



**GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMİĞİ İLE ANALİZİ**

Mustafa SÖYLER

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

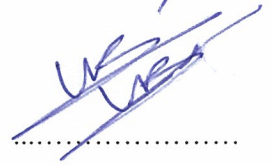
ARALIK 2016

Mustafa SÖYLER tarafından hazırlanan “GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Mustafa AKTAŞ

Enerji Sistemleri Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.



Başkan : Prof. Dr. Adnan SÖZEN

Enerji Sistemleri Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.



Üye : Yrd. Doç. Dr. Özgür EROL

Makine Mühendisliği, Başkent Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.



Tez Savunma Tarihi: 15/ 12/ 2016

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....
Prof. Dr. Hadi GÖKÇEN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.



Mustafa SÖYLER

15/ 12/ 2016

GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİNİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Mustafa SÖYLER

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2016

ÖZET

Bu tez çalışmasında eriyik tuz ($\text{KNO}_3\text{-NaNO}_2\text{-NaNO}_3$) kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisinin ısı transfer performansı hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) programıyla analiz edilmiştir. Bu çalışma gövde tarafındaki akış üzerine yoğunlaşmıştır. Hesaplamalarda sıcaklık dağılımları, ısı akısı, ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı detaylı olarak incelenmiştir. Gövde borulu ısı değiştiricinin boru çapının ve boru sayısının ısı akısına, ısı transfer katsayısına ve Nusselt sayısına etkileri incelenmiştir. HAD analizlerinin sonuçları göz önünde bulundurularak Nusselt sayısı için bir analitik bağıntı elde edilmiştir. Sonuç olarak, bu çalışmada geliştirilen sayısal HAD modeli ısı değiştirici analizlerinde kullanılabilecektir.

Bilim Kodu : 92802

Anahtar Kelimeler : Eriyik tuz, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), ısı değiştiricisi

Sayfa Adedi : 74

Danışman : Doç. Dr. Mustafa AKTAŞ

THE ANALYSIS OF SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGER USING
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS

(M. Sc. Thesis)

Mustafa SÖYLER

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2016

ABSTRACT

In this study, heat transfer performance of a shell and tube heat exchanger in which molten salt is used ($\text{KNO}_3\text{-NaNO}_2\text{-NaNO}_3$) has been analysed by a computational fluid dynamic (CFD) programing. This study is focused on shell side flow phenomena. Temperature distributions, heat flux, heat transfer coefficient and Nusselt number have been investigated in the parametric studies. The effects of tube number and diameter of shell and tube heat exchanger on heat flux, heat transfer coefficient and Nusselt number were investigated. According to the results of the CFD analysis, an analytical correlation is obtained for the Nusselt number. As a result, developed numerical CFD models in this study can be used heat exchanger analysis in future studies.

Science Code : 92802

Key Words : Molten salt, Computational Fluid Dynamics (CFD), Heat exchanger

Page Number : 74

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada bilgi birikimiyle çalışmalarına destek veren tez danışmanım sayın Doç. Dr. Mustafa AKTAŞ' a yine kıymetli tecrübelerinden faydalandığım hocam sayın Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN' e teşekkür ederim.

Desteklerini esirgemeyen Doç. Dr. Coşkun ÖZALP' e, Yrd. Doç. Dr. Bülent YANIKTEPE' ye, Yrd. Doç. Dr. Esra TELLİ' ye ve Yrd. Doç. Dr. Nehir TOKGÖZ' e teşekkür ederim. Ayrıca tez çalışmam boyunca kıymetli bilgilerinden istifade ettiğim Yrd. Doç. Dr. M. Murat YAVUZ' a teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmam boyunca bana destek veren ve yardım eden Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölüm arkadaşlarıma şükranlarımı sunarım.

Son olarak bütün eğitim hayatım boyunca maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	vii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. ENERJİ DEPOLAMA SİSTEMLERİ.....	11
2.1. Enerji Depolamanın Önemi.....	11
2.2. Termal Enerji Depolama Sistemleri	12
2.3. Eriyik Tuzlar	14
3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN SINIFLANDIRILMASI	17
3.1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflandırma	17
3.1.1. Akışkanların doğrudan birbirlerine temas etmediği ısı değiştiricileri	17
3.1.2. Akışkanların doğrudan birbirlerine temas ettiği ısı değiştiricileri	18
3.2. Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma	18
3.3. Yapısal Özelliklerine Göre Sınıflandırma	18
3.3.1. Levhalı ısı değiştiriciler	18
3.3.2. Borulu ısı değiştiriciler	19
3.3.3. Kanatlı tip ısı değiştiriciler	20
3.3.4. Rejeneratör tipi ısı değiştiriciler	20

	Sayfa
3.4. Yüzey Kompaktlığına Göre Sınıflandırma	21
3.4.1. Gazdan sıvıya faz değişim ısı değiştiriciler.....	21
3.4.2. Sıvıdan sıvıya faz değişim ısı değiştiricileri.....	21
3.5. Akış Şekillerine Göre Sınıflandırma	21
3.5.1. Tek geçişli ısı değiştiriciler	22
3.5.2. Çok geçişli ısı değiştiriciler	23
3.6. Isı Transfer Mekanizmalarına Göre Sınıflandırma	23
3.7. Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricileri	24
4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ	25
4.1. Analiz Yöntemleri	25
4.2. Deneysel Akışkanlar Dinamiği.....	25
4.3. Teorik (Analitik) Akışkanlar Dinamiği.....	26
4.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	26
4.4.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği önemi.....	27
4.4.2. Yönetici denklemler.....	28
4.4.3. Ağ yapısı ile ilgili kavramlar.....	29
4.4.4. Analizlerde kullanılan akış modelleri	33
4.5. HAD Analizlerinde İzlenen Metot	35
5. MATERYAL VE METOT	37
5.1. Sistem Tanıtımı	37
5.2. Veri İndirgenmesi.....	38
5.3. Teorik Analiz	39
5.3.1. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) yöntemi.....	39
5.3.2. ϵ -NTU yöntemi	40

	Sayfa
5.3.3. θ - P yöntemi.....	41
6. SAYISAL ANALİZ.....	43
6.1. Geometrinin Çizilmesi ve HAD Modelinin Oluşturulması	43
6.2. Sayısal Ağın (Meshin) Kurulması ve Seçimi	44
6.3. Ağ Yapısından Bağımsızlık	49
6.4. Sayısal Ağ Seçimi.....	49
6.5. Sayısal Analiz İşlemleri	50
7. SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI.....	53
8. SONUÇ VE ÖNERİLER	69
KAYNAKLAR	71
ÖZGEÇMİŞ	74

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Akış şekillerine göre ısı değıştiricilerin sınıflandırılması.....	22
Çizelge 4.1. Bazı akış modelleri.....	33
Çizelge 5.1. Eriyik tuzun termal özelliklerini veren deneysel bağıntılar.....	38
Çizelge 6.1. Ağ yapısının kalitesini gösteren parametreler ve değerleri.....	44
Çizelge 6.2. Oluşturulan ağ yapıları ve elde edilen sıcaklık değerleri.....	48
Çizelge 7.1. Farklı türbülans modelleri için HAD analizi sonuçları.....	66

ŞEKİLELERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Termal enerji depolu PGK santrallerinin şematik gösterimi	13
Şekil 2.2. Termal depolu bir YGS'nin bir günlük çalışma çizelgesi	14
Şekil 2.3. Farklı ısı transferi akışkanları için çalışma sıcaklıkları aralığı	15
Şekil 3.1. Gövde boru tipi ısı değiştiricisi	20
Şekil 4.1. Mühendislik araştırmalarında kullanılan yöntemler.....	25
Şekil 4.2. Akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerini çözmek için üç temel yaklaşım	26
Şekil 4.3. 3-boyutlu bir ağ yapısındaki elemanlar.....	30
Şekil 4.4. 3-boyutlu ağ yapısı türleri.....	30
Şekil 4.5. İdeal ve çarpık hücre örnekleri.....	31
Şekil 4.6. Çarpıklık ölçüsü değerlerinin ölçülerle ifade edilişi.....	31
Şekil 5.1. Gövde borulu ısı değiştiricisi.....	37
Şekil 5.2. Gövde borulu ısı değiştiricisinin kesit görüntüsü.....	40
Şekil 5.3. Aynı yönlü (a) ve karşıt (b) akımlı akış düzenlerine göre ortalama logaritmik sıcaklık farkının hesaplanması	38
Şekil 5.4. $\theta - P$ yönteminde kullanılan temsili bir diyagram	42
Şekil 6.1. Analizi yapılan gövde modelin (9 borulu) görünümü	43
Şekil 6.2. Gövde modelin önden görünüşü.....	44
Şekil 6.3. Modelin oluşturulan ağ yapısının görünümü.....	45
Şekil 6.4. 9 borulu ısı değiştirici için oluşturulan ağ yapısı.....	45
Şekil 6.5. Farklı boru sayıları için oluşturulan ağ yapısı.....	47
Şekil 6.6. Farklı boru çapları için oluşturulan ağ yapısı.....	48
Şekil 6.7. Eriyik tuzun çıkış sıcaklığı için (T _ç)deneysel/(T _ç)HAD değerinin farklı eleman sayılarından bağımsızlığının gösterimi	50
Şekil 7.1. 633,15 K giriş sıcaklığı ve 0,48 m ³ /h debi için yakınsama grafiği.....	53

Şekil	Sayfa
Şekil 7.2. Isı değıştiricisinin sıcaklık dağılımı	54
Şekil 7.3. Isı değıştiricinin ekseninden alınan görüntü	54
Şekil 7.4. Isı değıştiricinin farklı mesafelerdeki sıcaklık dağılımı	55
Şekil 7.5. Eriyik tuz ve suyun ısı değıştiricinin girişinden çıkışına kadar olan sıcaklık değışimi.....	56
Şekil 7.6. Farklı boru sayılarında sıcaklık dağılımları.....	58
Şekil 7.7. Farklı debi (0,48- 1,87 m ³ /h) ve sıcaklıklarda (360–400 °C) farklı boru çaplarının (D=22,5 mm, 25 mm, 27,5 mm, 30 mm) ısı akısına etkisi.....	59
Şekil 7.8. Farklı debi (0,48- 1,87 m ³ /h) ve sıcaklıklarda (360–400 °C) farklı boru çaplarının (D=22,5 mm, 25 mm, 27,5 mm, 30 mm) eriyik tuzun ısı transfer katsayısına etkisi.....	60
Şekil 7.9. Farklı Reynolds sayılarında (530–2210) ve sıcaklıklarda (360-400 °C) farklı boru çaplarının (D=22,5 mm, 25 mm, 27,5 mm, 30 mm) eriyik tuzun Nusselt sayısına etkisi.....	61
Şekil 7.10. Elde edilen bağıntının (Eş. 7.3) sayısal sonuçlar ve yapılan bir çalışmanın sonuçlarıyla karşılaştırılması	62
Şekil 7.11. Farklı debi (0,48- 1,87 m ³ /h) ve sıcaklıklarda (360–400 °C) farklı boru sayılarının (n = 5, 7, 9, 11 adet) ısı akısına etkisi	63
Şekil 7.12. Farklı debi (0,48- 1,87 m ³ /h) ve sıcaklıklarda (360–400 °C) farklı boru sayılarının (n = 5, 7, 9, 11 adet) ısı transfer katsayısına etkisi.....	64
Şekil 7.13. Farklı Reynolds sayılarında (530–2210) ve sıcaklıklarda (360-400 °C) farklı boru çaplarının (n = 5, 7, 9, 11 adet) eriyik tuzun Nusselt sayısına etkisi	65

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler

Açıklamalar

De	Hidrolik çap (m)
S	Alan (m ²)
P	Islak çevre (m)
q"	Isı akısı (kW/m ²)
T	Sıcaklık (°C, K)
İ	Hacimsel debi (m ³ /h)
Re	Reynolds sayısı
Nu	Nusselt sayısı
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
h	Isı taşınım katsayısı (W/m ² K)
μ	Dinamik viskozite (Pa.s)
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
c_p	Özgül ısı, (kJ/kgK)

Kısaltmalar

Açıklamalar

HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
PGK	Parabolik güneş kolektörleri
YGS	Yoğunlaştırıcı güneş santralleri

1. GİRİŞ

Dünya nüfusunun hızla artmasının yanında, mevcut teknolojinin gelişmesine bağlı olarak enerji tüketimi de önemli derecede artış göstermektedir. Sınırlı olan fosil kökenli enerji kaynakları ve sürekli artan enerji ihtiyacı, enerji konusunda bilim adamlarını optimizasyon ve verimlilikle alakalı çalışmalara yönlendirmiştir. Günümüzde üretilen enerjinin büyük bir kısmı sanayide, ticari ve evsel uygulamalı ısıtma ve soğutma sistemlerinde harcanmaktadır. Bu tip sistemlerde ısı transferi bir ısı değiştiricisi ile akışkanların hareketi ise sistemde kullanılan akışkanın özelliğine bağlı olarak bir pompa aracılığıyla sağlanır. Sistemin bir parçası olan ısı değiştiricisinin seçiminde; mevcut sistemdeki basınç kayıplarının yanında, ısı değiştiricisinin kendi içerisindeki basınç kayıplarının da tespiti neticesinde ısı hesaplarının yapılması, enerji verimliliği açısından oldukça büyük öneme sahip olduğu görülmektedir [1].

Isı değiştiricisi, iki veya daha fazla sıvı arasında, katı bir yüzey ile bir sıvı arasında veya katı parçacıklar ile bir akışkan arasında, farklı sıcaklıklarda ve termal temasta termal enerjiyi aktarmak için kullanılan bir cihazdır [2].

Isı değiştiricileri çok çeşitli uygulamalarda kullanılmaktadır. Bunlar, enerji üretimi, proses, kimya ve gıda endüstrileri, elektronik, çevre üretim mühendisliği, atık ısı geri kazanım, imalat sanayi, klima, soğutma ve uzay uygulamalarıdır. Geçtiğimiz çeyrek yüzyıl boyunca, enerji tasarrufu, dönüştürme, iyileşme ve yeni enerji kaynaklarının başarılı bir şekilde uygulanması açısından ısı değiştiricilerin önemi günden güne artış göstermiştir. Çok fazla ısı değiştiricisi tipleri mevcut olmakla birlikte, bunlardan gövde boru tipi ısı değiştiricisi diğerlerine nazaran daha fazla kullanım alanına sahiptir. Basit boru sistemine sahip ve küçük ısı transferi alanlı ısı değiştiricilerinden, çok büyük ısı transferi alanlı ve kompleks yüzeyli yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcılara kadar çok çeşitli cihaz şekilleri bulunmaktadır. Gövde boru tipi ısı değiştiricileri bu iki geniş mesafe arasında yer alır. [3]

Tezin amacı ve önemi

Bu tez çalışmasında, enerji depolama sistemlerinde ve genel olarak birçok ısı transfer uygulamalarında yaygın olarak kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisi analiz edilmiştir. Gövde borulu ısı değiştiricisinin boru çapının ve boru sayısının ısı akısına, ısı transfer

katsayısına ve Nusselt sayısına etkileri incelenmiştir. Bu ısı değiştiricisini geleneksel endüstriyel uygulamalarından ayıran temel özellik ısı transfer akışkanı olarak eriyik tuz kullanılmasıdır.

Isı değiştiricileri enerji depolama ve ısı transferi uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır ve ısı değiştiricilerinin ısı transferini arttırmak çok önemli bir yere sahiptir. Bu ısı transferini arttırabilmek için; sıcak ve soğuk akışkan arasında ısı transferinin en hızlı, en etkin, en ucuz ve en basit biçimde gerçekleştirmek gerekmektedir. Bu tezin amacı da, bu konuyu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile modelleyerek incelemek, en etkin, en hızlı ve en basit bir şekilde ısı transferini gerçekleştirme yollarını araştırmaktadır.

Literatür taraması

Literatürde termal enerji depolama, ısı değiştiricileri ve eriyik tuz ile ilgili birçok deneysel ve teorik çalışma mevcuttur.

Menendez, Martinez, Prieto, Barcia ve Sanchez, termal güneş enerjisi santrallerinde eriyik tuz kullanılan termal enerji depolama sistemlerinin bir model simülasyonunu geliştirmişlerdir. Kullanılan modelde, simülasyon odaklı görsel ortamlarda kullanılmak üzere çalışma yapılmıştır. Böylece modellenmiş olan sistemdeki elemanların fiziksel yönlerinin ya da yapılarının kolaylıkla tanımlanabileceğini ortaya koymuşlardır. Modelin hassasiyeti gerçek bir termal güneş enerjisi santralinden alınan veriler ile simülasyon sonuçlarını karşılaştırarak modelin hassasiyetinin doğrulamasını yapmışlardır. Bu modelde ısı depolama sistemiyle ilişkili kontrol stratejisi tasarlarken dikkate alınması gereken sistemin gecikmelerinin tespit edilebildiğini göstermişlerdir. Bu durumun seri bağlı birçok ısı değiştiricisi içeren termal güneş enerjisi santralleri için bilhassa önemli olduğu noktasına değinmişlerdir [4].

He, Lu, Ding, Yu ve Yuan ısı değiştiricisinin boru demeti dışındaki üçlü nitrat tuzunun ısı transferini araştırmak için deneysel ölçümler ve teorik hesaplamalar yapmışlardır. Çalışmada yapılan deneyde akışkanın Reynolds sayısının 400- 2 300 aralığında ve akışkan sıcaklığının 250 °C-400 °C aralığında uygulamışlardır. Farklı sıcaklık aralıklarında ısı akısı, ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısının hacimsel debiye göre nasıl değiştiğini incelemişlerdir. Boru demeti dışındaki eriyik tuzun akışının Nusselt sayısının, düzgün

pürüzsüz bir borudaki ısı transferinden oldukça büyük olduğunu bulmuş ve aynı zamanda Reynolds ve Prandtl sayısının arttığını belirtmişlerdir. Deneysel ısı transferi bağıntısını elde etmiş ve deneysel veriler ile elde edilen ısı transferi bağıntısı arasında maksimum % 15,1' lik bir sapma bulmuşlardır [5].

Weikl, Braun ve Weiss çalışmalarında termik enerji depolama santrallerinde ısı transferi akışkanı olarak eriyik tuz kullanılan ısı değiştiricilerinin iki türünden bahsetmişlerdir. Termal enerji depolama süreçlerini (direkt ve dolaylı) analiz etmişlerdir ve ısı değiştiricilerin başlangıç koşullarını tanımlamışlardır. Bu çalışmada gövde boru tipi ısı değiştiricisi ile sargılı bobin ısı değiştiricisinin karşılaştırılmasını yapmışlardır. Burada sargılı bobin ısı değiştiricisinin ısı transferinin yüksek verimliliği ve kompakt halinin geliştirilebilir, termal şoklara karşı koyabilir ve mali açıdan ekonomik olduğunu göstermişlerdir [6].

Liu ve diğerleri, çalışmalarında ısı transferi akışkanı olarak yağ ve eriyik tuz kullanılan yeni bir parabolik oluk tipi güneş kolektörü sistemini, güneş enerjisinden etkin bir şekilde yararlanmak için incelemişlerdir. Besleme suyunu ısıtmak için düşük sıcaklıklarda besleme suyunu ısıtmak için yağ, yüksek sıcaklıklarda (buhar sıcaklığı 773 K) ise eriyik tuz kullanmışlardır. Sistemin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Tasarım üzerindeki koşullar altında net güneşten elektrik enerjisine dönüşüm veriminin % 22,8' e ulaştığını belirtmişlerdir ve ısı transferi akışkanı olarak kullanılan eriyik tuz ve buhar ısı transferi sürecinde tersinmez ısı kaybının yağ kullanılan sistemler ile karşılaştırıldığında % 7,8 oranında azaldığını sonucuna ulaşmışlardır. Bu parabolik güneş enerjisi sistemindeki ısı transferi akışkanı olarak kullanılan yağ ve eriyik tuzun olumlu termodinamik ve ekonomik performans sergilediğini gözlemlemişlerdir. Yağ- eriyik tuz sisteminin ihtiyaç duyduğu gerekli termal güneş enerjisinin yaklaşık % 72,02' si düşük sıcaklıklı alandan toplandığı için, önerilen çift güneş alanı yüksek verimliliği yıllık işletilebilir, kapalı durumdaki sistem performansı geliştirilebilir ve yıllık güneş enerjisinden elektrik enerjisine dönüşüm oranının % 15,86' ya ulaşılabilir olduğunu ortaya koymuşlardır [7].

Yu-ting, Bin, Chong-fang ve Hang eriyik tuzun ısı transfer özelliklerini belirlemek ve iyi bilinen deneysel ısı transfer bağıntılarını doğrulamak için dairesel bir boru içindeki eriyik tuzun geçiş bölgesi üzerindeki deneysel çalışmalar üzerine durmuşlardır. Eriyik tuz incelemesini, dolaşımı 1000 saatin üzerinde olan özel tasarlanmış sistemde belirlemişlerdir. Eriyik tuzun ortalama zorlanmış ısı transfer katsayılarını, ölçülen akış oranları ve sıcaklıkları

üzerinden en küçük kareler yöntemiyle belirlemişlerdir. Deneyleri dairesel bir boru içindeki eriyik tuzun Reynolds sayısının 4 100 ve 9 850 değerleri arasında ve Prandtl sayısının 13,7 ve 18,4 değerleri arasındaki geçiş bölgesinin ısı transferi katsayılarını hesaplamak için yapmışlardır. Sonuç olarak, dairesel bir boru içindeki eriyik tuzun geçiş bölgesi için ısı transferi bağıntısını elde etmişlerdir ve eriyik tuzun deneysel sonuçları ile Hausen ve Gnielinski bağıntıları arasında iyi bir uyum sağlandığını göstermişlerdir [8].

Lu, He, Ding Yang ve Liang, çalışmalarında soğutulan duvar ile dikey bir halka kanalında yüksek sıcaklıktaki eriyik tuzun ısı transferini incelemişlerdir. Halka kanalı içindeki eriyik tuzun Nusselt sayısı, dairesel kesitli boru içindeki eriyik tuzun Nusselt sayısından büyük olduğunu ve halka kanaldaki eriyik tuzun Nusselt sayısının Reynolds ve Prandtl sayılarıyla birlikte arttığını gözlemlemişlerdir. Geçiş ve türbülanslı bölgeler için ısı transfer bağıntısı önermişlerdir ve bu bağıntının kanal yapısının ve farklı sıcaklıkların etkilerini içerdiğinden bahsetmişlerdir. Bu çalışmada elde edilen deneysel verilerin, en küçük kareler yöntemiyle elde edilen bağıntılar ve Wiegand, Sieder-Tate ve Gnielinski bağıntılarıyla çok iyi bir uyum sağladığını göstermişlerdir [9].

Tao, He ve Qu çalışmalarında entalpi metoduna dayanarak bir çanak tipi güneş termal güç üretim sisteminde kullanılan faz değiştiren termal enerji depolama sistemindeki yüksek sıcaklıklı eriyik tuzun sayısal bir çalışmasını yapmışlardır. Isı transfer akışkanının giriş sıcaklığı ve hızının faz değiştiren termal enerji depolama ünitesinin performansına etkilerini incelemişlerdir. Sonuçlar, ısı transfer akışkanının giriş sıcaklığının veya hızının artması faz değiştiren maddelerin erime hızını arttırabilir ve faz değiştiren termal enerji depolama ünitesinin performansının geliştirebilir olmasına rağmen, bu iki parametrenin sabit güneş kolektörü ısı çıkışı için birbirlerini kısıtlayabileceğini görmüşlerdir. Bu çalışmada küresel oyuklu boru, çekirdek kanatçıklı boru ve helisel kanatçıklı boru olmak üzere üç adet gelişmiş boru incelemişlerdir. Gelişmiş borulardaki faz değiştiren maddenin erime hızına, termal enerji depolama sisteminin kapasitesine ve verimliliğine ve ısı transfer akışkanının çıkış sıcaklığına etkisini incelemişlerdir. Pürüzsüz boru ile karşılaştırıldığında diğer üç gelişmiş borunun faz değiştiren maddenin erime hızını arttırabilir olduğunu gözlemlemişlerdir. Aynı çalışma şartlarında pürüzsüz boru için erime zamanını 437,92 dakika, küresel oyuklu boru için 350,75 dakika, çekirdek kanatçıklı boru için 320,25 dakika ve helisel kanatçıklı boru için 302,75 dakika bulmuşlardır. Sonuç olarak, faz değiştiren termal enerji depolama ünitesinin ısı performansını pürüzsüz boru yerine gelişmiş borular kullanarak verimli bir

şekilde arttırılabilir olduğunu kanıtlamışlardır. Gelişmiş borular için ısı transferi akışkanının basınç düşüşü, pürüzsüz borudan büyük olmasına rağmen üretim sisteminin çalışma basınçlarına göre oldukça düşük olduğu için gelişmiş borularda oluşan basınç düşüşlerinin ihmal edilebilir olduğunu vurgulamışlardır [10].

Xiao, Guo ve Zhang helisel dairesel boru içindeki eriyik tuz akışının ısı transfer özelliklerini araştırmışlardır. Bu çalışmada eriyik tuzun, termal enerji depolama sistemi ve ısı değiştiricileri için iyi bir ısı transfer akışkanı olarak kullanılabilirliği üzerinde bir araştırma yapmışlardır. Darcy sürtünme faktörünü helisel dairesel boruda, düz dairesel boruya göre daha yüksek bulmuşlardır. Ito tarafından önerilen kritik Reynolds sayısının, deneysel sonuçlardan elde edilen Reynolds sayısından biraz daha büyük çıktığını gözlemlemişlerdir. Çok düşük hızdaki eriyik tuz akışı dışında, deneysel veriler ile ısı transferi bağıntılarının iyi bir uyum sergilediğini belirtmişlerdir. Helisel dairesel boruda akan eriyik tuz için ısı transferi artışını gözlemlemişlerdir [11].

Zipf, Neuhäuser, Bachelier, Leithner ve Platzer çalışmalarında gizli ısı depolarının doğrudan buhar üreten termal güneş elektrik santralleri sistemleri için uygun olduğunu ortaya koymuşlardır. Faz değiştiren maddelerin erime ya da kristalizasyon boyunca izotermal davranışlarının ve deponun dolma-boşalma sürecindeki enerji kayıplarının azaldığını gözlemlemişlerdir. Faz değiştiren maddeler çok düşük ısı iletkenliğe sahiptir bu yüzden gelişmiş bir ısı değiştiricisi tasarlamak için yeterli dolma-boşalma gücü ile depolama ihtiyacı olduğunu belirtmişlerdir. Yıllık kazanç hesaplamalarında termal güneş santralinde 50 MW'lık doğrudan buhar üretiminde ısı depolamanın bir parçası olarak kullanılan vida tipi ısı değiştiricisinin değerlendirmesini yapmışlardır. Çift tanklı depolama, üç tanklı depolama ve deposuz sistem olmak üzere üç adet sistem konfigürasyonu modeli oluşturmuşlardır. Depolama maliyetini düşürmek için, vida tipi ısı değiştiricisinin termal verimliliğinin yüksek olması gerektiğini vurgulamışlardır. Genel olarak bu depolama teknolojisinin, var olan depolama teknolojileriyle iyi bir karşılaştırma imkânı sağladığını belirtmişlerdir [12].

Bin, Yu-ting, Chong-fang, Meng ve Gang eriyik tuzun ısı transfer özelliklerini belirlemek ve ısı transferi bağıntılarının geçerliliğini doğrulamak için, dairesel kesitli bir borudaki eriyik tuzun türbülanslı akış bölgesindeki taşınım ile ısı transferinin deneysel çalışmalarını yapmışlardır. Deneyler Prandtl sayısı 12,7 ile 14,7 ve Reynolds sayısı 17 000 ile 45 000 arasında değişen dairesel kesitli bir borudaki eriyik tuzun türbülanslı akış bölgesindeki ısı

transferi katsayısını belirlemek için yapmışlardır. Eriyik tuzun ortalama zorlanmış ısı taşınım katsayısını en küçük kareler yöntemini kullanılarak belirlemişlerdir. Eriyik tuzun deneysel verileriyle, ısı transfer bağıntıları arasında iyi bir uyum gözlemlemişlerdir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar ile Sieder-Tate, Petukhov ve Hausen bağıntıları arasında iyi bir uyum gözlemlemişlerdir [13].

Chen, Wu, Wang ve Ma deneysel çalışmalarında enine oluklu borulardaki karışık eriyik Hitec tuzlarının gelişmiş ısı transferini incelemişlerdir. Enine oluklu borular için elde edilen genel bir bağıntı ile deneysel veriler arasındaki maksimum sapmayı % 17 bulmuşlardır. Enine oluklu borular ve pürüzsüz borudaki direnç katsayısı ile Reynolds sayısı arasındaki değişimi incelemiş ve enine oluklu borulardaki direnç katsayısının pürüzsüz borudakinden daha büyük olduğunu gözlemlemişlerdir. Bu çalışmada oluklar arasındaki mesafeye göre üç çeşit ölçüt üzerine karşılaştırma yapmışlardır. Oluklar arasındaki mesafe azaldıkça direnç katsayısının arttığını gözlemlemişlerdir. Bu deneysel çalışmada en uygun iki oluk arası mesafeyi 9 mm olarak bulmuşlardır [14].

Al-Abidi, Mat, Sopian, Sulaiman ve Mohammad üç borulu ısı değiştiricisinde termal enerji depolamada kullanılan faz değiştiren maddelerin ısı transferi iyileştirmesi üzerine çalışmışlardır. Termal enerji depolamanın farklı türleri arasında, faz değiştiren maddelerin birim kütle/ hacim başına yüksek enerji yoğunluğuna sahip olmasından dolayı son zamanlarda önemli bir yere sahip olduğunu belirtmişlerdir. Bu çalışmayı, deneysel bir sıvı kurutuculu klima sistemine güç sağlamak için termal enerji depolama olarak orta boru içinde faz değiştiren madde, üç borulu ısı değiştirici kullanarak incelemişlerdir. Faz değiştiren maddenin ortalama sıcaklığını, erime işlemi boyunca kanatçıklı ve kanatçıksız üç borulu ısı değiştiricisinde karşılaştırmışlardır. Sonuçlarda üç borulu ısı değiştiricisinde kullanılan kanatçıkların erime oranına belirgin bir artış sağladığını gözlemlemişlerdir. Faz değiştiren tüm maddeler için deneysel verilerden hesaplanan ortalama ısı depolama veriminin % 71,8 olduğu bulmuşlardır [15].

Andrews ve Master hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) programı kullanarak ticari adı Helixchager ısı değiştiricisi olarak bilinen helisel şaşırtma levhalı ısı değiştiricisinin üç boyutlu modeli üzerine çalışmalarını yapmışlardır. Gövde boru tipi ısı değiştiricinin simülasyonu için tasarlanmış HEATX bilgisayar simülasyon programını kullanmışlardır. Simülasyon, lüle giriş ve çıkışının, kaçakların ve şaşırtma levhalarının karmaşık helisel

geometrisi için tasarlamışlardır. Radyal eksene göre tanımlanmış helis açıları 10° , 25° ve 40° olan üç durum üzerine çalışmışlardır. Helisel şaşırtma levhalı ısı değiştiricisinin, helis açıları 10° , 25° ve 40° için akışkan dönüş oranlarını 0,64, 0,78 ve 0,77 olarak bulmuşlardır. Lüle giriş ve çıkış kayıpları daha fazla çalışma gerektirmesine rağmen hesaplanan basınç düşüşlerinin AAB Lummus ısı transferi bağıntı sonuçları ile oldukça iyi uyum sağladığını gözlemlemiştir [16].

You ve diğerleri yonca delikli şaşırtma plakalı küçük boyutlu gövde boru tipi ısı değiştiricisinin sayısal simülasyon ve performans iyileştirmesi üzerinde çalışmışlardır. Yonca delikli şaşırtma plakalı gövde borulu ısı değiştiricinin gövde tarafındaki türbülanslı ısı transferi iyileştirmesinin daha önce yapılan deneysel sonuçlarla doğrulanmasını yapmışlardır. Yapılan bu çalışmada, ticari yazılım ANSYS Fluent kullanmışlardır. Yonca delikli şaşırtma plakalı küçük boyutlu gövde boru tipi ısı değiştiricisinin şaşırtma plakaları arası mesafelerinin etkilerini incelenmiştir. Isı değiştiricinin gövde tarafındaki ısı transfer katsayısının değişimi % 3,8' de sınırlı iken yapılan yapısal değişiklikle ısı değiştiricinin gövde üzerindeki basınç kaybının % 21 azaldığını ve bunun bir sonucu olarak, ısı değiştiricinin gövde tarafındaki genel termo-hidrolik performansının % 21,9 arttığını gözlemlemiştir. Şaşırtma levhalarının sayısının 6' dan 3' e azalması ile ya da şaşırtma levhaları arası mesafenin 233,33 mm' den 466,67 mm' ye artışı ile Reynolds sayısı 11 350 iken ısı değiştiricisinin gövde tarafındaki ısı transferi katsayısı $7\,795,4\text{ W/m}^2\text{K}$ ' den $6\,431,2\text{ W/m}^2\text{K}$ ' e düşmekte ve gövde tarafındaki genel termo-hidrolik performans $558,4$ ' den $712,1\text{ W/(m}^2\text{ K kPa)}$ ' a artmakta olduğunu gözlemlemiştir [17].

Wu, Chen, Liu ve Ma dairesel bir boru içerisinde transit ve türbülanslı akış bölgelerinde eriyik Hitec tuzlarını kullanarak ısı transferini incelemek için deneyler yapmışlardır. Deneylerde, Prandtl ve Reynolds verilerini $8,3 < \text{Pr} < 23,9$ ve $3184 < \text{Re} < 34,861$ değerleri arasından, sıcaklık verilerini ise $206 - 394\text{ }^\circ\text{C}$ değerleri arasından seçmişlerdir. Deneyler iki tür eriyik tuz ile yapmışlardır ve var olan dört tür tuz için $1542 < \text{Re} < 46,130$ ve $1,6 < \text{Pr} < 23,9$ verileri kullanılarak deney sonuçları ile ilişkili maksimum % 15 sapmayla iki tane deneysel eşitlik geliştirmişlerdir. İyi bilinen deneysel korelasyonlar, güncel veriler ve var olan veriler arasında bir karşılaştırma yapılarak, deneysel veriler ile Hausen ve Gnielinski tarafından transit ve türbülanslı akış kullanarak, Sieder-Tate tarafından ise türbülanslı bölgede % 25 sapma ile çıkarılan korelasyonlar arasında iyi ilişkiler görmüşlerdir. Sonuç olarak, var olan

klasik ısı transferi korelasyonlarının yüksek sıcaklıklarda erimiş tuzlarda uygulanabilir olduğunu gözlemlemişlerdir [18].

Esapour, Hosseini, Ranjbar, Pahamli ve Bahrampoury farklı sayıda boru kullanılan ısı değiştiricisi içinde karakteristik bir faz değiştiren malzemenin erimesini incelemişlerdir. Deneysel çalışmada kullanılan ısı değiştiricisi içerisindeki boru merkezde bulunduğundan dolayı faz değiştiren malzemenin tamamen erimesi için geniş bir zamana ihtiyaç olduğunu vurgulamışlardır. Erime zamanının azalma oranının ısı transferi akışkanının düşük sıcaklıklardaki (50°C - 60°C) değişiminin aynı miktarda daha yüksek sıcaklıklardaki (60°C - 70°C) değişiminden daha fazla olduğunu gözlemlemişlerdir. Tüm çalışma parametrelerinde kütleli debi değişiminin aynı olduğunu ve ayrıca ısı değiştirici içindeki ısı transferi akışkanının sıcaklık değişimlerinin erime süresine etkisinin, kütleli debi değişimine etkisinden daha belirgin olduğunu gözlemlemişlerdir. İki borulu ve çok borulu ısı değiştirici arasında karşılaştırmaları yapmışlardır. Isı transfer akışkanının sıcaklığındaki ve kütleli debisindeki artış ile çok borulu ısı değiştiricinin iki borulu ısı değiştiriciden daha verimli olduğunu gözlemlemişlerdir [19].

Chang ve diğerleri çalışmalarını bir boru içinde burulmuş bant bulunan ve ısı transfer akışkanı olarak eriyik tuz kullanılan sistemin ısı transferini araştırarak yapmışlardır. Boru içindeki burulma aralık oranı azalması ile (özellikle $C=0$), ısı transferinin önemli bir ölçüde arttığını gözlemlemişlerdir. Isı transferindeki artışı en çok tam olarak burulmuş bantta sağlamışlardır. Isı transferinin, burulma oranının azalması ile (özellikle $\gamma=2.5$) önemli ölçüde arttığını gözlemlemişlerdir. Aralık oranının ve burkulma oranının azalmasının ısı transferindeki artışa etkisinin Reynolds sayısındaki artışla ilişkili olduğunu göstermişlerdir. Aralık oranı ve burkulma oranının azalmasıyla sürtünme faktörünün yükseltmekte olduğundan ve ısı transferini artırmak için daha fazla pompa kullanma gerekliliğinden bahsetmişlerdir. Isı transferinin artışına iyi bir etki için aralık oranı ve burkulma oranının optimizasyonun gerekliliğini göstermişlerdir [20].

Wu ve diğerleri parabolik oluk güneş kollektörü deney sistemi kurmuş ve orta seviyede ısı transferi için (86°C erime noktasına sahip ve 550°C ye kadar dayanabilen) eriyik bir tuz ile çalışma yapmışlardır. Deneyleri dairesel bir tüp içinde düşük erime noktalı eriyik tuz kullanarak ısı toplayıcı elemanın ısı kaybını, ısı değiştiricisindeki toplam ısı transfer katsayısını ve taşınım ısı transfer katsayılarını elde etmek için yapmışlardır. Yapılan deney

ile ısı toplayıcı elemanın termal kaybının yüksek olduğunu ve toplayıcının bağlantı yerlerindeki termal kaybın toplam kaybın yaklaşık %5' i olduğunu göstermişlerdir. Eriyik tuz kullanılan ısı değiştiricisindeki toplam ısı transfer katsayısını $600-1200 \text{ W/m}^2\text{K}$, Reynolds ve Prandtl sayılarını ise $10\,000 < Re < 21\,000$ ve $9,5 < Pr < 12,2$ değer aralığında bularak iyi bilinen Sieder-Tate ve Gnielinski tarafından bulunan korelasyonlarla oldukça uyumlu olduğunu göstermişlerdir [21].

Lin ve diğerlerinin yaptıkları deneyde buhar, her üç eş parçaya bölünmüş helisel saptırıcı kondenser içinde helisel saptırıcı kanal boyunca sarmal biçimde akmaktadır. Yapılan deneyde arakesit alanının azalması ile oluşan çeşitli açılardaki saptırıcılar ısı transferinde ve yoğunlaşmada, buhar akış hacim oranının azalmasında etkili bir rol oynadığı göstermişlerdir. Ayrıca buharın çeşitli açılardaki çift sargılı helisel saptırıcı levhada diğer saptırıcı levhalara göre daha eşit miktarda aktığını gözlemlemişlerdir. Parçasal saptırıcı kondenser incelendiğinde ise buharın oldukça düzensiz biçimde akış sergilediğini ve her bir saptırıcı arkasında durgun bölge oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Sabit saptırıcılar ile çeşitli açılardaki çift sargılı helisel saptırıcıların, tek saptırıcıdan daha fazla basınç düşüşü sergilediğini göstermişlerdir. Çift sargılı saptırıcıların ısı transfer katsayısının tek sargılı olanlardan daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Çeşitli açılardaki tek ve çift sargılı helisel saptırıcı levhaların ortalama ısı taşınım katsayıları sırasıyla % 22,4 ve % 35,7 oranlarında olup parçasal saptırıcıdan yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir [22].

Özden ve Tari, gövde boru tipi ısı değiştiricinin gövde kısmının tasarımı; özellikle ısı transfer katsayısının ve basınç düşüşünün saptırıcı aralığına, saptırıcı kesitine ve gövde çapına bağlılıkları sayısal olarak küçük bir ısı değiştiricisini modelleyerek incelemişlerdir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiziyle ısı değiştiricisinin farklı sayıda saptırıcı sayısı ve türbülanslı akışta değişimini incelemişlerdir. Sayısal analiz sonuçlarının türbülans modellerine duyarlı olduğunu belirtmişlerdir. Isı transfer katsayısının, çıkış sıcaklığının ve basınç düşüşünün sayısal analiz sonuçlarını Bell-Delaware yöntemiyle karşılaştırmışlardır [23].

Literatürdeki bu çalışmalar incelendiğinde termal enerji depolama, eriyik tuz ve ısı değiştiricisi ile ilgili çalışmalar mevcuttur. Bu tez çalışmasında, termal enerji depolama sistemlerinde ve genel olarak birçok ısı transfer uygulamalarında yaygın olarak kullanılan

su-tuz eriyiği akışkanlarının kullanıldığı bir gövde borulu ısı değiştiricisi detaylı olarak analiz edilmiş ve kullanılabilirliği araştırılmıştır.

2. ENERJİ DEPOLAMA SİSTEMLERİ

Enerji tüketiminde geçtiğimiz 30 yılda önemli bir artış görülmektedir. Enerji tüketimindeki bu artış, sera gazlarının fazla miktarda salınmasına ve takiben dünyada sera etkisine yol açmaktadır. Bunun sonucunda da iklimsel değişiklikler ve küresel ısınma meydana gelmektedir [24]. Birçok ülkenin hükümetleri ekonominin geleneksel dallarında tasarrufu sağlayan teknolojiler ile kalkınmaya öncelik olarak önem vermektedir. Termal enerji depolama işlemi de belirtilen teknolojilerin geliştirilmesi için önemli bir rol oynamaktadır. Depolama sisteminin gelişmesi ve yaygınlaşması ile Güneş enerjisinin kullanım alanları daha da artmaktadır. Depolama, termal enerji kullanımının verimliliğini artırmak için de önemli bir unsurdur aynı zamanda termal enerji depolama elektrik üretimi için çok önemli bir unsur olup bu alandaki uygulamaların başında yoğunlaştırılmış güneş termal enerji santralleri bulunmaktadır [25].

2.1. Enerji Depolamanın Önemi

Termal enerji depolama sistemleri, depolama sistemlerine enerji sağlanması, bu enerjinin depolanması ve depolanan enerjinin istenilen zamanlarda kullanılmasını sağlar. Bu durum kısaca; yükleme, depolama, geri kazanma olarak özetlenebilir.

Enerji depolama sistemlerinin yararları aşağıdaki gibi sıralanabilir [26].

Ekonomik faydalar

- Enerji maliyeti azalır (enerji tasarrufunu sağlar).
- Enerji kullanımı azalır.
- Çalışma esnekliği artar.
- Bakım maliyeti azalır.

Çevresel faydalar

- Fosil yakıt tüketimi azalır.
- Yeni güç santralleri ihtiyacı azalır.

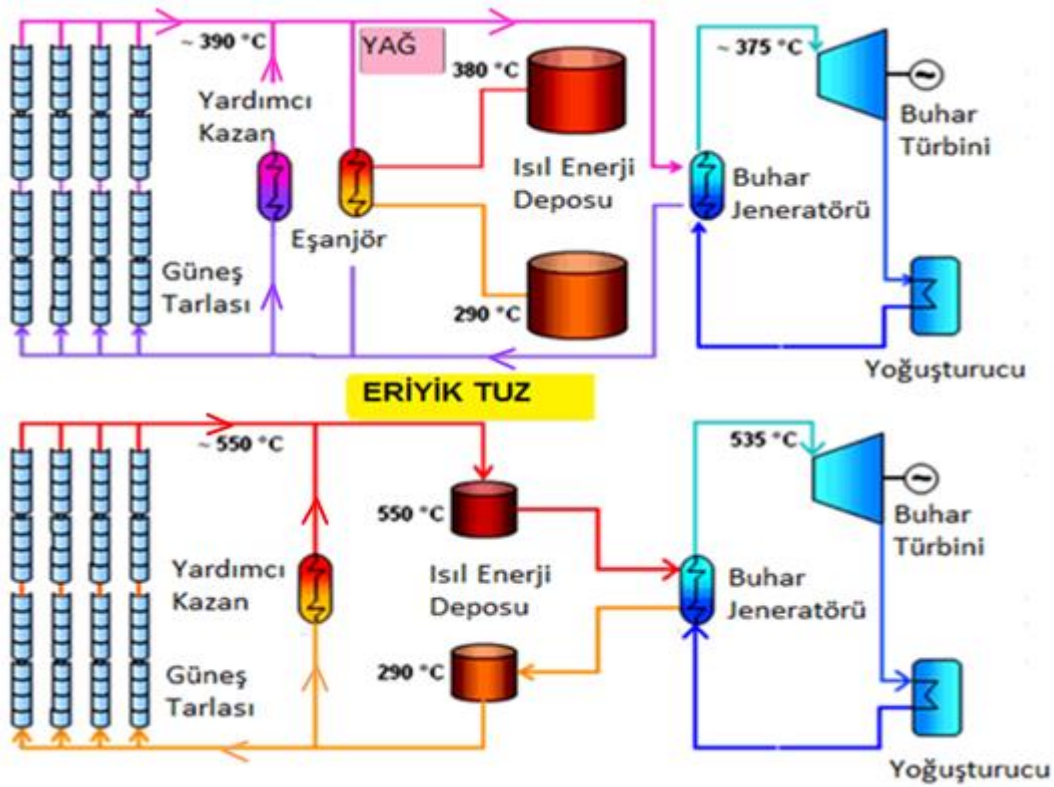
- Kloroflorokarbonlar (CFC) salınımı azalır.

Gece sürelerinde güneş enerjisi bulunmadığından, bu sürelerde oluşan enerji gereksinimini karşılamak için gündüz sürelerinde önemli miktarda enerji depolanır. Gündüz sürelerinde oluşan gereksinimi karşılamak ve gece sürelerinde kullanılmak üzere depolamak amacıyla enerji kaynağı yeterli büyüklükte olmalıdır.

2.2. Termal Enerji Depolama Sistemleri

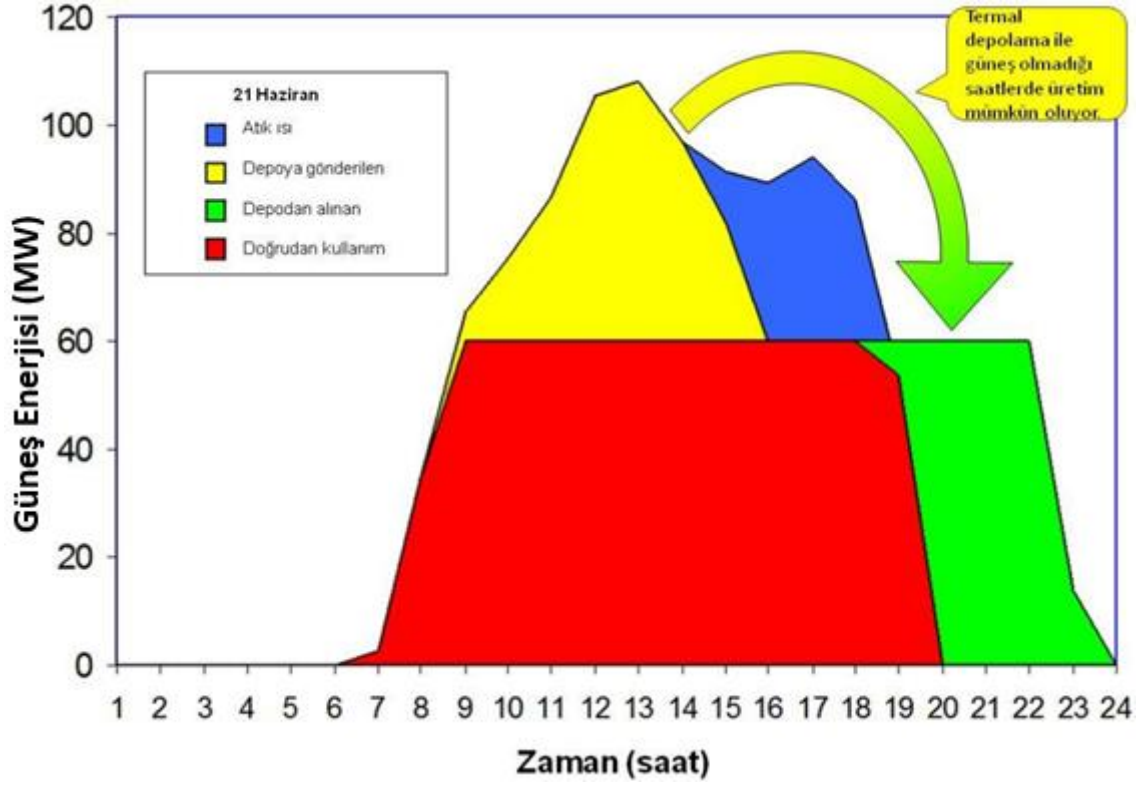
Güneş ışınları yeterli olmadığında veya hava karardığı zamanlarda elektrik üretebilmek, parabolik güneş kolektörlerinde (PGK) aracı akışkan olarak eriyik tuz kullanılması sonucu fazla ısının termal bir depo vasıtası ile tutulmasıyla mümkündür. Bu sistemlerde kullanılan termal yağın 390 °C’ de bozunmaya uğraması, bu sistemlerin çalışma sıcaklıklarını sınırlandırmış, fakat akışkan olarak eriyik tuz kullanılması çalışma sıcaklığını da 597 °C’ ye yükseltmiştir. Eriyik tuz ve termal yağ kullanılan sistemlerin karşılaştırılması şematik olarak Şekil 2.1’de verilmiştir. Buradan da anlaşılabileceği üzere termal depoların kurulumunu kolaylaştırmak eriyik tuz kullanımı ile sağlanır. Eriyik tuz randımanlı bir şekilde ısıyı muhafaza ettiğinden bu sistemlerde ısı korunumu saatlerce hatta günlerce sağlanabilmektedir. Bu termal depoların verimi yaklaşık %99 civarlarında olsa da verim kayıpları meydana gelmektedir. Verim kayıplarının en önemli nedeni yalıtım kaynaklıdır. Günümüzde kullanılan eriyik tuzlar genellikle, % 40 potasyum nitrat ve % 60 soydum nitrattan oluşmaktadır.

Termal depolar ve eriyik tuzlar hakkında yapılan araştırmalar halen devam etmektedir. Termal depoya sahip bir santralin, yaz aylarında 24 saat aralıksız elektrik üretimi sağladığı ve yıllık % 65 kapasite ile çalıştığı yapılan deneylerle gösterilmiştir. Termal enerji depolu sistemlerin çalışma prensipleri ise şöyledir; sistemdeki soğuk depodan eriyik tuz 290 °C’ de çıkar ve güneş tarlasına gider. Güneş tarlasında sıcaklığı 550 °C’ ye çıkan eriyik tuz sıcak termal depoya girer. Eriyik tuz burada ısınıp ısı değiştiricileri vasıtasıyla suya verir. Böylece eriyik tuz kapalı çevirimini tamamlamış olur. Su, ısı değiştiricilerinden kızgın buhar fazında çıkar. Çıkan bu buhar buradan buhar türbinine gönderilir. Buhar türbinine bağlı jeneratörde mekanik enerji, elektrik enerjisine dönüştürülür. Üretilen elektrik enerjisi de trafolar aracılığıyla şebekeye verilir [27].



Şekil 2.1. Termal enerji depolu PGK santrallerinin şematik gösterimi [27]

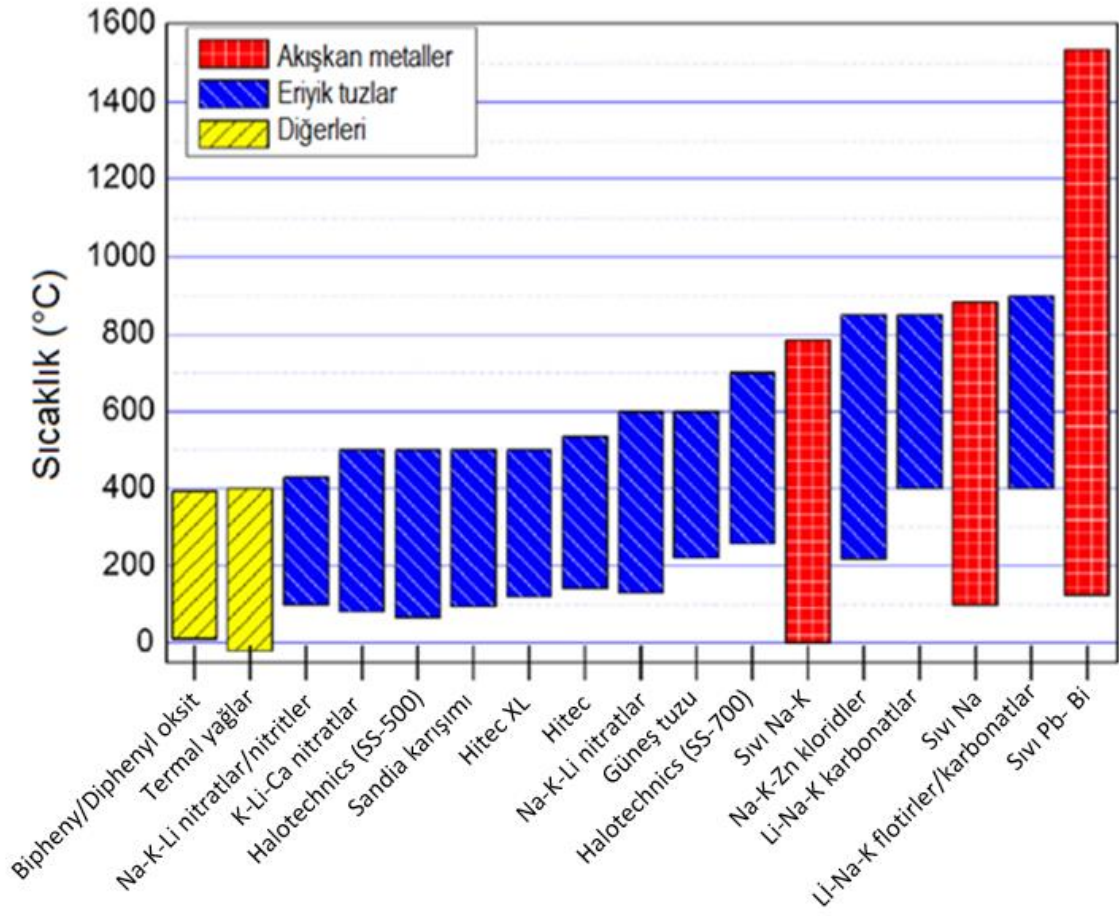
Termal depoya sahip yoğunlaştırıcı güneş santralleri (YGS)'nin 24 saatlik çalışma kapasitesi şematik olarak Şekil 2.2' de gösterilmiştir. Şema da kırmızı ile gösterilen, elektrik üretimi için doğrudan kullanılan ısıdır. Bu ısı, güneşin doğuşundan batışına kadar olan süreçte sisteme düzenli olarak girmektedir. Grafikteki sarı bölge ise termal depolar aracılığıyla depolanan ısıyı göstermekte olup güneş düzensiz ışıma yaptığı veya hava karadığında kullanılmaktadır. Sistemin büyüklüğüne ve verimine göre kullanım süresi değişiklik gösteren bu ısı genellikle güneşin batması ile kullanılmaya başlanmaktadır. Bu ısının kullanım durumu grafikte yeşil bölge ile gösterilmiştir ve bir günlük süreç tamamlanmıştır. Bu sistemlerde yaşanan ısı kayıpları geleneksel termodinamik sistemleri gibi ideal olmadığını göstermektedir. Şekilde mavi olan bölge ise ısı kayıplarını temsil etmektedir. Absorban borunun yutuculuğu, aynanın yansıtıcılığı, ısı deposunun verimliliği, türbinin verimi gibi faktörler nedeniyle ısı kayıpları oluşmaktadır. Bu kayıpların optimizasyonu iyi yapılarak, fosil yakıtlara alternatif çok daha verimli yoğunlaştırıcı güneş santralleri (YGS) kurulabilmek mümkün olacaktır [27].



Şekil 2.2. Termal depolu bir YGS'nin bir günlük çalışma çizelgesi [27]

2.3. Eriyik Tuzlar

Eriyik tuzlar yüksek sıcaklıklarda (genellikle $>500\text{ }^{\circ}\text{C}$) ısı kararlılıklarından dolayı mükemmel bir ısı transfer akışkanıdır. Eriyik tuzlar yüksek sıcaklıklardaki su ile karşılaştırıldığında benzer viskozite ve düşük buharlaşma basıncı özelliklerine sahiptir. Eriyik tuz tabanlı ısı transfer akışkanları (HTFs, ITA) ilk olarak 1984 yılında kurulan ilk eriyik tuz kullanılan kule tipi güç santrali sistemlerinde kullanılmış olup günümüzde modern YGS sistemlerinde de yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Kule tipi güç santralleri sistemlerinde kullanılan eriyik tuzların diğer bir avantajı ise termal enerji depolama için çok iyi kapasiteye sahip olmalarıdır. Şekil 2.3 'de farklı ısı transferi akışkanları için çalışma sıcaklıkları aralığı gösterilmiştir. Eriyik tuzlar yüksek çalışma sıcaklıkları, yüksek ısı kapasiteleri, düşük buharlaşma basınçları, düşük aşındırma özellikleri ve iyi termal ve fiziksel özelliklerinden dolayı üzerinde en çok çalışılan ısı transferi akışkanı olmuştur [28].



Şekil 2.3. Farklı ısı transferi akışkanları için çalışma sıcaklıkları aralığı [28]

3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN SINIFLANDIRILMASI

Farklı uygulamalarda, farklı amaçlarla kullanılan ısı değiştiriciler; ısı transfer ve özelliklerine, akışkan sayısına, ısı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına (kompaktlık), yapısal özelliklerine, akış şekillerine, ısı transfer mekanizmalarına göre sınıflandırılırlar [2].

3.1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflandırma

Isı değiştiriciler; akışkanın doğrudan temas ettiği ve akışkanın doğrudan temas etmediği ısı değiştiriciler olarak ikiye ayrılır.

3.1.1. Akışkanların doğrudan birbirlerine temas etmediği ısı değiştiricileri

Bu tür ısı değiştiricilerde ısı değiştirici içerisindeki akışkanlarının akışları ayrı ayrıdır. Akışkanlar sızdırmaz bir duvar ile birbirlerinden ayrılırlar ve böylece aralıksız olarak ısı transferi meydana gelir. Akışkanlar arasında temasın olmadığı bu türe yüzey ısı değiştirici de denilmektedir. Yüzey ısı değiştiriciler doğrudan transfer, depolama tipi ve akışkan yatak tipi olmak üzere üçe ayrılırlar.

Doğrudan transfer modelli ısı değiştiriciler de sızdırmaz bir ayırıcı duvar ile akışkanların birbirinden ayrı temassız bir şekilde iki farklı bölmede akmasıyla ısı transferi gerçekleştirilir bu tür ısı değiştiricilerinin bir diğer adı ise reküperatördür. Bu türe örnek olarak levhalı, borulu ve kanatlı tip ısı değiştiriciler verilebilir.

Akışkanları arasında doğrudan temas olmayan bir diğer ısı değiştirici türü ise depolama tipi modelli ısı değiştiricilerdir. Bu ısı değiştirici tipinde aynı akış bölgesinden farklı akışkanlar sırasıyla geçerek ısı transferini gerçekleştirirler. Bu ısı transferi akışkanların sıralı olarak bir birbiri ardına akması sebebiyle aralıklıdır. Isı değiştirici akış bölgesinden önce sıcak madde akış bölgesinden geçer bölge ısıtılır daha sonra aynı bölgeden soğuk madde geçerek sıcak bölgeden ısı transfer eder. Isı transferinin olduğu bölge genellikle delikli hücresel bir yapı şeklindedir bu yapıya ayrıca matris ismi de verilmektedir. Bu tür ısı değiştiricilerin bir diğer adı ise rejeneratördür.

Doğrudan temasın olmadığı diğer bir ısı değiştirici tipi ise akışkan yataklı ısı değiştiricilerdir bu türde ısı transferi partiküller yardımı ile olmaktadır. İki akışkandan biri kendi akış bölgesinden geçerken diğer akışkan katı ve sıcak partiküller arasından hızlı bir şekilde geçer ve ikinci akışkanın hızı arttıkça bu katı partiküller akışkanın partiküllerine yapışarak diğer akışkan bölgesi etrafında homojen olarak dağılır böylelikle ısı eşanjöründe daha iyi ısı transferi meydana gelir [29].

3.1.2. Akışkanların doğrudan birbirlerine temas ettiği ısı değiştiricileri

Bu tür ısı değiştiricilerde iki farklı akışkan direkt olarak birbirlerine temasta bulunurlar, ısı transferi meydana geldikten sonra ayrılırlar. Bu tür ısı değiştiricilerde genellikle ısı transferinin yanında kütle transferi de meydana gelmektedir. Akışkanlar arasından doğrudan temasın olmadığı türe göre ısı transferi oranı daha yüksektir, imalat açısından daha ucuzdur ve ara yüzey olmadığından dolayı tıkanma gibi teknik sorunlarla karşılaşma riski daha düşüktür. Akışkanların birbirine doğrudan temas ettiği ısı değiştirici türü, buhar-sıvı ısı değiştiriciler, gaz-sıvı ısı değiştiriciler ve karışmayan akışkanlarla ısı değiştiriciler olmak üzere üçe ayrılırlar. Karışmayan sıvılar ile ısı değiştiricilere örnek olarak yağ-su arasındaki ısı değişimi verilebilir.

3.2. Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma

Akışkan sayısına göre ısı değiştiriciler iki, üç veya çok akışkan içeren türde olabilirler. Üç veya çok akışkanlı ısı değiştiriciler düşük sıcaklıklarda çalışma alanına sahiptirler bunun yanı sıra saflaştırma, hava ayırma sistemleri, kimyasal işlemlerde veya hidrojenin sıvılaştırılması ve saflaştırılması gibi işlemlerde de karşımıza çıkabilirler. Fakat üç veya çok akışkan içeren ısı değiştiricilerin tasarımı çok zor olduğundan genellikle pratikte kullanılan ısı değiştiriciler iki akışkanlı ısı değiştiricilerdir.

3.3. Yapısal Özelliklerine Göre Sınıflandırma

Piyasadaki ısı değiştiriciler genel olarak yapısal (tasarım) özelliklerine göre ayrılırlar. Bu sınıflandırma levhalı, borulu, rejeneratör tipi ve kanatlı olmak üzere dörde ayrılır.

3.3.1. Levhalı ısı değıştirciler

Bu tür ısı değıştirciler genelde düz veya girintili çıkıntılı ince levhalar kullanılarak imal edilirler. Levhalı ısı değıştirciler basınç ve sıcaklık farklarına veya yüksek basınçta, yüksek sıcaklığa dayanıksızlardır. Contalı, lamelli ve spiral levhalı olmak üzere üç farklı tipi mevcuttur. Contalı ısı değıştircilerde ince metal levhalar paket yapılırlar ve bu levhaların dört bir köşesinde delikler bulunur bu delikler akışkanın geçmesi için konulmuştur. Farklı köşelerdeki uygun contalara akışkan gönderilerek birbirlerine karışmadan akması sağlanır. İsteğe göre sisteme levha eklenebilir veya çıkartılabilir bu işlemle ısı değıştircisinin ısı kapasitesi ayarlanabilmektedir.

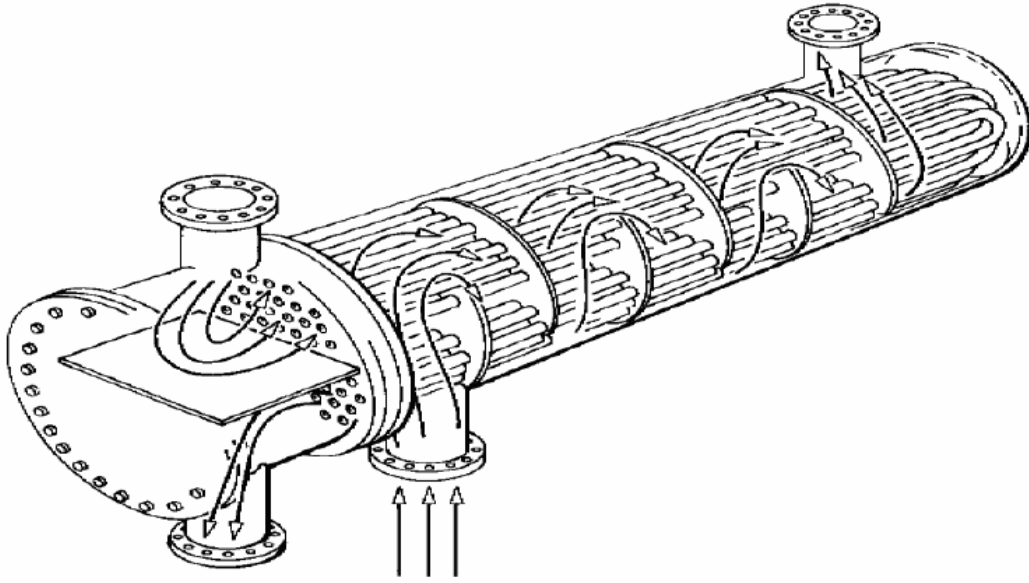
Levhalı ısı değıştircilerin bir diğer türü ise spiral levhalı ısı değıştircileridir bu ısı değıştircide iki farklı akışkana akma yolu oluşturmak için iki metal şerit levha helisel olarak sarılır. Bu helisel levhalar üzerinde akışkanın akması sağlanır. Bu helisel dönüşlerden ötürü bu tür ısı değıştircilerin çapları fazla olur.

Lamelli ısı değıştircileri bir gövde içindeki yassılaştırılmış lamellerden (borular) oluşturulmuş bir demetten meydana gelir. Bu lameller genel olarak elektrikli dikiş kaynağı ya da nokta kaynağı ile birbirine tutturulur. Akışkanın birisi bu lameller etrafında akarken diğeri akışkan lameller içerisinde akar bu sayede bir ısı transferi meydana gelir. Kirlenme oranı çok az olması ve bakım kolaylığı gibi avantajlara sahiptir.

3.3.2. Borulu ısı değıştirciler

Bu tür ısı değıştirciler genel olarak dairesel kesite sahip borulardan yapılsa da, bundan başka prizmatik veya eliptik kesitli borulardan da imal edilebilirler. Borulu ısı değıştirciler genel olarak yüksek basınç farklarına sahip akışkanlar için tasarlanır. Yüksek basınçlı akışkanlardan başka faz değışimi olan uygulamalar içinde kullanılmaktadır. Bu tür ısı değıştirciler çift-boru, gövde-boru ve spiral boru olarak üç çeşittirler.

Bir demet yuvarlak boruyu silindirik yapıdaki daha büyük bir borunun içine yerleştirilerek imal edilen sistem gövde-borulu ısı değıştircilerdir. Bu ısı değıştircilerin temel parçaları gövde, borular, arka ayna, ön ayna, saptırıcılar ve boru destekleridir (Şekil 3.1).



Şekil 3.1. Gövde boru tipi ısı değıştircisi

Gövde-borulu ısı değıştircilerin endüstride kullanım alanları oldukça geniştir bunun nedeni ise herhangi bir kullanım yeri veya alanı fark etmeksizin tasarlanabilmeleridir. İç içe geçmiş iki borudan meydana gelen ısı değıştirci çeşidi ise çift borulu ısı değıştircilerdir. Akışkanın biri borular içerisinde diğeri ise boruların etrafında akarak ısı transferini gerçekleştirirler. Bu türdeki ısı değıştirciler genelde 50 m^2 ya da daha küçük kapasiteli alanlar için uygun olduğu ve birim maliyeti fazla olduğu için pek tercih edilmezler. Spiral borulu ısı değıştirciler, büyük bir borudan yapılmış bir gövdenin içinde bobin gibi sarılmış olan birden çok spiral borudan meydana gelir. Bu tür ısı değıştircilerin en büyük dezavantajları temizlenmesinin çok zor olmasıdır.

3.3.3. Kanatlı tip ısı değıştirciler

Bu türdeki ısı değıştirciler kanatçıklı boru ve kanatçıklı levha olmak üzere iki başlık altında toplanır. Kanatçıklı levha modelinde levhalar bükülerek çıkıntılar oluşturulur böylelikle yüzey alanı artırılır. Bu tür ısı değıştircilere örnek olarak araba radyatörleri gösterilebilir. Kanatçıklı levhadan farklı olarak boru modelinde ise çıkıntılar boruların dış yüzeylerine konmaktadır.

3.3.4. Rejeneratör tipi ısı değıştirciler

Depolama türünden olan bu ısı değıştircilerin sabit matris, periyodik akım, ısı akümülatörü ve dönen tip rejeneratörler olmak üzere dört çeşidi vardır. Bu tipteki ısı değıştircilerde soğuk ve sıcak gaz akışlarının vana veya radyal conta ile ayrılmasından dolayı rekuperatöre göre daha ekonomik ve kompakttır.

3.4. Yüzey Kompaktlığına Göre Sınıflandırma

Diğer ısı değıştircilere göre bu tür ısı değıştircilerin birim hacminde ısı transfer yüzeyi daha çoktur. Sıvıdan sıvıya ve gazdan sıvıya faz değışimi olmak üzere iki çeşidi bulunmaktadır. Bu iki çeşit için kompaktlık kriterleri de farklıdır.

3.4.1. Gazdan sıvıya faz Değişim ısı değıştirciler

Bu türdeki ısı değıştircilerde ısı transferi gerçekleşen maddelerden her ikisi içinde ısı iletkenlikler aynı olmak zorundadır. Sıvıların, ısı transfer katsayısının gazlardan daha yüksek olması en önemli problemlerden biridir. Bu problemi aşmak için gazdan daha fazla ısı transferi elde edebilmek için finler (kanatçıklar) kullanılarak daha geniş bir ısı transfer yüzey alanı oluştururlar. Bu yöntemle küçümsenmeyecek oranlarda ağırlık, hacim ve maliyet tasarrufu sağlanır. Ancak yöntemin tıkanma, kirlilik, korozyon gibi dezavantajları vardır.

3.4.2. Sıvıdan sıvıya faz değışim ısı değıştircileri

Bu tür ısı değıştircilerde sıvıdan sıvıya faz değışimi olduğu için gaz-sıvı arasında olan problemlerle karşılaşmaz. Bunlara örnek olarak contalı, baskılı ve kaynaklı levhalı ısı değıştirciler örnek verilebilir.

3.5. Akış Şekillerine Göre Sınıflandırma

Isı değıştircilerin bir diğer sınıflandırması ise akış şekline göre yapılır. Bu sınıflandırma hız aralıklarına, verime, basınç düşümüne, akış yönlerine, borulama işlemlerine, sıcaklık seviyelerine ve diğer tasarım şekillerine göre yapılabilir. Bu sınıflandırmada ikiye ayrılır bunlar tek geçişli ve çok geçişlidir. Tek geçişli akışta akışkanlar yalnız bir defa geçiş

yaparlar, çok geçişlide ise akışkanlar birkaç defa birbiri ile geçişir. Tek geçişli ve çok geçişli ısı değiştiricilerin alt kategorileri ise Çizelge 3.1 de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Akış şekillerine göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması

Tek Geçişli	Çok Geçişli
—Paralel akışlı —Ters akışlı —Çapraz akışlı	—Kanatlı (Çapraz ters akışlı- Çapraz paralel akışlı) —Levhalı —Gövde Borulu: (a) Paralel ters kovan akışkanların karıştığı (b) Ayrık akışlı

3.5.1. Tek geçişli ısı değiştiriciler

Bu ısı değiştirici türünde Çizelge 3.1’ de gösterildiği gibi paralel akışlı, ters akışlı ve çapraz akışlı olmak üzere üç ana başlığa ayrılır. Ters akışlı sistem modelinde akışkanlar birbirine ters ve paralel şekilde akarlar. Bu türde akış modeli termodinamik hesaplamalar olarak diğer akış sistemlerine göre daha avantajlıdır [30].

Paralel akışlı sistemde ise akışkanlar aynı yönde ve birbirine paralel olarak girdikleri sistemden yine aynı şekilde çıkarlar. Bu tipteki bir akış modelinde sıcaklık farkları çok az olduğundan verimleri düşüktür hatta paralel akışlı bir sistemin verimi en yüksek duvar sıcaklığında bile ters akışlı bir sistemden daha düşüktür.

Çapraz akışlı sistemlerde akışkanlar ısı değiştirici içerisinde birbirine dik şekilde akarlar. Sistemdeki sıcaklık farkının en yüksek olduğu yer sıcak ve soğuk akışkanların giriş çıkış yaptıkları köşelerdeki deliklerdir. Verimleri ters akışlı ısı değiştiricilerden daha az, paralel akışlılardan daha yüksektir. Ayrıca bu sistemin imalatı kolay, kurulma maliyeti diğerlerine göre ucuzdur. Bu sebeple piyasadaki çoğu ısı değiştiricisi çapraz akışlı sistemle çalışmaktadır.

3.5.2. Çok geçişli ısı değiştiriciler

Bu türdeki ısı değiştiriciler gövde borulu, kanatlı yüzeyler ve levhalı olmak üzere üç ana bölüme ayrılırlar. Çok geçişli ısı değiştiriciler genelde çok uzun boylar kullanılması gerektiğinde, düşük verimlerle karşılaşıldığında veya düşük akışkan hızları karşılaşıldığında, birbirine eklenmiş tek geçişli ısı değiştiriciler ya da çok geçişli ısı değiştiriciler kullanılır. Bu tür ısı değiştiricilerin en önemli avantajları tek geçişli akışlara göre ısı değiştiricisinin toplam verimini yani ısı değiştiricisi etkenliğini daha fazla artırırılar. İki ya da daha çok çapraz geçiş art arda ters ya da paralel akışlı olarak seri bağlanması ile çapraz ters ve çapraz paralel akışlı ısı değiştiriciler meydana gelir. Bu tür akış sistemleri genelde kanatlı yüzeyli tiplerde kullanılır.

Levhalı geçişli akışlarda çeşitli ebatlarda ve tasarımlarda levhalar kullanılarak çok geçişli akışlar meydana getirilir. Conta lokasyonları düzenlenerek bu düzenleme yapılabilir.

Gövde de akışkanların paralel veya ters akışlı olarak akmasıyla oluşan sistemlere gövde borulu akışlı ısı değiştiriciler denir. Bu akışlı sistem piyasada en çok görülen ısı değiştiricilerinden birisidir. Ayrıca bu tür sistemlerin ısıl gerilmeleri azdır ve gövde akışkanının sıcaklığı aynı kalmaktadır. Bundan dolayı borudaki akışkan yönleri değişse bile ısı değiştiricinin verimi aynı kalır.

3.6. Isı Transfer Mekanizmalarına Göre Sınıflandırma

Isı değiştiricideki termal enerjinin bir taraftaki akışkandan ara yüzeye iletmek için kullanılır. Isı transferi mekanizmaları sınıflandırılırken ısı değiştiricisindeki akışkanların fazlarına bakılır. Akışkan tek veya çift fazlı olabilirler. Tek fazlı (sıvı ya da gaz) piyasadaki birçok ısı değiştiricinde görülür bunlar ısı değiştiricisine girdikleri fazda değişime uğramadan çıkarlar. Isı transferi gerçekleşirken zorlanmış ya da doğal olabilmektedir. Bu tür ısı değiştiricilerine örnek olarak araba radyatörleri, kompresör iç soğutucuları ve hava ısıtıcıları verilebilir.

Çift fazlı (kaynamakta) olan bir ısı değiştiricisinde bir kısmında buharlaşma olurken diğer kısımda yoğuşma meydana gelmektedir. Bu türdeki ısı değiştiricilere örnek olarak ise termik santral yoğuşturucuları, buharlaştırıcılar ve soğutma sistemleri yoğuşturucuları verilebilir.

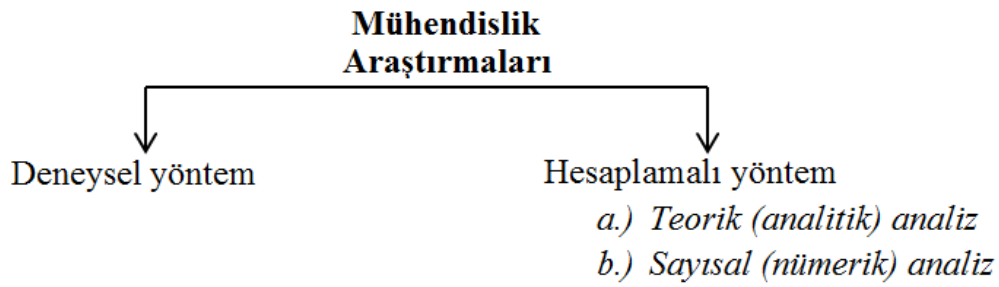
3.7. Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricileri

Gövde borulu ısı değiştiriciler piyasada oldukça yaygın bir şekilde kullanım alanına sahiptir. Bu yüzden bu ısı değiştiricilerin spesifik özelliklerin büyük bölümü iyi bilinmektedir. Gövde içerisine paralel şekilde yerleştirilen dairesel borular ile tasarlanan bir sistemdir. Akışkanlar birbiri ile temas etmezler. Biri boru içerisinde akarken diğer bir akışkan boruların çevresinde gövde içinde akar. Boruların uçları deliklere bağlanmıştır ve kapak sacları kaynaklanmış ya da kıvrılmıştır. Borular genellikle dış taraflarından ara perdeler aracılığı ile yerlerinde tutulur. Sac etrafındaki her iki u gövdeye kaynatılmıştır. Gezer baş flanşı ile bunun destek bileziği arasına gezer boru sacı sıkıştırılmıştır. Boru demeti bu flanşları çıkardıktan sonra dışarı alınabilir ve temizliği sağlanabilir. Bu tür ısı değiştiriciler her boyda imal edilebilirler. Geniş alışma basınç aralığı ve işletme kolaylığı açısından kullanım alanları geniştir. Bu sistemdeki parçalar kolay temizlenebildiği gibi kayba neden olan ve eskiyen conta ve borularda kolayca değiştirilebilir ya da tamiri yapılabilir. Bu sistemler çok yüksek basınçlar için de tasarlanabilirler. Çeşitli yapılarıdaki kare ya da üçgen gibi yerleşimleri sağlayan esnek bir tasarım yöntemleri vardır [30].

4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

4.1. Analiz Yöntemleri

Uygulamalarda karşılaşılan problemleri aşmak ve elimizde olan bilgileri geliştirerek daha ileri gitmek için kurulan tasarımların analiz edilmesi gerekmektedir. Karşımıza çıkan ısı transferi problemlerinin fiziksel model ya da akış şartlarına bakıldığında problemin ne denli zor ve karmaşık bir yapıya sahip olduğu görülmektedir. Problemleri çözmek için analiz yöntemleri kullanılmaktadır. Karşılaşılan problemler karmaşıktıkça çözülmesi de bir o kadar zor bir hal almakta ve bu sonucunda bazı analiz yöntemlerinde kullanılan matematiksel modelleri, gerek uzunluk bakımından gerekse de karmaşıklık bakımından içinden çıkılması zor bir hale sokmaktadır. Bir problemde kullanılan analiz yöntemleri Şekil 4.1’de gösterildiği gibidir.



Şekil 4.1. Mühendislik araştırmalarında kullanılan yöntemler

4.2. Deneyisel Akışkanlar Dinamiği

Karşılaşılan bir problemde deneyisel analiz yönteminin amacı kullanılacak olan tasarımı baştan imal etmek ve değiştirilmek istenen parametreler üzerinden çalışmaktır ki, bu yöntemde çalışmak araştırmacı için büyük maliyet ve uzun zaman gerektirir. Ayrıca kurulan sistem tekrar değiştirilmek istendiğinde değiştirilmek istenen parametreler uygun olmayabilir bu da araştırmacının doğruluğu açısından önemlidir. Deneyisel yöntem genellikle uzun ömürlü ve sabit değişkenleri olan tasarımlarda kullanılması tavsiye edilen bir yöntemdir.

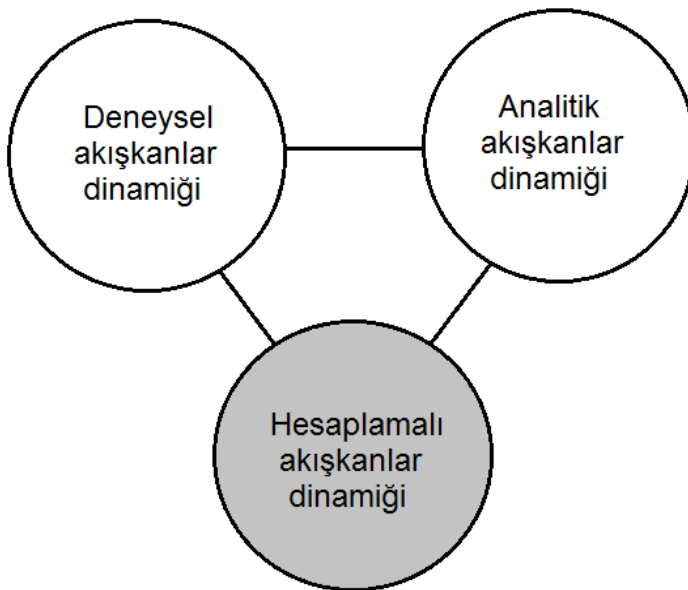
4.3. Teorik (Analitik) Akışkanlar Dinamiği

Teorik yöntem insani çabalarla çözümleme elde ettiği için ucuz bir yöntemdir. Fakat bu yöntemde karmaşık yapıları çözmede çok zaman alması büyük bir dezavantajdır. Karşılaşılan bazı problemlerde analitik olarak bir çözüm elde etmek için çok zaman ve yüksek bir matematiksel sistem gerekli olsa da, daha karışık problemlerde bu çözüm yolu mümkün olmamaktadır.

4.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Geleneksel olarak deneysel ve analitik yöntemler akışkanlar dinamiğinin çeşitli yönlerini incelemek ve sıvı akışı ve ısı transferini içeren endüstriyel süreçlerin tasarımında mühendislere yardımcı olmak için kullanılır. Bilgisayarların gelişmesiyle, başka bir yaklaşım olarak hesaplamalı (sayısal) yön ortaya çıkmıştır [31].

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), çok farklı geometrilerde karşılaşılan karmaşık mühendislik akışkan problemlerini sayısal olarak analiz etme yöntemidir. Akışkanlar mekaniği ve ısı transferinin farklı disiplinlerinden türetilen HAD ayrıca kimya, inşaat ve çevre mühendisliği gibi alanlardaki problemleri çözmek için de kullanılabilen üç temel yöntem veya yaklaşımdan biridir. Şekil 4.2’ de gösterildiği gibi her yaklaşım birbiriyle çok sıkı bağlantılıdır.



Şekil 4.2. Akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerini çözmek için üç temel yaklaşım [31]

HAD yöntemi ile analiz edilen akışkan modeli bu çözümler için kütle, enerji ve momentum korunumunu kullanır [32]. Akışkan içeren mühendislik sistemlerinin tasarımı ve analizi için iki temel yaklaşım vardır: deney ve hesaplama. Modern mühendisler deney ve HAD analizlerini uygularlar ve bunlar birbirini tamamlar. Örneğin; mühendisler deney yaptıklarında kaldırma kuvveti, sürtünme kuvveti, basınç düşüşü ve güç olan evrensel özellikleri belirleyebilirler, ancak HAD kullanıldığında akış alanı hakkında kayma gerilmeleri, hız ve basınç profilleri gibi daha ayrıntılı bilgilere ulaşmak mümkündür.

Buna ek olarak, deneysel veriler genellikle HAD çözümlerini doğrulamak için kullanılır. HAD dikkat edilerek parametrik olarak yapılan çalışmalar sayesinde tasarım sürecini kısaltma işlemi için kullanılır ve böylece deneysel testlerin önemli bir bölümü azalır. HAD laminer akışları kolaylıkla çözebilir fakat pratik mühendislikle ilgili türbülanslı akışı türbülans modeli olmadan çözmek mümkün değildir. Ne yazık ki hiçbir türbülans modeli evrensel değildir ve türbülanslı HAD çözümleri seçilen türbülans modelinin uygunluğu kadar iyidir. Bu sınırlamalara rağmen, standart türbülans modelleri bir çok pratik mühendislik problemleri için makul sonuçlar ortaya koyar [33].

4.4.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği önemi

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, karşılaşılan karmaşık matematiksel denklemleri sayısal olarak bilgisayar yardımıyla çözmek için geliştirilmiştir. Çözümlenen matematiksel denklemler akışkanın hareketini tanımlar. Bu denklemler özellikle deneysel çalışmalarla elde edilemeyen hız, basınç ve kayma gerilmeleri gibi akışı tanımlar ve akış alanı hakkında ayrıntılı bilgi elde etmek için kullanılır. Deneysel çalışmalar da elde edilemeyen verileri bize sunan HAD bunun yanı sıra yapılan analizler sonucunda benzer çalışmalarla kıyaslanması sonucunda bir sonraki adımda uygulanacak deney sayısını düşürerek tasarım süresini kısaltmada da önemli rol oynar [33].

HAD yöntemi kullanılarak laminer akış türündeki problemler rahatlıkla çözüme ulaştırılabilir. Ancak karşımıza çok sık şekilde çıkan türbülans akışlı problemler karşısında teorik ve deneysel veriler kullanılarak ortaya çıkarılmış türbülans modellerini kullanmadan çözmek oldukça zordur hatta bazı durumlarda imkansızdır. Türbülans akışlı problemler için genel olarak ortak bir türbülans modeli bulunmamaktadır lakin karşımıza çıkan probleme uygun bir türbülans modelinin tercih edilmesiyle makul bir sonuca ulaşılabilir

[33]. Bu seçim ise deneme-yanılma veya daha önce yapılan benzer çalışmalar inceleyerek yapılabilir.

4.4.2. Yönetici denklemler

Bir türbülans modelini seçmek analizin doğruluğu açısından ne kadar önemli ise bir analizin en iyi biçimde anlaşılması da analizde kullanılan denklem ve ilkelerin ne ifade ettiğini tam anlamıyla idrak etmekten geçer.

Akış problemlerinin hesaplanmasında; kütlenin, momentumun ve enerjinin korunumu olmak üzere üç temel korunum yasası ile çözüm yapılmaktadır. Bu diferansiyel denklemler problemlere uygun sınır şartları kullanılarak çözülmektedir. Çözümlemede kullanılan korunum denklemleri sonlu hacimler yöntemiyle çözülür ve çözümleme sonucunda ulaşılan sıcaklık, basınç, hız vb. birçok değişkenin akış süresince değişimi incelenmektedir. Bu korunum yasalarıyla ifade edilen bazı denklemler vardır bu denklemlerin ilki de süreklilik denklemidir ve kütlenin korunum yasasıyla açıklanabilmektedir. Bu denklem genel haliyle viskoz ve sıkıştırılmaz serbest yüzey etkileri olmayan Newton tipi bir akışkanın süreklilik denklemidir ve Eş. 4.1’de ifade edildiği gibidir [34].

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (4.1)$$

Burada $\vec{V}$, akışkanın hızı, $\vec{\nabla}$ ise Laplace (del) operatörüdür. $\vec{\nabla}$ operatörü bilinmeyen hız koordinatlarını ve bileşenlerini bir bilinmeyenli skaler fonksiyonlu bir denklemde toplar. Genel değişken olarak φ ifadesi kullanılarak laplace operatörünün Kartezyen koordinatlarındaki açılımı Eş. 4.2’de verilmiştir.

$$\nabla \varphi = \frac{\partial \varphi}{\partial x} + \frac{\partial \varphi}{\partial y} + \frac{\partial \varphi}{\partial z} \quad (4.2)$$

Momentumun korunumu ilkesi göz önüne alınarak hesaplama alanı boyunca momentumun taşınmasını transport denklem temsil etmektedir ve buna genellikle Navier-Stokes denklemi denilmektedir. Bu denklemin en yaygın hali ve her kartezyen koordinatları açık şekilde Eş. 4.3, Eş. 4.4, Eş. 4.5, ve Eş. 4.6’da ifade edilmiştir [34].

$$(\vec{V} \cdot \vec{\nabla})\vec{V} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}P' + \nu\nabla^2\vec{V} \quad (4.3)$$

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P'}{\partial x} + \nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \quad (4.4)$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P'}{\partial y} + \nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \quad (4.5)$$

$$u\frac{\partial w}{\partial x} + v\frac{\partial w}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P'}{\partial z} + \nu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \quad (4.6)$$

Denklemlerden de anlaşılacağı üzere hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile çözülmesi gereken dört tane eşitlikten dört tane bilinmeyen ($u, v, w, ve P'$) çıkarılır.

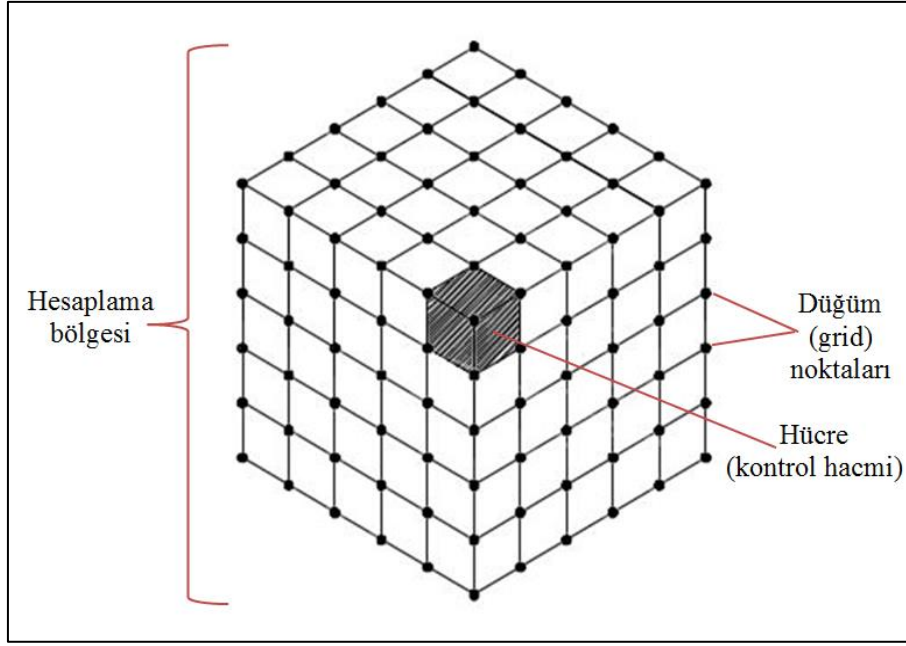
Enerjinin korunumu yasası ile ifade edilen son denklem ise bir sisteme giren ve sistemden çıkan net enerjinin, sistemin enerjisindeki değişime eşit olduğunu belirtir.

Diferansiyel formda enerji dengesi Eş. 4.7' deki gibi hesaplanır.

$$\dot{E}_{giren} - \dot{E}_{çıkan} = \frac{dE_{KH}}{dt} \quad (4.7)$$

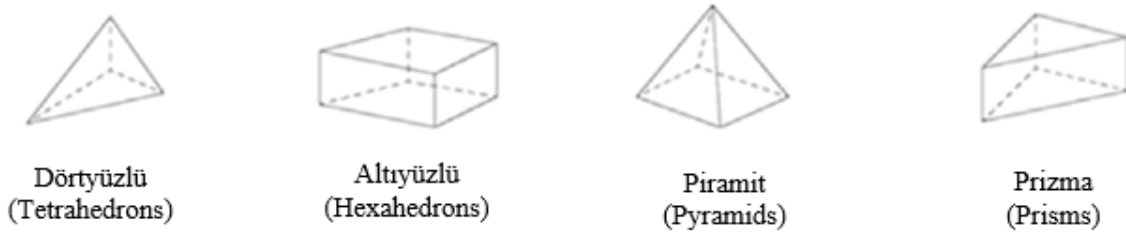
4.4.3. Ağ yapısı ile ilgili kavramlar

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde, problemin çözümünde kullanılan yönetici denklemlerle çözüme ulaştığından ifade edilmiştir. Kullanılan bu denklemler ile çözümü daha da kolaylaştırmak için problemin sınır şartları içerisinde sonlu sayıda nokta oluşturulur. Bahsi geçen çözüm noktalarından bir bölge seçilerek hesaplama bölgesi oluşturulur ve HAD analizinde bu işleme ağ yapısı oluşturma (meshing) denir. Ağ yapısındaki sonlu noktaların her birine grid noktası, çözüm noktası veya düğüm noktası adı verilir. (Şekil 4.3). Hesaplama bölgesinde oluşturulan ağ (örgü) yapısı küçük birimlere dönüştürülerek hücre elemanları oluşturulur. Bu hücre elemanları 2-boyutlu problem çözümlemelerinde alan olarak, 3-boyutlu problem çözümlemelerinde ise hacim olarak hesaplanır [33].



Şekil 4.3. 3-boyutlu bir ağ yapısındaki elemanlar

3-boyutlu çözümlemede kullanılan bazı temel geometrik yapılar vardır bunlardan birkaç tanesi aşağıda Şekil 4.4’ de gösterilmiştir.

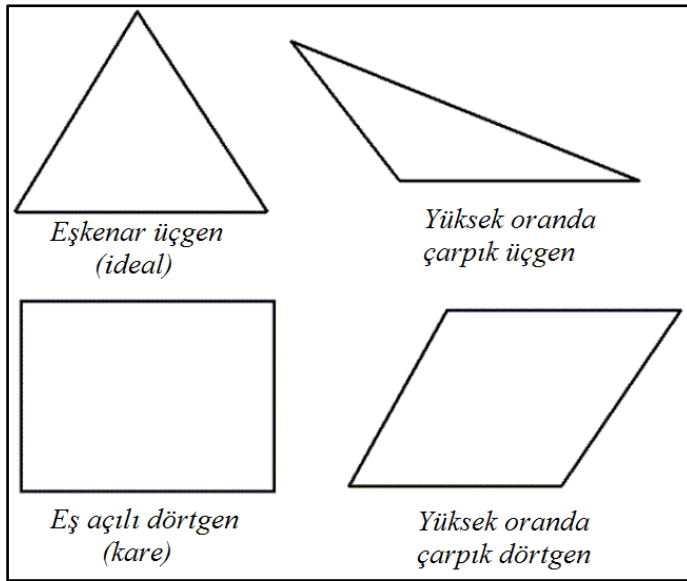


Şekil 4.4. 3-boyutlu ağ yapısı türleri

Oluşturulan ağ (örgü) yapısının kalitesi HAD analizlerinden çıkarılan sonucunda niteliğini etkilediği için bu yapının özenle ve dikkatle seçilmesi esastır. Bu özenli ve dikkatli seçime yardımcı olmak için bazı ticari HAD yazılımlarında ağ kalitesini gösteren parametreler bulunur. Bu parametrelerden bir tanesi de oluşturulan ağ yapısındaki hücrelerin geometrik yapısı ile çarpıklık ölçüsü (skewness) değeridir. Çarpıklık ölçüsü, ideal geometrik yapıların (kare, üçgen, çokgen vb.) ne kadar yakın olduklarının anlaşılmasına yarayan bir değerdir. 0–1 arasındaki değerlerle ifade edilen çarpıklık ölçüsü değeri, Eş. 4.8’ deki denklem ile hesaplanabilmektedir.

$$\text{Çarpıklık ölçüsü} = \frac{\text{uygun hücre boyutu} - \text{gerçek hücre boyutu}}{\text{uygun hücre boyutu}} \quad (4.8)$$

Farklı çarpıklık ölçüsü değerleri arasında yorum yaparak en uygun ağ yapısını bulabiliriz. Ortalama çarpıklık ölçüsü sıfıra yakın ise hücre kalitesi çok iyiye yakın olduğu anlaşılmaktadır. Bu örneğe göre ideal ya da çarpık hücre yapıları bulunmaktadır, bu yapılar Şekil 4.5 te gösterildiği gibidir.



Şekil 4.5. İdeal ve çarpık hücre örnekleri

Ticari bir HAD yazılımı olan Ansys programında kullanılan çarpıklık ölçüsü değeri ile mesh yapısı karşılaştırılması Şekil 4.6' da gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Çarpıklık ölçüsü değerlerinin ölçülerle ifade edilişi

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

eleman kalitesi yaklaşımıdır. Bu yaklaşım ise Eş. 4.9 ve Eş. 4.10'daki denklemler ile hesaplanabilmektedir [35].

$$\text{Eleman kalitesi} = C \left(\frac{\text{alan}}{\sum (\text{kenar uzunluğu})^2} \right) \quad (4.9)$$

$$\text{Eleman kalitesi} = C \left(\frac{\text{hacim}}{\sqrt{\sum (\text{kenar uzunluğu})^2}^3} \right) \quad (4.10)$$

Denklemlerdeki C ifadesi hücrenin şekline göre seçilen ya da belirlenen sabit bir katsayıdır. Örnek verilecek olursa, üçgenler için $C = 6,92820323$ ve dörtgenler için $C = 4,0$ değerini almaktadır.

4.4.4. Analizlerde kullanılan akış modelleri

Çözülmede kullanılan Navier-Stokes ifadeleri basınç ve hız değerleri gibi anlık değerleri kapsarlar. Karşılaşılan problemdeki akış türü türbülanslı akış ise içerdeki vortekslerden dolayı herhangi bir bölgedeki bu terimlerin yönü veya şiddeti konuma ve zamana bağlı olarak gelişigüzel bir değişim göstermektedir. Bu tür durumlar uygulamalı mühendislik hesaplarında çözümü zor bir sürece sokmaktadır. Bu sürecin içinden çıkmak da bir hayli zaman alıcıdır [36].

Bu sebepten dolayı çözüm süresini kısaltmak için korunum ve Navier-Stokes denklemlerini daha iyi bir hale getiren ve çözümlemede sonuçların daha makul değerlere ulaşmasını sağlayan bir takım alternatif yöntemler geliştirilmiştir. Fakat bu yöntemler geliştirilse bile problemde karşılaşılan denklemleri çözmek için tek başına genel bir yöntem bulunmamaktadır. Karşılaşılan bir problemde hangi akış modelinin iyi olduğuna karar vermek için modelin hangi fiziksel ve termodinamik şartlarda kullanılacağı iyi bilinmelidir ve bu şartlara bakılarak model seçilmelidir. Çözümleme için kullanılan ticari HAD analiz programlarında problemin hangi fiziksel şartlarda çalıştığını ve tasarım için en uygun akış modelini, programa girerek bulabiliriz. Literatürde akış modelleri için farklı model ve metotlar bulunmaktadır ve Çizelge 4.1 gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. Bazı akış modelleri [32]

DNS Modeli	
LES Modeli	
RANS Modeli	Spalart-Allmaras modeli k- ϵ modeli k- ω modeli Reynolds stress modeli (RSM)
DES Modeli	

Bu çizelgede bulunan ifadeleri açıklayacak olursak; DNS (Direct Numerical Solution) Direkt Sayısal Simülasyonlar: Bu simülasyonda hiçbir akış modeli kullanılmadan Navier-Stokes denklemleri çözülür ve hesaplama alanındaki en küçük hücre hacmi, çözümdeki en küçük vorteks büyüklüğündedir. Bu sebeple çözüm çok zor ve zaman alıcı olduğu için pahalıdır.

LES (Large Eddy Simulation) Büyük Eddy Simülasyonları: Hesaplama alanlarındaki büyük vorteksleri hesaplamak için küçük vorteksler modellenerek kullanılır. DNS yöntemine göre daha az hücre hacmi ve sayısına sahip olduğu için çözüm bir nebze daha kolay ve maliyet bakımından daha ucuzdur.

RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) Reynolds Ortalama Navier-Stokes Modeli: Çözümleme yapılırken kayma gerilmesi, hız ve basınç gibi ifadeler çok önemlidir ve doğru bir şekilde çözülmelidir. Bu sebeple Osborne Reynolds, Navier-Stokes denklemlerini zaman ortalamalı değişkenler cinsinden tekrar düzenlemiştir [36]. Bu düzenlemeler sonucunda geliştirilen yeni denklemler ile yeni türbülans modelleri elde edilmiştir. Bu modeller ise çizelgede gösterilen Spalart-Allmaras, k-epsilon, k-omega ve RSM modelleridir. Burada k ile türbülans kinetik enerjisi, epsilon ile türbülans sönmleme hızı ve omega ile spesifik türbülans sönmleme hızı temsil edilir ve bunun yanında iki ek taşınım denklemi yardımı ile çözümlenir. Bahsedilen modellere ek olarak bir de RSM modeli vardır. Bu modelle gerilme denklemi doğrudan çözüldüğü için diğer modellere nazaran daha yavaş bir işlem gerçekleştirir [32]. Bu modeller arasında en çok kullanılanı k-epsilon akış modelidir.

DES (Detach Eddy Simulations) Hibrit Metodlar Simülasyonu: Bu model sınır tabakasında RANS gibi, serbest akış bölgesinde ise LES gibi yaklaşmakta ve çözümleme yapmaktadır. Bir nevi hibrit bir modeli temsil eder.

k-epsilon akış modeli

Bu akış modeli kendi içerisinde Realizable, standart ve RNG olarak üçe ayrılır. Bu yöntemler k ve epsilon ifadelerinin transport denklemleri bakımından benzer şekildedir. Ancak modeller viskozite hesabı metodu ya da transport denklemlerdeki bazı terimsel farklılıklardan ötürü birbirinden ayrılırlar.

k-epsilon standart modeli yarı deneysel bir model olduğundan dolayı diğer modeller arasında gerek ekonomik açıdan gerek farklı akış modellerine uyum açısından doğru sonuçlarla çıktı verdiği için tasarımlarda en çok kullanılan modeldir.

k-epsilon realizable modeli türbülans sönümleme hızı için kullanılan formül açısından k-epsilon Standart modelinden ayrılır. Fakat duvar olan tasarımlarda sık şekilde kullanıldığı için k-epsilon Standart modelinden daha az kullanılır.

k-epsilon RNG modeli Standart modelle benzerdir yalnız viskozite için bir fark formülü vardır. Geçişli akışlar, duvar ısı transferinde ve kütle transferinde daha iyi sonuçlar elde edilebilir [31].

4.5. HAD Analizlerinde İzlenen Metot

Analiz yöntemlerinin çoğunda olduğu gibi HAD analizlerinde de basamaklar halinde özgün bir işlem sırası vardır. Yönetici denklemler başlığı adı altında bahsi geçen diferansiyel denklemlerin HAD yazılımları tarafından bilgisayar veya bilgisayarlar yardımı ile çözümlendiği işlem sırası aşağıda belirtildiği gibidir [33]:

- 1) İyi bir sonuç elde etmek için ilk önce hesaplama bölgesi oluşturularak çok sayıda hücre elemanına bölünür. Bölünen her hücre 3-boyutlu bir problem olduğu için hacimsel olarak çözümleme yapılır. Bir çözümlemede sonucun kalitesi ağ yapısının iyi oluşu ile ilgili olduğu için daha sonraki adımlara geçmeden ağ yapısının niteliğine dikkat edilmelidir.

- 2) Hesaplama bölgesinde sınır şartları oluşturularak, her yüzeye 3-boyutlu akış modellenir.
- 3) Çözümlemede kullanılacak olan akışkan türü akışkanın aktığı ortam ve bunların termofiziksel özellikleri belirlenir bu özelliklerden yaygın olanlarının verileri bazı ticari yazılımlarda önceden yüklü olarak kullanıcılara sunulmaktadır. Bu durum, çözümlemedeki bu adımı kolaylaştırır.
- 4) Çözüm algoritmaları ve bazı modeller seçilir, bu değerler veya durumlar yazılımlara göre farklılık gösterebilir. Mesela, Ansys Fluent programında 3-boyutlu k-epsilon ve RNG modelleri bulunmaktadır.
- 5) Çözümlemede iterasyonun başlaması ve işlemlerine devam etmesi için başlangıç şartları konulmalıdır. Bu şartlar akış alanı içindeki her hücre için ortak olarak belirtilir ve yanlış olsalar dahi iterasyon bu şartlara göre başlar.
- 6) Başlangıç şartları kullanılarak korunum denklemlerinin ayrıklaştırılmış hali genellikle bir hücrede döngüsel (iteratif) bir şekilde çözülür. HAD analizinde çözümün hiçbir zaman sıfır olması mümkün değildir. Fakat ilerleyen iterasyonlarda azalır. Residual (artık) olarak tanımlanan Navier-Stokes denklemlerinin tüm terimleri verilen denklem çözümünün sıfırdan ne kadar uzaklaştığının ölçüsü olarak gösterilebilir ve her ortalama residual (artık) çözümün yakınsayıp yakınsamadığının görünmesi için ekrana yansıtılır.
- 7) Çözümde yakınsama olduğunda basınç, sıcaklık ve hız gibi değişkenler plot olarak çizdirilir ve sonra analiz edilir.

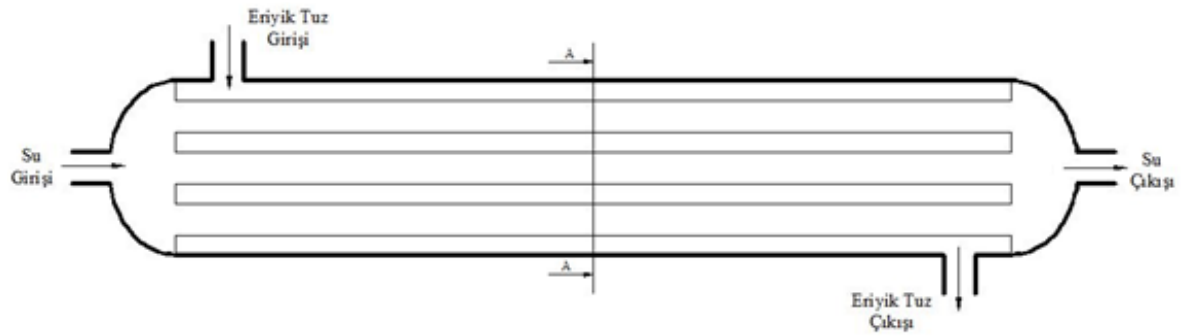
Yukarıda yapılan işlem basamakları belirli bir zamanda veya konumda olmadığı için yapılan işlemler daimi akışlarda kullanılan ilkeler ile çözümlenmiştir. Eğer akış daimi değilse çözümleme yapmak için fiziksel bir zaman adımı belirlenir sonra başlangıç şartı konulur ve daha sonra belirlenen zaman adımı hesaplama alanındaki değişiklikler iterasyon döngüsü ile çözülür. Zaman adımları çok küçük aralıklara sahiptirler ve bundan dolayı kendi aralarında da epeyce küçük iterasyona gerek vardır. Bu döngüsel olay her yakınsama ile bir diğer adıma geçerek tüm çözüm yakınsayınca kadar devam eder [33].

5. MATERYAL VE METOT

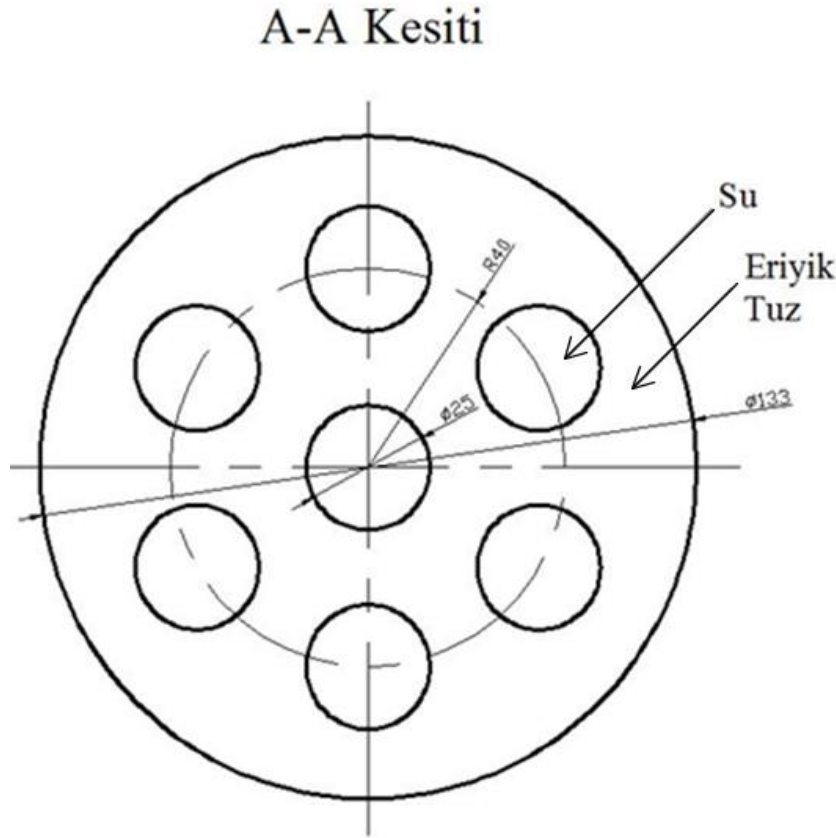
Çalışmada, farklı geometrilere sahip gövde boru tipi ısı değiştiricinin sayısal analizi yapılmıştır.

5.1. Isı Değiştirici

Gövde boru tipi ısı değiştiricisi için paslanmaz çelikten malzeme seçilmiştir. Yüksek sıcaklıktaki eriyik tuz hiçbir şaşırtma levhası olmadan boru demetinin dışından akmaktadır. Ön ısıtma yapılan su (372,15 K) ise boru demetinin içinden akmaktadır. Isı değiştiricinin uzunluğu 650 mm olup gövde iç çapı 133 mm' dir. Isı değiştiricisinde farklı sayılarda boru kullanılarak inceleme yapılmıştır ve aynı zamanda boru sayını sabit tutarak boru çapları azaltılıp artırılmış bunların etkileri incelenmiştir. Şekil 5.1' de görülen gövde borulu ısı değiştiricisi 5-7-9-11 adet boru için çizilmiştir. Şekil 5.1' de gösterilen ısı değiştiricinin kesitinden alınan görüntüde Şekil 5.2' de görülmektedir.



Şekil 5.1. Gövde borulu ısı değiştiricisi



Şekil 5.2. Gövde borulu ısı değıştiricisinin kesit görüntüsü

Burada su boruların içinden geçerek soğutma görevini üstlenmektedir ve bu esnada eriyik tuz boru demetinin dışından akmaktadır. Suyun giriş basıncı 1 atm' dir ve sıcaklığı yaklaşık kaynama noktasına eşittir. Bu çalışmada ternary nitrat tuzu ($\text{KNO}_3\text{-NaNO}_2\text{-NaNO}_3$) ısı transfer akışkanı olarak kullanılmaktadır. Seçilen ısı transfer akışkanının çalışma sıcaklığı aralığı 200–500 °C arasındadır. Eriyik tuzun çalışma sıcaklığı aralığında uygulanabilecek termal özellikleri veren deneysel bağıntılar Çizelge 5.1' de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Eriyik tuzun termal özelliklerini veren deneysel bağıntılar [37]

Yoğunluk, ρ (kg/m^3)	$2085 - 0,74T$
Dinamik Viskosite, μ (g/ms)	$31,6 - 0,195T + 0,00042T^2 - 0,000000313T^3$
Isı İletim Katsayısı, k (W/mK)	$0,697 - 0,000461T$
C_p , (J/kgK)	$1549 - 0,15T$

Çizelge 5.1' de eriyik tuzun termal özelliklerini veren ifadede T ile ifade edilen sıcaklık Celcius derecedir.

5.2. Veri İndirgenmesi

Boru demetinin dışındaki eriyik tuzun bulunduğu gövde kısmının ıslak çevresi ve karakteristik uzunluğuna bağlı hidrolik çap hesabı Eş. 5.1, Eş. 5.2 ve Eş. 5.3 ile hesaplanır.

$$S = \frac{\pi}{4} (D^2 - n \cdot d^2) \quad (5.1)$$

$$P = \pi (D + n \cdot d) \quad (5.2)$$

$$D_e = \frac{4S}{P} = \frac{D^2 - nd^2}{D + nd} \quad (5.3)$$

Burada D gövdenin iç çapını d borunun dış çapını ifade etmektedir n ise boru sayısıdır. Boru demetinin yüzeyindeki ısı akısı Eş. 5.4' den hesaplanır.

$$q'' = \frac{\rho c_p (T_g - T_\zeta) \dot{V}}{n \cdot \pi d \cdot l} \quad (5.4)$$

Burada T_g ve T_ζ eriyik tuzun giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır ve $\dot{V}$ ise hacimsel debidir. Eriyik tuzun Reynolds sayısı Eş. 5.5'den hesaplanır.

$$Re = \frac{\rho D_e \dot{V}}{\mu S} \quad (5.5)$$

Boru demetinin yüzeyindeki eriyik tuzun Nusselt sayısı Eş. 5.6' da verilen eşitlik ile hesaplanır.

$$Nu = \frac{D_e}{k} \frac{q''}{(T_w - T_f)} \quad (5.6)$$

Burada T_f eriyik tuzun giriş ve çıkış sıcaklıklarının ve T_w ise boru demetinin yüzey sıcaklığının ortalamasıdır.

5.3. Teorik Analiz

Bu kısımda gövde borulu ısı değiştiricisinin performansının değerlendirilmesinde önemli bir yere sahip olan parametreler hakkında detaylı bilgiler verilmiştir. Bu bağlamda ısı değiştiricilerinin çözümlenmesinde kullanılan 3 yöntem;

- Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) yöntemi
- $\varepsilon - NTU$ (etkinlik-geçiş birim sayısı) yöntemi
- $\theta - P$ yöntemi

şeklinde sıralanabilir [3, 38]. Bahsedilen yöntemler sayesinde her bir ısı değiştiricisi için yapılan çözümlerlerde aynı sonuca ulaşılmasına karşın, elde bulunan veriler doğrultusunda kullanılan yöntem seçilmektedir. Gerekli veriler bulunduğu takdirde NTU yaklaşımı ile çözüme ulaşmak daha kolay olabilmektedir [3]. Bu kısımda, ısı değiştiricisi çözümleme yöntemleri kapsamlı bir şekilde değerlendirilip, gövde borulu ısı değiştiricisi karakteristiklerine en uygun yöntem tespit edilerek nümerik çalışma neticesinde elde edilen veriler kullanılarak teorik analizler gerçekleştirilecektir.

5.3.1. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) yöntemi

Sıcaklık farkı (ΔT), ısı değiştiricisinin her kesitinde aynı olamaz ve bu sebeple akışkanların ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları cinsinden ifade edilebilen ısı değiştiricisi boyunca akışkanların gerçek sıcaklık profilleri gözlemlenerek elde edilmiş olan logaritmik ortalama sıcaklık farkı terimi ortaya çıkmıştır [3]. Bu terim, sıcak ve soğuk akışkanlar arasında ortalama sıcaklık farkının tam ifadesidir ve akış şekline göre de değişen sıcaklık farklarının logaritma ortalaması alınarak tüm ısı değiştiricilerine uyarlanabilecek bir şekilde ifade edilmiştir.

Bahsedilen bu yöntemde ısı değiştiricisi içerisindeki akışkanlar arasında gerçekleşen ısı transferi miktarı Eş. 5.7’de,

$$Q = KA\Delta T_{lm} \quad (5.7)$$

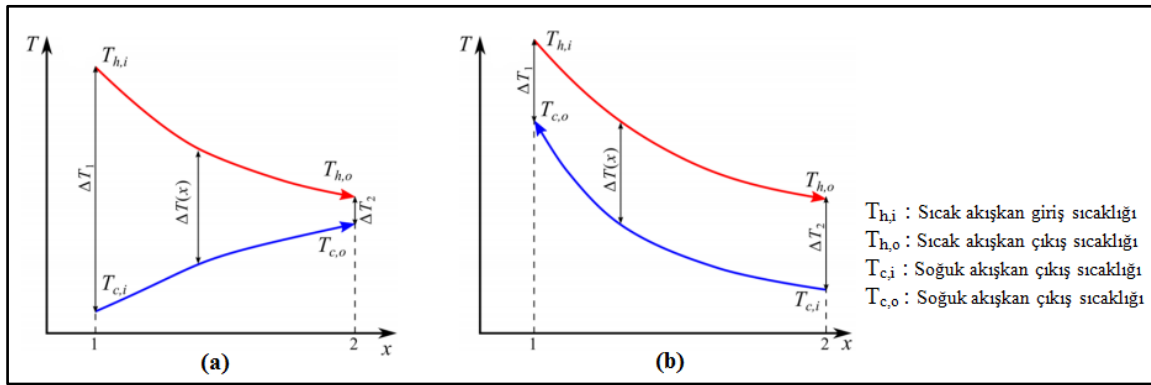
olarak ifade edilmektedir.

Burada, K toplam ısı transfer katsayısını, A iki akışkan arasındaki ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanını ve ΔT_{lm} ortalama logaritmik sıcaklık farkını göstermektedir. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı ise 5.8' deki gibi,

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (5.8)$$

olarak ifade edilmektedir.

Burada ΔT_1 ve ΔT_2 terimleri akış tipine bağlı olarak değişen giriş, çıkış ya da giriş-çıkış sıcaklıkları arasındaki farkı göstermektedir. Şekil 5.3' te paralel ve zıt akışlı eş merkezli iç içe borulu bir ısı değiştiricisindeki ortalama sıcaklık farkının hesaplanmasında kullanılan ΔT_1 ve ΔT_2 terimlerinin hesaplanmasına ilişkin örnek verilmiştir.



Şekil 5.3. Aynı yönlü (a) ve karşıt (b) akımlı akış düzenlerine göre ortalama logaritmik sıcaklık farkının hesaplanması

5.3.2. $\epsilon - NTU$ yöntemi

Isı değiştiricisi çözümlerinde, ısı değiştiricisinin tipi, boyutları, sıcak ve soğuk akışkanların debileri, giriş sıcaklıkları bilindiği takdirde, gerçekleşecek olan ısı transferi miktarı ve akışkanların çıkış sıcaklıkları $\epsilon - NTU$ yöntemi yardımıyla tespit edilebilir. Bu çözümler, genelde ısı değiştiricilerinin tasarım aşamasında performansını tespit etmede yapılmaktadır. Bu yöntemin ortalama logaritmik sıcaklık farkı yönteminden avantajı olarak, ortalama logaritmik sıcaklık farkı yönteminde çıkış sıcaklıklarının bilinmediği durumlarda deneme-yanılma yönteminin kullanılması sonucu oluşan zaman alıcı süreçle karşı karşıya kalmamak olarak gösterilebilir. $\epsilon - NTU$ yönteminde ϵ olarak gösterilen ve ısı transfer etkinliği olarak tanımlanan bir terimden bahsedilmektedir. Genel olarak ϵ terimi bir ısı

değiştiricisinde gerçekleşen ısı transferinin (Q), aynı şartlar altında bu ısı değiştiricisinde gerçekleşebilecek maksimum ısı transferine oranı olarak ifade edilen boyutsuz bir parametredir.

$\varepsilon - NTU$ yöntemi ile ifade edilen ε terimi ısı değiştiricisinin etkinliği olarak tanımlanır. Genel olarak bu terim bir ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı transferinin (Q), aynı şartlar altında bu ısı değiştiricisinde gerçekleşebilecek maksimum ısı transferine oranıdır (Q_{max}).

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (5.9)$$

Bu çözümleme yönteminde ısı değiştiricisinin bilinen özellikleri ile NTU ve C_{min}/C_{max} oranı hesaplanır ve ardından uygun denklem ve diyagramlar yardımıyla etkinlik hesaplanır. Etkinliğin hesaplanması ile Eş. 5.10 yardımıyla ısı transfer miktarı hesaplanır.

$$Q = \varepsilon Q_{max} \quad (5.10)$$

Bu yöntem sayesinde yapılan çözümlemelerde tekrarlamaya olan ihtiyaç ortadan kalkmış olur. Ayrıca, etkinlik ısı değiştiricileri için bir performans ölçütü olduğundan ısı değiştiricilerini birbirleriyle kıyaslama olanağı verir. Bu tez çalışmasında aynı zamanda analizi yapılan ısı değiştiricisinin performans analizleri $\varepsilon - NTU$ yöntemi ile yapılmış elde edilen veriler gözlemlenmiştir.

5.3.3. $\theta - P$ yöntemi

Bazı durumlarda, ısı değiştiricisi uygulamalarında akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmediği veya kolay bir şekilde belirlenemediği problemler ile karşılaşmaktadır. Bu problemlerin çözümlemesinde, ortalama logaritmik sıcaklık farkı yönteminden faydalanılabilir. Fakat deneme-yanılma işleminin getireceği dezavantajlardan dolayı LMTD yöntemi yerine bazı araştırmacılar $\theta - P$ yönteminin kullanılmasını önermişlerdir Bu sayede daha kolay bir şekilde sonuca ulaşmanın mümkün olduğu belirtilmiştir. $\theta - P$ yönteminde, çeşitli araştırmacılar tarafından yapılan çalışmalar sonucu oluşturulan diyagramlar kullanılarak θ ve P değerleri hesaplanır. Diyagramda yer alan kapasite oranı (R) bulunarak P teriminde bulunan akışkanın çıkış sıcaklığı tespit edilmiş olur.

$\theta - P$ yönteminde ısı transferi Eş. 5.11 ile hesaplanır.

$$Q = KA\theta(T_{1,g} - T_{2,g}) \quad (5.11)$$

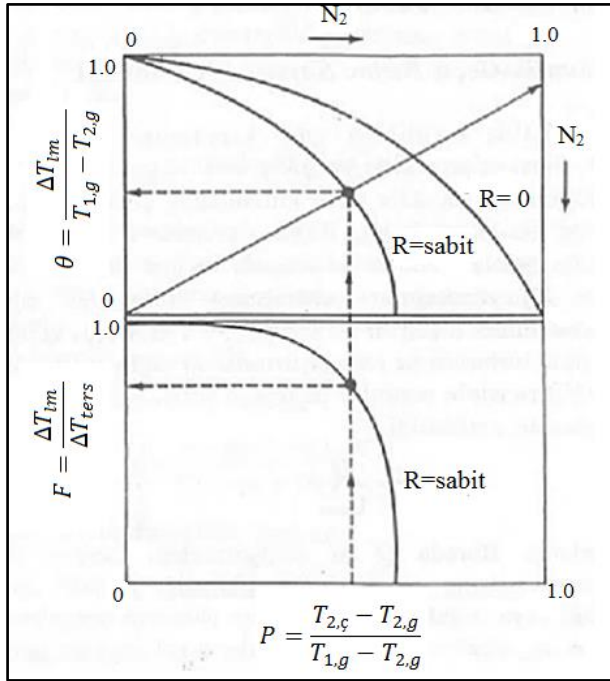
Buradaki θ terimi; Eş. 5.12’de verildiği gibi ortalama logaritmik sıcaklık farkının akışkanların giriş sıcaklıkları arasındaki farka oranı olarak ifade edilen boyutsuz bir sayıdır. $T_{1,g}$ ve $T_{2,g}$ terimleri ise sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıklarıdır.

$$\theta = \frac{\Delta T_{lm}}{T_{1,g} - T_{2,g}} \quad (5.12)$$

R ve P terimleri ise sırasıyla Eş. 5.13 ve Eş. 5.14’de verilen denklemlerle hesaplanır.

$$R = \frac{C_2}{C_1} = \frac{\dot{m}_2 c_{p,2}}{\dot{m}_1 c_{p,1}} \quad (5.13)$$

$$P = \frac{T_{2,\zeta} - T_{2,g}}{T_{1,g} - T_{2,g}} \quad (5.14)$$



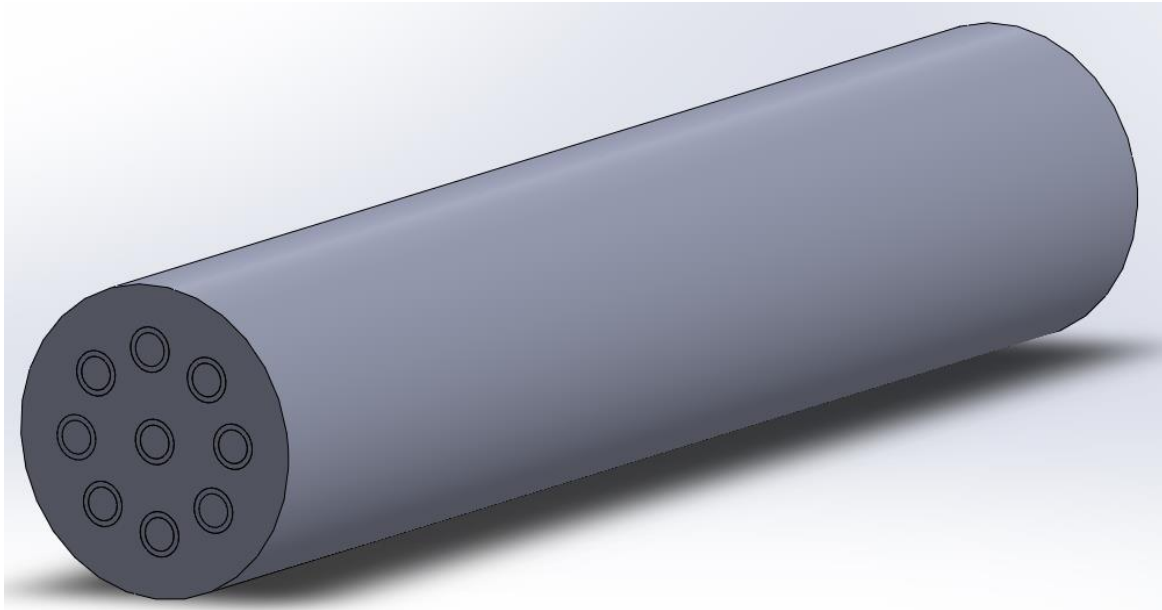
Şekil 5.4. $\theta - P$ yönteminde kullanılan temsili bir diyagram

6. SAYISAL ANALİZ

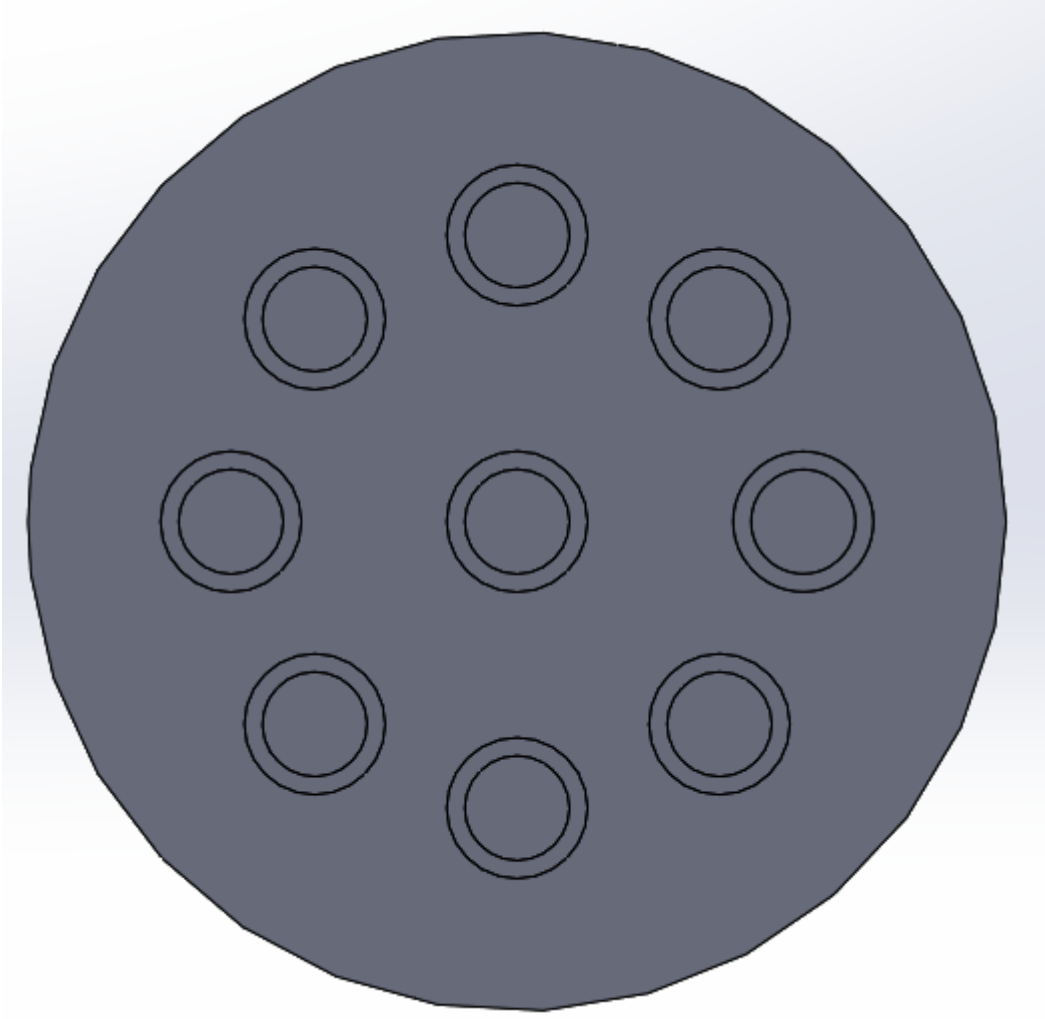
6.1. Geometrinin Çizilmesi

Bir problemin geometrisinin bütününe kapsayıcı biçimde yansıtan bir modelini meydana getirmek, bilgisayar desteğiyle problemin sayısal analizini gerçekleştirmekten önce yapılması gereken bir işlemdir. Modeli meydana getirirken genelde HAD yazılımlarının bir tasarım modülü kullanılır. (ANSYS Fluent™ yazılımında Designmodeler adı verilen bir tasarım modülü vardır.) Fakat geometrisi karmaşık problemlerde HAD yazılımlarının tasarım modülleri yeterli olamamaktadır. Böyle bir durumla karşılaşıldığında herhangi bir çizim programı ile oluşturulan geometri, HAD yazılımının açabileceği bir dosya biçimine çevrilerek yazılım ara yüzünde açılabilir ve analize başlanabilir.

Bölüm 5’ de geometrik sınır şartları verilen ısı değiştiricisi, bir çizim programı yardımıyla çizilmiştir (Şekil 6.1, Şekil 6.2).



Şekil 6.1. Analizi yapılan gövde modelin (9 borulu) görünümü

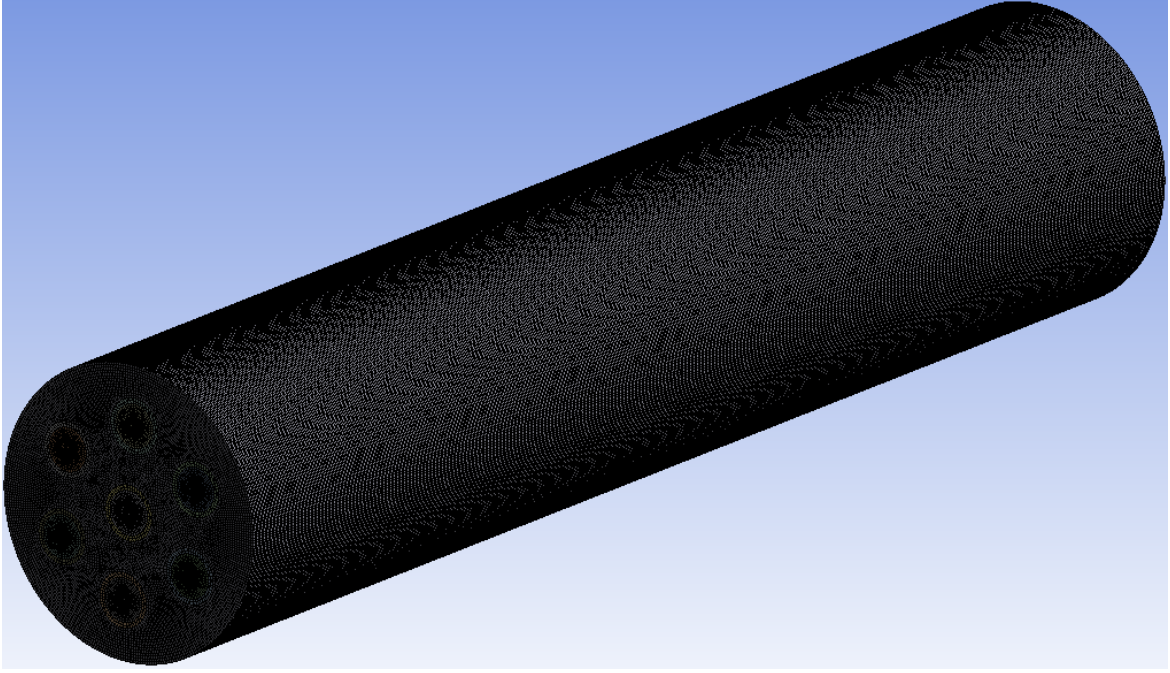


Şekil 6.2. Gövde modelin  nden g r n    

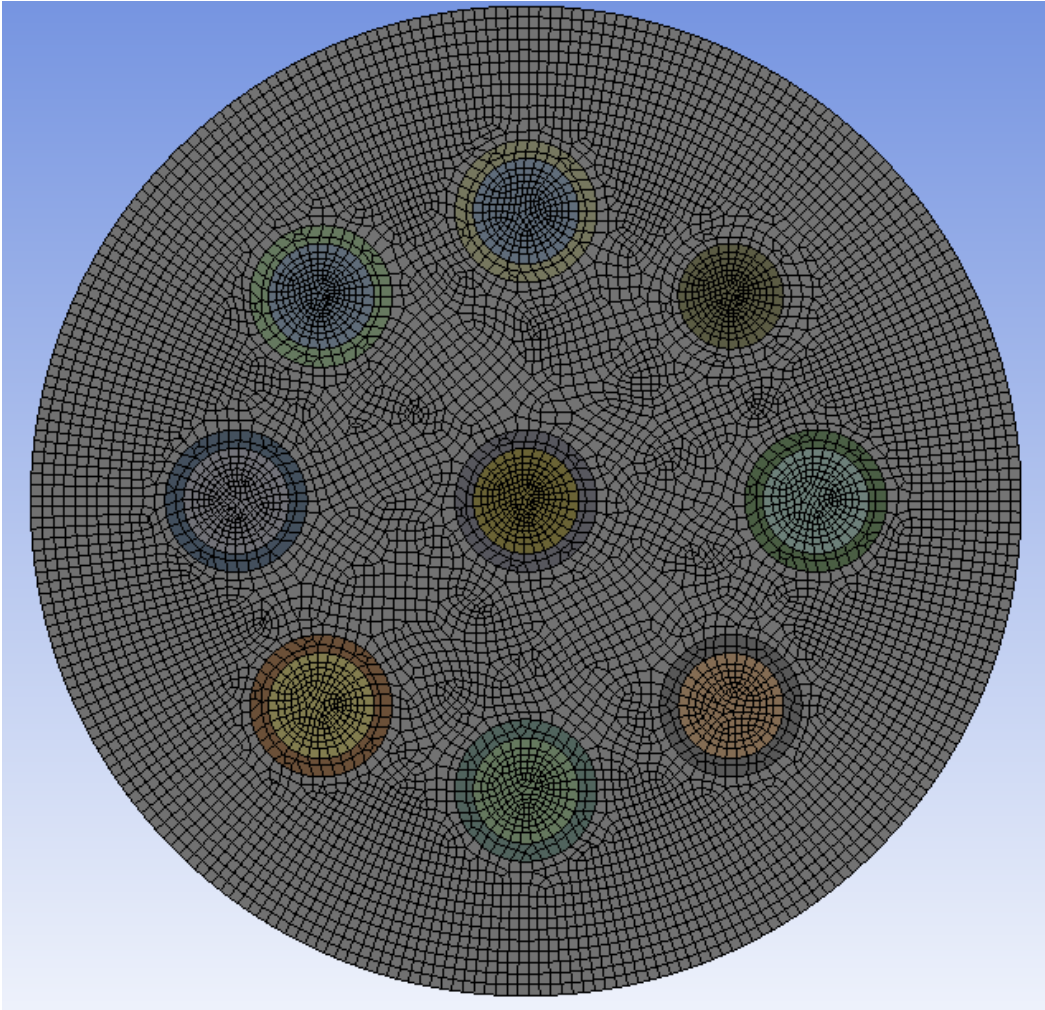
6.2. Sayısal Ağın (Meshin) kurulması ve seçimi

Modeli oluşturulan ısı değiştiricisinin sayısal analizine geçmeden önce yapılması gereken ilk işlem ağ yapısının oluşturulmasıdır. HAD yazılımlarında uygun bir sayısal ağ oluşturulmadan analizlere geçilmemelidir. Bu çalışmada kullanılan ANSYS Fluent yazılımında yer alan Meshing mod    ile sayısal ağ yapısı oluşturulmuştur.

Isı değiştiricisinin geometrisinden ve hiç bir  a ırtma levhası içermemesinden dolayı süpürme (sweep) yöntemi ile sayısal ağ yapısı oluşturulmuştur. Şekil 6.3 ve Şekil 6.4’ de oluşturulan sayısal ağ yapısına (mesh) ait görünümler verilmiştir.



Şekil 6.3. Modelin oluşturulan ağ yapısının görünümü



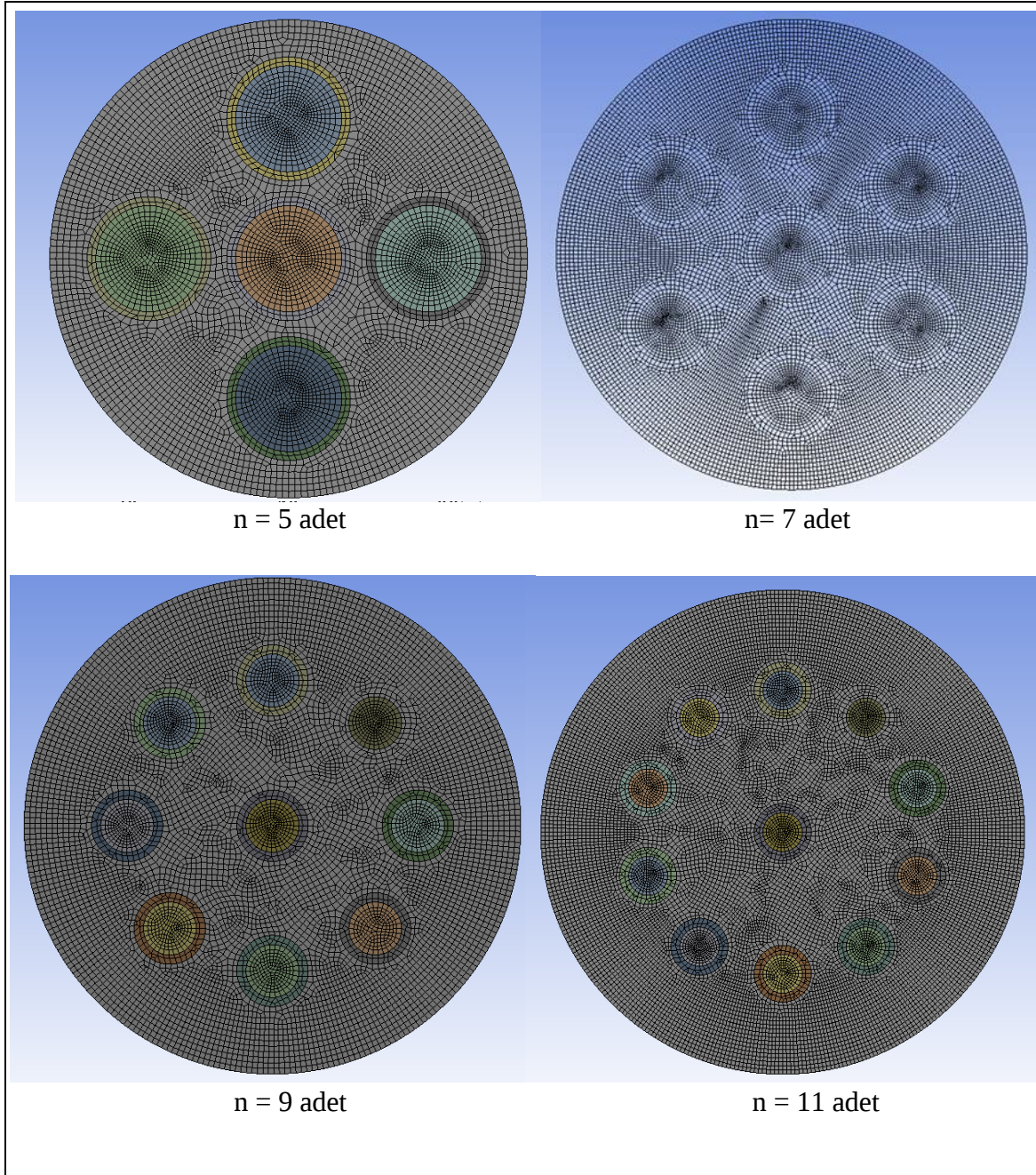
Şekil 6.4. 9 borulu ısı değıştirici için oluşturulan ağ yapısı

7 borulu ısı değiştirici için oluşturulan ağ yapısı 6 818 669 adet düm noktasından ve 6 744 164 adet elemandan oluşmaktadır. Sayısal ağ kalitesi ile ilgili parametreler (arpıklık ölçüsü, diklik kalitesi, eleman kalitesi) incelenerek bir problem olmadığı görülmüştür (izelge 6.1).

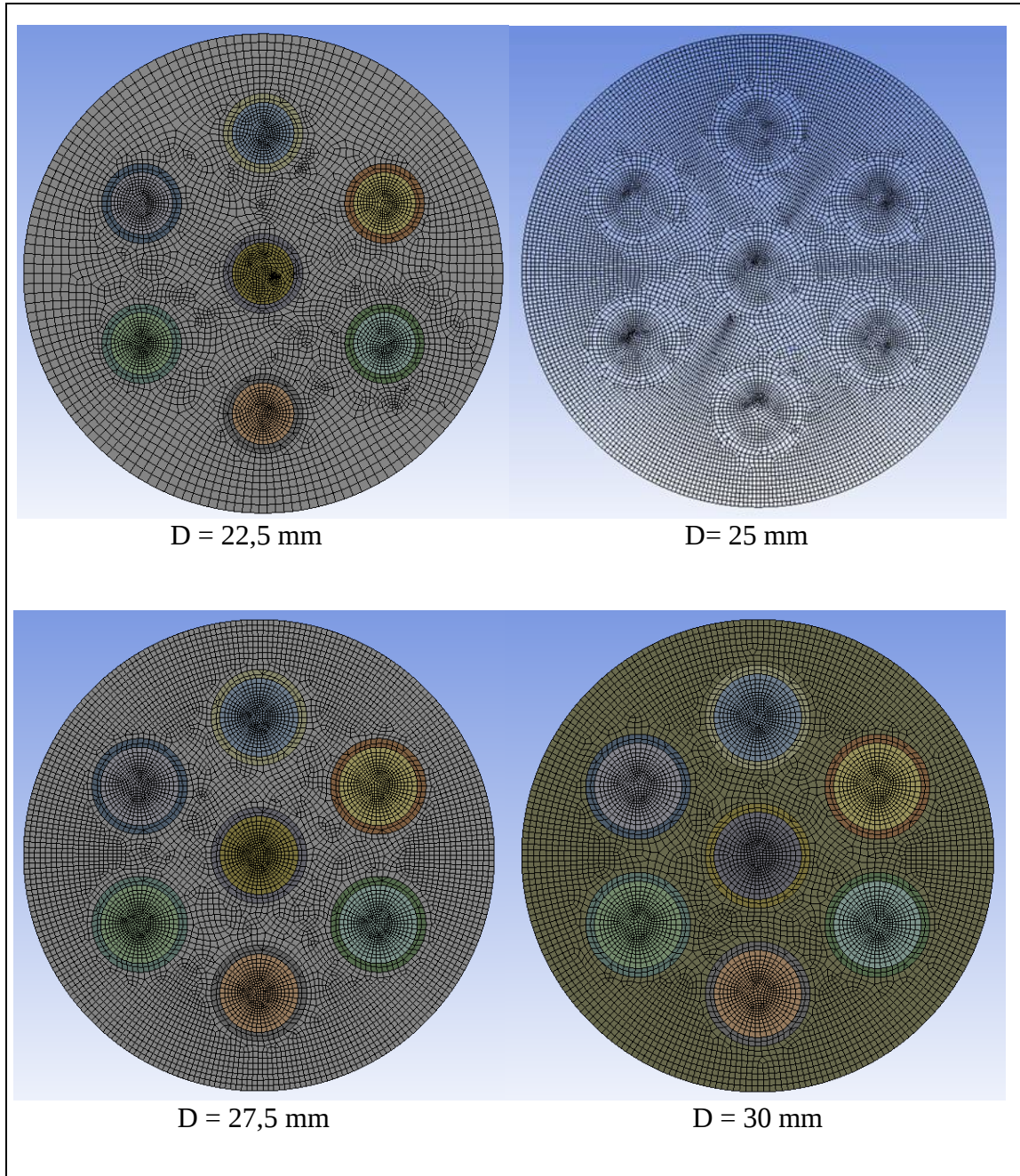
Çizelge 6.1. Ağ yapısının kalitesini gösteren parametreler ve değerleri

Parametre	En Küçük Değer	En Byk Değer	Ortalama
Çarpıklık ölçüsü	3,7119E-03	0,7264	9,3443E-02
Diklik kalitesi	0,6477	1	0,9841
Eleman kalitesi	0,1107	0,9999	0,9171

Çizelge 6.1’ de bulunan ortalama değerler ağ yapısındaki bütün elamanların göz önünde bulundurulmasıyla elde edilmiştir. Bu parametreler incelendiğinde oluşturulan ağ yapısının kalitesinde herhangi bir problem olmadığı görülmektedir. Ortalama arpıklık ölçüsü değerinin sıfıra yakın olması hücre kalitesinin çok iyi olduğunu göstermektedir. Diklik kalitesinin 1’ e yakın olması kaliteli olduğunu göstermektedir. Buna göre, oluşturulan ağ yapısı ile analiz işlemlerine başlamanın hiçbir sakıncası yoktur.



Şekil 6.5. Farklı boru sayıları için oluşturulan ağ yapısı



Şekil 6.6. Farklı boru çapları için oluşturulan ağ yapısı

6.3. Ağ Yapısından Bağımsızlık

Kaliteli bir ağ yapısı oluşturmakla birlikte yapılan HAD analizinden elde edilen sonuçların ağ yapısından bağımsız olması gerekmektedir [33]. HAD’ de hazırlanan modelin doğruluğunu ispatlamak için gerekli olan işlemlerden bir tanesi modelin sayısal ağdan bağımsız olduğunu göstermektir. Bir sayısal modelde, modelin eleman sayıları farklı da olsa, çözümlerin birbirine yakın sonuçlar vermesine sayısal ağdan bağımsızlık denilmektedir. Düşük eleman sayılı modeller doğru sonuçlar vermeyebilir. Bu nedenle sayısal ağın iyileştirilmesi gerekmektedir. Yüksek eleman sayılarında çalışmak, işlem süresini uzatmakta ve bilgisayarın işlemcisini zorlamaktadır. Bu nedenle de, çözümün kabul edilebilen bir sınır içerisinde yapılabilmesi ve işlem süresinin de göz önünde bulundurulmasıyla birlikte eleman sayısı ile işlem süresi arasında bir optimizasyon yapmak gerekmektedir.

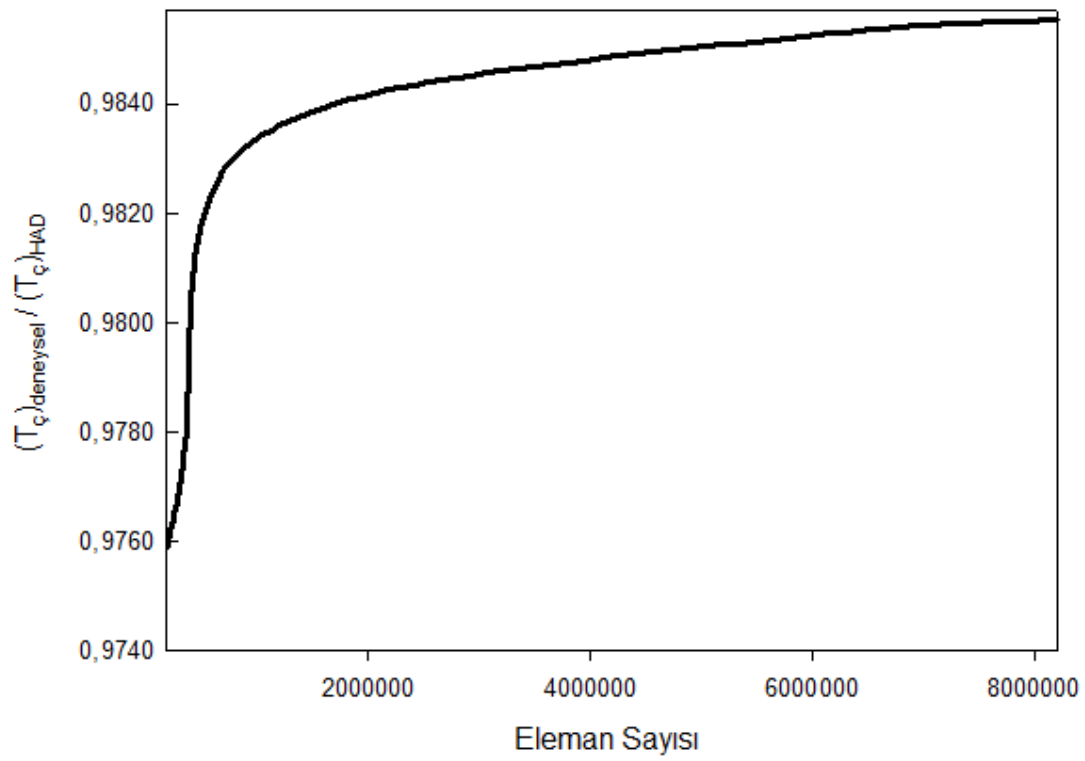
Ağ yapısı oluşturma işleminin son adımı ise analizde kullanılacak sınır şartlarının girilmesini sağlayacak yüzey veya hacimlerin tanımlanması işlemidir. Bu çalışmada sıcak ve soğuk akışkanların giriş ve çıkış şartlarını belirleyebilmek amacıyla model üzerindeki ilgili yüzeylere tanımlama işlemi (named selection) yapılmıştır.

6.4. Sayısal Ağ Seçimi

Bu çalışmada 6 farklı sayısal modelde işlem yapılmıştır ve sırasıyla bu modeller 186 418, 372 320, 738 500, 3 201 048, 6 744 164, 7 768 432, 8 692 146 eleman sayısına sahiptir. Oluşturulan ağ yapıları, eleman sayıları ve elde edilen sıcaklık değerleri Çizelge 6.2’ de verilmiştir. Eriyik tuzun çıkış sıcaklığı referans noktası alınarak deneysel sonuçlarla (referans noktasında alınan eriyik tuz çıkış sıcaklığı 573,03 K’dir) oranlanmıştır. Seçilecek en uygun eleman sayısı 6 744 164’ tür. Çünkü bu noktadan sonra sıcaklık değişimi kayda değer bir artış göstermemekte ve aynı zamanda eleman sayısı arttıkça sayısal analizin süresini oldukça arttırmaktadır. Modelin sayısal ağ görüntüsü Şekil 6.4’ de gösterilmiştir. Eleman sayısının deneysel ve sayısal çıkış sıcaklıklarının sonuçlarının oranını gösteren grafik Şekil 6.7’ de görülmektedir.

Çizelge 6.2. Oluşturulan ağ yapıları ve elde edilen sıcaklık değerleri

Ağ çeşitleri	Eleman sayısı	Eriyik tuzun çıkış sıcaklığı (K)
Ağ yapısı-I	186418	587,19
Ağ yapısı-II	372320	585,47
Ağ yapısı-III	738500	583,02
Ağ yapısı-IV	3201048	582,01
Ağ yapısı-V	6744164	581,54
Ağ yapısı-VI	7768432	580,48
Ağ yapısı-VII	8692146	579,63

Şekil 6.7. Eriyik tuzun çıkış sıcaklığı için $(T_c)_{\text{deneysel}} / (T_c)_{\text{HAD}}$ değerinin farklı eleman sayılarından bağımsızlığının gösterimi

6.5. Sayısal Analiz İşlemleri

HAD analizlerinde, ağ yapısının oluşturulması ve kalitesinin irdelenmesinin ardından uygun bir ağ yapısına karar verilip daha sonra sayısal analize geçilmektedir. Sayısal analiz işlemleri

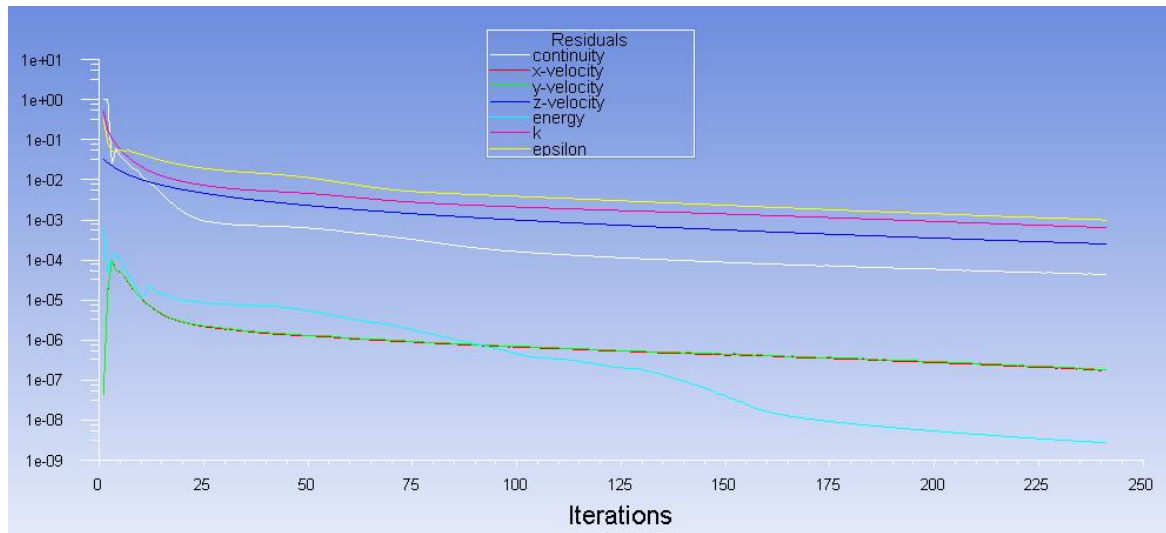
ANSYS programının Fluent modülünde gerçekleştirilmiştir. Bu modülde yapılan işlemler şu şekilde sıralanabilir:

- İlk olarak oluşturulan ağ yapısı kontrol edilmiş ve herhangi bir sorun olmadığı anlaşılmıştır.
- Çözücü ayarlarından basınç tabanlı çözüm seçilmiştir.
- Isı transferi hesabı yapmak için enerji denklemi aktif hale getirilmiştir.
- Eriyik tuz laminar, su ise türbülanslı akış sergilediği için türbülans modeli seçimi yapılmış, ancak cell zone condition' da eriyik tuzun akışının laminar olduğu programa girilmiştir.
- Models sekmesinde bulunan Malzemeler (Materials)' den modelde kullanılacak malzemelerin özellikleri girilmiştir. Eriyik tuzun özellikleri sıcaklığa bağlı olarak değiştiği için gerekli bağıntılar girilmiştir.
- Sınır şartları sekmesinden eriyik tuzun ve suyun giriş sıcaklıkları, basınçları ve hızları girilmiştir.

Çalışmada birçok farklı giriş sıcaklığında ve farklı debilerde analiz yapılmıştır. Eriyik tuz giriş sıcaklığı 360–400 °C ve giriş debisi 0,48-1,87 m³/h arasında değişmektedir. Çalışmada boru çaplarının azaldığında ve arttığında ısı akısına, ısı transfer katsayısına ve Nu sayısına nasıl etki ettiği incelenmiş aynı zamanda boru demetinin yüzey alanı sabit tutularak boru sayısı değiştirilmiş ve bu durumun ısı akısına, ısı transfer katsayısına ve Nu sayısına nasıl bir etki gösterdiği incelenmiştir.

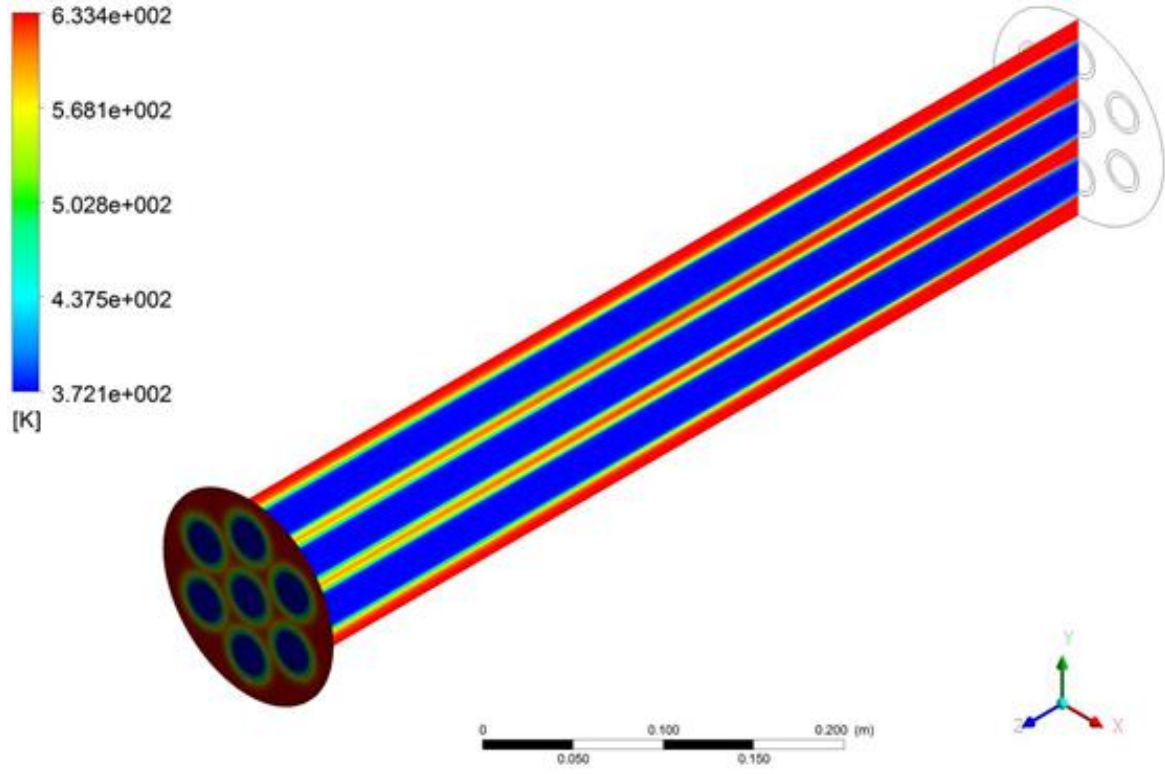
7. SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI

HAD yaklaşımından yararlanılarak ulaşılan sayısal çözümlemelerde, çözüm tarafındaki her bir hücre için artık (residual) verilerin oluşması, korunum denklemlerindeki terimlerin tek bir bölgede toplanamamasıyla meydana gelir. HAD çözümlemelerinde bu verilerin toplamı asla sıfır olmasa da, toplamın sıfıra yakınlığından faydalananarak çözümün tam çözümden ne kadar saptığı üzerine fikir yürütebilme işlemini yakınsama olarak adlandırmaktayız. Yapılan bir HAD analizinde belirtilen özelliğe göre çözümün başlatılması ve bu değere yakınsaması gözlemlenir. Çok küçük değerdeki bir yakınsama kriteri için bu işlem ne kadar az iterasyonda gerçekleşirse; problemin tanımlanması, sınır şartlarının oluşturulması ve elde edilen çözüm sonuçlarının doğruluğu o oranda hassas olmaktadır. Bu kriterde ortalama olarak 240 iterasyonda çözümlerin yakınsadığı gözlemlenmiştir (Şekil 7.1).



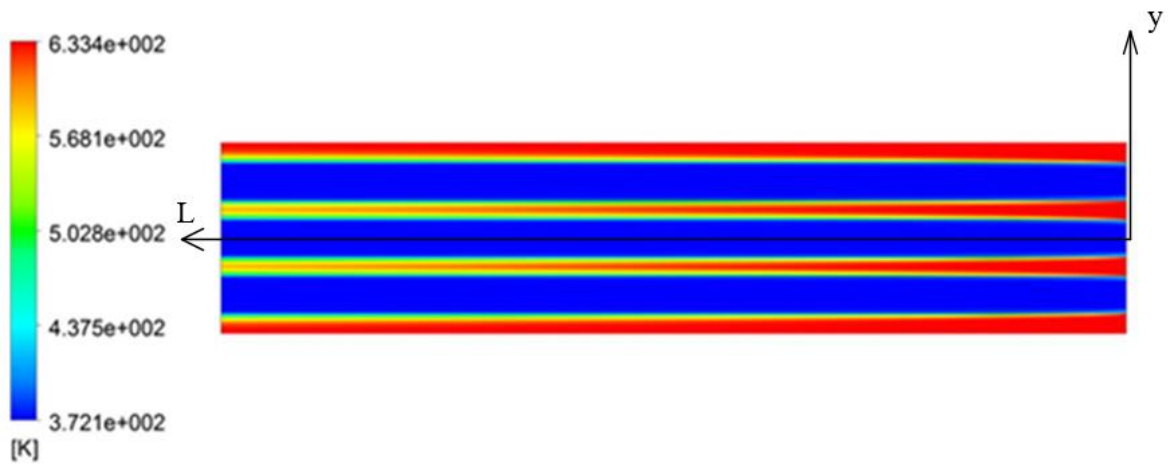
Şekil 7.1. 633,15 K giriş sıcaklığı ve 0,48 m³/h debi için yakınsama grafiği

Bu çalışmada geliştirilen sayısal metotla farklı boru çaplarında ve farklı boru sayılarında çözümler elde edilmiş ve sonuçları yorumlanmıştır. Aynı zamanda literatürde yapılmış deneysel çalışma ile uyumlu çıkmıştır. Bu da çalışmanın güvenilirliğini ortaya koymuştur. Isı değiştiricisinin eksenel olarak sıcaklık dağılımı Şekil 7.2 ve Şekil 7.3’ de verilmiştir görüntüsü alınan ısı değiştiricisinin eriyik tuz giriş sıcaklığı 633,15 K ve debisi 0,48 m³/h’ dir ve suyun giriş sıcaklığı 372,15 K’ de ve giriş basıncı 1 atm’ dir.

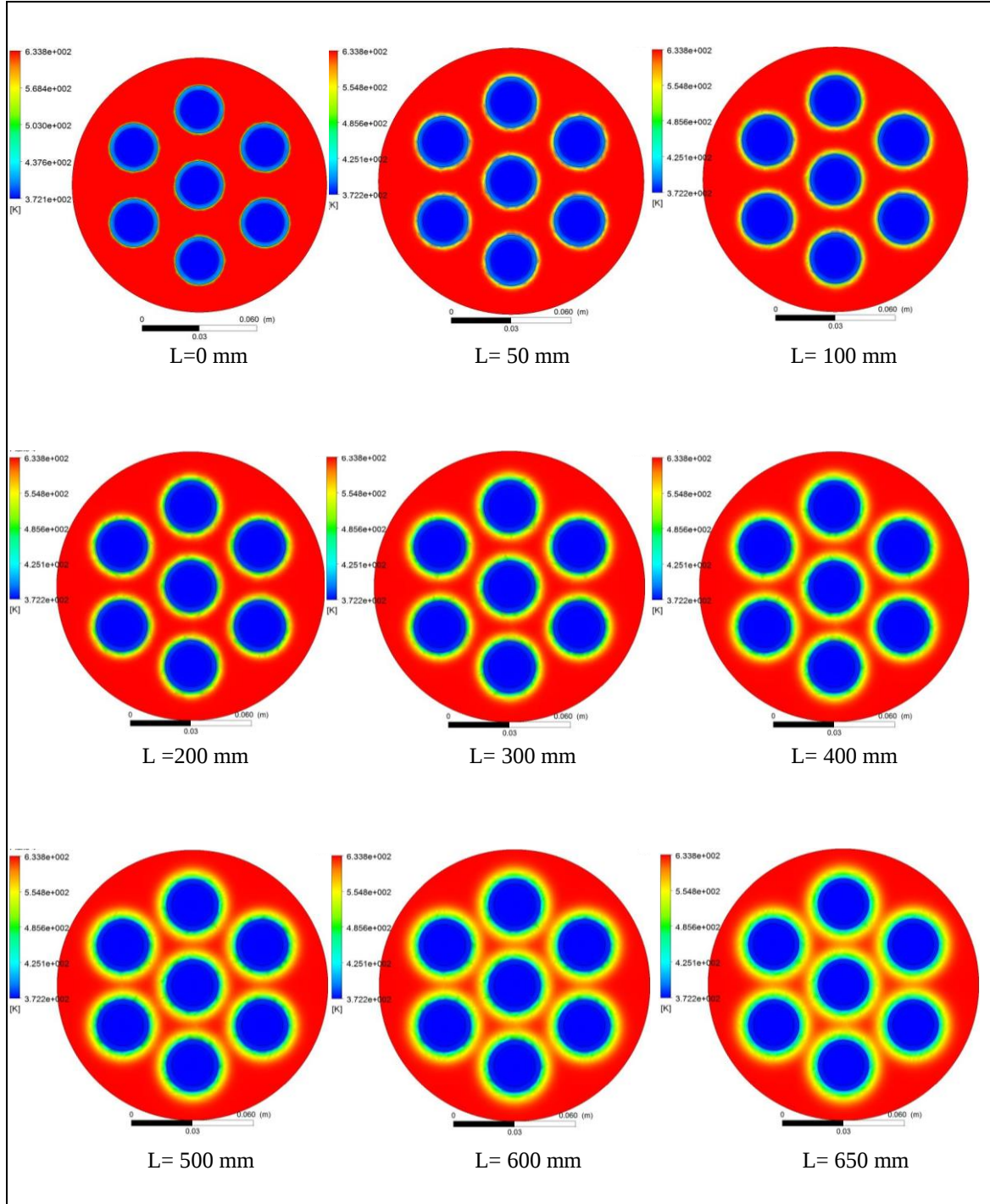


Şekil 7.2. Isı değıştiricisinin sıcaklık dağılımı

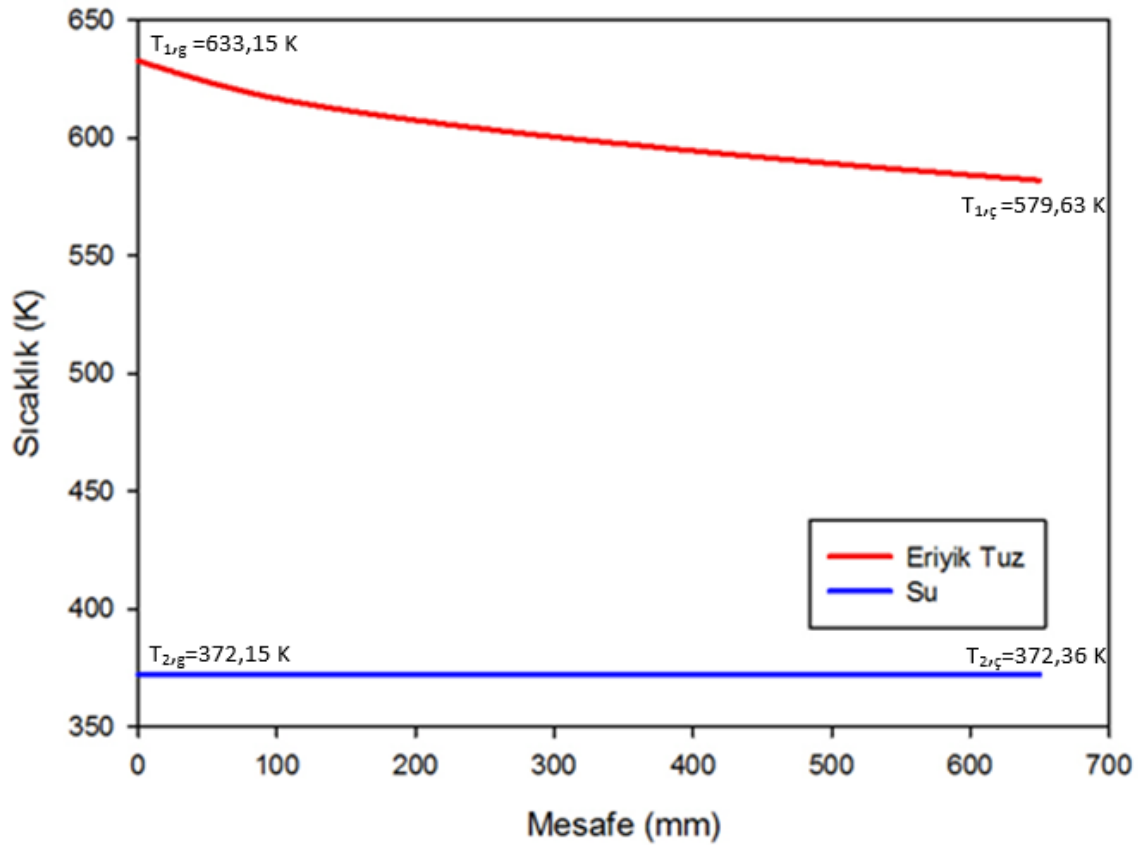
Isı değıştirici boyunca (farklı mesafelerde ki) eriyik tuzun ve suyun sıcaklık dağılımı Şekil 7.4' de verilmiştir. Şekil 7.4' de ki sıcaklık dağılımını incelendiğinde eriyik tuzun sıcaklığının ısı değıştiricinin çıkışına doğru ilerledikçe azaldığı görülmektedir. Suyun sıcaklığı ise çok değışmektedir bunun sebebi ise yüksek hızda (ortalama $V=10$ m/s) akmasıdır.



Şekil 7.3. Isı değıştiricinin ekseninden alınan görüntü



Şekil 7.4. Isı değıştiricinin farklı mesafelerdeki sıcaklık dağılımı



Şekil 7.5. Eriyik tuz ve suyun ısı değiştiricinin girişinden çıkışına kadar olan sıcaklık değişimi

Eriyik tuz ve suyun ısı değiştiricinin girişinden çıkışına kadar olan sıcaklık değişimini veren grafik Şekil 7.5' de verilmiştir. Şekil 7.5' deki grafik incelendiğinde eriyik tuzun sıcaklığı mesafe arttıkça azalmakta diğer bir deyişle soğumaktadır. Suyun sıcaklığı ise çok az değişmektedir (372,15 K' den 372,36 K'e). Aynı yüzey alanına sahip farklı boru sayılarının çıkış sıcaklık dağılımı Şekil 7.6' da verilmiştir.

Sayısal analiz sonucu elde edilen veriler kullanılarak, gerçekleşen ısı transferi miktarı Eş. 6.1'de verilen denklem aracılığıyla hesaplanabilir.

$$Q_{gerçek} = C_1(T_{1,g} - T_{1,ç}) = C_2(T_{2,g} - T_{2,ç}) \quad (7.1)$$

Burada 1 ve 2 indisleri sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanları temsil etmektedir. C terimi ise ısı kapasite debilerini ($kjK^{-1}s^{-1} = WK^{-1}$) ifade etmektedir. Isıl kapasite debisi Eş. 6.2'de verilen bağıntıdan hesaplanmaktadır.

$$C = \dot{m}c_p \quad (7.2)$$

Isı değiştiricinin etkinliğini bulabilmek için Eş. 7.1’de hesaplanan $Q_{gerçek}$ değerinin, gerçekleşebilecek maksimum ısı transferine oranı hesaplanmalıdır. Gerçekleşebilecek maksimum ısı transferi miktarı, sıcak ve soğuk akışkanların ısıl kapasite debilerinden küçük değere sahip olanı ile sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıklarının farkının çarpılmasıyla hesaplanmaktadır (Eş. 7.3).

$$Q_{max} = (C_1, C_2)_{min}(T_{1,g} - T_{2,}) \quad (7.3)$$

Sıcak akışkanın ısıl kapasitesi daha düşük olduğu için; $C_1 < C_2$ ve buna bağlı olarak $C_{min} = C_1$ yazılabilir. Sıcak akışkanın ısıl kapasite debisi;

$$C = \dot{m}c_p = 0,245.1500 = 367,378 \text{ kW/K} \quad (7.4)$$

olarak hesaplanır. Gerçekleşen ısı transferi miktarı (sıcak akışkana ait veriler kullanılarak);

$$Q_{gerçek} = 367,378. (633,15 - 579,63) = 19,66 \text{ kW} \quad (7.5)$$

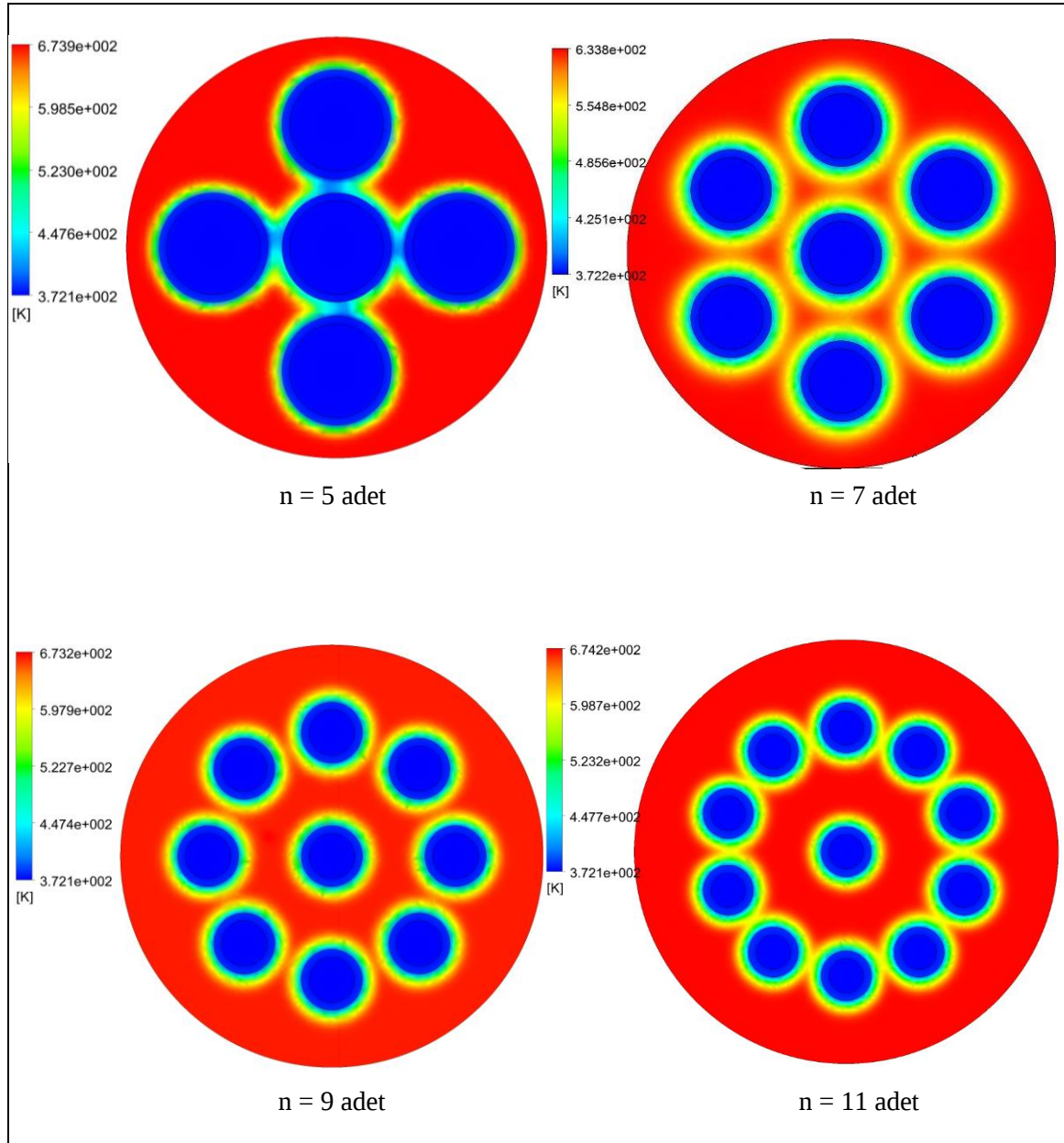
bulunur. Verilen şartlar altında ısı değiştiricisinde gerçekleşebilecek maksimum ısı transferi miktarı;

$$Q_{max} = 367,378. (633,15 - 372,36) = 95,81 \text{ kW} \quad (7.6)$$

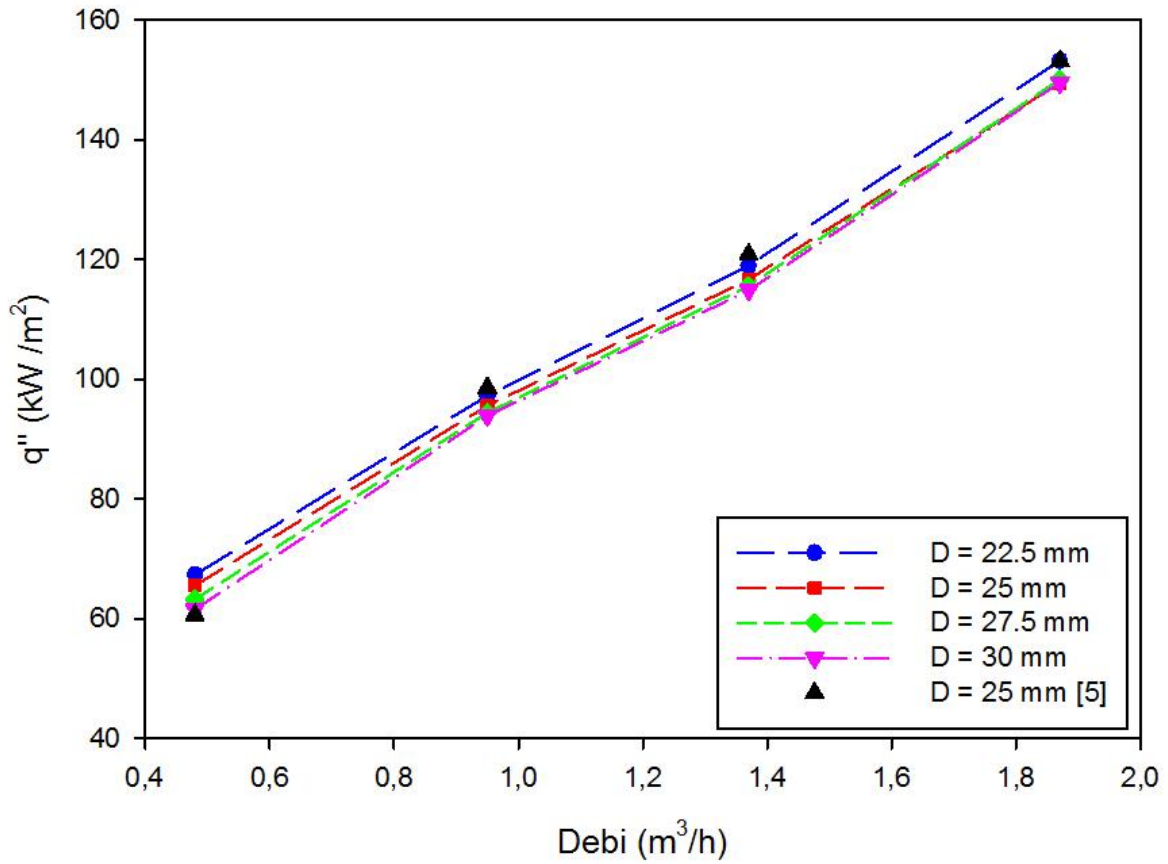
olarak hesaplanır. Bu durumda eriyik tuz giriş sıcaklığının 633,15 K ve debisinin 0,48 m³/h olduğu durumda gövde borulu (7 borulu) ısı değiştiricisinin etkinliği;

$$\varepsilon = \frac{Q_{gerçek}}{Q_{max}} = \frac{19,66 \text{ kW}}{95,81 \text{ kW}} = 0,2052 \quad (7.7)$$

olacaktır. Bu sonuç, eriyik tuz giriş sıcaklığının 633,15 K ve debisinin 0,48 m³/h olduğu bir durumda gövde borulu ısı değiştiricisinin (7 borulu) kullanılmasıyla % 20,52 oranında bir verim sağlandığını göstermektedir.

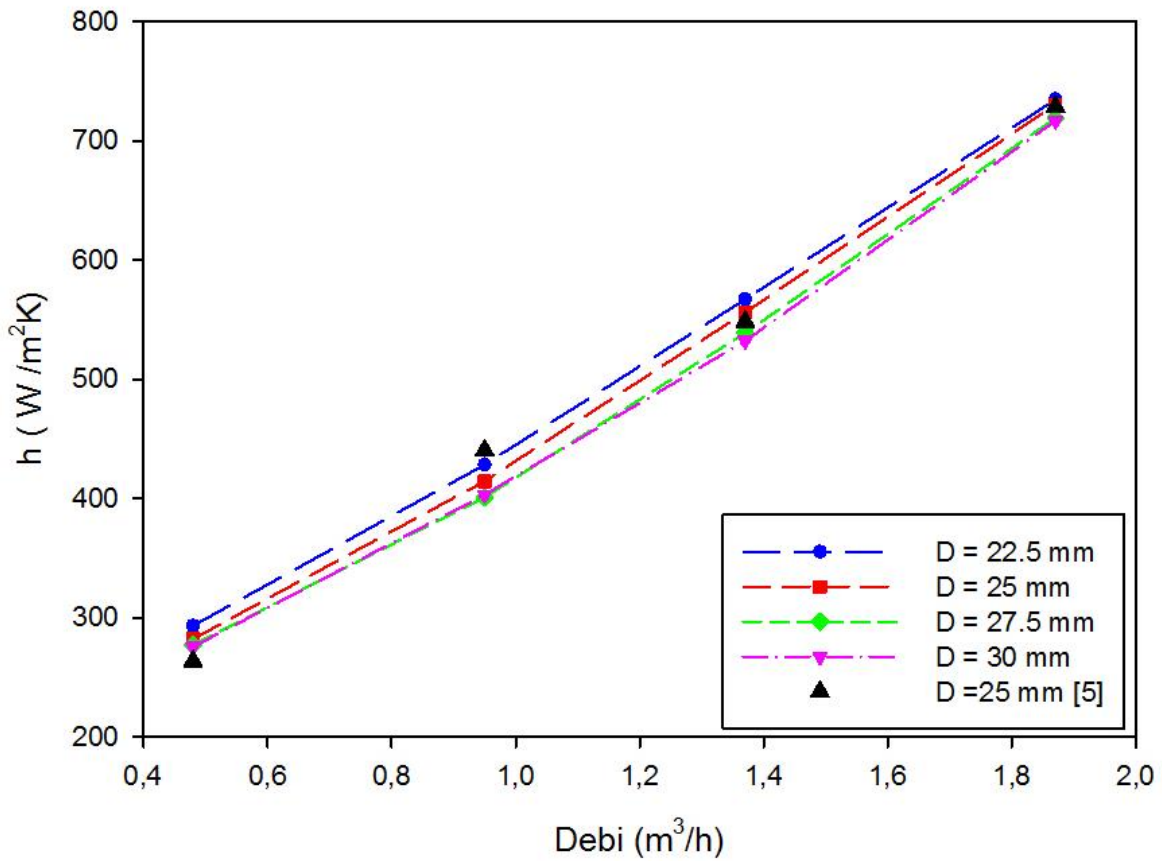


Şekil 7. 6. Farklı boru sayılarında sıcaklık dağılımları



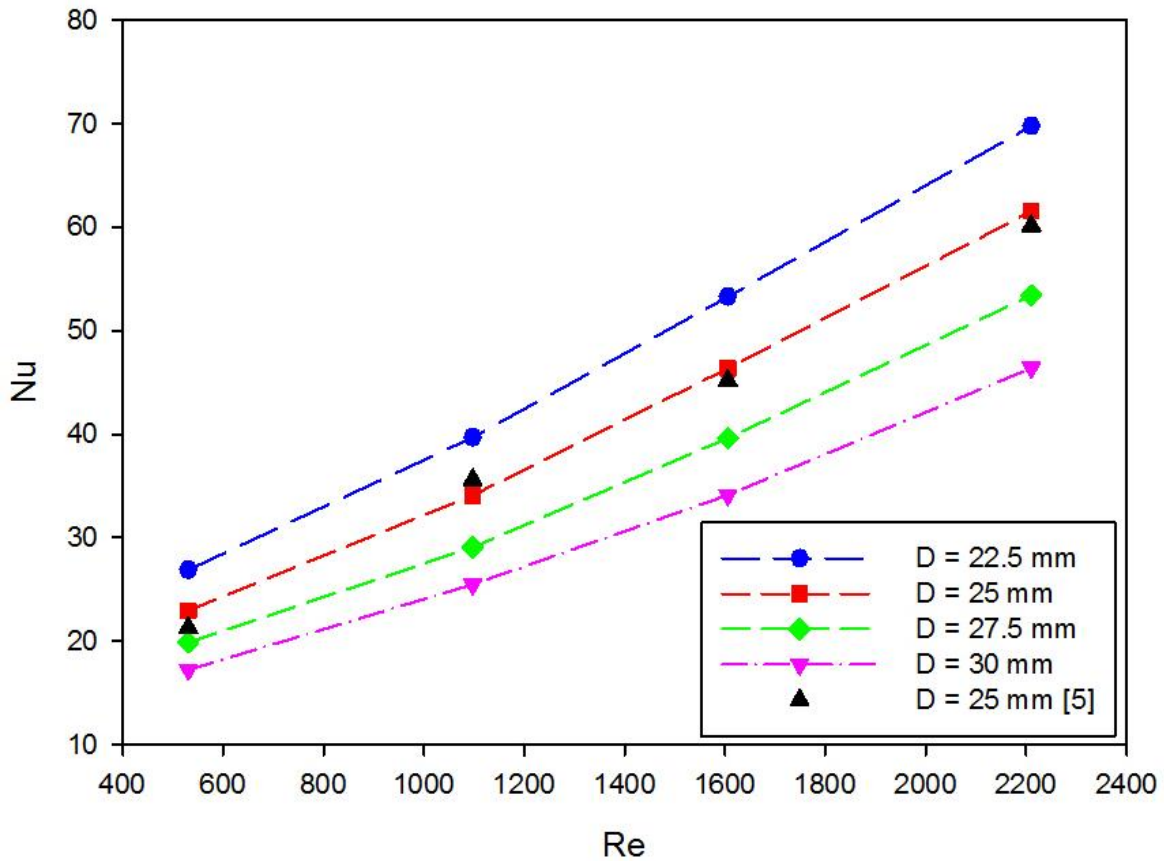
Şekil 7.7. Farklı debi (0,48- 1,87 m³/h) ve sıcaklıklarda (360–400 °C) farklı boru çaplarının (D=22,5 mm, 25 mm, 27,5 mm, 30 mm) ısı akısına etkisi

Eriyik tuzun ısı akısının farklı debilerde ($\dot{V} = 0,48- 1,87 \text{ m}^3/\text{h}$) ve sıcaklıklarda ($T_f = 360-400 \text{ °C}$) değişimini gösteren grafik Şekil 7.7' de verilmiştir. Bu grafikte farklı boru çaplarının ısı akısına etkisi görülmektedir. Gövde borulu ısı değiştiricisinde boru çapı azaldığında ısı akısı artmakta, boru çapı arttıkça ısı akısı azalmaktadır. Yapılan sayısal çalışma, literatürden alınan deneysel çalışmayla karşılaştırılmış ve minimum sapma % 2,37, maksimum sapma ise % 7,48 olarak bulunmuştur [5]. Aynı zamanda eriyik tuzun debisinin ve giriş sıcaklığının artmasıyla ısı akısının değerinin arttığı grafikten görülmektedir. Burada yapılan çalışmada boru çapının % 10 azalmasıyla ısı akısının ortalama % 4 artmaktadır. Aksi durumda ise boru çapının % 10 artırılmasıyla ısı akısı ortalama % 4 azalmaktadır.



Şekil 7.8. Farklı debi (0,48- 1,87 m³/h) ve sıcaklıklarda (360–400 °C) farklı boru çaplarının (D=22,5 mm, 25 mm, 27,5 mm, 30 mm) eriyik tuzun ısı transfer katsayısına etkisi

Eriyik tuzun ısı transfer katsayısının farklı debilerde ($\dot{V}$ = 0,48- 1,87 m³/h) ve sıcaklıklarda (T_f = 360–400 °C) değişimini gösteren grafik Şekil 7.8’ de verilmiştir. Bu grafikte farklı boru çaplarının ısı transfer katsayısına etkisi görülmektedir. Gövde borulu ısı değiştiricisinde boru çapı azaldığında ısı transfer katsayısı artmakta, boru çapı arttıkça ısı transfer katsayısı azalmaktadır. Yapılan sayısal çalışma, literatürden alınan deneysel çalışmayla karşılaştırılmış minimum sapma % 0,26, maksimum sapma ise % 8,58 olarak bulunmuştur. Aynı zamanda eriyik tuzun debisinin ve giriş sıcaklığının artmasıyla ısı transfer katsayısının arttığı grafikten görülmektedir. Burada yapılan çalışmada boru çapının % 10 azalmasıyla ısı transfer katsayısı ortalama % 4 artmaktadır. Aksi durumda ise boru çapının % 10 arttırılmasıyla ısı akısı ortalama % 3 azalmaktadır.



Şekil 7.9. Farklı Reynolds sayılarında (530–2210) ve sıcaklıklarda (360–400 °C) farklı boru çaplarının (D=22,5 mm, 25 mm, 27,5 mm, 30 mm) eriyik tuzun Nusselt sayısına etkisi

Eriyik tuzun Nusselt sayısının farklı Reynolds sayılarında ve sıcaklıklarda ($T_f = 360\text{--}400\text{ °C}$) değişimini gösteren grafik Şekil 7.9’ de verilmiştir. Bu grafikte farklı boru çaplarının Nusselt sayısına etkisi görülmektedir. Gövde borulu ısı değiştiricisinde boru çapı küçüldüğünde Nusselt sayısı artmakta, boru çapı büyüdüğünde ise azalmaktadır. Yapılan sayısal çalışma, literatürden alınan deneysel çalışmayla karşılaştırılmış minimum sapma % 2,30 iken maksimum sapma ise % 8,10’ dur. Burada yapılan çalışmada boru çapının % 10 azalmasıyla Nu sayısı ortalama % 18 artmaktadır. Aksi durumda ise boru çapının % 10 arttırılmasıyla Nu sayısı ortalama % 10 azalmaktadır.

Isı transferi için deneysel veriler genellikle makul bir duyarlılıkla basit bir üst kanunu bağıntısı biçiminde verilir [38]:

$$Nu = C Re^m Pr^n \quad (7.8)$$

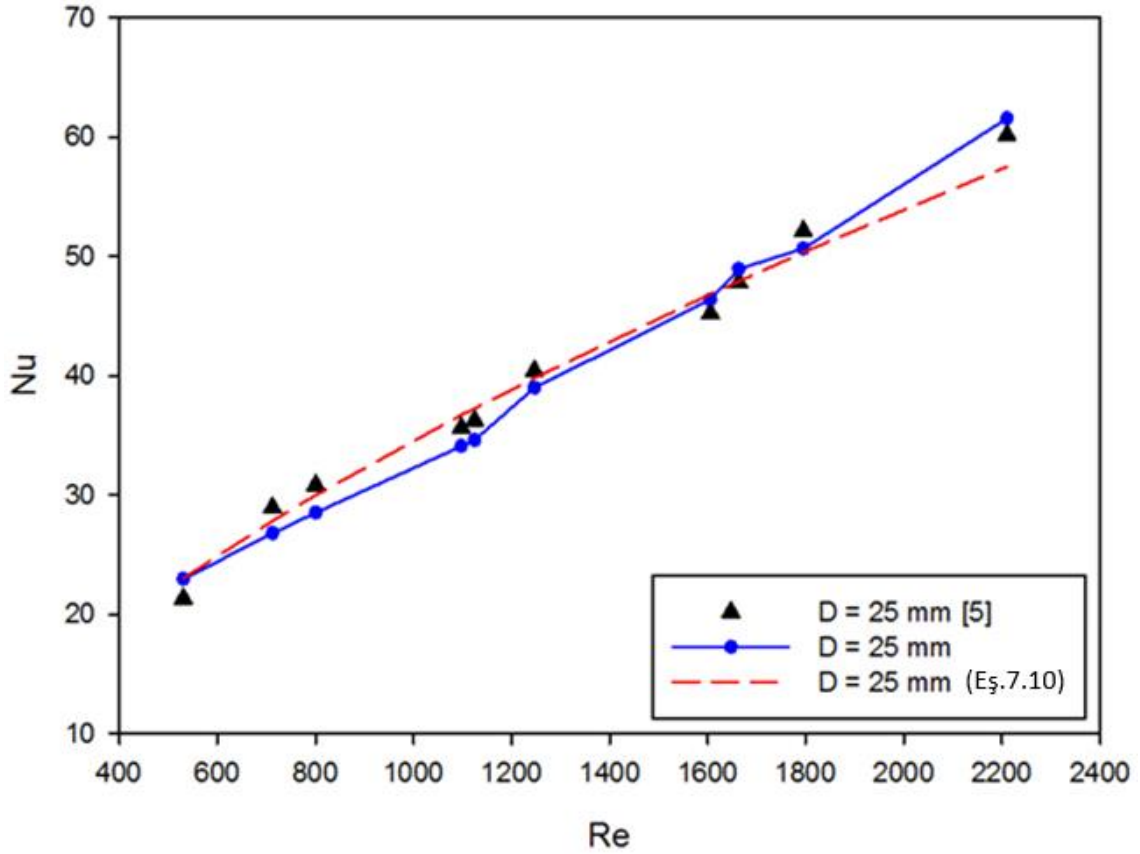
Burada m ve n sabit üstlerdir (genellikle 0 ile 1 arasında) ve C sabitinin değeri geometriye bağlıdır [24]. Eş. 7.1’ de verilen bağıntıda Pr^n ifadesini sabit almak şartıyla $C_1 = C Pr^n$

bağıntısı tarif edilerek;

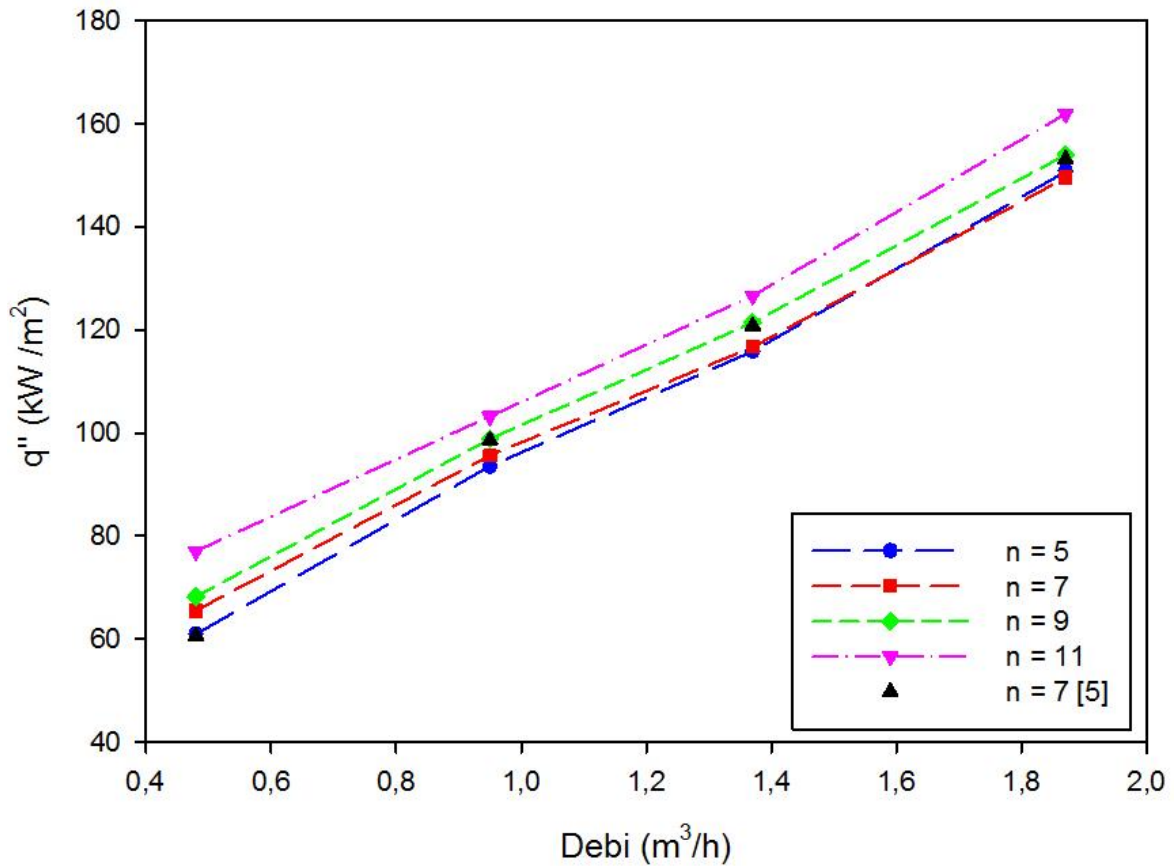
$$Nu = C_1 Re^m \quad (7.9)$$

Eş. 7.2 elde edilir. Eldeki HAD verilerini kullanarak bu bağıntıda bulunan katsayılar $C_1=0,41$ ve $m=0,64$ olarak bulunmuştur ve buradan Eş. 7.3' deki gibi bir bağıntı elde edilmiştir. Deneysel sonuçlar, HAD sonuçları ve elde edilen Eş. 7.3' deki bağıntı Şekil 7.10' da gösterilmektedir. Elde edilen bu bağıntı pratik olarak ön hesaplamalarda kullanılabilir.

$$Nu = 0.41Re^{0.64} \quad (7.10)$$

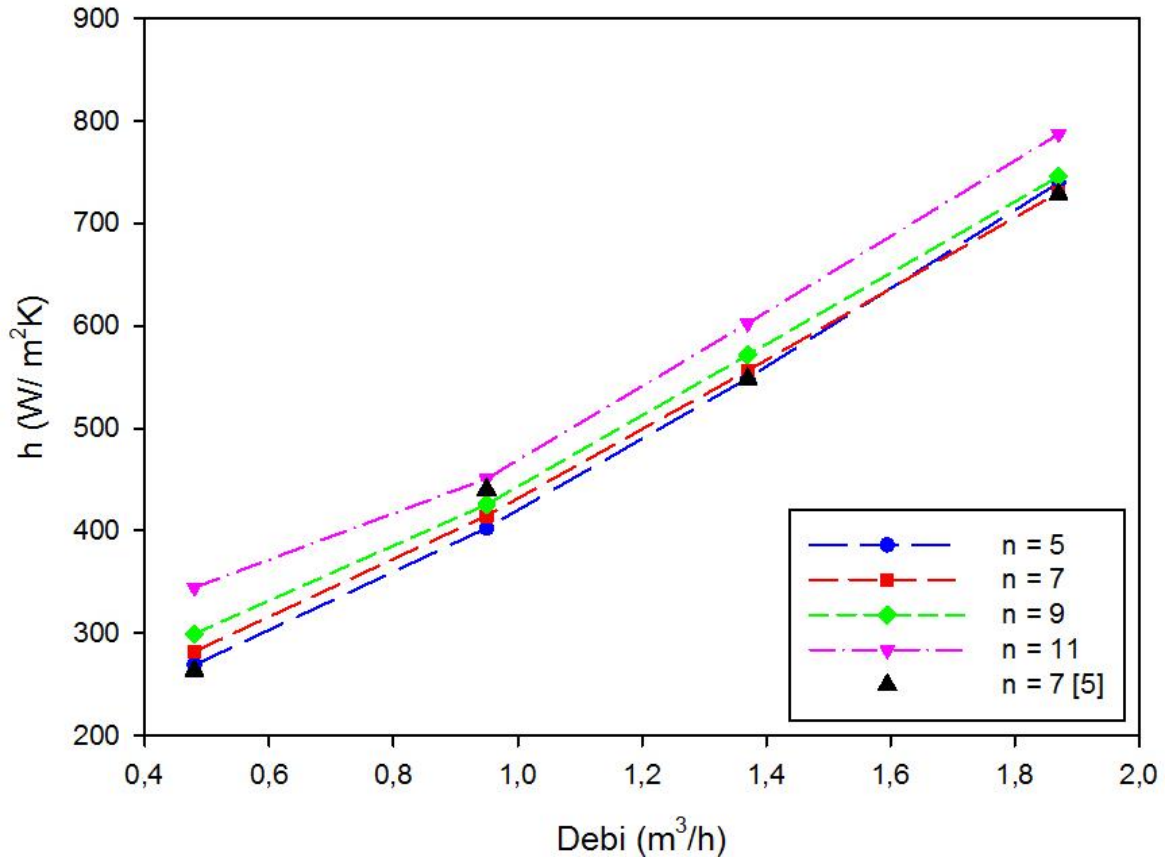


Şekil 7.10. Elde edilen bağıntının (Eş. 7.10) sayısal sonuçlar ve yapılan bir çalışmanın sonuçlarıyla karşılaştırılması



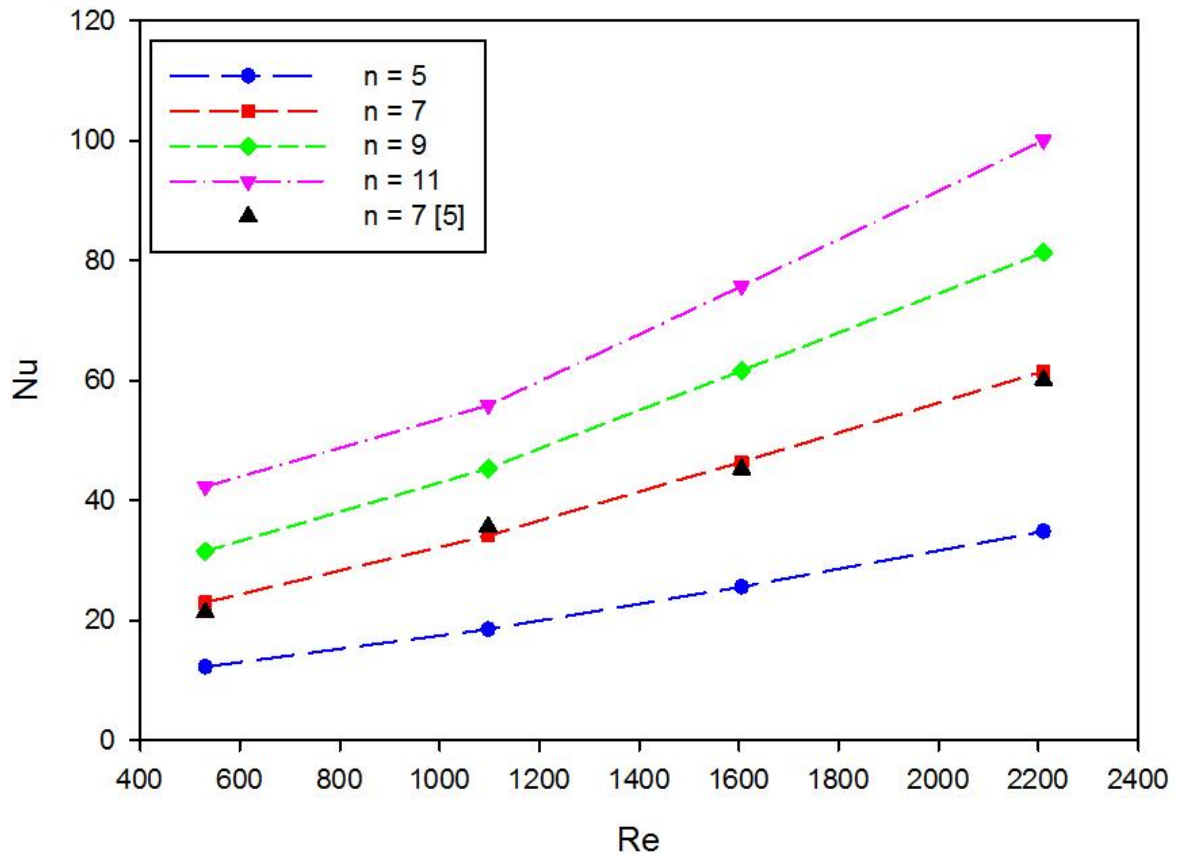
Şekil 7.11. Farklı debi (0,48- 1,87 m³/h) ve sıcaklıklarda (360–400 °C) farklı boru sayılarının (n = 5, 7, 9, 11 adet) ısı akısına etkisi

Eriyik tuzun ısı akısının farklı debilerde ($\dot{V} = 0,48- 1,87 \text{ m}^3/\text{h}$) ve sıcaklıklarda ($T_f = 360-400 \text{ °C}$) değişimini gösteren grafik Şekil 7.11’ de verilmiştir. Bu grafikte boru demeti yüzey alanı sabit tutularak farklı boru çaplarının ısı akısına etkisi görülmektedir. Gövde borulu ısı değiştiricisinde boru çapı azaldığında ısı akısı artmakta, boru çapı arttıkça ısı akısı azalmaktadır. Yapılan sayısal çalışma, literatürden alınan deneysel çalışmayla karşılaştırılmış ve minimum sapma % 2,37, maksimum sapma ise % 7,48 olarak bulunmuştur [5]. Aynı zamanda eriyik tuzun debisinin ve giriş sıcaklığının artmasıyla ısı akısının değerinin arttığı grafikten görülmektedir. Yapılan çalışmada boru sayısının 5’ e düşürüldüğünde ısı akısı 7 borulu bir ısı değiştiricisine göre % 8 azalmaktadır. Boru sayıları 9 ve 11’ e çıkarıldığı zaman ise ısı akısı artmaktadır.



Şekil 7.12. Farklı debi (0,48- 1,87 m³/h) ve sıcaklıklarda (360–400 °C) farklı boru sayılarının (n = 5, 7, 9, 11 adet) ısı transfer katsayısına etkisi

Eriyik tuzun ısı transfer katsayısının farklı debilerde ($\dot{V}$ = 0,48- 1,87 m³/h) ve sıcaklıklarda (T_f = 360–400 °C) değişimini gösteren grafik Şekil 7.12’ de verilmiştir. Bu grafikte boru demeti yüzey alanı sabit tutularak boru çaplarının ısı transfer katsayısına etkisi görülmektedir. Gövde borulu ısı değiştiricisinde boru çapı azaldığında ısı transfer katsayısı artmakta, boru çapı arttıkça ısı transfer katsayısı azalmaktadır. Yapılan sayısal çalışma, literatürden alınan deneysel çalışmayla karşılaştırılmış minimum sapma % 0,26, maksimum sapma ise % 8,58 olarak bulunmuştur. Aynı zamanda eriyik tuzun debisinin ve giriş sıcaklığının artmasıyla ısı transfer katsayısının arttığı grafikten görülmektedir. Yapılan çalışmada boru sayısının 5’ e düşürüldüğünde ısı transfer katsayısı 7 borulu bir ısı değiştiricisine göre % 5 azalmaktadır. Boru sayıları 9 ve 11’ e çıkarıldığı zaman ise ısı transfer katsayısı artmaktadır.



Şekil 7.13. Farklı Reynolds sayılarında (530–2210) ve sıcaklıklarda (360–400 °C) farklı boru çaplarının (n = 5, 7, 9, 11 adet) eriyik tuzun Nusselt sayısına etkisi

Eriyik tuzun Nusselt sayısının farklı Reynolds sayılarında ve sıcaklıklarda ($T_f = 360\text{--}400\text{ °C}$) değişimini gösteren grafik Şekil 7.13’ de verilmiştir. Bu grafikte boru demeti yüzey alanı sabit tutularak farklı boru çaplarının Nusselt sayısına etkisi görülmektedir. Gövde borulu ısı değiştiricisinde boru çapı küçüldüğünde Nusselt sayısı artmakta, boru çapı büyüdüğünde ise azalmaktadır. Yapılan sayısal çalışma, literatürden alınan deneysel çalışmayla karşılaştırılmış minimum sapma % 2,30 iken maksimum sapma ise % 8,10’ dur. Yapılan çalışmada boru sayısının 5’ e düşürüldüğünde Nu sayısı 7 borulu bir ısı değiştiricisine göre % 80 azalmaktadır. Boru sayıları 9 ve 11’ e çıkarıldığı zaman ise Nu sayısı ortalama % 70 artmaktadır.

Çizelge 7.1. Farklı türbülans modelleri için HAD analizi sonuçları

		CFD Analizi Sonuçları			
Türbülans Modelleri	Hacimsel Debi (m ³ /h)	Isı Akısı (kW/m ²)	Eriyik Tuz Çıkış Sıcaklığı (K)	Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Nu
k-epsilon standart	6	188,85	621,44	845,74	68,80
	12	204,64	626,83	917,71	74,66
	18	213,28	628,76	957,98	77,93
k-epsilon realizable	6	197,98	620,88	895,25	72,83
	12	210,52	626,65	948,72	77,18
	18	217,6	628,67	981,02	79,81
k-epsilon RNG	6	193,38	621,16	870,67	70,83
	12	206,9	626,75	929,43	75,61
	18	214,62	628,72	963,83	78,41
Spalart Allmaras	6	166,7	622,82	733,76	59,69
	12	191,45	627,23	849,79	69,13
	18	202,1	628,99	899,70	73,19
k- omega standart	6	173,04	622,42	765,71	62,29
	12	201,48	626,92	900,77	73,28
	18	217,32	628,7	978,81	79,63
k- omega SST	6	173,46	622,4	768,05	62,48
	12	202,16	626,9	904,42	73,57
	18	218,3	628,65	984,22	80,07

Çizelge 7.1'de farklı türbülans modellerinin ısı akısı, eriyik tuz çıkış sıcaklığı, ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayısı üzerine olan etkisi farklı hacimsel debi koşulları altında gösterilmiştir. Çözümlemelerde kullanılan bu model sonuçlarına bakıldığında $6\text{m}^3/\text{h}$ hacimsel debide k-epsilon realizable türbülans modelinin en yüksek ısı akısı ve neticesinde en yüksek Nusselt sayısını verdiği görülmüş, Spalart Allmaras türbülans modelinin en düşük ısı akısı ve neticesindeki hesaplamalarda en düşük Nusselt sayısına sahip olduğu belirlenmiştir. k-omega standart ve k-omega SST türbülans modelleri benzer sonuçlar vermektedir. Benzer koşul ve sonuçlar $12\text{ m}^3/\text{h}$ ve $18\text{ m}^3/\text{h}$ sonuçlarında da belirlenmiş; en yüksek Nusselt sayısı k-epsilon realizable türbülans modelinde elde edilmiştir.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan bu tez çalışmasında termal enerji depolama sistemlerinde kullanılmak üzere ısı transfer akışkanı olarak eriyik tuz kullanılan bir gövde boru tipi ısı değiştiricinin ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmaya ait sonuçlar ve bu sonuçlar neticesinde öneriler aşağıda sunulmuştur.

- Farklı boru çaplarının ısı akısına etkisi incelenmiş, gövde borulu ısı değiştiricisinde boru çapı azaldığında ısı akısı artmakta, boru çapı arttıkça ısı akısı azalmaktadır. Yapılan sayısal çalışma, literatürden alınan deneysel çalışmayla karşılaştırılmış ve minimum sapma % 2,37, maksimum sapma ise % 7,48 olarak bulunmuştur. Burada yapılan çalışmada boru çapının % 10 azalmasıyla ısı akısının ortalama % 4 artmaktadır. Aksi durumda ise boru çapının % 10 arttırılmasıyla ısı akısı ortalama % 4 azalmaktadır.
- Gövde borulu ısı değiştiricisinde boru çapı azaldığında ısı transfer katsayısı artmakta, boru çapı arttıkça ısı transfer katsayısı azalmaktadır. Yapılan sayısal çalışma, literatürden alınan deneysel çalışmayla karşılaştırılmış minimum sapma % 0,26, maksimum sapma ise % 8,58 olarak bulunmuştur. Burada yapılan çalışmada boru çapının % 10 azalmasıyla ısı transfer katsayısı ortalama % 4 artmaktadır. Aksi durumda ise boru çapının % 10 arttırılmasıyla ısı akısı ortalama % 3 azalmaktadır.
- Yapılan sayısal çalışma, literatürden alınan deneysel çalışmayla karşılaştırılmış minimum sapma % 2,30 iken maksimum sapma ise % 8,10' dur. Burada yapılan çalışmada boru çapının % 10 azalmasıyla Nu sayısı ortalama % 18 artmaktadır. Aksi durumda ise boru çapının % 10 arttırılmasıyla Nu sayısı ortalama % 10 azalmaktadır.
- Bu çalışmada aynı zamanda HAD analizlerinin sonuçları göz önünde bulundurularak Nusselt sayısı için bir bağıntı elde edilmiştir. Bu bağıntı analizi yapılacak olan ısı değiştirici ön hesaplama işlemlerinde kullanılabilir.
- Yapılan diğer bir çalışmada boru yüzey alanın sabit tutarak boru sayısının azaltılıp arttırılmasıdır. Boru sayısının 5' e düşürüldüğünde ısı akısı 7 borulu bir ısı değiştiricisine göre % 8 azalmakta, ısı transfer katsayısı % 5 azalmakta ve Nu sayısı ise % 80

azalmaktadır. Boru sayıları 7' den 9 ve 11' e çıkarıldığı zaman ise ısı akısı, ısı transfer katsayısı ve Nu sayısı artmaktadır.

- Diğer taraftan türbülanslı akış olması durumunda seçilebilecek türbülans modelleri analiz edilmiş, hangi türbülans modelinin eriyik tuz çıkış sıcaklığı, ısı akısı, ısı transfer katsayısı ve Nu sayısına etkileri incelenmiştir.
- Yapılan çalışma gövde borulu ısı değiştiricisinin saptırıcısız olarak incelendiği durum olduğu için saptırıcı kullanılıp ısı transferine etkileri incelenebilir.

KAYNAKLAR

1. Top, Y. (2010). *Gövde borulu ısı değıştiricisi tasarımı*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
2. Shah, R. K. and Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, USA: John Wiley & Sons.
3. Kakaç, S. and Liu, H. (2002). *Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design, 2nd Edition*, USA: CRC Press LLC.
4. Menéndez, R. P., Martínez, J. Á., Prieto, M. J., Barcia, L. Á. and Sánchez, J. M. M. (2014). A novel modeling of molten-salt heat storage systems in thermal solar power plants. *Energies*, 7, 6721-6740.
5. He, S., Lu, J., Ding, J., Yu, T. and Yuan, Y. (2014). Convective heat transfer of molten salt outside the tube bundle of heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 59, 9-14.
6. Weikl, M.C., Braun, K. and Weiss, J. (2014). Coil-wound heat exchangers for molten salt applications. *Energy Procedia*, 49,1054–1060.
7. Liu, Q., Bai, Z., Sun, J., Yan, Y., Gao, Z. and Jin, H. (2016). Thermodynamics investigation of a solar power system integrated oil and molten salt as heat transfer fluids. *Applied Thermal Engineering*, 93, 967–977.
8. Yu-ting, W., Bin, L., Chong-fang, M. and Hang, G. (2009). Convective heat transfer in the laminar–turbulent transition region with molten salt in a circular tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33, 1128–1132.
9. Lu, J., He, S., Ding, J., Yang, J. and Liang J. (2014). Convective heat transfer of high temperature molten salt in a vertical annular duct with cooled wall. *Applied Thermal Engineering*, 73, 1519–1524.
10. Tao, Y.B., He, Y.L. and Qu, Z.G. (2012). Numerical study on performance of molten salt phase change thermal energy storage system with enhanced tubes. *Solar Energy*, 86, 1155–1163.
11. Xiao, P., Guo, L. and Zhang, X. (2014). Investigations on heat transfer characteristic of molten salt flow in helical annular duct. *Applied Thermal Engineering*, 1-11.
12. Zipf, V., Neuhäuser, A., Bachelier, C., Leithner, R. and Platzer, W. (2015). Assessment of different PCM storage configurations in a 50 MWel CSP plant with screw heat exchangers in a combined sensible and latent storage – simulation results. *Energy Procedia*, 69, 1078 -1088.
13. Bin, L., Yu-ting, W., Chong-fang, M., Meng, Y. and Hang, G. (2009). Turbulent convective heat transfer with molten salt in a circular pipe. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, 912–916.

14. Chen, C., Wu, Y., Wang, S. and Ma, C. (2013). Experimental investigation on enhanced heat transfer in transversally corrugated tube with molten salt. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 47, 108–116.
15. Al-Abidi, A., Mat, S., Sopian K., Sulaiman, Y. and Mohammad, A. (2016). Heat Transfer Enhancement for PCM Thermal Energy Storage in Triplex Tube Heat Exchanger. *Heat Transfer Engineering*, 1–8.
16. Andrews, M. J. and Master, B. I. (2005). Three-Dimensional Modeling of a Helixchanger® Heat Exchanger Using CFD. *Heat Transfer Engineering*, 26, 22–31.
17. You, Y., Chen, Y., Xie, M., Luo, X., Jiao, L. and Huang, S. (2015). Numerical simulation and performance improvement for a small size shell-and-tube heat exchanger with trefoil-hole baffles. *Applied Thermal Engineering*, 89, 220–228.
18. Wu, Y., Chen, C., Liu, B., and Ma, C. (2012). Investigation on forced convective heat transfer of molten salts in circular tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39, 1550–1555.
19. Esapour, M., Hosseini, M.J., Ranjbar, A.A., Pahamli, Y. and Bahrampoury, R. (2016). Phase change in multi-tube heat exchangers. *Renewable Energy*, 85, 1017–1025.
20. Chang, C., Xu, C., Wu, Z.Y., Li, X., Zhang, Q.Q. and Wang, Z.F. (2015). Heat transfer enhancement and performance of solar thermal absorber tubes with circumferentially non-uniform heat flux. *Energy Procedia*, 69, 320 – 327.
21. Wu, Y., Liu, S., Xiong, Y., Ma, C. and Ding, Y. (2015). Experimental study on the heat transfer characteristics of a low melting point salt in a parabolic trough solar collector system. *Applied Thermal Engineering*, 89, 748–754.
22. Lin, L., Chen, Y., Wu, J., Guo, Y. and Dong, C. (2016). Performance of flow and heat transfer in vertical helical baffle condensers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 72, 64–70.
23. Ozden, E. and Tari, I. (2010). Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, 51, 1004–1014.
24. Kenisarin, M.M. (2010). High-temperature phase change materials for thermal energy storage. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 955–970.
25. Yang, Z. and Garimella, S. V. (2010). Molten-salt thermal energy storage in thermoclines under different environmental boundary conditions. *Applied Energy*, 87, 3322–3329.
26. Dincer, I. and Rosen, M.A., (2002). *Thermal energy storage: systems and applications*, England: John Wiley & Sons.

27. Demirci, M., (2015). *Güneş termik santrallerinde kullanılan bir parabolik güneş kolektörünün termal hidrolik analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
28. Vignarooban, K., Xu, X., Arvay, A., Hsu K. and Kannan, A. (2015). Heat transfer fluids for concentrating solar power systems – A review. *Applied Energy*, 146 383–396.
29. Kaçar, E. N. ve Erbay, L. B. (2013). Isı Değiştiricilerin Tasarımına Bir Bakış. *Mühendis ve Makina*, 54 (644), 14–43.
30. Kays, W. M. and London, A. L. (1984). *Compact Heat Exchangers*, USA: McGraw-Hill Book Company.
31. Tu, J., Yeoh, G.H. and Liu, C. (2008). *Computational Fluid Dynamics, A Practical Approach*, USA: Elsevier.
32. Cebeci, T., Shao, J.P., Kafyeke, F. and Laurendeau E. (2005). *Computational Fluid Dynamics for Engineers*, USA: Springer.
33. Çengel, Y. A., Cimbala, J. M. (2006). *Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları* (Çev. T. Engin, H. R. Öz, H. Küçük ve Ş. Çeşmeci). İzmir: Güven Bilimsel Yayınevi.
34. Patankar, S. V. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Washington: Hemisphere Publishing Corporation, 1-39.
35. ANSYS Inc. (2013). *Meshing User's Guide*, USA: ANSYS Inc., 127-141.
36. White, F.M., (2005), *Akışkanlar Mekaniği*, (Çev., K. Kırkköprü, E. Ayder), İstanbul: Literatür Yayıncılık.
37. Hoffman H.W., Cohen S.I., (1960). Fused Salt Heat Transfer, Part III: Forced Convection Heat Transfer in Circular Tubes Containing the Salt Mixture NaNO₂–KNO₃–NaNO₃, *ORNL-2433*.
38. Bergman, T.L., Incropera, F. P., DeWitt, D.P. and Lavine, A.S. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Seventh edition, USA: Wiley.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : SÖYLER, Mustafa
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 13.09.1991, Elbistan
 Medeni hali : Bekâr
 Telefon : 0 (328) 827 10 00
 Faks : 0 (328) 825 10 97
 e-mail : mustafasoyler@osmaniye.edu.tr



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	KTÜ /Makina Mühendisliği	2013
Lise	Mükrimin Halil Anadolu Lisesi	2008

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2015-Halen	Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Söyler, M. ve Aktaş, M. (Basımda). Isı Transferi Akışkanı Olarak Eriyik Tuz Kullanılan Bir Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricisinin Sayısal Analizi, *Gazi Üniversitesi Politeknik Dergisi*.

Hobiler

Yüzme, Tenis, Futbol.



GAZİ GELECEKTİR..