

ÜÇ BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDE FARKLI NANOAKIŞKAN KULLANIMLARININ HAD ANALİZLERİ



Yazar
Zeynep DURMUŞ



BİDGE Yayınları

**ÜÇ BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDE FARKLI NANOAKIŞKAN KULLANIMLARININ
HAD ANALİZLERİ**

Yazar: Zeynep DURMUŞ

ISBN: 978-625-372-629-4

1. Baskı

Sayfa Düzeni: Gözde YÜCEL

Yayınlama Tarihi: 14.03.2025

BİDGE Yayınları

Bu eserin bütün hakları saklıdır. Kaynak gösterilerek tanıtım için yapılacak kısa alıntılar dışında yayıncının ve editörün yazılı izni olmaksızın hiçbir yolla çoğaltılamaz.

Sertifika No: 71374

Yayın hakları © BİDGE Yayınları

www.bidgeyayinlari.com.tr - bidgeyayinlari@gmail.com

Krc Bilişim Ticaret ve Organizasyon Ltd. Şti.

Güzeltepe Mahallesi Abidin Daver Sokak Sefer Apartmanı No: 7/9 Çankaya / Ankara



İçindekiler

Giriş	4
1. LİTERATÜR ÖZETİ	6
2. ISI DEĞİŞTİRİCİLER	12
Rekuperatör ve Rejeneratör	12
Transfer Proseslerine Göre Isı Değiştiriciler	13
İmalat Geometrilere Göre Isı Değiştiriciler	14
Borulu Isı Değiştiriciler	14
Plakalı Isı Değiştiriciler	16
Genişletilmiş (kanatlı) Yüzeyli Isı Değiştiriciler	16
Isı Transfer Mekanizmalarına Göre Isı Değiştiriciler	17
Akış Düzenlerine Göre Isı Değiştiriciler	17
Isı Değiştiricilerde Kirlilik ve Korozyon	18
Isı Değiştiricisi Seçimi	19
Isı Transferi Artırma Yöntemleri	19
3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE HESAPLAMA YÖNTEMLERİ	21
Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı Yöntemi	21
ϵ -NTU Yöntemi	22
P-NTU Yöntemi	23
ϕ -P ve P1-P2 Yöntemi	23
4. NANOAKIŞKANLAR	25
Nanoakışkan Hazırlama Yöntemleri	26
5. MATERYAL VE METOT	31
Geometrinin Oluşturulması	31
Modelin Ağ (Mesh) Yapısının Oluşturulması	32
Programda Seçilen Modeller ve Sınır Şartları	33
HAD Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	35
6. SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI	40
Nusselt Sayısının Değişimi	40
Sürtünme Faktörünün Değişimi	41
Isı Taşınım Katsayısının Değişimi	41
Isı Değiştiricisi Etkenliğinin Değişimi	42
SONUÇ VE ÖNERİLER	44
KAYNAKÇA	45
EKLER	50

ÜÇ BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDE FARKLI NANOAKIŞKAN KULLANIMLARININ HAD ANALİZLERİ

Zeynep DURMUŞ¹

Giriş

Isı değıştircileri, iki aynı ya da farklı akışkanın birbirine karışmadan aralarında ısı geçişine olanak sağlayan ısıtma veya soğutma yapan sistemlerdir. Isıtma/soğutma sistemlerinde, havalandırma sistemlerinde, gıda endüstrisi gibi birçok sektörde çalışma alanı bulunmaktadır. En yaygın olarak kullanılan türlerinden biri olan borulu ısı değıştircileri (eşanjör) endüstriyel olarak sıklıkla kullanılmaktadır. Enerji santrallerinde özellikle termik ve nükleer santrallerde; besleme suyu ısıtıcılarında, diğer yenilenebilir enerji sistemlerinde bu tip ısı değıştircilerine sıkça rastlanmaktadır. Ayrıca pastörizasyon sterilizasyonu, kurutma, buharlaştırma, soğutma ve dondurma amaçları için gıda sektöründe oldukça fazla kullanılmaktadır. Süt ürünleri, yiyecek, içecek ve ilaç endüstrileri gibi farklı ürünlerde kullanılan çift borulu ısı değıştircilerinin etkinliğini ve kompaktlığını artırmaya ihtiyaç vardır.

Eş merkezli üç borulu ısı değıştirici ile ek bir akış geçidi ve birim uzunluk başına daha büyük bir ısı aktarım alanı aracılığıyla eş merkezli çift borulu ısı değıştircilerinin dezavantajlarını gidererek zaman başına verimlilik miktarı artırılabilir. Üç borulu ısı değıştiricisi, birim uzunluk başına çift borulu ısı değıştiricisine kıyasla daha yüksek ısı değıştirici etkinliğine ve daha fazla enerji tasarrufuna katkıda bulunur. Aynı zamanda ısı transfer yüzey alanı en aza indirilerek yer ve maliyetten tasarruf sağlanabilmektedir. Eş merkezli üç borulu ısı değıştircileri, ürünü iç ve dış borular arasındaki boşluktan (halka şeklindeki boşluk) geçirerek çalışır, bu da onları meyve püreleri, yoğun soslar, bal ve şuruplar gibi, yüksek viskoziteli ürünler için uygun hale getirir (HRS Eşanjörler, 2021).

Eş merkezli üç borulu ısı değıştiricisi, merkezi iç boru, iç halka şeklindeki boşluk ve dış halka şeklindeki boşluktan oluşur. Isı transfer ortamları, merkezi boru ve dış halka boşluktan geçirilirken bir termal akışkanda iç halka şeklindeki boşluktan geçirilir. Üç borulu ısı değıştirciler, orta ila küçük partikül içeren yüksek viskoziteli sıvılar ve büyük viskozite değışiklikleri olan sıvılar için idealdir. Daha düşük akış hızlarında daha yüksek Reynolds sayıları oluşturarak yüksek verimlilik sağladığı kanıtlanmıştır (APS, 2021). Üç borulu bir ısı değıştiricisi uygulama alanlarında viskoz ürünlerle uygulanmak için tamamen paslanmaz çelikten tasarlanmaktadır. Ürün dairesel boşluktan akar ve servis sıvısı, eşit ısıtma veya soğutma sağlamak için iç ve dış borulardan akmaktadır. Borulu ısı değıştircilerine göre hem ısı transferi hem de verimlilik artırmaktadır. Ek olarak da olası kirlenme en aza indirmektedir (HRS Eşanjörler, 2020).

Bu tez çalışmasında ters akışlı eş merkezli üç borulu ısı değıştiricisinde saf su ve nanoakışkanlar kullanarak ısı transfer oranının iyileştirilmesi üzerine çalışmalar yapılmıştır. Deneysel çalışmaların maliyet açısından yüksek olması ve uzun süre zaman almasından dolayı son yıllarda araştırmacılar sayısal analiz çalışmaları için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi ile maliyeti düşük ve hızlı bir sürede analiz sonuçlarında yüksek doğruluk oranlarına ulaşabilmektedir. Mühendislik uygulamalarında en yaygın olarak kullanılan ANSYS 17.1 paket programı Fluent modülü kullanarak çalışmadaki ısı değıştiricisinin sayısal analizleri yapılmıştır. Farklı parametreler için elde edilen sayısal

¹ Öğr. Gör. Uşak Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Motorlu Araçlar ve Ulaştırma Teknolojileri Bölümü, zeynep.durmus@usak.edu.tr

analiz sonuçlarında en iyi ısı transferi iyileşmesinin elde edildiği sonuçlar literatürde Gomaa ve diğerlerinin çalışması ile karşılaştırılarak gelecekteki nanoakışkanların uygulama alanlarına katkı sağlanmıştır.

Altı bölümden oluşan çalışmanın ilk bölümünde öncelikli olarak ulusal ve uluslararası alanda konu ile ilgili olarak literatür taraması yapılarak kısaca özetlenmiştir. Eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinde hem deneysel hemde sayısal analiz çalışmalarındaki parametrelerin etkileri ve sonuçları incelenmiştir.

İkinci bölümde ısı değiştiricilerinin çeşitleri, farklı amaçlarla kullanımları ve uygulama alanları hakkında ayrıntılı bilgiler verilmiştir.

Üçüncü bölümde, ısı değiştiricilerin performansı için kullanılan yöntemler detaylı bir şekilde ele alınarak hesaplama denklemleri verilmiştir.

Dördüncü bölümde, nanoakışkanların içerikleri, termofiziksel özellikleri ve ısı değiştirici uygulamalarında kullanılabilirliği üzerine bilgiler verilmiştir. Daha sonrasında nanoakışkanların hazırlanma yöntemleri ve termofiziksel özelliklerinin hesaplanması ile ilgili denklemler ayrıntılı bir şekilde verilmiştir.

Beşinci bölümde, eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinde ters akış durumunda, %0,5 ve %1 hacim konsantrasyonlarında Alüminyumoksit (Al_2O_3), Titanyumoksit (TiO_2) ve Grafenoksit (GO) nanopartiküllerinin eklenmesiyle oluşan nanoakışkanların saf suya göre performansının incelenmesi için farklı hız değerleri alınarak Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, ısı taşınım katsayısı ve ısı değiştirici verimliliğinin korelasyonları hesaplanmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analiz uygulama aşamaları detaylı olarak açıklanmıştır.

Çalışmanın son kısmı olan altıncı bölümde ise, ters akışlı eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinde saf su ile gerçekleştirilen sayısal analiz sonuçları, literatürde Gomaa vd.'nin deneysel çalışma sonuçları ile kıyaslanmıştır. Su akışkanı ile üç farklı nanoakışkan ve nanopartikül konsantrasyon değerlerinin HAD analiz sonuçları grafikler ile detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Sonuç ve öneriler kısmında ise analiz sonuçlarından elde edilen bulgular değerlendirilerek çalışma sonlandırılmıştır.

1. LİTERATÜR ÖZETİ

Çalışmanın ilk bölümünde ulusal ve uluslararası literatürde yer alan çalışmalara ilişkin bir araştırma yapılarak özetlenmiştir. Eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinde hem deneysel hemde sayısal analiz çalışmalarındaki parametrelerin etkileri ve sonuçları ele alınmıştır. Ayrıca eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinde farklı akışkanlar kullanılması ile ilgili HAD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) yöntemi analiz edilerek çalışmaların sonuçları incelenmiştir. Elde edilen bulgular doğrultusunda genel bir değerlendirme yapılmıştır.

A. Ünal, eş merkezli üç borulu ısı değiştiriciler üzerinde teorik çalışmada matematiksel modellemeyi ele almıştır. Eş merkezli üç borulu ısı değiştiricileri, çift borulu ısı değiştiricilerine kıyasla daha iyi ısı transfer verimleri sağladığı için üçüncü boru eklenerek, ek bir akış geçidi ve birim değiştirici uzunluğu başına daha büyük bir ısı aktarım alanı yoluyla ısı transferini iyileştirmiştir. Matematiksel model hem ters akış hem de paralel akış düzenlemeleri için geçerli diferansiyel denklemlerin türetilmesini ve olası çözümlerini içermektedir. Eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinin optimum tasarımına ait güvenilir denklemler veya kriterler olmadığı için literatür de Zuritz'in çalışmasından faydalanmıştır.

Zuritz çalışmasında, üç borulu ısı değiştiricisinde akışkan sıcaklıkları için paralel ve ters akış durumlarında bir dizi analitik denklem geliştirmiştir. Denklemler çevredeki ısı kayıplarını hesaba katarak sıcaklık hesaplamaları için gerekli girdi parametreleri kütle akış hızları, akışkan giriş sıcaklıkları ve ısı transfer katsayılarıdır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkları açısından toplam ısı transfer hızı için yaklaşık bir denklem, iyi yalıtılmış ısı değiştiriciler için türetilmiş ve analitik denklemlerle test edilmiştir. Ters akışlı bir ısı değiştirici için bir örnek çalışmada sadece farklı gerçek kökler için Laplace dönüşümü yoluyla üçlü birinci dereceden diferansiyel denklemler kümesini çözdü ve örnek çalışmasıyla ilgili hesaplama yolu tartışılabilir. Simülasyonlara göre, iç boru içinde dairesel bir bölge oluşturmanın toplam ısı transfer verimliliğini artırdığını ve ısı değiştirici uzunluk gereksinimini yaklaşık %25 oranında azalttığını göstermektedir (Zuritz, 1990).

Ünal, Zuritz'in örnek çalışmasından farklı olarak tamamen gelişmiş akış koşulları altında iyi yalıtılmış üç borulu ısı değiştiricileri için oldukça basit bir şekilde ısı kapasitesi akış hızları, transfer birimlerinin sayısı (NTU) ve doğru tanımlanmış bazı diğer boyutsuz parametreler kullanılarak bir dizi denklem türetmiştir. Türetilen temel denklemler, biri boru içi akış, diğeri dış halkadaki akış olmak üzere iki adet adi diferansiyel denklemden ve iç halka boyunca akan akışkan için birinci dereceden adi diferansiyel denklemlerden oluşmaktadır. Elde edilen denklemler hem tasarım hesaplamaları hem de performans hesaplamaları için kullanılabileceği gibi ısı değiştirici boyunca üç akışın toplu sıcaklık değişimlerinin belirlenmesinde kullanılabilecektir (Ünal, 1998).

Ünal bu çalışmanın ikinci bölümünde ters akışlı eş merkezli üç borulu ısı değiştiricileri için optimum tasarım parametrelerinin hem performans hesaplamalarını hem de üç borunun birbirine göre göreceli boyutlarının ısı değiştirici performansını veya boyutunu etkileyen en önemli parametreler olduğunu gösteren tasarım hesaplamalarını ele almıştır. İlk bölümde elde ettikleri sonuçlar, üç akışın da laminar veya türbülanslı olabileceği ölçüde sınırlıydı. Bu mevcut çalışmada, sıvıdan sıvıya ısı değiştirici üzerinde sistematik bir şekilde üç akışın herhangi bir akış tipi kombinasyonunu içeren birkaç örnek çalışılmış ve sonuçlar boru yarıçaplarının ısı değiştirici performansı ve ısı değiştirici uzunluğu üzerindeki etkisini daha iyi anlamak için grafik biçiminde sunulmuştur. Ayrıca, eş merkezli üç borulu bir ısı değiştiricinin performansı ve boyutu, eş merkezli çift borulu ısı değiştirici ile karşılaştırılmıştır. Hesaplamalar için TRIPLET adlı bilgisayar programı geliştirilmiştir. Üç borulu bir ısı değiştiricinin etkinliğinin optimize edilmesi, ısı değiştirici performansında önemli bir artış sağlamıştır (Ünal, 2001).

Diğer çalışmada ise Ünal, Etkenlik-NTU ilişkileri için hem ters akış hem de paralel akış düzenlemeleri dâhil olmak üzere üç borulu eş merkezli ısı değiştiriciler için kapalı form ifadeler türetmiştir. Ayrıca, her iki akış ara düzenlemesi türü için bazı temsili verileri grafik şeklinde sunmuştur (Ünal, 2003).

Valladares ise eş merkezli üç borulu ısı değiştiricilerin termal ve akışkan-dinamik davranışının ayrıntılı bir tek boyutlu sabit ve geçici sayısal simülasyonu geliştirmiştir. İç boru ve halka (iç ve dış)

içindeki yönetim denklemleri (süreklilik, momentum ve enerji), iç, orta ve en dış boru duvarındaki enerji denklemleri ve yalıtım ile birlikte ayrı şekilde yinelemeli olarak çözülür. Her akıştaki (iç boru ve dış halka) kütle akışı, basınç düşüşünün aynı olacağı şekilde Newton – Raphson algoritması ile çıkış basıncı da yinelemeli olarak değerlendirilir. Tüm akış değişkenleri (entalpi, sıcaklık, basınç, kütle fraksiyonu, hızı, ısı akısı, vb.) termo fiziksel özelliklerle birlikte, alanın ayrıştırıldığı ızgaranın her noktasında değerlendirilir. Akışkanın (su) termofiziksel özellikleri teknik literatürden ve REFPROP v.7.0 programından elde edilen değerler ile modeli doğrulamak için farklı sayısal yönler sunulur ve son olarak sayısal çözümlerin literatürde elde edilen sonuçlarla karşılaştırmaları gösterilir (García-Valladares, 2004).

Quadir ve diğerleri, üç borulu eş merkezli ısı değiştiricinin performansını normal musluk -sıcak -soğuk suyu (N-H-C) ve soğuk-sıcak- normal musluk suyu (C-H-N) olarak iki farklı akış düzenlemesi ile ısı değiştiricisinin yalıtımlı ve yalıtımsız koşulları için kararlı durum koşulları altında deneysel olarak incelemişlerdir. N-H-C düzenlemesine göre, en içteki boruda normal su akışı, iç halkada sıcak su akışı ve dış halkada soğuk su akışı birbirine paralel akar iken, C-H-N düzenlemesinde soğuk ve normal su değiştirilerek sıcak su akışı değişmeden tutulmuştur. Sonuçlar, farklı akış hızları için ısı değiştiricinin uzunluğu boyunca üç sıvının sıcaklık değişimleri şeklinde sunulmuş ve boru uzunluğu boyunca sıcaklık değişiminin iki düzenleme için soğuk suyun sıcaklığı, N-H-C düzenlemesinin yalıtılmamış durumunda hızla artar. Üç akışkan arasındaki ısı transferi, C-H-N düzenlemesine kıyasla ısı değiştiricinin N-H-C düzenlemesinde daha etkilidir. Dış halkada sıcak sudan sıvıya aktarılan ısı N-H-C düzenlemesinde daha yüksek iken, C-H-N düzenlemesinde her iki sıvı için hemen hemen aynı olduğu sonucuna varmışlardır (Quadir & ark., 2013).

Radulescu ve diğerleri, eş merkezli çift ve üç borulu ısı değiştiricilerinde bir petrol ürününü soğutmak için ısı transferinin analiz sonuçlarını irdelemişlerdir. Eş merkezli çift borulu ısı değiştiricisine, bir ara boru eklenerek eş merkezli üç borulu ısı değiştirici elde edilmiş ve birim uzunluk başına ısı alanını artırarak ısı transferini iyileştirmeyi amaçlamışlardır. İki türdeki ısı değiştiricisinde ısı transferinin analizi performanslarının belirlenmesinde akışkanların debileri, su ve petrol ürününün giriş ve çıkış sıcaklıkları yapılan deneysel testlerde kullanılmıştır. Toplam ısı transfer katsayıları ve ısı değişim yüzeyleri hesaplanması sonucunda eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinin, eş merkezli çift borulu ısı değiştiricisine kıyasla daha iyi ısı transfer verimi sağladığını göstermişlerdir (Radulescu, Negoita & Onutu, 2016).

Babu ve diğerleri, eş merkezli üç borulu ısı değiştiricide, iç halka üzerinde 6 mm, 8 mm, 10 mm yükseklikte kanatçıklar ekleyerek 345K, 353K, 363K, 345K sıcaklıklarda ısı transferi HAD analizini ANSYS Fluent programında çözümlemektedir. Dış borudan soğuk akışkan, iç borudan normal akışkan, ara borudan ise sıcak akışkan geçirilmektedir. İçerisinde kanatçık bulunan üç borulu ısı değiştiricisinde sıcaklık değişimi, sıcak akışkanın ara borudan geçirilmesi ile hesaplanmaktadır. Analiz sonuçlarına göre; 8mm yükseklikte kanat boyutu ile sıcaklık düşüşü yüksektir. Maksimum sıcaklık değeri ise 290K'ya kadar düşürülebilmektedir (Babu, Chandra & Mahesh, 2020).

Hossain ve diğerleri, eş merkezli çift borulu ısı değiştiriciye bir ara boru ekleyerek ısı transfer yüzey alanını arttırmanın yanı sıra uzunluğu ve malzeme maliyetini azaltmak için deneysel çalışma yapmışlardır. Farklı giriş sıcaklıkları ve kütle akış hızları için ısı değiştiricinin performansı analiz edilmektedir. Deneysel sonuçlara göre, genel ısı transfer katsayısının, sıcak ve soğuk akışkan için artan kütle akış hızı ile arttığı bulunmuştur. İç boru, iç halka boşluk ve dış halka boşlukta daha yüksek bir akış hızında ısı transfer hızının daha yüksek olduğu gözlenmiştir. Ayrıca, eş merkezli üç borulu ısı değiştiricinin genel ısı transfer katsayısı, çift borulu ısı değiştiricisine göre daha iyi performans göstermektedir. Aynı ısı transfer alanı için, üç borulu ısı değiştiricisinin uzunluğu çift borulu ısı değiştiricisine göre %65,17 daha kısadır (Hossain & ark., 2017).

Akyürek ve arkadaşları, hacimce %0,4, %0,8, %1,2 ve %1,6 partikül hacim konsantrasyonlarında Al₂O₃-su nanoakışkanlarını eş merkezli borulu ısı değiştiricisinde, türbülanslı zorlanmış konveksiyon ısı transferi ve basınç düşüşü özelliklerini 4000 ila 20000 Reynolds sayısı aralığında deneysel olarak incelemiştir. Reynolds sayısı ve partikül konsantrasyonları arttıkça ortalama Nusselt sayısı artmıştır. Bununla birlikte, ısı değiştiricisinde kullanılan tel bobinler, ısı transfer katsayısının yanı sıra basınç

düşüşünü de artırmıştır. Al_2O_3 -su nanoakışkanının basınç düşüşü, aynı Reynolds sayı aralığında neredeyse saf suya eşittir. Sonuç olarak, daha düşük partikül konsantrasyonlarına sahip nanosıvılar, basınç düşüşü değişikliği üzerinde önemli bir etki göstermezken, ısı değiştiricisinde kullanılan tel bobinler, ısı transfer katsayısının yanı sıra basınç düşüşünü de artırdığı görülmektedir (Akyürek & ark., 2018).

Diğer çalışmalarında ise nanoakışkanların viskozite doğruluğunu belirlemek için %0,4, %0,8, %1,2 ve %1,6 hacimsel oranlarda gama fazında Al_2O_3 nanoparçacıklarının saf suya ilave edilmesi ile hazırlanan nanoakışkanların farklı sıcaklıklardaki viskozite değerleri deneysel olarak belirlenmiş ve sonuçlar literatür ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur (Akyürek, Geliş & Şahin, 2019).

E. Erol çalışmasında, eş merkezli çift borulu ısı değiştiricisinde paralel ve ters akış şartları altında Titanyumdioksit (TiO_2)-su nanoakışkan kullanımının saf suya göre ısı iletkenliğe etkisini deneysel olarak araştırmıştır. Saf suyun içerisine %2 (kütle/kütle) konsantrasyonu sağlanacak şekilde TiO_2 nanoparçacıkları ilave edilerek süspansiyon edilmiştir. Paralel akış şartlarında nanoakışkan kullanımı ile toplam ısı transferi katsayısı, suya göre ortalama %38 artmaktadır. Soğuk akışkanın ısı transfer katsayısında ortalama %3 artarken, sıcak akışkanın ısı transfer katsayısında ortalama %17 oranında artış görülmüştür. Ters akış şartlarındaki iyileşme oranları ise sırasıyla %12, %26 ve %1 olarak ölçülmüştür (Erol, 2018).

Jumaah, bakırdan yapılmış sarmal borulu ısı değiştiricisinde gövdenin merkezine 8 adet koni perde ekleyerek akışkanlar arasında ısı değişimine etkisini geliştirmek için (HAD) tekniği ile analiz etmektedir. Perde açıları ve uzunlukları değiştirilerek gövde içerisinde akışkanın dağıtımı artırılmış, gövde akışkanı ile sarmal boru arasındaki ısı değişimi performansı artırılmıştır. Analiz sonuçlarına göre, perdelerin eğiminin artmasıyla gövdedeki soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı artmış, sarmal borudaki sıcak akışkanın sıcaklığı azalmıştır. Koni perdelerin eğim açısı 80° 'ye uzunlukları 30 cm 'ye ulaştığında ısı transfer hızı, Nusselt sayısı ve ısı değiştiricisinin etkenlik değerleri artmıştır (Jumaah, 2017).

M. Ökten, eş eksenli iç içe borulu ısı değiştiricisinde ısı transferini iyileştirmek için, türbülanslı akışta hibrit bakır oksit alümina ($CuO+Al_2O_3$) nanoakışkanı kullanılarak ısı değiştiricisinin performansını deneysel olarak incelemiştir. Deney çalışmasında ısı değiştiricisinde hibrit nanoakışkan ağırlıkça %0,5 ve %1 oranlarında kullanılmıştır. Deneyler sonucunda ısı değiştiricisinin ısı transfer katsayısı, paralel akışta %4,1 ve %7,4 oranında artar iken ters akışta %5,4 ve %8 oranında artmıştır (Ökten, 2020).

Das, Sahoo ve diğerleri, N-H-C (iç boruda normal akışkan-ortada sıcak akışkan-dış halka içinde soğuk akışkan) ve C-H-N (iç boruda soğuk akışkan-ortada sıcak akışkan-dış halka içinde normal akışkan) akış düzenlemelerinde eş merkezli sarmal üç borulu ısı değiştiricinin ısı değişimini incelemek için, paralel ve ters akış durumlarını deneysel incelemişlerdir. Isı değiştiricisinin uzunluğu ve sıcaklık dağılımı gözlenmiş, N-H-C ve C-H-N düzenlemelerinde paralel ve ters akış için etkenlikleri hesaplanarak karşılaştırılmıştır. Yüksek hacim akış hızına sahip N-H-C ters akış düzenlemesinin diğer düzenlemelerden daha etkili olduğunu kanıtlamışlardır (Sahoo & ark., 2016).

Periyasamy ve Visvanathan araştırmada, mikrodalga karbon (MWCNT)-su nanoyakıtlarının, eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinde ısı transfer hızı, basınç düşüşü ve pompalama gücü üzerindeki etkisi deneysel olarak araştırılmış ve %0,2, %0,4 ve %0,6 hacim konsantrasyonlarında MWCNT-su nanoakışkanlarının sonuçları su ile karşılaştırılmıştır. Sıvı kütle akış hızı 0,026 ila 0,039 kg/s aralığındadır ve sabit ısı akışı koşulu dikkate alınarak, %0,6 MWCNT-su nanoakışkanının etkinliği ve basınç düşüşü, maksimum kütle akış hızında, sudan %27 ve %21 daha fazla olduğu görülmüştür. Ayrıca, artan hacim konsantrasyonu ile pompalama gücünün arttığı ve sudan %25 daha yüksek olduğu bulunmuştur (Periyasamy & Visvanathan, 2020).

K. Uz, eş eksenli üç borulu ısı değiştiricisinde, dört farklı türde (Al_2O_3 -su, CuO -su, SiO_2 - su, ZnO -su) nanosıvılar ve su kullanarak ANSYS Fluent programı ile sayısal analiz gerçekleştirmiştir. %1,0, %2,0, %3,0 ve %4,0 nanopartikül hacimsel oranları için türbülanslı akış şartlarında ($3120 < Re < 5895$) yapılarak Realizable k- ϵ türbülans modelinde analiz edilmiştir. Sayısal analiz sonuçlarına göre, Reynolds sayısının artması ile birim pompalama gücü başına düşen ısı transfer miktarı ve ısı değiştiricisi verimi

artmaktadır. Ayrıca nanosivisinin nanopartikül hacimsel oranı arttıkça birim pompalama gücü başına düşen ısı transfer miktarı ve ısı değiştiricisi verimi de artmaktadır. Analizlerden en verimli %4,0 nanopartikül hacimsel oranlı Al_2O_3 -su nanosivisi olduğu belirlenmiştir (Uz, 2018).

M. Lele ve diğerleri, eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinde yağ soğutma uygulaması için su-yağ-su kombinasyonu geliştirerek iç boru ve dış halkadan su akışkanı, iç halka boyunca yağ akışkanını kullanarak ısı değiştiricinin uzunluğu boyunca sıcaklık değişimini deneysel olarak incelemişlerdir. Tasarımı doğrulamak ve akışkanlar arasındaki ısı transferi çalışmaları için CFD analizi kullanılmıştır. Analitik hesaplamalara göre CFD analizindeki hatalar %6,7 iken deneysel araştırmadaki hatalar %5,45'tir. Bu hata oranları kabul edilen varsayımlar pratik olarak gerçekleştirilemez olduğu için tolere edilebilir. CFD sonuçları ve deneysel sonuçların analitik hesaplamalarla uyumlu olduğu ve tasarımın başarılı olduğu görülmektedir (Lele, Tamkhade & Saurabh, 2016)

D. Han ve diğerleri, nanoakışkan çeşitlerinden alümina/su kullanarak çift borulu ısı eşanjöründe ısı transferini artırmak için uygulamalı bir çalışma yapmışlardır. Çift borulu ısı değiştirici deney düzenğinde, soğutucu nanoakışkan değişken giriş sıcaklığında, hacimce %0,25 ve %0,5 konsantrasyonlu alümina nanopartikülü türbülanslı akış da Reynolds sayısı 20000 ila 60000 aralığında kullanılmıştır. Uygulamanın sonucunda, akışkan içerisindeki nanopartiküllerde sıcaklık ve hacim konsantrasyonunda ki artış ile ısı transfer katsayısı artmaktadır. En yüksek 50°C giriş sıcaklığında su üzerinde %24,5 artışla Nusselt sayısında önemli bir iyileşme görülmekte ve nanoakışkanların sıcaklığa bağımlılığını göstermektedir (Han, Asif & He, 2017)

K. Somasekhar ve diğerleri, çok geçişli gövde borulu ısı değiştiricisini çizim programında üç borulu modelleme yapmış ve Fluent hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz programını kullanarak, türbülanslı rejimde damıtılmış su ve alumina-su nanoakışkanının basınç düşüşü ve ısı transfer özelliklerini analiz etmişlerdir. Tek gövdeli ve çift geçişli borulu ısı değiştiricisi analiz programındaki simülasyon sonuçlarının doğrulanabilmesi için ilk olarak, saf sıcak su ve damıtılmış soğuk su ile deneysel uygulama sonuçlarındaki Nusselt sayısının değerleri mukayese edilmiştir. CFD-Fluent yazılımında simüle edilen Nusselt sayısı ile deneysel Nusselt sayısı değeri arasında %8'lik iyi bir uyum saptanmıştır. Peclet sayısının, askıda kalan nanoparçacıkların hacim konsantrasyonunu ve parçacık tipinin ısı transfer özelliklerine etkisini incelemişlerdir. Sonucunda, damıtılmış suya farklı konsantrasyonlarda nanoparçacık ekleyerek, boru tarafında basınç düşüşü artmış ve ısı transfer özelliklerinde önemli bir artış olmuştur (Somasekhar & ark., 2018).

L. Godson, K. Deepak ve diğerleri, gövde borulu ısı değiştiricide Gümüş-su nanoakışkanının ısı transfer özelliklerini incelemek için uygulamalı test düzenğinde, %0,01, %0,03 ve %0,04 nanoparçacık hacim konsantrasyonlarında 5000 ila 25000 aralığında değişen Reynolds sayısı ile türbülanslı akış da güneş enerjili düz plaka kolektörden elde edilen 800 W/m² ile 1000 W/m² arasında değişen ısı akısı elde etmişlerdir. Test düzeni iki devreden oluşmaktadır. İlk devrede güneş enerjili yatay plaka kolektöründen gelen güneş radyasyonu aracılığıyla ısıtılan nanosivî yan devreye akar ve ikinci devrede sıcaklık kontrollü tanktan soğuk akışkan pompa ile gövde boyunca ısı değiştiricisine taşınmaktadır. Soğutulmuş su ve nanoakışkan zıt akışlı deneysel çalışmada, hacim konsantrasyonunun logaritmik ortalama sıcaklık farkı üzerindeki etkisi, akışkan giriş sıcaklığı, kütle akış hızı, etkinliği, ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşü incelenmiştir. Testler sonucunda, gümüş-su nanoakışkanının parçacık hacmi konsantrasyonu arttıkça ısı taşınım katsayısında ve etkinliğinde bir artış görülmüştür. Isı taşınım katsayısında en yüksek %12,4 artış ve %6,14 verimlilik sonucuna varmışlardır. Isı transfer katsayısının artmasının sebebi nanoakışkanların oldukça gelişmiş termo-fiziksel özelliklerinden ve suya nanoparçacık eklenmesiyle giriş bölgelerinde sınır tabakasının gecikmiş gelişiminden kaynaklandığı gözlenmiştir (Godson & ark., 2014).

B. Farajollahi ve diğerleri, bir gövde borulu ısı değiştiricisinde türbülanslı rejimde $\gamma-Al_2O_3$ -su ve TiO_2 -su nanoakışkanlarının ısı transfer özelliklerini ölçmek için deneysel çalışma yapmışlardır. Bu nanoakışkanlar için iki farklı en uygun nanoparçacık konsantrasyonu mevcut seçerek Peclet sayısının, askıda kalan nanoparçacıkların hacim konsantrasyonunun ve parçacık tipinin ısı özelliklerine etkisini incelemişlerdir. İki nanoakışkanın ısı transfer davranış özellikleri kıyaslandığında, belirli bir Peclet sayısında, TiO_2 -su nanoakışkanın en uygun nanoparçacık konsantrasyonundaki ısı transfer

davranışının γ - Al_2O_3 -su nanoakışkanından daha yüksek olduğu görülürken γ - Al_2O_3 -su nanoakışkanın daha yüksek nanoparçacık konsantrasyonlarında iyi ısı transferine davranışına sahip olduğu görülmüştür. Çalışma sonuçlarına göre, saf suya nanoparçacıkların ilave edilmesi, ısı transfer özelliklerini ciddi ölçüde artırmaktadır (Farajollahi, Etemad & Hojjat, 2010).

Shinu Baby ve Jijo Johnson, ısı değiştiricilerinin etkinliğini ve kompaktlığını, mevcut ısı değiştiricisinin tasarımını veya akışkanın ısı transfer özelliklerini değiştirerek performansını iyileştirmek için araştırma çalışmalarında istikrarlı olmuşlardır. Genellikle ısı değiştiricilerinde en yaygın kullanılan su, yağ ve etilen glikol akışkanlarıdır. Bu çalışmada, çift borulu bir ısı değiştiricisinde ısı transferini artırmak için alümina-su nanoakışkan kullanarak ısı transferini hesaplamak ve analiz etmek için sayısal bir model geliştirerek nanoparçacık konsantrasyonunun ve hacimsel akış hızının ortalama ısı transfer katsayısı, Nusselt sayısı, basınç düşüşü ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bazı sıvı içerisindeki %4 nanoparçacık hacim konsantrasyonu ile ortalama ısı transfer katsayısı %26, Nusselt sayısı %12,5 artmış ve basınç düşüşü yaklaşık %10, ısı değiştirici etkinliği yaklaşık %16 artış görülmüştür (Baby & Johnson, 2018).

Bir diğer çalışmada ise eş merkezli iç içe borulu ısı değiştiricisinde sıcak akışkan su ve farklı hacimlerde soğuk nanoakışkanlar kullanılarak paralel ve zıt akış rejimlerde akışın ısı ve hidrolik performansı sayısal yöntem ile incelenmiştir. Sıcak tarafında akışkan olarak su, soğuk akışkan tarafında ise %0:100, %40:60, %60:40 ve %100:0 farklı oranlardaki etilen glikol-su karışımı içerisine %0, %2, %4 ve %6 katı hacim yoğunluklarında Al_2O_3 ve SiO_2 nanopartikülleri eklenerek nanoakışkan uygulanmıştır. Sayısal çalışma verilerine göre, sıcak akışkan olarak suyun sabit hacimsel akış değeri 3 l/dk ve nanoakışkanların sabit hacimsel debi değeri 0,9 l/dk olduğunda, %6 katı hacim yoğunluğu için SiO_2 -%100:0 EG/su ve Al_2O_3 -%100:0 EG/su nanoakışkanların da Nusselt sayısı, %0:100 EG/su ile karşılaştırıldığında sırasıyla %9,1 ve %15,4 artmıştır. Sonuçlar, ters akışlı bir boru şeklindeki ısı değiştiricideki basınç düşüşünün yüksek olduğunu, ısı değiştiricinin performansının paralel akıştan daha iyi olduğunu, Nusselt sayısının nanoakışkanın içerdiği katı hacim yoğunluğu ile arttığını, her ikisinin de %100:0 EG/su ve SiO_2 -%100:0 EG/su oranının nanoakışkana göre Al_2O_3 -%100:0 EG/su nanoakışkanın da ısı değiştiricinin performansını artırmasıyla daha etkili olduğu görülmüştür (Dilki, 2020).

Shiquan He ve diğerleri, Re sayısı 400 ila 2300 aralığında ve akışkan sıcaklığı 250°C ila 400°C aralığında ısı değiştirici tüp demeti dışındaki üçlü nitrat tuzuyla konvektif ısı transferini araştırmak deneysel çalışmalar ve teorik analizler yapılmıştır. Akışkan sıcaklığının azalması ve Re sayısının artışı ile boru demeti dışındaki erimiş tuz akışının Nusselt sayısı artmıştır. Tüp demeti yapısıyla, tüp demetinin dışındaki Nusselt erimiş tuz akışı, düz tüp içindeki akışkanınkinden yüksekti. Akışkan sıcaklığı azaldıkça, Prandtl sayısı ve viskozite oranının artmasıyla ısı transfer katsayısı yükseldi. Re sayısının üssü optimize edilerek ve soğutma etkisi dikkate alınarak erimiş tuz akışının deneysel ısı transferi korelasyonu önerilmiş maksimum %15,1 sapma ile deneysel verilere uyum sağlanmıştır (He & ark., 2014).

M. Söyler, akışkan olarak eriyik tuz kullanılan gövde borulu ısı eşanjöründe gövde tarafındaki akış üzerinde ısı transfer performansını analiz etmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) programı ile sıcaklık dağılımlarını, ısı akısını, ısı taşınım katsayısını ve Nusselt sayısını incelemiştir. Gövde borulu ısı eşanjörünün boru çapının ve boru sayısının ısı akısına, ısı transfer katsayısına ve Nu sayısına etkileri sayısal olarak incelendiğinde, analiz sonuçlarında Nu sayısı için bir analitik bağıntı elde edilmiştir. Geliştirilen sayısal analiz modelindeki bu bağıntı sayesinde ısı eşanjörü analizlerinde ön hesaplama işlemlerinde kullanılabilir (Söyler, 2016).

T. Karataş, küçük boyutlardaki gövde borulu ısı eşanjörünü hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz programı ile tasarlamıştır. Aynı zamanda gövde borulu ısı eşanjörü tasarımları Kern, Bell-Delaware yöntemleriyle yapılabilmektedir. Tek gövde boru geçişi kullanılarak ve sadece gövde tarafında ısı taşınım katsayısı ve akış özellikleri incelenmiştir. Farklı türbülans modellerinde ve farklı akış hızlarında, şaşırtma (saptırıcı) levha modelleri ve kesme oranları kullanılarak eşanjörün gövde üzerinde ısı taşınım katsayıları ve basınç düşümleri için sayısal analizler yapılmıştır. Akışkanın hız değerinin artması basınç düşümünü artırmış, çıkış sıcaklığını azaltmıştır. Aynı zamanda ısı taşınım katsayısı artarak ısı transfer

miktarını artırmıştır. Tek parçalı sapırtıcı levhaların sayısal sonuçları KERN analitik yönteminden elde edilen sonuçlarla kıyaslanmıştır (Karataş, 2019).

Cong Qi ve diğerleri, çift borulu ısı değiştiricilerinde titanyum dioksit-su nanoakışkanın ısı performansını ve basınç düşüşünü araştırmışlardır. 1-5 L/dak aralığında termal akışkanın (su) hacim akış hızlarını %0,0, %0,1, %0,3 ve %0,5 nanopartikül kütle sürtünmelerini, gövde tarafı ve boru tarafındaki nanoakışkanın konumları, 3000 ila 12000 aralığında Re sayılarında iç boruların yapıları (düz boru ve oluklu boru) analiz edilmiştir. %0,1, %0,3 ve %0,5 nanoakışkanların, saf su ile sonuçları karşılaştırıldığında ısı transfer oranını sırasıyla %10,8, %13,4 ve %14,8 artırabildiğini, (NTU) sayısının ve etkinliğinin geliştirildiği görülmüştür. Oluklu iç boruda nanoakışkanların kullanılması koşuluyla, basınç düşüşü boru tarafında %51,9 ve gövde tarafında %40,7 artırılabilir. Nanoakışkanlar, oluklu çift borulu ısı değiştiricinin gövde tarafında aktığında, nanoakışkan tarafının kapsamlı performansı, düz çift borulu ısı değiştiricinininkinden daha iyidir (Qi & ark., 2019).

A. Niwalkar ve diğerleri, farklı hacim yoğunluklarında Silisyum dioksit-su nanoakışkanını bir gövde sarmal borulu ısı değiştiricisinde ısı transfer katsayısını geliştirmek için deneysel olarak çalışmışlardır. Bir gövde sarmal borulu ısı değiştiricisinde, gövde tarafında soğuk su akışkanını sarmal boruda ise sıcak nanoakışkan akışı olmaktadır. Sıcak nanoakışkan için akış hızları saatte 30, 40 ve 50 litre iken soğuk su için saatte 50 litre olarak sabit tutulmuştur. Gövde ve boru tarafının ısı transfer katsayısı Wilson grafikleri kullanılarak hesaplanmıştır. Sonuçlara göre nanoakışkanların ısı transfer katsayılarının, SiO₂/su nanoakışkanın kütle akış hızı ve yüzde hacim yoğunluklarını artırarak arttığını göstermektedir. SiO₂/su nanoakışkanlarının ısı transfer katsayısı, suya göre %28,71 daha yüksektir. Saatte 50 litre sıvı akış hızı için SiO₂/su nanoakışkanının ısı transfer katsayısı, saatte 30 ve 40 litre sıvı akış hızından sırasıyla %65,81 ve %82,46 daha yüksektir. SiO₂/su nanoakışkanı için sürtünme faktörü ve basınç düşüşü, su ile karşılaştırıldığında %52,61 ve %62,60 daha yüksektir (Niwalkar, Kshirsagar & Kulkarni, 2019).

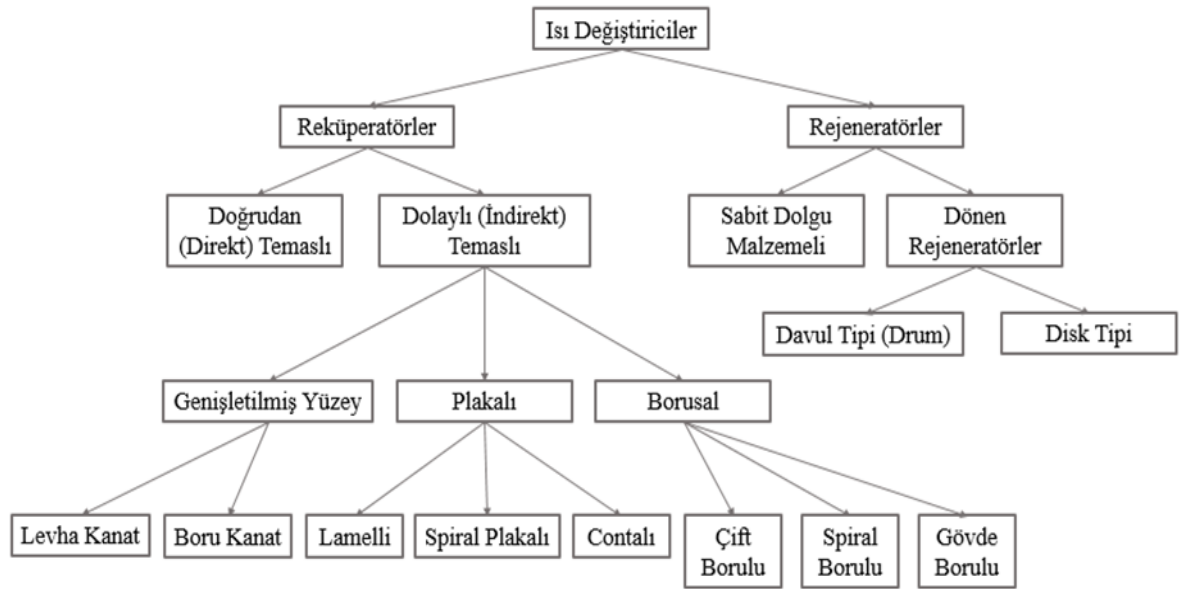
Literatürdeki bu çalışmalar incelendiğinde eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisi ile ilgili çalışmalar mevcuttur. Fakat eş merkezli üç borulu ısı değiştirici içerisindeki akışkan tipleri ile ilgili mevcut çalışmaların çok az olduğu genelde sudan suya akış çalışmaları olduğu görülmüştür. Literatürdeki az çalışma alanını bu çalışma ile eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisi tasarımı için yeni bir yaklaşım geliştirilmiştir. Farklı akışkan tipleri seçilerek farklı konsantrasyonlarda nanoakışkanlar ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi sayısal analiz sonuçları incelenmiştir. Boru boyunca sıcaklık ve hız dağılımı elde edilmiştir. Isı transfer oranı ve ısı değiştiricisinin verimini artırmak için en verimli çalışma koşulu ve uygun nanoakışkan belirlenmiştir.

2. ISI DEĞİŞTİRİCİLER

Bu bölümde ısı değıştircilerinin çeşitleri, farklı amaçlarla kullanımları ve uygulama alanları hakkında ayrıntılı bilgiler verilmiştir.

Isı değıştirciler, iki veya daha fazla akışkan arasında farklı sıcaklıklarda ısı enerji transferini sağlayan cihazlardır. Güç üretimi, kimya ve gıda endüstrileri, elektronik, çevre mühendisliği, atık ısı geri kazanımı, imalat endüstrisi, iklimlendirme, soğutma, alan uygulamaları gibi çok çeşitli uygulamalarda kullanılmaktadır. Aşağıdaki ana kriterlere göre sınıflandırılmaktadır (Kakaç, Liu & Pramuanjaroenkij, 2012; Reay, 1989; T'Joen & ark., 2009):

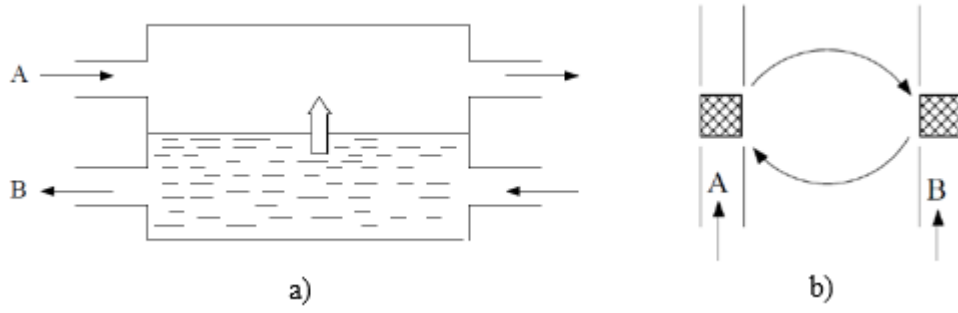
- Reküperatör ve rejeneratör
- Transfer süreçleri: doğrudan temas ve dolaylı temas
- Yapının geometrisi: borulu, plakalı ve genişletilmiş yüzeyler
- Isı transfer mekanizmaları: tek fazlı ve iki fazlı
- Akış düzenlemeleri: paralel, ters ve çapraz akış



Şekil 1. Isı değıştircilerinin sınıflandırılması (Kakaç, Liu & Pramuanjaroenkij, 2012).

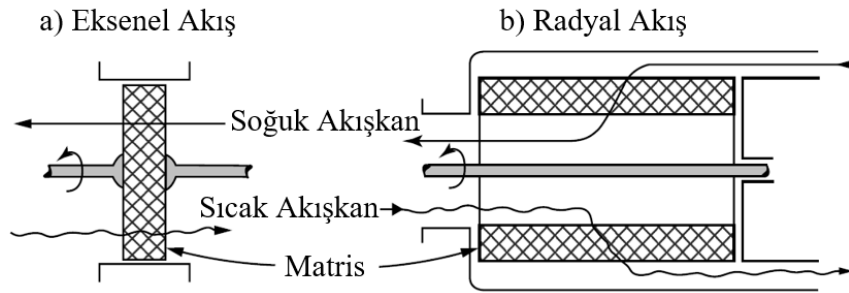
Rekuperatör ve Rejeneratör

Şekil 2.a 'da rekuperatörlerde iki sıvı arasında ısı transferi, sıcak akım A, B akımından ısının bir kısmını geri kazanarak doğrudan temas tipi ısı değıştircilerinde olduğu gibi bir ayırma duvarı veya akımlar arasındaki ara yüz yoluyla gerçekleşir. Şekil 2.b 'de ise rejeneratörlerde aynı akış geçidinde ısı depolanarak dönüşümlü bir akışkandan diğer akışa aktarılır. Sıcak akışkan katıdan geçirilerek yüzey veya katı ısınır. Isınan yüzey veya katıdan soğuk akışkan geçirilerek soğuk akışkanın ısıtılır. Katı, A soğuk akışında ısı kaybeder; B akışı da ısı kazanır, yani ısı yeniden üretilir.



Şekil 1. a) Reküperatör ısı değiştiricisi, b) Regeneratör ısı değiştiricisi (Bott & ark., 1994).

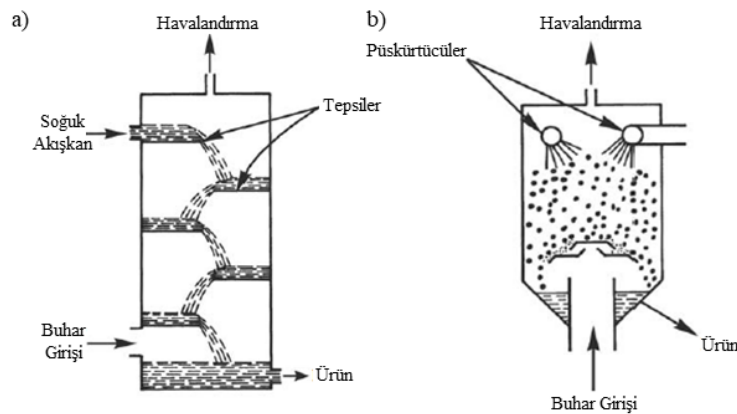
Regeneratörler, döner regeneratörler ve sabit matrisli regeneratörler olarak sınıflandırılabilir. Döner regeneratörler, disk tipi regeneratörler ve tambur tipi regeneratörler olarak ikiye ayrılır, Şekil 3 'te şematik olarak gösterilmiştir. Disk tipi regeneratörde, ısı transfer yüzeyi disk şeklinde ve akışkanlar aksel olarak akarken Tambur tipi regeneratörde, matris içi boş bir tamburda akışkanlar radyal olarak akmaktadır.



Şekil 0. Döner regeneratörler: a) disk tipi, b) tambur tipi (Kakaç, Bergles & Fernandes, 1987).

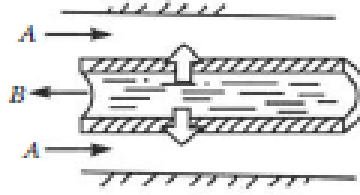
Transfer Proseslerine Göre Isı Değiştiriciler

Transfer proseslerine göre ısı değiştiricileri direkt temas tipi ve dolaylı temas tipi olarak sınıflandırılmaktadır. Şekil 4'te görüldüğü gibi direkt temaslı ısı değiştiricisinde ısı, soğuk ve sıcak akışkanlar arasında doğrudan temas yoluyla aktarılmaktadır. Sıcak ve soğuk akış arasında duvar yoktur ve ısı transferi, iki akış arasındaki arayüz aracılığıyla gerçekleşmektedir. Birbirine karışmayan iki sıvı, bir gaz-sıvı çifti veya bir katı parçacık-sıvı kombinasyonu olabilmektedir. Soğutma kuleleri, Püskürtme ve tepsili kondenser bu tür ısı değiştiricilerine örnek olarak verilmektedir (Zaheed & Jachuck, 2004; Zweben, 2004).



Şekil 4. Doğrudan temaslı ısı değiştiriciler: a) tepsili kondenser, b) sprey yoğunlaştırıcı (Kakaç, 1992).

Dolaylı temaslı bir ısı değıştircisinde, ısı iki sıvıyı ayıran bir duvar vasıtasıyla sıcak ve soğuk akışkanlar arasında aktarılır. Şekil 5 'te gösterildiği gibi soğuk ve sıcak akışkanlar aynı anda akarken, ısı enerji bir ayırma duvarından aktarılmaktadır.



Şekil 5. Dolaylı temaslı ısı değıştircisi (Bott & ark., 1994).

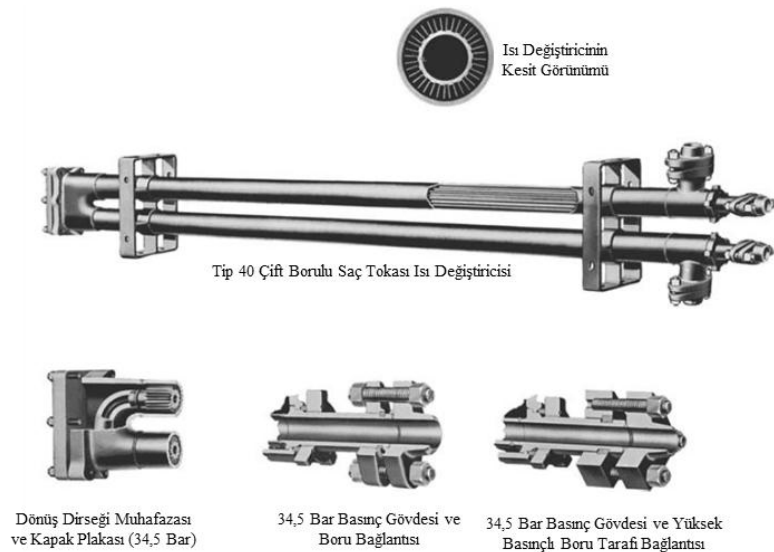
İmalat Geometrilerine Göre ısı Değıştirciler

Doğrudan transfer tipi ısı değıştirciler genellikle yapısal özellikleri açısından sınıflandırılmaktadır. Başlıca yapısal türleri borulu, plakalı ve genişletilmiş (kanatlı) yüzey ısı değıştircileridir.

Borulu ısı Değıştirciler

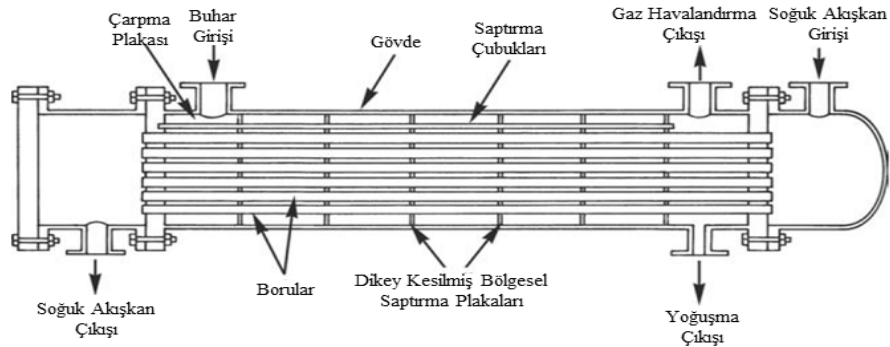
Borulu ısı değıştircileri dairesel borulardan imal edilmiştir. Bir akışkan boru içine akmakta iken, diğer akışkan boruların etrafında akmaktadır. Boruların çapı, sayısı, uzunluğu, aralığı ve yerleşimi ısı performansına etki eden parametrelerdendir. Borulu ısı değıştircileri; çift borulu, gövde borulu ve spiral borulu olarak sınıflandırılmaktadır.

Çift borulu ısı değıştircileri, Şekil 6 'da gösterildiği gibi akışı bir bölümden diğerine yönlendirmek için daha büyük çaplı başka bir borunun içine eş merkezli olarak yerleştirilmiş bir borudan oluşmaktadır. Çift borulu ısı değıştircileri, basınç düşüşü ve ortalama sıcaklık farkı gereksinimlerini karşılamak için ters ve paralel akış durumlarında kullanılabilir. Çift borulu ısı değıştircilerinin başlıca kullanımı, küçük ısı transfer alanlarının (50 m² ye kadar) gerekli olduğu proseslerde akışkanlarının hassas bir şekilde ısıtılması veya soğutulması içindir. En büyük dezavantaj, çift borulu ısı değıştircilerinin, birim transfer yüzeyi başına daha fazla yer kaplaması ve pahalı olmasıdır (Şekil 6). Isı transfer katsayısı düşükse, aksel kanatlı iç boru (veya borular) kullanılabilir. Çift borulu ısı değıştircileri saç tokası yani U borular şeklinde de imal edilmektedir.



Şekil 6. Enine kesit görünümüne ve dönüş dirsek muhafazasına sahip çift borulu U tipi ısı değıştircisi (Kakaç, Bergles & Fernandes, 1987).

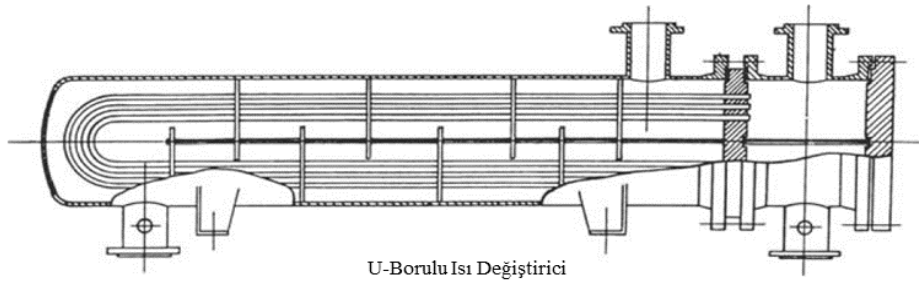
Gövde borulu ısı değıştirciler, gövde eksenine paralel olarak monte edilmiş çok sayıda yuvarlak borulardan oluşmaktadır. Yağ soğutucuları, güç kondenserleri, enerji santrallerinde ön ısıtıcılar, nükleer santrallerde buhar jeneratörleri, proses uygulamalarında ve kimya endüstrisinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Çeşitli bileşenlere sahip yatay bir gövde borulu ısı değıştircisinin en basit şekli Şekil 7’ de verilmiştir.



Şekil 7. Gövde borulu ısı değıştircisi (Kakaç, Bergles & Fernandes, 1987).

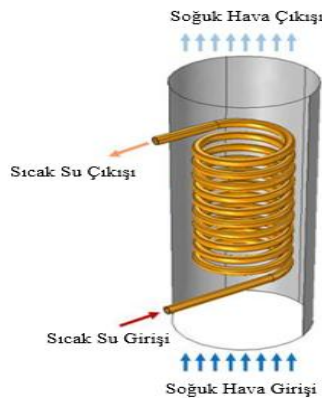
Bir akışkan boru içinden akarken diğerk akışkan gövde tarafında veya borular boyunca akmaktadır. Bölmeli bir gövde borulu ısı değıştircisinde gövde tarafı akışı, bölme çiftleri boyunca akar ve ardından bir bölme bölmesinden diğerkine akarken borular paralel olarak akmaktadır.

Şekil 8’ te görüldüğü gibi U borusu en ekonomik yapıdır çünkü sadece bir boru levhasına ihtiyaç vardır. Keskin U-bükümü nedeniyle boru tarafı mekanik yollarla temizlenememektedir.



Şekil 8. U borulu, bölmeli tek geçişli gövde borulu ısı değıştircisi (TEMA, 2007).

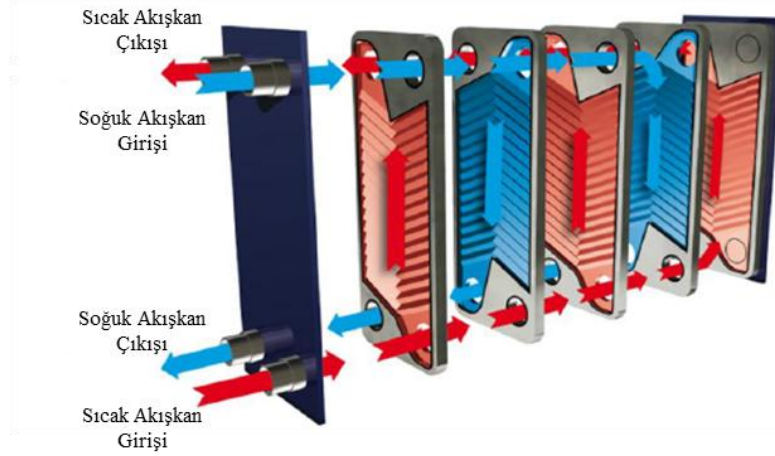
Spiral borulu ısı değıştirciler, bir gövde içerisine yerleştirilen spiral şeklinde sarılmış bir veya daha fazla borularda oluşmaktadır (Şekil 9). Spiral boruda ısı transfer katsayısı düz bir borununkinden daha yüksek olduğu için spiral sarım kullanılır. Bu ısı değıştirciler genellikle havuz ve depolardaki akışkanların sıcaklık kontrolünde kullanılır. Spiral borunun iç yüzeyi mekanik olarak kolay bir şekilde temizlenemez olduğu için temiz akışkanlar kullanılmalıdır.



Şekil 9. Spiral borulu ısı değıştircisi (COMSOL, 2014).

Plakalı Isı Değiştirciler

Plakalı ısı değiştircileri, akış kanalları oluşturan ince plakalardan oluşur. şekil 10' da görüldüğü gibi sıvı akışları, düz ya da aralarında oluklu kanatlar bulunan düz plakalarla ayrılır. Plakalı ısı değiştircileri, herhangi bir gaz, sıvı ve iki fazlı akış kombinasyonu için ısı transferinde kullanılmaktadır. Bu ısı değiştircileri ayrıca contalı plaka, spiral plaka veya lamelli olarak sınıflandırılabilir.



şekil 10. Plakalı ısı değiştircisi (MEGEP, 2012).

Plakalı ısı değiştircileri genellikle 25 bar altındaki basınçlara ve yaklaşık 250 C altındaki sıcaklıklara sahip sıvı akışlarıyla sınırlandırılmaktadır. Akış geçitleri oldukça küçük olduğu için; yüksek türbülans oranı yüksek ısı transfer katsayılarını, yüksek basınç düşüşleri sağlamakta ve böylelikle kirlenmeyi en aza indirmektedir.

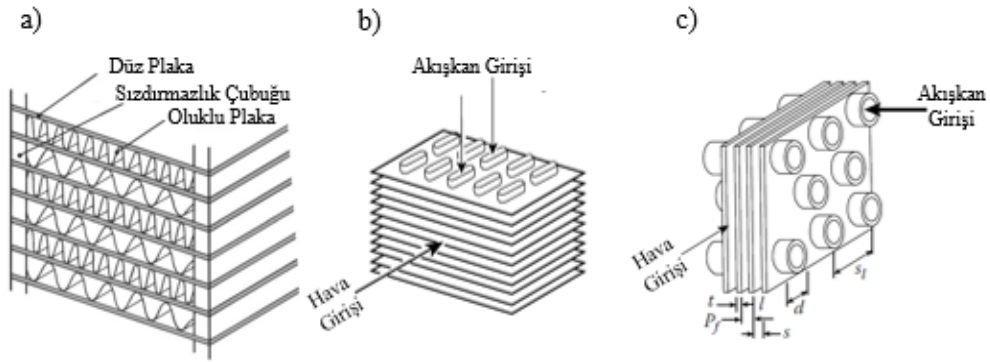
Spiral plakalı ısı değiştircileri, iki uzun paralel plakanın bir mandrel kullanılarak spiral şeklinde yuvarlanması ve bitişik plakaların kenarlarının kanallar oluşturacak şekilde kaynaklanmasıyla oluşturulmaktadır. Bu ısı değiştircileri oldukça kompakttır fakat özel imalatları nedeniyle maliyetleri yüksektir.

Lamelli tip ısı değiştircisi, bir gövdede uzunlamasına yerleştirilmiş bir dizi paralel, kaynaklı, ince plaka kanallardan veya lamellerden (düz borular veya dikdörtgen kanallar) oluşmaktadır (Ma & ark., 2002). Yüksek türbülans, eşit dağılmış akış ve pürüzsüz yüzeyler nedeniyle, lameller kolayca kirlenmemekte ve 35 bar basın a kadar dayanabilmektedir.

Genişletilmiş (kanatlı) Yüzeyli Isı Değiştirciler

Genişletilmiş yüzeyli ısı değiştirciler, ısı transfer alanını arttırmak amacıyla birincil ısı transfer yüzeyinde boru veya plaka kanatlı eklentilere sahip cihazlardır. Gaz tarafındaki ısı transfer katsayısının sıvı tarafındakinden çok daha düşük olduğu bilinmesinden, ısı transfer alanını arttırmak için gaz tarafında kanatlı ısı transfer yüzeyleri kullanılmaktadır. En yaygın iki geniş yüzeyli ısı değiştircisi türü, plaka kanatlı ısı değiştircileri ve boru kanatlı ısı değiştircileridir.

Plakalı kanatlı ısı değiştircileri gazdan gaza ısı transferi uygulamalarında kullanılmakta iken, sıvıdan gaza uygulamalarında ise boru kanatlı ısı değiştircileri kullanılmaktadır. şekil 11'de bir plaka kanatlı ve boru kanatlı ısı değiştircileri gösterilmiştir.

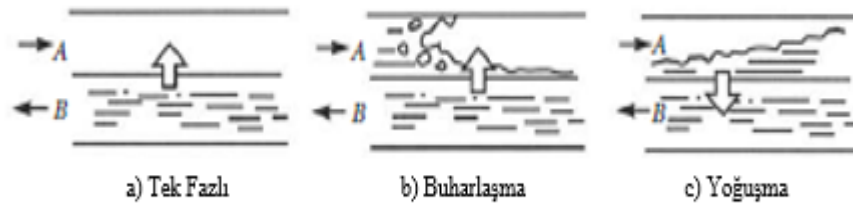


Şekil 11. Genişletilmiş yüzeyli ısı değiştiriciler: a) plakalı kanatlı, b) lamelli boru kanatlı, c) yuvarlak boru kanatlı (Kakaç, Liu & Pramuanjaroenkij, 2012).

Isı Transfer Mekanizmalarına Göre Isı Değiştiriciler

Isı değiştiriciler ısı transfer mekanizmalarına göre üç şekilde sınıflandırılabilir:

- Her iki tarafta tek fazlı taşınım (otomobil radyatörleri, rejeneratörler, salon ısıtıcıları)
- Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı taşınım (buharlaştırıcılar, yoğuşturucular)
- Her iki tarafta çift fazlı taşınım (yanma gazları, buhar kazanları)



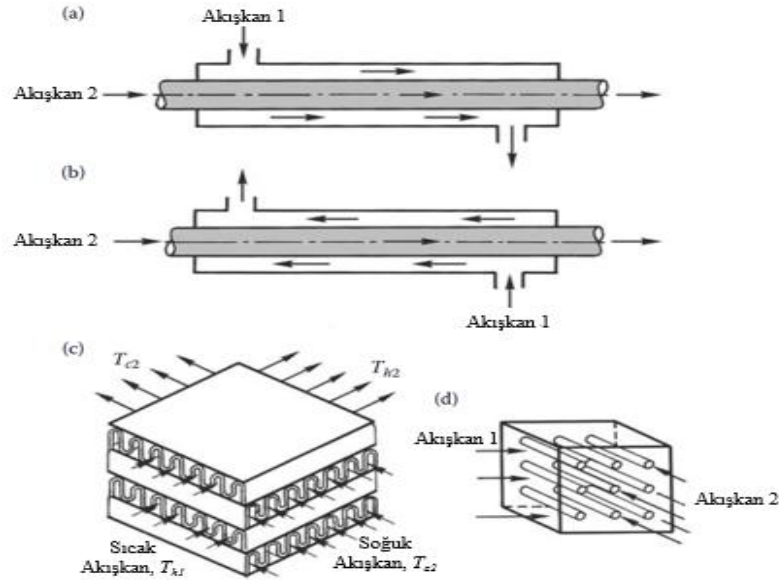
Şekil 12. Isı transfer mekanizmalarına göre ısı değiştiriciler: a) tek fazlı taşınım, b) buharlaşma çift fazlı taşınım, c) yoğuşma çift fazlı taşınım (Bott & ark., 1994).

Şekil 12.b'de, akışkan A buharlaşarak akışkan B'den ısı almakta ve Şekil 12.c'de akışkan A yoğunlaşarak ısı B akışkanına bırakılmaktadır. Isı transfer yüzeyinin bir tarafında yoğuşma ve diğer tarafında kaynama gibi ısı değiştiricilerinin her iki tarafında iki fazlı ısı transferi de meydana gelebilmektedir.

Akış Düzenlerine Göre Isı Değiştiriciler

Isı değiştiricilerinden geçen sıvı akış yolu paralel, ters ve çapraz akış olarak sınıflandırılmaktadır.

Paralel akışlı ısı değiştiricilerinde, iki akışkan akımı bir uçta başlamakta, aynı yönde akmakta ve diğer uçta birlikte ayrılmaktadır (Şekil 13.a). Ters akışlı ısı değiştiricilerinde, iki akışkan akışı zıt yönlerde akmaktadır (Şekil 13.b). Tek bir çapraz akışlı ısı değiştiricisinde, bir akışkan, diğer akışkanın akış yoluna dik açılarda ısı transfer yüzeyinden akmaktadır. Her iki akışkanın karıştırılmadığı veya bir akışkanın karıştırıldığı ve diğerinin karıştırılmadığı çapraz akış düzenlemeleri Şekil 13.c ve Şekil 13.d 'de gösterilmektedir. Örneğin, U-borulu, tek geçişli, gövde borulu bir ısı değiştiricisinde, bir akışkan, diğer akışkanın akış yolu boyunca önce aşağıya ve sonra yukarı doğru akarken, diğer akışkan U-borunun içinden akmaktadır. Çok geçişli (çapraz paralel) akış düzenlemeleri, bölmeli gövde borulu ısı değiştiricilerinde sıklıkla kullanılmaktadır.



Şekil 13. Akış düzenlemesine göre ısı değiştiricilerinin sınıflandırması: a) paralel akış, b) ters akış, c) her iki sıvı karıştırılmadan çapraz akış, d) çapraz akış, akışkan 1 karışık, akışkan 2 karıştırılmamış (Kakaç, Liu & Pramuanjaroenkij, 2012).

Isı Değiştiricilerde Kirlilik ve Korozyon

Kirlenme, ısı değiştirici yüzeylerinde istenmeyen malzeme birikmesidir. İstenmeyen malzeme kristaller, tortular, polimerler, koklaşma ürünleri, inorganik tuzlar, biyolojik büyüme, korozyon ürünleri vb. olabilir. Isı değiştiricinin ısı transferini ve akış koşullarını etkiler. Korozyon, akan sıvıların ve temas halindeki ortamın etkisi altında ısı değiştirici yüzeylerinin malzemenin mekanik olarak bozulmasıdır. Isı değiştiricilerde kirlenme ve korozyon verimlilik kaybına neden olur genellikle ısı değiştiricisinde sıcaklık ve basınçlarda değişme olur. Akış hızı ve ısı transferini azalır.

Korozyon nedeniyle malzeme kaybı yarıklara, deliklere, ısı transfer sıvılarının kaybına (sızıntısına) neden olabilir. Boru içerisine yapışan parçacıklar, çökeltme, tortu artışı, boru malzemesi ile akışkanın etkileşiminden meydana gelen korozyon ürünleri ve yosun vb. birikimler kirliliğe neden olur ve ısı transferini azaltır. Korozyon, pahalı malzeme kullanımı, bakım, garanti, parça envanteri gibi nedenlerle ısı değiştiricisine ekstra maliyet getirebilir.

Gövde borulu ısı değiştiricileri, diğer ısı değiştiricilere kıyasla kirlenme faktörleri daha fazladır. Kirliliğin gerekliliklerinin en iyi karşılandığı ısı değiştirici tipi, spiral plakalı ısı değiştiricisidir. Plakalı ısı değiştiricileri ve lamelli ısı değiştiricileri de kanallarda ve kanal aralarında iyi bir akım dağılımı olduğundan ve akımın tümünün türbülanslı olmasından dolayı kirliliğe iyi uyum sağlar. Kirliliği temizlemek için boruların içine ve dışına yüksek basınçta tazyikli su ile temizlenebilir. Artan korozyon kontrolü ise aşağıdaki yollarla sağlanabilir:

- Korozyona dayanıklı ve kaplanmış metal malzemelerin kullanımı ve alüminyum alaşımlarından kaçınılmalı
- Korozyon önleyici sıvıların kullanımı
- İyi tasarım ısı değiştirici ile çatlaklardan, durgun akışkan bölgelerinden kaçınmak, homojen ve optimum akışkan hızlarının kullanılması
- Yüzey kaplamaları, yüzey işleme, elektrokimyasal koruma vb.
- Isı değiştirici yüzeylerinin ve sıvıların bakımı ve akış devresinde bir filtre kullanımı (Shah & Sekuli, 2003; TEMA, 2007).

Isı Değiştiricisi Seçimi

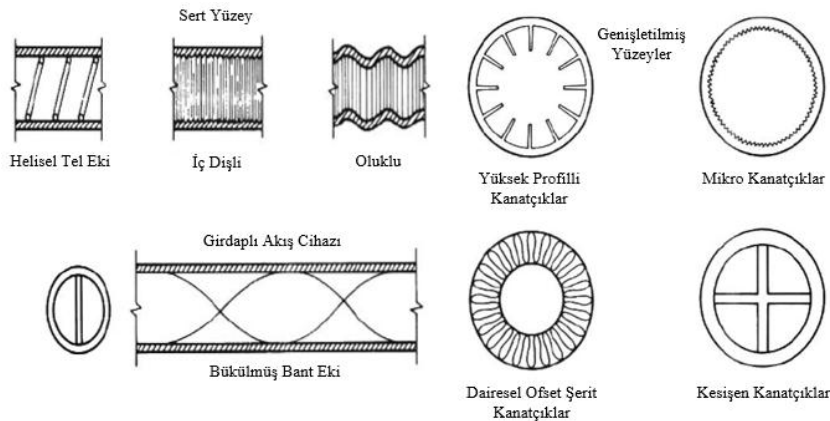
Mevcut çeşitli tiplerden ısı değiştiricisi seçimi için temel kriterler aşağıdaki gibi sıralanabilmektedir (Zweben, 2004):

- Isı değiştiricisi, proses ihtiyaçlarını karşılamalı ve bakım için tesisin bir sonraki planlı kapanmasına kadar düzgün çalışabilmelidir.
- Isı değiştiricisi, tesis ortamının servis koşullarına dayanıklı olmalı ve aynı zamanda proses ve hizmet akışlarının yanı sıra çevrenin neden olduğu korozyona da direnebilmelidir.
- Isı değiştiricisi bakımı yapılabilir olmalı ve korozyona, erozyona veya titreşime karşı özellikle savunmasız olabilecek herhangi bir parçanın temizlenmesine ve değiştirilmesine izin veren bir akış tipi seçilmesi gerekmektedir. Isı değiştiricisinin konumlandırılmasını ve etrafındaki alan gereksinimini belirlemede kolaylık sağlayabilmektedir.
- Isı değiştiricisi uygun maliyetli olmalıdır. Isı değiştiricisinin kullanılamaması nedeniyle üretim kaybı dâhil olmak üzere kurulu işletme ve bakım maliyetleri hesaplanmalı ve ısı değiştiricisi mümkün olduğunca düşük maliyetli olmalıdır.
- Saha gereksinimleri, kaldırma ve servis özellikleri veya envanter hususları nedeniyle ısı değiştiricisi çapı, uzunluğu, ağırlığı ve boru konfigürasyonlarında sınırlamalar olabilmektedir.

Isı Transferi Artırma Yöntemleri

Isı değiştiricilerinde ısı transferini artırmak için farklı boru şekilleri, kanatlı borular, oluklu borular, ilave boru ekleme, sarmal tel, bükülmüş bantlar ve nanoakışkanların kullanılması gibi pek çok çalışma vardır. Isı transferi geliştirme teknikleri aktif ve pasif teknikler olmak üzere iki tipe ayrılabilir. Aktif teknikler dış kuvvetler gerektirir, örn. elektrik alanı, akustik veya yüzey titreşimi, vb. Pasif teknikler ise sıvı katkı maddeleri veya özel yüzey geometrileri gerektirir. Pürüzlü yüzeyler, uzatılmış yüzeyler ve çeşitli girdaplı akış cihazları dâhil olmak üzere, boru içi iyileştirme için de bir dizi yöntem önerilmektedir (Şekil 14).

Borulu ısı değiştiricilerinde ısı transfer hızını ve sürtünmeyi artırmak için girdap kanatları kullanılarak akışkanın akış bölgesinde girdap akışı oluşturulur. Yehia ve diğerleri çalışmalarında, ısı transfer oranını arttırmak için boru uzunluğu boyunca farklı yerlerde farklı sayıda girdap kanatları kullanırken ısı değiştirici modelinin sürtünme özelliklerinin etkisine odaklanmıştır. Girdap kanatlarının sayısı arttıkça ısı transfer hızı da artmıştır (Yehia & ark., 2016).



Şekil 14. Boru içi iyileştirme yöntemleri örnekleri (Kakaç, 1992).

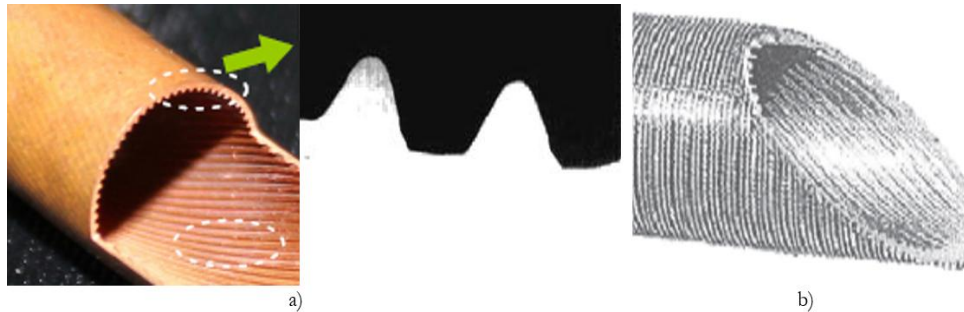
Pürüzlü yüzeyler ve girdaplı akış yöntemleri, soğutma uygulamalarında yaygın bir kullanımı yoktur çünkü basınç düşüşü iyileştirmeleri, ısı transferi iyileştirmelerinin üzerindedir. Evaporatör borularındaki basınç düşüşleri, sistem performans katsayısı (COP) üzerindeki zararlı etkileri nedeniyle minimumda tutulmaktadır. Önceki yöntemlerin aksine, genişletilmiş yüzeylerin (kanatçıklar) soğutma uygulamalarında daha fazla çalışma alanı bulmuştur.

Soğutma uygulamalarında kullanılan Şekil 14'te gösterilen genişletilmiş yüzeylerin örnekleri, yüksek profilli kanatçıklar, mikro kanatçıklar, halka şeklindeki çıkıntılı şeritli kanatçıklar ve kesişen kanatçıklardır. Genişletilmiş yüzey yöntemlerinin bu örneklerinden mikro kanatçıklı boru en yaygın kullanılanlardan biri olarak belirtilebilir. Mikro kanatçıklı boru seçilmesinin nedeni ilk olarak buharlaşma ısı transfer katsayılarını düz boru değerlerine göre 2 ile 3 kat artırabilmektedir. Basınç düşüşündeki artış 1 ile 2 düzeyinde önemli ölçüde daha azaldığı görülmektedir. İkinci olarak, çoğu geliştirme yöntemi ekstra boru malzemesi gerektirmekte ve maliyeti yükseltmektedir. Mikro kanatçıklı boru ile düşük miktarda ek boru malzemesi gerektirmekte ve maliyeti düşük olmaktadır.

Mikro kanatçıklı boru, 0,1 ile 0,2 mm yüksekliğe ve 10° ile 30° spiral açılara sahip 60 ile 70 kanata sahip olmasıyla karakterize edilmektedir. Kanatçık ucunun ve çukurun şekli düz, yuvarlak veya keskin olabilmektedir.

Bir çalışmada dış çapı 15,9 mm, kanat yüksekliği 0,3 mm ve kanat sarmal açısı 18° olan mikro kanatlı tüpte, 10.000 ile 30.000 arasındaki Reynolds sayıları için ısı transferi ve basınç kaybı özelliklerini araştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlar, mikro kanatlı borunun benzer koşullar altında düz bir boru ile kıyaslandığında 1,2 ila 1,8 katı arasında ısı transfer katsayıları ve 1,3 ila 1,8 katı arasında izotermal sürtünme faktörleri verdiğini ortaya koymuştur (Al-Fahed & ark., 1993). Diğer çalışmada ise sarmal mikro kanatlı borulardaki akışla ilgili ısı transferi ve basınç düşüşü üzerine sayısal bir çalışma sunmaktadır. Mikro kanatçıkların açısının termal akış özellikleri üzerindeki etkisi test edilerek ısı değiştiricisinin ısı transferi ve verimliliği artırılmıştır (Jasiński, 2012).

Bharadwaj ve diğerleri, ısı transferini daha da geliştirmek için mikro kanatlı borulara bükülmüş bantlar ile birleştirmiştir. Bant saat yönünde ve saat yönünün tersine bükülürken oluklar akış yönüne göre saat yönündeydi (Bharadwaj, Khondge & Date, 2009). Diğer çalışmada, tam uzunlukta bükümlü bant ve sol-sağ bükümlü bant ile donatılmış mikro kanatlı tüpü kullanmıştır. Bu iki çalışmada mikro kanatlı borunun üstün termal performans sağladığı bulunmuştur (Nagarajan, Mukkamala & Sivashanmugam, 2010). Araştırmalarda kullanılan farklı geometrilere sahip mikro kanatlı borular Şekil 15'te gösterilmektedir.



Şekil 15. Daha önce yayınlanmış çalışmalarda kullanılan mikro kanatlı borular: a) (Eiamsa-Ard ve Wongcharee, 2012), b) (Nagarajan, Mukkamala & Sivashanmugam, 2010).

Sonuç olarak, çift borulu ısı değiştiricilerde ilave boru ya da kanatçıklar kullanarak ısı transfer oranı iyileştirilebilir. Maliyeti düşürmek ve ısı transfer hızını artırmak için ise ısı transfer hızını artıran nanoakışkanlar kullanılabilir. Bu nedenle, eliptik, altıgen gibi farklı boru şekillerini kullanarak dairesel boru ile karşılaştırmalarda akış direnci alanını arttırmadan temas yüzey alanını arttırabilir (Shriwas & Simulation, 2019). Tez çalışmasında eş merkezli çift borulu ısı değiştiricisine ilave boru eklenerek, ek bir akış geçişi ve birim eşanjör uzunluğu başına daha büyük bir ısı aktarım alanı ile eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinde nanoakışkan kullanılarak ısı transferi iyileştirilmiştir.

3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE HESAPLAMA YÖNTEMLERİ

Çalışmanın bu bölümünde ısı değiştiricilerin performansı için kullanılan yöntemler detaylı bir şekilde ele alınarak hesaplama denklemleri verilmiştir.

İç içe borulu ısı değiştiricilerin performansının değerlendirilmesinde kullanılan parametreler önemli bir yere sahiptir. Isı değiştiricilerinde ısı transferi problemini analiz etmek için, ortaya çıkan teorik modellerin analizinin yeterince basit çözümlenebilmesi için bir dizi varsayım sunulmuştur. Aşağıdaki enerji denklemleri, hız denklemleri, sınır koşulları ve teorik analiz varsayımları yapılmıştır:

1. Isı değiştiricisi, kararlı durum koşullarında yani girişte sabit akış hızları ve ısı değiştiricisi içinde akışkan sıcaklıkları zamandan bağımsız olarak çalışmaktadır.

2. Çevreden veya çevreden gelen ısı kayıpları ihmal edilebilir düzeydedir. Isı geçişi adyabatiktir.

3. Her akışkanın sıcaklığı, ters akış ve paralel akış değiştiricilerdeki her kesit üzerinde eşittir. Tek geçişli çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde, her bir akışkan şartnamelere bağlı olarak her kesitte sıcaklık dağılımı açısından karıştırılmış veya karıştırılmamış olarak kabul edilir.

4. Duvar ısı direnci eşanjöre eşit olarak dağılmaktadır.

5. Değiştiriciden geçen sıvı akışlarında faz değişikliği (yoğunlaşma veya buharlaşma) yoktur veya aşağıdaki koşulda faz değişikliği meydana gelir. Faz değişimi, sabit basınçta tek bileşenli bir sıvı için olduğu gibi sabit bir sıcaklıkta meydana gelir; faz değiştiren sıvı için efektif özgül ısı $C_{p,eff}$ bu durumda sonsuzdur ve dolayısıyla $C_{max} = \dot{m} \cdot C_{p,eff} \rightarrow \infty$ şeklindedir.

6. Akışkanlarda ve duvarda boyuna ısı iletimi ihmal edilebilir düzeydedir.

7. Özel ve genel ısı transfer katsayıları, 6. varsayımdaki faz değiştiren akışkanlar da dâhil olmak üzere, eşanjör boyunca sabittir (sıcaklık, zaman ve konumdan bağımsızdır).

8. Isı transfer yüzey alanı A , tek geçişli veya çok geçişli bir eşanjörde her bir akışkan tarafına eşit olarak dağılmaktadır.

9. Her bir akışkan tarafındaki ısı eşanjörünün girişindeki hız ve sıcaklık, akış kesiti üzerinde eşittir. Girişte akış dağılımı her noktada aynıdır.

10. Akışkan akış hızı, her geçişte her bir akışkan tarafındaki eşanjör boyunca homojen bir şekilde dağılmaktadır. Viskozite kaynaklı farklı dağılım meydana gelmemektedir (Shah & Sekuli, 2003).

Isı değiştiricilerinin tasarım ve analiz çözümlenmeleri için; Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) yöntemi, ϵ -NTU yöntemi ve P-NTU yöntemleri kullanılmaktadır.

Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı Yöntemi

Sıcak ve soğuk akışkanlar arasında ortalama sıcaklık farkı demektir. Akış şekline göre değişen sıcaklık farklarının ortalama logaritmik sıcaklık farkı alınarak tüm ısı değiştiricilerde uyarlanabilmektedir. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı LMTD veya ΔT_{lm} şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$LMTD = \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_I - \Delta T_{II}}{\ln(\Delta T_I / \Delta T_{II})} \quad (1)$$

Burada T_I ve T_{II} , bir karşı akış veya paralel akışlı ısı değiştiricinin her iki ucundaki iki akışkan arasındaki sıcaklık farklarıdır.

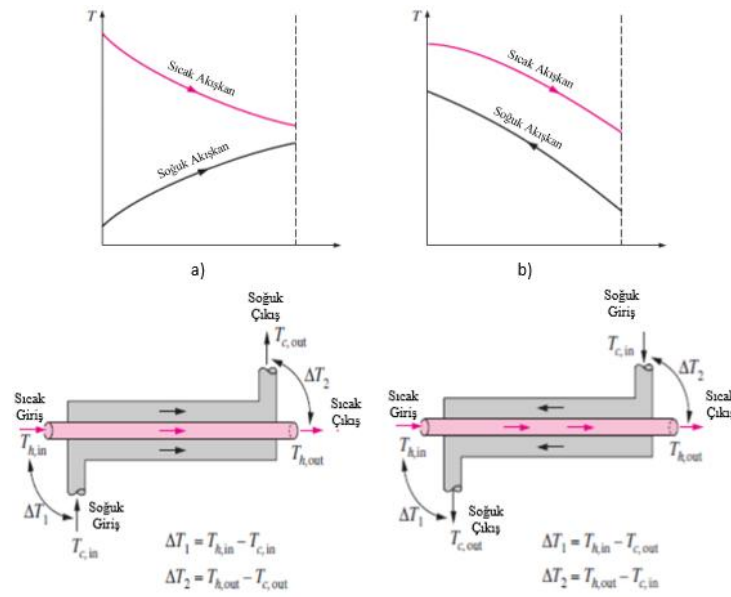
Ters akışlı bir ısı değiştiricisi için;

$$\Delta T_I = T_{h,i} - T_{c,o} \quad \Delta T_{II} = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (2)$$

Paralel akışlı bir ısı değiştiricisi için;

$$\Delta T_I = T_{h,i} - T_{c,i} \quad \Delta T_{II} = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (3)$$

Isı değiştiricisindeki ortalama sıcaklık farkının hesaplanmasında kullanılan ΔT_I ve ΔT_{II} hesaplamaları şekil 16'da paralel ve ters akışlı durumlarda gösterilmiştir.



şekil 16. a) Paralel akışlı ısı değiştirici, b) Ters akışlı ısı değiştirici.

Ortalama logaritmik sıcaklık farkları, düzeltme faktörü F kullanılarak ortalama sıcaklık farklarına dönüştürerek transfer edilen ısı miktarı bulunur.

$$q = U.A.F.\Delta T_{lm} \quad (4)$$

F faktörü, ideal karşı akıştan farklı bir akış düzenlemesi kullanmak için ortalama sıcaklık farkı potansiyelinin kaybında ödenen bir kaybı temsil etmektedir.

Yeni bir eşanjörün çok erken tasarım aşamasında, tasarımcı geçmiş uygulamalardan ΔT_{lm} değerleri ve F faktörü hakkında bir fıkre sahipse, bilinen q ve U değerleri için gereken yüzey alanı tahmin edilebilmektedir. Bu tür tahminler ϵ -NTU veya P -NTU yöntemiyle mümkün olamamaktadır (Shah & Sekuli, 2003).

ϵ -NTU Yöntemi

ϵ -NTU yönteminde ısı değiştiricisinde sıcağıdan soğuk akışkana ısı transfer hızı aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$q = \epsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) = \epsilon \cdot C_{min} \cdot \Delta T_{max} \quad \Delta T_{max} = (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (5)$$

Burada ϵ ısı eşanjörü etkinliği, C_{min} minimum C_h ve C_c ve ΔT_{max} akışkanların giriş sıcaklığı farkıdır.

Isı değiştirici etkinliği ϵ boyutsuzdur ve genel olarak NTU transfer birimlerinin sayısına, ısı kapasitesi oran oranına C^* ve doğrudan transfer tipi bir ısı değiştirici için akış düzenlemesine bağlı olduğu gösterilebilir.

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (6)$$

Isıl kapasite oranları (C^*); iki akışkandan küçük ısıl kapasiteye sahip olanının kapasitesinin, büyük olana oranıdır genellikle 1 veya 1'den küçüktür.

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (7)$$

Geçiş birim sayısı (NTU) ise, toplam ısıl iletkenliğin küçük olan ısıl kapasiteye oranıdır.

$$NTU = \frac{U.A}{C_{min}} \quad (8)$$

Enerji dengesi ve hız denklemleri ϵ -NTU formüllerinin türetilmesinde kullanılmaktadır, bu nedenle ısı değiştirici tasarım teorisinde fiziksel önem taşımaktadır. Yüzey alanı arttıkça ısı değiştiricisinin performansındaki iyileşmenin belirlenmesi, sermaye yatırımını optimize etmek için bu yöntemin uygulanması kolaydır. Sabit U, belirli bir C^* ve NTU'da belirli bir artış için ϵ -NTU grafiğinde doğrudan bir arama ve bir artış bulma etkenlik (verimlilik) anlamına gelmektedir (Kaçar & Erbay, 2013).

ϵ -NTU yönteminin en büyük dezavantajı, C_{min} tarafının hangi akışkan tarafına bağlı olduğuna bağlı olarak etkenlik için iki farklı formül içereceği için bir akım asimetrik ısı değiştiricisi için C_{min} tarafının izlenmesinin gerekmesidir. ϵ -NTU sonuçlarının grafiksel sunumu için, apsis 0 ile 1 arasındadır ve bu nedenle sınırsızdır (Shah ve Sekuli, 2003).

P-NTU Yöntemi

P-NTU yönteminde ısı değiştiricisinde sıcaktan soğuk akışkana ısı transferi bu denklemle ifade edilmektedir:

$$q = p_1 \cdot C_1 \cdot \Delta T_{max} = p_2 \cdot C_2 \cdot \Delta T_{max} \quad \Delta T_{max} = T_{h,i} - T_{c,i} = |T_{2,i} - T_{1,i}| \quad (9)$$

Burada P akışkan 1 veya 2 için sıcaklık etkenliği, ΔT_{max} ise akışkanların giriş sıcaklığı farkıdır.

Tarihsel olarak, P-NTU yöntemi, ϵ -NTU yönteminden önce, gövde-borulu ısı değiştiricileri tasarlamak için kullanılmıştır. ϵ -NTU yöntemi, P-NTU yönteminin bir varyantını temsil etmektedir. Akışkan tarafının C_{min} tarafı olduğuna bağlı olarak iki ϵ -NTU formülüne sahip olacaktırlar. P sıcaklık farklarının oranı ve geçiş birimi sayısı aşağıdaki denklemlerle hesaplanır.

$$P_1 = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{2,o}} \quad P_1 = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{2,i} - T_{1,i}} \quad NTU_1 = \frac{UA}{C_1} \quad NTU_2 = \frac{UA}{C_2} \quad (10)$$

Isıl kapasite oranları (R) ise aşağıdaki denklemler ile ifade edilebilir.

$$R_1 = \frac{C_1}{C_2} = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{1,o} - T_{1,i}} \quad R_2 = \frac{C_2}{C_1} = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{2,o}} \quad R_1 = \frac{1}{R_2}, NTU_1 = NTU_2 \cdot R_2 \quad P_1 = P_2 \cdot R_2 \quad (11)$$

P-NTU formülleri akış düzenlemesine bağlıdır (ϵ -NTU formüllerinde olduğu gibi) ve ϵ -NTU yönteminde ek bir değişken olarak C_{min} boyutsal değerine bağlı değildir. Bu nedenle, P-NTU yönteminin ϵ -NTU yöntemine göre bariz bir avantaja sahip olduğu kısmın burası olduğu savunulmaktadır (Pignotti & Shah, 1992; Sekulic, Shah & Pignotti, 1999).

ψ -P ve P1-P2 Yöntemi

LMTD yöntemiyle derecelendirme sorununun çözümü ve ϵ -NTU yöntemiyle boyutlandırma sorununun (çok geçişli gövde ve borulu ısı değiştiriciler için) çözümü için bir deneme yanılma yöntemine ihtiyaç olmaktadır. ϵ -NTU sonuçlarının grafik temsili için, apsis sıfır ile sonsuz arasında değişmektedir. LMTD ve ϵ -NTU yöntemlerinin tüm değişkenlerini birleştiren ve el hesaplaması için sınırlamalarını ortadan kaldıran bir yöntem Mueller tarafından önerilmiştir.

Bu yöntemde ısı değiştiricisindeki ısı transfer hızı şu şekilde verilmektedir:

$$q = U \cdot A \cdot \psi \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (12)$$

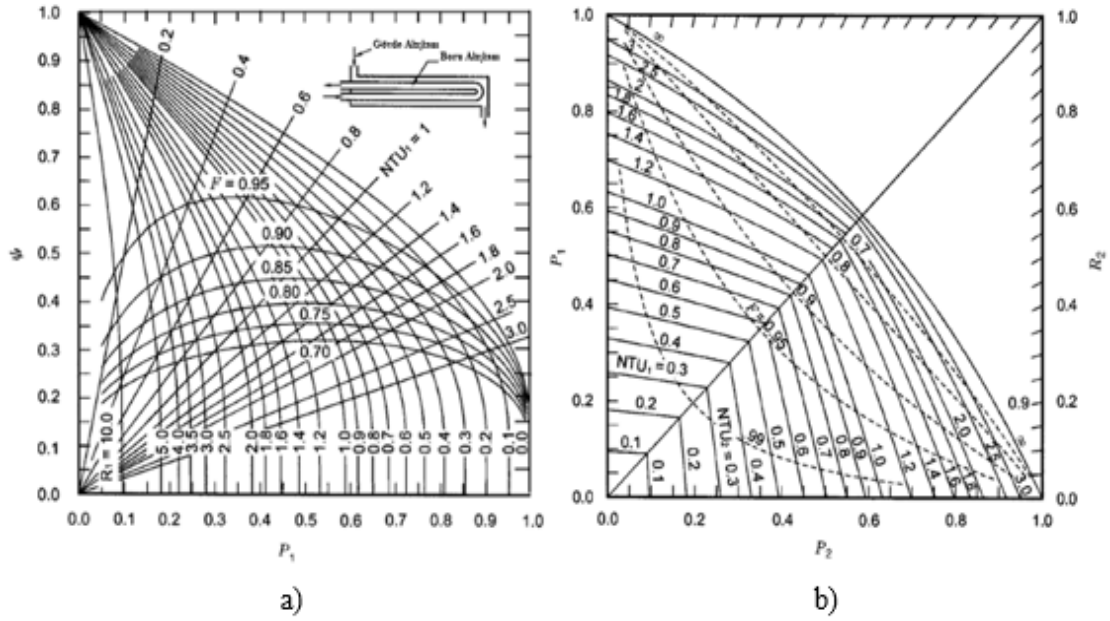
ψ gerçek ortalama sıcaklık farkının iki sıvının giriş sıcaklığı farkına oranıdır.

$$\psi = \frac{\Delta T_m}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{max}} \quad (13)$$

ϵ -NTU ve P-NTU yöntemlerinin parametreleri ile ilgili olduğu şu şekilde gösterilebilir:

$$\psi = \frac{\epsilon}{NTU} = \frac{P_1}{NTU_1} = \frac{P_2}{NTU_2} \quad (14)$$

P_1 ve P_2 yönteminde, Roetzel ve Spang tarafından ψ 'nin P_1 , R_1 , NTU ve F 'nin değişimine göre değerleri ve çeşitli ısı eşanjörü akış düzenlemeleri için P_1 - P_2 çizelgeleri Şekil 17'de verilmiştir. P_1 - P_2 değişimi grafiğini kullanarak herhangi bir iterasyon yapmadan kapasite ve boyut belirlemesi yapılabilmektedir (Kaçar & Erbay, 2013).



Şekil 17. TEMA E tipi gövde borulu ısı değiştiricide, a) ψ değişimi, b) P_1 - P_2 değişimi (Kaçar & Erbay, 2013).

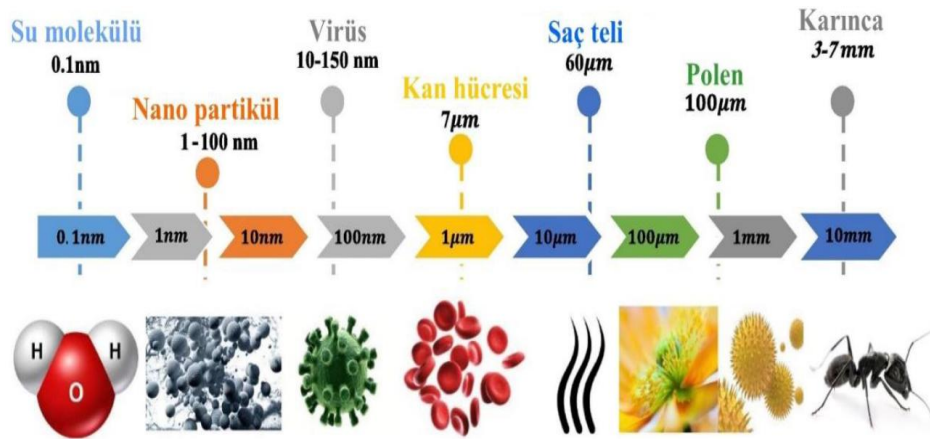
4. NANOAKIŞKANLAR

Çalışmanın bu bölümünde öncelikle nanoakışkanların içerikleri, termo fiziksel özellikleri ve ısı değiştirici uygulamalarında kullanılabilirliği üzerine bilgiler verilmiştir. Daha sonrasında nanoakışkanların hazırlanma yöntemleri ve termofiziksel özelliklerinin hesaplanması ile ilgili denklemler ayrıntılı şekilde verilmiştir.

Isı değiştiricilerinde kullanılan akışkanların ısı performanslarının maksimum değerlerinin sınırlı olduğu bilinmektedir. Nanopartiküllerin belli bir miktarda bu akışkanın içine karıştırılmasıyla oluşan karışıma nanoakışkan denilmektedir. Nanoakışkan, nano boyuttaki (10^{-9} nm) partikül maddelerin iş akışkanıyla olan birbiri içerisinde çözünmeyen katı-sıvı (süspansiyon) karışımları olarak sınıflandırılmaktadır. Bazı partikül boyutlarının büyüklük skalası Şekil 18’de verilmiştir.

Nanoakışkanların ısı değiştiricilerinde iş akışkanı olarak kullanılması termal iletkenlikteki önemli iyileşmeler sağladığı hemde nanoakışkanların ısı değiştiricilerinde ısı transfer katsayılarını artırdığı bilinmektedir. Bazı çalışma sıvılarındaki nanopartiküllerin süspansiyonları, nanoakışkanların termal kapasitesi (C_p), yoğunluğu (ρ) ve viskozitesi (μ) gibi ısı iletkenlik (k) dışındaki tüm termofiziksel özellikleri etkilemektedir (Maghrabie & ark., 2021). Hacimce düşük oran katkılarıyla oluşturulan karışımların dahi ısı transfer katsayılarında büyük farklılıklar yarattığı bilinmektedir (Levine, 2008; Prajapati & Rajvanshi, 2011). Bunun yanında diğer avantajları aşağıda listelenmiştir (Minkowycz, Sparrow & Abraham, 2016; Wen & ark., 2009).

- Akışkanın içerisine eklenen nanopartikül maddeler akışkanın yüzey alanının hacme olan oranını (m^2/m^3) artırmaktadır.
- Nanopartikül maddeler akışkanın ısı transfer katsayısını artırmaktadır.
- Katı partiküller nedenli akışkanda oluşan türbülans ve çalkantıların şiddetini artırmaktadır.
- Akışkan içerisindeki homojen partikül dağılımı, akışkan içinde düzgün sıcaklık dağılımına katkı sağlamaktadır.
- Nanoakışkanlar nano boyutlarında oldukları için ağırlıkları düşük ve çökmesi azdır. Aynı zamanda sürtünme katsayısını azaltır ve sürtünmeyi etkili şekilde düşürebilir.



Şekil 18. Bazı partikül büyüklüklerinin karşılaştırılması (Dağdevir, 2020; Pordanjani & ark., 2019).

Literatürde yaygın olarak kullanılan bazı katı parçacık ve akışkanların ısı iletkenlikleri Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Yaygın olarak kullanılan bazı katı parçacık ve akışkanların ısı iletkenliği (Sundar & Singh, 2013).

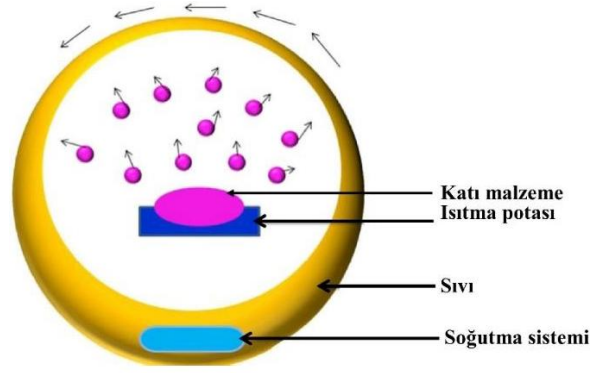
Malzeme	Isıl İletkenlik [W/mK]
Motor yağı	0.15
Gazyacı	0.15
Etilen glikol (EG)	0.253
Su	0.613
Titanyum dioksit (TiO ₂)	8.4
Bakır oksit (CuO)	32.9
Alümina (Al ₂ O ₃)	40
Platin	70
Sodyum (Na)	72.3
Demir (Fe)	80
Kadmiyum (Cd)	92
Grafit	120
Silikon (Si)	148
Alüminyum (Al)	237
Alüminyum nitrür (AlN)	285
Altın (Au)	317
Titanyum karbür (TiC)	330
Silisyum karbür (SiC)	350
Bakır (Cu)	401
Gümüş (Ag)	429
Karbon nanotüp	3000
Elmas	3300

Nanoakışkan Hazırlama Yöntemleri

Nanoakışkan teknolojisinin uygulamadaki en zor kısmı olarak bilinen kısım, mümkün olan en uzun çökelme süresi ile hazırlanabilmeleridir. Araştırmacıların temel amacı, bu süreleri olabildiğince yüksek tutmak ve en yüksek termal iletkenliğe sahip nanoakışkanlar elde etmektir. Nanoteknolojinin gelişmesi ve bu konudaki araştırma miktarının ve kalitesinin artmasıyla birlikte, nanoakışkanlar uygulamalarda iyileştirmeler görülmektedir. Nanoakışkanlar, tek adım ve iki adım yöntemi kullanılarak hazırlanmaktadır.

Tek adım yöntemi

Tek adım yönteminde nanoparçacıkların üretimi ve akışkan içerisindeki dağılımı eş zamanlı olarak gerçekleşmektedir. Bu yöntemin avantajı, nanopartiküllerin topaklaşmasının en küçük olması ve stabilitesinin en yüksek olmasıdır, çünkü nanopartiküllerin depolanması, kurutulması ve taşınması gerekmemektedir. Bununla birlikte, bitmemiş reaksiyonun neden olduğu reaksiyondan sonra kalıntıların varlığı, bu yöntemin doğal bir dezavantajıdır. Tek adım yöntemini gerçekleştirmek amaçlı birçok farklı yöntem kullanılmaktadır (Li & ark., 2009).



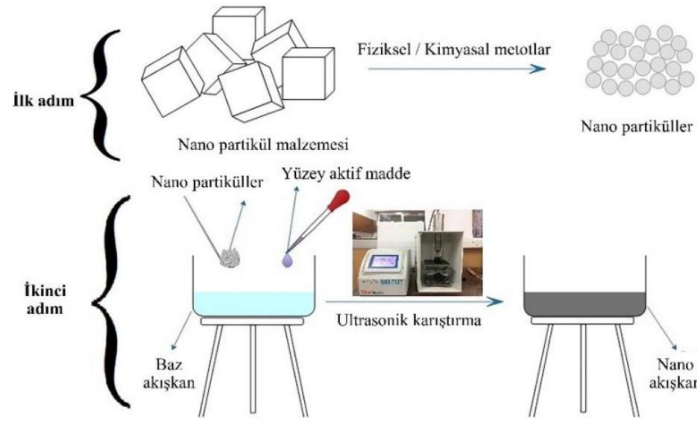
Şekil 19. Buharlaştırma yöntemi ile nanoakışkanın hazırlanması (Dağdevir, 2020).

En yaygın kullanılan ve en çok bilinen tek adım yöntemi, patenti alınan buharlaştırma tekniği olarak bilinmektedir (Şekil 19). Bu yöntemde içinde katı madde ve sıvı içeren bir silindir kullanılmakta ve silindir merkezde ısıtılmaktadır. Soğutma sistemi, sistemi termal olarak dengede tutarken katı madde yüksek sıcaklıktan dolayı aniden buharlaşmakta ve merkezkaç kuvveti ile sıvı ile temas etmektedir. Buhar, soğutulmuş sıvı ile temas ederek yoğunlaşmaktadır. İşlem sonunda kullanılan malzemelerden nanoakışkanlar elde edilebilmektedir. Bu teknolojinin diğer bir dezavantajı, düşük buharlaşma basıncına sahip bir sıvının kullanılmasının gerekmesidir, bu nedenle baz sıvı seçimi sınırlıdır. Diğer tek adımlı teknoloji ve nanoakışkan hazırlama yöntemleri de aşağıda listelenmiştir:

- Fiziksel buhar yoğunlaştırma yöntemi
- Faz geçişi yöntemi
- Ark ile nanopartikül sentezi yöntemi
- Lazer ile eritme yöntemi
- Mikro dalga ışıınımı yöntemi
- Poliol yöntemi
- Plazma deşarjı yöntemi

İki adım yöntemi

Bu yöntemin ilk adımı olarak nanopartiküller kimyasal, fiziksel ve mekanik yöntemlerle üretilmektedir. Üretilen nanopartiküllerin çalışma akışkanına eklenmesi ve çeşitli yöntemlerle (ikinci adım) karıştırılmasıyla sıvı içindeki partiküllerin homojen bir dağılımı (stabilite) elde edilebilmektedir. Tek adım yöntemiyle karşılaştırıldığında, bu, çeşitli temel akışkanlar ile çok sayıda nanoakışkan hazırlayabilen iki adımlı yönteme kıyasla çok ekonomik ve pratik bir yöntem olarak bilinmektedir. Bu nedenle literatürde en çok kullanılan yöntemdir. Nanoakışkanlar, yüksek yüzey alanları ve aktiviteleri nedeniyle kolayca çökelirler (Choi, 1995). Nanoakışkanın stabilitesini sağlamak ve arttırmak için ultrasonik karıştırma, sıvının pH değerinin ayarlanması, çeşitli yüzey aktif maddelerin eklenmesi ve yüzey modifikasyonu gibi işlemler yapılmaktadır. Genel nanoakışkan hazırlama süreci Şekil 20'de gösterilmektedir.



Şekil 20. İki adım yöntemi ile nanoakışkanın hazırlanması (Dağdevir, 2020).

Nanoakışkanların kararlılığı ve değerlendirilmesi

Nanoakışkanların kararlılığı, çalışma akışkanının ve nanopartiküllerin yapısı ile bağlantılıdır. Nanoakışkanın stabilitesini arttırmak ve ters durumda hidrofilik partikül-polar olmayan sıvı karışımının ve hidrofobik partikül-polar sıvı karışımının stabilitesini sağlamak için üçüncü bir madde eklemek gerekmektedir. Bu maddelere yüzey aktif maddeler denmektedir. Sürfaktanlar, nanopartiküller ve sıvı moleküller arasında köprüler oluşturarak nanopartiküllerin sıvılar içinde homojen dağılımını desteklemektedir (Babita, Sharma & Gupta, 2016; Choi, 1995; Mukherjee, 2013). Bazı önemli yüzey katkı maddeleri şunlardır: Sodyum dodesil sülfat (SDS), Setil trimetil amonyum bromid (CTAB), Polivinil pirolid (PVP).

Nanoakışkanların yüksek stabiliteye sahip olmaları için, akışkan içerisindeki nanopartiküller arasındaki hidrasyon kapasitesinin yüksek olması gerekmektedir. Nanoakışkanın pH değeri, izoelektrik değere eşit veya ona yakın olduğunda, nanoakışkanın durumu kararsız hale gelmektedir. İzoelektrik noktadaki nanoakışkanın zeta potansiyel değeri sıfırdır ve çökme eğilimindedir.

Şekil 21’de nanoakışkanların kararlılığının nasıl değerlendirileceği gösterilmektedir. Nanoakışkanların kararlılığını belirlemek için en yaygın olarak kullanılan yöntem zeta potansiyeli ölçümü olarak bilinmektedir. Zeta potansiyeli, nanopartikülü çevreleyen sıvı katman ile sıvı ortam arasındaki potansiyel farktır. Potansiyel fark, nanoakışkanın türüne bağlı olarak mV cinsindendir. Zeta potansiyel değerleri 0-60 (mV) aralığında nanoakışkanların kararlılık durumunu belirlemektedir. Nanopartiküller ve baz sıvı arasındaki yoğunluk farkından dolayı, sıvı içinde asılı kalan partiküller zamanla çökeleceği belirtilmektedir.



Şekil 21. Nanoakışkan kararlılığı belirleme yöntemleri (Yu & ark., 2017).

Nanoakışkanın kararlılığı, zamana göre çökme hızına bağlıdır. Kararsız nanoakışkan parçacıkları hızla çökeltecek ve ilk durumda tek tip görünüm hızla ayrışacak ve düzensiz bir görünüme

sahip olacaktır. Nanoakışkanların stabilitesini değerlendirmek için düzenli olarak nanoakışkan numunelerinin fotoğrafları çekilmekte ve stabiliteleri kalitatif olarak değerlendirilmektedir. Santrifüj çöktürme yöntemi, bu nanoakışkanların kararlılığını değerlendirmek için kullanılmaktadır. Bu yöntem temel olarak, çöktürülen ve dağılan iki farklı nanoakışkan numunesinin farklı ışık absorpsiyonu ve saçılma davranışlarına dayanmaktadır. Elektron mikroskobu yardımıyla nanopartiküllerin boyut, şekil ve dağılım özellikleri de gözlemlenebilmektedir.

Nanoakışkanların Termofiziksel Özellikleri

Bir sıvıya farklı termofiziksel özelliklere sahip katı parçacıklar eklendikten sonra sıvının termofiziksel özellikleri değişecektir. Nanosıvıların termofiziksel özellikleri, kullanılan nanopartiküllerin türü, saflığı ve boyutu gibi özelliklere bağlı olarak değişir. Nanoakışkanların termofiziksel özelliklerinin hesaplanması çok önemlidir çünkü nanopartiküllerin sürekli değişen oranına bağlı olarak aşağıdaki parametreleri etkilerler (Pordanjani & ark., 2019).

- Reynolds sayısı (Re)
- Prandtl sayısı (Pr)
- Isı taşınım katsayısı (h)
- Isıl yayılım katsayısı (α)
- Pompa gücü

Yoğunluk;

Nanopartikül ve çalışma akışkanının farklı yoğunluk değerlerinde olması, nanopartikül oranına göre nanoakışkanın yoğunluk özelliği de değişmektedir. Literatürde nanoakışkanın sıcaklığa bağlı olarak akışkan yoğunluğunun değişimine ilişkin birçok çalışma bulunmaktadır (Pordanjani & ark., 2019). Akışkan yoğunluklarının hesaplanması için gerekli denklem verilmektedir.

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi) \cdot \rho_{bf} + \varphi \cdot \rho_{np} \quad (15)$$

Özgül ısı;

Özgül ısı, birim kütledeki maddenin sıcaklığının bir santigrat derece artırabilmek için gerekli enerji miktarı olarak tanımlanmaktadır. Nanoakışkanların özgül ısılarının bulunması için yoğunluğun hesaba katıldığı ve katılmadığı formülasyonlar aşağıda verilmiştir (Pak & Cho, 2013).

$$C_{p_{nf}} = (1 - \varphi) \cdot C_{p_{bf}} + \varphi \cdot C_{p_{np}} \quad (16)$$

$$C_{p_{nf}} = \frac{(1-\varphi) \cdot (\rho C_p)_{bf} + \varphi \cdot C_{p_{np}}}{(1-\varphi) \cdot \rho_{bf} + \varphi \cdot \rho_{np}} \quad (17)$$

Isıl iletkenlik;

Nanoakışkanlarda ısı iletkenlik özelliğini etkileyen parametreler partikül boyutu, partikül ve baz akışkanın malzemesi ve sıcaklık olarak belirtilmiştir (Gupta & ark., 2017). Literatürdeki birçok çalışmaya bakıldığında, nanoakışkan sıcaklığının artması ve partikül boyutundaki azalmanın akışkanın ısı iletkenliğini artırdığı yönündedir (Paul, Pan & Manna, 2010; Teng & ark., 2010). Genel olarak kabul edilen ve kıyaslama için geliştirilen bağıntılar formülasyonlarda verilmiştir (Hamilton & Crosser, 1962; Maxwell, 2010).

$$k_{nf} = k_{bf} \left[\frac{2.k_{bf}+k_{np}+2.\varphi.(k_{np}-k_{bf})}{2.k_{bf}+k_{np}-\varphi.(k_{np}-k_{bf})} \right] \quad (18)$$

$$k_{nf} = k_{bf} \left[\frac{k_{np}+(n-1).k_{bf}-(n-1).\varphi.(k_{bf}-k_{np})}{k_{np}+(n-1).k_{bf}+\varphi.(k_{bf}-k_{np})} \right] \quad (19)$$

$$k_{nf} = k_{bf} \left[\frac{2.k_{bf}+k_{np}+2.\varphi.(k_{bf}-k_{np})}{2.k_{bf}+k_{np}+\varphi.(k_{bf}-k_{np})} \right] \quad (20)$$

Viskozite;

Viskozite akmaaya olan direnç olarak tanımlanabildiği gibi pompalama gücünü de etkilemektedir. Nanoakışkanların viskozitesi, sıcaklık, parçacık çapı ve kullanılan partikülün hacimsel oranına bağlıdır. Partikül çapı ve hacimce oran arttıkça viskozite artmaktadır, sıcaklık arttıkça ise azalmaktadır (Gupta & ark., 2017). Isıl iletkenliğe ilişkin bağıntılar verilmiştir (Batchelor, 1977; Brinkman, 1952; Einstein, 1906).

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} \cdot (1 + 2,5 \cdot \varphi) \quad (21)$$

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} \cdot \frac{1}{(1-\varphi)^{2,5}} \quad (22)$$

$$\mu_{nf} = 0,983 \cdot (e^{12,959 \cdot \varphi}) \cdot \mu_{bf} \quad (23)$$

Prandtl Sayısı;

Viskozite ve ısı iletkenlik katsayıları yanında sabit basınçta özgül ısı katsayısına (C_p) bağlı olarak değişmektedir. Prandtl sayısı boyutsuzdur. Bağıntı denklemi aşağıda verilmiştir.

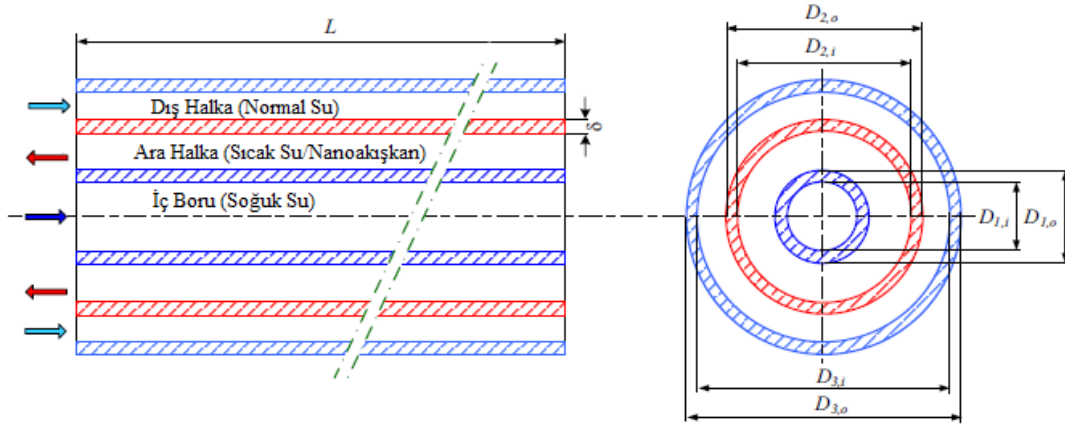
$$Pr_{nf} = \frac{C_{p,nf} \cdot \mu_{nf}}{k_{nf}} \quad (24)$$

5. MATERYAL VE METOT

Bu bölümde ise çalışmada eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinde ters akış durumunda, %0,5 ve %1 hacim konsantrasyonlarında Alüminyumoksit (Al_2O_3), Titanyumoksit (TiO_2) ve Grafenoksit (GO) nanopartiküllerinin eklenmesiyle oluşan nanoakışkanların saf suya göre performansı incelenmiştir. Üç borulu ısı değiştiricisi; merkezi iç boru, iç ve dış halkadan oluşur. Merkezi iç boru ve dış halkadan soğuk akışkan geçirilirken, iç halka boşluktan sıcak akışkan veya nanoakışkan geçirilmektedir. Isı değiştiricisinin boru uzunluğu boyunca akışkanlar arasındaki ısı transfer hızı ve sıcaklık değişimi hesaplanmıştır. Ayrıca farklı hız değerleri parametre alınarak Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, ısı taşınım katsayısı ve ısı değiştirici verimliliğinin korelasyonları da hesaplanmıştır. Sayısal analiz çözümleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) alanındaki ANSYS 17.1 Fluent ticari paket programı ile yapılmıştır. HAD analiz çözüm aşamaları; Design Modeler ara yüzünde üç boyutlu katı modelin çizilerek ağ yapısının oluşturulması, fiziksel modellerin seçilmesi, malzeme özelliklerinin tanımlanması sınır koşullarının tanıtılması, başlangıç koşulunun tanıtılması, çözücü kontrol parametrelerinin ayarlanması, yakınsama monitörlerinin hazırlanması ile çözme ve çözümün izlenmesidir. Eş merkezli iç içe üç borulu ısı değiştiricisinin HAD analiz aşamaları aşağıda detaylı olarak sunulmuştur.

Geometrinin Oluşturulması

Eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinin şematik akış diyagramı Şekil 22’de, tasarım ölçüleri ve malzeme bilgisi ise Tablo 2’de verilmiştir.

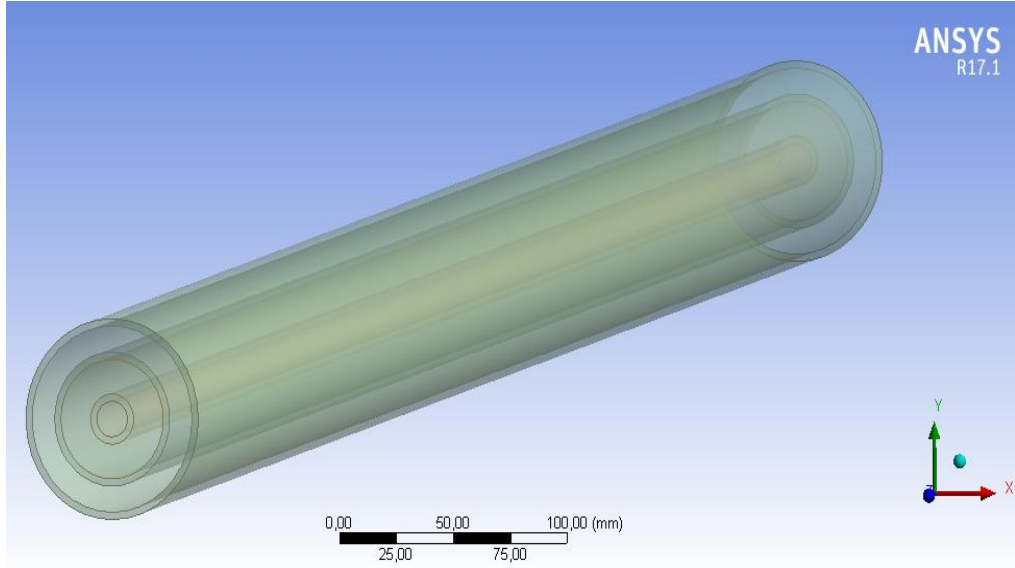


Şekil 22. Eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinin şematik akış diyagramı.

Tablo 2. Eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinin geometrik verileri.

Geometrik Veriler	İç Boru	Ara Boru	Dış Boru
Borunun Dış Çapı, $D_o, (mm)$	19,05	50,8	76,2
Borunun İç Çapı, $D_i, (mm)$	13,51	45,26	70,66
Borunun Uzunluğu, $L, (mm)$	2500		
Et Kalınlığı, $\delta, (mm)$	2,77		
Boru Malzemesi	304L Paslanmaz Çelik		

Isı değiştiricisinin üç boyutlu geometrisi ANSYS Fluent programı içerisindeki Design–Modeler modülünde çizilmiştir (Şekil 23).



Şekil 23. Isı değıştiricisinin model hacmi.

Modelin Ağ (Mesh) Yapısının Oluşturulması

Isı değıştiricisinin üç boyutlu geometrisi üzerinde ANSYS-Fluent programı ile ağ (mesh) yapısı oluşturulmuştur. HAD analizlerinde ağ sayısı ve yapısı sonucu etkileyen en önemli faktörlerden biridir. Ağ sayısı ve kalitesi analizlerin daha hassas ve doğru sonuçlar alınması için önemlidir. Modelin ağ sayısı arttıkça HAD çözüm süresi artacaktır. Ağ kalitesi için düşük Ortogonal kalite (orthogonal quality) veya çarpıklık (skewness) değerleri uygun olmamaktadır. Bu nedenle minimum ortogonal kalite değeri 0,1'den büyük veya maksimum çarpıklık değeri 0,95'den küçük olmalıdır. Ağ yapısı kalite sınıflandırılması Şekil 24'te verilmiştir.

Çarpıklık (Skewness) aralıkları

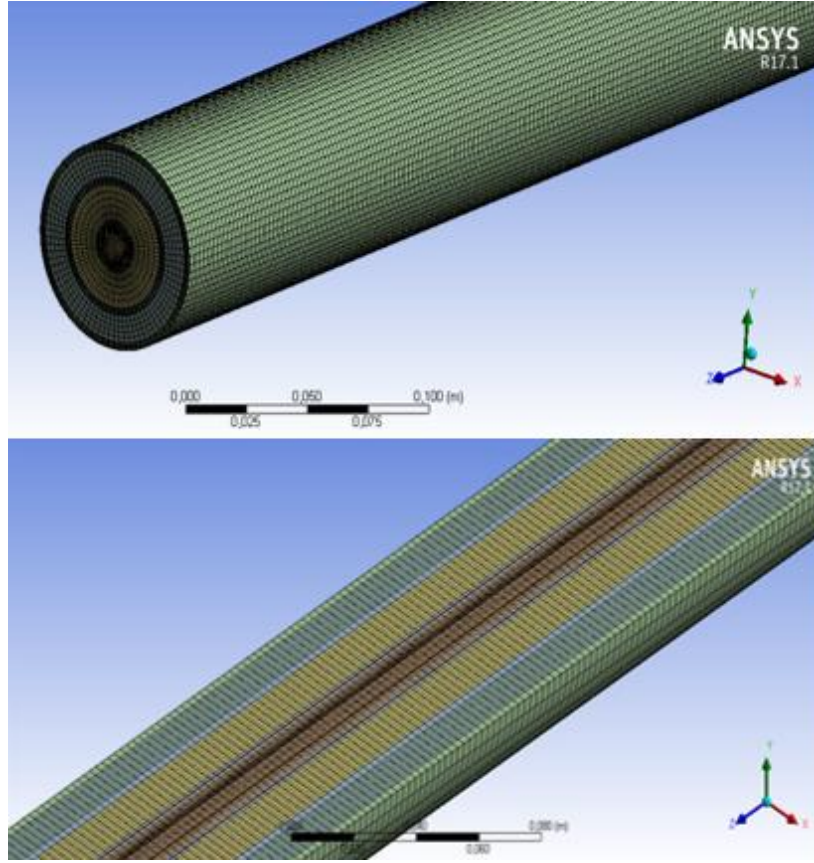
Mükemmel	Çok iyi	İyi	Kabul Edilebilir	Kötü	Kabul Edilemez
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Ortogonal kalite (Orthogonal quality) aralıkları

Kabul Edilemez	Kötü	Kabul Edilebilir	İyi	Çok iyi	Mükemmel
0-0.001	0.001-0.10	0.10-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

Şekil 24. Ağ yapısı kalite sınıflandırılması (Mesh_Users Guide, CFD, V. 15,0.)

Hassas ve doğru sonuçlar elde edebilmek için sıkı ağ (fine) yapısı, düzgünlük (smoothing) ve yüksek seçenekleri seçilmiştir. Boru yüzeylerine ve akışkanların temas ettiği noktalarda daha sıkı ağ yapısı oluşturulmuştur (Şekil 25). Eş merkezli üç borulu ısı değıştiricisinde sınır şartları olarak akışkan girişlerinde hız ve sıcaklık, akışkan çıkışlarında ise basınç tanımlanmıştır.



Şekil 25. Modelin ağ yapısı.

HAD analizlerinin ağ yapısından bağımsızlığının belirlenmesi için; sıcak saf su akışkanının ısı değiştiricisine 343,15 K sıcaklık ve 0,04 m/s hız giriş şartlarına göre çözümleri yaptırılmıştır. HAD çözümlerinin ağ yapısından bağımsızlığının kontrolü ısı değiştiricisinin çıkış sıcaklığına göre yapılmıştır. Tablo 3'te görüldüğü gibi Mesh-3 sayısı ve kalitesinden sonraki diğer durumlarda ısı değiştiricisinin çıkış sıcaklığının minimum seviyelerde değiştiği görülmektedir.

Tablo 3. Ağ sayısına bağlı olarak ısı değiştiricisinin çıkış sıcaklık değerleri.

	Element Sayısı	Çıkış Sıcaklığı (K)
Mesh-1	608304	310,82025
Mesh-2	609604	309,10965
Mesh-3	1120848	309,18921
Mesh-4	1852014	309,21527
Mesh-5	2695118	309,22879

Mesh-3 durumu için maksimum çarpıklık (maximum skewness) değeri 0,48908 ve Ortogonal kalite (Orthogonal quality) değeri 0,79374 dir. Mesh-3 sayısı ve kalitesi baz alınarak parametrik HAD analizleri yapılmıştır. Ayrıca HAD analizinde, k-epsilon (2 eqn) türbülans modeli için duvardan ilk ağ düğümüne kadar olan boyutsuz akışkan hızı mesafesi y^+ değeri, minimum 4,10485 ile maksimum 22,58 değerleri arasındadır.

Programda Seçilen Modeller ve Sınır Şartları

Isı değiştiricisindeki akış türbülanslı bir akış olduğu için HAD programında Realizable k-epsilon (2 eqn) türbülans modeli seçilmiştir. Isı geçişi hesaplamalarının çözümlenebilmesi için programda

enerji denklemi aktif hale getirilmiştir. Isı değiştiricisinde kullanılacak akışkanların termofiziksel özellikleri Tablo 4'te belirlenmiştir.

Su ve nanoakışkanların termofiziksel özellikleri REFPROP 9.0 (Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties) programından ve teknik literatürden elde edilen değerler ile hesaplanmıştır. Nanopartiküllerin termofiziksel değerleri literatürdeki araştırmalardan alınmıştır (Afifah, Syahrullail & Azwadi, 2015; Gul & ark., 2019; Reddy, Krishnudu & Prasad, 2020). Isı değiştiricisinde saf su ve nanoakışkanlar için sayısal analizler yapılmıştır.

Tablo 4. Saf su ve nanopartiküllerin termofiziksel özellikleri.

Termofiziksel Özellikler	Saf Su	Al ₂ O ₃	TiO ₂	GO
ρ (kg/m ³)	998,2	3700	3980	1800
C _p (J/kgK)	4182	765	690	717
k (W/mK)	0,6	40	10,2	5000

Nanoakışkanların termofiziksel özellikleri Bölüm 4'te verilen yoğunluk, özgül ısı, ısıl iletkenlik, viskozite ve Prandtl sayısı hesaplama denklemleri kullanılarak %0,5 ve %1 hacimsel oranlarda Alüminyumoksit (Al₂O₃), Titanyumoksit (TiO₂) ve Grafenoksit (GO) karışımları için hesaplanmış ve Tablo 5'te verilmiştir.

Tablo 5. Akışkanların 20°C de termofiziksel özellikleri.

Malzeme	ρ (kg/m ³)	C _p (J/kgK)	k (W/mK)	μ (Pa.s)	Pr
Saf Su	998,2	4182	0,6	0,001003	7,0038
%0,5 Al ₂ O ₃	1011,709	4119,517112	0,605030442	0,001144589	7,7932487
%1 Al ₂ O ₃	1025,218	4058,680862	0,610110392	0,001328754	8,83936225
%0,5 TiO ₂	1013,109	4113,408368	0,604660986	0,001144589	7,78644697
%1 TiO ₂	1028,018	4046,806258	0,60936446	0,001328754	8,8242894
%0,5 GO	1002,209	4150,883736	0,605161195	0,001144589	7,850891
%1 GO	1006,218	4120,01542	0,610374513	0,001328754	8,96905942

Viskozite, nanoakışkanın akışını düzenlemek için ısı iletim katsayısını ve akışkanın ısı transfer performansını arttırmada önemli bir parametredir. Katı metallerin ısıl iletkenlikleri akışkanlara göre daha yüksek olduğu için askıda kalan akışkanın ısıl iletkenliği ve ısı transfer performansını artırabileceği düşünülmektedir.

Nanoparçacık ve sıvı karışımından oluşan nanoakışkanların ısıl iletkenliği, parçacık malzemesi, parçacık hacmi konsantrasyonu, parçacık boyutu, parçacık şekli, temel sıvı malzemesi, pH değeri, en boy oranı, kümelenme etkisi ve sıcaklık gibi çeşitli faktörlerden etkilenmektedir (Akyürek & ark., 2018). Eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinde ters akış durumu için akışkanların ısı değiştiricisine giriş sıcaklık ve hız değerleri tanımlanmış ve Tablo 6'da verilmiştir.

Tablo 6. Isı değıştiricisindeki akışkanların giriş ve çıkış değeri.

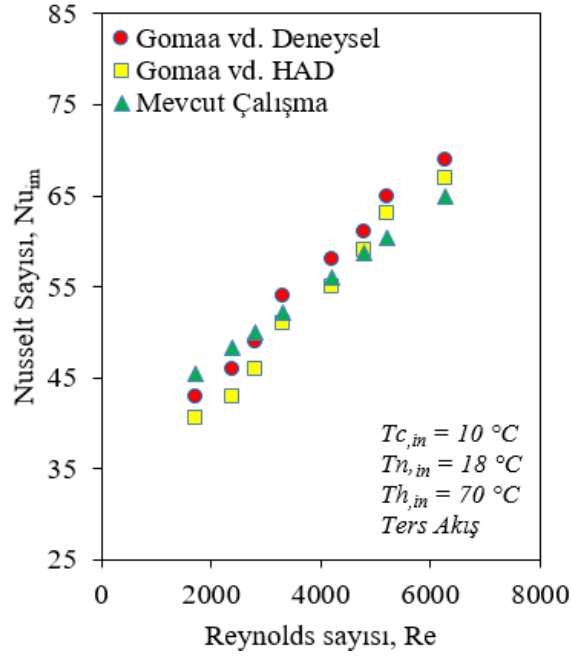
Sınır Giriş Değerleri	
Soğuk su giriş sıcaklığı ($T_{c,i}$), °C	10 °C
Sıcak su giriş sıcaklığı ($T_{h,i}$), °C	70 °C
Normal su giriş sıcaklığı ($T_{n,i}$), °C	18 °C
Soğuk su giriş hızı (v_1), m/s	0,7
Sıcak su giriş hızı (v_2), m/s	0,04
Normal su giriş hızı (v_3), m/s	0,05

Momentum, enerji ve türbülans denklemlerini çözümlenmesi için sonlu hacimler ayırma yöntemi ile basınç-hız çiftinin çözümü için SIMPLE algoritması 2.mertebeden upwind (Second Order Upwind) yöntemi seçilmiştir. Hibrid başlatım hız ve basınç alanlarını belirlemek için Laplace denklemini çözer. Sıcaklık, türbülans, hacim fraksiyonları gibi diğer tüm değişkenler, otomatik olarak alan ortalama değeri veya özel enterpolasyon tarifi bazlı olarak çözmektedir (Jumaah, 2017). HAD çözümlerinde momentum, enerji ve türbülans denklemleri için yakınsama kriteri olarak 10^{-6} seçilmiştir.

HAD Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

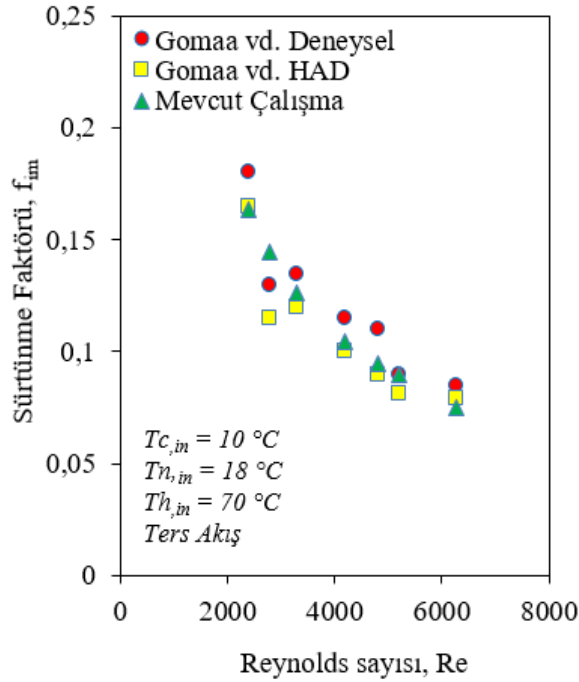
Isı değıştiricisinde saf su kullanılması durumundaki HAD analiz sonuçları ile literatürde mevcut deneysel çalışma sonuçları kıyaslanmıştır. Gomaa ve diğerlerinin deneysel ve sayısal çalışmalarında, ters akışlı eş merkezli üç borulu ısı değıştiricisinde iç boruda soğuk su, iç halkada sıcak su ve dış halkada normal musluk suyu kullanmıştır. Söz konusu araştırmacılar çift borulu ısı değıştiricisini kıyaslayarak Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, ısı taşınım katsayısı ve ısı değıştirici verimliliği üzerine etkilerini incelemişlerdir (Gomaa, Halim & Elsaid, 2016). Bu literatür çalışmasındaki $1720 \leq Re_{im} \leq 6260$ aralığındaki Reynolds sayısı değeri ile kıyaslanmıştır. Eş merkezli üç borulu ısı değıştiricinin ters akış durumunda Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değeri için karşılaştırmalar sırasıyla Grafik 1 ve Grafik 2'de verilmiştir. Reynolds sayısının artışı ile üç borulu ısı değıştiricisinin Nusselt sayısının arttığı görülmektedir.

Gomaa vd. nin çalışmasındaki Reynolds ve Nusselt sayıları için deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki ortalama hata oranı %4,8 'dir. Mevcut çalışmanın sayısal sonuçları ile Gomaa vd. nin çalışmasındaki deneysel sonuçları arasında ortalama hata oranı %4,5 'dir. Bu karşılaştırma ile mevcut sayısal çözümün makul olduğu sonucuna varılmıştır.



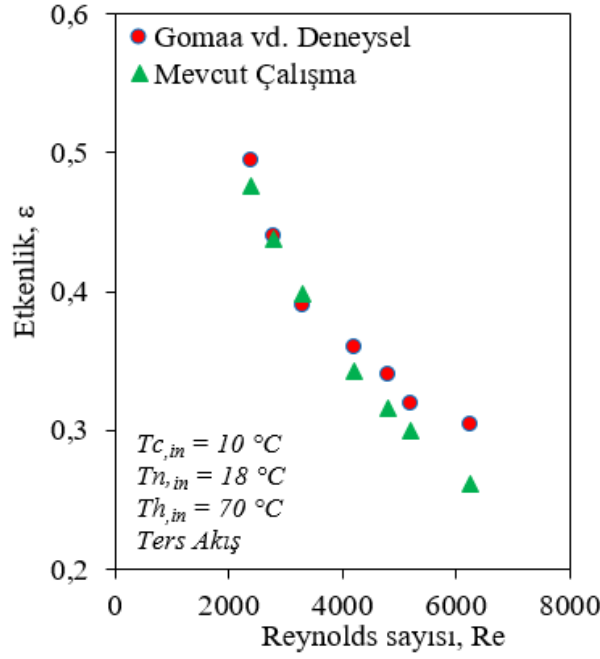
Grafik 1. Reynolds ve Nusselt sayıları için karşılaştırma.

Gomaa vd. nin çalışmasındaki Reynolds sayısı ve sürtünme faktörü değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki ortalama hata oranı %11,32 'dir. Mevcut çalışmanın sayısal sonuçları ile Gomaa vd. nin çalışmasındaki deneysel sonuçları arasında ortalama hata oranı %8,85 'dir.

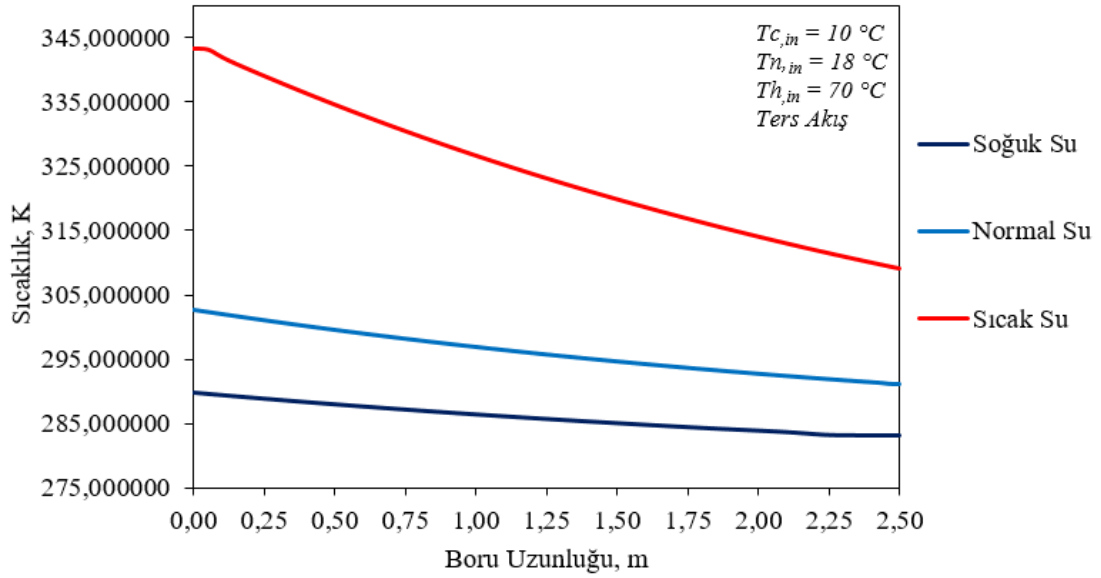


Grafik 2. Reynolds sayısı ve sürtünme faktörü değerleri için karşılaştırma.

Reynolds sayısı ve ısı değiştiricisi etkenlik değerleri için Gomaa vd. nin çalışmasındaki deneysel sonuçları ile mevcut çalışmanın sayısal sonuçları arasında hata oranı %5,91 bulunmuştur. Reynolds sayısının artmasıyla ısı değiştiricisi etkenliğinin azaldığı Grafik 3'te görülmektedir.



Grafik 3. Reynolds sayısı ve ısı değiştiricisi etkenlik değerleri için karşılaştırma.



Grafik 4. Isı değiştiricinin boru uzunluğu boyunca merkezindeki sıcaklık dağılımları.

Üç borulu ısı değiştiricinin boru uzunluğu boyunca merkezindeki sıcaklık dağılımları sayısal olarak Grafik 4'te verilmiştir. Sıcak su akışı, soğuk su akışı ve normal su akışının giriş sıcaklıkları sırasıyla 70 °C, 10 °C ve 18 °C'dir. Sıcak akışkan akış yönünün tersine çevrildiği, diğer iki akışkanın akış yönlerinin aynı tutularak ısı değiştiricisi borusunun uzunluğu boyunca merkezindeki sıcaklık değişimlerini göstermektedir. Soğuk ve normal su akışkanlarının çıkış ortalama sıcaklıkları açısından kazanç, sıcak akışkan açısından ise kayıp vardır. İç halkanın yarıçapının büyük olması dolayısıyla yüzey alanının artması sonucu soğuk ve normal suya olan ısı transfer hızı artmaktadır.

Isı değiştiricisi borusu uzunluğu boyunca sıcak, soğuk ve normal su arasındaki sıcaklık farkı ile ısı transfer alanının artması, sıcak sudan soğuk suya sürekli ısı transferine yol açar ve bu da sıcak suyun sıcaklığının düşmesine neden olur. Nanoakışkanların giriş ve çıkış ortalama sıcaklıkları, hızları ve akış kütleli debi değerleri kullanılarak Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, ısı taşınım katsayısı, sürtünme faktörü ve ısı değiştiricisinin etkenlik değerleri hesaplanmıştır. Bu hesaplamalarda kullanılan bağıntılar aşağıda sunulmuştur (Gomaa, Halim & Elsaid, 2016).

Sıcak akışkanın iç halkadan geçen ısı transferi şu şekilde hesaplanır:

$$Q_h = m_h \cdot c_h \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \quad (25)$$

İç borudaki soğuk suyun ısı transferi ise şu şekilde hesaplanır:

$$Q_c = m_c \cdot c_c \cdot (T_{co} - T_{ci}) \quad (26)$$

Normal suyun dış halkadaki ısı transferi şu şekilde hesaplanır:

$$Q_n = m_n \cdot c_n \cdot (T_{no} - T_{ni}) \quad (27)$$

Ortalama ısı transfer hızı, (Q_{ort}) üç akışkan tarafı arasında şu şekilde belirlenir:

$$Q_{ort} = \frac{Q_h + Q_n + Q_c}{2} \quad (28)$$

Sıcak akışkan tarafı için ısı taşınım katsayısı (h_h) şu şekilde belirlenebilir:

$$h_h = \frac{Q_h}{A \cdot LMTD_{ort}} \quad (29)$$

Üç akışkan arasındaki ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi $LMTD_{ort}$ şu şekilde hesaplanabilir:

$$LMTD_{ort} = \frac{LMTD_{hc} + LMTD_{hn}}{2} \quad (30)$$

$LMTD_{h,c1}$ ve $LMTD_{h,c2}$ sıcak akışkan ve iki soğuk akışkan geçişi arasında hesaplanırken şu şekildedir:

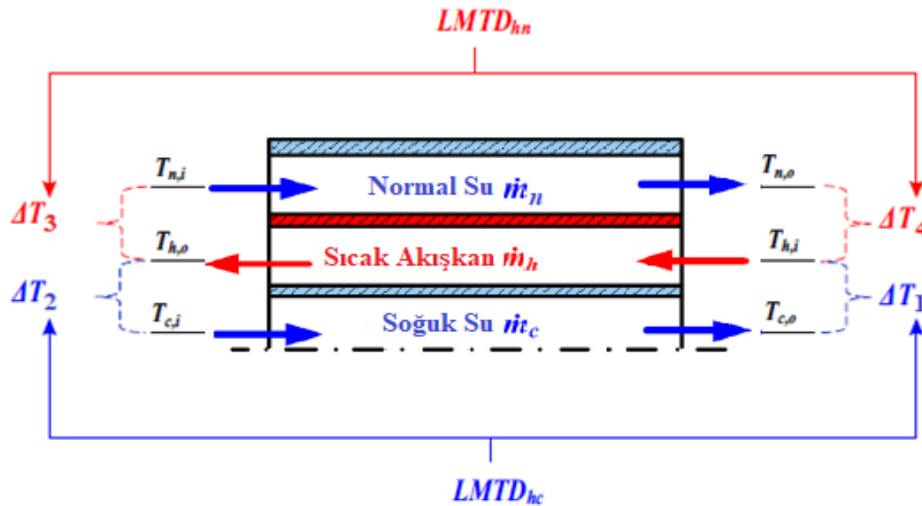
$$LMTD_{h,c1} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}, \quad LMTD_{h,c2} = \frac{\Delta T_3 - \Delta T_4}{\ln(\Delta T_3 / \Delta T_4)} \quad (31)$$

Burada;

$$\Delta T_1 = (\Delta T_{h,i} - \Delta T_{c,o}), \Delta T_2 = (\Delta T_{h,o} - \Delta T_{c,i}) \quad (32)$$

$$\Delta T_3 = (\Delta T_{h,i} - \Delta T_{n,o}), \Delta T_4 = (\Delta T_{h,o} - \Delta T_{n,i})$$

Şekil 26'da görüldüğü gibi $LMTD_{hc}$ sıcak ve soğuk su arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı, $LMTD_{hn}$, sıcak ve normal musluk suyu arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır.



Şekil 26. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi ($LMTD_{ort}$).

Reynolds sayısı ve Nusselt sayısı şu şekilde belirlenir:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_{hy}}{\mu} \quad Nu = \frac{h \cdot D_{hy}}{k} \quad (33)$$

Sıcak akışkan tarafı için Nusselt sayısı (Nu_h) şu şekilde hesaplanabilir:

$$Nu_h = \frac{h_h \cdot D_{hy}}{k_h} \quad (34)$$

Hidrolik çap D_{hy} şu şekilde tanımlanabilir:

$$D_{hy} = \frac{4 \cdot A_{c,s}}{wp} = \frac{\pi/4 \cdot (D_{im,i}^2 - D_{i,o}^2)}{\pi \cdot (D_{im,i} + D_{i,o})} = \frac{\pi/4 \cdot (D_{im,i} - D_{i,o}) \cdot (D_{im,i} + D_{i,o})}{\pi \cdot (D_{im,i} + D_{i,o})} = D_{im,i} - D_{i,o} \quad (35)$$

$$D_{hy} = (D_{2,i} - D_{1,o})$$

Sıcak akışkanın sürtünme faktörünü (f_h) hesaplamak için Darcy-Weisbach denklemi şu şekilde uygulanabilir:

$$f_h = \frac{2 \cdot \Delta P_h \cdot D_{hy}}{\rho \cdot V_h^2 \cdot L} \quad (36)$$

Üç borulu ısı değiştiricisinin etkinliği (ϵ) şu şekilde tanımlanabilir:

$$\epsilon = \frac{Q_{ort}}{Q_{maks}} = \frac{Q_{ort}}{(m \cdot C)_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (37)$$

6. SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI

Çalışmanın bu bölümünde ters akışlı eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinde saf su ile gerçekleştirilen sayısal analiz sonuçları, literatürdeki deneysel çalışma sonuçları ile kıyaslanmıştır. Üç farklı nanoakışkan ve nanopartikül konsantrasyon değerleri ile Reynolds sayıları hesaplanmıştır. %0,5 ve %1 hacim konsantrasyonlarında Al_2O_3 -su, TiO_2 -su ve GO-su nanoakışkanlarının suya göre performansı incelenmiştir. Sayısal analiz sonuçlarında farklı giriş hız değerleri kullanılarak Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, ısı taşınım katsayısı ve ısı değiştiricisinin etkinliği hesaplanmıştır. %1 GO-su nanoakışkanın 0,04 m/s hız ve 70 °C sıcaklık giriş değerleri için sayısal analizler sonucunda elde edilen hız dağılımları Ek-1,3,5'te ve sıcaklık dağılımları Ek-2,4,6'da verilmiştir.

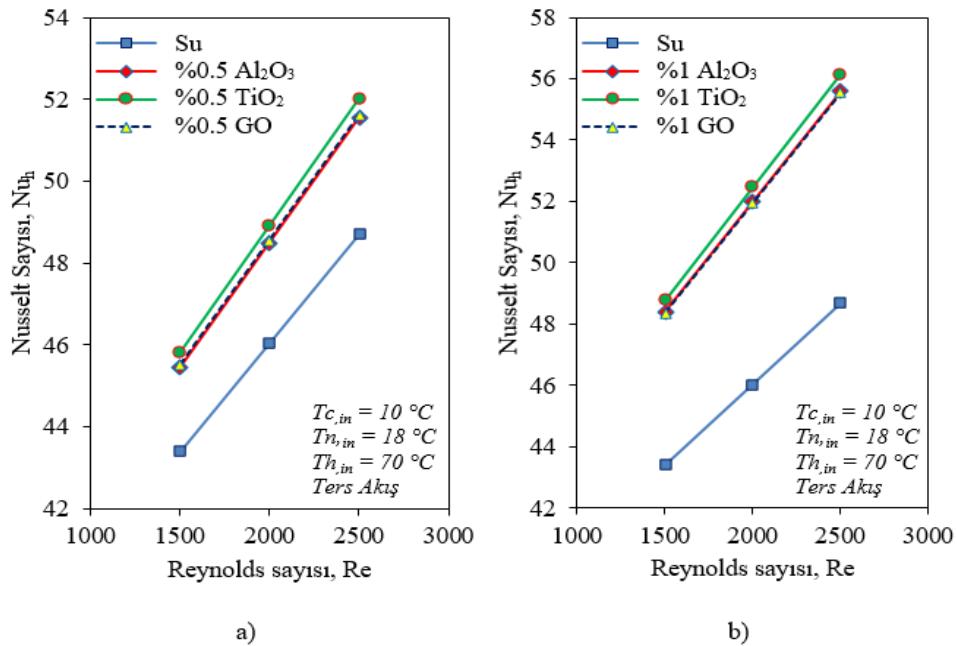
Analiz sonuçlarına göre %1 GO nanoakışkanın suya göre ısı transferini iyileştirmede daha iyi olduğu görülmüştür. Nanoakışkanın hacimsel debi değeri arttıkça ısı değiştiricisinin veriminin arttığı sonucuna varılmıştır. Buna göre su içerisindeki GO nanopartikül oranı arttıkça suya göre ısı transferi artmıştır. Hem akış hızının etkisini hemde Grafenoksit nanoparçacıklarının hacim konsantrasyonu, ısı değiştiricisinin ısı transfer performansı üzerindeki etkisini arttırmaktadır.

Nusselt Sayısının Değişimi

Grafik 5'te %0,5 ve %1 partikül hacim konsantrasyonlu nanoakışkanların farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayısındaki değişimi verilmiştir. Reynolds sayısının arttıkça Nusselt sayısı artmaktadır.

Re=2500 değeri için suyun Nusselt sayısına göre; %0,5 GO-su nanoakışkanda %6,82 artış görülürken, %1 GO-su nanoakışkanda ise %15,35 artış görülmüştür. Ayrıca, GO nanoparçacıklarının iletim katsayısı, TiO_2 ve Al_2O_3 nanoparçacıklarından yüksek olduğu için GO-su nanoakışkanın da daha yüksek Nu değerleri elde edilmiştir.

Üç borulu ısı değiştiricisinde sıcak akışkanının boru merkezindeki sıcaklık dağılımı çift borulu ısı değiştiricisinininkinden daha yüksektir. Aynı zamanda çift borulu ısı değiştiricisinden daha yüksek soğutma süresi gerçekleşmektedir ve böylece ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısı artar. Nusselt sayısı hem ısı iletkenlik hem de ısı taşınım katsayısından etkilenmektedir. Isıl iletkenlikteki artış, ısı aktarım katsayısındaki artıştan daha fazla olmaktadır.



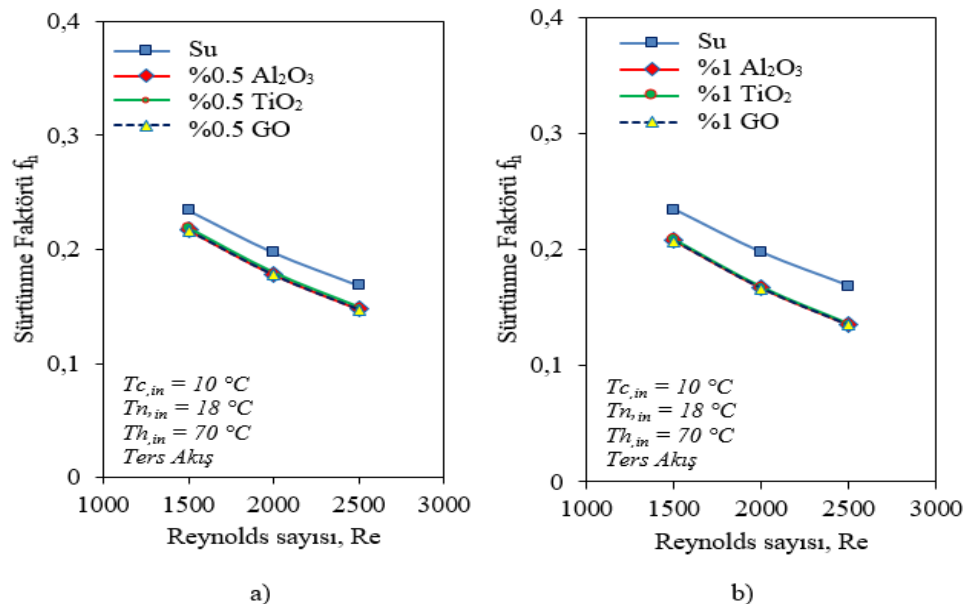
Grafik 5. Farklı Re sayılarında Nu sayısının değişimi, a) %0,5 Al_2O_3 -su, %0,5 TiO_2 -su ve %0,5 GO-su nanoakışkanları, b) %1 Al_2O_3 -su, %1 TiO_2 -su ve %1 GO-su nanoakışkanları.

Sürtünme Faktörünün Değişimi

Grafik 6'da %0,5 ve %1 partikül hacim konsantrasyonlu nanoakışkanların farklı Reynolds sayılarında sürtünme faktörü üzerindeki değişimi verilmiştir. Sayısal analiz sonuçlarına göre, nanoakışkanın tüm hacim konsantrasyonlarında Reynolds sayısının artmasıyla sürtünme faktörü azalmaktadır.

Re=1500 için suyun sürtünme faktörü değeri, %0,5 GO-su nanoakışkanda azalma %6,7 iken, %1 GO-su nanoakışkanda azalma %11 'dir. GO nanoakışkanın yoğunluğu suyun yoğunluğundan daha fazla olduğu için sürtünme faktörü ve basınç düşüşü ihmal edilebilir. Akışkan akışı başlangıçta laminardır ve sürtünme faktörü daha yüksektir, ancak akış hızı arttıkça akış tam gelişmiş türbülanslı akış haline gelir ve boru içindeki sürtünme faktörü ihmal edilebilir. Sürtünme faktörü artan akışkan hızı ile azalır.

Grafik 6 'da sıcak akışkanın farklı Reynolds sayılarında elde edilen sürtünme faktörü değerlerini hem laminar hem de türbülanslı akış için geçerli olan Darcy-Weisbach denklemi kullanılarak hesaplanmıştır. Sonuçlar suya göre karşılaştırılmıştır. Sayısal ve ampirik olarak hesaplanan değerler arasındaki maksimum sapma, düşük Re sayısında meydana gelir. Ancak akış türbülanslı hale geldikçe maksimum sapma önemli ölçüde azalır ve bu iki değer birbirine yaklaşır. $Re=2500$ için suyun sürtünme faktörü değeri, %0,5 GO-su nanoakışkanda azalma %11,43 iken, %1 GO-su nanoakışkanda azalma %19,4 'dir.

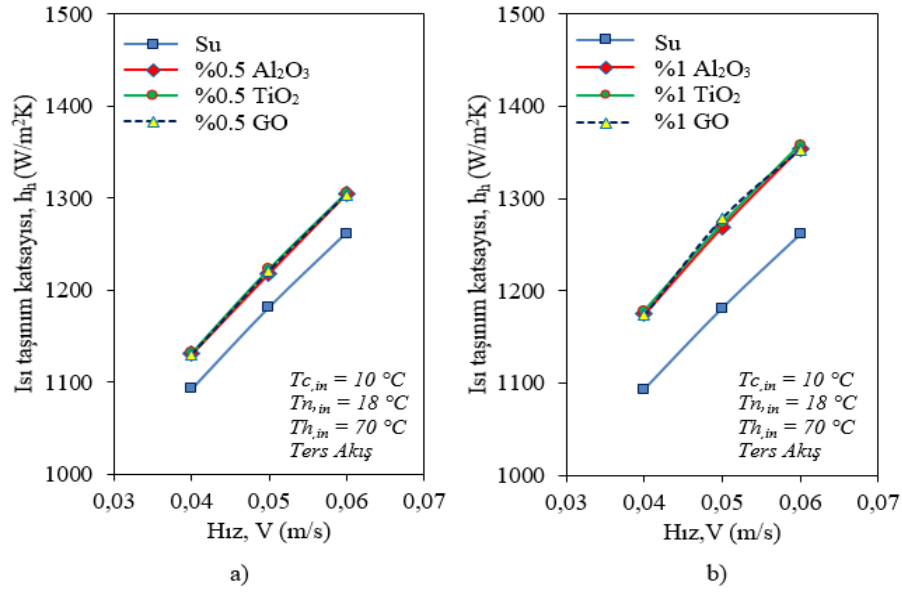


Grafik 6. Farklı Re sayılarında sürtünme faktörünün değişimi, a) %0,5 Al_2O_3 -su, %0,5 TiO_2 -su ve %0,5 GO-su nanoakışkanları, b) %1 Al_2O_3 -su, %1 TiO_2 -su ve %1 GO-su nanoakışkanları.

Isı Taşınım Katsayısının Değişimi

Grafik 7'de %0,5 ve %1 partikül hacim konsantrasyonlu nanoakışkanların farklı akış hızlarında ısı taşınım katsayısındaki değişimi verilmiştir. Sayısal analiz sonuçlarına göre, ısı taşınım katsayısı, akışkan hızı ve nanoakışkanın konsantrasyonundaki artış ile artmaktadır.

Tüm konsantrasyonlarda ve akış hızlarında üç nanoakışkanın da ısı taşınım katsayısı, sudan daha yüksektir. Sıcak akışkanın 0,06 m/s giriş hız değeri için suyun ısı taşınım katsayısına göre karşılaştırıldığında; %0,5 Al₂O₃-su, %0,5 TiO₂-su, %0,5 GO-su nanoakışkanlarında sırasıyla %3,37, %3,31 ve %3,5 ve %1 Al₂O₃-su, %1 TiO₂-su, %1 GO-su nanoakışkanlarında ise sırasıyla %7,35, %7,23 ve %8,85 artmıştır.



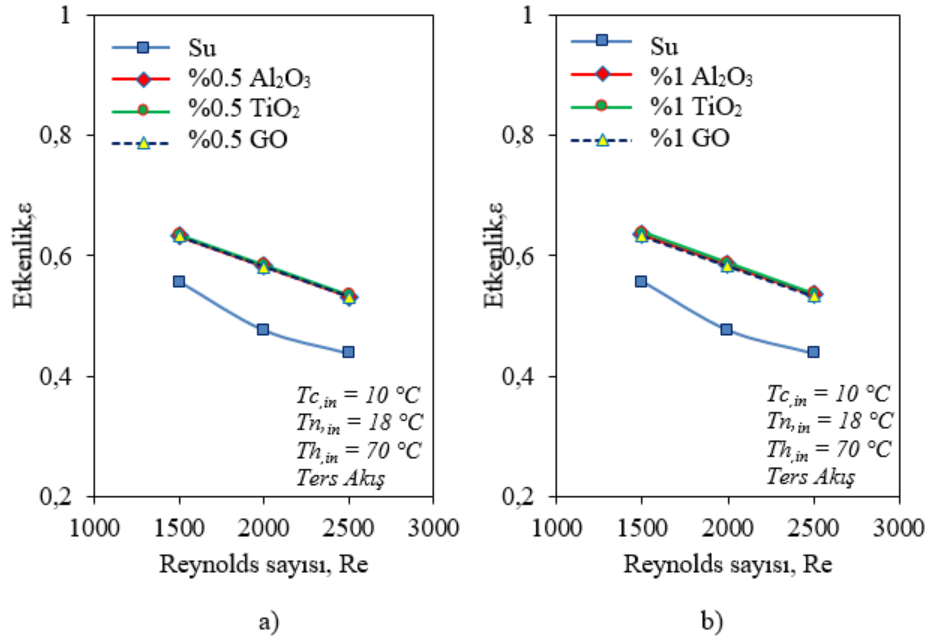
Grafik 7. Sıcak akışkanın 0,04, 0,05 ve 0,06 m/s giriş hızları için ısı taşınım katsayısının değişimi, a) %0,5 Al_2O_3 -su, %0,5 TiO_2 -su ve %0,5 GO-su nanoakışkanları, b) %1 Al_2O_3 -su, %1 TiO_2 -su ve %1 GO-su nanoakışkanları.

Belirli bir akış hızında nanoakışkanın ısı taşınım katsayısındaki artış, sudan daha yüksek olan termal iletkenliğinden ve nanopartiküllerin kaotik hareketinden kaynaklanan büyük bir enerji değişim sürecinden dolayı olabilir. Nanoparçacıkların konsantrasyonunun artmasıyla akışkanın türbülansı artmakta ve dolayısıyla ısı iletkenliği artmaktadır.

Üç borulu ısı değiştiricisinde sıcak akışkan hızının artırılması, ısı transfer hızında ve nanoakışkanın ısı taşınım katsayısında bir artışa neden olur. Akış hızının artırılması, akışta ısı transferinin artmasına yardımcı olan girdaplar oluşturur. Düşük akış hızlarında ise ısı transfer artışını azaltacak bir nanopartikül yapışma meydana gelebilir. Ayrıca yüksek akış hızlarında, yapışmanın etkisi önemli ölçüde azalır ve nanopartiküllerin dağılımı karışımı yoğunlaştırır. Böylece ısı taşınım katsayısında önemli bir artış meydana gelir.

Isı Değiştiricisi Etkenliğinin Değişimi

Grafik 8'de %0,5 ve %1 farklı nanoparçacık konsantrasyonlarına sahip eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisi etkenliğinin su kullanılması durumuna göre değişimi verilmiştir. Tüm partikül konsantrasyonlarında ısı değiştiricisi etkenliği su kullanımına göre daha yüksektir. %1 GO-su nanoakışkan ile ısı değiştiricisinin verimi %14,6 artmıştır.



Grafik 8. Üç borulu ısı değiştiricisi etkenliği, a) %0,5 Al_2O_3 -su, %0,5 TiO_2 -su ve %0,5 GO -su nanoakışkanları, b) %1 Al_2O_3 -su, %1 TiO_2 -su ve %1 GO -su nanoakışkanları.

Reynolds sayısının artmasıyla üç borulu ısı değiştiricisi etkenliğinin azaldığı görülmektedir. Isı değiştiricisi etkenliği, nanoparçacık katı hacim konsantrasyonu artmakta iken nanoakışkanın hacimsel debisi arttıkça azalmaktadır. GO -su nanoakışkanının ısı iletim katsayısı (k) ve ısı taşınım katsayısının (h) yüksek olması sebebiyle, nanoakışkanın hızı arttıkça hacimsel debisi artmakta ve ısı transferi miktarı azalmaktadır.

Üç borulu ısı değiştirici oluşturmak için, çift borulu ısı değiştiriciye ilave borunun (dış boru) eklenmesi, ısı transfer katsayısının artmasına ve dolayısıyla üç borulu ısı değiştiricisinin verimliliğinin artmasına neden olur. Üç borulu ısı değiştiricisindeki ilave borunun eklenmesi birim uzunluk başına soğutma yüzey alanını artırır ve çift borulu ısı değiştiriciye göre üç akışkan arasındaki ısı aktarım oranını hızlandırır. İlave boru eklemenin diğer önemli amacı, sıcak akışkanın farklı sıcaklık ve yüzey alanına sahip iki akışkan ile iyi temas halinde olmasını sağlar. Aynı zamanda iletim ve taşınım yoluyla ısı transferini arttırarak üç borulu ısı değiştiricisi etkenliğini arttırmaktadır.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisinde iç halka kısmında nanoakışkanlar kullanılmasının ısı transferi performansı üzerindeki etkisi HAD analizleri ile incelenmiştir. Eş merkezli üç borulu ısı değiştiricisi; merkezi iç boru, iç ve dış halkalardan oluşur. İç boru ve dış halkadan soğuk akışkan geçirilirken iç halka boşluktan sıcak akışkan veya nanoakışkan geçirilmektedir. Nanoparçacık hacim konsantrasyonu ve akış hızının ısı değiştiricisinin ısı transferi performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sayısal analiz sonuçlarına göre, ısı değiştiricisinde nanoakışkanların kullanılmasının su kullanımına göre ısı değiştiricisinin ısı transferi artmıştır. Suya ilave edilen nanopartiküllerin miktarındaki artışa bağlı olarak suyun termal iletkenliği arttırılmıştır.

Sayısal analiz sonuçlarına göre, ısı değiştiricisi borusu boyunca ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşü, nanoakışkanın hacim konsantrasyonuna ve akış hızına bağlı olarak değişmektedir.

Su içerisinde sırasıyla %0,5 ve %1 GO nanoparçacıklarının ilave edilmesiyle ısı taşınım katsayısında sırasıyla %3,5 ve %8,85 'lik artış elde edilmiştir.

$Re=2500$ değerinde, %0,5 ve %1 GO nanopartikül konsantrasyonları için Nusselt sayısında, sırasıyla %6,82 ve %15,35 artış elde edilmiştir.

$Re=1500$ değerinde suya %0,5 ve %1 GO parçacıklarının ilave edilmesiyle sürtünme faktöründe sırasıyla %6,7 ve %11 azalma hesaplanmıştır.

%0,5 ve %1 partikül konsantrasyonlarında üç farklı nanoakışkan kullanılarak ısı değiştiricisi etkenliği su kullanıma göre daha yüksek ve verimli olmuştur. Su içerisinde %1 GO nanoparçacıkları eklenerek üç borulu ısı değiştiricisinin verimi %14,6 artmıştır.

Sonuç olarak, GO-su nanoakışkanı, ısı değiştirici uygulamalarında yeni nesil ısı transfer akışkanı olarak düşünülebilir. Üç borulu ısı değiştiricisi, birim uzunluk başına çift borulu ısı değiştiricisine kıyasla daha yüksek ısı değiştirici etkenliğine ve daha fazla enerji tasarrufuna katkısı olmaktadır.

Bu çalışmanın sonuçları üç borulu ısı değiştiricisinde farklı boru çap değerleri ile farklı nanoakışkan kullanımlarının ısı değiştiricisinin performansı üzerindeki etkilerinin incelenmesi açısından yararlı olacaktır. Eş eksenli üç borulu ısı değiştiricisine farklı boru şekilleri, kanatlı borular, mikro kanatlı (oluklu) borular ve girdap kanatları gibi ısı transferini arttırmak için boru içi tasarımların etkilerinin incelenmesine yönelik özgün çalışmalar yapılabilir. Literatür araştırmalarından, mikro kanatlı borunun kullanılmasının düz bir boru kullanılması durumuna göre 1,2 ile 1,8 katı arasında ısı transfer katsayıları arttırdığı sonucuna varılmıştır. Bu çalışmadaki üç borulu ısı değiştiricisine mikro kanatlı tasarım ile ısı transfer katsayısında büyük oranda artış olacağı düşünülmektedir.

KAYNAKÇA

- Afifah, A. N., Syahrullail, S., & Azwadi, C. N. (2015). Natural convection of aluminium oxide-water nanofluid. *Jurnal Teknologi (Sciences & Engineering)*, 75(11). Doi: <https://doi.org/10.11113/jt.v75.5345>
- Akyürek, E. F., Geliş, K., Şahin, B., & Manay, E. (2018). Experimental analysis for heat transfer of nanofluid with wire coil turbulators in a concentric tube heat exchanger. *Results in Physics*, 9, 376-389. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.rinp.2018.02.067>
- Al-Fahed, S. F., Ayub, Z. H., Al-Marafie, A. M., & Soliman, B. M. (1993). Heat transfer and pressure drop in a tube with internal microfins under turbulent water flow conditions. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 7(3), 249-253. Doi: [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(93\)90008-7](https://doi.org/10.1016/0894-1777(93)90008-7)
- APS (2021). *Ultra Oluklu Üç Borulu Eşanjörler Gelişmiş Proses Çözümleri*. (22/06/2021 tarihinde <https://www.gotoaps.com/equipment/ultra-corrugated-triple-tube-heat-exchangers/> adresinden ulaşılmıştır).
- Babita, Sharma, S. K., Gupta, S. M. (2016). Preparation and evaluation of stable nanofluids for heat transfer application: A review. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 79, 202–212. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.06.029>
- Babu, S. S., Chandra, K. H., & Mahesh, G. C. (2020). Numerical analysis in triple tube heat exchanger with fins. *Int. J. Mech. Prod. Eng. Res. Dev*, 10, 1473-1480.
- Baby, S., & Johnson, J. (2018). Numerical Investigation on the Heat Transfer Characteristics of Alumina-Water Nanofluid in a Double Pipe Heat Exchanger. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 5(3), 3976-3983.
- Batchelor, G. K. (1977). The effect of Brownian motion on the bulk stress in a suspension of spherical particles. *Journal of fluid mechanics*, 83(1), 97-117. Doi: <https://doi.org/10.1017/S00222112077001062>
- Bharadwaj, P., Khondge, A. D., & Date, A. W. (2009). Heat transfer and pressure drop in a spirally grooved tube with twisted tape insert. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(7-8), 1938-1944. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.08.038>
- Bott, T. R., Hewitt, G. F., Shires, G. L. (1994). *Process Heat Transfer*. New York: CRC Press, s:155-485.
- Brinkman, H. C. (1952). The viscosity of concentrated suspensions and solutions. *Journal of chemical physics*, 20(4), 571-571. Doi: 10.1063/1.1700493
- Choi, S. U. S. 1995. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. *American Society of Mechanical Engineers, Fluids Engineering Division (Publication)*, 231, 99–105.
- COMSOL (2014). *Modeling a Coil Heat Exchanger COMSOL*. (05/07/2021 tarihinde <https://www.comsol.jp/blogs/modeling-coil-heat-exchanger/> adresinden ulaşılmıştır).
- Dağdevir, T. (2020). *Nanoakışkan Kullanarak ve İç Eleman Yerleştirilmiş Düz Yatay Boruda Isı Transferinin Taguchi Yöntemi Yardımıyla Araştırılması*, (Doktora Tezi), Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- Dilki, S. (2020). *Borulu Isı Eşanjörlerinde Kullanılan Nanoakışkanların Isı Transfer Karakteristiklerinin Sayısal Olarak İncelenmesi*. (Yüksek Lisans Tezi), Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.
- Eiamsa-Ard, S., & Wongcharee, K. (2012). Single-phase heat transfer of CuO/water nanofluids in micro-fin tube equipped with dual twisted-tapes. *International communications in heat and mass transfer*, 39(9), 1453-1459. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.08.007>

- Einstein, A. (1906). Eine neue Bestimmung der Moleküldimensionen. *Annalen der Physik*, 324(2), 289–306.
- Erol, E. (2018). *Borulu Tıp Isı Değiştiricilerde Titanyumdioksit (TiO₂) Nanoakışkanı Kullanılarak Isı İletkenliğinin Artırılması*. (Yüksek Lisans Tezi), Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Farajollahi, B., Etemad, S. G., & Hojjat, M. (2010). Heat transfer of nanofluids in a shell and tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(1-3), 12-17. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.10.019>
- Garcia-Valladares, O. (2004). Numerical simulation of triple concentric-tube heat exchangers. *International journal of thermal sciences*, 43(10), 979-991. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2004.02.006>
- Geliş, K., Akyürek, E. F., & Şahin, B. (2019). The experimental investigation of the viscosity of the Al₂O₃ nanofluid. *Eastern Anatolian Journal of Science*, 5(2), 26-35.
- Godson, L., Deepak, K., Enoch, C., Jefferson, B., & Raja, B. (2014). Heat transfer characteristics of silver/water nanofluids in a shell and tube heat exchanger. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 14, 489-496. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.08.002>
- Gomaa, A., Halim, M. A., & Elsaid, A. M. (2016). Experimental and numerical investigations of a triple concentric-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 99, 1303-1315. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.053>
- Gul, T., Anwar, H., Khan, M. A., Khan, I., & Kumam, P. (2019). Integer and non-integer order study of the GO-W/GO-EG nanofluids flow by means of Marangoni convection. *Symmetry*, 11(5), 640. Doi: <https://doi.org/10.3390/sym11050640>
- Gupta, M., Singh, V., Kumar, R., & Said, Z. (2017). A review on thermophysical properties of nanofluids and heat transfer applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74, 638-670. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.02.073>
- Hamilton, R. L., & Crosser, O. K. (1962). Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems. *Industrial & Engineering chemistry fundamentals*, 1(3), 187-191.
- Han, D., He, W. F., & Asif, F. Z. (2017). Experimental study of heat transfer enhancement using nanofluid in double tube heat exchanger. *Energy Procedia*, 142, 2547-2553. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.090>
- He, S., Lu, J., Ding, J., Yu, T., & Yuan, Y. (2014). Convective heat transfer of molten salt outside the tube bundle of heat exchanger. *Experimental thermal and fluid science*, 59, 9-14. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.07.008>
- Hossain, A., Uddin, M. A., Hossen, R., & Afroz, H. M. M. (2017). Experimental analysis of a triple concentric tube heat exchanger. *Int J Mod Stud Mech Eng*, 3(3), 1-10. Doi: <http://dx.doi.org/10.20431/2454-9711.0303001>
- HRS Eşanjörler (2020). *Dairesel Alan Isı Eşanjörleri ile Basıncı Arttırın HRS Eşanjörler*. (22/06/2021 tarihinde (<https://www.hrs-heatexchangers.com/news/increase-the-pressure-with-annular-space-heat-exchangers/> adresinden ulaşılmıştır).
- HRS Eşanjörler (2021). *AS 3 Serisi Dairesel Mekân Isı Değiştiricileri HRS Eşanjörler*. (22/06/2021 tarihinde (<https://www.hrs-heatexchangers.com/heat-exchangers/annular-space-heat-exchangers/annular-space-heat-exchangers-as3/> adresinden ulaşılmıştır).
- Jasiński, P. (2012). Numerical study of friction factor and heat transfer characteristics for single-phase turbulent flow in tubes with helical micro-fins. *Archive of Mechanical Engineering*, 59(4). Doi: 10.2478/v10180-012-0025-y

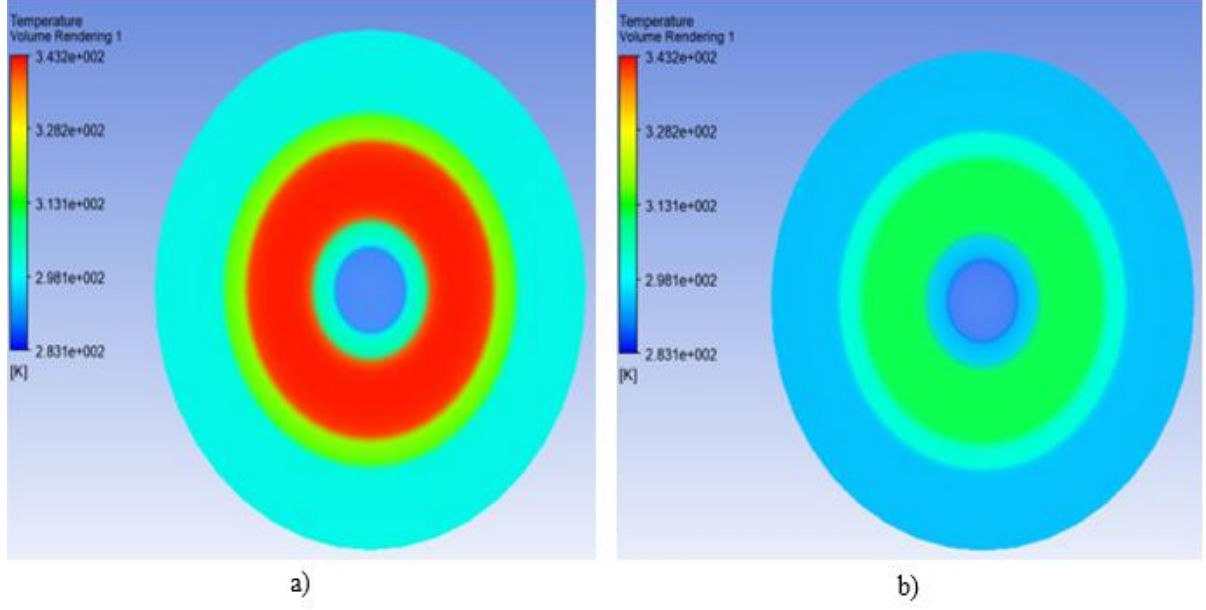
- Jumaah, O. M. (2017). *CFD Tekniklerini Kullanarak Yeni Bir Grde Sarmal Boru Isı Eşanjörü Dizaynı*. (Yüksek Lisans Tezi), Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- Kaçar, E. N., & Erbay, L. B. (2013). Isı değiştiricilerin tasarımına bir bakış. *Mühendis ve Makina*, 54(644), 14-43.
- Kakaç, S. (1992). *Boilers, evaporators, and condensers*. Choice Reviews Online, 30(01).
- Kakaç, S., Bergles, A. E., Fernandes, E. O. (1987). *Two-Phase Flow Heat Exchangers Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*. Kluwer Academic Publishers, s:341-361.
- Kakaç, S., Liu, H., Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition*, s: 631.
- Karataş, T. (2019). *Grde-Boru Tipi Isı Değiştiricilerinde HAD Uygulaması ile Akış ve Isıl Analiz*. (Yüksek Lisans Tezi), İnn Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Malatya.
- Lele, M. M., Tamkhade, P. K., & Saurabh, D. (2016). Design Development and Heat Transfer Analysis of a Triple Concentric Tube Heat Exchanger. *International Journal of Current Engineering and Technology*, 5(5), 246–251.
- Levine, I. N. (2008). *Physical Chemistry*. New York: McGraw-Hill Companies Sixth Edition.
- Li, Y., Tung, S., Schneider, E., & Xi, S. (2009). A review on development of nanofluid preparation and characterization. *Powder technology*, 196(2), 89-101. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2009.07.025>
- Ma, X., Chen, J., Xu, D., Lin, J., Ren, C., & Long, Z. (2002). Influence of processing conditions of polymer film on dropwise condensation heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(16), 3405-3411. Doi: [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(02\)00059-5](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(02)00059-5)
- Maghrabie, H. M., Elsaid, K., Sayed, E. T., Abdelkareem, M. A., Wilberforce, T., Ramadan, M., & Olabi, A. G. (2021). Intensification of heat exchanger performance utilizing nanofluids. *International Journal of Thermofluids*, 10, 100071. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2021.100071>
- Maxwell, J. C. (2010). *A Treatise on Electricity and Magnetism*, Cambridge University Press.
- MEGEP (2012). Kimya Teknolojisi, Kolon- Dram -Eşanjr (05/07/2021 tarihinde http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Kolon-dram-Eşanjr.pdf adresinden ulaşılmıştır).
- Minkowycz, W. J., Sparrow, E. M., Abraham, J. P. (2016). *Nanoparticle heat transfer and fluid flow*. CRC Press (Vol. 4).
- Mukherjee, S., & Paria, S. (2013). Preparation and stability of nanofluids-a review. *IOSR Journal of Mechanical and civil engineering*, 9(2), 63-69.
- Nagarajan, P. K., Mukkamala, Y., & Sivashanmugam, P. (2010). Studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a micro-finned tube fitted with left–right inserts. *Applied Thermal Engineering*, 30(13), 1666-1672.
- Niwalkar, A. F., Kshirsagar, J. M., & Kulkarni, K. (2019). Experimental investigation of heat transfer enhancement in shell and helically coiled tube heat exchanger using SiO₂/water nanofluids. *Materials Today: Proceedings*, 18, 947-962. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2019.06.532>
- kten, M. (2020). *Hibrit Nano Akışkanın Plakalı ve Eşmerkezli Boru Isı Değiştiricisindeki Performansının Deneysel İncelenmesi*. (Yüksek Lisans Tezi), Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

- Pak, B. C., & Cho, Y. I. (2013). Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer an International Journal*, 11(2), 151-170. Doi: <https://doi.org/10.1080/08916159808946559>
- Paul, G., Pal, T., & Manna, I. (2010). Thermo-physical property measurement of nano-gold dispersed water based nanofluids prepared by chemical precipitation technique. *Journal of colloid and interface science*, 349(1), 434-437. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.jcis.2010.05.086>
- Periyasamy, C. M. K., & Visvanathan, H. (2020). Analysis on thermal and flow behavior of triple concentric tube heat exchanger handling MWCNT-water nanofluids. *Thermal Science*, 24(1 Part B), 487-494.
- Pordanjani, A. H., Aghakhani, S., Afrand, M., Mahmoudi, B., Mahian, O., & Wongwises, S. (2019). An updated review on application of nanofluids in heat exchangers for saving energy. *Energy Conversion and Management*, 198, 111886. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111886>
- Prajapati, O. S., Rajvanshi, A. K. (2011). Heat Transfer with Nanofluid. LAP LAMBERT Academic Publishing.
- Qi, C., Luo, T., Liu, M., Fan, F., & Yan, Y. (2019). Experimental study on the flow and heat transfer characteristics of nanofluids in double-tube heat exchangers based on thermal efficiency assessment. *Energy Conversion and Management*, 197, 111877. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111877>
- Quadir, G. A., Jarallah, S. S., Ahmed, N. S., & Badruddin, I. A. (2013). Experimental investigation of the performance of a triple concentric pipe heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 62, 562-566. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.03.033>
- Radulescu, S., Negoită, L. I., & Onuțu, I. (2016, August). Analysis of the heat transfer in double and triple concentric tube heat exchangers. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 147, No. 1, p. 012148). IOP Publishing. Doi: 10.1088/1757-899X/147/1/012148
- Reay, D. A. (1989). The use of polymers in heat exchangers. *Heat Recovery Systems and CHP*, 9(3), 209-216. Doi: [https://doi.org/10.1016/0890-4332\(89\)90004-5](https://doi.org/10.1016/0890-4332(89)90004-5)
- Reddy, C.S, Rajendra Prasad, P., Mohana Krishnu, D. (2019). Experimental analysis of triple tube heat exchanger with TiO₂ nanofluid. *International Journal of Scientific and Technology Research*, 8(9), 1411-1415.
- Sahoo, M., Behera, V. M., Das, S. N., & Das, H. C. (2016). Experimental investigation and performance analysis of triple concentric helical tube heat exchanger. *International Journal of Engineering and Technology (IJET)*, 8(5), 2264-2271.
- Sekulic, D. P., Shah, R. K., & Pignotti, A. (1999). A review of solution methods for determining effectiveness-NTU relationships for heat exchangers with complex flow arrangements. *ASME. Appl. Mech. Rev.* 52(3): 97-117. Doi: <https://doi.org/10.1115/1.3098928>
- Shah, R. K., Sekuli, D. P. (2003). Selection of Heat Exchangers and Their Components. Fundamentals of Heat Exchanger Design. *Canada: John Wiley & Sons*, s: 673-734.
- Shriwas, D., Simulation, N. (2019). Heat Transfer Enhancement Technique in Heat Exchanger: An Overview, *Int. J. Res. Trends Innov*, 3(9), 12-15.
- Somasekhar, K., Rao, K. M., Sankararao, V., Mohammed, R., Veerendra, M., & Venkateswararao, T. (2018). A CFD investigation of heat transfer enhancement of shell and tube heat exchanger using Al₂O₃-water nanofluid. *Materials Today: Proceedings*, 5(1), 1057-1062. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.11.182>
- Söyler, M. (2016). *Gövde Borulu Isı Değiştiricinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile Analizi*, (Yüksek Lisans Tezi), Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

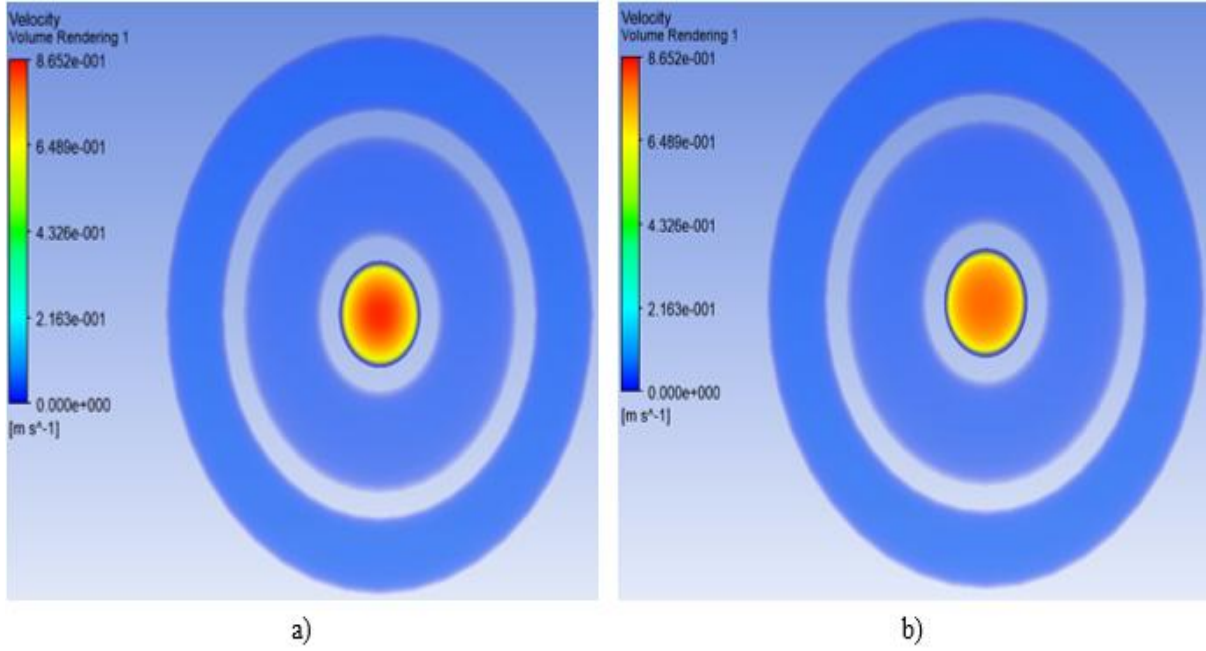
- Sundar, L. S., & Singh, M. K. (2013). Convective heat transfer and friction factor correlations of nanofluid in a tube and with inserts: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 20, 23-35. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.041>
- TEMA (2007). *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*. (22/01/2021 tarihinde www.tema.org adresinden ulaşılmıştır).
- Teng, T. P., Hung, Y. H., Teng, T. C., Mo, H. E., & Hsu, H. G. (2010). The effect of alumina/water nanofluid particle size on thermal conductivity. *Applied Thermal Engineering*, 30(14-15), 2213-2218. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.05.036>
- T'Joel, C., Park, Y., Wang, Q., Sommers, A., Han, X., & Jacobi, A. (2009). A review on polymer heat exchangers for HVAC&R applications. *International journal of refrigeration*, 32(5), 763-779. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.11.008>
- Uz, K. S. (2018). *Eş Eksenli Üç Borulu Isı Değiştiricilerinde Nanoakışkan Kullanımının Sayısal Olarak İncelenmesi*, (Yüksek Lisans Tezi), Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- Ünal, A. (1998). Theoretical Analysis of Triple Concentric-Tube Heat Exchanger Part 1: Mathematical Modelling. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 25(7), 949-958. Doi: [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(98\)00086-4](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(98)00086-4)
- Ünal, A. (2001). Theoretical analysis of triple concentric-tube heat exchangers- Part 2: Case Studies. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 28(2), 243-256. Doi: [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(01\)00231-7](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(01)00231-7)
- Ünal, A. (2003). Effectiveness-NTU relations for triple concentric-tube heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 30(2), 261-272. Doi: [10.1016/S0735-1933\(03\)00037-X](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(03)00037-X)
- Wen, D., Lin, G., Vafaei, S., & Zhang, K. (2009). Review of nanofluids for heat transfer applications. *Particuology*, 7(2), 141-150. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.partic.2009.01.007>
- Yehia, M. G., Attia, A. A., Abdelatif, O. E., & Khalil, E. E. (2016). Heat transfer and friction characteristics of shell and tube heat exchanger with multi inserted swirl vanes. *Applied Thermal Engineering*, 102, 1481-1491. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.095>
- Yu, F., Chen, Y., Liang, X., Xu, J., Lee, C., Liang, Q., ... & Deng, T. (2017). Dispersion stability of thermal nanofluids. *Progress in natural science: Materials International*, 27(5), 531-542. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.pnsc.2017.08.010>
- Zaheed, L., & Jachuck, R. J. J. (2004). Review of polymer compact heat exchangers, with special emphasis on a polymer film unit. *Applied thermal engineering*, 24(16), 2323-2358. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.03.018>
- Zuritz, C. A. (1990). On The Design of Triple Concentric-Tube Heat Exchangers. *Journal of Food Process Engineering*, 12(2), 113-130. Doi: <https://doi.org/10.1111/j.1745-4530.1990.tb00045.x>
- Zweben, C. (2004). Emerging high-volume applications for advanced thermally conductive materials. *In Proceedings of the 49th International SAMPE Symposium and Exhibition*, 4061-4072.

EKLER

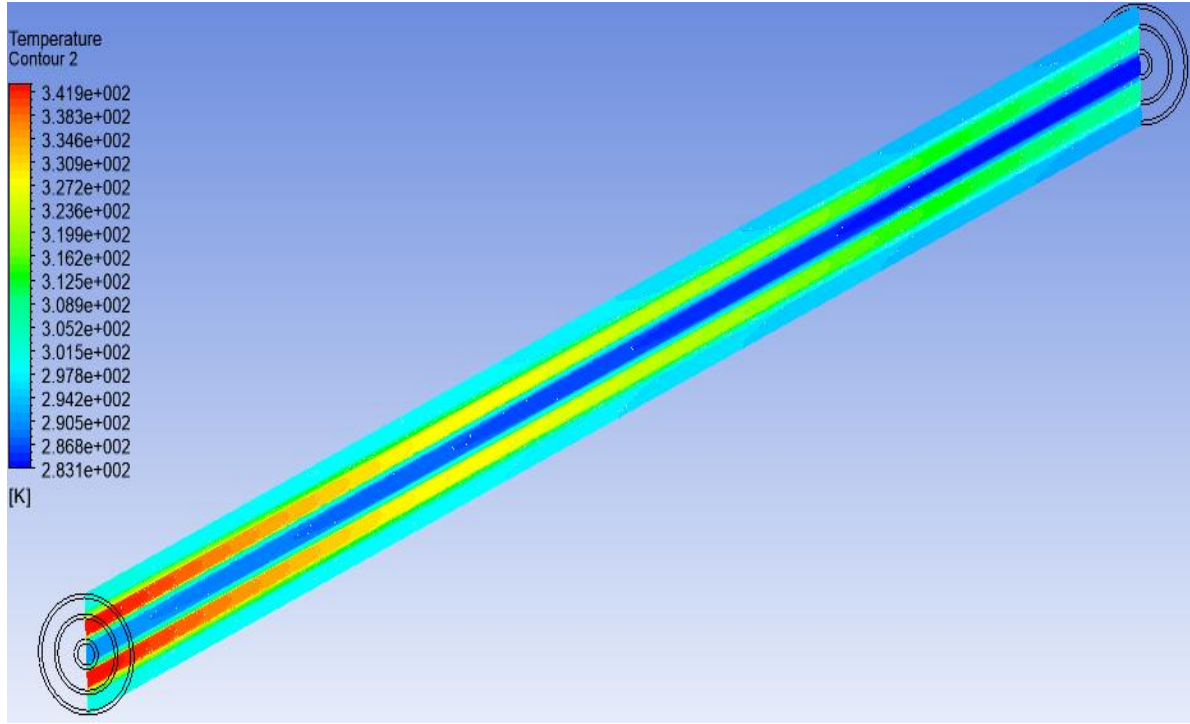
EK 1. %1 GO-su nanoakışkanın 0,04 m/s hız ve 70 °C sıcaklık giriş değerleri için sıcaklık dağılımı; a) boru giriş bölgesi, b) boru çıkış bölgesi.



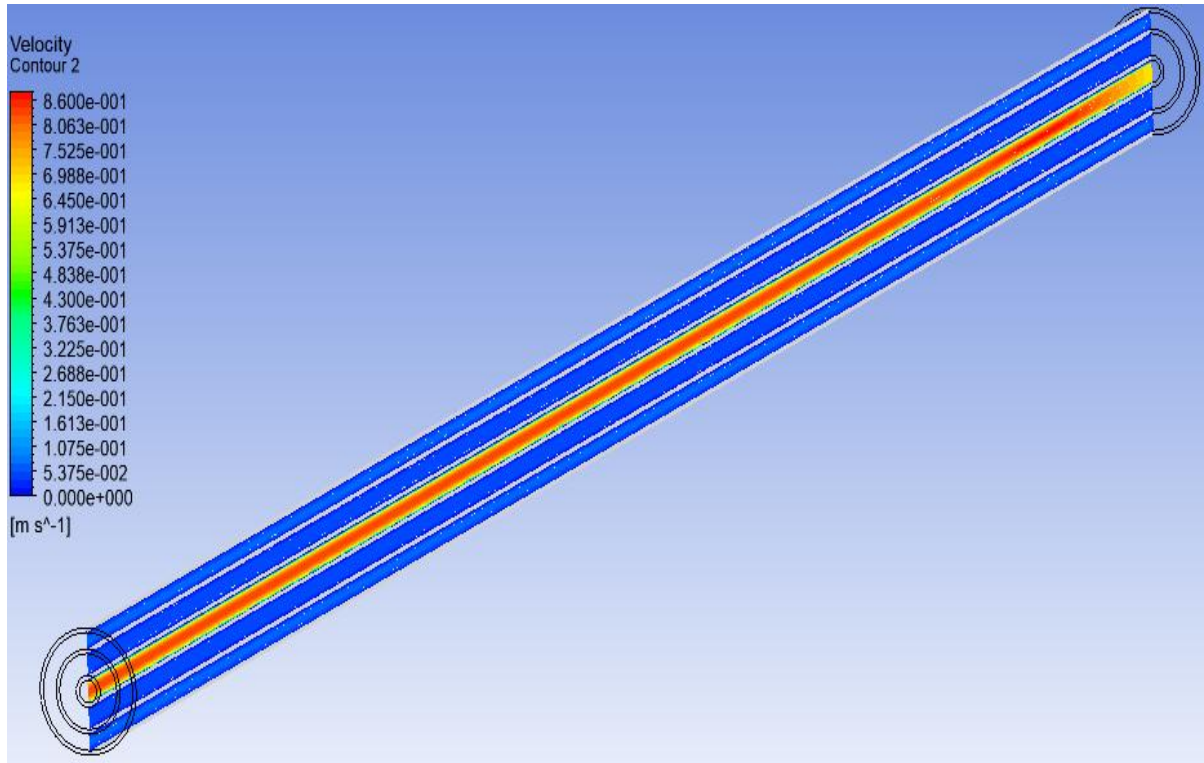
EK 2. %1 GO-su nanoakışkanın 0,04 m/s hız ve 70 °C sıcaklık giriş değerleri için hız dağılımı; a) boru giriş bölgesi, b) boru çıkış bölgesi.



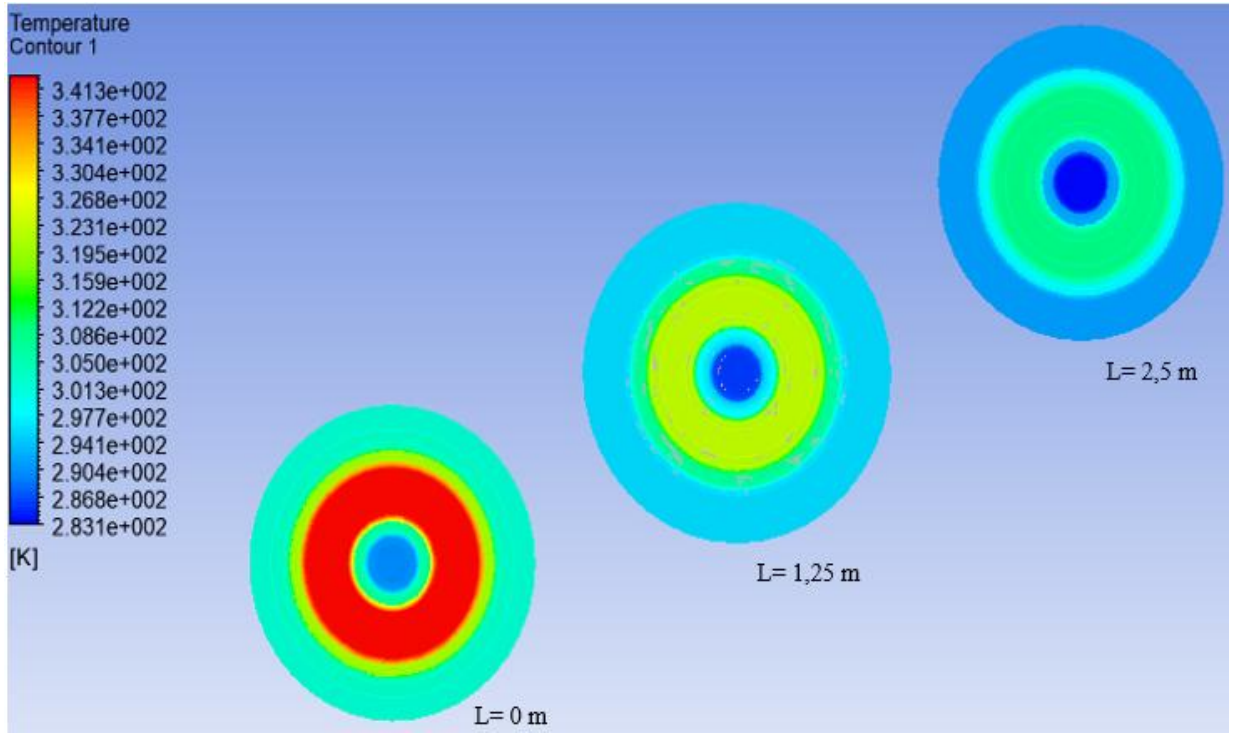
EK 3. %1 GO-su nanoakışkanın 0,04 m/s hız ve 70 °C sıcaklık giriş değerleri için boru boyunca sıcaklık dağılımı.



EK 4. %1 GO-su nanoakışkanın 0,04 m/s hız ve 70 °C sıcaklık giriş değerleri için boru boyunca hız dağılımı.



EK 5. %1 GO-su nanoakışkanın 0,04 m/s hız ve 70 °C sıcaklık giriş değerleri için üç borulu ısı değiştiricisinin giriş, orta ve çıkış bölgelerinde sıcaklık dağılımı.



EK 6. %1 GO-su nanoakışkanın 0,04 m/s hız ve 70 °C sıcaklık giriş değerleri için üç borulu ısı değiştiricisinin giriş, orta ve çıkış bölgelerinde hız dağılımı.

