sürekli akışlı açık sistem için termodinamiğin ikinci yasası aşağıdaki gibi yazılır:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\dot{c}} s_{\dot{c}} - \sum \dot{m}_g s_g + \sum \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_0} \quad [4.8]$$

Burada birinci kanun denklemi de kullanılarak ısı geçişi terimi yok edilirse,

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_{\dot{c}} \left(h_{\dot{c}} + \frac{v_{\dot{c}}^2}{2} + gz_{\dot{c}} - T_0 s_{\dot{c}} \right) - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad [4.9]$$

denklemi bulunur. Bu denklemde verilen \dot{W} ; açık sistemlerde yapılan gerçek iştir. Bu aynı zamanda yararlı işe eşittir, çünkü sürekli açık sistemlerin sınırları sabit olup çevre işi söz konusu değildir. Tersinir iş yukarıdaki denklemde toplam entropi üretimi ($\dot{S}_{\text{üretim}}$) terimi sıfıra eşitlenerek bulunur.

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_{\dot{c}} \left(h_{\dot{c}} + \frac{v_{\dot{c}}^2}{2} + gz_{\dot{c}} - T_0 s_{\dot{c}} \right) (kW) \quad [4.10]$$

Sürekli akışlı açık sistemin bir giriş ve bir çıkışı varsa yukarıdaki denklem basitleştirilebilir;

$$\dot{W}_{tr} = m[(h_g - h_{\dot{c}}) - T_0(s_g - s_{\dot{c}}) + \frac{v_g^2 - v_{\dot{c}}^2}{2} + g(z_g - z_{\dot{c}})] (kW) \quad [4.11]$$

Burada potansiyel ve kinetik enerji değışimleri ihmal edilirse, tersinir iş;

$$\dot{W}_{tr} = m[(h_g - h_{\dot{c}}) - T_0(s_g - s_{\dot{c}})] (kW) \quad [4.12]$$

sistemden geçen birim kütle için;

$$\dot{w}_{tr} = (h_g - h_{\dot{c}}) - T_0(s_g - s_{\dot{c}}) \quad [4.13]$$

ψ ile gösterilen ekserji akısı denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad [4.14]$$

Burada h entalpi, s entropi ve 0 indisi T_0 sıcaklığındaki ve P_0 basıncındaki ölü hali belirtmektedir. Bir açık sistemde tersinmezlik (\dot{I}) veya birim kütle için tersinmezlik (i); tersinir işle yararlı iş arasındaki farktır. \dot{I} ve i aşağıdaki denklemler ile hesaplanır.

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \text{ (kW)} \quad [4.15]$$

$$i = \dot{w}_{tr} - \dot{w}_y = T_0 s_{\text{üretim}} \text{ (kJ/kg)} \quad [4.16]$$

4.8 Ekserji

Ekserji analizi, tüm enerji sistemleri için önemlidir, çünkü ekserji enerjinin kullanılabilir kısmıdır. Kuramsal olarak, bir sistemden en çok işin elde edilebilmesi için, bir sistemin başlangıç halinden son haline, tüm denge tersinir bir hal değişimi ile getirilerek elde edilmesi ve sistemin son halinin çevre ile dengede olması gereklidir.

4.8.1 Ekserji bileşenleri

Nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilme etkilerinin yokluğunda bir sistemin toplam ekserjisi (Ex) dört ayrı bileşene bölünebilir. Bunlar; fiziksel ekserji Ex^{PH} , kinetik ekserji Ex^{KN} , potansiyel ekserji Ex^{PT} , ve kimyasal ekserji Ex^{CH} dir.

$$Ex = Ex^{PH} + Ex^{KN} + Ex^{PT} + Ex^{CH} \quad [4.17]$$

Enerji yaygın bir özellik olmasına rağmen özgül ekserji ile çalışmak daha faydalı olmaktadır. Dolayısıyla özgül ekserji aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$ex = ex^{PH} + ex^{KN} + ex^{PT} + ex^{CH} \quad [4.18]$$

Bir sistemin basıncı sıcaklığı, hızı veya seviyesi çevreden farklı olduğu zaman işin ortaya çıkması için iyi bir fırsat vardır. Sistem çevre koşullarına doğru değişirken bu fırsat azalır, ikisi dengeye gelirken bu fırsat biter. Sistemin bu hali ölü hal olarak tanımlanır.

Fiziksel ekserji;

Saf maddelerin fiziksel ekserjisi genel olarak,

$$ex^{PH} = (u - u_0) - p_0(v - v_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [4.19]$$

şeklinde verilir. Burada u_0 ve s_0 sırasıyla, bir madde akımının ısı kaynağı olarak kabul edilen T_0 sıcaklığı ve P_0 basıncındaki özgül iç enerji ve entropi değerleridir.

Fiziksel ekserji ve toplam fiziksel ekserji akısı denklemi aşağıdaki gibidir.

$$ex^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \text{ (kJ/kg)} \quad [4.20]$$

$$\dot{E}x^{PH} = \dot{m}ex^{PH} \quad [4.21]$$

4.8.2 Ekserji yıkımı

Sistemin herhangi bir elemanı için birim zamanda ekserji yıkım miktarı genel ifadesiyle $\dot{E}x_{dest}$ olarak adlandırılır ve genel denklemi aşağıdaki gibidir;

$$\dot{E}x_{dest} = \dot{E}x_Q - \dot{E}x_W + \sum \dot{E}x_{kütlet,g} - \dot{E}x_{kütlet,\ç} \quad [4.22]$$

$$\dot{E}x_{dest} = \sum (1 - \frac{T_0}{T}) \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_g e_g - \sum \dot{m}_\ç e_\ç \quad [4.23]$$

Eşitliklerdeki $\dot{E}x_{dest}$, eşanjör, pompa, kompresör, kazan gibi elemanlardaki tersinmezlikler nedeniyle ekserji yıkımı ile bu sistem elemanlarının çevresine transfer ettiği ekserjinin toplamıdır. Bu elemanları bir sistemin parçaları olarak düşünürsek eğer, sistemin bütününde oluşan ekserji yıkımı ise her bir elemandaki yıkılan ekserjilerin toplamıdır (Bi vd., 2009, Dinçer ve Rosen, 2013).

$$\sum_{x=1}^n \dot{E}x_{kayıp,x} = \dot{E}x_{kayıp,1} + \dot{E}x_{kayıp,2} + \dot{E}x_{kayıp,3} + \dots + \dot{E}x_{kayıp,n} \quad [4.24]$$

4.8.3 Ekserji verimi

İkimci yasa verimi yada ekserji verimini tanımlamadaki amaç, tersinir hal değişimlerine nasıl yaklaşıldığını belirtmektir. Bu yüzden ikinci yasa veriminin değeri, en düşük durumda sıfır, yani ekserjinin tamamen yok oluşu, en iyi durumda ise bir, yani ekserjinin tamamen korunması olacaktır.

İkinci yasa verimi sistemin üretmesini beklediğimiz son ürünün, bu son ürünü üretmek için kullanılan kaynağa oranıdır (Yüncü, 2010).

Yani ekserji verimi elde edilen ekserjinin, sağlanan ekserjiye oranıdır (Bi vd., 2009, Dinçer ve Rosen, 2013).

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} = 1 - \frac{\text{Ekserji yok oluşu}}{\text{Sağlanan ekserji}} \quad [4.25]$$

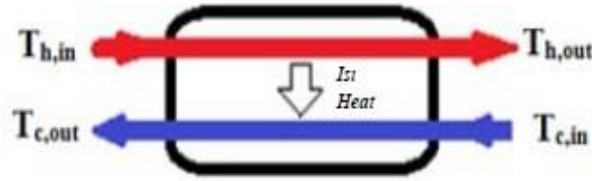
4.8.4 Termodinamik mükemmellik derecesi

Termodinamik mükemmellik derecesi, sistemden çıkan toplam ekserjinin sisteme giren toplam ekserjiye oranıdır ve yapılan iş sırasında sistemdeki tersinmezliklerin enerji kullanan sistem üzerindeki etkisini gösterir ve çıkan ekserjinin giren ekserjiye oranıdır (Bi vd.,2009).

$$\varepsilon = \frac{\text{çıkan ekserji}}{\text{giren ekserji}} \quad [4.26]$$

4.8.5 Isı değiştiricilerde ekserji analizi

Bir ısı değiştiricinin genel şematik görünümü, kırmızı ve mavi hatların sıcak ve soğuk akışkanları gösterdiği şekil 4.1' de verilmiştir.



Şekil 4.1 Bir ısı değiştiricinin şematik görünümü (Çalışkan ve Hepbaşlı, 2013)

Isı değiştiricinin ekserji dengesi aşağıdaki şekilde yazılır.

$$(\dot{E}x_{h,in} + \dot{E}x_{c,in}) - (\dot{E}x_{h,out} + \dot{E}x_{c,out}) = \dot{E}x_{dest} \quad [4.27]$$

Burada “ $\dot{E}x_{h,in}$ ” ve “ $\dot{E}x_{h,out}$ ” sırasıyla sıcak akışkanın ekserji giriş akımı ve ekserji çıkış akımıdır. Ayrıca “ $\dot{E}x_{c,in}$ ” ve “ $\dot{E}x_{c,out}$ ” sırasıyla soğuk akışkanın ekserji giriş akımı ve ekserji çıkış akımıdır. “ $\dot{E}x_{dest}$ ” ise ekserji yıkım akımıdır.

Akışkanın ekserji akımı “ $\dot{E}x_f$ ” aşağıdaki gibi yazılır.

$$\dot{E}x_f = \dot{m}_f [(h_f - h_o) - T_0 (s_f - s_o)] = \dot{m}_f C_{p,f} [(T_f - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_f}{T_0} \right)] \quad [4.28]$$

Burada “ \dot{m}_f ” akışkanın kütleli debisi, “ T_f ” akışkan sıcaklığı, “ $C_{p,f}$ ” akışkanın özgül ısı kapasitesi, “ h_f ” akışkanın akışkan sıcaklığındaki entalpisi, “ s_f ” akışkanın akışkan sıcaklığındaki entropisi, “ T_0 ” ölü durum sıcaklığı, “ h_o ” akışkanın ölü durum sıcaklığındaki entalpisi, “ s_o ” akışkanın ölü durum sıcaklığındaki entropisidir. Yukarıdaki denklem daha açık bir halde aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{E}x_{h,in} = \dot{m}_{h,in} C_{p,h} [(T_{h,in} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{h,in}}{T_0} \right)] \quad [4.29]$$

$$\dot{E}x_{h,out} = \dot{m}_{h,out} C_{p,h} [(T_{h,out} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{h,out}}{T_0} \right)] \quad [4.30]$$

$$\dot{E}x_{c,in} = \dot{m}_{c,in} C_{p,c} [(T_{c,in} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{c,in}}{T_0} \right)] \quad [4.31]$$

$$\dot{E}x_{c,out} = \dot{m}_{c,out} C_{p,c} [(T_{c,out} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{c,out}}{T_0} \right)] \quad [4.32]$$

Burada alt indisler “in”, “out”, “c”, ve “h” sırasıyla giriş, çıkış, soğuk ve sıcak anlamındadır.

Isı değiştiricinin ekserji yıkım akımı ($\dot{E}x_{dest}$) aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$\dot{E}x_{dest} = \dot{S}_{gen} T_0 \quad [4.33]$$

Burada “ \dot{S}_{gen} ” entropi üretim akımını göstermektedir.

Literatürde ekserji veriminin hesaplanması için değişik yollar vardır. (Hepbaşlı, 2008)’e göre en yaygın kullanılan denklem aşağıdaki gibidir.

$$\eta_{II} = [(\dot{E}x_{h,out} + \dot{E}x_{c,out}) / (\dot{E}x_{h,in} + \dot{E}x_{c,in})] * 100 \quad [4.34]$$

Burada “ η_{II} ” ikinci yasa verimini ifade etmektedir.

4.8.6 Nanoakışkanlara ait bağıntılar

Ekserji analizi için kullanılacak bağıntılardaki “ $C_{p,f}$ ” özgül ısı kapasitesi, ısı değiştirici de kullanılan akışkan nanoakışkan olduğundan, nanoakışkanlar için aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$C_{p,nf} = \frac{[(1-\phi)/100](\rho C_p)_{bf} + (\frac{\phi}{100})(\rho C_p)_{np}}{\rho_{nf}} \quad [4.35]$$

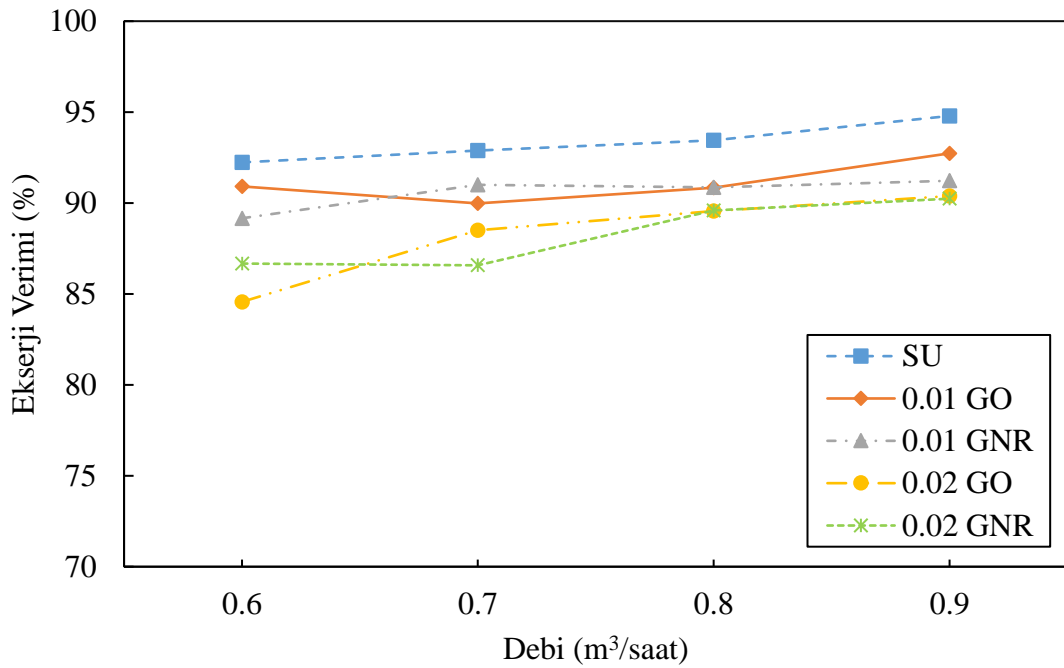
Burada “ $C_{p,nf}$ ” nanoakışkanın özgül ısı kapasitesi, “ ϕ ” nanoakışkan konsantrasyonu, ρ akışkanın yoğunluğu, “bf” taban akışkanını, “np” nanoparçacığı, “nf” ise nanoakışkanı ifade etmektedir.

Nanoakışkanın yoğunluğu ise aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$\rho_{nf} = \left(\frac{1-\phi}{100} \right) \rho_{bf} + \left(\frac{\phi}{100} \right) \rho_{np} \quad [4.36]$$

5. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

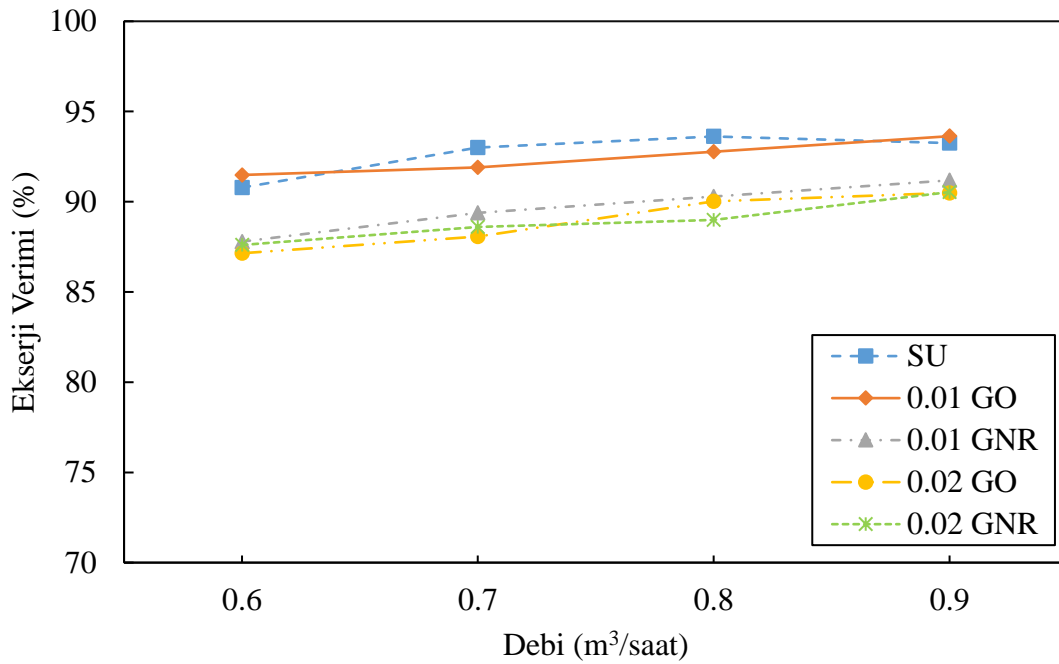
Deneylerde su, %0.01 GO, %0.01 GNR, %0.02 GO, %0.02 GNR olmak üzere beş farklı akışkan, üç farklı giriş sıcaklığı (radyatöre giren akışkanın sıcaklığı: 36 °C, 40 °C, 44 °C) ve her sıcaklık değeri için dört farklı debi (0.6 m³/saat, 0.7 m³/saat, 0.8 m³/saat, 0.9 m³/saat) kullanılmıştır. Ayrıca radyatör üzerinden geçen akışkan olarak ortam havası kullanılmış olup fan yardımıyla bir kanal içerisinden debisi 0.45 m³/saat olacak şekilde sabit tutularak radyatöre gönderilmiştir. Deneylerde, su ve nanoakışkanların radyatörden çıkış sıcaklıkları, radyatörün yüzey sıcaklığı, radyatör üzerinden geçen havanın çıkış sıcaklığı ölçülmüştür. Deneyler esnasında ortam havasındaki değişiklikler hesaplamalara yansımıştır ve aşağıdaki grafiklerde farklı debi geçişlerindeki ani sıçramalar ve düşüşler ölçülen ve hesaplamalarda kullanılan ortam sıcaklığı ile doğru orantılıdır. Hesaplamalar sonucu elde edilen veriler birbirlerine yakın değerler olduklarından ekserji verimleri, ekserji yıkımları, entropi üretimleri virgülden sonra iki anlamlı basamak olacak şekilde hesaplanmıştır.



Şekil 5.1 36 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için ekserji verimlerinin karşılaştırılması

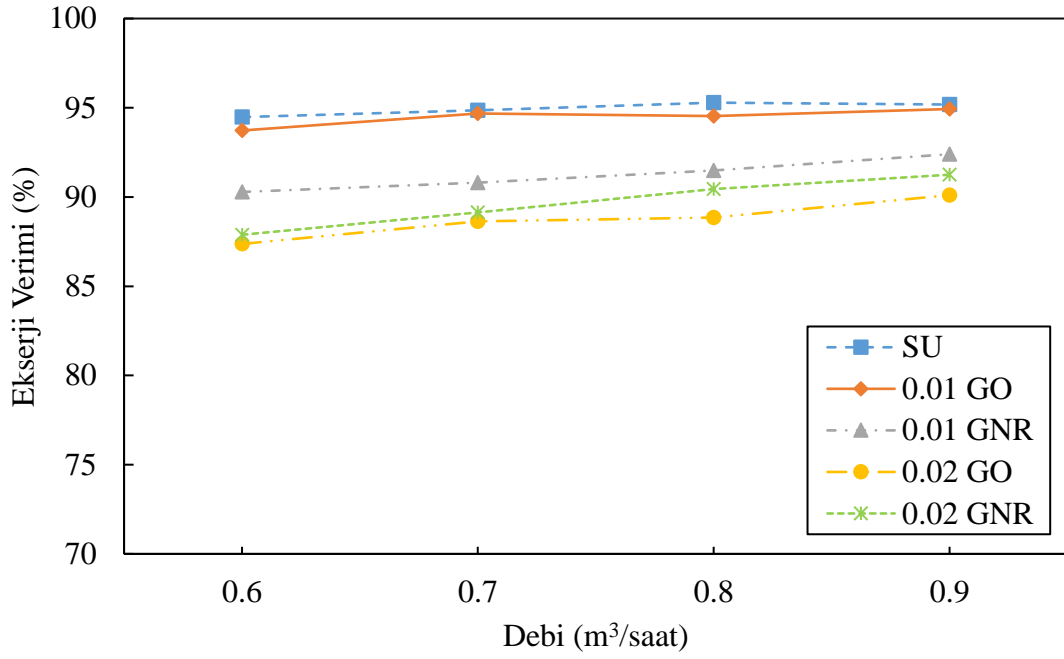
Deneyler sonrasında elde edilen verilerden 36 °C sıcaklık için hesaplanan ekserji verimi Şekil 5.1’ de karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Suyun ekserji verimi bütün debi değerlerinde diğer nanoakışkanlara göre yüksek olduğu sonuçları elde edilmiştir ve en

yüksek ekserji değeri %94.79 olarak hesaplanmıştır. Sudan sonra suya en yakın ekserji verimi değeri %0.01 GO için hesaplanmıştır ve 0.9 m³/saat akışkan debisi için %92.79 olarak bulunmuştur. 0.6 m³/saat debi için nanoakışkanların ekserji verimleri arasındaki fark, 0.8 m³/saat ve 0.9 m³/saat debi için hesaplanan değerlere göre daha büyük çıkmıştır. 36 °C sıcaklık için en düşük ekserji verimi 0.6 m³/saat debide ve %0.02 GO için %84.57 olarak hesaplanmıştır.



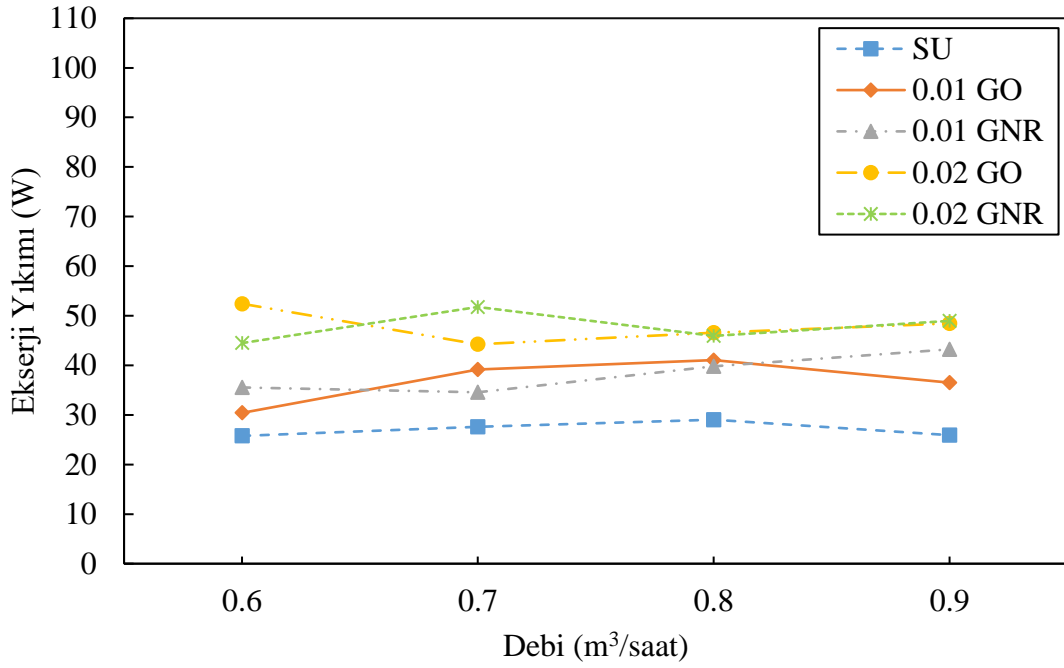
Şekil 5.2 40 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için ekserji verimlerinin karşılaştırılması

Akışkan sıcaklığı 40 °C iken nanoakışkanların debisinin artırılmasıyla elde edilen ekserji verimlerinin değişimine ait grafik Şekil 5.2’ de gösterilmiştir. Hesaplamalar sonucunda en yüksek ekserji verimi %0.01 GO için 0.9 m³/saat debide %93.63 olarak elde edilmiştir. En düşük ekserji verimi ise %0.02 GO için 0.6 m³/saat debide %87.14 olarak hesaplanmıştır. Akışkan sıcaklığı 40 °C iken hesaplanan verimler neticesinde su ve %0.01 GO diğer akışkanlara göre ekserji verimleri yüksek çıkmıştır.



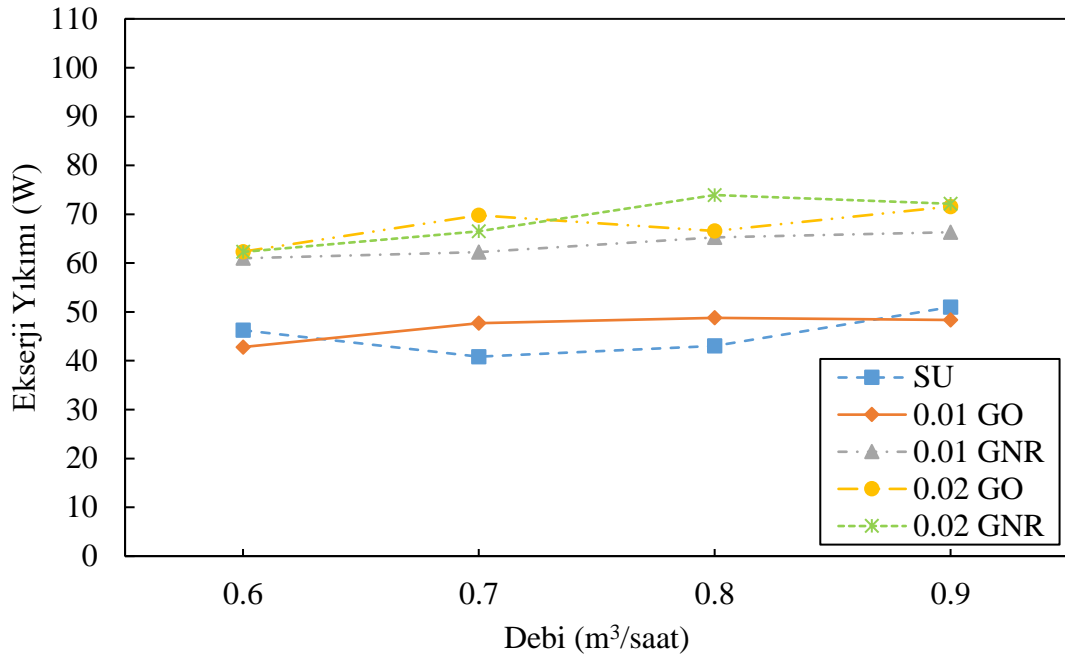
Şekil 5.3 44 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için ekserji verimlerinin karşılaştırılması

Şekil 5.3’ de 44 °C sıcaklıkta nanoakışkanların dört farklı debi değeri için ekserji verimlerinin karşılaştırılması verilmiştir. Su ve %0.01 GO için hesaplanan ekserji verimleri birbirlerine oldukça yakın hesaplanmıştır. Su için en yüksek ekserji verimi 0.9 m³/saat debide %95.19 olarak hesaplanmıştır. %0.01 GO için ise aynı debi değerinde hesaplanan ekserji verimi %94.93 olarak çıkmıştır. En düşük ekserji verimi yine %0.02 GO için hesaplanmış olup 0.6 m³/saat için bu değer %87.37 olarak bulunmuştur.



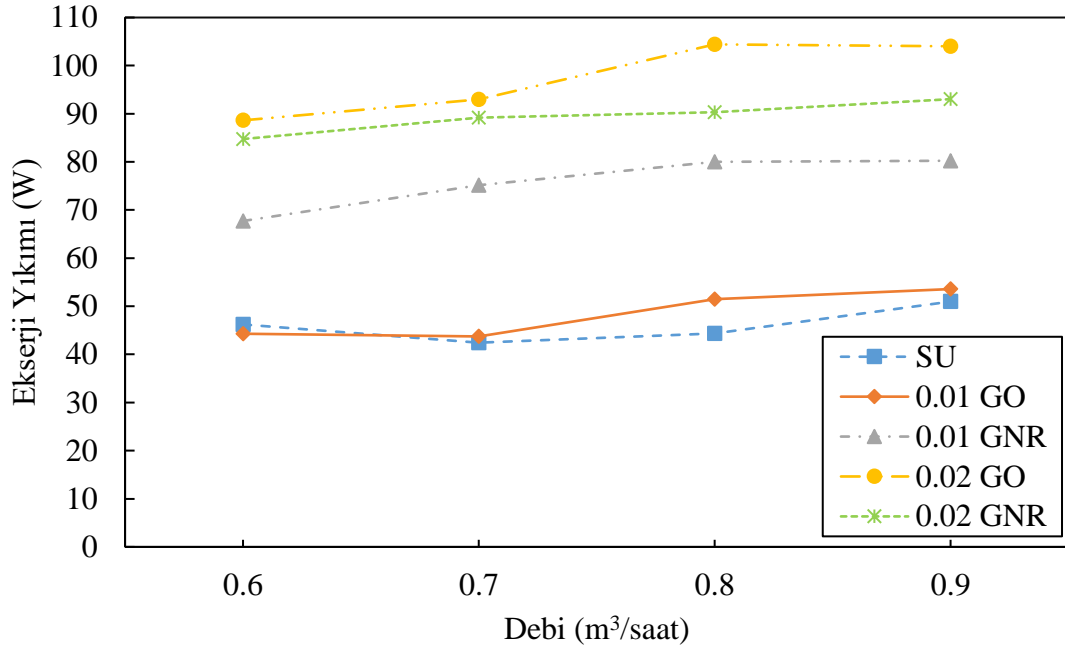
Şekil 5.4 36 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için ekserji yıkımlarının karşılaştırılması

Şekil 5.4’ de 36 °C sıcaklıkta nanoakışkanların dört farklı debi değeri için ekserji yıkımlarının karşılaştırılması gösterilmiştir. En yüksek ekserji yıkımı %0.02 GO nanoakışkanı 0.6 m³/saat debide kullanıldığından 52.42 W olarak gerçekleşmiştir. En yüksek ikinci ekserji yıkımı ise %0.02 GNR nanoakışkanı ve 0.7 m³/saat debi için 51.77 W olarak hesaplanmıştır. 36 °C sıcaklıkta en düşük ekserji yıkımı ise su için 0.6 m³/saat debi değerinde 25.77 W olarak gerçekleşmiştir. Bu sıcaklıkta nanoakışkanlar arasında bir kıyaslama yapıldığında en düşük ekserji yıkımı değeri %0.01 GO için 0.6 m³/saat debide 30.41 W olarak gerçekleşmiştir.



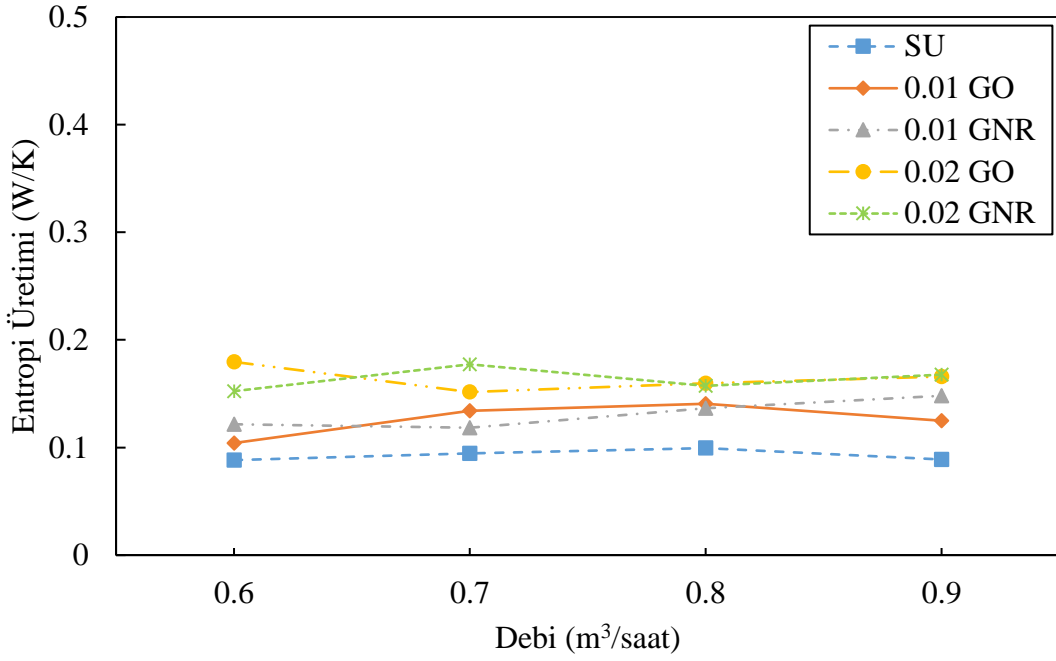
Şekil 5.5 40 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için ekserji yıkımlarının karşılaştırılması

Şekil 5.5’ de 40 °C sıcaklıkta nanoakışkanların ekserji yıkımlarının farklı debi değerlerindeki değişimleri gösterilmiştir. 0.7 m³/saat debideki su ve 0.6 m³/saat debideki %0.01 GO nanoakışkanı için en düşük ekserji yıkımları elde edilmiş olup bu değerler sırasıyla 40.84 W ve 42.80 W olarak hesaplanmıştır. 40 °C sıcaklıkta su ve %0.01 GO nanoakışkanı için ekserji yıkımı değerleri ekserji verimi değerleri gibi birbirlerine yakınlık göstermektedir ve aralarındaki ekserji yıkımı farkının en yüksek olduğu değer 6.86 W’ dır. En yüksek ekserji yıkımı değeri ise %0.02 GNR nanoakışkanı için 0.8 m³/saat debide elde edilmiştir ve bu değer 73.93 W’ dır.



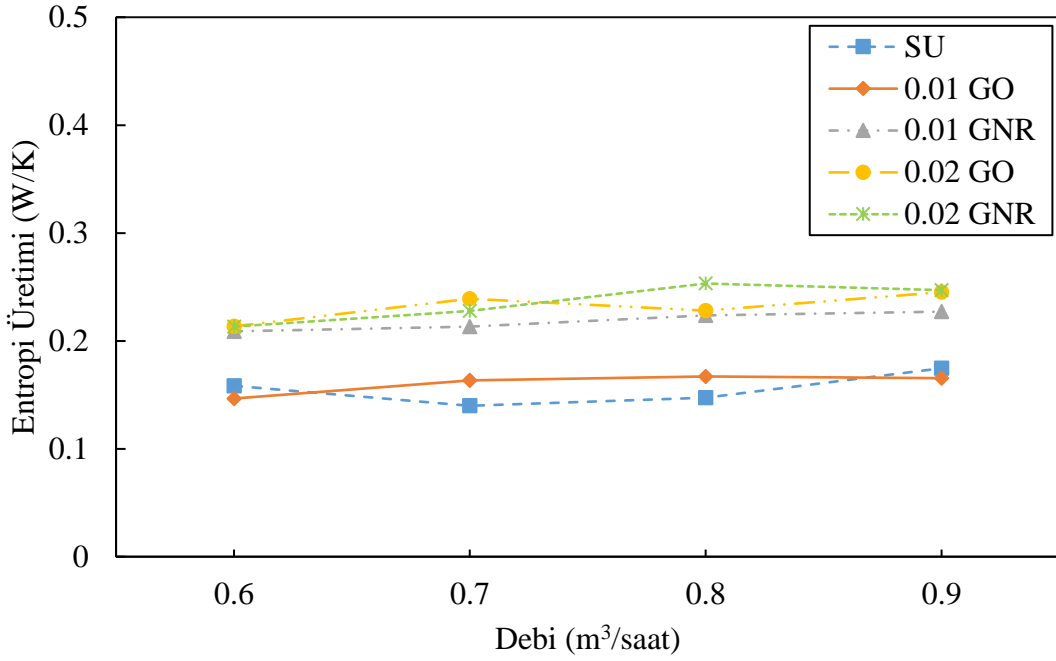
Şekil 5.6 44 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için ekserji yıkımlarının karşılaştırılması

Akışkan sıcaklıkları 44 °C iken akışkan debilerinin değişimine bağlı olarak ekserji yıkımlarının karşılaştırmalı grafiği Şekil 5.6' da gösterilmiştir. 44 °C akışkan giriş sıcaklığında elde edilen en düşük ekserji yıkımları 0.7 m³/saat debideki su için 42.43 W ve %0.01 GO için 43.73 W olarak hesaplanmıştır. En yüksek ekserji yıkımı ise %0.02 GO için, 0.8 m³/saat debi için 104.42 W ve 0.9 m³/saat debi için 104.01 W olarak hesaplanmıştır. Akışkan giriş sıcaklığı 44 °C iken hesaplanan ekserji yıkımı değerleri 36 °C ve 40 °C akışkan giriş sıcaklıkları için hesaplanan ekserji yıkımı değerlerine göre daha yüksek olduğu hesaplamalar sonucu görülmüştür. Buna karşılık su ve %0.01 GO için ekserji yıkımı değerleri 40 °C deki su ve %0.01 GO oksit için hesaplanan ekserji değerlerine göre yakınlık gösterdiği hesaplamalar sonucu görülmüştür.



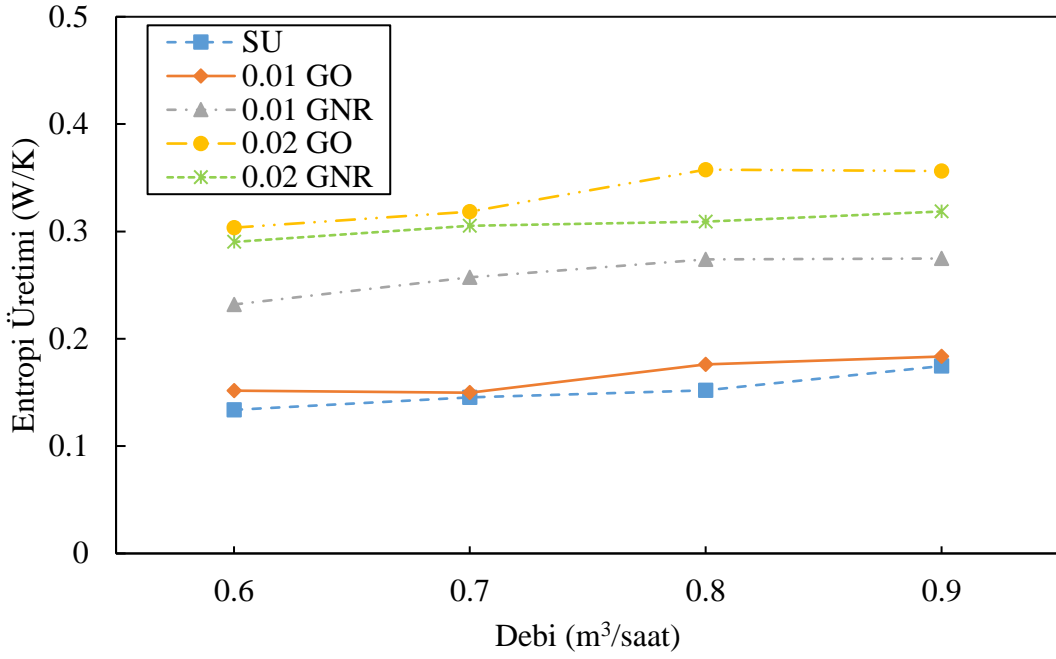
Şekil 5.7 36 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için entropi üretimlerinin karşılaştırılması

Akışkan sıcaklığı 36 °C iken nanoakışkanların debisinin artırılmasıyla elde edilen entropi üretimlerinin değişimine ait grafik Şekil 5.7’ de gösterilmiştir. Entropi üretimleri, ekserji yıkımları ile paralellik göstererek güzel bir uyum yakalamıştır. En fazla entropi üretimi, yine en fazla ekserji yıkımlarının olduğu noktalarda gerçekleşmiştir. En fazla entropi üretimi %0.02 GO ve 0.6 m³/saat debi için 0.18 W/K olarak hesaplanmıştır. En düşük entropi üretimi ise su ve %0.01 GO nanoakışkanları için 0.6 m³/saat debide elde edilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.09 W/K ve 0.1 W/K olarak hesaplanmıştır.



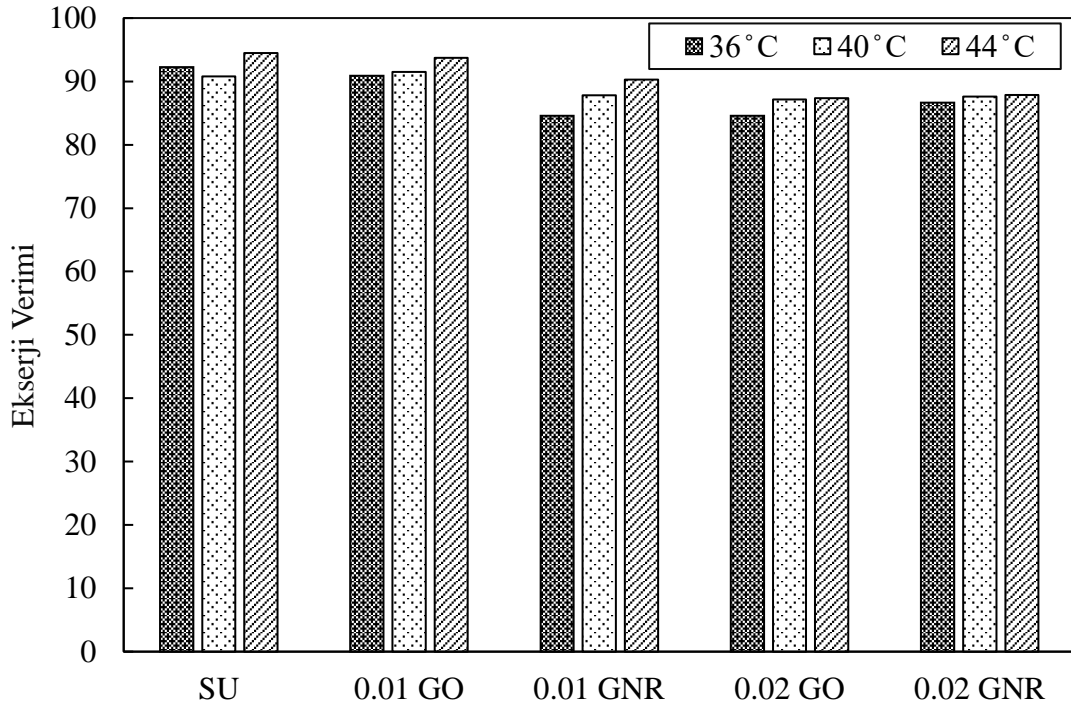
Şekil 5.8 40 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için entropi üretimlerinin karşılaştırılması

Şekil 5.8’ de 40 °C sıcaklıkta nanoakışkanların farklı debi değerlerindeki entropi üretimlerinin değişimleri gösterilmiştir. 0.7 m³/saat debideki su ve 0.6 m³/saat debideki %0.01 GO nanoakışkanı için en düşük entropi üretimleri elde edilmiş olup bu değerler sırasıyla 0.14 W/K ve 0.15 W/K olarak hesaplanmıştır. %0.02 GNR ve 0.8 m³/saat debide 0.25 W/K ile en yüksek entropi üretimi gerçekleşmiştir. Hesaplamalar sonucunda ekserji yıkımı gibi entropi üretimlerinde de su ve %0.01 GO nanoakışkanları birbirine yakın en düşük entropi üretimlerinin gerçekleştiği akışkanlar olduğu görülmüştür.



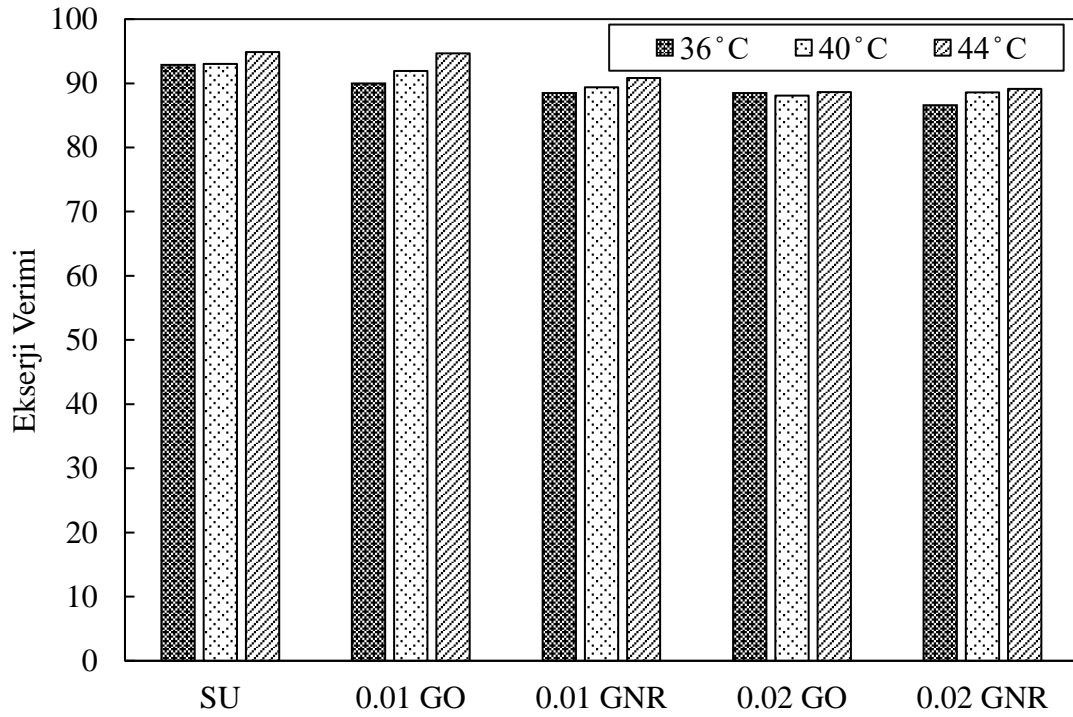
Şekil 5.9 44 °C sıcaklıkta tüm nanoakışkanlar için entropi üretimlerinin karşılaştırılması

Şekil 5.9’ da 44 °C sıcaklıkta nanoakışkanların farklı debi değerlerindeki entropi üretimlerinin değişimleri gösterilmiştir. En düşük entropi üretimi su için 0.6 m³/saat debide ve %0.01 GO nanoakışkanı için 0.7 m³/saat debide sırasıyla 0.13 W/K ve 0.15 W/K olduğu görülmektedir. Hesaplamalar sonucunda en yüksek entropi üretiminin 0.36 W/K ile %0.02 GO nanoakışkanı ve 0.8 m³/saat debi değerinde olduğu görülmüştür. Ekserji yıkımı değerleri gibi akışkan giriş sıcaklığı 44 °C iken hesaplanan entropi üretimi değerlerinin 36 °C ve 40 °C akışkan giriş sıcaklıkları için hesaplanan entropi üretimi değerlerine göre daha yüksek olduğu hesaplamalar sonucu görülmüştür.



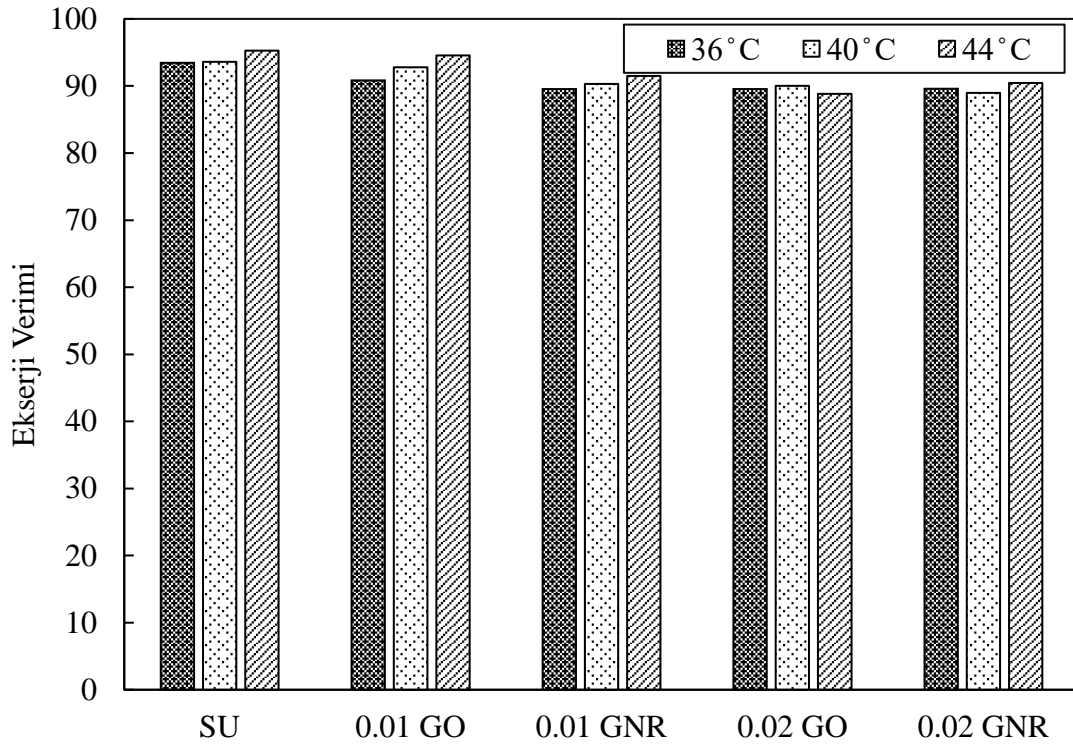
Şekil 5.10 0.6 m³/saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji verimlerinin karşılaştırılması

Akışkan debilerinin 0.6 m³/saat olduğu, su, %0.01 GO, %0.01 GNR, %0.02 GO, %0.02 GNR nanoakışkanlarının, 36 °C, 40 °C ve 44 °C için karşılaştırmalı ekserji verimi grafikleri Şekil 5.10' da gösterilmiştir. Şekil 5.10' da görüldüğü gibi su ve %0.01 GO için ekserji verimi değerleri bütün sıcaklık değerlerinde kullanılan diğer nanoakışkanların ekserji verimlerinden yüksektir. 0.6 m³/saat debi için bütün nanoakışkanlar ve bütün sıcaklık değerleri arasında en yüksek ekserji verimi 44 °C sıcaklıkta su ve %0.01 GO için sırasıyla %94.48 ve %93.73' dür. En düşük ekserji verimi ise 36 °C sıcaklık ve %0.02 GO nanoakışkanı için elde edilmiş olup ekserji verimi %84.57' dir. 0.6 m³/saat debi ve nanoakışkanlar için hesaplanan ekserji verimleri arasında %0.01 GO, dengeli şekilde artış gösteren bir grafik çizmiştir. %0.01 GO, 40 °C ve 44 °C için en yüksek ekserji verimine sahiptir.



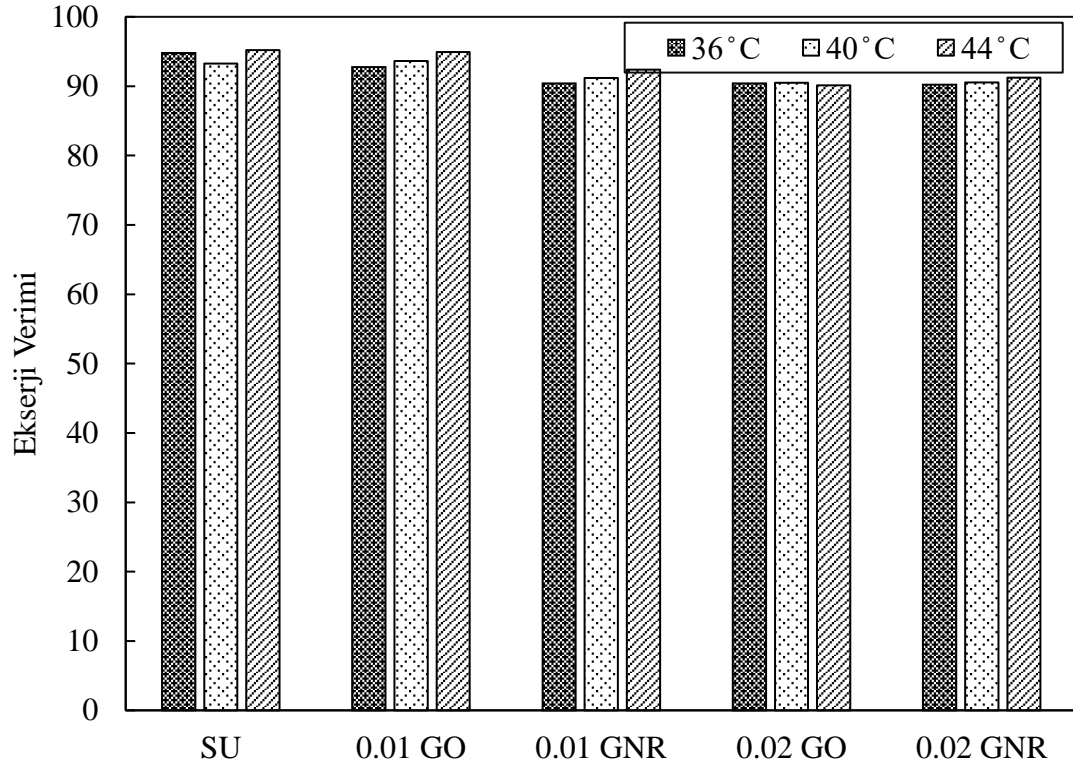
Şekil 5.11 0.7 m³/saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji verimlerinin karşılaştırılması

Şekil 5.11’ de 0.7 m³/saat bütün nanonakışkanların, 36 °C, 40 °C ve 44 °C deki ekserji verimlerinin karşılaştırılmalı grafiği gösterilmiştir. 0.7 m³/saat debi için bütün nanoakışkanlar ve bütün sıcaklık değerleri arasında en yüksek ekserji verimi 44 °C sıcaklıkta su ve %0.01 GO için sırasıyla %94.85 ve %94.68’ dir. En düşük ekserji verimi ise 36 °C sıcaklık ve %0.02 GNR nanoakışkanı için elde edilmiş olup ekserji verimi %86.57’ dir. 0.7 m³/saat debi ve nanoakışkanlar için hesaplanan ekserji verimleri arasında %0.01 GO, artış gösteren dengeli bir grafik çizmiştir



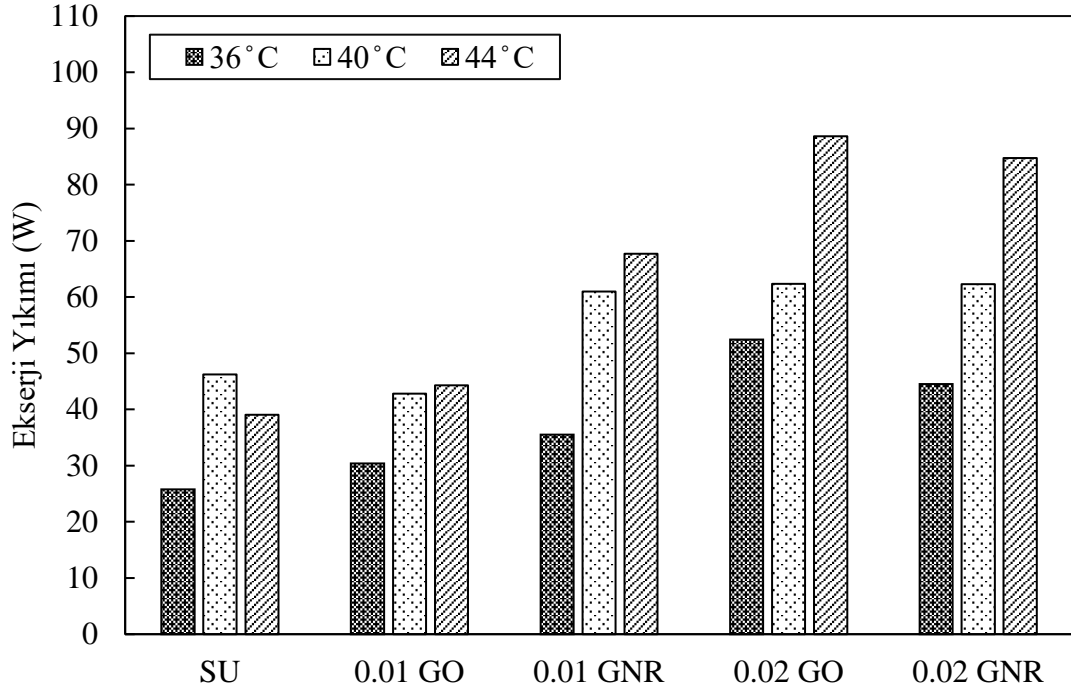
Şekil 5.12 0.8 m³/saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji verimlerinin karşılaştırılması

Akışkan debilerinin 0.8 m³/saat olduğu, su, %0.01 GO, %0.01 GNR, %0.02 GO, %0.02 GNR nanoakışkanlarının, 36 °C, 40 °C ve 44 °C için karşılaştırmalı ekserji verimi grafikleri Şekil 5.12’ de gösterilmiştir. Şekil 5.12’ de görüldüğü gibi su ve %0.01 GO için ekserji verimi değerleri kullanılan diğer nanoakışkanların ekserji verimlerinden yüksektir. 0.8 m³/saat debi için bütün nanoakışkanlar ve bütün sıcaklık değerleri arasında en yüksek ekserji verimi 44 °C sıcaklıkta su ve %0.01 GO için sırasıyla %95.29 ve %94.53’ dür.



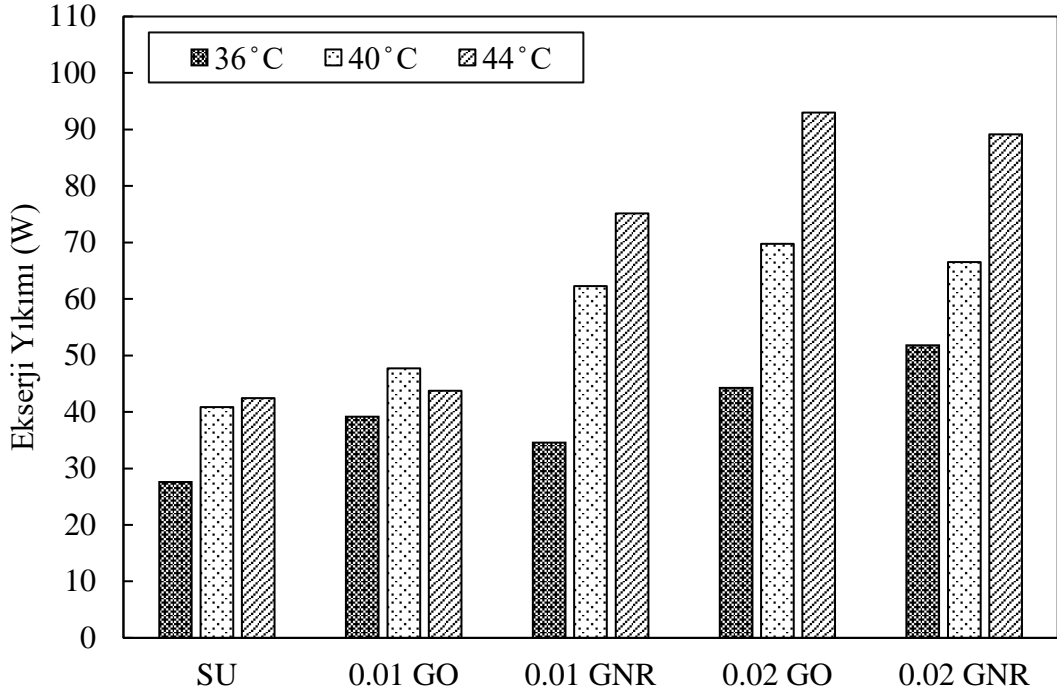
Şekil 5.13 0.9 m³/saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji verimlerinin karşılaştırılması

Şekil 5.13’ de 0.9 m³/saat bütün nanonakışkanların, 36 °C, 40 °C ve 44 °C deki ekserji verimlerinin karşılaştırılmalı grafiği gösterilmiştir. 0.9 m³/saat debi için bütün nanoakışkanlar ve bütün sıcaklık değerleri arasında en yüksek ekserji verimi 44 °C sıcaklıkta su ve %0.01 GO için sırasıyla %95.19 ve %94.93’ dür. %0.01 GO için bütün sıcaklık değerlerinde hesaplanan ekserji verimi değerleri diğer nanoakışkanlara göre üstünlük göstermiştir.



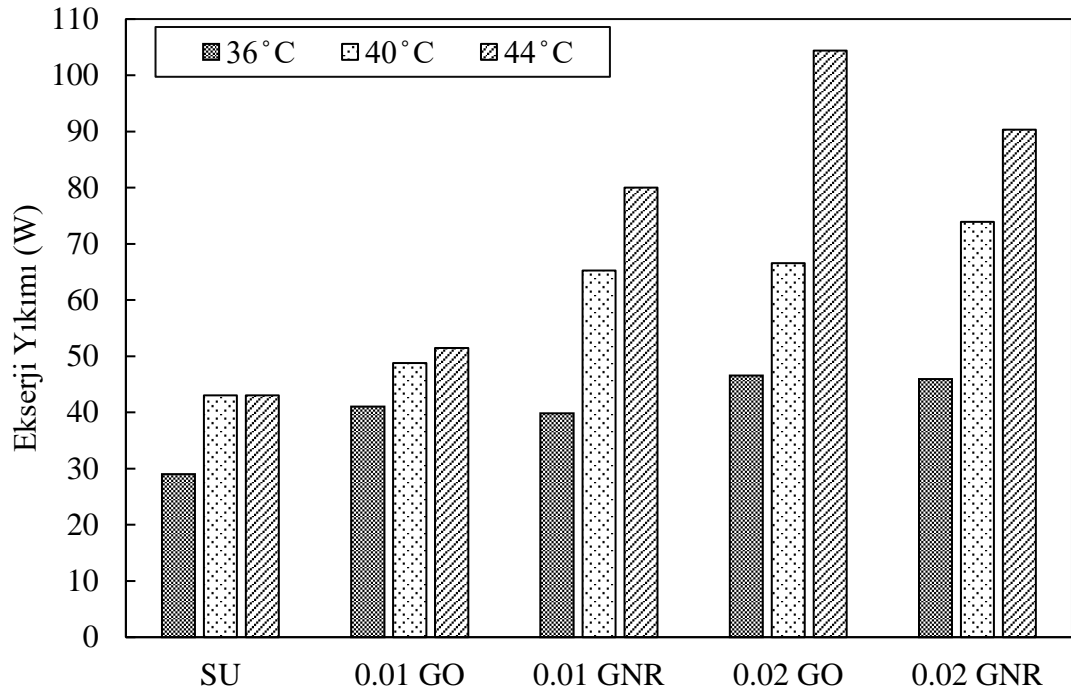
Şekil 5.14 0.6 m³/saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji yıkımlarının karşılaştırılması

Akışkan debilerinin 0.6 m³/saat olduğu, su, %0.01 GO, %0.01 GNR, %0.02 GO, %0.02 GNR nanoakışkanlarının, 36 °C, 40 °C ve 44 °C için karşılaştırmalı ekserji yıkımları Şekil 5.14’ de gösterilmiştir. Şekil 5.14’ da görüldüğü gibi %0.02 GO için ekserji yıkımı değerleri bütün sıcaklık değerlerinde, kullanılan diğer nanoakışkanların ekserji yıkımlarından daha yüksektir. Bütün sıcaklık değerleri ve nanoakışkanlar arasında en yüksek ekserji yıkımı değeri 44 °C’ de %0.02 GO için 88.63 W’ dır. En düşük ekserji yıkımı değerleri ise su ve %0.01 GO için 36 °C’ de edilmiş olup bu değerler sırasıyla 25.77 W ve 30.41 W’ dır.



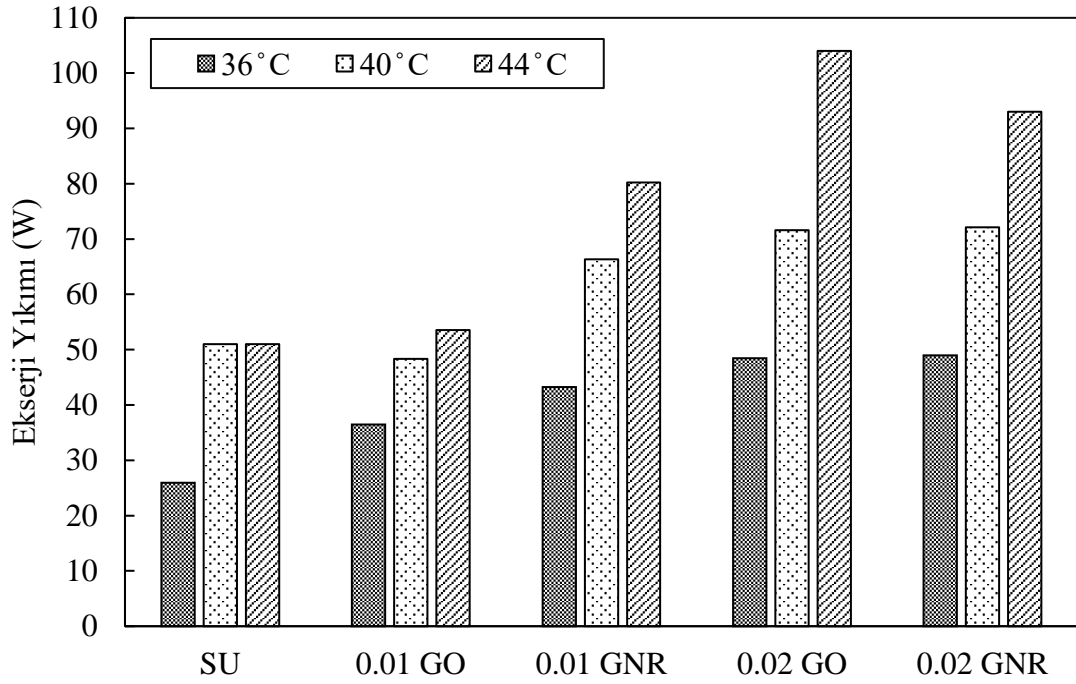
Şekil 5.15 0.7 m³/saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji yıkımlarının karşılaştırılması

Şekil 5.15’ de 0.7 m³/saat debi değeri için su, %0.01 GO, %0.01 GNR, %0.02 GO, %0.02 GNR nanoakışkanlarının, 36 °C, 40 °C ve 44 °C için karşılaştırmalı ekserji yıkımları görülmektedir. 0.7 m³/saat debi için en düşük ekserji yıkımı değeri 36 °C’ de su ve %0.01 GNR elde edilmiş olup bu değerler sırasıyla 27.58 W ve 34.56 W’ dır. En yüksek ekserji yıkımı ise 44 °C sıcaklık ve %0.02 GO nanoakışkanı için 92.98 W olarak hesaplanmıştır. %0.01 GO nanoakışkanının 44 °C’ deki ekserji yıkımı değeri, 40 °C’ deki ekserji yıkımı değerinden daha düşük olduğu şekil 5.15 de görülmektedir. %0.01 GO nanoakışkanı için hesaplanan 44 °C’ deki ekserji yıkımı değeri 43.73 W, 40 °C’ deki ekserji yıkımı değeri 47.70 W’ dır.



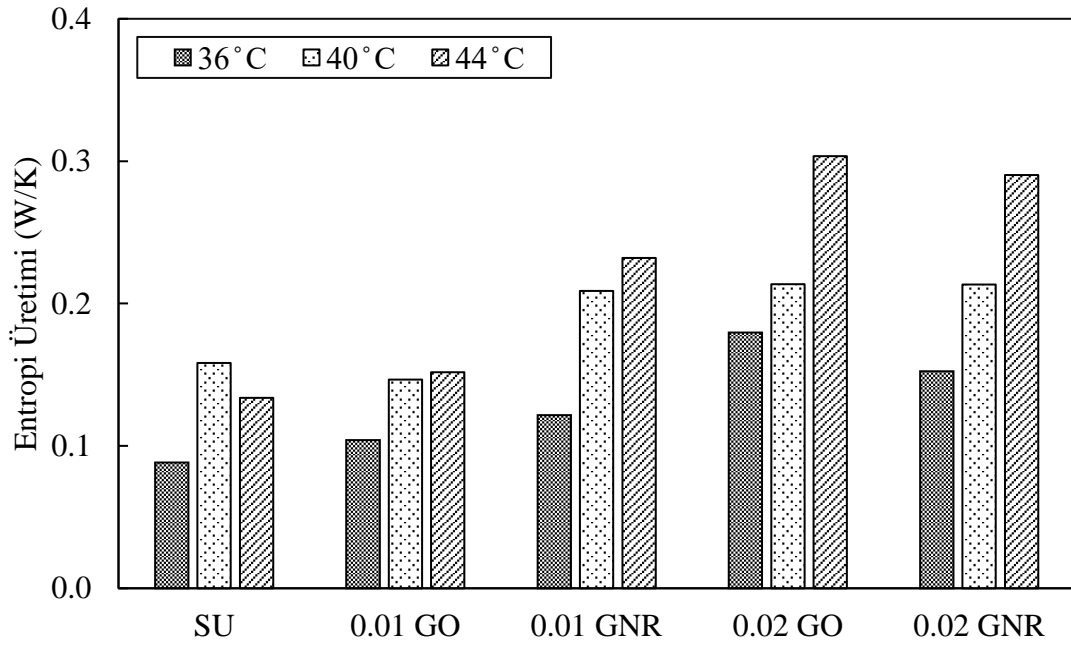
Şekil 5.16 0.8 m³/saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji yıkımlarının karşılaştırılması

Akışkan debilerinin 0.8 m³/saat olduğu, su, %0.01 GO, %0.01 GNR, %0.02 GO, %0.02 GNR nanoakışkanlarının, 36 °C, 40 °C ve 44 °C için karşılaştırmalı ekserji yıkımları Şekil 5.16' da görülmektedir. Şekil 5.16' da görüldüğü gibi en yüksek ekserji yıkımı %0.02 GO nanoakışkanı için 44 °C' de 104.42 W olarak hesaplanmıştır. 0.8 m³/saat debi için hesaplanan ekserji yıkımları arasında su, bütün sıcaklık değerlerinde nanoakışkanlardan daha düşük ekserji yıkımı değerine sahiptir. 40 °C ve 44 °C için en düşük ekserji yıkımı değerine sahip nanoakışkan %0.01 GO' dir. 36 °C için en düşük ekserji yıkımı değerine sahip nanoakışkan ise %0.01 GNR' dur.



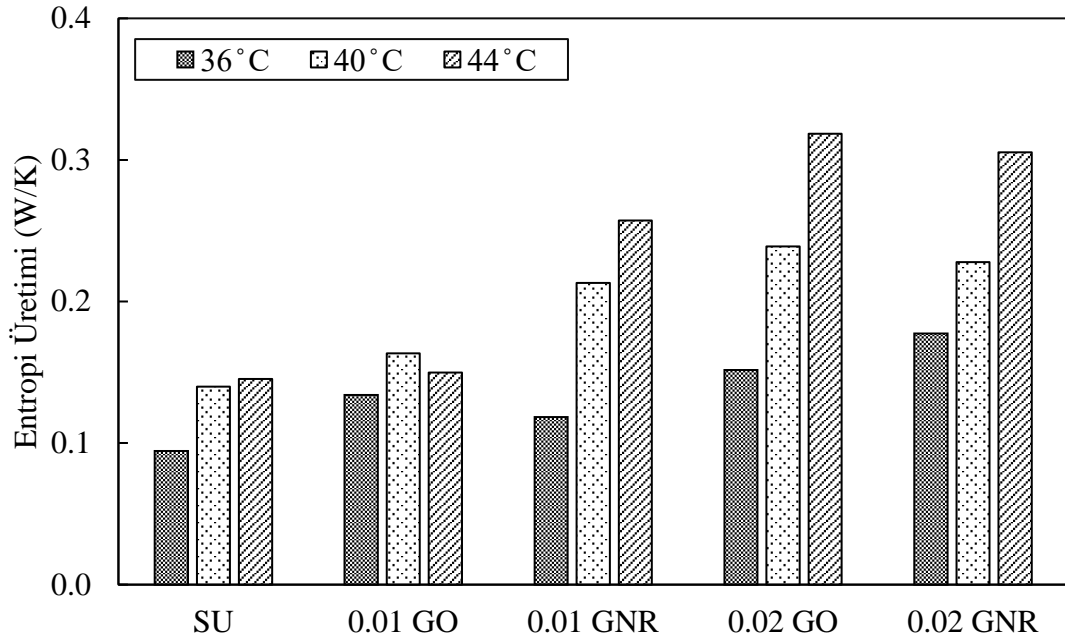
Şekil 5.17 0.9 m³/saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki ekserji yıkımlarının karşılaştırılması

Şekil 5.17’ de 0.9 m³/saat debi değeri için su, %0.01 GO, %0.01 GNR, %0.02 GO, %0.02 GNR nanoakışkanlarının, 36 °C, 40 °C ve 44 °C için ekserji yıkımlarının karşılaştırılması görülmektedir. En yüksek ekserji yıkımı değeri %0.02 GO için 44 °C sıcaklıkta 104.01 W olarak elde edilmiştir. En düşük ekserji yıkımına sahip nanoakışkanın ise %0.01 GO olduğu görülmektedir. %0.01 GO bütün sıcaklık ve debi değerlerinde diğer nanoakışkanlara kıyasla daha düşük ekserji yıkımına sahip olduğu görülmüştür.



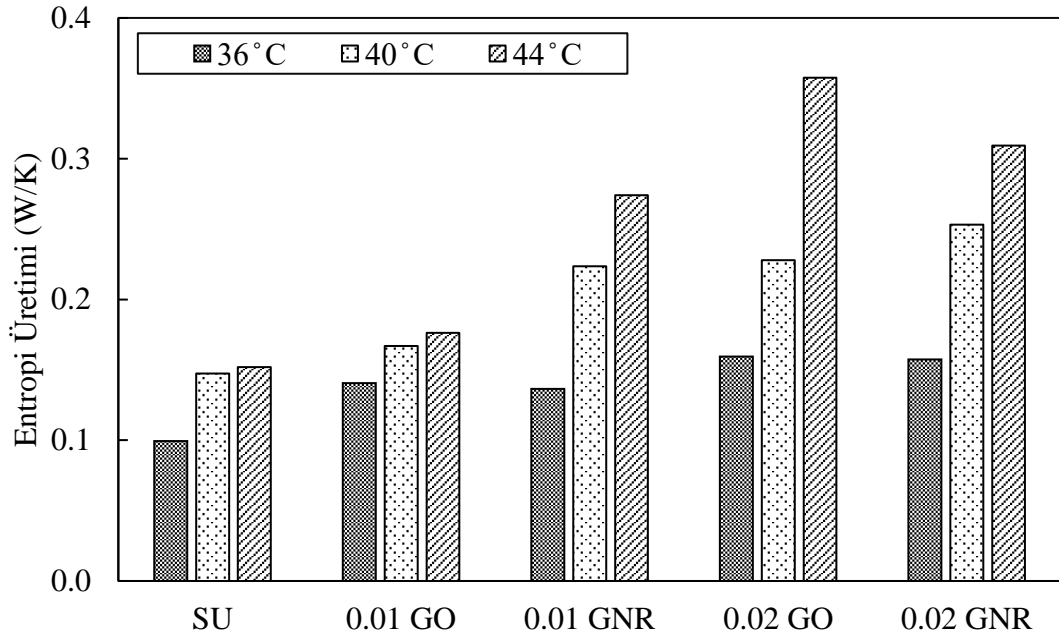
Şekil 5.18 0.6 m³/saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki entropi üretimlerinin karşılaştırılması

Akışkan debilerinin 0.6 m³/saat olduğu, su, %0.01 GO, %0.01 GNR, %0.02 GO, %0.02 GNR nanoakışkanlarının, 36 °C, 40 °C ve 44 °C için karşılaştırmalı entropi üretimleri Şekil 5.18’ de görülmektedir. Şekil 5.18’ de görüldüğü gibi en düşük entropi üretimi su ve %0.01 GO için 36 °C’ de elde edilmiş olup bu değerler sırasıyla 0.09 W/K ve 0.10 W/K’ dir. 0.6 m³/saat debide bütün sıcaklık değerleri için en yüksek entropi üretimi değerleri %0.02 GO için elde edilmiştir. %0.02 GO için 36 °C sıcaklıkta elde edilen entropi üretimi 0.18 W/K, 40 °C sıcaklık için hesaplanan entropi üretimi 0.21 W/K, 44 °C için elde edilen entropi üretimi 0.30 W/K’ dir.



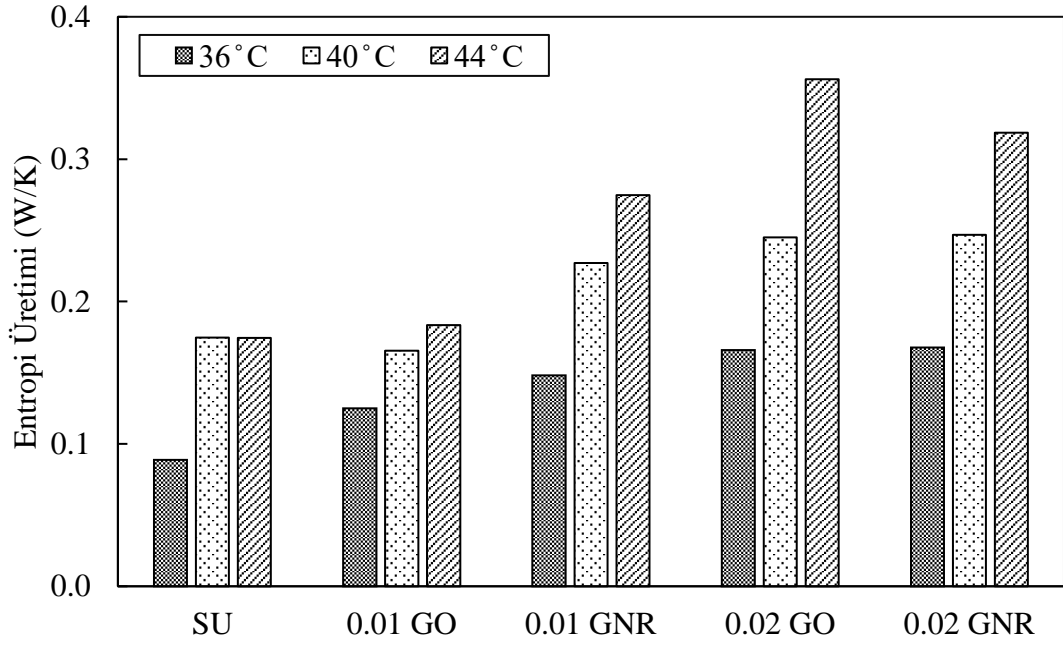
Şekil 5.19 0.7 m³/saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki entropi üretimlerinin karşılaştırılması

Şekil 5.19’ de 0.7 m³/saat debi değeri için su, %0.01 GO, %0.01 GNR, %0.02 GO, %0.02 GNR nanoakışkanlarının, 36 °C, 40 °C ve 44 °C’ deki entropi üretimlerinin karşılaştırılmalı grafiği görülmektedir. 0.7 m³/saat debi için kullanılan bütün akışkanlar arasında en düşük entropi üretimi değerleri su için elde edilmiş olup bu değerler 36 °C’ de 0.09 W/K, 40 °C’ de 0.14 W/K, 44 °C sıcaklıkta ise 0.15 W/K’ dir. Nanoakışkanların entropi üretimi değerleri karşılaştırıldığında en düşük değerlere sahip nanoakışkanın %0.01 GO olduğu görülmüştür. %0.01 GO için elde edilen entropi üretimi değerleri, 36 °C sıcaklıkta 0.13 W/K, 40 °C’ de 0.16 W/K, 44 °C’de 0.15 W/K’ dir. Hesaplamalar sonucunda en yüksek entropi üretimi, 36 °C sıcaklıkta %0.02 GNR için 0.18 W/K, 40 °C ve 44 °C sıcaklıkta %0.02 GO için sırasıyla 0.24 W/K ve 0.32 W/K olarak elde edilmiştir.



Şekil 5.20 0.8 m³/saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki entropi üretimlerinin karşılaştırılması

Akışkan debilerinin 0.8 m³/saat olduğu, su, %0.01 GO, %0.01 GNR, %0.02 GO, %0.02 GNR nanoakışkanlarının, 36 °C, 40 °C ve 44 °C için karşılaştırmalı entropi üretimleri Şekil 5.20’ de görülmektedir. 0.8 m³/saat debi için kullanılan bütün akışkanlar arasında en düşük entropi üretimi değerleri su için elde edilmiş olup bu değerler 36 °C’ de 0.1 W/K, 40 °C’ de 0.15 W/K, 44 °C sıcaklıkta ise 0.15 W/K’ dir. Nanoakışkanların entropi üretimi değerleri karşılaştırıldığında en düşük değerlere sahip nanoakışkanın %0.01 GO olduğu görülmektedir. 36 °C, 40 °C ve 44 °C sıcaklık ve %0.01 GO için entropi üretimi değerleri sırasıyla 0.14 W/K, 0.17 W/K ve 0.18 W/K’ dir. 0.8 m³/saat debide elde edilen en yüksek entropi üretimi değerleri 36 °C ve %0.02 GO için 0.16 W/K, 40 °C ve %0.02 GNR için 0.25 W/K, 44 °C ve %0.02 GO için 0.36 W/K’ dir.



Şekil 5.21 0.9 m³/saat debi için su ve nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki entropi üretimlerinin karşılaştırılması

Şekil 5.21’ de 0.9 m³/saat debi değeri için su, %0.01 GO, %0.01 GNR, %0.02 GO, %0.02 GNR nanoakışkanlarının, 36 °C, 40 °C ve 44 °C’ deki entropi üretimlerinin karşılaştırılmalı grafiği görülmektedir. 0.9 m³/saat debide bütün akışkanlar arasında elde edilen en düşük entropi üretimi değerleri 36 °C sıcaklıkta su için 0.09 W/K, 40 °C sıcaklıkta %0.01 GO için 0.16 W/K, 44 °C sıcaklıkta su için 0.17 W/K olarak hesaplanmıştır. Nanoakışkanlar arasında bütün sıcaklıklarda en düşük entropi üretimi değerleri grafikte görüldüğü gibi %0.01 GO için elde edilmiştir. %0.01 GO için 36 °C, 40 °C ve 44 °C’ de elde edilen entropi üretimi değerleri sırasıyla 0.12 W/K, 0.16 W/K ve 0.18 W/K’ dir. Şekil 5.21’ de görüldüğü gibi en yüksek entropi üretimi değerleri %0.02 GO ve %0.02 GNR için elde edilmiştir. Elde edilen en yüksek entropi üretimi değerleri 36 °C ve 40 °C sıcaklıkta %0.02 GNR için sırasıyla 0.17 W/K ve 0.25 W/K, 44 °C sıcaklıkta %0.02 GO için 0.36 W/K’ dir.

6. SONUÇLAR

Ülkelerin enerji tüketimleri sürekli artmaktadır. Buna bağlı olarak enerjiye olan ihtiyaçta her geçen gün artmaktadır. Günümüz problemlerinin en önemlilerinden biri, dünyanın doğal kaynaklarının sınırlı miktarlarda olması ve artan ihtiyaçları karşılayamaz duruma gelecek olmasıdır. Ayrıca bu durumun yaratacağı enerji krizide ülkelerin en büyük endişelerinden birisidir. Doğal kaynaklar kendiliğinden oluşurlar ancak, bu kaynakların oluşması ve yenilenmesi binlerce yıl sürmektedir. Ülkeler, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının artırılması ve doğal kaynakların tüketiminin azaltılması için çalışmalar yürütmektedir.

Enerji krizinin birçok sebebi olmakla birlikte dünya geneline bakıldığında aşırı tüketim, aşırı nüfus, yetersiz altyapı ve yetersiz dağıtım sistemleri, yenilenebilir enerji kaynaklarının yetersiz kullanımı ve enerji israfı bu nedenlerin başında gelmektedir. Aslında bu problemlerin çözümleride mevcuttur. Örneğin alternatif enerji kaynaklarının kullanımının artırılması, enerjiyi verimli kullanan ürünler, aydınlatma için tüketilen enerji miktarının azaltılması, enerji tüketimini optimum seviyede kısıtlayan otomasyon sistemlerinden faydalanmak, akıllı ve enerji tasarruflu bina sistemlerinin kullanımının yaygınlaştırılması, tüm ülkeler arasında sera gazı emisyonlarının azaltılmasına yönelik ortak protokollerin imzalanması ve emisyonların denetlenmesi bu çözümlerden bazılarıdır. Enerjinin kullanımı optimum seviyede tutmak için araştırmacılar enerji kullanan sistemler için ekserji (kullanılabilirlik) adında termodinamik bir araştırma kaynağına yönelmişlerdir.

Ekserji, enerji kaynaklarının kalitesini ortaya koyan kullanışlı bir kavramdır. Ekserji yardımıyla farklı enerji kaynakları karşılaştırılabilir. Ekserji analizi, enerji sistemleri hakkında bir yaklaşım sağlar ve verimsiz alanların düzeltilmesi için önemli bir araçtır

İnsanlar enerji ihtiyaçlarının büyük bir çoğunluğunu temel kaynaklar, fosil ve mineral yakıtlar ile nükleer ve hidroelektrik santrallerden karşılamaktadır. Ancak bu kaynakların kullanımı küresel ısınma ve ozon tabakasının incilmesi gibi ekolojik bakımdan büyük hasarlara yol açmaktadır. Ülkelerin uzun süredir farkında olduğu bu probleme çözüm arayışları ise devam etmektedir. Enerji verimliliğinin artırılmasının yöntemlerinden biriside nanoteknolojik yaklaşımlardır. Nanoteknolojinin enerjinin üretimi, depolanması ve kullanımına getirdiği yeni yaklaşımlar ile bu problemlerin çözümü için önemli bir potansiyeli olduğu görülmektedir. Araştırmalarda en çok umut vaat eden uygulamaların

termoelektrik cihazlar, fotovoltaik teknolojiler ve hidrojen dönüşümleri olduğu öngörülmektedir. Nanoteknolojinin farklı bir uygulaması olan “nanoakışkanlar” ise ısı transfer sistemlerinin artan soğutma ihtiyacının, geleneksel yöntemlere kıyasla daha yüksek verimle karşılanması ihtiyacından doğmuştur. Enerjinin kısıtlı olduğu gerçeğinin bulunduğu günümüzde enerjinin daha etkin ve verimli kullanılması oldukça büyük önem arz etmektedir. Özellikle enerji tüketen sistemlerin çevre havaya verdikleri atık ısılar, sistemlerin üzerindeki ısı yükler, çoğu zaman optimum soğutmanın sağlanamaması gibi durumlar bu sistemlerin enerji verimlerinin düşmesine ve enerji tüketiminin artmasına neden olmaktadır. Bunlardan biriside otomotiv soğutma sistemleridir. Araç radyatörleri ise soğutma sistemlerinin ısı transferi açısından en önemli parçalarından biridir.

Isı değiştiricileri endüstride birçok farklı sektörde kullanılmakta olup, ısı aktarım performansının artırılması ve ısı transferinin iyileştirilmesi gibi konular için ısı değiştiricilerinde nanoakışkanların kullanımı önemli ve ilgi çekici bir araştırma kaynağı oluşturmıştır.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında da nanoakışkan kullanılan araç radyatörünün ekserji analizi yapılmıştır. Hesaplamalarda daha önce yapılmış doktora çalışmasına ait deneysel veriler kullanılmıştır. Deneysel taban akışkanı olarak saf su kullanılmış olup hacimce %0.01 ve %0.02 konsantrasyonda grafen nano ribon (GNR) ve grafen oksit (GO) nanoakışkanları ile deneyler yapılmıştır. Deneyler 36 °C, 40 °C ve 44 °C akışkan giriş sıcaklıklarında, 0.6 m³/saat, 0.7 m³/saat, 0.8 m³/saat ve 0.9 m³/saat akışkan debilerinde gerçekleştirilmiştir. Deneyler için stadyum kesit alanlı, kompakt ısı değiştiricisi olan otomobil radyatörü kullanılmıştır. Otomobil radyatörünün çalışmasını simüle etmek amacıyla otomobilin yol şartları oluşturulmaya çalışılmış ve sistem bir fan kullanılarak sabit debide hava ile soğutulmuştur. Hava radyatör ile fan arasına dikdörtgen bir kanal yerleştirilerek radyatöre yönlendirilmiştir.

Yapılan hesaplamalar sonucunda ekserji verimi, ekserji yıkımı ve entropi üretimi değerleri saf su ve nanoakışkanlar için karşılaştırılmıştır. İlk olarak ekserji verimi değerleri hesaplanmıştır. Ekserji verimliliğinin nanoakışkan debilerinin artmasıyla arttığı ve 0.9 m³/saat debi için elde edilen ekserji verimi değerleri daha düşük debilerdeki ekserji verimi değerlerine göre daha yüksek olduğu sonucu elde edilmiştir. Ayrıca ekserji verimlerinin nanoakışkanların radyatöre giriş sıcaklıklarının artmasıyla

arttığı görülmüştür. 44 °C nanoakışkan giriş sıcaklığı için hesaplanan ekserji verimi değerlerinin, 36 °C ve 40 °C için hesaplanan ekserji verimi değerlerine göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Yapılan hesaplamalar sonucunda %0.01 GO nanoakışkanı için hesaplanan ekserji verimi değerlerinin, diğer nanoakışkanlara kıyasla en yüksek %6.33 olduğu, suyla kıyaslandığında suyun ekserji veriminin %0.01 GO' den genel olarak %1 ve %2 arasında daha yüksek olduğu görülmüştür. %0.01 GO nanoakışkanı için en düşük %89.98 ve en yüksek %94.93 ekserji verimleri elde edilirken, su için en düşük %90.78 ve en yüksek %95.29 ekserji verimleri elde edilmiştir. Ancak artan sıcaklık ve debilerde ekserji verimlerinin arasındaki farkın azaldığı, 0.9 m³/saat debi için 40 °C ve 44 °C sıcaklıkta %0.01 GO' in sudan %0.38 ve %1 daha yüksek olduğu görülmüştür. Ekserji verimleri nanoakışkan konsantrasyonlarına göre kıyaslandığında akışkan konsantrasyonunun artmasıyla ekserji verimlerinin azaldığı görülmüştür. %0.01 GO nanoakışkanı için hesaplanan ekserji verimi değerlerinin bütün sıcaklık ve debi değerlerinde %0.02 GO nanoakışkanından, %0.01 GNR nanoakışkanı için hesaplanan ekserji verimlerinin ise %0.02 GNR daha yüksek olduğu yapılan hesaplamalar sonucunda görülmüştür.

Hesaplamalar sonucu elde edilen ekserji yıkımı ve entropi üretimi grafiklerinin, ekserji verimi grafikleriyle uyum içinde olduğu görülmüştür. Yapılan hesaplamalar sonucunda ekserji yıkımı değerlerinin de ekserji verimliliği gibi nanoakışkan debilerinin artmasıyla arttığı ve 0.9 m³/saat debi için elde edilen ekserji yıkımı değerlerinin daha düşük debilerdeki ekserji yıkımı değerlerine göre daha yüksek olduğu sonucu elde edilmiştir. Ekserji yıkımları nanoakışkan konsantrasyonlarına göre kıyaslandığında, nanoakışkan konsantrasyonunun artmasıyla ekserji yıkımlarının arttığı görülmüştür. %0.02 GO nanoakışkanı için hesaplanan ekserji yıkımlarının bütün sıcaklık ve debi değerlerinde %0.01 GO nanoakışkanından, %0.02 GNR nanoakışkanı için hesaplanan ekserji yıkımı değerlerinin ise %0.01 GNR' den daha yüksek olduğu yapılan hesaplamalar sonucunda görülmüştür. Nanoakışkan konsantrasyonu arttıkça GO nanoakışkanının ekserji yıkımındaki artış miktarının GNR' a kıyasla daha fazla olduğu görülmüştür. Akışkan konsantrasyonunun artmasıyla %0.01 GO ve %0.02 GO nanoakışkanlarının ekserji yıkımı artış miktarının en yüksek %52.97 ve en düşük %11.51 olduğu, %0.01 GNR ve %0.02 GNR nanoakışkanlarının ekserji yıkımı artış miktarının ise en yüksek %33.24 ve en düşük %2.10 olduğu görülmüştür. Bütün sıcaklık ve debi değerleri için en yüksek ekserji yıkımı değerleri %0.02 GO nanoakışkanı için elde edilmiştir. %0.02 GO

nanoakışkanı için hesaplanan en yüksek ekserji yıkımı 104.42 W olarak hesaplanmıştır. En düşük ekserji yıkımı değeri ise %0.01 GO nanoakışkanı için 36 °C ve 0.6 m³/saat debide 30.41 W olarak hesaplanmıştır. Ekserji yıkımı değerleri akışkan sıcaklıklarına göre kıyaslandığında akışkan sıcaklıklarının artmasıyla ekserji yıkımı değerlerinde arttığı görülmüştür. 44 °C nanoakışkan sıcaklığı için hesaplanan ekserji yıkımı değerlerinin, 36 °C ve 40 °C için hesaplanan ekserji yıkımı değerlerine göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Yapılan hesaplamalar sonucunda %0.01 GO için hesaplanan ekserji yıkımı değerleri diğer bütün nanoakışkanların ekserji yıkımlarına kıyasla daha düşük olduğu görülmüştür. Suyla kıyaslandığında suyun ve %0.01 GO nanoakışkanının ekserji yıkımı değerleri yakınlık göstermekte ve genel olarak suyun ekserji yıkımı değerlerinin 5 W ile 10 W arasında daha düşük olduğu görülmüştür. Ancak 40 °C sıcaklık, 0.6 m³/saat ve 0.9 m³/saat debi için hesaplanan ekserji yıkımı değerleri karşılaştırıldığında %0.01 GO' in ekserji yıkımının sudan daha düşük olduğu görülmüştür.

Hesaplanan bir diğer değer entropi üretimidir. Elde edilen entropi üretimi grafikleri, ekserji yıkımı grafikleriyle iyi bir uyum sağlamış ve ekserji yıkımı grafikleriyle aynı trendi yakalamıştır. Entropi üretiminin akışkanların giriş sıcaklıkları ve akışkan debilerinin artmasına bağlı olarak artış gösterdiği görülmüştür. Ancak %0.01 GO oksit ve saf su için hesaplanan değerler incelendiğinde bu akışkanların entropi üretimlerindeki artışın diğer nanoakışkanlara kıyasla daha az olduğu görülmüştür. Akışkan konsantrasyonları artırıldığında, elde edilen veriler neticesinde GO nanoakışkanının, akışkan konsantrasyonu artırıldığında entropi üretimindeki artış miktarının, GNR' a kıyasla daha fazla olduğu sonucuna varılmıştır.

Sonuç olarak %0.01 GO nanoakışkanının, %0.02 GO nanoakışkanına kıyasla ekserji veriminin daha iyi olduğu, ekserji yıkım miktarının daha az olduğu ve buna bağlı olarakta entropi üretiminin daha az olduğu görülmüştür. Yine aynı şekilde %0.01 GNR nanoakışkanının, %0.02 GNR nanoakışkanına kıyasla ekserji verimlerinin daha yüksek olduğu, ekserji yıkım miktarı ve entropi üretimlerinin daha düşük olduğu görülmüştür. GO ve GNR nanoakışkanları kıyaslandığında bütün sıcaklık ve debi değerleri için %0.01 GO nanoakışkanının diğer nanoakışkanlardan daha yüksek ekserji verimlerine, daha düşük ekserji yıkımı ve entropi üretimine sahip olduğu görülmüştür. Su ile kıyaslandığında en iyi performansa sahip nanoakışkanın %0.01 GO olduğu görülmüştür. 44 °C sıcaklık ve 0.9 m³/h debi için yapılan hesaplamalar sonucunda su için ekserji

verimi %95.18 olarak bulunurken, %0.01 GO için ekserji verimi değeri %94.93 olarak bulunmuştur. Yine aynı sıcaklık ve debi değerlerinde %0.01 GNR için ekserji verimi %92.40, %0.02 GNR için ekserji verimi %91.25, %0.02 GO için ekserji verimi %90.10 olarak hesaplanmıştır.

Nanoakışkanların, akış yapısının tersinmezliklere ve entropi üretimine, akışkanın içindeki nanoparçacıkların çalkantılı(türbülanslı) bir akış yapısına sebep olacağı göz önüne alındığında bu değerler oldukça dikkat çekicidir.

Bu çalışmadan çıkan sonuçlarda da görüldüğü üzere nanoakışkanların yüksek sıcaklık ve debi değerlerinde daha çok araştırmaya konu olması, yüksek akışkan giriş sıcaklıkları ve yüksek debilerde geleneksel akışkanlarla performanslarının karşılaştırılması gerekmektedir.

Literatürdeki sayısal ve deneysel çalışmalar incelenerek saf suya kıyasla nanoakışkanların ısı transferinde sağladığı artış göz önüne alındığında, nanoakışkanların suya alternatif olarak iyi bir ısı transferi akışkanı olduğu görülmektedir. Nanoakışkanlar suya kıyasla her ne kadar ısı transferi performansı konusunda üstün olsalarda, gerek nanoakışkanların elde edilmesindeki zorluklar, gerekse kullanımlarında ortaya çıkan olumsuz yönlerin yapılan çalışmalar ile iyi anlaşılıp giderilmesi gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- Adnan M. H., Bakar R.A., Kadirgama, K., Sharma, K.V.** (2013). Experimental measurement of nanofluids thermal properties. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. Volume 7, pp. 850-863.
- Akdoğan, A.,** (2007). Bir soğutma sistemindeki kondenser kapasitesinin değiştirilmesinin enerji ve ekserji analizleri ile incelenmesi. *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Yüksek Lisans Tezi)*, 1-2, Zonguldak.
- Altundağ, A.** (2015). Bir Hastanede Amaliyathane Klima Santrali Isıtma Hattının Ekserji Analizi. *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Yüksek Lisans Tezi)*, 56s, Karabük.
- Ateşer, F.** (2012). Bir Otomotiv Klima Sisteminin Ekserji Analizi İle Performans Tespiti. *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Yüksek Lisans Tezi)*, 72s, Karabük.
- Baiocco G, Tagliaferri V, Ucciardello N.** (2017). Neural Networks Implementation For Analysis and Control of Heat Exchange Process in a Metal Foam Prototyped Device. *Procedia CIRP*, 62: 518-22.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M.J.** (1996). Thermal Design and Optimization. *John Willey*, 533s, Canada.
- Bergles, A.E.** (1999). The Imperative to Enhance Heat Transfer, Proceeding of the NATO Advanced Study on Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers. Cesme-İzmir. Turkey. May 25- June 5. 1998. *Klavver Academic Publishers*, Printed in Netherlands. pp.13-29.
- Bi., Y., Wang, X., Liu, Y., Zhang, H., Chen, L.** (2009). Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes. *Applied Energy*, 86(12), 2560–2565.
- Burlacu A., Sosoi G., Vizitiu R.Ş., Bărbuță M., Lăzărescu C.D., Ciocan V., Şerbănoiu A. A.** (2017). Energy efficient heat pipe heat exchanger for waste heat recovery in buildings, *11th International Conference Interdisciplinarity in Engineering*, Tirgu-Mures, Romania.
- Canbolat, A.S., Türkan, B., Yamankaradeniz, R., Can, M., Etemoğlu, A.B.** (2014). Otomobil radyatörlerinde boru sayısının ısıl performansa ve etkenliğe etkisinin incelenmesi. OTEKON'14, 7. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa, 26 – 27 Mayıs 2014.
- Chun, B-H, Kang, H. U., and Kim, S. H.** (2008). Effect of Alumina Nanoparticles in the Fluid on Heat Transfer in Double- Pipe Heat Exchanger System, *Korean Journal of Chemical Engineering*, vol. 25, no. 5, pp. 966–971.

- Cicala G, Cirillo L, Diana A, Manca O, Nardini S.** (2016). Experimental evaluation of fluid dynamic and thermal behaviors in compact heat exchanger with aluminum foam. *Energy Procedia*, 101:1103-10.
- Coşkun, A., Geredeliöğlu, Ç., Bolattürk, A. ve Gökaslan, M. Y.** (2013). Çayırhan Termik Santralinin enerji ve ekserji analizi. *11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir.
- Çakmak, Ç.** (2017). Pistonlu ve Scroll Tipi Kompresörlerin Soğutma Performansının Karşılaştırmalı Enerji Ve Ekserji Analizi. *Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), 104s, Bilecik.
- Çalışkan, H., Hepbaşı, A.** (2013) Isı Değiştiricilerinin Ekserjetik Yönleri, *Mühendis ve Makina*, cilt 54, sayı 645, s.28-37.
- Çengel, Y.A.** (2011). Isı ve Kütke Transferi: Pratik bir yaklaşım. *Güven Bilimsel, Güven Kitabevi*, İzmir.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A.,** (1996). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. *McGraw-Hill Literatür*, İstanbul, 867s.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A.,** (2008). Termodinamik mühendislik yaklaşımıyla, 5.cilt, Çeviri editörü: Ali Pınarbaşı, *Güven Kitabevi*, İzmir, 946s.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A.,** (2013). Termodinamik mühendislik yaklaşımıyla, 7.cilt, Çeviri editörü: Ali Pınarbaşı, *Palme Yayıncılık*, Ankara, 2-450.
- Çengel, Y.A., Wood, B., Dincer, I.** (2002). Is Bigger Thermodynamically Better? *Exergy, an International Journal*, 2: 62-68.
- Das, S.K., Choi, S.U.S., Yu, W., Pradeep, T.** (2008). Nanofluids: Science and Technology. *John Wiley&Sons, Inc.*
- Dimiev A.M.,** (2016) Graphene Oxide: Fundamentals and Applications, *John Wiley & Sons*. 464s.
- Dinçer, İ, Rosen, A.** (2013) Exergy Analysis of Heat Pump Systems, pp 101-113
- Doo JH, Ha MY, Min JK, Stieger R, Rolt A, Son C.** (2012). An investigation of cross-corrugated heat exchanger primary surfaces for advanced intercooled-cycle aero engines (Part-I: novel geometry of primary surface). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55:5256-67.
- Duangthongsuk, W., Wongwises, S.** (2009) Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop Characteristics of TiO₂-Water Nanofluid in a Double-Tube Counter Flow Heat Exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 2059-2067.
- Duman, N.** (2018). Toprak kaynaklı ısı pompasının sivas şartlarında kullanılabilirliğinin deneysel olarak araştırılması. *Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Doktora Tezi), 200s, Sivas.

- Durmuş A, Benli H, Kurtbaş İ, Gül H.** (2009). Investigation of heat transfer and Pressure drop in plate heat exchangers having different surface profiles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52:1451-7.
- Erdoğan, B.** (2016). Mini/mikro kanallarda nanoakışkan ile ısı transferinin deneysel incelenmesi. *Bülent Ecevit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Doktora Tezi), 143s, Zonguldak.
- Fard, M.G., Talaie, M.R., Nasr, S.** (2011). Numerical and experimental investigation of heat transfer of ZnO/water nanofluid in the concentric tube and plate heat exchangers. *Thermal Science*, Vol. 15, No. 1, pp. 183-194.
- Genceli, O. F.** (1999). Isı Değiştiricileri, *Birsen Yayınları*, İstanbul, 424s.
- Guarino S, Barbieri M, Pasqualino P, Bella G.** (2017). Fabrication and characterization of an innovative heat exchanger with open cell aluminum foams. *Energy Procedia*, 118: 227-32.
- Güney, A.** (2014). R744/R134a Kaskad Soğutma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi. *Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), 99s, Manisa.
- Gürler, S.** (2006). R134 Ve R600a Soğutucu Akışkanlı Ev Tipi Buzdolaplarında Ekserji Analizi. *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), 97s, İzmir.
- Gürmen, S. ve Ebin, B.** (2008). Nanopartiküller ve üretim yöntemleri-1. *TMMOB Metalurji Mühendisleri Odası-Metalurji Dergisi*, 150, 31-38.
- Halefadi, S., Estellé, P., Maré, T.** (2014). Heat transfer properties of aqueous carbon nanotubes nanofluids in coaxial heat exchanger under laminar regime. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 55, 174-180.
- Hepbasli, A.** (2008). A Key Review on Exergetic Analysis and Assesment of renewable Energy Resources for a Sustainable Future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12: 593-661s.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P.** (2000). Isı Ve Kütle Geçişinin Temelleri. *Dördüncü basımdan çeviri, Literatür Yayıncılık*, İstanbul.
- Jang, S. P., and Choi, S. U. S.** (2006). Cooling Performance of a Microchannel Heat Sink with Nanofluids, *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 2457-2463.
- Javadi, F.S., Sadeghipour, S., Saidur, R., BoroumandJazi, G., Rahmati, B., Elias, M.M., Sohel, M.R.** (2013). The effects of nanofluid on thermophysical properties and heat transfer characteristics of a plate heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 44, 58-63.
- Jones, J.B., Dugan, R.E.,** (2003). Mühendislik Termodinamiği. *Beta Yayıncılık*, 909s, İstanbul.

- Jones, M.R.** (2006). Exergy (Availability) Analysis. *Young University, Mechanical Engineering Department* (Lecture notes), Brigham.
- Kaçar, E. N., Erbay, L. B.** (2013). Isı Değişiricilerin Tasarımına Bir Bakış. *Mühendis ve Makina*, cilt 54, sayı 644, s.14-43.
- Kakaç, S., Liu, H.** (2012). Selection, Rating and Thermal Design of Heat Exchangers. *Third Edition CRC Press Taylor & Francis Group*, Florida, ABD.
- Karabulut, K.** (2015). Isı değiştiricilerde ısı aktarımının nanoakışkanlar kullanılarak arttırılması. *Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Doktora Tezi), 126s, Sivas.
- Khairul, M.A., Alima, M.A., Mahbubul, I.M., Saidur, R., Hepbasli, A., Hossaina, A.** (2014). Heat transfer performance and exergy analyses of a corrugated plate heat exchanger using metal oxide nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 50, 8–14.
- Kılınç, F.** (2015). Oto radyatörlerde nanoakışkan kullanılarak ısı aktarım performansının arttırılması. *Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Doktora Tezi), 130s, Sivas.
- Kouremenos, G. Tsatsaronis, C. D. Rakopoulos.** (1991). Greg. Foundas, Technical and Scientific Editions, *Energy development* - 1024 pages.
- Kulkarni, D.P., Vajjha, R.S., Das, D.K., Oliva, D.** (2008). Application Of Aluminum Oxide Nanofluids In Diesel Electric Generator As Jacket Water Coolant. *Applied Thermal Engineering*, 28 (14-15) 1774-1781.
- Longo GA, Gasparella A, Sartori R.** (2004). Experimental heat transfer coefficients during refrigerant vaporisation and condensation inside herringbone-type plate heat exchangers with enhanced surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47: 4125-36.
- Pak, B.C., Cho, I.Y.** (1998). Hydrodynamic And Heat Transfer Study Of Dispersed Fluids With Submicron Metallic Oxide Particles. *Experimental Heat Transfer*, 11 151–170.
- Palm, S. J., Roy, G., and Nguyen, C. T.** (2006). Heat Transfer Enhancement with the Use of Nanofluids in Radial Flow Cooling Systems Considering Temperature Dependent Properties, *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 2209–2218.
- Pandey, S.D., Nema, V.K.** (2012). Experimental analysis of heat transfer and friction factor of nanofluid as a coolant in a corrugated plate heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 38, 248–256.
- Pantzali, M.N., Kanaris, A.G., Antoniadis, K.D., Mouza, A.A., Paras, S.V.** (2009). Effect of nanofluids on the performance of a miniature plate heat exchanger with modulated surface. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30, 691–699.

- Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Hoseini, S.M., Seifi, J.M.** (2011). Experimental Study Of Heat Transfer Enhancement Using Water/Ethylene Glycol Basednanofluids As A New Coolant For Car Radiators. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38 (2011) 1283–1290.
- Rosen, M.A., Dincer, I.** (2004). A Study of Industrial Steam Process Heating Through Exergy Analysis. *International Journal of Energy Research*, 28: 917-930.
- Roy, G., Nguyen, C. T., and Lajoie, P.R.** (2004). Numerical Investigation of Laminar Flow and Heat Transfer in a Radial Flow Cooling System with the Use of Nanofluids, *Superlattices and Microstructures*, vol. 35, pp. 497–511.
- Sarraf K, Launay S, Tadrst L.** (2015). Complex 3D-flow analysis and corrugation angle effect in plate heat exchangers. *International Journal of Thermal Science*, 94:126-38.
- Shah, R. K., Dusan, P. Sekulic.** (2003). Fundamentals of Heat Exchanger Design. *John Wiley & Sons, Inc., New York, USA.*
- Sun B., Zhang Y., Yang D., Li H.,** (2019). Experimental study on heat transfer characteristics of hybrid nanofluid impinging jets, *Applied Thermal Engineering*, 151: 556-566.
- Subaşı, A.** (2010). Yanıt Yüzey Yöntemi Yardımıyla Isı Değişirici Optimizasyonu. *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Yüksek Lisans Tezi)*, Erzurum.
- Szargut, J., Morris, D.R., Steward, F.R.** (1988). “Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metalurgical Processes”, *Hempshire, New York.*
- Şahin, B., Çomaklı, K., Çomaklı, Ö., Yılmaz, M.** (2006). Nanoakışkanlar ile Isı Transferinin İyileştirilmesi. *Mühendis ve Makine*, Cilt:47, Sayı:559, s.29-34.
- Witharana, S., Chen, H., Ding, Y.** (2010). Nanofluids for Heat Transfer. *Handbook of Nanophysics: Nanoparticles and Quantum Dots*, 12p. Leeds.
- Xuan, Y., Li, Q.** (2000). Heat transfer enhancement of nanofluids. *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, 21 (1), 58-64.
- Yıldırım, A.** (2014). Değişken Soğutucu Akışkan Debili Klima Sistemlerinde Ekserji Analizi. *Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (Yüksek Lisans Tezi)*, 84s, Osmaniye.
- Yüncü, H.** (2010). Ekserji Analizi (İkinci Kanun Verimi & Termoekonomi). *Makine Mühendisliği Bölümü ODTÜ Basım İşliği*, 403 s, Ankara.
- Zhang Y, Jiang C, Yang Z, Zhang Y, Bai B.** (2016). Numerical study on heat transfer enhancement in capsule-type plate heat exchangers. *Appl Therm Eng*, 108:1237-42.

ÖZGEÇMİŞ



Kişisel bilgiler

Adı Soyadı	Cihan Zeki UYGUN
Doğum Yeri ve Tarihi	İstanbul, 04.05.1993
Medeni Hali	Evli
Yabancı Dil	İngilizce
İletişim Adresi	Güllübağlar Mahallesi, 34890-Pendik/İstanbul
E-posta Adresi	cihanzekiuygun@gmail.com

Eğitim ve Akademik Durumu

Lise	Bayrampaşa Rıfat Canayakın Lisesi, 2010
Lisans	Cumhuriyet Üniversitesi, 2012-2016
Yüksek Lisans	Cumhuriyet Üniversitesi, 2016-2017
Yüksek Lisans	Cumhuriyet Üniversitesi, 2016-2019

İş Tecrübesi

İntek Yapı Denetim	Saha Mühendisi, 2016-2017
Niltaş Makine	Makine Mühendisi, 2017-2018
Aslar Pres Döküm	Üretim ve Planlama Mühendisi, 2018-

Ödüller, Teşvikler ve Üyelikler

TMMOB	Makine Mühendisleri Odası Üyesi
-------	---------------------------------