



**PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE ISI TRANSFERİNE VE PLAKA
ÖMRÜNE ETKİ EDEN PARAMETRELERİN ANALİZİ**

Burhan DEMİRCİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2021

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.

Burhan DEMİRCİ

...../...../.....

PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE ISI TRANSFERİNE VE PLAKA ÖMRÜNE ETKİ EDEN PARAMETRELERİN ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Burhan DEMİRCİ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2021

ÖZET

Eşanjör ya da ısı değiştirici, farklı sıcaklıklardaki en az iki akışkanı, birbirine karıştırmadan aralarında ısı aktarımını sağlayan cihazlardır. Plakalı ısı eşanjörleri ilk ticari uygulamalarından bu yana çok sayıda konut ve endüstriyel uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Ekipmanların istenilen performansta ve sistemin güvenilir çalışma sıcaklığında tutulabilmesi, sermaye yatırımı için enerji tasarrufu ve sistem ekonomisinin iyileştirilmesi, termal-hidrolik performansının artırılması çok önemlidir. Bu sebeple daha verimli yenilikçi tasarımlar yapma ihtiyacı doğmuştur. Bu çalışmada, literatürdeki tek fazlı akışkanlar kapsamında plakalı ısı değiştiricilerde gerekli olan ısı aktarımı için ısı transferine ve plaka ömrüne etki eden parametreler Klima, Isıtma ve Soğutma Enstitüsü (AHRI) standardı dikkate alınarak detaylıca incelenmiştir. Böylece ısı aktarımında verimliliğin daha da artırılması amaçlanarak sürdürülebilirlik hedeflenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre şevron açısı (β), ısı transferi ve basınç kaybında etkili parametredir. Şevron açısının artması yaklaşık olarak ısı transfer katsayısını 2,5 ile 2,8 kat, basınç kaybını ise 5 kat artırır. Plakalarda oluşturulan akış kanallarında, besleme debisinin artması şevron açısına bağlı olarak ısı transfer katsayısını 3 ile 7 katı arasında, basınç kaybının ise 4 ile 20 kat arasında artmasına neden olur. Sabit besleme suyu debisinde ve sabit şevron açısında kanal derinliğinin artması veya plaka adımının azalması, ısı transfer katsayısını %30'a, basınç kaybını ise 3 kata kadar artırır. Ortamdaki klor ve sülfür varlığı plaka korozyonunu hızlandıran ana unsurlardır. Bu nedenle aşınma ve kirlilik ısı transferini olumsuz etkileyen en önemli nedenlerin başında gelir. Akışkanın fiziksel ve kimyasal özelliği ise hem ısı transferini hem de plaka ömrünü etkileyen ortak parametredir. Isı transfer katsayısı ve izin verilen basınç kaybının yüksek olması daha düşük ısı transfer alanlarının oluşmasını sağlar. Bu durum tasarımı yapılan sistemin daha az plaka kullanılarak ve daha düşük ilk yatırım maliyeti ile çözülebilmesi anlamına gelir. Korozyon dayanımı yüksek malzemeler ise plaka ömrünü ve ilk yatırım maliyetini artırır. Plakalı ısı değiştiricilerde plaka malzemesinin cinsi ve kalınlığı, sahip olduğu geometrik yapı, plaka dizilimi ve akış yönlendirmesi, kirlenme ısı transferini etkilerken; imalat, tasarım ve uygulama hataları plaka ömrünü etkilen önemli faktörler olarak belirlenmiştir.

Bilim Kodu : 92807

Anahtar Kelimeler : Enerji, enerji verimliliği, plakalı ısı değiştirici, ısı transferi, ısı transfer katsayısı

Sayfa Adedi : 105

Danışman : Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

ANALYSIS OF PARAMETERS AFFECTING HEAT TRANSFER AND PLATE LIFE IN PLATE HEAT EXCHANGERS

(M. Sc. Thesis)

Burhan DEMİRCİ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2021

ABSTRACT

Heat exchangers are devices that provide heat transfer between at least two fluids at different temperatures without mixing them together. Plate heat exchangers have been widely used in many industrial applications since their first commercial applications. It is very important to keep the equipment at the desired performance and the reliable operating temperature of the system, to save energy for capital investment and to improve the system economy, and to increase the thermal-hydraulic performance. For this reason, the need to make more efficient designs has arisen. In this study, the parameters affecting the heat transfer and plate life for the heat transfer required in plate heat exchangers within the scope of single-phase fluids in the literature were examined in detail by considering the Air Conditioning Heating and Refrigeration Institution (AHRI) standard. Hence, sustainability is targeted by aiming to further increase efficiency in heat transfer. According to the results obtained, the chevron angle (β) is the effective parameter in heat transfer and pressure loss. Increasing the chevron angle increases the heat transfer coefficient approximately 2.5 to 2.8 times and the pressure loss 5 times. In the flow channels formed in the plates, the increase in the supply flow causes the heat transfer coefficient to increase between the 3 to 7 times and the pressure loss between the 4 to 20 times, depending on the chevron angle. Increasing the channel depth or decreasing the plate step at constant feed water flow and constant chevron angle increases the heat transfer coefficient up to 30% and the pressure loss up to 3 times. The presence of chlorine and sulfur in the environment are the main factors that accelerate plate corrosion. For this reason, wear and contamination are among the most important reasons that negatively affect heat transfer. The physical and chemical property of the fluid is a common parameter affecting both heat transfer and plate life. The high heat transfer coefficient and pressure loss provides the formation of lower heat transfer areas. This means that the designed system can be solved by using fewer plates and with a lower initial investment cost. Materials with high corrosion resistance increase plate life and initial investment cost. Plate heat exchangers plate type and thickness of the material, that has a geometric structure, the plate arrangement and flow routing, fouling affects heat transfer; manufacturing, design and implementation errors have been identified as important factors that affected the life of the plate.

Science Code : 92807

Key Words : Energy, energy efficiency, plate heat exchanger, heat transfer, heat transfer coefficient

Page Number : 105

Supervisor : Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren saygıdeğer hocam Sayın Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ'a ve yine kıymetli tecrübelerinden faydalandığım Gemak Gıda Endüstri Makinaları A.Ş.'deki çalışma arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim. Manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan ve sevgisini her zaman yanımda hissettiğim çok değerli aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xiv
RESİMLERİN LİSTESİ	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvii
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	3
3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN SINIFLANDIRILMASI	13
3.1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama.....	14
3.1.1. Doğrudan akışkan temaslı ısı değiştiricileri.....	14
3.1.2. Doğrudan akışkan temasının olmadığı ısı değiştiricileri.....	14
3.2. Isı Transfer Yüzeyinin Isı Geçiş Hacim Oranına Göre Sınıflama	14
3.3. Isı Transfer Akışkan Sayısına Göre Sınıflama.....	15
3.4. Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflama.....	15
3.4.1. Tek fazlı-tek fazlı akış	15
3.4.2. Tek fazlı-çift fazlı akış.....	15
3.4.3. İki tarafta da çift fazlı akış.....	15
3.4.4. Taşınım ve ışıınım ile birlikte ısı geçişi.....	16
3.5. Yapılarına Göre Sınıflama	16
3.5.1. Borulu ısı değiştiricileri	16

Sayfa

3.5.2. Plakalı ısı değıştiricileri	18
3.5.3. Rejeneratif ısı değıştiricileri	21
3.5.4. Kanatlı yüzeyli ısı değıştiricileri	22
3.5.5. Karıştırmalı kaplarda ısı değışimi	24
3.6. Akış Şekline Göre Sınıflama.....	25
3.6.1. Tek geçişli ısı değıştiricileri	25
3.6.2. Çok geçişli ısı değıştiricileri.....	26
4. CONTALI PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİ.....	27
4.1. Plakalı Isı Değıştiriciler.....	27
4.2. Plakalı Isı Değıştiricilerin Yapısı	27
4.3. Eşanjör Plakası Tipleri	28
4.3.1. Çift duvarlı plakalar	29
4.3.2. Geniş aralıklı plakalar	29
4.3.3. Yarı kaynaklı plakalar.....	30
4.4. Eşanjör Plaka Malzemesi	30
4.4.1. Paslanmaz çelik.....	30
4.4.2. Nikel.....	31
4.4.3. Titanyum.....	31
4.4.4. Grafit.....	32
4.5. Plakalı Isı Değıştirici Contası.....	32
4.5.1. NBR	32
4.5.2. EPDM	32
4.5.3. HNBR	32
4.5.4. FKM.....	32

	Sayfa
4.5.5. FEPM.....	33
4.5.6. Q.....	33
4.5.7. CR.....	33
4.5.8. PTFE	33
4.6. Plakalı Isı Değiştiricilerin Kullanım Alanları	33
4.6.1. Isıtma, Soğutma ve Havalandırma	34
4.6.2. Enerji.....	35
4.6.3. Endüstri.....	36
4.6.4. Gıda ve hijyenik uygulamalar	36
4.6.5. Denizcilik	37
4.7. Plakalı ve Gövde-Boru Tipi Eşanjörlerin Karşılaştırması	37
4.8. Plakalı Isı Eşanjör Montajı.....	38
5. PLAKALI ISI EŞANJÖR TASARIMINDA HESAP YÖNTEMİ.....	39
5.1. Isı Transferi Teorisine giriş.....	39
5.1.1. Toplam ısı transfer katsayısı (U).....	39
5.1.2. Efektif sıcaklık farkı	39
5.1.3. Termal performans.....	41
5.2. Tasarım Kriterleri	43
5.2.1. Plaka geometrisi	43
5.2.2. Basınç düşümü denklemi.....	45
5.2.3. Film ısı transfer verimi	47
5.2.4. Sürtünme faktörü.....	48
5.2.5. Termal performans faktörü.....	54
5.2.6. Kesme gerilimi	55

Sayfa

5.2.7. Kirlenme direnci.....	56
5.2.8. Tasarım güvenliği (marj).....	57
6. PLAKALI ISI EŞANJÖR TASARIMINDA SEÇİM KRİTERLERİ ...	59
6.1. Kapasitenin Belirlenmesi	59
6.2. Debi İhtiyacı	59
6.3. Sıcaklık Rejimleri.....	60
6.4. Basınç Kayıpları	60
6.4.1. Basınç kayıplarının eşanjöre etkisi	60
6.4.2. Basınç kayıplarının pompaya etkisi	60
6.5. Plaka tipinin belirlenmesi	61
6.6. Conta tipinin belirlenmesi.....	61
6.7. Bağlantı Tipi	62
6.8. Basınç dayanımı	62
6.9. Tasarım Güvenliği.....	63
7. PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE ISI TRANSFERİNE ETKİ EDEN PARAMETRELER.....	65
7.1. Akış Tipi	65
7.1.1. Laminer akış	66
7.1.2. Türbülanslı akış.....	66
7.2. Akışkanın Özelliği	67
7.3. Plaka Yapısı	67
7.4. Sıcaklık Yaklaşımı ve Basınç Kaybı.....	69
7.5. Eşanjör Tipi.....	70
7.5.1. Tek geçişli tasarım	70
7.5.2. Çok geçişli tasarım.....	71

	Sayfa
7.5.3. Plaka kombinasyonu	72
7.6. Kirlenme.....	72
7.6.1. Biyolojik	74
7.6.2. Büyük birikintiler.....	74
7.6.3. Çökelme.....	74
7.6.4. Kireçlenme	74
7.6.5. Yanma.....	74
7.7. Korozyonun ısı transferine etkisi	75
8. PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE PLAKA ÖMRÜNE ETKİ EDEN PARAMETRELER.....	77
8.1. Isı Eşanjörlerinde Korozyon Nedenleri.....	77
8.1.1. İmalat hataları.....	78
8.1.2. Tasarım hataları.....	78
8.1.3. Uygulama hataları	78
8.2. Isı Eşanjörlerinde Korozyon Tespiti	79
8.3. Isı Eşanjörlerinde Karşılaşılan Korozyon Türleri	79
8.3.1. Tek tip korozyon	80
8.3.2. Çukur korozyonu.....	80
8.3.3. Çatlak korozyonu	81
8.3.4. Gerilme korozyonu	81
8.3.5. Erozyon korozyonu.....	82
8.3.6. Taneler arası korozyon	83
8.3.7. Galvanik korozyon.....	83
8.3.8. Seçici süzdürme	83
8.3.9. Hidrojen hasarı	84

Sayfa

8.3.10. Mikrobiyolojik kaynaklı korozyon	84
8.4. Isı transferinin korozyona etkisi	85
9. BULGULAR.....	87
10. SONUÇ VE ÖNERİLER	93
KAYNAKLAR	95
ÖZGEÇMİŞ	105

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Paslanmaz çelik plakalara eklenen elementler.....	31
Çizelge 5.1. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü korelasyonları için örnekler	49
Çizelge 5.2. Bazı endüstriyel akışkanların tasarım kirlenme direnci	57
Çizelge 7.1. Çeşitli metallerin ve metal oksitlerin ısı iletkenliği	75
Çizelge 9.1. Plakalı ısı değıştircilerde ısı transferine etki eden parametreler	87
Çizelge 9.2. Plakalı ısı değıştircilerde plaka ömrüne etki eden parametreler	90

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Isı değıştircilerde sınıflandırma	13
Şekil 3.2. Isı değıştircilerde boyutlandırma	14
Şekil 3.3. Gövde-boru tipi ısı değıştircisi parçaları	18
Şekil 3.4. Spiral eşanjör plakası ve çalışma yapısı	19
Şekil 3.5. Lehimli eşanjör ve iç yapısı	20
Şekil 3.6. Çok geçişli lehimli eşanjör	21
Şekil 3.7. Döner rejeneratör tipi ısı değıştircisi	22
Şekil 3.8. Plaka kanatlı ısı değıştirci şekli	23
Şekil 3.9. Borulu kanatlı ısı değıştirci eşitleri	24
Şekil 4.1. Contalı plakalı eşanjörü oluşturan parçalar	28
Şekil 4.2. Çift katmanlı plaka	29
Şekil 4.3. Yarı kaynaklı plaka.....	30
Şekil 5.1. CPIE’de 20 ve üzeri plaka için tek geçişli/çok geçişli sistemlerde sıcaklık farkı düzeltme faktörü.....	40
Şekil 5.2. Contalı plakalı ısı eşanjöründe geometrik parametreler	43
Şekil 6.1. Farklı eşanjör bağlantıları	62
Şekil 6.2. Fazla marj ile seçilmiş eşanjörün termal görüntüsü	63
Şekil 7.1. Laminer akış	66
Şekil 7.2. Türbülanslı akış	66
Şekil 7.3. Düşük NTU değeri.....	69
Şekil 7.4. Yüksek NTU değeri	69
Şekil 7.5. Karşıt ve paralel akışlı eşanjörün temsili grafiği	70
Şekil 7.6. Çok geçişli eşanjör dizilimi	71

Şekil	Sayfa
Şekil 8.1. Korozyonun yorgunluk davranışı üzerindeki etkisi	81
Şekil 8.2. Deniz suyunun akış hızının karbon çeliğinin korozyon hızına etkisi	82
Şekil 8.3. Biyofilmin korozyon hızı üzerindeki etkisi	84

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 3.1. Düz borulu gövde-boru tipi ısı değiştirici.....	16
Resim 3.2. Spiral borulu ısı değiştiricileri	17
Resim 3.3. Kanatlı boru tipi ısı değiştirici	24
Resim 4.1. Geniş aralıklı plaka	29
Resim 6.1. Eşanjör plakası	61
Resim 6.2. Eşanjör contası	62
Resim 7.1. Düşük teta açılı plaka.....	68
Resim 7.2. Yüksek teta açılı plaka	68
Resim 7.3. Düşük teta açılı dizilim.....	68
Resim 7.4. Yüksek teta açılı dizilim	68
Resim 7.5. Akışkanı iyi yönlendirilemeyen plaka.....	73

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
A_x	Kanal akış alanı, m ²
Al_p	Tek levhaya ait yansıtılmış ısı transfer alanı, m ²
a	Korelasyon katsayısı
b	Ortalama kanal boşluğu, mm
bf	Orantılılık katsayısı, 1/Pa.s
cp	Özgül ısı, J/kg.K
C_{1,2}	Isıl kapasite debisi, W/K
D_h	Kanal eşdeğer hidrolik çapı, m
D_p	Port bağlantı çapı, m
F	Sıcaklık düzeltme faktörü
f	Fanning sürtünme katsayısı
G_c	Kanallardaki akışkanın kütle akısı, kg/m ² s
G_p	Portlardaki akışkanın kütle akısı, kg/m ² s
h_i	İç yüzey ısı iletkenlik değeri, W/m ² .K
h_d	Dış yüzey ısı iletkenlik değeri, W/m ² .K
j	Calburn faktörü
k	Isı iletim katsayısı, W/m.K
K_p	Film ısı transfer korelasyon sabiti
K_e	Yerel çıkış kayıp katsayısı
K_c	Yerel giriş kayıp katsayısı
L_c	Sıkıştırılmış plaka demeti uzunluğu, m
L_g	Plaka genişliği, m
L_u	Plaka uzunluğu, m
L_p	Efektif plaka uzunluğu, m
L_w	Efektif plaka genişliği, m
L_v	Portlar arası levha uzunluğu, m
L_h	Port merkezleri arası levha genişliği, m

Simgeler	Açıklamalar
M	Marj oranı, %
N_t	Akış boyu iç plaka sayısı
Nu	Nusselt sayısı
NTU	Isı transferi/geçiş birim sayısı
N_{cp}	Toplam plaka sayısı, adet
p	Plaka adımı
Pr	Prandtl sayısı
P_c	Akış yönünde ondülasyon adımı, m
P_y	Plaka ondülasyon adımı, m
P_w	Islak yüzey alanı, m ²
R	Düzeltilme faktörü sıcaklık oranı
R_g	Evrensel gaz sabiti, 8.314 J/mol.K
Re	Reynolds sayısı
R_f	Kirlenme direnci, m ² .K/W
St	Stanton sayısı
t	Plaka kalınlığı, mm
T_{1g,ç}	Soğuk akışkanın giriş, çıkış sıcaklığı, °C
T_{2g,ç}	Sıcak akışkanın giriş, çıkış sıcaklığı, °C
T_s	Yüzey sıcaklığı, K
U	Toplam ısı transfer katsayısı, W/m ² .K
U_t	Temiz şartlarda ısı transfer katsayısı, W/m ² .K
U_s	Çalışma şartlarda ısı transfer katsayısı, W/m ² .K
Q̇	Birim zamandaki ısı transferi, W
Z	Düzeltilme faktörü sıcaklık oranı
ΔP	Toplam basınç düşümü, Pa
ΔP_i	Giriş basınç kaybı, Pa
ΔP_d	Duvar basınç kaybı, Pa
ΔP_ç	Çıkış basınç kaybı, Pa
α	Yüzey alanı yoğunluğu, m ² /m ³
ε	Etkenlik katsayısı
γ	Moody sürtünme faktörü
β	Şevron açısı, °

Simgeler**Açıklamalar**

μ	Girişteki dinamik viskozite, Pa.s
μ_w	Çıkıştaki dinamik viskozite, Pa.s
λ	Ondülasyon katsayısı
λ_f	Kirlenme birikintisi termal iletkenlik, W/m.K
ρ	Yoğunluk, kg/m ³
φ	Yüzey genişleme faktörü
φ_d	Kirlenme biriktirme oranı
σ	Geçiş daralma oranı
τ_w	Duvardaki kesme gerilimi, N/m ² (Pa)
δ	Kirlenme kalınlığı, mm
ψ	Duvardaki sürtünme basınç kaybı, N/m ²

Kısaltmalar**Açıklamalar**

AHRI	Klima, Isıtma ve Soğutma Enstitüsü
PID	Plakalı Isı Değiştirici
LPID	Lehimli Plakalı Isı Değiştirici
CPIE	Contalı Plakalı Isı Eşanjörü
ÇKD	Çukur Korozyon Direnci
LOSF	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı
TPF	Termal Performans Faktörü
GBS	Isı Transferi Geçiş Birim Sayısı

1. GİRİŞ

Plakalı ısı eşanjörleri ilk ticari uygulamalarından bu yana çok sayıda konut ve endüstriyel uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Artan nüfus yoğunluğu birlikte hayatımıza giren çok katlı ve yüksek yapılarda, özellikle yurt, hastane, spor kompleksi, otel, konut ve sanayide; kullanım sıcak suyu eldesi, yerden ısıtma sistemleri, havuz ısıtması, mahal soğutma sistemleri konfor açısından önemlidir. Ayrıca jeotermal ve termik santraller, güneş enerji sistemleri, buhar ve atık enerji kaynaklarında ısı geri kazanım uygulamaları, kimyasal uygulamalar, gıda, ilaç sanayisi, havacılık ve denizcilik sektörü gibi pek çok yerde çok çeşitli uygulamalarda plakalı eşanjör kullanımı mevcuttur.

Isı transferi, sıcaklık farkı olan bir ortam içinde veya ortamlar arasında, yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru bir enerji aktarımıdır. Isı transferi iki şekilde yapılabilir. Doğrudan ısı transferi sıcak ve soğuk akışkanın fiziksel olarak birbirine karıştığı durumdur. Dolaylı ısı transferinde ise sıcak ve soğuk akışkan birbirlerinden ayrı tutulur. Isı genellikle bir tür metalden yapılmış duvar vasıtasıyla taşınım ve iletim ile aktarılır. Plakalı ısı eşanjörlerinde, oluşturulan oluk kanallardan akan akışkanlar, conta veya kaynak vasıtasıyla birbirleriyle karışmaksızın oluşan sıcaklık farkından dolayı, istenilen ısı transferi gerçekleştirilir.

Bu çalışmada, enerji sistemlerinde kullanılan plakalı ısı değiştiricilerde ısı transferine ve plaka ömrüne etki eden parametreler incelenerek tasarım ve işletmede önemli olan bilgilerin araştırmacılara sunulması amaçlanmıştır. Böylece hem enerji verimliliği sağlamada hem de işletme süreçlerinde ısı transferi, plakalı ısı değiştiriciler ve plaka ömrü açısından araştırılmıştır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Bu tez çalışması kapsamında çalışmalar taranmıştır. Bu bölüm kapsamında plakalı ısı değiştiriciler iki ana başlık altında incelenmiştir; ısı transferi ve plaka ömrü. Yapılan çalışmalar sonucunda ısı transferinde plaka geometrisi, plaka ömründe ise akışkan özelliği en etkili parametre olduğu görülmüştür. Plakalı ısı değiştiriciler için literatürde ısı transferine etki eden parametrelere dair çok sayıda çalışma yapılmış olup, bu başlık altında bu çalışmalar paylaşılmıştır.

Zhang ve diğerleri (2019) çalışmasında, zikzak şeklinde geometrik parametrelerin plakalı ısı eşanjörlerinin performansı üzerindeki etkilerine, pasif yüzey tekniklerine ve nanoakışkanların kullanımına odaklanarak plakalı ısı eşanjörlerinde ısı transferi geliştirme tekniklerinin uygulanmasına ilişkin önceki çalışmaların kapsamlı bir incelemesini sunmuşlardır. İncelemelerinde, şevron tipi plakalı eşanjör için beta açısının, tek fazlı ısı transferindeki akış yapılarını değiştirerek en etkili geometrik parametre olduğunu göstermişlerdir. Beta açısı, iki fazlı ısı transferinde konveksiyon ile karakterize edilen ısı transfer bölgeleri üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Performans değerlendirme kriterlerine dayanan bir analize göre, farklı geometrik parametreler ve geliştirme teknikleri ile yapılan çalışmaların termal-hidrolik performanslarının genellikle düşük Reynolds sayılarında daha yüksek olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, inceleme ve analizlerinde, kapsül tipi kabartma yüzeyinin ve mikro gözenekli bir katmana sahip yüzeyin, sırasıyla tek fazlı ve iki fazlı ısı transferinde en yüksek performansı gösteren geliştirme teknikleri olduğunu belirtmişlerdir. Sonuç olarak geometrik parametre değerlerinin $\beta=30-60^\circ$, $\gamma=0,071-0,5$ ve $\eta=1,17-1,29$ aralığında artırılmasının termal-hidrolik performansın iyileştirilmesine olumlu katkı sağladığını belirtmişlerdir. İyileştirme teknikleri arasında, kapsül tipi kabartma yüzeyi, 2,1'lik maksimum performans değerlendirme kriterine sahip olduğu ve nanoakışkanlar ile ilgili olarak, %1 Al_2O_3 -su nanosüspansiyonu, 600 Reynolds sayısında 1,9 olan maksimum performans değerlendirme kriterini göstermişlerdir [1].

Jamil ve diğerleri (2020), termal tuz giderme sistemlerinde ön ısıtıcı olarak kullanılan contalı plakalı ısı değiştiricilerin çeşitli çalışma koşullarında termal-hidrolik performansını araştırmak için sayısal bir model geliştirmişlerdir. İlk olarak, sonuçları deneysel verilere göre karşılaştırıp ve daha sonra giriş parametrelerinin etkisini incelemişlerdir.

Sonuç olarak, akış hızı ve plaka teta açısının plakalı ısı değiştiricilerde ısı transferi katsayısı ve basınç düşüşü için çok önemli parametreler olduğunu belirtmişlerdir. Düşük beta açısı yüksek basınç kaybı yarattığı için birim basınç düşüş oranı başına ısı transfer katsayısında azalma meydana geldiği ve tuzluluğun performansını etkilemediğini göstermişlerdir. Kirlenme faktörünün ise kritik olduğunu ve maliyeti önemli ölçüde etkilediğini belirtmişlerdir [2].

Tabares ve diğerleri (2019) çalışmalarında, contalı plakalı ısı eşanjörlerinin bazı operasyonel konfigürasyonları için termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına dayanan bir performans analizi yapmışlardır. Bunun için, dağıtılmış U diferansiyel modelini çözmek için uyarlanabilir sönümlü sekant çekim yöntemi kullanılarak 40 tane simülasyon yapmışlardır. Her iki akışkan da oda sıcaklığının üstünde ve altında olduğunda ve en az bir sıvı oda sıcaklığına geçtiğinde ısı ve ekserji aktarım etkinliği, boyutsuz entropi üretimi, entropik potansiyel kaybı ve enerji verimliliği indeksi hesaplamışlardır. Ek olarak, dört soğuk sıvı giriş portu konfigürasyonu incelemişlerdir. Sonuç olarak, ters akışta ekipmandaki sonlu sıcaklık farkının etkisiyle paralel akış konfigürasyonlarından daha iyi performansa sahip olması ve aynı geometri için sıvılar oda sıcaklığının üzerinde olduğunda daha yüksek ısı transfer birimine (NTU) ulaştığını bildirmişlerdir [3].

Pelliccione ve diğerleri (2019), çalışmalarında deniz suyu ile soğutma uygulamasında kullanılan titanyum plakalı ısı eşanjörünün arızasının analizini yapmışlardır. 126.000 saatlik çalışmadan sonra düşük termal etkinlik sorunu ortaya çıkmış ve sistemi ekipman inceleme için kapatmışlardır. Arıza mekanizmalarını ve nedenlerini tanımlamak için görsel inceleme, optik emisyon spektroskopisi (OES) ile kimyasal analiz, metalografi, fraktografi, 3D lazer tarama ve sonlu eleman stres analizi metotlarını kullanmışlardır. Görsel incelemede, plaka üzerinde delikler tespit etmişlerdir. Sonuç olarak çalışma periyotlarından kaynaklanan mekanik yorgunluk nedeniyle plakaların arızalandığını tespit etmişlerdir [4].

Song ve diğerleri (2020), çok yüksek sıcaklıklı ısı pompalarında kullanılmak üzere bir borulu-plakalı ısı eşanjörü üzerinde çalışmışlardır. Çalışmada, R-245fa'nın buharlaşma ısı transfer karakteristikleri, doyma sıcaklığı, kütle akısı, ısı akısı, ortalama buhar kalitesi ve sıvı yönü değiştirilerek analiz etmişlerdir. Deneyleri 60-80°C'lik yüksek sıcaklıklar altında gerçekleştirmişlerdir. Buharlaşma ısı transfer katsayısı 70°C doyma sıcaklığında zirveye ulaştığını, ayrıca ortalama buhar kalitesindeki artışla birlikte, özgül hacim ve buhar hızındaki

artışlara bağlı olarak iki fazlı sürtünme basıncı düşüşü arttığını belirtmişlerdir. Doyma sıcaklığındaki artışla birlikte, sıvı viskozitesi, buhara özgül hacim ve buhar hızındaki düşüşler nedeniyle iki fazlı sürtünme basıncı düşüşü azaldığını ve iki fazlı sürtünme basıncı düşüşü, hız ve türbülans etkisindeki artışlar nedeniyle kütle akışı ile arttığını ifade etmişlerdir. Sonuç olarak kütle akışı ve ortalama buhar kalitesi arttıkça buharlaşma ısı transfer katsayısı artarken, ısı akışı arttıkça büyük buhar parçacıkların plakalarla temas etmesini engellediği için azaldığını, buna bağlı olarak da basınç düşüşü arttığını belirtmişlerdir [5].

Jiang ve diğerleri (2020) çalışmalarında, plakaların aynı tarafında simetrik olarak dağılmış ve akış yönüne 45° 'lik bir açı yerleştirilmiş kapsül hücrelerden oluşan yeni bir tür ısı değiştirici tasarımı yapmışlardır. Isı transferi artışı ve kapsül geometrilerinin etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Kapsülleri ters yönde dönen girdaplar fikrine dayanarak oluşturmuşlardır. Kanallarda oluşan karşı dönen girdapların sınır tabakasını bozduğunu ifade etmişlerdir. Nusselt sayısı ve kirlenme faktörü kapsül geometrilerinin etkileri dikkate alınarak korelasyonlar geliştirmişlerdir. Elde edilen bu tasarımın standart plakalarda bulunan V tipi kanal tasarımlarından daha yüksek enerji verimliliği olduğunu göstermişlerdir [6].

Tao ve diğerleri (2020) araştırmalarında, amonyak (NH_3) yoğunlaştırmasında kullanılan plakalı ısı eşanjörünün akış modellerini görselleştirerek, ısı transfer katsayılarını ve sürtünme basıncı düşüşünü ölçümlemleri yapmışlardır. Görselleştirme deneylerini 20-100 kgm^2/s arasında gerçekleştirmişlerdir. Tam film akışı büyük kütle akışlarında ve düşük buhar kalitesinde ara kütle akışlarında gerçekleşirken, kısmi film akışı küçük kütle akışlarında ve orta kütle akışlarında yüksek buhar niteliklerinde meydana geldiğini bildirmişlerdir. Isı transferi ve sürtünme basıncı düşüşü deneylerini, 21~78 kgm^2/s kütle akışlarında, 0,05-0,65 ortalama buhar niteliği ve 630-930 kPa doymuş basınçta yapmışlardır. Buhar kalitelerinin ısı transferi ve sürtünme basıncı düşüşü üzerinde önemli etkilerinin olduğu ve test edilen aralıklarda kütle akılarının sürtünme basıncı düşüşü üzerindeki etkisi yüksek iken ısı transferi üzerinde orta düzeyde olduğunu bildirmişlerdir [7].

Tang ve diğerleri (2020), çukurlu düz bir kanalda R134a'nın basınç düşüşü ve ısı transferini araştırmak için bir test düzeneği kurmuşlardır. Deneyleri 102,2 ila 205 kgm^2/s kütle akışında, 2,3 ila 9,3 kW/m^2 ısı akışında, 349,8 ila 488,4 kPa basınç ve 0,05 ila 0,95 buhar kalitesi arasında gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlar sürtünme basıncı gradyanının artan buhar kalitesi

ve kütle akısı ile arttığını, basınç artışı ile azaldığını ve ısı akısının sürtünme basıncı üzerinde çok az etkisi olduğunu ifade etmişlerdir. Akışkanın ısı transfer katsayısı önce hafifçe azalır ve daha sonra nükleas kaynama ısı transferi ve konvektif buharlaşma ısı transferinin birleşik katkılarına belirtilen buhar kalitesinde önemli ölçüde artırdığını belirtmişlerdir. Test edilen buhar kalitesi bölgesinde herhangi bir kurutma gözlemlenmemişlerdir. Akış kaynama ısı transfer katsayısı, artan kütle ve ısı akısı ile gözle görülür bir şekilde artarken, basınçtaki artış sadece düşük buhar kalitesi bölgesinde akış kaynama ısı transfer katsayısını çok az artırdığını bildirmişlerdir. Normal kanallar için korelasyonlar ile yapılan karşılaştırmalara göre, çukurlu düz kanalın sürtünme basıncı gradyanının 3,9 ila 8,3 katı ve ısı transfer katsayısının 1,3 ila 3 katı olduğunu göstermişlerdir [8].

Hara ve diğerleri (2019), statik veya dinamik karıştırıcılar kullanan ısı transferi geliştirme cihazları olan ve olmayan türbülanslı sürüklenmeyi azaltan yüzey aktif madde çözeltisi akışı için bir ekserji transfer analizi sunmuşlardır. Isı transferi ve basınç düşümü ölçümleri, eş merkezli borulu bir ısı eşanjörü ile 297,7-298,2 K giriş sıcaklığında gerçekleştirmişlerdir. Analizdeki ortam sıcaklığını, bir soğutma sistemi varsayımıyla 288,2 K olarak baz almışlardır. Deney aralığını Reynolds $1,0 \times 10^4$ ila $4,2 \times 10^4$ sayısında gerçekleştirmişlerdir. Önerilen rastgele bir Nusselt için verimi sağlayan akış performans eğrisi, viskoelastik akışkanda Newtoniyen akışına kıyasla akışkan taşıma mesafesinden bağımsız olarak küçük olduğunu ve belirli Reynolds sayıları ve akışkan taşıma mesafelerinde ısı transferini iyileştirme cihazlarının kurulumunun enerji tasarrufu üzerinde olumlu bir etkiye sahip olduğunu göstermişlerdir. Su akışına yüzey etken maddesi eklenmesi, ısı transferinin azalması sebebiyle Nusselt sayısını azalttığını ve ekserji transfer verimini artırdığını, yüksek Reynolds sayılarında orta derecede akışkan taşıma mesafesinde sürüklemenin azalması sayesinde maksimum %9,3 oranında verim sağladığını belirtmişlerdir [9].

Yu ve diğerleri (2020) çalışmalarında, serbest akış koşulları altında düz bir plakaya ısı transferi üzerindeki titreşimsel uyarılma yetersizliğinin etkilerini incelemek için teorik modelleme ve doğrudan simülasyon için Monte Carlo yöntemleri kullanmışlardır. Gaz molekülü-yüzey çarpışması ile enerji transferinin mikroskobik süreci analiz etmiş ve titreşim enerjisi yerleşiminin dengesizlik derecesini karakterize etmek için bir kriter uygulamışlardır. Bu kritere dayanarak, ısı transfer performansının tahmini için analitik bir formül elde etmişlerdir. Isı akısının azalmasının, titreşim dengesine kıyasla %18 kadar yüksek olabileceği göstermişlerdir [10].

Aminuddin ve Zubair (2020) çalışmalarında, harici ısı transferine tabi tutulan yüksek hızlı akışlı ısı eşanjörlerinde kinetik enerji değişimi açısından performans analizi yapmışlardır. Analitik çözümü, ters operatörler yöntemi kullanılarak elde etmişlerdir. Bunları, sabit kinetik enerji sistemi ve mükemmel yalıtılmış koşullar için uygun sınırlarda belirtilen ifadelerle karşı doğrulamışlardır. Sıcak akıştaki kinetik enerji bozulması, geleneksel ısı eşanjörü etkinliğini aşan performansı artırdığını ifade etmişlerdir. Kinetik-thermal enerji oranı ve boyutsuz karakteristik uzunluk sabiti için her biri sıcak taraftaki birliğe eşit, dengeli çalışma altındaki terminal etkinliği karşı akış düzenlemesi için %136 ve harici ısı yükü yokluğunda paralel akış için %82 olduğunu belirtmişlerdir. Dengesiz akış için, daha yüksek ısı kapasitesi oranı, sıvıdaki kinetik enerji değişikliğinin etkinlik üzerinde daha az etkisi olduğunu ve ortam ile termal etkileşimin kriyojenik sistemin sıcak akım etkinliği üzerinde genellikle zararlı bir etkisi olduğunu bildirmişlerdir. Bununla birlikte, belirli koşullar altında performansın, kinetik enerji bozulmasının neden olduğu sıvı sıcaklığındaki artışın çevreye ısı kaybını arttıracak şekilde gelişebileceğini ifade etmişlerdir [11].

Mangrulkar ve diğerleri (2019) çalışmalarında, son gelişmeler ve bunların ısı eşanjörünün termal performansını iyileştirmeye yönelik potansiyel etkenler hakkında bir inceleme yapmışlardır. Dikey bir doğrultuda iki sıvı olması durumunda ısı değişimini içeren özel bir tip çapraz akışlı ısı eşanjörü tasarımı yapmışlardır. Isı eşanjörü genellikle tüpler veya silindirler boyunca / üzerinde soğuk sıvı ile birlikte sıcak sıvı taşıyan birkaç silindirden oluşan ve ayrıca, ısı aktarım hızını arttırmak ve ek türbülans oluşturmak için delta kanatçıklarıyla birlikte tüp kesitinde ek kanatçıklar içermektedir. Ayrıca, çapraz akışlı ısı eşanjörlerinde pasif tekniklerin uygulanması pompalama gücü gereksinimini önemli ölçüde artırdığını ifade etmişlerdir [12].

Pelliccione ve diğerleri (2019) çalışmalarında, ilk aşama sıkıştırmadan sonra bir ara soğutucu görevi olarak çalışan alüminyum bronzdan üretilen ısı eşanjör borularının arıza analizini sunmuşlardır. Soğutma tarafı tüplerin içinden deniz suyu geçirmişlerdir. Araştırmada görsel muayene, kimyasal analiz, metalografi, sertlik testi, taramalı elektron mikroskop analizi ve termal-hidrolik değerlendirmeyi kullanmışlardır. Analiz edilen tüpün alüminyum içeriği tasarım spesifikasyonu ile tanımlanan maksimum değerden daha yüksek olduğunu ve yüksek alüminyum içeriği, tüpün iç yüzeyinden faz oluşumunu arttırdığını ifade etmişlerdir. Tüplerin, daha yüksek sıcaklıklar ve daha düşük deniz suyu hızları olan bölgelerde birikinti korozyonu sebebiyle deformasyona uğradığını belirtmişlerdir [13].

Ishaque ve diğerleri (2020), kısmi yük çalışma koşullarına bağlı olarak ısı değiştirici tasarımının ısı pompası performansı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Her bir dış ısı eşanjörü tasarımı (dikdörtgen, silindirik ve yamuk) için yüz hız profillerini 10 farklı çalışma koşulunda hesaplamak için 3B sayısal analiz yapmışlardır. Isı değiştirici devreleri, ısı değiştirici yüzey hızı dağılımları dikkate alınarak ve mevsimsel ısı pompası performansları, değiştirilmiş ısı değiştirici tasarımı ile hesaplamışlardır. Modifiye edilmiş bir ısı eşanjörü tasarımı ile maksimum %7,07 mevsimsel performans artışı elde etmişlerdir. Analiz sonuçlarına göre, ısı eşanjörünün üst kısmındaki daha yüksek hava hızı ile etkileşime giren daha küçük soğutucu akışkan devrelerinin yıllık sistem performansını daha da artırabileceğini ve hava tarafı akışının yanlış dağıtılması, soğutucu akışkan yolu tasarımını, ısı eşanjörü performansını ve sistem performansını önemli ölçüde etkileyebileceğini belirtmişlerdir [14].

Bahiraei ve diğerleri (2020) araştırmalarında, bir kare kanal içindeki iki ısı transferi geliştirme yaklaşımı olarak balıksırtı şekilli ve nano akışkanın aynı anda kullanılmasının ikinci yasa özellikleri üzerindeki etkilerini araştırmayı amaçlamışlardır. Bu amaçla, kapsamlı entropi üretimi ve ekserji tahribatı analizleri, 45° V şeklindeki zikzaklarla güçlendirilmiş kanaldan bakır-su nano akışı için iki fazlı karışım tekniğinin yardımıyla gerçekleştirmişlerdir. İlk olarak, 45° ve 60° beta açıları arasında bir karşılaştırma yapmış, burada daha düşük entropi üretimi gösterdiğinden 45° 'nin üstün olduğunu belirtmişlerdir.

Bakır (Cu) nano parçacıkları ana nano parçacıklar olarak kullanıp, Gümüş (Ag) nano parçacıkları ihtiva eden nano akışkanlar, farklı nanoparçacık malzemeler arasında karşılaştırma yapmak için 0,01 ve 0,03'lük iki hacim fraksiyonunda simüle etmişlerdir. Balıksırtı açısı ve yüksekliği dahil konfigürasyonunun etkileri, üç balıksırtı açısı ve üç balıksırtı yüksekliği kullanılarak değerlendirilmişlerdir. Hacim fraksiyonu arttıkça toplam entropi üretimi ve toplam ekserji yıkımının azaldığı, böylece 5 mm'lik plaka derinliği için hacim fraksiyonu 0,03 oranında arttığında toplam entropi üretimi ve toplam ekserji yıkımında yaklaşık %31,85 azalma olduğunu, böylece, ikinci kanun verimliliği aynı durumda %15,64 oranında arttığını belirtmişlerdir. Sonuçlar hem daha fazla plaka derinliği hem de daha küçük beta açısı kullanmanın daha düşük ekserji yıkımı gösterdiğini ve ikinci yasa verimliliğini arttırdığını ifade etmişlerdir [15].

Promvonge ve diğerkleri (2020) alışmalarında, V kanatçıklı bant ile yerleştirilmiş borulu bir ısı eşanjöründe ısı transferi artırımı üzerine deneysel ve sayısal bir araştırma sunmuşlardır. Isı transferi/Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) üzerindeki etkilerini, V ucu yukarı akış ve aşağı akış olarak iki kanatçık düzenlemesi, üç bağıl kanatçık yüksekliğı ($b/D=0,1, 0,15$ ve $0,2$), dört bağıl kanatçık eğimi ($P/D=0,5, 1,0, 1,5$ ve $2,0$) ve tek bir beta açısına ($\alpha=30^\circ$) göre incelemişlerdir. Hava, türbölanslı bir akış rejiminde homojen bir duvar ısı akısına sahip tüpe Reynolds sayısı 4,200 girmiş ve 25,800'e çıktığını belirtmişlerdir. Ayrıca yeni bir termal performans geliştirme faktörü (TEF) belirtmişlerdir. Deneysel sonuçlara göre, $b/D=0,5$ için en yüksek f ve Nu'yu verdiğini göstermişlerdir. $b/D=0,2$ ve $P/D=0,5$, sırasıyla yaklaşık 3,8 ve 18,8 kat maksimum Nu ve f'ye sahipken, $b/D=0,5$ ve $P/D=1$ olanı, sırayla V yukarı V aşağı için yaklaşık 1,99 ve 2,02 en yüksek TEF'i verdiğini ifade etmişlerdir [16].

Pääkkönen ve diğerkleri (2012) alışmalarında, düz plakalı bir ısı değıştiricinin laboratuvar ölçekli bir düzeneğinde kirlenme oranını incelemişlerdir. Sonuçların doğırluğunu belirsizlik analizi ile analiz etmiş ve kirlenme mekanizmasını üzerindeki etkilerini bulmak için farklı işletim parametrelerinin kristalizasyon kirlenmesi üzerindeki etkileri incelemişlerdir. Yüzey kristalizasyonunun, büyük ölçüde sıcaklığa bağıl yüzey entegrasyon adımı tarafından kontrol edildiğini belirtmişlerdir. Sabit ilk duvar sıcaklığında akış hızının arttırılması kirlenme oranını düşürmüş, bu da kütle transferinin bu koşullarda yüzey kristalleşme kirlenme süreçlerini kısıtlamadığını, ancak duvardaki kesme kuvvetleri akış hızı olduğıunda kristallerin yüzeye yapışmasını engelleyebileceğini göstermişlerdir [17].

Canbulat (1996) alışmasında, ısı eşanjörü borularındaki kirecin %10 asetik asit solüsyonu ile temizlenmesi ve sıyırma işleminden sonra asitteki Ca konsantrasyonunun ölçülmesinden oluşan bir ölçüm yöntemi geliştirmiştir. Tekrarlanabilirliğı test etmek için 7 adet, fiziksel su arıtma cihazını test etmek için 2 adet ve çinkonun etkisini test etmek için 2 adet olmak üzere toplam 11 test gerçekleştirmiştir. Kimyasal farklılıklar, özellikle kalsiyum konsantrasyonu değışiklikleri sebebiyle borular ve farklı deneyler arasında tekrar üretilebilirlik sağılanamadığını ifade etmiştir [18].

Tahir ve Saleem (2007) alışmalarında, kimyasalların eşanjörlerdeki kireleri çözme etkinliğini incelemişlerdir. Bunun için 5 farklı güçte 4 farklı asit çözeltisi kullanmışlardır.

Sonuç olarak, oda sıcaklığında belirli bir zamanda çözmek için %5 HCl çözeltisinin en etkili olduğunu belirtmişlerdir. Sülfürik asit, test koşulları altında çok zayıf kireç çözme özellikleri gösterdiği ve kireç birikintilerini çözme etkinliği sırası $HCL > HNO_3 > HCOOH > H_2SO_4$ şeklinde olduğunu bildirmişlerdir. Hidroklorik asit, çözünme hızına bağlı olarak HNO_3 ile karşılaştırıldığında sirkülasyon süresinde %30-50 tasarruf sağlayabileceğini ifade etmişlerdir [19].

Arsenyeva ve diğerleri (2013) çalışmalarında, proses parametrelerinin plakalı ısı değiştirici (PID) kanallarında kirlenme üzerindeki etkilerini incelenmişlerdir. Kirlenme direncinin zamanla nasıl değiştiğini açıklamak için bir denklem önermişlerdir. Eşik koşulları için duvar kayma gerilmesi, duvar sıcaklığı ve tuz içeriğini baz almışlardır. Kirlenme birikme oranı ifadesini, PID için yeni bir modelde kullanılmak üzere tekrar uyarlamışlardır. Literatürde yayınlanan deneysel verilerle karşılaştırarak önerilen modelle iyi bir uyum olduğunu ifade etmişlerdir [20].

Kazi ve diğerleri (2015) çalışmalarında, kalsiyum karbonatın ısı eşanjörü yüzeylerinde kirlenme davranışının araştırılması ve kirlenmenin azaltılması üzerinde durmuşlardır. Kirlenme çözeltisinin konsantrasyonu, ısıtma yüzeyinin sıcaklığı, malzeme türü ve katkı maddelerinin kullanımı gibi değişken parametrelerle test numunelerindeki kirlenme oranı gözlemlemişlerdir. Kalsiyum karbonat çözeltisi kullanılarak bir dizi deneyler yapmışlardır. Farklı ısı değiştirici malzeme yüzeyleri için kirlenme oranını, kirlenme dirençleri ve ısı transfer hızı belirlemişlerdir. Testi, çözeltinin çeşitli konsantrasyonlarında gerçekleştirmişlerdir. Bu araştırmaların sonucunda, çözeltiye arap zıncı katkı maddesinin eklenmesi çökelme oranını geciktirdiği ve kirlenme direnci gelişimi, yüzey ısı iletkenliği, yüzey sıcaklığı ve çözelti konsantrasyonunun bir fonksiyonu olduğunu belirtmişlerdir [21].

Lee ve diğerleri (2014) çalışmalarında, PID'lerde kirlenme direncini $CaSO_4$ konsantrasyonu, akış hızı, çözelti, sıcak su giriş sıcaklıkları ve plakanın şevron açısına göre analiz etmişlerdir. Ayrıca PID'lerin asimptotik kirlenme direnci ve asimptotik kirlenme süresi, PID'lerin çalışma ve geometrik koşullarını değiştirerek analiz etmiş ve kristalleşme kirlenme direnci için yeni bir korelasyon geliştirmişlerdir. Sonuçları %4,8'lik mutlak sapma ile doğrulamışlardır. Contanın yakınındaki durgun akış nedeniyle contanın yakınında $CaSO_4$ kristalleşmesi oluştuğunu belirtmişlerdir.

Yüzey sıcaklığındaki artışa bağlı olarak çözelti akışı PID'in çıkış bölgesine doğru ilerledikçe yüzeydeki kirlenme kalınlığı arttığı ve artan yüzey sıcaklığına bağlı reaksiyon hızındaki artış nedeniyle oluk açısının artması ile asimptotik kirlenme direnci ve asimptotik kirlenme süresi azaldığını belirtmişlerdir [22].

Varlıca (2018) çalışmasında, ev tipi kombinin 5 yıllık çalışmasını 5-7 gün içerisinde hızlandırılmış olarak tamamlayarak çalışma sonunda elde edilen veriler inceleyip kombinin 3,5 ve 10 yıllık çalışması gerçekleştirerek çalışma sonucunda ısı değiştiricisi kesilerek oluşan kireçlenme değişimini incelemiştir. AlSi₁₀Mg malzemeli ısı değiştiricisi baz alarak kireçlenme sebepleri, kireçlenmenin gaz tüketimi ve baca gazına etkisi, kireç temizliği ve kireçlenmeyi önlemek için filtrasyon metodu gibi konuları değerlendirmiştir. Eşanjör giriş çıkışına yerleştirilen pompalarla basınç kaybı takibi yaparak kirecin eşanjör plakalarını kapladığı ve basınç farkının arttığını belirtmiştir. Hem su içerisinden hem de ısı değiştiricisi yüzeyinden ölçüm imkânı veren daldırma tip NTC sensörler kullanmıştır. Buna göre kombi su sıcaklığı 80°C ayarlandığı zaman ısı değiştiricisi yüzey sıcaklığının tasarım koşullarından yaklaşık 20°C üstünde olduğu gözlemlenmiştir. Kirecin etkisinden dolayı kombinin tam yükte değil de modülasyon yüklerinde çalışmasına sebep olduğu belirtmiştir. Eşanjörlerdeki kireçlenme sebebiyle zararlı gazlarda da artış olduğunu kanıtlamıştır. Yaptığı test esnasında da test edilen eşanjör 9. yılda kullanılamaz hale gelerek yenisiyle değişim yapılmak zorunda kalındığını ifade etmiştir [23].

Duru ve Çalışkan (2012) çalışmalarında, kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin indirgenebileceği en küçük simetrik parçanın, çeşitli parametre değişimlerinin basınç düşümüne ve kapasiteye etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Yapılan analizden sonra, boru çapı, borular arası mesafe, kanat uzunluğu, kanat genişliği ve giriş debi değeri parametre olarak tanımlanmış ve bu parametrelerin basınç düşümü ve ısı transferi üzerindeki etkisini incelemişlerdir [24].

Büyükaşık (2020) çalışmasında, yeni nesil plaka geometrisi üzerinde çalışma yaparak literatürdeki bazı geometrilere göre daha verimli olduğunu ifade etmiştir. Analizlerin yapılması için Ansys Fluent yazılımı kullanmıştır. 70 farklı hesaplama yapmış ve en iyi geometri seçilerek farklı Reynolds sayıları için inceleme yapmıştır. Radiuslu ve keskin kenarlı geometrileri karşılaştırmıştır.

0,7 dalga şiddetinde en yüksek keskin kenar ve Radiuslu kenar için Nusselt değeri sırasıyla 10,92 ve 11,1 olduğunu, her iki geometride Nusselt sayısının dalga şiddeti ile %20-%25 oranında arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca sürtünme faktörünün de dalga şiddeti ile ve iç boşluk ile doğru orantılı olduğu belirtmiştir. Tüm sonuçlar düşünüldüğünde ise en iyi geometrinin 0,3 dalga şiddeti ve 0,7 iç boşluğa sahip geometrinin olduğunu belirtmiştir [25].

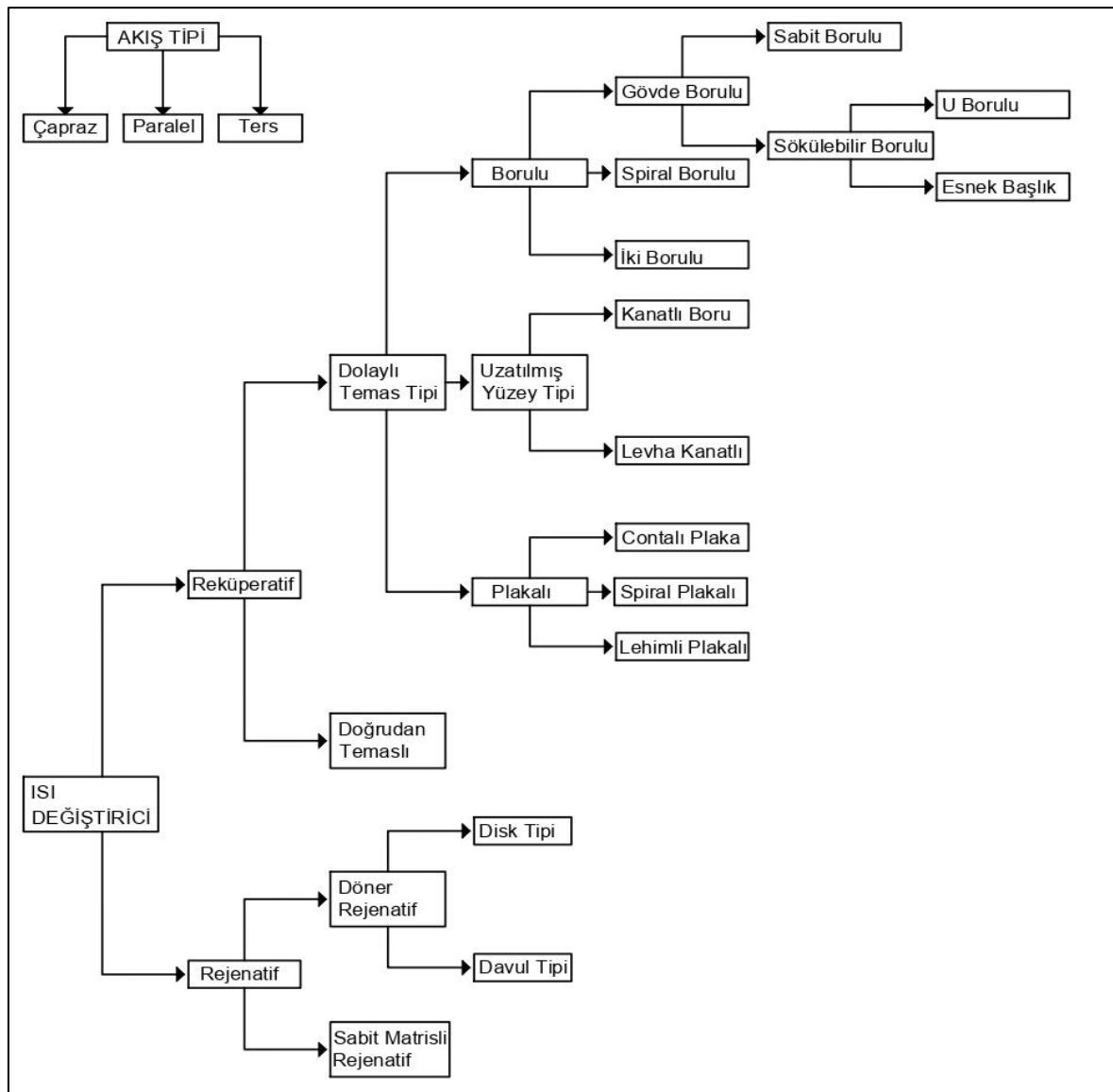
Literatürde plakalı ısı değiştiriciler için yapılan çalışmalar genel olarak üç başlık altında toplandığı görülmüştür; plakaların yapısı, kirlenme ve korozyon. Fakat, plaka yapısı ve kirlenme ısı transferi kapsamında korozyon ise plaka ömrü olarak incelenmiş ve uygulanan tüm ısı transferi yaklaşımları sıvının tez fazlı akışkan olarak ve etkin ısıtma yüzey alanı üzerinde homojen dağıldığı varsayılmıştır.

Bu tez çalışması kapsamında plakalı ısı değiştiricilerde türbülanslı akış modeli için ısı transferi yaklaşımının, akışın dağılımına etki eden parametrelerden bağımsız olmadığı açıklanmaya çalışılmıştır. Endüstriden elde edilen veriler literatür ile desteklenerek ısı transferi ve basınç kaybı için en uygun tasarım geometrisinin belirlenmesi hedeflenmiştir.

3. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN SINIFLANDIRILMASI

Plakalı ısı eşanjörleri, konstrüksiyon, ısı transfer prosesi, yüzey yoğunluğu, akış tipi (gaz-gaz, gaz-sıvı, sıvı-sıvı, gaz-iki fazlı), geçiş çeşitliliği, akışkan fazları, ısı transfer düzeneği nedeniyle birçok farklı şekilde sınıflandırma yapılabilir. Ayrıca, yapım türü ve işlev bakımından da kategorize edilebilir.

Şekil 3.1’de ısı değıştirciler için sınıflandırma yapılmıştır.



Şekil 3.1. Isı değıştircilerde sınıflandırma [26]

3.1. Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama

Isı değiştiricileri, akışkanların doğrudan veya dolaylı temaslı olmasına göre ikiye ayrılır. Doğrudan ısı transferi sıcak ve soğuk akışkanın fiziksel olarak birbirine karıştığı durumdur. Dolaylı ısı transferinde ise sıcak ve soğuk akışkan birbirlerinden ayrı tutulur. Isı genellikle bir tür metalden yapılmış duvar vasıtasıyla taşınım ve iletim ile aktarılır [27].

3.1.1. Doğrudan akışkan temaslı ısı eşanjörleri

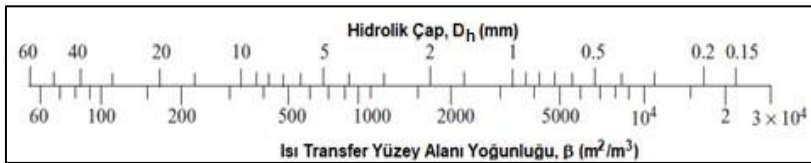
Bu tip ısı değiştiricilerinde farklı sıcaklıklarda bulunan iki veya daha fazla akışkanlar ya da en az bir akışkan ile bir katı madde birbirleri ile fiziksel olarak karışır. Bu tip ısı değiştiricileri soğutma kuleleri, jet veya sprej yoğunlaştırucularda, buhar akümülatörleri, klima santralleri, karışım odaları veya banyo bataryaları vb. örnek verilebilir.

3.1.2. Doğrudan akışkan temasının olmadığı ısı eşanjörleri

Bu tip ısı değiştiricilerinde ise ısı, ilk önce sıcak akışkandan iki akışkanı ayıran bir yüzeye geçer. Daha sonra bu yüzeyden soğuk akışkana iletilir. Bu ısı değiştiricileri kendi aralarında yüzeyli, dolgu maddeli ve akışkan yataklı ısı değiştiricileri olarak üç grupta incelenebilir.

3.2. Isı Transfer Yüzeyinin Isı Geçiş Hacim Oranına Göre Sınıflama

Kompakt ve kompakt olmayan olarak ikiye ayrılır. Kompakt ısı eşanjörleri hem ağırlıktan ve hacimden avantaj sağlaması hem de daha esnek bir projelendirme olanakları sağladığı için kompakt olmayan ısı eşanjörlerine göre tercih edilirler [27]. Eş. 3.1'e göre yüzey alanı yoğunluğu, $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ üzeri kompakt, eşit veya altında ise kompakt olmayan ısı eşanjörleri olarak sınıflandırılır [28]. Şekil 3.2.'de ısı değiştiricilerde boyutlandırma görülmektedir.



Şekil 3.2. Isı değiştiricilerde boyutlandırma [26]

$$\alpha = \text{Isı Geçiş Yüzey Alanı (m}^2\text{)} / \text{Isı Değiştirici Hacmi (m}^3\text{)} \quad (3.1)$$

3.3. Isı Transfer Akışkan Sayısına Göre Sınıflama

Endüstride birçok uygulamada, ısı değiştiricilerinde genellikle iki akışkan arasındaki ısı transferi göz önüne alınır. Buna karşılık az da olsa bazı kimyasal işlemlerde, soğutma tekniğinde, havanın ayrıştırılmasında, hidrojenin saflaştırılması ve sıvılaştırılması gibi olaylarda üç akışkanlı ısı değiştiricileri uygulamaları da mevcuttur. Üç ve daha fazla akışkan ile çalışan ısı değiştiricilerinin teorik analizleri oldukça karmaşık olup bu nedenle tasarımları zordur [29].

3.4. Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflama

Bu sınıflama ısı değişimindeki akışkanların hangi fazda olduğuna göre yapılır. Akışkanlar sıvı veya gaz gibi tek fazda olabildiği gibi çift fazda da olabilirler.

3.4.1. Tek fazlı-tek fazlı akış

Isı eşanjörlerinin her iki tarafında tek fazlı akışkan bulunan ve ısı transferinde bir pompa veya fan ile sirküle edilerek zorlanmış taşınım ya da yoğunluk farkından meydana gelen doğal taşınım olabilir. Akışkanlar ısı değiştiriciye girdikleri fazda ısı değiştiricisinden çıkarlar. Oda ısıtıcıları, buhar kazanı ekonomizörleri, hava ısıtıcıları, taşıt radyatörleri ve hava soğutmalı ısı değiştiricileri örnek uygulamalardır [30].

3.4.2. Tek fazlı-çift fazlı akış

Bu tip ısı değiştiricilerinin bir taraflarında zorlanmış ve tek fazlı akış, diğer tarafında kaynamakta veya yoğunlaşmakta olan iki fazlı bir akış vardır. Örnek olarak termik santrallerin yoğunlaştırucuları, soğutma sistemlerinin yoğunlaştırucusu veya buharlaştırıcısı gösterilebilir.

3.4.3. İki tarafta da çift fazlı akış

Bu tip ısı eşanjörlerinin bir devresinde buharlaşma, diğer devresinde yoğunlaşma işlemi vardır. Genellikle hidrokarbon damıtımında, yüksek basınçlı buhar sayesinde alçak basınçlı buhar elde edilmesinde, su püskürtmeli yoğunlaştırucular ve su püskürtmeli buharlaştırıcılarda kullanılır.

3.4.4. Taşınım ve ısıtım ile birlikte ısı geişı

Özellikle bir devresinde yüksek sıcaklıkta gaz dolaşan ısı eőanörlerinde hem taşınım hem de ısıtım ile ısı transferi birlikte gerçekleşir. Yüksek sıcaklıkta çalışan dolgu maddeli rejeneratörler, fosil yakıtlı ısıtıcılar, buhar kazanları ve piroliz ocakları bu tip ısı eőanörlerine örnek olarak verilebilir [27].

3.5. Yapılarına Göre Sınıflama

Isı değiştiricileri genellikle konstrüksiyon özelliklerine göre karakterize edilirler.

3.5.1. Borulu ısı değiştiricileri

Bu tip ısı eőanörleri genellikle dairesel kesitli borulardan meydana gelse de eliptik ve dikdörtgen borulu olanları bulunmaktadır. Akışkanlardan biri borunun içinde, diğer akışkan ise borunun dışında bulunur. Borulu eőanörlerde boru çapı, sayısı, uzunluğu, merkezleri arası mesafe ve boru dizilimi deęiőebilir ve yüksek basınç altında çok rahat kullanılabilir. Bu tip ısı değiştiricileri dört grupta altında incelenir [28].

Düz borulu ısı değiştiricileri

Endüstride en basit şekilde sistem genellikle eş eksenli iki borudan yapılır. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken, diğer akışkan borunun dışından akar. Akışkanların akış yönleri paralel veya ters akışlı tasarlanabilir. Bakım ve temizliği kolay olduğundan, kirletici akışkanlar için ideal bir tercihtir. Küçük boru çaplarında, çok yüksek basınçlara çıkılabilir. Maliyet nedeniyle, ısıtma yüzeyi 20 m² değerinden daha büyük yapılamaz [26]. Resim 3.1.'de Düz borulu gövde-boru tipi ısı değiştirici görölmektedir.



Resim 3.1. Düz borulu gövde-boru tipi ısı değiştirici

Spiral borulu ısı değiştiricileri

Bir ya da daha fazla borunun spiral olarak şekil verilmesiyle ve bu boruların dışında bulunan bir depodan meydana gelir. Soğutma sistemlerinde kondenser veya evaporatör olarak da kullanılabilir. Düz borulara kıyasla spiral boruların ısı transfer katsayısı daha yüksektir. Isıl genleşmelerden kaynaklı gerilme korozyon problemleri bu eşanjörlerde yoktur. İmalatı basit ve ucuz olmasına rağmen bakımı zordur. Boru çapı depo çapının $1/30$ 'u, helis adımı olarak da boru çapının yaklaşık iki katı alınırsa en ideal tasarım yapılır [31]. Resim 3.2.'te bulunan spiral borulu ısı değiştiricileri, soğutma sistemlerinde, havuz ve depolarda sıcaklık kontrolünde kullanılır.



Resim 3.2. Spiral borulu ısı değiştiricileri

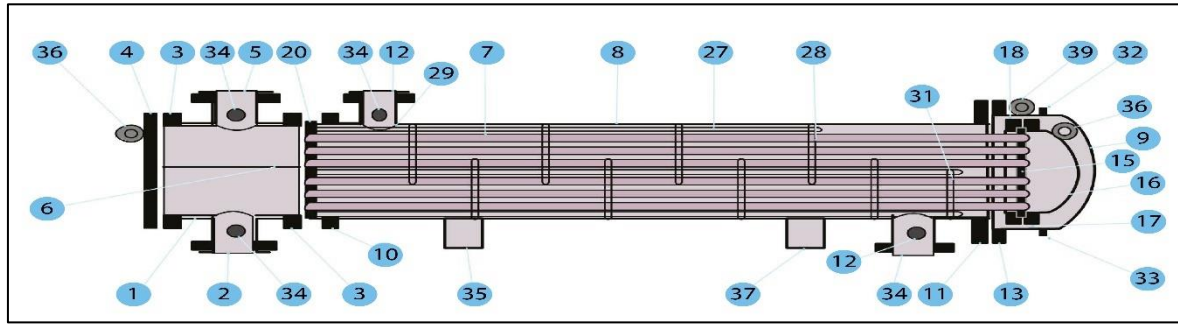
Gövde-borulu ısı değiştiricileri

Bu eşanjörler, silindirik bir gövde içinde birbirine paralel bulunan borulardan meydana gelir. Akışkanlardan biri içerdeki borudan, diğer akışkan ise bu boruların dışından akar. İşletme kolaylıkları ile geniş bir çalışma basıncı aralığı sebebiyle kullanım sahası yaygındır. Petrol rafinelerinde, termik santrallerde, kimya endüstrisinde, nükleer santrallerde ve güç santrallerinde ön ısıtıcı olarak kullanılır [32].

Bu eşanjörlerde kullanılan boru çapları 10 mm ile 57 mm arasında değişir. Genellikle daha uygun projelendirilmeye imkân sağladığından, 16 mm ile 25 mm arasında boru çapı tercih edilir. Boru içindeki akışkanın basıncına ve korozyon oranına göre boru et kalınlığı hesaplanır.

Gövde-borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan boru boylarının, standart olacak şekilde seçilmesi, imalat kolaylığı açısından uygundur. Gövde çapının 5-10 katı olarak boru boylarının seçilmesi, pratik açıdan uygun sonuçlar vermektedir.

Gövde-borulu ısı değıştircilerde boru demeti eşkenar üçgen, kare veya döndürölmüş üçgen ve kare şeklinde yapılabilir. Üçgen ve döndürölmüş kare düzenlemeleri, kare düzenlemeye göre daha büyük ısı transfer katsayıları vermesine rağmen, bunlardaki basınç kayıpları biraz daha büyüktür. Borulu eşanjör tasarımlarımda boru eksenleri arasındaki uzaklığın, boru dış çapının 1,25 katı seçilmesi tavsiye edilmektedir [26]. Şekil 3.3.'te gövde-boru tipi ısı değıştircisi parçaları görölmektedir.



1 Sabit Kafa-Kanal	14 Genleşme Bağlantısı	27 Bağlanma Çubukları ve Boşluklar
2 Sabit Kafa-Başlık	15 Kayar (Gezer) Boru Aynası	28 Şaşırtma veya Destek Levhaları
3 Sabit Kafa-Flanşlı Kanal	16 Kayar (Gezer) Kafa Kapağı	29 Giriş Şaşırtma Levhası (Perde)
4 Kanal Kapağı	17 Kayar (Gezer) Kafa Flanşı	30 Boyuna Şaşırtma Levhası (Perde)
5 Sabit Kafa Girişi	18 Kayar (Gezer) Kafa Arka Tertibatı	31 Bölme
6 Sabit Boru Aynası	19 Segman	32 Havalık Bağlantısı
7 Borular	20 Arka Flanş	33 Boşaltma Bağlantısı
8 Gövde	21 Kayar (Gezer) Kafa Kapağı	34 Ölçme Aleti Bağlantısı
9 Gövde Kapağı	22 Kayar (Gezer) Boru Aynası Gömleği	35 Destek
10 Gövde Flanşı-Sabit Ön Taraf	23 Salmastra Kutusu Flanşı	36 Kaldırma Halkası
11 Gövde Flanşı-Arka Taraf	24 Salmastra	37 Destek
12 Gövde Girişi	25 Salmastra Baskı Halkası	38 Savak
13 Gövde Kapağı Flanşı	26 Fener Halkası	39 Sıvı Seviyesi Bağlantısı

Şekil 3.3. Gövde-boru tipi ısı değıştircisi parçaları [33]

Özel gövde-borulu ısı değıştircileri

Bu eşanjörler imalat yönünden klasik borulu ısı değıştircilere benzemesine rağmen, kullanım alanına göre özel imal edilirler. Çeşit olarak korumalı veya grafit gövdeli ısı değıştirci modelleri bulunmaktadır.

3.5.2. Plakalı ısı değıştircileri

Günümüzde sıkça tercih edilen bu tip ısı eşanjörlerinde akış, üzerinde oluklu kanallar bulunan ince yassı metal plakalarla ayrılmıştır. Bu yüzey üreticiye göre farklı formlardan oluşmaktadır. Contalı olanlar borulu tip gibi yüksek basınç ve sıcaklığa uygun değildir. İnce film, contalı plakalı, spiral borulu, lehimli olmak üzere dört grupta incelenir.

İnce film ısı değıştircileri

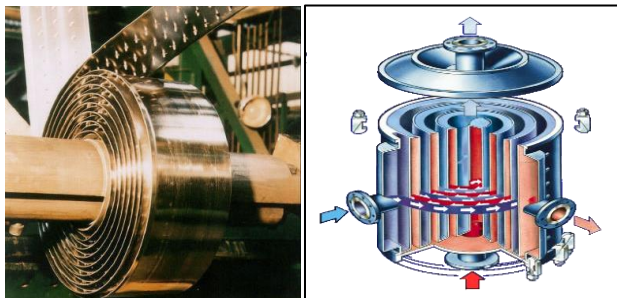
İnce film ısı değıştircileri, yüksek viskoziteli ve sıcaklığa duyarlı maddelerin ısıtılmasında veya soğutulmasında önemli bir yer tutmaktadır. Eşanjörler arasında hızlı tepki süresi ve yüksek ısı transfer katsayılarına sahip olmaları sayesinde, endüstride çoğu zaman buharlaştırıcı olarak da tercih edilmektedirler.

Contalı plakalı ısı değıştircileri

Akışkanları oluklu veya dalgalı formlarda plakalar ile ayıran ince metallere basılarak elde edilir. Metal plakalar arasında contalar vardır. Plakalar arası boşluklardan akışkanlar akar. Isı transferi bütün plaka yüzeyi boyunca olur. Kolaylıkla temizlenebildikleri için her türlü endüstride geniş kullanım alanları vardır. Üretici modellerine göre kadar plaka ilave edilerek yüzey alanı veya kapasite artırılabilir. Plaka kalınlığı genellikle 0,4-1,2 mm, plakalar arasındaki boşluk ise 1,9-4 mm değerindedir. Plaka malzemesi olarak göreve uygun karbonlu çelik, alüminyum, bakır ve bakır alaşımları, paslanmaz çelik, nikel ve molibden alaşımları kullanılabilir [34].

Spiral plakalı ısı değıştircileri

Belirli ölçülerdeki plakaların paralel olarak spiral şeklinde üst üste sarılmasından ile elde edilirler. İki plaka arasına yerleştirilen destekler ile eşit bir boşluk meydana getirilebilir. Plakaların iki tarafı sızdırmaz contalı bir kapak ile kapatılır. Akışkanlar borulu eşanjörler gibi ters veya paralel akış şeklinde tasarlanabilir. Kolay temizlik imkânı sayesinde kirli akışkanlar için çok uygundur. Bu nedenle özellikle kâğıt endüstrisinde ve kimya sanayisinde sıkça tercih edilirler. Şekil 3.4.'te spiral eşanjör plakası ve çalışma yapısı görülmektedir.



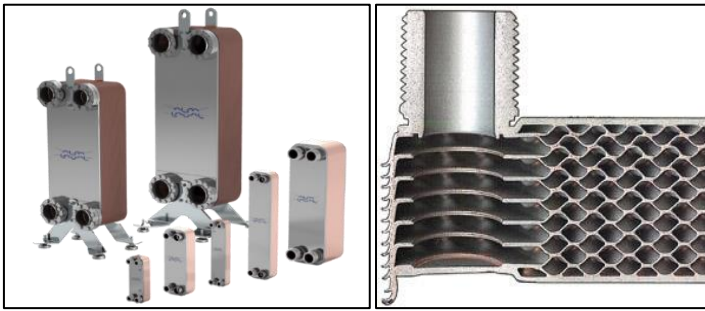
Şekil 3.4. Spiral eşanjör plakası ve çalışma yapısı [35]

Isı geçişini iyileştirmek için levhalar üzerine oluklar yapılabilir. Kompakt yapılarına rağmen özel imalat gereğinden dolayı pahalıdırlar. Maksimum ısıtma yüzey alanı 200 m² ve levhalar arası mesafe 5-25 mm, maksimum işletme basıncı 15 bar ve maksimum işletme sıcaklığı 500 °C ile sınırlıdır. Contasız özel tasarımlar 850 °C'ye kadar olan sıcaklıklarda ve 30 bara kadar çalışabilir [32]. Spiral ısı değıştiricisi tasarımların gövde-borulu ısı değıştiricilerine kıyasla birçok avantajı vardır:

- Isı değıştiricinin her iki tarafında optimum akış koşulları,
- Ölü nokta olmadan eşit hız dağılımı,
- Sıcak veya soğuk noktalar olmadan homojen sıcaklık dağılımı,
- Termal verimi daha yüksektir,
- Kolay kontrol ve bakım temizliği,

Lehimli-kaynaklı plakalı ısı değıştiricileri

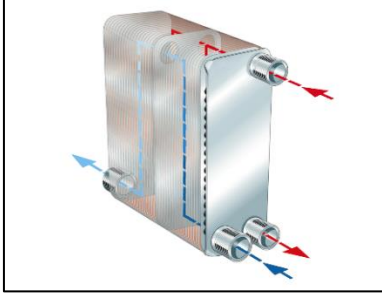
Lehimli kaynaklı plakalı ısı değıştiricileri (LPID) ısıyı transfer etmenin en etkili yollarından biridir. Isıtma veya soğutma projelerinde lehimli teknoloji seçilmesi, hacimden tasarruf, enerji ve bakım gibi birçok avantajı vardır. LPID'ler, evaporatörler ve kondenserler için soğutma/ısı pompası endüstrisinde, ısı geri kazanımı ve buhar sistemleri için uygundur. Şekil 3.5'te lehimli eşanjör ve iç yapısı görölmektedir.



Şekil 3.5. Lehimli eşanjör ve iç yapısı [36]

Çok yüksek basınç ve çalışma sıcaklıklarında contaların çalışamayacağı koşullarda mükemmel çözüm sağlayan LPID'ler, vakum altında bakır veya paslanmaz lehimle birleştirme işlemi sırasında, taban ile dolgu malzemesi arasındaki her temas noktasında sert lehimli bir bağlantı oluşturulur ve bu şekilde conta kullanımı tamamen ortadan kaldırılır.

LPID'ler ünitenin hem önünde hem de arkasında bağlantılar olacak şekilde çok geçişli olarak tasarlanabilir. Bağlantı türü uygulama gereksinimlerine göre özelleştirilebilir. Böylece bazı özel uygulamalar için, önce veya sonra ısıtma gerektiren uygulamalarda esnek çözümler sunulabilir. Şekil 3.6'de çok geçişli lehimli eşanjör yapısı görülmektedir.



Şekil 3.6. Çok geçişli lehimli eşanjör [36]

3.5.3. Rejeneratif ısı değıştiricileri

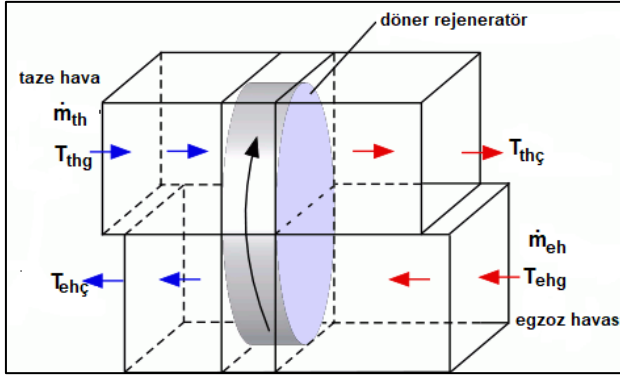
Bu tip ısı değıştiricilerinde ısı önce sıcak akışkan tarafından bir ortamda depo edilir, daha sonra soğuk akışkana verilir. Isı geçişi dolaylı olur. Isının depolandığı alanlara matris adı verilir. Kompakt yapıda olup ilk yatırım masrafları düşüktür. Sadece gaz akışkanlı sistemlerde kullanılabilirler ve akışkanlar arasında bir miktar kaçak her zaman oluşur.

Sabit dolgu maddeli rejeneratörler

Bu tip eşanjörlerde önce gaz akışı sabit dolgu maddesine ve sonra sabit dolgu maddesinden başka tarafa yönlendirilir. Sistemin sürekliliği için aynı tipten en az iki adet rejeneratöre ihtiyaç vardır. Pek çok yerde üç ya da dört rejeneratör birlikte kullanılır. Yüksek sıcaklık fırınlarında, cam üretim tesislerinde ve düşük sıcaklık işletmelerinde havanın ayrıştırılmasında kullanılırlar [32].

Döner dolgu maddeli rejeneratörler

Bu eşanjör çeşitlerini disk ve silindir kasnak tipi olarak iki alt grupta sınıflandırılabilir. Disk tipi rejeneratörlerde akış yönü ısı transfer yüzeyine ekseneldir. Kasnak tipinde ise dolgu maddesi içi boş ve akış yönü radyaldır. Gaz türbinleri ve klima santrallerinde kullanılabilirler [32]. Şekil 3.7.'de döner rejeneratör tipi ısı değıştiricisi görülmektedir.



Şekil 3.7. Döner rejeneratör tipi ısı değıştircisi [32]

Paket yataklı maddeli rejeneratörler

Bu ısı eşanjörleri sürekli çalışan sistemlerden biridir. Küresel, silindirik ya da herhangi bir geometri şeklindeki tanecikli parçacıklar bir silindir gövdesine yerleştirilir. Tanecikler arasından geçen sıcak gazlar bu tanecikleri ısıtır. Daha sonra ısıtılmak istenen soğuk gaz geçirilerek tanecikler temas ettirilir. Paket yataklı rejeneratörlerin imalat şekilleri kolay olmalarına rağmen basınç kayıpları oldukça fazladır [32].

3.5.4. Kanatlı yüzeyli ısı değıştircileri

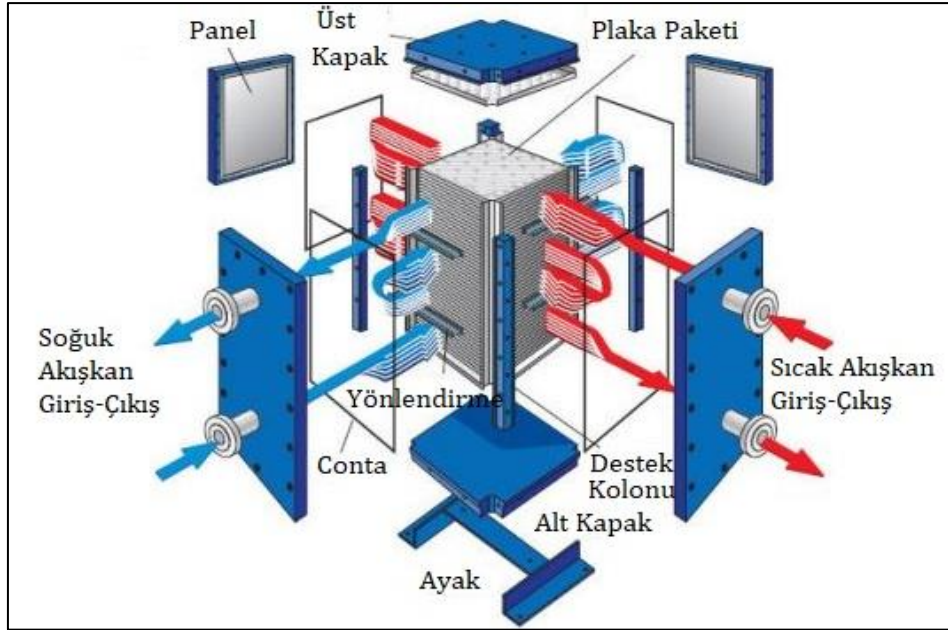
Boru veya plaka gibi ana ısı transfer yüzeyinde ısı transfer yüzeyini artırmak amacıyla kanatçıkların veya diğer çıkıntılarının eklendiği ısı eşanjörleridir. Kanatçıklı yüzey tarafında ısı transfer katsayısı sıvı tarafındakinden daha düşük olduğu için gaz akışkanı kullanılır. İki alt grupta sınıflandırılabilirler.

Plakalı kanatlı ısı değıştircileri

Genelde düşük sıcaklıktaki endüstrilerde ve LOSF'nin 5°C'den az olduğu yerlerde kullanılırlar. Paralel, ters veya çapraz akışa göre çeşitli şekillerde tasarlanabilirler. Yüzey alanı yoğunluğu yaklaşık 2000 m²/m³ olduğundan son derece kompakt yapıdadır. Plakalar boyunca üniform akış dağılımı sağlamak için eşanjörlerin girişinde özel sistemler bulunur.

Plakalar 0,5-1,0 mm ve kanatçıklar 0,15-0,75 mm kalınlığındadır. Kanatlar, paralel plakalar arasına mekanik olarak pres, lehim ya da kaynak metodu ile birleştirilirler.

Kanatçık çeşitleri düz kanat, düz-delikli kanat, testere dişli kanat ve dalgali kanattır. Uygulama alanları gaz ve buhar türbinleri, nükleer santraller, otomobil, kamyon, uçak motorları, soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma makineleri, klima üniteleri, elektronik devreler ve kimya endüstrisidir [32]. Şekil 3.8.'de plakalı kanatlı ısı değıştirci şekli görölmektedir.



Şekil 3.8. Plaka kanatlı ısı değıştirci şekli [36]

Borulu kanatlı ısı değıştircileri

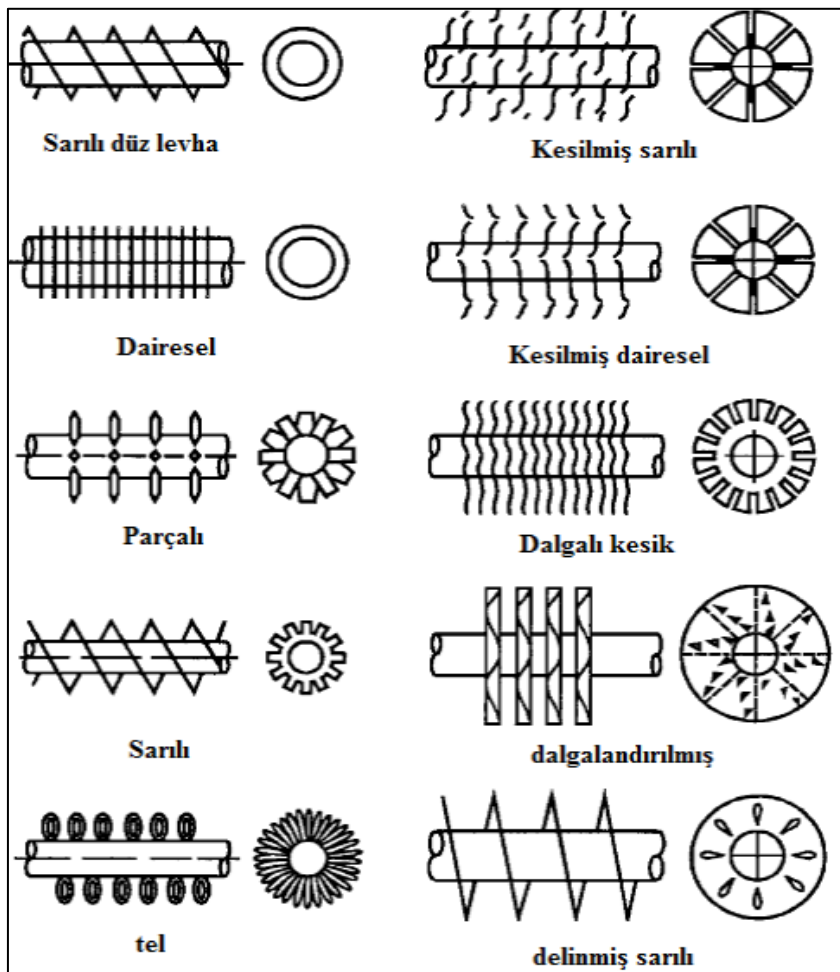
Borulu kanatlı eşanjörler, lamel adı verilen ve kanatçıkların ısı transfer borularına dış taraftan döküm, sıkı geçme veya elektrik dikiş kaynağı ile montajlandığı bir yapıdadır. Bu kanatçıklar boru eksenine dik, paralel, çapraz ya da helisel sargı şeklinde olabilir.

Boru eksenine paralel olarak yerleştirilen kanatçıklar genellikle iki borulu ya da perdesiz gövde-borulu ısı eşanjörlerinde tercih edilirler. Kanatçıklı tipler çoğunlukla soğutma sistemlerindeki kondenserler ve evaporatörlerde kullanılırlar. En yaygın uygulama yerleri olarak güç santralleri, iklimlendirme grupları, taşıtlar, klima cihazları ve soğutma tesisatlarıdır [37].

Resim 3.3. ve Şekil 3.9.'da kanatlı boru tipi ısı değıştirci görölmektedir.



Resim 3.3. Kanatlı boru tipi ısı değıştirci [26]



Şekil 3.9. Borulu kanatlı ısı değıştirci çeşitleri [27]

3.5.5. Karıştırmalı kaplarda ısı değışimi

Karıştırmalı kaplar, mevsimsel çalışan ısıtma ve soğutma tesisatlarında sıkça kullanılan ısı değıştircileridir. İçinde bulunan akışkanlar, dış yüzeyinden ceket tipi veya kap içine yerleştirilen serpantinler sayesinde ısıtılabilir ya da soğutabilirler [26].

3.6. Akış Şekline Göre Sınıflama

Isı değiştiricilerinde akışkanın değişik şekillerde düzenlenmesi logaritmik ortalama sıcaklık farkına (LOSF), etkenliğe ve ısıl gerilmelere çok etki eder. Akış şekline göre sınıflandırma tek geçişli ve çok geçişli olarak iki grupta toplanabilir.

3.6.1. Tek geçişli ısı değiştiricileri

Tek geçişli halde iki akışkan ısı değiştiricisi boyunca birbirleri ile yalnız bir kere geçişir. Üç başlıkta altında incelenebilir.

Paralel akışlı ısı değiştiricileri

Bu akış şeklinde akışkanlar ısı değiştiricisinin bir ucundan girip aynı doğrultuda akarlar ve ısı değiştiricisinin diğer ucundan çıkarlar. Borulu eşanjörlerde genellikle birinci akışkan küçük çaplı borular içinden akarken, ikinci akışkan iki boru arasındaki dairesel halkadan akar. ısıl gerilmelerin istenmediği durumlarda tercih edilir [26].

Ters akışlı ısı değiştiricileri

Bu akış tipinde eşanjörün içerisindeki akışkanlar birbirlerine göre ters yönde akarlar. LOSF, diğer akış düzenlemelerine göre ters akışlı ısı değiştiricilerinde daha büyüktür. Bundan dolayı diğer eşanjörlere göre daha kompakt bir yapıya sahiptir. Ancak ısıl gerilmeler sebebiyle bazı uygulamalarda ters akışlı tasarımlar tercih edilmeyebilir [26].

Çapraz akışlı ısı değiştiricileri

Bu ısı eşanjör tiplerinde akışkanlardan biri ısı transferi yüzeyi boyunca akarken diğer akışkan ise bu akışa dik olacak şekilde akar. Konstrüksiyona göre, kanatlar veya şaşırtma plakaları yardımıyla, akışkanlar ısı değiştiricisi içinde kendisiyle karışabilir ya da karışmayabilir. Isı transferi ve LOSF açısından çapraz akışlı ısı değiştiricileri paralel akışlı ve ters akışlı ısı değiştiricilerinin arasında olup, bu iki değer bakımından paralel akışlı olanlardan daha iyi, ters akışlı olanlardan ise daha kötüdür [29].

3.6.2. Çok geçişli ısı değiştiricileri

Isı eşanjörlerinin içinde akışkan değişik tiplerde ardı sıra düzenlenerek çok geçişli tipler elde edilebilir. Bu kullanımın sağladığı en büyük üstünlük ısı değiştiricisi etkenliğini artırmaktır. Kanatlı yüzeylerde, gövde-boru tiplerinde ve plakalı tiplerde değişik düzenlemelerde çok geçişli ısı değiştiricileri imal edilebilir [32].

Çapraz ters akışlı ısı değiştiricileri

Genellikle kanatlı yüzeyli ısı değiştiricilerinde tercih edilen çapraz ters akışlı tiplerde iki ya da daha fazla çapraz geçiş arka arkaya ters akışlı olacak şekilde seri halde bağlanır. Her bir geçişteki akışkanların karışıp karışmadığına ve geçiş sayısına bağlı olarak ısı değiştiricisi etkenliği değişebilir.

Çapraz paralel akışlı ısı değiştiricileri

Çapraz paralel akışlı tip, çapraz ters akış düzenlemeye çok benzer, sadece akışkanların birbirlerine göre genel akışı paraleldir. Geçiş sayısı artırılarak, sistemin etkenliği tek geçişli ve paralel akışlı ısı değiştiricisi etkenliğine yaklaştırılabilir.

Çok geçişli gövde-borulu ısı değiştiricileri

Bu düzenleme, gövde-borulu ısı değiştiricilerinde en çok kullanılan tiptir. Sistemde borular bir uçlarından tespit edildiğinden ısıl gerilmeler çok azdır. Gövde tarafındaki akışkan karıştığından, herhangi bir kesitteki gövde akışkanının sıcaklığı sabittir. Ayrıca gövde içinde tek sayıda boru geçiş düzenlemelerinin ısı etkenliği, çift sayıdaki düzenlemelere göre daha iyi olmasına rağmen, imalat zorlukları ve ısı gerilmeler sebebiyle daha az tercih edilirler. Plakalı tip ısı değiştiricilerinde, plakaların çeşitli şekillerde düzenlenmesi ile çok geçişli akışlar elde edilebilir. Plakalı tip ısı değiştiricilerinde conta yeri ve plaka dizilimi değiştirilerek bu düzenlemeler çok kolay bir şekilde elde edilebilir [32].

4. CONTALI PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİ

4.1. Plakalı Isı Değiştiriciler

Isı transferi, sıcaklık farkı olan bir ortam içinde veya ortamlar arasında, yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru bir enerji aktarımıdır. Isı transferi doğrudan veya dolaylı olarak iki şekilde yapılabilir. Plakalı eşanjörler de ısı alışverişini dolaylı olarak yapan ürünler için kullanılır. Birçok farklı eşanjör çeşidi mevcuttur ve pek çok üretim proseslerinde kullanılırlar [27].

Şekil 5.2' gösterilen plakalı ısı eşanjörlerinde oluşturulan oluk kanallardan akan akışkanlar, bir ısı transfer yüzeyi sayesinde conta veya kaynak vasıtasıyla birbirleriyle karışmadan oluşan sıcaklık farkından dolayı, istenilen ısı transferi gerçekleştirilir. Plakalı ısı eşanjörlerinde eşanjör boyutu ve plaka sayısı, kanalların plakanın dik eksenini ile yaptığı şevron açısına, akışkan debisine, giriş-çıkış sıcaklığına, akışkanın fiziksel özelliklerine, izin verilen basınç düşümlerine ve maksimum çalışma dayanımına göre belirlenir.

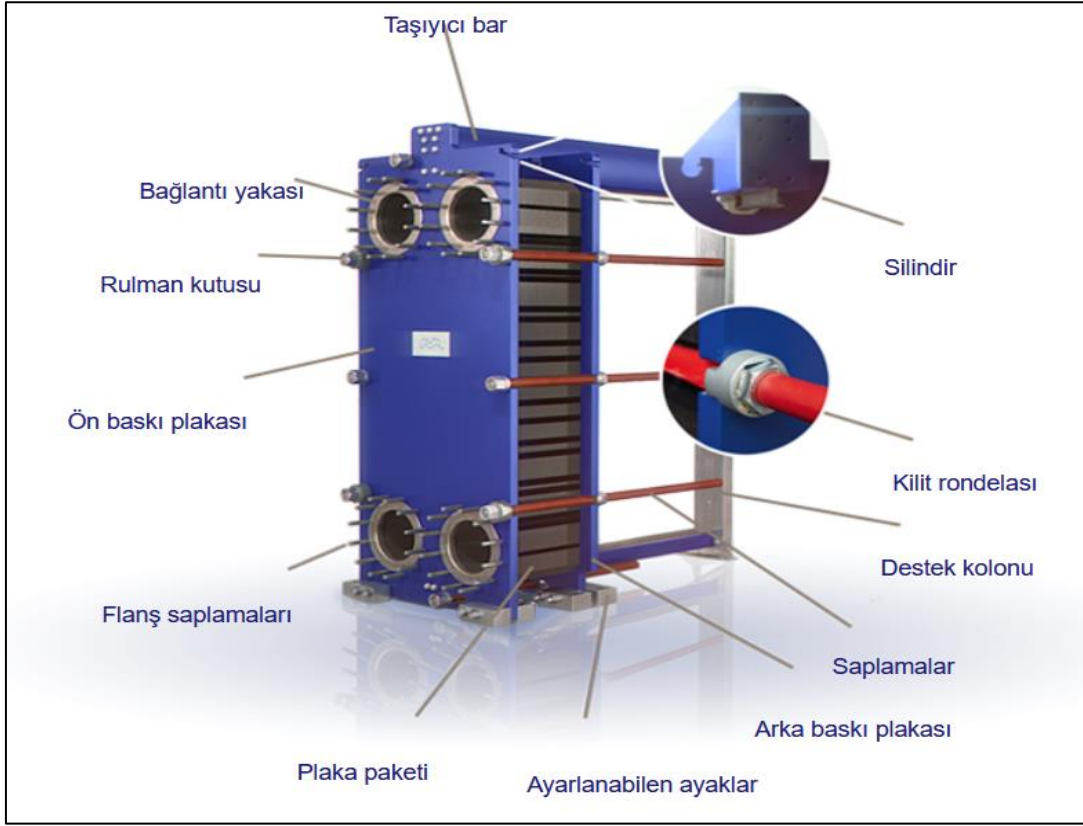
4.2. Plakalı Isı Değiştiricilerin Yapısı

Isı transferi alanında en verimli sistemlerden biri olan plakalı eşanjörler, temel olarak gövde, ısı transfer plakaları, taşıma milleri ve bağlantı aparatlarından oluşur.

Contalı plakalı ısı değiştiricilerde (CPIE), contalar sıvıların plakalar arasında kalmasını sağlar ve sıvıların karışmalarını önler. Giriş ve çıkış portları, uygulamaların çoğunda ön baskı plakası üzerinde yer alır. Ancak özel durumlarda ısı değiştiricinin çok geçişli olarak imal edilmesi gerekebilir ki, bu durumda da arka baskı plakaları üzerinde bulunabilir. Plakalı ısı eşanjörlerinde, plakalar ve alt-üst taşıyıcı bar arasında oluşturulan destek noktaları, plaka grubunun istenen dayanıma ulaşmasını imkân sağlar.

Kompakt tasarımı sayesinde plakalı ısı eşanjörleri, aynı kapasitedeki bir borulu eşanjörlerinin kapladığı hacmin yaklaşık %20-30'u daha az bir hacim kaplarlar. Bu da daha düşük yatırım maliyeti sunar [38].

Plakalı ısı eşanjörün genel yapısı Şekil 4.1.'deki gibidir,



Şekil 4.1. Contalı plakalı eşanjörü oluşturan parçalar [36]

Plakalı ısı eşanjörlerinde önden arkaya doğru genel olarak şu parçalar yer alır [39];

- Üzerinde giriş-çıkış bağlantıları ve eşanjörün etiket bilgileri bulunan ön gövde,
- Eşanjör plakalarını sabitlemek için kullanılan alt ve üst taşıma barları,
- Akışkanların ön gövde ile temasını engelleyen ilk plaka ve contası,
- Akışkanların geçişine izin veren ve ısı transferi sağlayan contalı akış plakaları,
- Akışkanların arka gövde ile temasını engelleyen son plaka ve contası,
- Paslanmaz miller üzerinde hareket edebilen arka gövde,
- Plakaların belirli bir sıkma ölçüsünde tutulmasını sağlayan saptama, somun ve pullar,

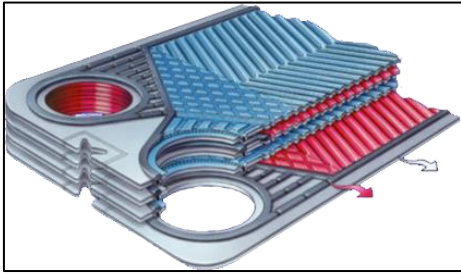
4.3. Eşanjör Plakası Tipleri

Eşanjörün, akışkanlar arasındaki ısı transferini kullanım ihtiyacına uygun şekilde sağlamasında en önemli faktör kullanılan plaka çeşidi ve plaka malzemesidir.

Farklı formlarda tasarlanan eşanjör plakaları sayesinde etkin ısı transferi gerçekleşir. Plakalar üzerindeki simetrik veya asimetrik tasarımlar, akışkanların türbülanslı bir şekilde akmasını sağlayarak yüksek ısı transfer katsayılarının elde edilmesine neden olur. Birçok uygulamada ve görevde kullanılabilir özelliklere uygun plaka türleri bulunmaktadır.

4.3.1. Çift duvarlı plakalar

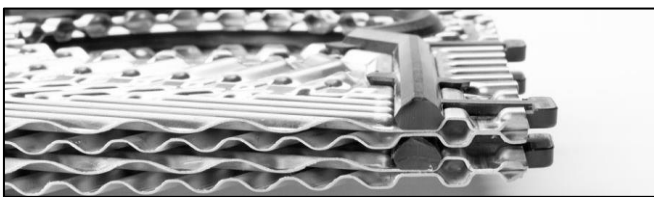
Bu plaka türünde, bir plakanın çatlaması halinde sıvıların karışmasını önleyen ikinci bir katman yaratacak şekilde, iki plaka birbirine conta kullanmadan kaynakla birleştirilir. Genellikle ilaç endüstrisi, gıda endüstrisi, yüksek gerilim sistemleri, sıvıların birbirlerine karışmalarının tehlikeli olduğu endüstrilerde kullanılmaktadır. Şekil 4.2.'de çift duvarlı plaka görülmektedir.



Şekil 4.2. Çift katmanlı plaka [36]

4.3.2. Geniş aralıklı plakalar

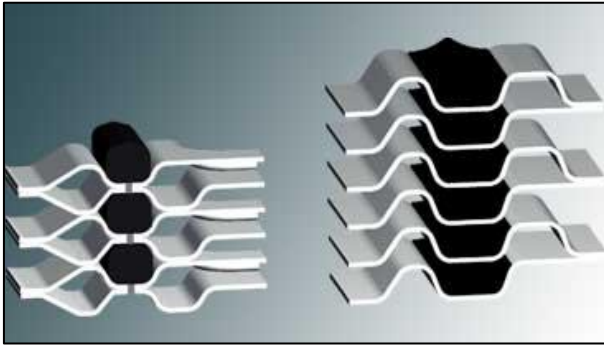
Baskı derinliğinin daha fazla ve dolayısıyla da contanın daha kalın olması dışında, bu plakalar normal plakalarla aynı işleve sahiptir. Tek farkı, parçacıkların ve liflerin geçmesi için daha geniş bir aralık sağlar ve bu da plakanın tıkanma riskini önlemiş olur. Genellikle kâğıt ve içecek endüstrisi, şeker endüstrisi alanlarında kullanılır. Resim 4.1.'de geniş aralıklı plaka görülmektedir.



Resim 4.1. Geniş aralıklı plaka [40]

4.3.3. Yarı kaynaklı plakalar

Bu plakalar contalı eşanjörlerdeki plakalara çok benzerdir. Bu tür plakalarda, iki plaka birbirine çevresel olarak kaynaklanarak bir kaset şekline getirilir. Normalde contaları aşındırabilen sıvı, kaynaklanmış kanaldan ve ardından bir halka contadan diğer kaynaklanmış kanala geçer. Genel olarak soğutma uygulamaları ve sıvıların standart contaları aşındırdığı kimyasal uygulamalarda kullanılırlar. Şekil 4.3.'de yarı kaynaklı plaka görülmektedir.



Şekil 4.3. Yarı kaynaklı plaka [41]

4.4. Eşanjör Plaka Malzemesi

Piyasada en çok tercih edilen plaka malzemesi 316 ve 316L paslanmaz çeliktir. Deniz suyu ve jeotermal gibi aşındırıcı özellik gösteren akışkanlarda titanyum, asit ve vb. uygulamalarda ise hastelloy plaka malzemesi kullanılır.

4.4.1. Paslanmaz çelik

Paslanmaz çelik plakalarda çeşitli özellikleri elde etmek için, farklı metaller ya da elementler eklenir. En yaygın çelik türü, plakalı eşanjörlerde kullanılan plaka baskısı için de en uygun seçenek olan ostenitli çelik ailesidir. Ostenitli paslanmaz çeliklerde yüzey merkezli kübik bir yapıya sahip, kristal yapı bulunur.

Çizelge 4.1.'de paslanmaz çelik plakalara eklenen elementler verilmiştir.

Çizelge 4.1. Paslanmaz çelik plakalara eklenen elementler [36]

Krom (Cr)	Korozif akışkanlara karşı oksitlenme dayanımı ile delik ve çatlak korozyonuna karşı direnci artırır.
Nikel (Ni)	Asitlere ve kostiklere karşı olduğu kadar, gerilim korozyonu çatlamlarına karşı da direnci artırır.
Molibden (Mo)	Asitlere, delik ve çatlak korozyonuna karşı direnci artırır.
Tungsten (W)	Asitler, delik ve çatlak korozyonuna karşı direnci artırır. Fazlasıyla oksitleyici akışkanlarda direnci düşürür.
Demir (Fe)	Alaşım giderlerini düşürür.
Bakır (Cu)	Asitlere karşı direnci artırır.
Silisyum (Si)	Fazlasıyla korozif asitlere (konsantre sülfürik, nitrik ve kromik asit) karşı direnci artırır.
Titanyum (Ti)	Kaynak esnasında krom karbür oluşumunu önler.
Nitrojen (N)	Delik ve çatlak korozyonuna karşı direnci artırır.

4.4.2. Nikel

Nikel plakalı eşanjörlerde kullanılan niş bir metaldir. Bu alaşımlar korozyona ve yüksek sıcaklıklara karşı üstün dayanıklılıklarından dolayı kullanılır ve yüksek nikel içeriği nedeniyle gerilim korozyonu çatlamlarına karşı çok dayanıklı kılar. Birçoğu metalürjik olarak ostenitli paslanmaz çeliklerle bağlantılıdır ama korozyona karşı dayanıklılıklarını artırmak için özellikle nikel, krom ve molibden ile alaşımlanırlar. Bu alaşımlar enerji sektörü, kimya ve petrokimya endüstrilerindeki aşırı korozif koşullara dayanmak için kullanılır.

4.4.3. Titanyum

Alüminyum ve magnezyum metal yüzeyler gibi, titanyum metal ve alaşımlı yüzeyler de havaya maruz kaldıklarında hızla paslanır ve daha fazla reaksiyona girmeye karşı kendilerini koruyacak bir pasif ve koruyucu oksit kaplama oluştururlar. Bu da titanyumu korozyona karşı fazlasıyla dayanıklı kılar. Titanyumun plakalı eşanjörlerin en yaygın kullanım alanı deniz suyu uygulamalarıdır ama klor gazı ve klorür solüsyonlarına da dayanabilir.

4.4.4. Grafit

Grafit plakalı, nispeten düşük korozyon direncine sahip metalik plakaların yeterli ömür gereksinimlerine ayak uyduramadığı, cam/teflon gibi malzemeleri kullanan eşanjörlerin ısı transfer verimliliğinin kabul edilemeyecek derecede düşük olduğu görevlerde idealdir.

4.5. Plakalı Isı Değiştirici Contası

Uygulamaya göre yaygın kullanılan conta tipleri NBR (Nitril Butadien Kauçuk), HNBR (Hidrojenize Nitril Butadien Kauçuk), EPDM (Etilen Propilen Dien Monomer Kauçuğu), FKM (Florlu Karbon Elastomerleri), FEPDM (Tetrafloretilen Propilen Kauçuk), Q (Silikon Kauçuk), CR (Kloropren Kauçuk) ve PTFE (Politetrafloretilen Kauçuk)'dir.

4.5.1. NBR

NBR yağa dayanıklı bir malzemedir. Aromatik olmamaları halinde, katı yağa, sıvı yağa, petrole ve grese dayanıklıdır. Aromatikler NBR malzemelerini de kolayca bozunuma uğratar. NBR polar solventlerine karşı hassastır ve ısı ve oksidasyona karşı direnci düşüktür. Genellikle saflık düzeyine bağlı olarak, NBR düşük maliyetli bir malzemedir [42].

4.5.2. EPDM

EPDM, mükemmel ısı dayanımına sahip bir conta malzemesidir. Oksidasyon, asitler, bazlar ve yerinde temizliklerde dayanıklıdır. Alkol, ester, keton, vb. gibi birçok polar solventlere dayanıklıdır. EPDM birçok yakıt ve gres de dahil olmak üzere, petrol, yağ ve diğer polar olmayan hidrokarbonlara dayanıklı değildir. Bu sıvılarla temas ettiğinde, conta bozulur [42].

4.5.3. HNBR

HNBR temel olarak NBR ile aynı kimyasal özelliklere sahiptir. Ayrıca HNBR, EPDM'e yakın olarak ısı ve oksidasyona karşı yüksek dirence sahiptir [42].

4.5.4. FKM

FKM çok çeşitli maddelere karşı mükemmel kimyasal dirence sahip florlu bir kauçuktur. Aromatikler de dahil olmak üzere yağlara, asitlere, oksidasyona ve ısıya karşı mükemmel düzeyde dayanıklıdır. Güçlü bazlara ya da aminlere dayanıklı değildir [42].

4.5.5. FEPM

Bu özel düzeyde dayanıklılığa sahip bir florlu kauçuktur. FKM kadar yüksek kimyasal direnci yoktur ama özellikle güçlü bazlara ve aminlere mükemmel düzeyde dayanıklıdır. Mekanik özellikleri diğer malzemeler arasındaki en iyi özellikler değildir. Yüksek düzeyde kalıcı deformasyon, soğuk sızıntı riskine yol açabilir [43].

4.5.6. Q

Q hem yüksek hem de düşük sıcaklıklar için iyi özelliklere sahip, silikon kauçuktur. Hidroliz nedeniyle, asitlere, bazlara ve buhara karşı direnci sınırlıdır [43].

4.5.7. CR

Bu genel özelliklere sahip bir kloropren kauçuktur. Yağa karşı dirençlidir ve düşük geçirgenliği ve düşük sıcaklık esnekliğiyle, birçok soğutma uygulaması için uygundur [43].

4.5.8. PTFE

PTFE kapaklar yarı-kaynaklı contalı plakalı eşanjörlerin halka contalarını korumak için kullanılır. PTFE kimyasal bozulmaya karşı son derece dayanıklıdır [43].

4.6. Plakalı Isı Değiştiricilerin Kullanım Alanları

Plakalı ısı değiştiriciler genel olarak 5 ana kategoride sınıflandırılır:

- Isıtma, Soğutma, havalandırma ve iklimlendirme
- Enerji

- Endüstri
- Gıda Uygulamaları
- Denizcilik

4.6.1. Isıtma, Soğutma ve Havalandırma

Isıtma, soğutma, havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinde plakalı eşanjörler sıklıkla kullanılan ısı transfer teknolojisidir. Bu uygulamalar aşağıdaki başlıklar altında toplanabilir.

Kullanım suyu

Özellikle yurt, hastane, spor kompleksi, otel, konut ve sanayide kullanım sıcak suyu konfor açısından önemlidir. Eski sistemlere kıyasla hijyenik, verimli, uzun ömürlü, ekonomik ve daha kompakt olan plakalı ısı eşanjörleri ile kireçlenme, aşırı klor kaynaklı deformasyon gibi problemlere karşı sistemi koruyarak performans kaybının önüne geçilebilmektedir.

Bu kullanım alanlarında bazen sıcak suyun eş zamanlı kullanımından kaynaklı dalgalanmaların önüne geçmek amacıyla eşanjör ile birlikte ısıtılan suyun depolanması için bir depolama tankına ihtiyaç duyulabilir.

Bölgesel ısıtma

Jeotermal kaynaklar ve elektrik üretim tesisleri gibi kaynaklardan sağlanan ısı ile bölgesel ısı merkezleri üzerinden bir bölge kolayca ısıtılabilir.

Yerden ısıtma sistemleri

Son yıllarda etkili ve dekoratif bir ısıtma sistemi olarak sıklıkla karşımıza çıkan yerden ısıtma sistemlerinde, ısıtıcı kaynağı tesisat devresindeki olumsuzluklardan korumak için, ısıtıcı kaynak ile tesisat arasında bir plakalı eşanjör kullanılarak devre bölücü görevi görür.

Basınç kırıcı

Artan nüfus yoğunluğu birlikte hayatımıza giren çok katlı yüksek yapılarda ciddi basınçlar

meydana gelir. Sistemin statik yüksekliğinden kaynaklanan bu basıncı direkt olarak ısıtma veya soğutma sistemine bağlamak tesisat elemanlarının aşırı zorlanmasına ve yıpranmasına sebep olur. Ayrıca yüksek basınca dayanıklı ekipmanlar gerektiğinden proje maliyetini de ciddi şekilde etkiler.

Havuz ısıtması

Havuzları istenilen sıcaklıklar arasında tutmak için basit bir otomasyon yardımıyla plakalı ısı eşanjörleri kullanılabilir. Kompakt yapıları sayesinde çok az bir alan kaplayan plakalı eşanjörler ile sade ve modern tesisatlar yapılabilir.

Merkezi ısıtma sistemleri

Bireysel kullanımlara göre daha verimli ve daha az enerji harcayan merkezi sistemlerde plakalı eşanjörler ile merkezi bir kaynaktan gelen kızgın veya sıcak su ile konutların ısıtılması ve aynı zamanda da sıcak kullanım suyu da temin edilebilir.

4.6.2. Enerji

Eşanjörler enerji alanında sıklıkla kullanılır. Jeotermal santraller, termik santrallerin soğutulması, güneş enerjisi sistemleri ile bütünleşik ani su ısıtıcıları ve ısı geri kazanımı gibi alanlarda eşanjör kullanımı hızlı, etkili ve ekonomik çözümler olarak karşımıza çıkar.

Jeotermal ısıtma sistemleri

Dünya üzerinde Türkiye'nin jeotermal enerji potansiyeli oldukça yüksektir. Özellikle son yıllarda zengin jeotermal kaynaklar konut ısıtma sistemlerinde ve kullanım suyu üretiminde plakalı ısı değiştiricileri sıklıkla kullanılır.

Isı enerjisi geri kazanım sistemleri

Endüstride en büyük giderlerden birisi de enerji maliyetleridir. Özellikle son yıllardaki artan enerji fiyatları sonrasında enerji maliyetleri de artmıştır. Kısa sürede amorti eden yatırımlardan biri olan ısı geri kazanım sistemleri bu noktada devreye girerek üretim

sırasında açığa çıkan ısı enerjisinin geri kazanılarak farklı alanlarda kullanılmasını sağlar. Bu sistemlerin en önemli kısmı da plakalı eşanjörlerdir. Direkt olarak kullanılamayan ancak ısı kapasite açısından ciddi bir enerji deposu ihtiva eden atık sular ve sanayi tesislerinde çürük buhar, kurulan atık ısı geri kazanım sistemi ile tesis içerisinde kullanım sıcak suyu üretimi ya da ofis ısıtması gibi alanlarda enerji kaynağı olarak kullanılabilir.

Elektrik üretim tesisleri

Kombine termik ve doğalgaz santrallerinde elektrik üretimi sırasında çok büyük hacimlerdeki su çok yüksek sıcaklıklara ulaştırılarak enerji üretilir. Ortaya çıkan kızgın suyun soğutulması, aynı şekilde özellikle motor ceket soğutmasında plakalı eşanjörler ile sistemlerde suyun sadece eşanjör sisteminin kurulum maliyetiyle soğutulmasını sağlanabilir.

Güneş enerjisi sistemleri

Yenilenebilir enerji kaynakları denilince akla ilk gelen enerji türü olan güneş enerjisi sistemlerinde su ısıtıcı olarak plakalı eşanjörler kullanmak mümkündür.

4.6.3. Endüstri

Hem açık hem de kapalı tip soğutma kuleleri günümüzde endüstriyel tesislerde soğutma yükü ihtiyacının karşılanması amacıyla en yaygın kullanılan sistemlerdir. Açık soğutma kulelerinde ortamda bulunan katı partiküllerin suya karışma riskine karşı plakalı ısı eşanjörleri kullanılarak iki ayrı devre oluşturulur. Zaman içinde oluşan kirlenme durumunda sadece eşanjör bakımı yapılarak verim kaybı ortadan kaldırılmış olur.

Kimyasal uygulamalar

Kimya sanayisinde üretilen kimyasal akışkanların prosese göre ısıtılması ya da soğutulması gerekir. Sürecin her aşamasında doğru sıcaklık değerleri ile çalışılması doğru sonuçlar alınması için önemlidir. Proses buhar ya da sıcak su ile ısıtma yapılabileceği gibi soğutma kulesi ve chiller gibi kaynaklar ile soğutma yapılabilir. Burada önemli olan kullanılan kimyasalın plakalı eşanjörlerde hem plakalar hem de conta için risk oluşturmasıdır. Bu nedenle tasarım aşamasında doğru plaka ve conta seçimi çok önemlidir.

4.6.4. Gıda ve hijyenik uygulamalar

Gıda maddelerinde hijyen konusu son derece önemlidir. Bu yüzden gıda uygulamalarında kullanılan eşanjörler tamamen paslanmaz olarak üretilir. Gıda maddesi sadece paslanmaz yüzeylerle ve gıdaya uygunluk sertifikası (FDA) almış özel contalarla temas eder. Paslanmaz plakalı eşanjörlerden gıda sektöründe pastörizasyon, süt soğutma, bitkisel yağ ısıtma veya soğutma, bal, meyve suyu vb. proseslerde faydalanılır.

4.6.5. Denizcilik

Denizcilik sektörünün en önemli sorunu deniz suyunun aşırı korozyon etkisidir. Plakalı eşanjörlerde korozyona dayanıklı komple titanyum ve titanyum alaşımlı 316 plakalar kullanılır. Gemi sistemlerinde kullanılan plakalı eşanjörler sayesinde deniz suyu ile yumuşatılmış su soğutulur. Bu soğutulmuş su ile kritik soğutma ihtiyacı olan sistemlerde eşanjörler görev almaktadır. Bazı gemi soğutma uygulamaları aşağıda verilmiştir:

- Ana motor soğutma,
- Yağlama yağı soğutulması,
- Camshaft soğutulması,
- Fuel oil ısıtılması,
- Su distilasyon soğutulması,

4.7. Plakalı ve Gövde-Boru Tipi Eşanjörlerin Karşılaştırması

- 1/3-1/5 oranında daha az yer kaplar.
- Sökülüp temizleme imkânı vardır.
- Plaka ekleyerek kapasite artırımına izin verir.
- Hijyeniktir. Depolamalı sistemlerin sebep olduğu Lejyoner oluşumuna izin vermez.
- Termal verimi 3 kat yüksektir.
- Depolama olmadığı için yakıt tasarrufu sağlar.
- İlk yatırım maliyeti daha düşüktür.
- Sahada montaj ve demontaj imkânı.
- Daha az ısı transfer alanı sağlar.

4.8. Plakalı Isı Eşanjör Montajı

Plakalı ısı değiştirici kullanılmadan önce fabrikada su veya hava ile basınç altında teste tabi tutulur. Isı değiştiricinin, daha sonra bakım için müdahale edilebilmesi için her iki tarafında boşluk olacak şekilde kurulmalıdır. Bu boşluklar eşanjörün büyüklüğüne göre değişkendir.

Plakalı ısı değiştirici üzerinde bulunan bağlantı ağızları sağ üst kısımdan başlayıp saat yönünde ilerleyerek şu şekilde sıralanır;

- Birincil devrenin sıcak hat girişi,
- Birincil devrenin soğuk hat çıkışı,
- İkincil devrenin soğuk hat girişi,
- İkincil devrenin sıcak hat çıkışı,

Fakat bu tesisatın montaj uygunluk durumuna göre değiştirilebilir. Bu değişiklik herhangi bir kapasite veya verim düşüşü yaratmaz. Burada dikkat edilmesi gereken hususlar;

- Sağ taraf hatları bir devre, sol taraf hatları bir devre olacaktır.
- Eğer birincil devrenin sıcak girişini sağ alt yapılırsa, ikincil devrenin de sıcak çıkışını hemen yanında bulunan sol alt girişinden yapmalıdır.

Yani genel olarak prensip, sıcak hatlar yan yana, soğuk hatlar yan yana durmalı, aynı devrenin giriş ve çıkışları yukardan aşağıya düz olarak alt alta (çapraz değil) bağlanmalıdır.

5. PLAKALI ISI EŞANJÖR TASARIMINDA HESAP YÖNTEMİ

5.1. Isı Transferi Teorisine Giriş

İki kütle ya da akışkan arasında sıcaklık farklı olması koşuluyla, ısı en yüksek sıcaklığa sahip kütle ya da akışkandan, en düşük sıcaklığa sahip kütle ya da akışkana aktarılır. Isıyı etkili bir şekilde aktarmak için yayınım, taşınım, iletim ya da bu üç durumun herhangi bir bileşimi kullanılabilir.

5.1.1. Toplam ısı transfer katsayısı (U)

U değeri tanım olarak, plaka malzemesinin cinsine göre, plakanın her iki tarafında bulunan akışkanın türüne ve türbülans değerine göre, iç ve dış sıcaklıkları arasında 1°C'lik sıcaklık farkı bulunduğu zaman, 1 m² yüzey alanından 1 saatte ne kadar ısı geçirildiğidir. Borulu eşanjörler ile kıyaslandığında bu değer ciddi miktarda yüksektir. Bundan dolayı da daha kompakt yapıdadırlar. Bunun sonucu olarak da bu kadar yüksek türbülans nedeniyle plakalı eşanjörler borulu eşanjörlere kıyasla daha fazla basınç düşümü meydana gelir.

Bir ısı değiştirici analizi, her zaman toplam ısı transfer katsayısının belirlenmesiyle başlar. Toplam ısı transfer katsayısı, sistemin bireysel ısı dirençleri açısından tanımlanabilir. Bu dirençlerin her birini seri halinde birleştirilirse Eş. 5.1 gibi bir bağıntı yazılabilir;

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{d_n}{\lambda_n} + \frac{1}{h_d} + R_{fi} + R_{fd} \quad (5.1)$$

5.1.2. Efektif sıcaklık farkı

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LOSF), ısı transferi için etkin sıcaklık kuvvetini belirlemek için kullanılır. LOSF, eşanjörün her iki ucundaki sıcak ve soğuk akışlar arasındaki sıcaklık farkının logaritmik bir ortalamasıdır. Bu değer ne kadar büyükse, o kadar fazla ısı aktarılır. LOSF'yi hesaplamak için karşıt akış ve eş yönlü akış için sırasıyla Eş. 5.2 ve Eş. 5.3 kullanılabilir;

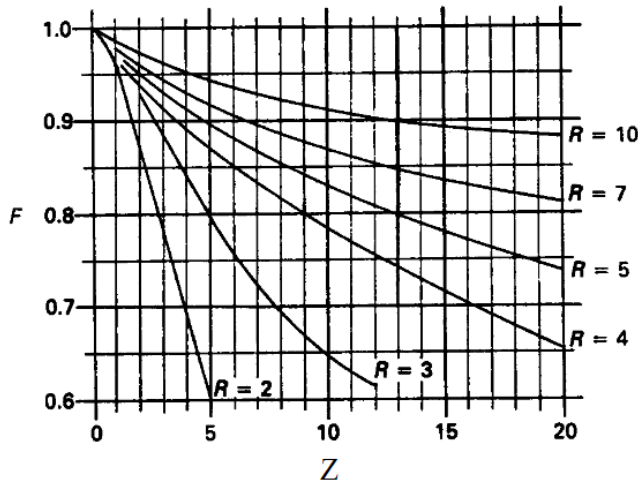
$$LOS F = \frac{(T_{1g}-T_{2ç})-(T_{1ç}-T_{2g})}{\ln \frac{(T_{1g}-T_{2ç})}{(T_{1ç}-T_{2g})}} \quad (5.2)$$

$$LOS F = \frac{(T_{1g}-T_{2g})-(T_{1ç}-T_{2ç})}{\ln \frac{(T_{1g}-T_{2g})}{(T_{1ç}-T_{2ç})}} \quad (5.3)$$

LOS F yöntemi, düzeltme faktörü ile kullanıldığında çapraz akış düzenlemelerine de uygulanabilir [8]. Bir ısı değiştirici için ısı transfer miktarı Eş. 5.4 gibi yazılabilir [44];

$$\dot{Q} = FxUxAxLOS F \quad (5.4)$$

Şekil 5.1.'de sıcaklık farkı düzeltme faktörü grafiği (F) verilmiştir. F düzeltme faktörü R ve Z sıcaklık oranları elde edildikten sonra grafiklerinden alınabilir [45].



Şekil 5.1. CPIE’de 20 ve üzeri plaka için tek geçişli/çok geçişli sistemlerde sıcaklık farkı düzeltme faktörü

$$R = \frac{T_{1g}-T_{1ç}}{T_{2ç}-T_{2g}} \quad (5.5)$$

$$Z = \frac{T_{2ç}-T_{2g}}{T_{1g}-T_{1ç}} \quad (5.6)$$

LOS F ifadesi, toplam ısı transfer katsayısının, ısı değiştiricinin tüm akış uzunluğu boyunca sabit olduğunu varsayar. LOS F metodu hem giriş hem de çıkış sıcaklıklarının biliniyor olduğunu varsaymaktadır. Eğer sistemde çıkış sıcaklığının bilinmediği durum söz konusu ise yakınsama metodu kullanarak ısı değiştiricisi etkenliğine dayalı alternatif bir yöntem, bu tür analizler için daha uygundur.

5.1.3. Termal performans

Bir dizi ısı değıştircisi tasarım problemini basitleştirmek için NTU kullanışlı bir kavram olarak karşımıza çıkmaktadır ve termal görevin ne kadar zor olduğunun bir ölçüsüdür. Termal uzunluğu tanımlamanın iki yolu vardır:

- NTU
- Beta Çözümlemesi

Isı değıştirci etkenliği, ε , birim zamandaki gerçek ısı transferinin $\dot{Q}$, birim zamandaki mümkün olan maksimum ısı transferi olan $\dot{Q}_{\max}$ 'a oranı olarak tanımlanır [27].

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (5.7)$$

Burada, ısı değıştircisindeki gerçek ısı transferi $\dot{Q}$, ortama ısı kaybının olmadığı kabulü altında sıcak akışkanın verdiği veya soğuk akışkanın aldığı ısılardan hesaplanabilir.

$$\dot{Q} = C_1 \cdot (T_{1g} - T_{1ç}) \quad (5.8)$$

$$\dot{Q} = C_2 \cdot (T_{2ç} - T_{2g}) \quad (5.9)$$

Eş. 5.8 ve Eş. 5.9' belirtilen C_1 ve C_2 , sıcak ve soğuk akışkanların ısıl kapasite debileri olmak üzere birim zamandaki mümkün olan maksimum ısı transferi, $\dot{Q}_{\max}$, ısıl kapasite debilerinden küçük olan değeri kullanılarak bulunabilir [46].

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{1g} - T_{2g}) \quad (5.10)$$

$$C_{\min} = \dot{m} \cdot c_p \quad (5.11)$$

Bu tanımlara göre ısı değıştircisinin etkenliği için Eş. 5.12 kullanılır [37];

$$\varepsilon = \frac{C_1 \cdot (T_{1g} - T_{1ç})}{C_{\min} \cdot (T_{1g} - T_{2g})} = \frac{C_2 \cdot (T_{2ç} - T_{2g})}{C_{\min} \cdot (T_{1g} - T_{2g})} \quad (5.12)$$

$$C_1 < C_2 \text{ ise } C_1 = C_{\min} \text{ ve } \varepsilon = \frac{(T_{1g}-T_{1\zeta})}{(T_{1g}-T_{2g})} = \frac{C_2 \cdot (T_{2\zeta}-T_{2g})}{C_1 \cdot (T_{1g}-T_{2g})} \quad (5.13)$$

$$C_1 > C_2 \text{ ise } C_2 = C_{\min} \text{ ve } \varepsilon = \frac{(T_{2\zeta}-T_{2g})}{(T_{1g}-T_{2g})} = \frac{C_1 \cdot (T_{1g}-T_{1\zeta})}{C_2 \cdot (T_{1g}-T_{2g})} \quad (5.14)$$

Isı değiştirici etkinliğini transfer birim sayısı, C_r , olarak adlandırılan başka bir parametreye bağlayan ifadeler geliştirmek mümkündür [47];

$$\varepsilon = f(NTU, C_r) \quad (5.15)$$

$$NTU = \frac{U.A}{C_{\min}} \quad (5.16)$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (5.17)$$

Hesaplanan tüm akış için toplam ktle debileriyle beraber NTU hesaplanmalıdır. Her iki akışkanın da çıkış sıcaklıklarının bilinmediği durumlarda faydalı olan ısı değiştirici etkinliği, basit bir ısı değiştiricideki paralel akış ve ters akış halleri sırasıyla Eş. 5.18 ve Eş. 5.19 ile ifade edilir [48-51];

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+C_r)]}{1+C_r} \quad \text{veya} \quad NTU = \frac{-\ln[1-\varepsilon(1+C_r)]}{1+C_r} \quad (5.18)$$

$$C_r < 1; \quad \varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C_r)]}{1+C_r \exp[-NTU(1-C_r)]} \quad (5.19)$$

$$C_r = 1; \quad \varepsilon = \frac{NTU}{1+NTU} \quad \text{veya} \quad NTU = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \quad (5.20)$$

$$C_r > 1; \quad NTU = \frac{1}{C_r-1} \ln\left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon C_r-1}\right) \quad (5.21)$$

NTU, hem sıcak hem de soğuk taraf için aşağıdakilere göre hesaplanabilir;

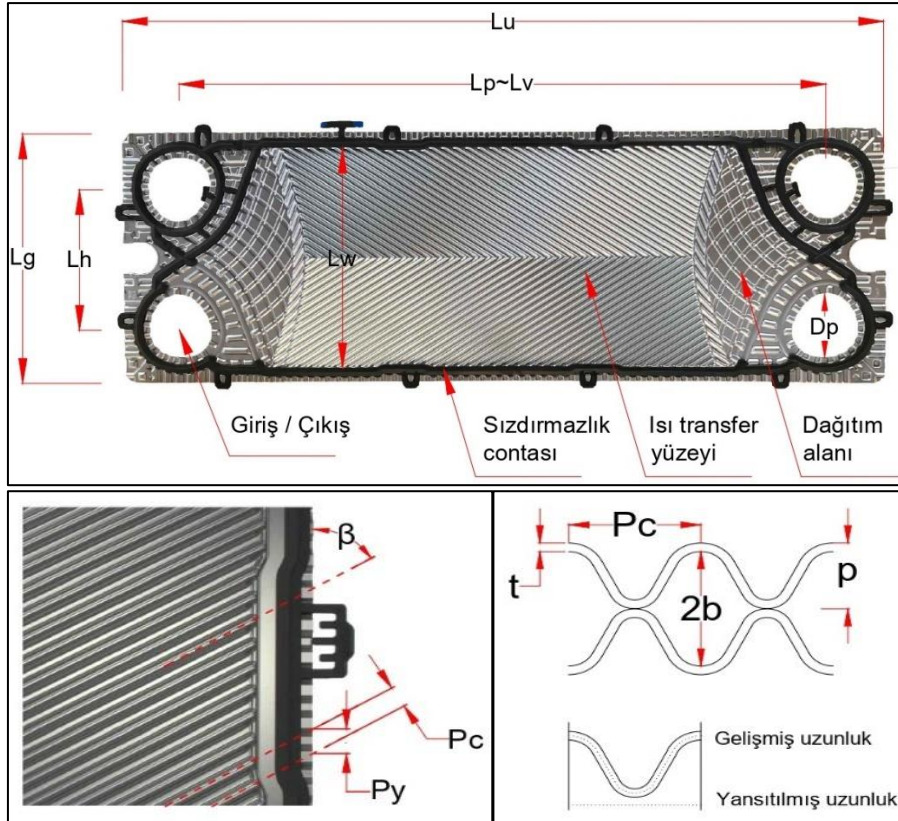
$$NTU = \frac{(T_{1g}-T_{1\zeta})}{LMTD} \quad (5.22)$$

$$NTU = \frac{(T_{2g}-T_{2\zeta})}{LMTD} \quad (5.23)$$

5.2. Tasarım Kriterleri

5.2.1. Plaka geometrisi

Bir plakalı ısı eşanjörü için önemli geometrik parametreler Şekil 5.2.'de tanımlanmıştır.



Şekil 5.2. Contalı plakalı ısı eşanjöründe geometrik parametreler

Birleştirilmiş iki oluklu plaka arasında kalan akış kanalı ortalama kanal boşluğu olarak tanımlanır ve Eş. 5.24 ile ifade edilebilir;

$$b = p - t \quad (5.24)$$

Bu eşitlik, aynı zamanda bir eşanjörde iki plakanın sıkıştırılmış durumundaki conta kalınlığına da eşittir. Plaka adımı, ondülasyon adımı ile aynı değildir. Isı değiştirici üreticileri tarafından çoğu zaman paylaşılmayan ortalama kanal boşluğu, kütle hız ve Reynolds sayısı hesabında kullanılır. Plaka adımı Eş. 5.25 yardımıyla hesaplanır [44];

$$p = \frac{L_c}{N_t} \quad (5.25)$$

Kanal akış kesit alanı Eş. 5.26 şeklinde yazılabilir;

$$A_x = b \cdot L_w \quad (5.26)$$

Burada ıslak alan Eş. 5.27 ve Eş. 5.28 kullanılarak hesaplanabilir [52];

$$P_w = 2(b + \varphi L_w) \quad (5.27)$$

$$D_h = \frac{4(bL_w)}{2(b + \varphi L_w)} \quad (5.28)$$

Plakalarda kanal derinliği, L_w 'ya oranla ihmal edilebilir derecede küçüktür ve kanal eşdeğer çap Eş. 5.29'daki gibi ifade edilebilir [52];

$$D_h = \frac{2b}{\varphi} = \frac{4A_x}{P_w} \quad (5.29)$$

Gelişmiş uzunluğun artımını yansıtılmış uzunluğa göre tanımlamak için genişleme faktörü kullanılır. Bu plaka yüzeyindeki efektif alanın, yansıtılmış alana oranıdır [53].

$$\varphi = \frac{1}{P_{c/2}} \int_0^{P_{c/2}} \sqrt{1 + \left(\frac{d}{dy}(y(\gamma)) \right)^2} d\gamma \quad (5.30)$$

Genişleme faktörü, boyutsuz katsayısı kullanılarak plaka adımı için yaklaşık olarak tahmin edilebilir [54-57];

$$\lambda = \frac{A\pi}{2\sin\beta} \quad (5.31)$$

$$\varphi(\lambda) = \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + \lambda^2} + 4\sqrt{1 + \frac{\lambda^2}{2}} \right) \quad (5.32)$$

Genişleme faktörü yaklaşık 1,1 ile 1,25 arasında değişir ve tipik olarak 1,22'dir. Bu değer 2 olması için dalga boyunun genliği oranı 2,46 olması gereklidir. Tek levhaya ait yansıtılmış ısı transfer alanı Şekil 5.2'de görüldüğü gibi Eş. 5.33 kullanılarak hesaplanabilir [58, 59]:

$$A_{lp} = L_p \cdot L_w \quad (5.33)$$

Geliştirilmiş plaka teknolojilerinde $L_p \sim L_v$ olarak kabul edilebilir;

$$L_w = L_h - D_p \quad (5.34)$$

CPIE yüksek ısı transfer katsayıları vermektedir.

$$h = \frac{k}{D_h} Nu \quad (5.35)$$

Kanal kütlelesel hızına bağlı Reynolds sayısı, Eş. 5.36 şeklinde ifade edilir;

$$Re = \frac{G_c D_h}{\mu} \quad (5.36)$$

Burada geçitteki kanal kütlelesel hızı [60];

$$G_p = \frac{4\dot{m}}{\pi D_p^2} \quad (5.37)$$

$$G_c = \frac{\dot{m}}{N_{cp} b L_w} \quad (5.38)$$

Toplam plaka sayısı ise Eş. 5.39 gibi tanımlanır [61];

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} \quad (5.39)$$

5.2.2. Basınç düşümü denklemi

Isı değiştiricilerindeki basınç kayıpları (düşümü) tasarım aşamasında en önemli hususlardan biridir. Bir akışkan, akış alanındaki ani bir azalmaya bağlı olarak ısı değiştirici gövdesine girdiği zaman bir giriş basınç kaybına maruz kalır, daha sonra gövde, sürtünme ve diğer iç kayıplardan dolayı basınç kaybına bir katkıda bulunur ve son olarak akışkan, gövdenin dışına çıktığında ani bir genişleme nedeniyle kayıp oluşur.

Ek olarak, eğer akışkanın ısınması veya soğutulması sonucu yoğunluğunun gövde içinde değişmesi durumunda, akışta bir hızlanma veya yavaşlama yaşanır. Bu aynı zamanda genel basınç düşümüne veya kazancına da katkıda bulunur.

Giriş kaybı

Ani bir daralma için giriş kaybı için Bernoulli bağıntısı kütle korunumu bağıntısı ile birleştirilerek Eş. 5.40 elde edilebilir [48];

$$\Delta P_i = (1 - \sigma^2 + K_c) \frac{1}{2} \frac{Gc^2}{\rho_e} \quad (5.40)$$

Duvar kaybı

Bir ısı değiştirici yüzeyinin ısı transferi ve akış sürtünme özellikleri, genellikle boyutsuz biçimde ifade edilir ve basitçe yüzeyin ısı özellikleri veya temel verileri olarak adlandırılır. Bu Fanning sürtünme faktörü f cinsinden Eş. 5.41 gibi yazılabilir [48];

$$\Delta P_d = \left(\frac{4fL_p}{D_h} + n \right) \frac{Gc^2}{2\rho_m} \quad (5.41)$$

Çıkış kayıpları

Akışkan plakayı terk ederken, akışkan ani bir genişlemeden geçebilir. Bernoulli bağıntısının kütle korunumu ile birlikte uygulanması ile Eş. 5.42 elde edilebilir [48];

$$\Delta P_c = -(1 - \sigma^2 - K_e) \frac{1}{2} \frac{Gc^2}{\rho_e} \quad (5.42)$$

Toplam basınç kaybı

Isı değiştiricideki toplam basınç düşümü, bu katkıların tümünü toplayarak elde edilir. Tüm etkileri birleştirip yeniden düzenlenirse, bir ısı değiştiricide basınç düşümünü tahmin etmek için Eş. 5.43 ifadesini kullanabilir [37];

$$\Delta P = \left((1 - \sigma^2 + K_c) + \left(\frac{4fL}{D_h} \left(\frac{\rho_i}{\rho_m} \right) + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_e} - 1 \right) \right) - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_i}{\rho_e} \right) \frac{Gc^2}{2\rho} \quad (5.43)$$

Bu bağıntılardaki K_e ve K_c Eş. 5.44 ve Eş. 5.45 ile elde edilir;

$$K_e = (1 - \sigma)^2 \quad (5.44)$$

$$K_c = 0,42(1 - \sigma^2)^2 \quad (5.45)$$

Genişleme ve daralma kayıp katsayılarının Reynolds sayısı ile bağımlılığının olduğu kesindir ancak bu deneysel olarak ölçülemediği için sürtünme faktörüne dahil edilir. Ayrıca momentum etkisi sıvılar için ihmal edilebilir derecede küçüktür. Bundan dolayı CPIE için denklem özetlenerek portlarda ve kanallardaki toplam basınç kaybı Eş. 5.46 şeklinde yazılabilir [62-64];

$$\Delta P = \left(\left(\frac{2fL_p}{D_h} \frac{Gc^2}{\rho_m} + n \frac{Gp^2}{2\rho_m} \right) \cdot N \right) \quad (n \cong 1.3 - 1.5) \quad (5.46)$$

Literatürde yapılan hesaplamalara göre giriş ve çıkışlardaki basınç kayıpları toplam basınç kaybının %1-2 arasını oluşturmaktadır [65].

5.2.3. Film ısı transfer verimi

Plakalı ısı eşanjörleri için film ısı transfer katsayısı birçok araştırmacı tarafından analiz edilmiştir. Çoğu, ısı transfer katsayısını denklem sabitlerinin değiştirildiği Dittus-Boelter denklemini kullanarak ilişkilendirir [66, 67];

$$Nu = a \cdot Re_D^b \cdot Pr^c \cdot K_p \quad (5.47)$$

Düz akış kanalları arasındaki ısı transferi için kullanılan korelasyonlar CPIE'lerde ısı transfer film katsayısı için de tahmin edilebilir. Oluklu plakalarda Reynolds sayısı ve şevron açısına bağlı olarak, düz plakalı kanallara göre yaklaşık beş kat daha yüksek Nusselt sayısı sonuçları çıkmaktadır [47].

5.2.4. Sürtünme faktörü

Sürtünme faktörü, kanal geometrisinin bir fonksiyonudur. Sürtünme faktörü f , hem viskoz kayma kuvvetini (yüzey sürtünmesi) hem de basınç kuvvetlerini (form sürtünmesini) dikkate alır. Sürtünme katsayısı, Darcy-Weisbach denklemi kullanılarak hesaplanır [65];

$$f = \Delta P \cdot S^2 \cdot \frac{D_h}{L} \cdot 2 \cdot \frac{\rho}{m^2} \quad (5.48)$$

Plaka kanatçık yüzeylerindeki en eski ve en güvenilir deneysel kaynaklardan biri Kays ve London (1984) tarafından öne sürülmüştür. Bununla birlikte endüstride, daha az kritik tasarımlarda geniş uygulama alanı bulmuş ve bu verilerinden çeşitli deneysel korelasyonlar ortaya çıkmıştır. Kritik uygulamalar için, her kanatçık geometrisi için ΔP ve f faktörlerinin doğrudan deneysel olarak belirlenmesi gereklidir.

CPIE’de genel olarak, tek fazlı ısı transferinde deneysel ampirik ifadeler, çeşitli şevron açılarındaki Nusselt sayısı ve Fanning sürtünme faktörü için literatürde bulunan bazı korelasyonlar Çizelge 5.1.’de verilmiştir.

Referanslar	β	ϕ	Pc/b	D _h	Re	Pr	Fanning Sürtünme Faktörü	Nusselt Korelasyonları
Muley and Manglik [68]	30, 45, 60	1.29	3.6	5.0 8	400-15,000	2-6	$f=(0.297-0.1277\beta+0.002016\beta^2) \cdot (5.4742-19.02\phi+18.934\phi^2-5.3405\phi^3) \cdot Re^{0.2+0.0577\sin((\pi\beta/45)+2)}$	$Nu=(0.2668-0.006967\beta+0.00007244\beta^2) \cdot (20.7803-50.9372\phi+41.1585\phi^2-10.1507\phi^3) \cdot Re^{0.728+0.0543\sin((\pi\beta/45)+3.7)} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$
Focke ve diğerleri [69]	0, 30, 45, 60, 80, 90	1.46 4	2	10	100-10,000		$f=0.3025+91.75/Re^{0.44}$, $150 \leq Re \leq 1800$ $f=1.46Re^{-0.177}$, $1800 \leq Re \leq 30000$ $f=57.5Re^{-1}+0.093$, $260 \leq Re \leq 3000$ $f=0.8975Re^{-0.263}$, $3000 \leq Re \leq 50000$	$Nu=1.67Re^{0.44}Pr^{0.5}$, $45 < Re < 300$ $Nu=0.405Re^{0.7}Pr^{0.5}$, $300 < Re < 2000$ $Nu=0.84Re^{0.6}Pr^{0.5}$, $2000 < Re < 20000$ $Nu=0.77Re^{0.54}Pr^{0.5}$, $120 \leq Re \leq 1000$ $Nu=0.44Re^{0.64}Pr^{0.5}$, $1000 \leq Re \leq 42000$
Khan ve diğerleri [70]	30, 45, 60	1.11 7	3.68, 3.36, 2.84	3.9, 5.1, 6.3	500-2500	3.5-6.5		$Nu=(0.0161(\beta/\beta_{max})+0.1298)Re^{0.198(\beta/\beta_{max})+0.6398} Pr^{0.35} (\mu/\mu_w)^{0.14}$
Sarraf ve diğerleri [65]	30, 45, 55, 65, 75		2.72 7	4.4	1-2500		$f=353.4Re^{-1}$, $Re < 20$ $f=17.6Re^{-0.7}$, $20 < Re < 200$ $f=10.2Re^{-0.125}$, $Re > 200$	$Nu=0.939(fRe^2(Dh/L))^{0.376} Pr^{0.33}$

Çizelge 5.1. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü korelasyonları için örnekler

Çizelge 5.1. (devam) Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü korelasyonları için örnekler

Jonghyeok ve Kwan-Soo [71]	30, 60		2.8, 3.6		300-4000	2-50	$f = 3.7235Re^{-0.2118}$	$Nu = 0.1312Re^{0.78}Pr^{1/3}$
Luan Zhi-jian ve ark. [72]	45				4000-18000 1500-15000		$f = 0.5Re^{-0.32}$ $f = 0.2Re^{-0.23}$	$Nu = 0.16Re^{0.65}Pr^{0.33}(\mu/\mu_w)^{0.14}$ $Nu = 0.27Re^{0.6}Pr^{0.33}(\mu/\mu_w)^{0.14}$
Guelnoğlu ve diğerleri [73]	30	1.17 1.288		4.7 4.1	300-5000		$f = 259.9Re^{-0.9227} + 1.246$ $f = 1371Re^{-1.146} + 1.139$ $f = 0.003743Re^{0.5981} + 0.9132$	$Nu = 0.32867Re^{0.68}Pr^{0.1/3}(\mu/\mu_w)^{0.14}$ $Nu = 0.3277Re^{0.675}Pr^{0.1/3}(\mu/\mu_w)^{0.14}$ $Nu = 0.17422Re^{0.7}Pr^{0.1/3}(\mu/\mu_w)^{0.14}$
Jang ve diğerleri [74]	27, 46, 65,	1.16, 1.18	3.5, 3.2	2.5, 4	50-500	50-150		$Nu = (0.1067 - 0.002009\beta + 0.00004669\beta^2) * Re^{0.6477 + 0.002921\beta - 0.00002286\beta^2} Pr^{1/3}(\mu/\mu_w)^{0.14}$
Kumar [60]	30, 45, 50, 60, 65				1-10000		$f = 0.290Re^{-0.183}$	$Nu = 0.348Re^{0.663}Pr^{0.33}(\mu/\mu_w)^{0.17}$
Kim ve Park [75]	65	1.166, 1.221	3.55, 5.53-7.05	3.43, 2.13	950-1300	0.3-0.5	$f = \phi^4(0.6796\phi Re^{-0.0551} + 0.2)$	$Nu = 0.1452\phi^{2.079}Re^{0.764}Pr^{1/3}$

Nilpueng ve Wongwise [76]	65			5	1300-3200	5.55-5.59	$f=0.88Re^{-0.074}(\epsilon/D_h)^{0.138}$	$Nu=0.061Re^{0.831}Pr^{0.333}(\epsilon/D_h)^{0.122}$
Turk ve diğ erleri [77]	45	1.0925		6	500-5000		$f=386500Re^{-2.112+0.7299}$	$Nu= 0.26023Re^{0.673}Pr^{1/3}(\mu/\mu_w)^{0.14}$
Talik ve ark. [78]	60	1.22			1450-11460		$f= 0.3323Re^{-0.042}$	$Nu= 0.248Re^{0.7}Pr^{0.4}$
Chisholm ve Wanniarachchi [79]	30-80	1.17, 1.288			1000-40000		$f= 0.973Re^{-0.25}$	$Nu= 0.768Re^{0.59}Pr^{0.4}$
Maslov and Kovalenko [80]	60				50-20000		$f= 95.6Re^{-0.25}$	$Nu= 0.78Re^{0.5}Pr^{1/3}$
Tovazhnyanski ve ark. [81]	30	1.16			2000-25000		$f= 0.204Re^{-0.215}$	$Nu= 0.074Re^{0.73}Pr^{0.33}(\mu/\mu_w)^{0.25}$
Bond [82]	30	1.17, 1.288					$f= 3.01Re^{-0.457}, 47<Re<468$ $f= 0.735Re^{-0.213}, Re>468$	$Nu= 0.329Re^{0.529}Pr^{0.33}(\mu/\mu_w)^{0.17}, 23<Re<468$ $Nu= 0.113Re^{0.719}Pr^{0.33}(\mu/\mu_w)^{0.17}, Re>468$

Çizelge 5.1. (devam) Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü korelasyonları için örnekler

Sarraf ve diğerleri (2015) tarafından önerilen korelasyon, Nusselt değerinin $\pm\%2$ standart sapma ile deneysel sonuçlar ile örtüştüğünü öngörmektedir. $\beta=55^\circ$ için, homojen akış alanı için sürtünme katsayısı değerlerinin, Reynolds sayısı arttıkça $\%2-8$ azaldığını göstermişlerdir. Ayrıca analizlerinde, akış yapılarının sadece plaka oluklarının dikey eksenle yaptığı şevron açısına değil, aynı zamanda kütle akış hızına da duyarlı olduğunu belirtmişlerdir. Reynolds sayısına bağlı olarak düz plakalara göre basınç düşümlerinde sürtünme faktöründeki artış 1,3'ten 44 kata kadar değişebileceğini ifade etmişlerdir [65].

Muley ve Manglik (1999) deneysel verilere göre şevron açısı arttıkça düz plakaya göre Nusselt sayısı 2 ile 5 kat ve sürtünme katsayısının ise 13 ile 44 kat daha yüksek olduğunu bildirmişlerdir. Yüzey genişleme faktörünün daha az etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir. Sabit pompalama gücünde artan Reynolds, şevron açısı ve yüzey genişleme faktörüne bağlı olarak ısı transferinde düz plakaya oranla 2,8 kat artış olduğunu ifade etmişlerdir [68].

Focke ve diğerleri (1985) maksimum sürtünme katsayısı (f) ve calburn faktörünün (j) şevron açısının $\beta=80^\circ$ 'de meydana geldiğini gözlemlemişlerdir. Artan şevron açısının (β), ısı transferine kıyasla sürtünme faktöründe çok daha büyük bir artışa yol açtığını, $Re=500$ iken $\beta=30^\circ$ 'den 80° 'ye geçtikçe f ve j sırasıyla 2,5 ve 18 kat arttığını belirtmişlerdir [69].

Khan ve diğerleri (2010) Reynolds sayısı ve şevron açısı arttıkça Nusselt sayısının arttığını belirtmişlerdir. Önerilen korelasyona göre, deneysel verilerde sırasıyla 30° ve 60° şevron açıları için $\pm\%2$ ve $\pm\%1,8$ ve plakaların karışık konfigürasyonu için $\pm\%4$ hata payı olduğunu; Nusselt değeri, şevron açısı ve Reynolds ile doğrusal arttığını, şevron açısının 30° 'den 60° 'ye geçişirken Nusselt yaklaşık olarak 2,8 kat arttığını ifade etmişlerdir [70].

Lee ve Lee (2015) sayısal sonuçların doğrulanması için bir deney yapmış ve maksimum $\%10$ hata ile iyi bir uyum gözlemlemişlerdir. En iyi değerlerin $\beta=66,5$ ve $p/b=2,73$ ve Reynolds sayısına bakılmaksızın bunların hemen hemen sabit olduğu belirtmişlerdir [71].

Luan ve diğerleri (2008) yeni bir tip plakalı eşanjör tasarlayarak hem sayısal simülasyonlar hem de deneysel çalışmalar yapmışlardır. Elde edilen sonuçlar, yeni tasarımda çalışma sıvısının akış direncinin geleneksel tip bir eşanjör ile karşılaştırıldığında $\%50$ 'den fazla ve ısı transfer performansının yaklaşık $\%25$ oranında azaldığını, ayrıca kirlenme oranının daha düşük olduğunu belirtmişlerdir [72].

Gulenoglu ve diğerkleri (2014) üç farklı plaka geometrisinin deneysel analizini farklı plaka sayısı, akış hızı, giriş ve çıkış hızı kullanarak yapmışlardır. Türetilen Nusselt ve f korelasyonu için elde edilen verilere göre bağlantı giriş çapı ve etkin levha alanı arttıkça, giriş ve çıkış ağızlarının basınçlarının azaldığını ve aralarındaki basınç düşüşünün arttığını, böylece kanal hızının ve kanal homojenliğinin azaldığını göstermişlerdir. Düşük akış hızlarına sahip yüksek Reynolds sayıları için, sürtünme faktörü, kanal kütle akış hızının etkilerine kıyasla basınç düşüşü üzerinde daha etkili olduğunu ifade etmişlerdir [73].

Yang ve diğerkleri (2017) farklı geometrilere sahip 9 lehimli eşanjör için deneysel çalışmalar yapmıştır. Toplamda 22 eşanjörün deneysel çalışması ve 25 ampirik korelasyonuna göre Reynolds sayısına dayalı yeni bir Nusselt korelasyonu önermişlerdir. Bu korelasyon %50 doğruluğa ve ortalama karekök sapmasına göre %20,77 olduğunu ve tüm parametreler arasında şevron açısının en etkili olduğunu bildirmişlerdir. Ayrıca geometrik boyutların ısı transfer özelliklerinin belirlenmesinde rol oynadığını da bildirmişlerdir. Genel korelasyon denkleminde viskozite değişim faktörü, düşük viskoz sıvılar için %4 yüksek viskozite değerleri için %20'e kadar etkili olduğunu öne sürmüştür. Bu katsayının basitleştirilmiş etkisi Focke [69] %12,2–30,8, Talik [78] %4,7–11,1 denklemlerinde sapma olduğunu belirtmişlerdir [74].

Kim ve Park (2017) farklı geometrilere sahip iki lehimli plakalı ısı eşanjöründe tek fazlı akışta ısı transferi ve basınç düşüşü özellikleri üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deneyleri 4,6-49,1 °C arasında ve kütle akış hızı da 0,07-1,24 kg/s arasında yapmıştır. Kullandıkları eşanjörlerden Tip2'nin kanal yoğunluğu Tip1'in iki katı ve hidrolik çapı da %38 küçüktür. Deney sonucunda Tip2'nin basınç düşüşü Tip1'den %110 daha yüksek ve ayrıca Nusselt değerinin de daha yüksek olduğunu bildirmişlerdir. Son zamanlarda önerilen korelasyonlar ile lehimleme noktaları ek bir akış kısıtlamasına neden olduğundan dolayı f doğru bir şekilde tahmin edilemediğini belirtmişlerdir. Yeni korelasyon ile %1,3 hata ile doğru sonuç verdiğini belirtmiştir. Son zamanlarda önerilen korelasyonlar Nu için %10 sapma verirken yeni korelasyona yüzey büyütme faktörü dahil edilerek ortalama tahmin hatası %2,1'e kadar iyileştirildiğini belirtmişlerdir. Karşılaştırmaya dayanarak, lehim noktalarının basınç düşüşü üzerindeki etkisinin ısı transferinden daha büyük olduğu, yani bir parametre olarak kapasite kompaktlığını önermişlerdir. Tip2'nin kapasite kompaktlığı Tip1'den 1,5 kat daha yüksek olduğunu ancak ısı transferinin basınç düşüşüne oranı iki eşanjör arasında %9 olduğunu ifade etmişlerdir [75].

Nilpueng ve Wongwises (2015) pürüzlü bir yüzeye sahip bir plakalı ısı eşanjörü içindeki su akışının Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünü tahmin etmek için korelasyonlar önermişlerdir. Reynolds 1300-3200 arasında yapılan deneysel sonuçlara göre, yüzey pürüzlülüğündeki artışın, pürüzsüz bir yüzeye göre ısı transfer katsayısında %4,46 ile %17,95 arasında bir artış ve basınç düşüşünde %3,90 ile %19,24 arasında bir artış olduğunu göstermişlerdir. Ölçülen sonuçlar ile önerilen Nusselt korelasyon arasındaki ortalama mutlak sapmanın %1,21 olduğu belirtmişlerdir. Önerilen sürtünme faktörüne göre ölçülen ortalama mutlak sapma ve hesaplamaların göreceli sapması %0,95 ve $\pm$ %2,5 olduğunu ifade etmişlerdir [76].

Turk ve diğerleri (2016) Reynolds sayı aralığı 500-5000 olan bir contalı plakalı ısı eşanjörlerinin termal ve hidrolik performansını test etmek için karışık olarak 27,5 ve 62,5 şevron açılara sahip eşanjör plakaları ile deneyler yapmışlardır. Elde edilen deneysel verileri aynı geometriye sahip plakalardan oluşan plakalı ısı değiştiriciler için literatürdeki deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Korelasyonlara alternatif olarak performansı tahmin etmek en iyi konfigürasyonu bulan çeşitli sayıda gizli nöron ve katman içeren farklı yapay sinir ağları (YSA) da kullanmışlardır. Araştırmanın karşılaştırmalı sonuçlarına YSA ve korelasyon ile elde edilen maksimum sıcaklık hatası sırasıyla %1,94 ve %4,20 olduğunu göstermişlerdir. Kütle akış hızının maksimum hatası da YSA tahminleri için %2,26 ve korelasyon için %19,20'; maksimum belirsizlikler, ısı performansını gösteren Nusselt sayı tahminleri için %2,42 ve hidrolik performansı belirleyen sürtünme faktörü için %5,32 belirtmişlerdir. Ayrıca toplam korelasyonlardaki hataların %10-25 aralığında olduğu, YSA tahminlerine ilişkin hataların ise %10'dan az olduğunu bildirmişlerdir [77].

5.2.5. Termal performans faktörü

Termal Performans Faktörü (TPF), Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün pürüzlü yüzey ile pürüzsüz yüzey arasındaki oranı olarak tanımlanır. Eş. 5.49 farklı şevron açıları ve yüzey pürüzlülüğüne sahip plakalı ısı eşanjörleri için ısı transferi geliştirmesini değerlendirmek için kullanılabilir [51, 64];

$$TPF = \frac{Nu/Nu_s}{f/f_s^{1/3}} \quad (5.49)$$

Tek fazlı akış koşulları altında ısı transferini geliştirme kriteri olarak Calburn faktörü uygulanabilir [75, 83];

$$j = St \cdot Pr^{2/3} = \left(\frac{h}{\rho u C_p} \right) Pr^{2/3} \quad (5.50)$$

$$TPF = \frac{j/j_s}{f/f_s^{1/3}} \quad (5.51)$$

Sabit kütleli hız için j sayısı b ile doğru orantılıdır.

5.2.6. Kesme gerilimi

Kesme gerilimi, plakalı eşanjörün duvarındaki akış kuvvetidir ve eşanjörde ki türbülansın ölçüsüdür. Kesme gerilimi sadece prosesteki akışkan ya da akışkanlar kirlenme eğilimi sergiliyorsa dikkate alınmalıdır. Plakalar arasındaki kanallarda duvar kayma gerilmesi Eş. 5.52 kullanarak hesaplanabilir [84];

$$\tau_w = f \rho \frac{u^2}{2} \psi = \frac{\Delta P \cdot Dh}{4L} \psi \quad (5.52)$$

Burada sürtünme kayıplarının payı Eş. 5.53 ile hesaplanır [85];

$$\psi = \left(\frac{Re}{A} \right)^{-0.5 \sin(\beta)} \quad Re > A \quad (5.53)$$

$$\psi = 1 \quad Re \leq A$$

$$A = \frac{380}{(\tan(\beta))^{1.75}} \quad (5.54)$$

40 kPa'dan yüksek duvar kayma gerilmeleri için ısı direnç çok küçük hale gelir ($10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$) [20].

5.2.7. Kirlenme direnci

Genel ısı transfer katsayısının tanımında, duvar direncinin her iki tarafına seri olarak eklenen kirlenme ısıl direnci Eş. 5.55 bağıntısından hesaplanabilir [20];

$$R_f = \frac{\delta}{\lambda_f} = \frac{\varphi_d}{\lambda_f b_f \tau_w} \quad (5.55)$$

Burada herhangi bir zamanda kirlenme direncini hesaplamak için Eş. 5.56 kullanılabilir;

$$R_f = \frac{B}{\tau_w} \left[1 - \exp \left(1 - \frac{\varphi_d}{B} \tau_w \cdot t \right) \right] \quad (5.56)$$

Bir eşanjörün plaka üzerindeki kirlenme dağılımı eşik davranışı sergilemektedir. Eşik kirlenme kavramı ilk olarak Ebert ve Panchal (1997) tarafından ortaya atılmış, daha sonra da Polley, Wilson, Yeap, ve Pugh (2002) ile Young, Venditti, Berrueco, Yang, Waters, Davies, Hill, Millan, ve Crittenden (2011) tarafından daha da geliştirilmiştir. Yang ve Crittenden (2012), modelindeki biriktirme terimini Eş. 5.56'daki gibi ifade etmişlerdir;

$$\frac{\varphi_d}{\lambda_f} = \frac{A \cdot f \cdot u \cdot T_s^{2/3} \cdot \rho^{2/3} \cdot \mu^{-4/3}}{1 + B \cdot u^3 \cdot f^2 \cdot \rho^{-1/3} \cdot \mu^{-1/3} \cdot T_s^{2/3} \cdot \exp \left(\frac{E}{R \cdot T_s} \right)} \quad (5.57)$$

Burada Eş. 5.53 kullanılarak duvar kayma gerilmesi yoluyla biriktirme terimi için ifadeyi tekrar yazabilir;

$$\varphi_d = \frac{\frac{A}{\lambda_f} \cdot 2 \tau_w \cdot T_s^{2/3} \cdot \rho^{-1/3} \cdot \mu^{-4/3}}{u + B \cdot 4 \tau_w^2 \cdot \rho^{-7/3} \cdot \mu^{-1/3} \cdot T_s^{2/3} \cdot \exp \left(\frac{E}{R \cdot T_s} \right)} \quad (5.58)$$

Herhangi bir t zamanda kirlenme ısıl direncini hesaplamak mümkündür. Buradaki A ($\text{kg}^{2/3} \text{K}^{1/3} \text{m}^{5/3} (\text{kW})^{-1} \text{s}^{-1/3} \text{h}^{-1}$), B ($\text{m}^{13/3} \text{kg}^{2/3} \text{s}^{8/3} \text{K}^{-2/3}$), E (J/mol) ampirik parametreler akışkanın fiziksel özelliklerine bağlıdır.

Kirlenme dirençlerinin bazı tipik değerleri, bazı endüstriyel akışkanlar için Çizelge 5.2.'de verilmiştir.

Çizelge 5.2. Bazı endüstriyel akışkanların tasarım kirlenme direnci [44]

Akışkan	R_f [m ² K/kW]
Motor yağı	0,176
Fuel oil no:2	0,352
Fuel oil no:6	0,881
Su verme yağı	0,705
Buhar	0,0017
Deniz Suyu	0,086
Soğutucu akışkanlar	0,176
Hidrolik akışkanları	0,176
Sıvı amonyak	0,176
Etilen glikol çözeltileri	0,352
Egzoz gazları	1,761
Doğal gaz baca gazları	0,881
Kömür baca gazları	1,761

5.2.8. Tasarım güvenliği (marj)

Bir plakalı eşanjörü tasarlarken, uygun olmayan koşullar altında bile belirli bir verim elde edebilmek için, bazen U değeri marjı ile çalışılır. Bu ısı iletim katsayısının eşanjör tamamen temizken ve normal hizmet esnasında eşanjörün durumu arasındaki marj olarak tanımlanır.

Marj hesabı Eş. 5.59'e göre yapılır:

$$M = 100 \times \frac{U_t - U_s}{U_s} \quad (5.59)$$

6. PLAKALI ISI EŞANJÖR TASARIMINDA SEÇİM KRİTERLERİ

Plakalı ısı değıştirici tasarımı ve performanslarını belirlemek amacıyla oluşturulan bağıntılar, farklı geometriler için değışken olması sebebiyle eşanjör üretici firmaları belirlemektedir. Ancak literatürde bulunan, eşanjörlerin performans belirlemesi için gerekli olan tasarım yöntemleri belirli durumlarda plakaların ön boyutlandırması için uygundur. Bir CPIE projelendirmesi yapılırken şu kriterler gerekli ve önemlidir:

- Kapasitenin hesabı,
- Gerekli debi ihtiyacının belirlenmesi,
- Primer ve sekonder devrenin çalışma sıcaklıkları,
- Her iki devrede istenilen basınç kayıpları,
- Plaka tipinin belirlenmesi,
- Conta tipinin belirlenmesi,
- Bağlantı tipi,
- Basınç dayanımı,
- Tasarım güvenliği

6.1. Kapasitenin Belirlenmesi

Eşanjörler bir kaynağın sahip olduğu ısı enerjisini aktarabileceğinden, tesisattaki kazan, soğutma grubu, pompa vb. diğer cihazlar için gerekli kapasiteleri sağlayabilecek şekilde belirlenmesi gerekir. Büyük kapasiteler ya da kritik görevlerin olduğu uygulamalarda, mevcut toplam kapasite belli oranlarda bölünerek yedek kapasite oluşturulup birden fazla ısı eşanjörlerinin paralel kullanılmasıyla daha güvenilir olmaktadır.

6.2. Debi İhtiyacı

Bazı durumlarda eşanjörün karşılayabileceği kapasiteye karşılık gelen birincil ve ikincil devrede mevcutta bulunan sirkülasyon pompasının debi miktarı bilgisinden de seçim yapılabilir. Bu aynı zamanda primer ve sekonder devrenin çalışma sıcaklıkları bilindiğinde gerekli kapasitenin bulunmasını sağlar.

6.3. Sıcaklık Rejimleri

Termodinamik yasalarına göre sıcak akışkanın eşanjörden çıkış sıcaklığı, soğuk akışkanın eşanjöre giriş sıcaklığından düşük olamaz ve soğuk akışkan da sıcak akışkanın eşanjöre giriş sıcaklığından daha yüksek sıcaklığa ısıtılamaz. Pratik olarak plakalı eşanjörlerde birincil ve ikincil devre 1 °C derece sıcaklığa kadar yaklaşabilir [37].

Edinilen bilgilere göre burada iki akışkan arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LOSF) dikkate alındığında bu değer ne kadar küçükse eşanjör o kadar büyüyecek ve dolayısıyla maliyet artacaktır.

6.4. Basınç Kayıpları

Plakalı ısı eşanjörü tasarımında belirleyici unsurlardan biri de birincil ve ikincil devrelerde arzu edilen basınç düşümleridir. Her iki akışkan akışı için basınç düşümü hesaplamaları gereklidir. Plaka üzerindeki geometrik şekiller, akışkan akışına karşı bir direnç oluşturacağından, birincil ve ikincil devreler için basınç kaybı meydana getirecektir.

6.4.1. Basınç kayıplarının eşanjöre etkisi

Basınç düşümü, akış tipi (laminer veya türbülanslı), akışkanın cinsi ve kanal geometrisi gibi birçok faktörden etkilenir. Bunun sonucunda da plakalı eşanjörlerde yapılan çalışmalar sonucunda farklı markalarda aynı plaka sayısında değişken basınç kaybı meydana gelir.

Edinilen bilgilere göre CPIE’de, basınç kaybı ne kadar yüksek tutulursa, plaka sayısı azalırken, basınç kaybının düşük olması durumunda ise plaka sayısını artacaktır.

6.4.2. Basınç kayıplarının pompaya etkisi

Akışkan sirkülasyonu pompa gerektirdiğinden birincil ve ikincil devre de kullanılacak sirkülasyon pompalarının belirlenmesinde CPIE içinde meydana gelen basınç kayıpları önemli rol oynar. Bu nedenle kötü tasarımın bir sonucu olarak ek maliyetler oluşur. Basınç kaybının yüksek olması ise pompanın daha fazla direnci yenmesine yani büyümesine yol açar.

6.5. Plaka Tipinin Belirlenmesi

Eşanjörün akışkanlar arasındaki ısı transferini kullanım ihtiyacına uygun şekilde sağlamasında özellikle plaka malzemesinin çeşidi ve plaka kalınlığı çok önemlidir. Endüstride birçok uygulamada ve görevde kullanılabilir özelliklere uygun plaka türleri bulunmaktadır. CPIE tasarımı yapılırken plaka seçiminde en önemli husus plakanın ömrünü etkileyecek malzemeye karar vermektir.

Endüstride en çok tercih edilen plaka malzemesi paslanmaz çeliktir. Deniz suyu ve jeotermal gibi aşındırıcı özellik gösteren akışkanlarda titanyum; asit ve vb. uygulamalarda ise genellikle hastelloy plaka tercih edilir. Resim 6.1.'de eşanjör plakası görülmektedir.



Resim 6.1. Eşanjör plakası

6.6. Conta Tipinin Belirlenmesi

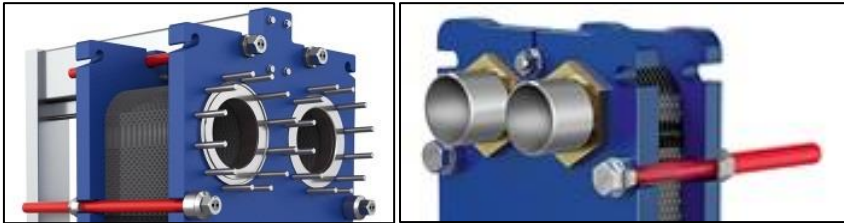
Bir plakalı ısı değiştiricideki en ayırt edici özelliklerden biri de birincil ve ikincil devrenin birbirine karışmadan ısı transferi yapmasıdır. Bunu mümkün kılan şey ise kullanılan contadır. CPIE'de her ne kadar conta kaynaklı karışımlar mümkün olmasa da limit faktör olarak görev yapmaktadır. Bu nedenle conta malzemesinin doğru seçimi çok önemlidir. Burada en önemli husus basınca göre dayanım sıcaklığıdır. Genel olarak nitril contalar 90-110 °C arası, etilen propilen contalar ise 170 °C sıcaklığa kadar kullanılmaktadır. Ayrıca akışkanın yapısına uygun conta seçmekte önemlidir [37]. Resim 6.2.'de eşanjör contası görülmektedir.



Resim 6.2. Eşanjör contası

6.7. Bağlantı Tipi

Bir CPIE tasarımı yapılırken üreticiler tarafından geliştirilen bilgisayar destekli seçim programının önerdiği model genellikle baz alınır. Bu modeller farklı markalar arasında fiziksel olarak yakın boyutlarda olsalar bile bağlantı yapıları ve ölçüleri farklılık gösterebilir. Bazen kullanıcılar tesisat bağlantısına göre talep edebilirler. Böyle durumlarda eşanjör bağlantısı büyük veya küçük olabilir. Bu fark bir üst çap veya bir alt çap dışına çıkılmaması tavsiye edilir. Şekil 6.1.'de eşanjör bağlantı tipleri görülmektedir.



Şekil 6.1. Farklı eşanjör bağlantıları [36]

6.8. Basınç Dayanımı

Devre kırıcı olarak çalışan plakalı eşanjörlerde her iki devrenin çalışma tesisat basınçları farklı olabilir. Özellikle son yıllarda gelişen mimari tasarımla ile çok yüksek katlı binalar hayatımıza girdi. Böyle yapılarda tesisatın binanın altına yaptığı basınç çok fazladır. Bu nedenle bir ya da birkaç eşanjör bu basıncı kırmak için kullanılır. Bu sayede pompalama maliyetleri de önemli ölçüde azalır. Endüstride DN10, DN16, DN25 ve DN40 gibi gövde basınç dayanımına sahip eşanjörler bulunmaktadır.

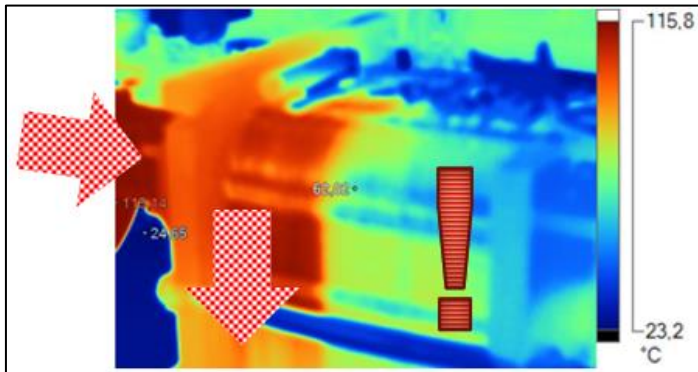
6.9. Tasarım Güvenliği

Bir plakalı eşanjörü tasarlarken, uygun olmayan koşullar altında bile belirli bir verim elde edebilmek için istenilen çalışma koşulları altında daha fazla kapasiteye imkân vermesi için marj ile çalışılır. Bu marj uygulamaya ve plaka teknolojisine göre farklılık gösterir. Bu durum bazen isteyerek yapılır bazen ise birincil ve ikincil devrenin çalışma sıcaklıklarına bağlı olarak oluşur. Aslında çoğu zaman istenmeyen bir durum olarak karşımıza çıkar ve buhar eşanjörleri için önemli bir parametredir.

Fazla marj ile çalışan eşanjörlerin arka plakalarında debinin yetersiz kalmasından dolayı ısı transfer yüzeyinin tüm alanlarına ulaşmayan akışkan, zamanla artan ölü hacimler oluşmasına ve tesisatta bulunan pisliklerin burada birikerek kirlenmeler meydana getirmesine neden olur.

Bu ölü bölgeler ve kirlenmeye bağlı olarak ısı transferinde ciddi düşüşler meydana gelir. Artan kirlenmeye bağlı olarak plaka kanalları tıkanır ve akışkan geçişi durur. Bunun sonucunda da Şekil 6.2’de termal kamera görüntüsündeki gibi baypas şeklinde çalışma meydana gelir. Aşağıdaki durumlarda marj kullanılır veya oluşur;

- Akış miktarındaki değişiklikler,
- Akışkanın fiziksel özellikleri,
- Sıcaklık değişimleri,
- U değeri ve basınç düşümü tahminindeki belirsizlikler,
- Plakada kirlenme olasılıkları,



Şekil 6.2. Fazla marj ile seçilmiş eşanjörün termal görüntüsü [36]

7. PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE ISI TRANSFERİNE ETKİ EDEN PARAMETRELER

Isı değıştircilerinde enerji tasarrufu, enerjinin verimli ve etkin kullanılması, ısı transferinin artırılması ile mümkündür. Enerji ihtiyacının günden güne arttığı ve enerji kaynaklarının azaldığı düşünöldüğünde ısı değıştircilerinde ısı transferinin artırılmasının ne kadar önemli olduğu daha iyi anlaşılmaktadır. Bu kapsamda ısı değıştircilerinde ısı transferinin artırılmasına yönelik çok sayıda çalışma yapılmış ve yapılmaya devam edilmektedir.

Isı eşanjörlerinin verimini arttırma çalışmalarında istenenler; kütle ve boyutu azaltmak, ısı transferi miktarını arttırmak, her iki devrede bulunan akışkanlar arasındaki ortalama logaritmik sıcaklık farkını azaltmak ve bu sayede toplam etkinliği arttırmaktır [90]. Isı transferine etki eden en önemli parametreleri sıralayacak olursak;

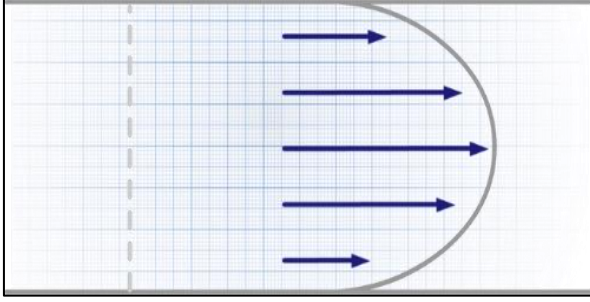
- Akış tipi,
- Akışkan özelliğı,
- Plaka yapısı,
- Eşanjör tasarım tipi,
- Plaka kombinasyonu,
- Plaka yüzeylerinde oluşan kirlenmeler,
- Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı,
- Birincil ve ikincil devrede oluşan basınç kayıpları,
- Korozyon etkisi,

7.1. Akış Tipi

Eşanjörlerde, çok çeşitli ısı transfer yüzeyleri ve kütle akış hızları kullanıldığı için birçok farklı türde akışla karşılaşılır. Bir sıvı, boru ya da iki düz plaka gibi kapalı bir kanaldan akarken, sıvının hızına bağılı olarak laminar ya da türbölanslı akıştan biri gerçekleşir. Akışkanların laminar veya türbölanslı akışında, Reynolds sayısı ile basınç düşüşü orantılı olarak değışir [91].

7.1.1. Laminer akış

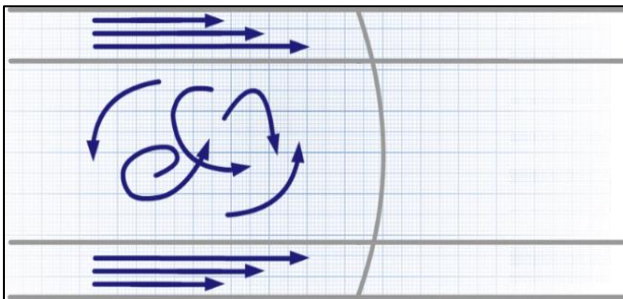
Laminer akış, sıvı parçacıkları ayrı paralel hatlarda akarken gerçekleşir. Bunların en önemli özelliği, merkezde maksimuma ve yüzeyde sıfıra yaklaşan parabolik hız profilidir. Isı laminer akışta iletim ile aktarılır. Şekil 7.1.'de laminer akış görülmektedir [92].



Şekil 7.1. Laminer akış

7.1.2. Türbülanslı akış

Türbülanslı akış, sıvı akışı artık düzensiz ama karışım gerçekleşecek şekilde rastgele, girdap hareketi yaparken gerçekleşir. Bir kanal içerisinde türbülanslı akış gerçekleşen durumlarda, akışkan taneciklerinin kendi içinde çalkantısıyla ısı dağılımı daha üniform hale gelir. Ayrıca ısı transfer plakası yüzeyindeki akışkan filmi incelir ve hız profili artık parabolik değil neredeyse sürekli olur. Sıvı akışı türbülanslı olsa bile, boru çeperinde laminer olarak akan ince bir film tabaka bulunur [92]. Isı türbülanslı akış modellerinde taşınım ile aktarılır. Şekil 7.2.'de türbülanslı akış görülmektedir.



Şekil 7.2. Türbülanslı akış

7.2. Akışkanın Özelliği

Eşanjördeki iki sıvının fiziksel özelliklerinin çok önemli olduğu açıktır. Tek fazlı ısı transferi ve basınç düşümü hesaplamalarına dahil edilen bu parametreler şunlardır:

- Yoğunluk (ρ)
- Özgül ısı (C_p)
- Termal iletkenlik (λ)
- Viskozite (μ)

Birçok tek fazlı sıvıda, ısıtma ya da soğutma esnasındaki en geniş limitler arasında değişiklik gösterebilen parametre viskozitedir. Viskozite, akışkanın iki katman arasında kayma gerilimine karşı gösterdiği iç direncin ölçüsüdür.

Hesaplama yapılırken doğru viskozite verilerinin eşanjör dahilinde işleme alınan her iki sıvı için soğuk taraftaki giriş sıcaklığından, sıcak taraftaki giriş sıcaklığına kadar tüm sıcaklıkları kapsaması çok önemlidir. Bu nedenle, literatürde deneysel çalışmalara dayalı oluşturulan Nusselt sayısı korelasyonlarına dahil edilmiştir.

Yüksek viskoziteye ve düşük termal iletkenliğe sahip bir sıvı, düşük viskoziteye ve yüksek termal iletkenliğe sahip bir sıvıdan daha az ısı aktarma kapasitesine sahiptir [36].

İlk olarak Choi (1995) tarafından nanometre büyüklüğünde katı partiküllerin homojen bir dağılımından oluşan yeni bir akışkan türü olarak önerilen nanoakışkan kavramı ise genellikle etilen glikol su karışımı ya da sadece su içerisine Al_2O_3 , ZnO , CuO , SiO_2 , CeO_2 , TiO_2 partikülleri karıştırılarak çalışmalar yapılmıştır. Genel olarak, sıvının yoğunluğu ve termal iletkenliği, %5'in altındaki nanopartikül konsantrasyonları için %20'ye kadar artarken, izobarik ısı kapasitesi benzer bir oranda azalır ve viskozite, aynı nanopartikül konsantrasyonu için iki katına kadar çıkabilir [91].

7.3. Plaka Yapısı

Plakalı ısı eşanjörlerinde, plakalarla oluşturulan akış kanalları genellikle zikzak şeklinde simetrik veya asimetrik özel bir yapıya sahiptirler. Bu tasarım, akışkanı yüksek türbülansla

zorlayarak, ısı transferinin daha etkin gerçekleşmesini sağlar. Ayrıca bu geometrik yapı, plakaların yapısal dayanıklılığını ve toplam ısı transfer alanının da artmasını sağlar [93].

Bu sebeple, plakalı ısı değiştirici üreticileri, daha yüksek ısı transfer katsayısına (U) ulaşmak için plaka kanallarındaki tasarımlar üzerinde Ar-Ge çalışmaları yapmaktadır. Küçük plaka aralığının ve oluklu tasarımın bir sonucu olarak, kirlenmeyi en aza indirmeye yardımcı olan güçlü eddy (ilerleyen girdap) oluşumu ile birlikte yüksek ısı transfer katsayıları ortaya çıkar. Yüksek ısı transfer katsayısı ise daha düşük ısı transfer alanı ihtiyacı sağlar. Yani uygulamada, gerekenden daha az plaka kullanılması demektir.

Plaka yüzeyi üzerinde bulunan oluklu kanalların plaka eksenine ile yaptığı dikey açının büyüklüğüne bağlı olarak türbülans değeri ve dolayısıyla ısı transfer yeteneği de değişir. Plakalardaki beta (β) değerleri yani şevron açısı yüksek olduğunda, yüksek U değeri elde ederiz ancak ortaya çıkan basınç kaybı da artar. Açının daralması ise tam tersi sonuçlar meydana getirir. Bu da yüksek türbülans ve ince laminar filmin ısı transferine daha az direnç gösterdiği anlamına gelir. Yüksek iletkenliğe sahip ince bir plaka kullanıldığında da aynı şekilde yüksek U değeri elde ederiz [70]. Sırasıyla Resim 7.1. 7.2., 7.3. ve 7.4.'de düşük ve yüksek teta açılı plakalar ile dizilim şekilleri verilmiştir.



Resim 7.1. Düşük teta açılı plaka



Resim 7.2. Yüksek teta açılı plaka



Resim 7.3. Düşük teta açılı dizilim



Resim 7.4. Yüksek teta açılı dizilim

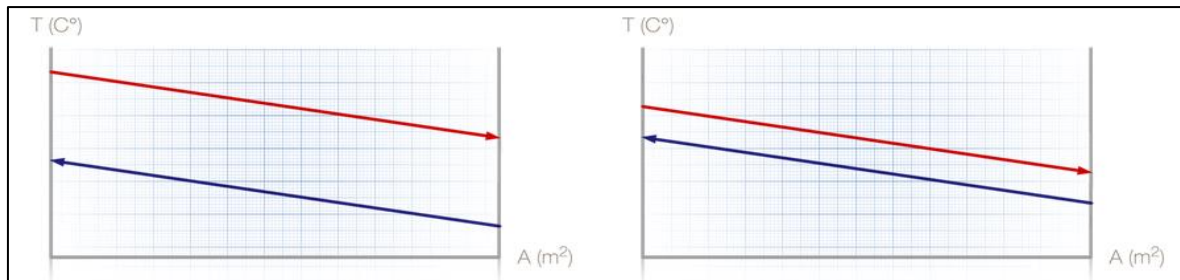
CPIE’de plakanın şevron performansı, genişleme faktörü, oluk profilinin geometrisi, plaka adım boyu ve ortalama kanal boşluğuna bağlı fiziksel özelliklerden de etkilenmektedir. Literatürde yapılan çalışmalara göre daha az ortalama kanal boşluğu ve daha fazla plaka adımı, tasarımlarda daha iyi ısı transferi sağlarken daha fazla basınç kaybına neden olur.

Aynı zamanda Eş. 5.1’de açıkça görüldüğü üzere plaka malzemesinin cinsi, sahip olduğu bileşenler nedeniyle doğrudan ısı iletim katsayısını etkiler. Plaka kalınlığı ne kadar düşük ise ısı transfer katsayısı o kadar artar. Endüstride standart olarak 0,4 ile 0,8 mm arası kalınlığa sahip plaka çeşitleri bulunmaktadır.

7.4. Sıcaklık Yaklaşımı ve Basınç Kaybı

Termodinamik olarak ısı sıcak yüzeyden soğuk yüzeye kendiliğinden akar. Bu nedenle iki akışkan arasındaki fark ne kadar fazla ise o kadar fazla ısı transferi olur. Yüksek beta görevini gerçekleştirmek, normal şartlarda düşük beta görevinden daha zordur. Geniş açılı plakaların basınç düşümü yüksek olmasına rağmen ısı transferinde daha verimlidir ve daha yüksek geçiş birim sayısı (GBS) değerlerine sahip görevler için idealdir. Düşük NTU değerli bir görev varsa, büyük olasılıkla dar açılı plakalı bir eşanjör yapılandırması daha uygun olacaktır.

Yani aynı basınç kaybı değerlerinde bir görev için geniş açılı bir plaka kullanıldığında daha fazla plaka sayısı ve ısı transfer alanı gerekecektir. Bu da daha düşük ısı transfer katsayısı anlamına gelir ve etkenlik gereksinimi karşılamak için tasarım görevine bağlıdır. Şekil 7.3.’te düşük NTU değeri ve Şekil 7.4.’te yüksek NTU değeri görülmektedir.



Şekil 7.3. Düşük NTU değeri

Şekil 7.4. Yüksek NTU değeri

7.5. Eşanjör Tipi

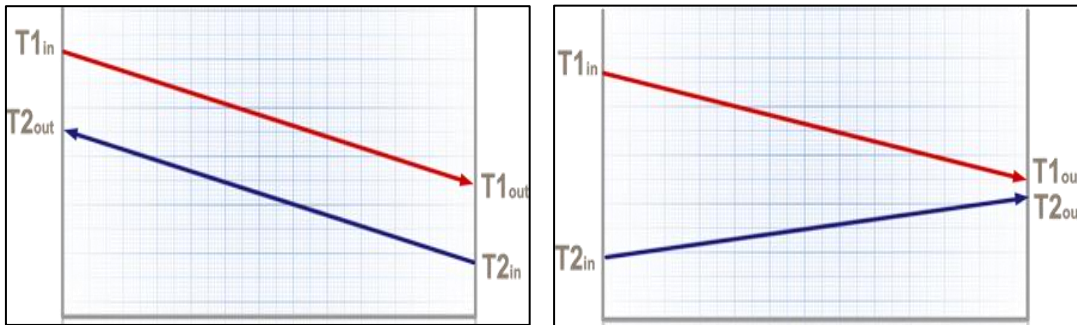
CPIE’lerde conta ve plaka yapısının sağladığı avantajlardan biri de eşanjör içinde akışın istenildiği gibi yönlendirilebilmesidir. Bu sayede farklı sıcaklık yaklaşımları ve ısıl etkenlikler elde edilebilir. Eşanjör modelindeki istenilen kapasite yüküne bağlı olarak ısıl ve hidrolik verimi artırmak için eşanjöre gereğinden fazla plaka eklemek yerine daha büyük plakalardan oluşan bir üniteyi kullanmak gerekir.

7.5.1. Tek geçişli tasarım

Karşıt akış plakalı eşanjörde aynı görev için daha az ısı transfer yüzeyi gerektirdiği için, varsayılan düzenlemedir. Bu tip ısı eşanjörleri, akışkanların birbiri ile paralel ve aynı yönlerde aktığı ısı değiştiricilere göre daha etkindirler. Zıt akışlı eşanjöre giren soğuk akışkan, sıcak akışkanın eşanjörden çıkış sıcaklığından daha yüksek sıcaklıklara ısıtılabilir.

Eş yönlü akış, sıcağa ya da soğuğa duyarlı olan sıvılarda bozulmaya yol açacak çok yüksek ya da çok düşük duvar sıcaklıklarından kaçınmak için kullanılır.

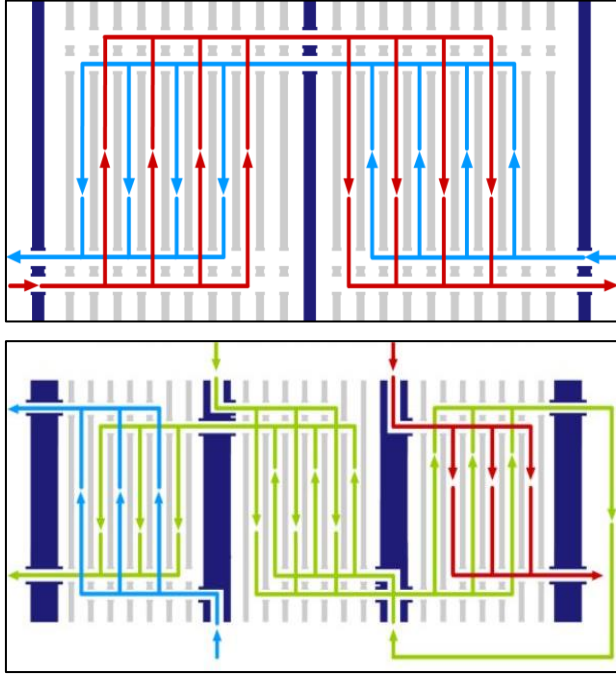
Bir eşanjörde olan durumu görselleştirmek için, Şekil 7.5.’de benzer bir temel grafik sıklıkla kullanılır. Üst çizgi eşanjörden geçen sıcak akışkandaki sıcaklık değişimini, alt çizgi ise soğuk akışkandaki sıcaklık değişimini temsil eder. Karşıt akışta, iki akışkan eşanjörün farklı uçlarından girerken, eş yönlü akışta, sıvılar aynı uçtan girer.



Şekil 7.5. Karşıt ve paralel akışlı eşanjörün temsili grafiği

7.5.2. Çok geçişli tasarım

Çok ysek beta görevlerinde veya birden çok görevin aynı anda yapılması gereken durumlarda, mevcut üniteyi çok geçişli hale getirerek teknik olarak plakaların uzunluğu arttırabilir.



Şekil 7.6. Çok geçişli eşanjör dizilimi

U düzenine sahip bir CPIE’de tüm giriş ve çıkış bağlantıları n baskı gövdesi tarafındadır. Bu sayede bakım için plaka paketinin açılıp kapatılması, eşanjöre plaka eklenmesini ya da plaka sklmesini kolaylaştırır. Z düzeninde ise son destek plakası tarafında da port delikleri bulunur. Hareketli arka gövde üzerindeki geçitler tesisatın boru bağlantısı gibi zorluklara sebep olur. Çok geçişli tasarımda yanlış akış dağılımı daha az olur ve daha çok sayıda plaka bulunabilir.

Wilkinson (1974) ile Cooper ve Usher (1983)’e göre U tasarımı Z zenine göre akış dağılımı yönünden daha düşük özellikler gösterir. Ancak Edwards, Changel, ve Parrott (1974), yapmış oldukları çalışmaya göre iki özenin de birbirinden daha üstün olmadığı ve U tasarımının daha etkin bir dağılım gösterdiğini vurgulamışlardır.

7.5.3. Plaka kombinasyonu

Plakalı ısı eşanjörlerinde, sadece dar ya da geniş açılı plakalar kullanılabildiği gibi, her iki çeşit plakanın karışık dizilimi ile de yapılabilir. Böylece, gerçekleştirilmek istenilen görev koşullarına maksimum düzeyde uygunluk sağlanır. Plaka tasarımlarında iki model vardır:

Asimetrik tasarım

Bu tasarımın en önemli avantajı hem dar açılı hem de geniş açılı bir plaka çiftinin döndürülmesi ya da çevrilmesiyle altı farklı kanal kombinasyonu oluşturularak çok farklı uygulamalara çözüm bulunabilmesidir. Bu sayede uygulamaya özel karakteristik verilere göre en yüksek ısı transfer katsayısına denk gelen plakalı eşanjör seçimi yapılabilir [94].

Simetrik tasarım

Simetrik plaka tasarımı da aynı şekilde hem geniş açılı hem de dar açılı plakalardan oluşur. Ancak sadece geniş açılı, sadece dar açılı ya da hem dar açılı hem de geniş açılı plaka çifti kullanılarak üç farklı kanal dizayn elde edilebilir. Simetrik tasarımda paralel ya da ters akıştan biri kullanılabılır [94].

7.6. Kirlenme

CPIE’de kirlenme yüzeylerde istenmeyen maddelerin birikmesidir ve işlev açısından zararlıdır. Kirlenme ısı transferi yapılan alanın yüzeyinde gerçekleştiği için kirlenme süreci bu işlevi engellemesinden ve kesintiye uğratmasından dolayı, diğer yüzey oluşumlarından genel olarak farklıdır. Isı değiştiricilerinde kirlenme, geleneksel olarak bir kirlenme direnci kavramı ile göz önüne alınır.

Plakalardaki yüzey düzenlemesi iyi karışım ve türbülansa neden olma eğilimindedir ve genel olarak bu tür ısı değiştiricisi kirlenme riski için düşük bir eğilime sahiptir. CPIE’de ısı transfer yüzey alanını incelediğimizde, akışkan plaka portundan girdikten sonra en verimli ısı transferi gerçekleştirmesi için tüm yüzeyi kullanması gerekir. Akışkan plakanın en uç noktalarına kadar götüren etken ise dağılım alanında eşit basınç kaybı meydana gelmesidir.

Yeni nesil plaka tasarımları sayesinde özellikle köşe noktalarında ölü noktaları oluşması engellenmeye çalışılmaktadır. Ancak etkin bir dağılım gerçekleşemez ise köşe noktalarında başlayan ölü noktalar zamanla tüm plaka yüzeyine yayılarak kirlenmeye neden olur (Resim 7.5.). Bu durum genelde gereğinden büyük ya da marjlı eşanjör kullanılması durumunda meydana gelir ve kapasite düşmesine sebep olur.



Resim 7.5. Akışkanı iyi yönlendirilemeyen plaka

Kirlenmenin, ısı değiştiricinin performansı üzerindeki etkisi, basınç düşümündeki değişimi inceleyerek görülebilir. Kirlenme, pompa çalışma noktasını sola doğru kaydıran, yani gerçek debiyi azaltacak buna karşılık sistem eğrisini ise etkili bir şekilde arttıracaktır. Akış debisi azalırsa, ısı transfer katsayısı da azalır [95].

Eşanjör seçimi yapılırken hesaplanan teorik basınç kaybı yaklaşık %30-40 daha artırılarak kirlenme oranı azaltılabilir [95]. Bu plaka sayısı düşürülerek türbülans miktarının artırılmasının bir sonucudur.

Kirlenme genellikle, birçok mekanizmanın birleşimidir ve bunlarla başa çıkma yöntemleri de farklıdır. Kirlenmeye neden olan madde canlı organizmalardan (biyolojik kirlenme) ya da cansız maddelerden (inorganik ya da organik) oluşabilir [96-100].

7.6.1. Biyolojik

Isı transfer yüzeyindeki mikrop üremesinin neden olduğu kirlenme şeklidir. Bu mikrobiyal kirlenme ısı transferinde düşüme ve basınç düşümünde artışa neden olur. Biyolojik kirlenme genellikle kimyasal yöntemlerle kontrol altına alınır.

7.6.2. Büyük birikintiler

Genellikle büyük parçacıkların ya da nesnelerin eşanjöre girmesi sonucunda meydana gelir. Basınç düşümünde artışa ve akışkan debisinde düşüme neden olur. Bu durum en iyi, akışkanın eşanjöre girmeden önce uygun şekilde filtrelenmesi ile kontrol altına alınır.

7.6.3. Çökelme

Sıvının içerisinde ısı transfer yüzeylerinde biriken ve ısı transferinin düşmesine ve basınç düşümünün artmasına neden olan küçük parçacıklar bulunur. Uygun düzeyde bir duvar kesme gerilimi tasarlanarak çökelme genellikle önlenabilir.

7.6.4. Kireçlenme

Karbonat, kalsiyum fosfat, sülfat ve magnezyum gibi mineraller, suda nispeten çözülmez ve suyun dışında yüksek pH, yüksek sıcaklık ve yüksek konsantrasyonlar gibi tipik sistem koşullarına maruz kaldığında kireçlenmeye neden olur [21]. Kireçlenme ısı alışverişini engeller, kirlenmeyi hızlandırır, korozyona yol açar, mikrop üremesine neden olur ve basınç düşümünü artırır. Kireçlenmeyi önlemenin en iyi yolu uygun bir su arıtma programı kullanmak ve olabildiğince düşük yüzey sıcaklığına ve yüksek duvar kesme gerilimine sahip eşanjörler tasarlamaktır.

7.6.5. Yanma

Genellikle sıvı veya yüzey sıcaklığına bağlı olarak molekül değişimi ya da polimerizasyonun olduğu gıda maddeleri ile çalışan eşanjörlerde görülür.

7.7. Korozyonun Isı Transferine Etkisi

Isı transferi korozyon sürecini etkilediği gibi aynı zamanda korozyon da ısı eşanjörünün termal ve hidrolik performansını da olumsuz etkileyebilir.

Korozyon sonrası performanstaki azalma, kanatlı-borulu eşanjörlerde alüminyum kanatlı numunelerin (maksimum %19), bakır kanatlı numunelere göre (maksimum %2) daha fazladır. Isı transferindeki bu azalma, kanatçıklar üzerinde oluşan galvanik hücre tarafından katmanlaşan Al_2O_3 tabakası neden olmaktadır [101]. Korozyon ürünlerinin neden olduğu bu ek ısı direnç, farklı malzemelerden yapılmış diğer ısı eşanjörlerinde de ortaya çıkar [102].

Çizelge 7.1.'de ısı eşanjörlerinin yapımında yaygın olarak kullanılan bazı metallerin ve tipik olarak bu metallerin korozyonundan kaynaklanan bazı oksitlerin ısı iletkenliği nasıl etkilendiği görülmektedir [103].

Korozyon ürünlerinin ısı iletkenliğinin genellikle ana metalinkinden önemli ölçüde daha düşük olduğu görülebilir. Oksitler, çok sayıda serbest elektron eksikliğinden dolayı genellikle termal yalıtkan olan seramikler olduğu için bu beklenebilir [104].

Çizelge 7.1. Çeşitli metallerin ve metal oksitlerin ısı iletkenliği

Metal	Isıl iletim katsayısı (W/m.K)	Oksit	Isıl iletim katsayısı (W/m.K)
Alüminyum	237	Alüminyum oksit (Al_2O_3)	25-40
Bakır	401	Bakır (II) oksit (CuO)	20
Karbon Çelik	52	Demir oksit	0.58
Paslanmaz Çelik	17	Krom (III) oksit (Cr_2O_3)	10-33
Titanyum	20	Titanyum dioksit (TiO_2)	11.7

8. PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERDE PLAKA ÖMRÜNE ETKİ EDEN PARAMETRELER

CPIE’de plaka ömrüne etki eden temel parametre korozyondur. Korozyon, bir metalin bir ortamda maruz kaldığı etkileşim nedeniyle bozulmasıdır. Isı eşanjörlerinin korozyon arızaları yaygındır ve genellikle yüksek bakım veya onarım maliyetlerini içerir.

NACE International (2016) tarafından yapılan yakın tarihli bir çalışmada, yıllık küresel korozyon maliyetinin 2,5 trilyon dolar olduğu hesaplanmıştır. Bu yüksek kayıplar, korozyonun neden olduğu doğrudan ve dolaylı maliyetlerin bir kombinasyonudur ve aşağıdaki gibi çeşitli ekonomik sonuçlara bağlanabilir [103];

- Aşınmış ekipmanın değiştirilmesi,
- Gereğinden fazla boyutlandırma,
- Önleyici bakım,
- Ekipmanın duraklatılması ya da kapatılması,
- Verimlilik kaybı,
- Ürün kaybı,

Bu ekonomik sorunlara ek olarak bazı sosyal sonuçlar eklenebilir:

- Güvenlik,
- Sağlık,
- Doğal kaynakların tüketilmesi,
- Görsel olarak hoş olmayan görünüm,
- Çevre kirliliği,

8.1. Isı Eşanjörlerinde Korozyon Nedenleri

Burada CPIE’de korozyonu tetikleyebilecek etmenler 3 ana kategori altında değerlendirilebilir.

8.1.1. İmalat hataları

Plakaların imalatı sırasında soğuk işleme sürecinin, levha üzerine uygulanan deformasyon derecesine göre plaka üzerindeki kavisli alanlar düz alanlara göre çok daha fazla gerilimine maruz kalırlar. Ayrıca tek adımlı presleme yöntemiyle yapılmayan plakaların çatlak korozyonuna uğrama ihtimali daha yüksektir.

8.1.2. Tasarım hataları

Isı eşanjörlerinin yapımında, soğutma suyunda korozyona dayanıklılık özelliklerine sahip olması nedeniyle sıklıkla paslanmaz çelik kullanılırken bunların dışında kullanılan bazı metaller, alüminyum, nikel, titanyum ve bunların alaşımları gibi diğer pasifleştirici metallerdir [105].

Paslanmaz çeliklerin temel faydası korozyon direncidir, ancak bunu ısı değiştiricinin sıcaklık, pH, iletkenlik, sertlik, alkalinite, sülfat, nitrat ve klorür iyonları konsantrasyonu gibi genel korozyon stabilitesini belirler [106-108]. Bununla birlikte çukur korozyonu ve gerilme korozyonu çatlaması gibi yerel korozyona karşı hassastırlar [109, 110]. Ayrıca ortamda Fe, Cr ve O varlığı ile aynı anda klorür sülfür bulunması yüksek sıcaklıklarda korozyonu önemli ölçüde hızlandırılabilir [111, 112].

Termal ve hidrolik değerlendirmelerde daha düşük kesme gerilmeleri ve daha yüksek sıcaklıklar, birikintiler altında çukur korozyonunu destekler. Ayrıca yüzeyindeki kirlenme birikintileri muhtemelen yüzey sıcaklığını artırarak korozyon sürecine katkıda bulunur [113].

8.1.3. Uygulama hataları

Plakalı ısı eşanjörleri ani basınç dalgası şoklarına çok duyarlıdır. Koç darbesi olarak adlandırılan bu durum, pompaların ilk devreye alınması veya akışın yön değiştirmesi gibi hallerde oluşur. Bu etmenler plakalarda metal yorulmalarına ve gerilme korozyonuna neden olur.

Bakım periyotları ne kadar sık olursa eşanjörü açma ve kapama işlemlerinde plakaların yapılarında bozulmaya neden olur. Bazen bir sızıntı durumunu ortadan kaldırmak için aşırı sıkılırlar, bu durumda daha soğuk plakalar kalıcı bir gerilime sahip olur. Bu durum, taneler arası korozyon çatlamasına iyi bir ortam yaratır [114].

Isı değıştircilerde yaygın olarak kullanılan potasyum hidroksit ve sodyum hipoklorit bazlı endüstriyel temizleyicilerin [115] veya klorür içeren çözeltiye maruz kalmasına ek olarak, muhtemelen sudan gelen klorür iyonlarının varlığı contalar arası boşluklarda birikerek gerilme korozyonuna neden olur [113].

8.2. Isı Eşanjörlerinde Korozyon Tespiti

Belirli çalışma periyodu sonrasında plakalı ısı değıştircilerde meydana gelen verim kaybı ve arıza tespiti uygun analiz yöntemleri ile belirlenebilir [116, 117];

- Veri toplama
- Görsel inceleme,
- Kimyasal analiz
- Optik ve taramalı elektron mikroskobu,
- X-ışını spektroskopisi
- Termo-tarama analizi
- Potansiyostatik test

8.3. Isı Eşanjörlerinde Karşılaşılan Korozyon Türleri

Malzemeye, ortama ve çalışma koşullarına bağlı olarak birçok korozyon türü mevcuttur [118]. Uygulamada, plakalı ısı eşanjörlerinde gözlemlenen en yaygın lokal korozyon türleri çukur korozyonu, çatlak korozyonu ve gerilme korozyonudur. Bunların dışında üniform, erozyon, taneler arası, galvanik, mikrobiyolojik ve hidrojen korozyon türleri de bulunmaktadır [119].

8.3.1. Tek tip korozyon

Korozyon, tüm ısı transfer yüzeyine homojen olarak yayıldığında, "üniform korozyon" terimi kullanılır. Tek tip korozyonda metalin akışkanla temas eden tüm yüzeyi boyunca kimyasal ya da elektro-kimyasal reaksiyonu sonucu gerçekleşir. Bu tip korozyonun görsel olarak tespit edilmesi genellikle kolaydır. Eşanjörün kullanılmadan önce testleri yapılarak korozyon hızı tespit edilebilir ve daha kalın plaka tasarımı uygulaması yapılabilir. Plakanın incelmesi metaldeki gerilmeleri artıran bir unsurdur [120].

8.3.2. Çukur korozyonu

Çukurlaşma korozyonunda metalin belirli bölgelerinde farklı boyutlarda küçük çukurlar ile başlayan delikler oluşur. Lokal korozyon çeşidinin ilk şeklidir. Kendiliğinden oluşan etkileşimlerden kaynaklanan reaksiyon ürünleri ya da bir kaplamanın uygulanması gibi bir yüzey muamelesi tarafından oluşturulan koruyucu bir filmle kaplı metaller, genellikle oyulmaya karşı hassastır [121].

Çukurlaşmanın başlaması metalurjik ve yapısal faktörlerden, çevresel faktörlerden, polarizasyon olaylarından ve korozyon ürünlerinin varlığından etkilenir. Paslanmaz çelik için, yüksek klorür içeriği, klorür içeren iyonlar (hipokloritler), yüksek sıcaklıklar ve düşük pH, çukurlaşma korozyonunun hızlandıran etmenlerdir [122, 123].

Bir paslanmaz çeliğin çukur korozyonuna yatkın olma eğilimi, çukur korozyon direnci (ÇKD) eşdeğer sayısı yardımıyla Eş. 8.1 kullanılarak tahmin edilebilir;

$$\text{ÇKD} = \text{Cr} + 3.3(\text{Mo} + 0.5\text{W}) + 16\text{N} \quad (8.1)$$

Burada alaşımdaki krom (Cr), molibden (Mo), tungsten (W) ve nitrojenin (N) kütle fonksiyonunun yüzde olarak değeridir [118].

Yaygın paslanmaz çelik tipi olan AISI 304'ün ÇKD'si 19, AISI 316L ise 24,2'dir. Yüksek alaşımlı paslanmaz çelik türleri ise >50'ye kadar çıkabilir. 20°C'deki deniz suyu uygulamaları için, en az 32'lik bir ÇKD önerilmektedir [124].

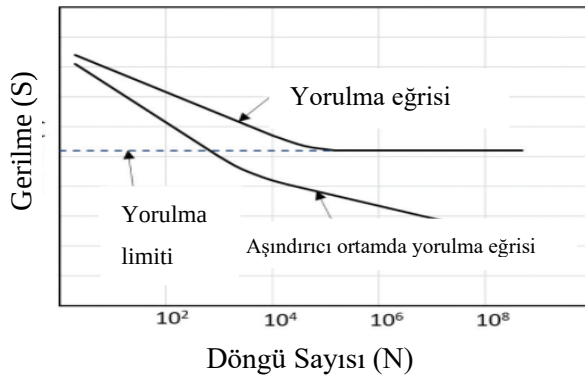
8.3.3. Çatlak korozyonu

Çatlak korozyonu, lokal korozyonun neden olduğu başka bir yoğun ve tehlikeli şeklidir. Klorürlerin varlığı çatlak korozyonunun başlamasına neden olabilir. Çatlak daraldıkça ve katot alanı arttıkça korozyon oranı artar [118]. Çatlak korozyonunun başlaması, farklı oksijen konsantrasyonundan etkilenir. Plakalı ısı eşanjörlerinde, bu tür yarıklar tipik olarak conta kanallarında, plaka temas noktalarında ve birikintilerin altında bulunur. Borulu ısı eşanjörlerinde, çatlak korozyonu için kritik alanlar, haddelenmiş borular ve boru levhaları arasındaki açıklıklar, açık kaynaklar ve cıvata delikleridir. Ayrıca, keskin kenarlı karmaşık geometrik tasarımlar çatlak korozyonuna eğilimlidir [123].

8.3.4. Gerilme korozyonu

Korozyon ve gerilme birleşim kuvvetlerinin olduğu ilk tür, gerilme korozyonu çatlamasıdır. Stres korozyonunda ani çekme gerilmeleri sonucu çatlaklar oluşur ve yalnızca çok az metal kaybıyla mekanik mukavemette önemli bir düşüşe neden olur [125]. Korozyon bir ortam mekanik gerilmelerle birleştiğinde korozyon süresi yoğunlaşır. CPIE’de bu korozyon sıklıkla soğuk haddelenmiş plakaların kıvrımlarında karşılaşılar [120]. Borulu ısı değiştiricilerinde ise genellikle genişletilmiş bölümlerde ve U kıvrımlarında bulunur.

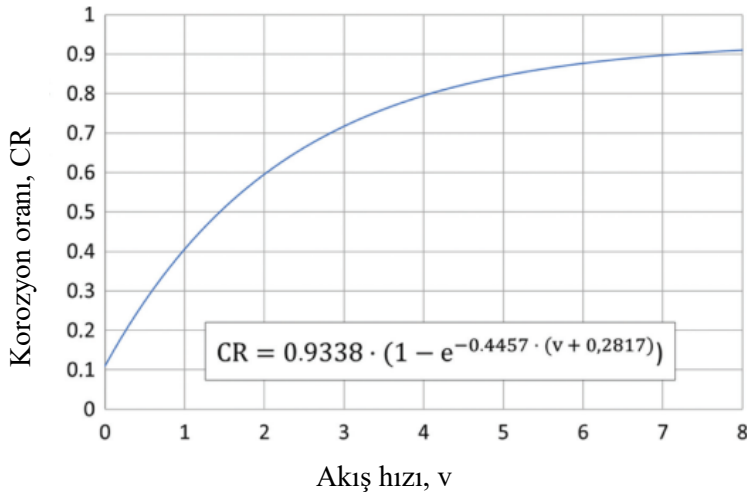
Korozyon yorgunluğu gerilmelerin rol oynadığı ikinci bir korozyon türüdür. Bu, büyük ölçüde akma noktasının altında dalgalanan bir yük ile karakterize edilir. Metallerin yorulma davranışı korozyon ortamından etkilenir. Şekil 8.1, bir S-N eğrisi ile korozyonun yorulma davranışı üzerindeki etkisini göstermektedir [121].



Şekil 8.1. Korozyonun yorulma davranışı üzerindeki etkisini

8.3.5. Erozyon korozyonu

Erozyon korozyonunda yüksek hızlı akışkan hareketi sonucu kesme gerilimi ile yüzeyden bölgesel olarak malzeme kaybı olur. Bu normalde türbülanslı akış koşulları altında meydana gelir. Hasar, sıvı hızının artmasıyla artar ve çoğu metal, koruyucu filmin tahrip olması nedeniyle korozyon oranının güçlü bir şekilde yükseldiği kritik bir hıza sahiptir [120]. Yüksek klor konsantrasyonunun olduğu deniz suyunda, paslanmaz çelik pasiflik kuramayabilir [121]. Deniz suyunun akış hızı ile karbon çeliğinin korozyon hızı arasında ilişki LaQue (1948) tarafından önerilmiştir. Bu ilişki daha sonra, Guedes, Garbatov ve Zayed (2011) tarafından Şekil 8.2'de gösterildiği gibi geliştirilmiştir.



Şekil 8.2. Deniz suyunun akış hızının karbon çeliğinin korozyon hızına etkisi

Plakalı ısı eşanjörlerinde, erozyon korozyonu girişlerde meydana gelebilir ve sıvı, kum parçacıkları gibi aşındırıcı katılar içerdiğinde daha şiddetlidir [120].

Bazen erozyon korozyonu altında sınıflandırılan "kavitasyon erozyonu" ve "aşınma korozyonu" şeklinde diğer iki aşınma biçimi vardır. Kavitasyon erozyonu hızdaki ani değişikliklerden kaynaklanan basınç düşüşlerindeki kaynama koşullarında yüzeyde kabarcıkların çökmesi şeklinde meydana gelir.

Aşınma korozyonu ise iki metal parça arasındaki periyodik sürtünme hareketinden kaynaklanır. Genellikle borulu eşanjörlerde levha bağlantılarında meydana gelir. Plakalı ısı eşanjörlerinde ise plakaların bitişik temas noktalarında meydana gelir [126].

8.3.6. Taneler arası korozyon

Katı halde, metaller tipik olarak kristal yapıya sahiptir. Karbon çeliği gövde merkezli kübik kristal yapısı vardır; alüminyum, bakır ve östenitik paslanmaz çelik yüzey merkezli kübiktir ve magnezyum, altıgen kapalı kristal kafese sahiptir. Katılaşma işlemi sırasında bu kristaller, farklı taneler arasındaki sınırların kimyasal olarak daha aktif olduğu ayrı taneler olarak oluşur [127].

Uygun olmayan ısıtılma işlemi veya kaynak gibi yüksek sıcaklıklarda çalışma, hassaslaştırma adı verilen bir işlemde tane sınırlarının yakınında alaşım elementi kromunun tükenmesine neden olabilir. Bu kromdan yoksun bölgeler korozyon direncini kaybetmiştir ve geriye kalan, ana metalin özellikleridir [123]. Aşınan metal bir çekme gerilimi altında olduğunda, tanecik sınırları boyunca korozyon çatlakları oluşabilir. Taneler arası korozyon genellikle yaygın olarak kullanılan AISI 304 tipi paslanmaz çelikten kaynaklı yapılarda meydana gelir [118].

8.3.7. Galvanik korozyon

Galvanik korozyonda ısı değiştirici bünyesinde bulunan elektrik potansiyeli farklı metalleri, akışkan elektrolit olarak kullanılmasıyla gerçekleşir. İki farklı metal elektriksel olarak bağlandığında ve bir elektrolit ile temas halinde olduğunda iki metal üzerinde potansiyel bir fark oluşur. Bu bimetallik çiftte, potansiyeli en düşük metal olan anot aşınmaya başlayacaktır. Daha asil metal bir katot gibi davranacak ve yüzeyi etkileşimde kalacaktır [118]. Plakalı ısı eşanjörlerinde, kaynaklı veya lehimli bağlantılarda galvanik korozyon olabilir [120].

8.3.8. Seçici süzdürme

Diğer bir deyişle alaşımdan arındırma, bir alaşım elementinin bünyesindeki diğer alaşım elementlerine göre mikroskobik ölçekte galvanik korozyon şeklindedir ve sonuç olarak yapı zayıflar [120]. Yaygın bir örnek olarak durgun bir suda pirinçten çinkonun uzaklaştırılması veya yüksek ısı akışı koşullarında asidik çözeltilerde alüminyum veya bakırdan nikelin uzaklaştırılmasıdır [123]. Aynı şekilde çoğu agresif ortamlarda uygun alaşım elementlerinin eklenmesiyle sızıntıya karşı önlenabilir [128].

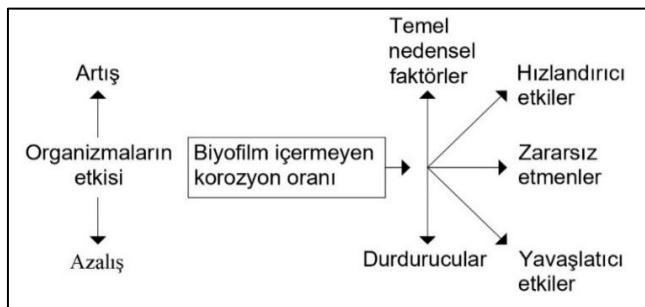
8.3.9. Hidrojen hasarı

Hidrojen, bir metale farklı şekillerde zarar verebilir. Hidrojen en küçük atomdur ve genellikle metal kafesi içinde ölçülebilir bir hızda, tanecik sınırları boyunca ve dislokasyonlar boyunca aralıklı olarak yayılabilir [129]. Atomik hidrojenin neden olduğu ilk korozyon hasarı, hidrojen kabarcıklarıdır. Bu, numune yüzeyine yakın, iç kusurlarda atomik hidrojenin toplanmasından kaynaklanır. Bu boşluklarda, çok yüksek iç basınçlar oluşturarak gaz halindeki hidrojene (H_2) yeniden birleşir. Bu, metal yüzeyde kabarcıkların oluşmasına neden olur. Hidrojen hasarının başka bir formu, metalin mevcut hidrojen tarafından gevrekleştirildiği hidrojen kaynaklı çatlaktır. Bu ortam H_2S içerdiğinde bu korozyon şekli sülfür gerilme çatlaması olarak adlandırılır [118].

Yüksek sıcaklıklarda ($>232\text{ }^{\circ}C$) ve yüksek basınçlarda ($>7\text{ bar}$) moleküler hidrojen, çelik yüzeylerde atomik hidrojene ayrışabilir ve çeliğe yayılabilir. Çelikteki tane sınırlarında, çıkıklarda ve kalıntılarda metan (CH_4) oluşturabilir. Bu işlem, çeliğin mekanik özelliklerini azaltarak karbonu giderir [130]. Plakalı eşanjörlerde kullanılan titanyum hidrit oluşumuna bağlı hidrojen hasarına karşı hassastır [102].

8.3.10. Mikrobiyolojik kaynaklı korozyon

Bakteriler, algler ve mantarlar dahil olmak üzere mikroorganizmalara sadece sulu ortamda değil, aynı zamanda çeşitli endüstriyel sıvılarda da rastlanır. Bu organizmalar bir yüzeye bağlandığında, korozyonu etkileyecek bir biyofilm tabakası oluşur. Biyofilm ayrıca korozyon tipini veya korozyon oranını artırabilir ya da azaltabilir. Mikrobiyolojik olarak indüklenen korozyon ilk olarak Dexter (2003) tarafından ortaya atılmış ve Şekil 8.3.'te şematik olarak özetlenmiştir.



Şekil 8.3. Biyofilmin korozyon hızı üzerindeki etkisi [131]

8.4. Isı transferinin korozyona etkisi

Korozyon hızı, ısı transferinden farklı şekillerde etkilenir. Isı, katı bir duvardan bir sıvıya (veya tersi) aktarıldığında, bir sıcaklık gradyanı oluşur ve yüzeye yakın sıvının geriye kalan tüm sıvıdan farklı bir sıcaklığa sahip olmasına neden olur. Duvarın yakınındaki sınır tabakalarının sıcaklığı, sıvı sıcaklıklarına, ısı transfer yüzeyinin iletken termal direncine ve konveksiyon katsayılarının nispi değerine bağlıdır [132].

Elektrokimyasal reaksiyonların kinetiği normalde artan sıcaklıkla artar. Arrhenius denkleminde yansıtılan üstel bir ilişki genellikle sıcaklık ve reaksiyon hızları arasında mevcuttur [133]. Bu, aşındırıcı bir sıvı ısıtıldığında, duvarın yakınındaki sınır tabakasındaki sıcaklığın daha yüksek olduğu ve korozyon kinetiğinin, yığın sıcaklığıyla tahrik edilen kinetiklerden daha hızlı olacağı anlamına gelir. Bununla birlikte, aşındırıcı bir sıvı soğutulduğunda, metal sıcaklığı sıvı sıcaklığından daha düşük olacaktır ve korozyon kinetiği azalacaktır [134].

Sıcaklıktaki yerel farklılıklar, akışkan içindeki maddelerin farklı çözünürlük ürünlerine de neden olur. Çoğu tür için çözünürlük, sıcaklık arttıkça artar, bazıları ise ters özelliklere sahiptir. Sıvıya ısı transferi, korozyon ürünlerinin koruyucu bir tabaka oluşturmak yerine çözünmesine neden olabilir, çünkü duvar yakınındaki çözünürlükleri yüksektir. Bu, korozyon oranını artırabilir [135].

Bir sıvı soğutulduğunda, korozyon ürünleri çözülme eğilimine sahip değildir, ancak yüzeyi daha fazla korozyondan koruyan yapışkan bir ölçek oluşturur. Korozyon ürünlerinin yanı sıra metalin bozulmasına neden olan korozif türler de çözünürlükteki bu değişikliği yaşarlar. Bu nedenle, ısıtılmış bir sıvı için beklenen daha yüksek korozyon oranlarını engelleyebilir [136].

Yalnızca sınır tabakasındaki akışkan ile kalan diğer akışkan arasındaki sıcaklık gradyanı korozyonu etkilemez. Isı transfer yüzeyinin kendisi de farklı alanlarda başka bir sıcaklığa sahip olabilir. Roberge (2000)'e göre, sıcak metal aynı metale daha düşük sıcaklıkta anodiktir. Ross (1967) ve Green (1967) bunu “sıcak nokta korozyonu” terimiyle açıklamıştır.

Sıvının faz değişimi sırasında ek komplikasyonlar ortaya çıkar. Bir sıvı kaynamaya başladığında, yüzeyde çekirdek kaynaması kabarcıkları oluşur. Bu kabarcıklar çökebilir ve yüzeyde erozyon korozyonuna neden olarak muhtemelen koruyucu bir tabakayı kaldırabilir. [109, 110, 116]. Benzer şekilde bir buharın yoğunlaşması sırasında metal üzerinde bir sıvı tabakası oluşur. Buhardaki gazlar kondens içinde çözünerek metal yüzeyde lokal korozyona neden olabilir. Bu süreç bazen yoğuşma korozyonu olarak adlandırılır ve ısı eşanjörünün çukur korozyonu arızasının nedenidir [138].

Korozyon, malzemenin metalurjik ve yapısal faktörlerinden, çevresel faktörlerden, erozyon ürünlerinin varlığından ve çeşidinden etkilenir. Viskoz akışkanlar ısıya karşı tepki verirler. Bu durum, sıcaklıktaki değişimler sonucunda meydana gelen fiziksel ve kimyasal olaylar olarak kendini gösterir.

Sıcaklık, ısı transfer akışkanındaki faz değişimi ve bünyesinde bulundurduğu maddelerdeki çözünmeye ve çökelmeye bağlı olarak plakanın ısı transfer yüzeyinde tespit edilen çeşitli korozyon türlerinin oluşmasında hızlandırıcı veya yavaşlatıcı etki olarak görülebilir. Ayrıca bir ısı transfer işleminde, logaritmik sıcaklık farkının pozisyona ve zamana göre değişimi sonucu ısı transfer yüzeyinin farklı alanlarında farklı sıcaklıklar oluşmasına ve bundan dolayı farklı korozyon türlerinin aynı anda oluşmasına sebebiyet verebilir.

9. BULGULAR

Bu tez çalışması kapsamında plakalı ısı değiştiriciler için tasarım girdilerini oluşturan tüm parametreler belirlenmiş, akışın dağılımı, ısı transferi incelenmiş ve literatürdeki çalışmalar özetlenmiştir.

Literatürde şevron açısının 30° ile 65° arasında yapılan çalışmalara göre Çizelge 9.1.'de plakalı ısı değiştiricilerde ısı transferine etki eden parametreler açıklanmıştır.

Çizelge 9.1. Plakalı ısı değiştiricilerde ısı transferine etki eden parametreler

Faktör	Açıklama ve Literatür ile Karşılaştırma
Şevron açısı	Yapılan incelemeler neticesinde şevron açısı, türbülansı değiştirdiği için ısı transferi ve basınç kaybı faktörleri gözlemlenmiş ve bunun da ideal aralıklarda seçilmesi gerektiği bu tez kapsamında belirlenmiştir. Sabit besleme akışkan debisinde şevron açısının artması toplam basınç kaybını 5 kat, ısı transfer katsayısını yaklaşık 2,5 kat artırdığı, ancak 65° 'nin üzerindeki şevron açılarının Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerini azalttığı belirtilmiştir [2].
Şevron geometrisi	Plakalarda oluşturulan oluk profilinin geometrisi, genişleme faktörü, plaka adım boyu ve ortalama kanal boşluğuna bağlı fiziksel özellikler akışkanı yüksek türbülansa zorlayarak ısı transferinin daha etkin gerçekleşmesini sağladığı literatürde belirtilmiştir. Sabit besleme akışkan debisinde ve sabit şevron açısında kanal derinliğinin 2 kat artması veya plaka adımının 2 kat azalması, %30 daha iyi ısı transferi sağlarken 3 kat daha fazla basınç kaybına neden olmaktadır [47]. Ayrıca plaka adımının kanal derinliğine oranının optimum değerinin yaklaşık 2,73 olarak belirlenmiştir [71].
Plaka kalınlığı	Korozyona dayanıklılık açısından plakanın kalın olması istenilen bir durumdur. Ancak bu ısı transfer katsayısını azaltırken ilk yatırım maliyetini de ciddi derece artırır. Plaka kalınlığı azalır ise ısı direnci de azalır ve dolayısıyla ısı transferi artar.

Çizelge 9.1. (devam) Plakalı ısı değıştircilerde ısı transferine etki eden parametreler

Plaka boyutları	Isı transferinin en iyi şekilde yapılabilmesi, akışkanların kat ettikleri mesafenin yüksek olması ve bu sebepten ısı transferinin maksimuma ulaşması için plaka boyunun plaka enine oranı minimum 2,5 olması gerektiği bu tez kapsamında belirlenmiştir.
Besleme sıcaklığı	Termodinamik olarak ısı transferi sıcak yüzeyden soğuk yüzeye doğru gerçekleşir. Bu nedenle iki akışkan arasındaki sıcaklık farkı ne kadar fazla ise o kadar fazla ısı transferi olur ve akışkan giriş sıcaklığının artışı ile ısı transfer hızı artar.
Kirlenme	Yapılan incelemeler sonucunda kirlenmenin ısı değıştircinin performansı üzerindeki etkisi, işletme sırasında basınç düşümündeki değışim karşılaştırılarak görülebileceği belirlenmiştir. Kirlenme faktörünün artışı ısı transfer hızını düşük şevron açılarında yaklaşık %20, yüksek şevron açılarında yaklaşık %50 azalmasına ve basınç kaybının artmasına neden olduğu yapılan çalışmalar kapsamında belirtilmiştir [2]. Ayrıca eşanjör seçimi yapılırken hesaplanan teorik basınç kaybı yaklaşık %30-40 daha arttırılarak kirlenme oranının azaltılabileceği ifade edilmiştir [95].
Akışkan debisi	Bu tez kapsamında yapılan araştırmalara göre besleme suyu debisi, farklı akış türleri oluşmasına neden olduğu gözlemlenmiştir. Besleme debisinin artışı düşük şevron açılarında ısı transfer hızını yaklaşık 3 kat, toplam basınç kaybını yaklaşık 4 kat; yüksek şevron açılarında ısı transfer hızını yaklaşık 7 kat, toplam basınç kaybının yaklaşık 20 kat artmasına neden olduğu belirtilmiştir [76, 77].
Akışkanın termal özelliği	Literatürde deneysel çalışmalara dayalı oluşturulan korelasyonlarda akışkanların cinsi, viskozitesi, yoğunluğu ve termal iletkenliği, sahip olduğu ısı kapasiteleri etkilediği belirlenmiştir. Yüksek viskozite ve düşük termal iletkenliğe sahip bir sıvı, düşük viskozite ve yüksek termal iletkenliğe sahip bir sıvıdan daha az ısı aktarma kapasitesine sahip olduğu gözlemlenmiştir.

Çizelge 9.1. (devam) Plakalı ısı değıştircilerde ısı transferine etki eden parametreler

Hatalı seçim	Bu tez kapsamında plakalı ısı değıştircilerinin ısı transfer yüzey alanında yapılan incelemelere göre, akışkan plaka portundan girdikten sonra en verimli ısı transferi gerçekleştirmesi için tüm yüzeyi kullanması gerektiğı belirlenmiştir. Seçimi hatalı yapılan eşanjörlerde yanlış akış dağılımı oluşmaya başladığı, arka plakalara ulaşan akışkan miktarının azaldığı, zamanla ölü noktalar ve kirlenmeler meydana geldiğı gözlemlenmiştir.
Eşanjör tasarımı	Yapılan incelemeler neticesinde teorik olarak eşanjöre giren soğuk akışkanı, sıcak akışkanın eşanjörden çıkış sıcaklığından daha yüksek sıcaklıklara ısıtılabilindiğinden dolayı karşıt akışlı tasarımlar paralel akışlı duruma göre daha çok tercih edildiğı belirlenmiştir. Eşanjörlerdeki akış tasarımlarını Shah ve Sekulic (2003) detaylı olarak ifade etmişlerdir.

Çizelge 9.1’de açıklandığı gibi bu tez kapsamında plakalı ısı değıştirciler (PID) için incelenmiş tüm çalışmalarda ısı transferine etki eden parametreler, akış dağılımı ve ısı transferi faktörleri olarak iki başlık altında incelenmiştir. Bu faktörlerin birbiriyle bağımlı olarak ele alındığı ve ısı transferini inceleyen çalışma sayısının oldukça fazla olduğu görülmüştür.

Farklı akış rejiminin sahip olduğu karakteristik özelliklerinden dolayı aktarılabilen ısı transferi farklılık göstermektedir. Bu husustan dolayı, genellikle PID modellerinde plaka geometrileri farklı rejim için bireysel olarak kategorize edilmeye çalışılmıştır. Bunlar türbülanslı akış dağılımını etkileyen şevron geometrisi, şevron açısı, akış debisi ve akışkanın termal özelliğidir. Literatürde bu hususta çok fazla çalışma yapılmış ve hem ısı transferi hem de basınç kaybı için çeşitli korelasyonlar türetilmiştir.

Birim alandan birim zamanda aktarılan ısı transferini geliştirmek mümkündür. Bundan dolayı, plaka kalınlığı, besleme sıcaklığı ve eşanjör tasarımı ısı transferi altında kategorize edilmiştir. Hatalı seçim ise kirlenme faktöründe etkin rol oynadığı ve literatürde bu konuda yapılan çok fazla çalışma sonucu ısı transferi üzerine çeşitli formülasyonlar sunulmuştur.

Plakalı ısı değıştircilerde plaka ömrüne etki eden temel parametrelerden birisi de korozyondur. Isı eşanjörlerinin korozyon arızaları yaygındır ve genellikle yüksek bakım veya onarım maliyetlerini içerir. Çizelge 9.2.'de plakalı ısı değıştircilerde plaka ömrüne etki eden parametreler açıklanmıştır.

Çizelge 9.2. Plakalı ısı değıştircilerde plaka ömrüne etki eden parametreler

Akışkan kalitesi	Pek çok endüstride ileri teknoloji arıtma sistemleri kullanılarak, ham madde içinde çözünmüş toplam katı miktarının azaltılması ile akışkan kalitesi artırılabilir. Yapılan çalışmalara göre standart çalışma koşulları altında arızalardan kaçınmak için klorür seviyesinin 50 ppm'nin altında tutulması gerektiği, mümkünse ters ozmos kalitesinde akışkan kullanılması önerilmiştir [119].
Akışkanın fiziksel ve kimyasal özelliği	Yapılan araştırmalara göre plakalı ısı değıştircilerde kullanılan ısı transfer akışkanının özelliği, korozyon hızını değıştirdiği için conta ve plaka ömrü üzerindeki etkileri gözlemlenmiş ve bu malzemelerin ideal dayanıklılıkta seçilmesi gerektiği bu tez kapsamında belirlenmiştir. Aşındırıcı etkisi yüksek agresif akışkanlar için katkılı plakalar, yüksek sıcaklık ve yapısal bozulmalara karşı ise dayanıklı contalar tercih edilmelidir.
Sıcaklık farkı	Metallerin genel özelliği ısınınca genleşmesi ve soğuyunca büzülmesidir. Birincil devrenin ve ikincil devrenin giriş sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının 100°C üzerinde olması, plaka yüzeyinde ani olarak genleşme veya büzülmeye neden olduğundan gerilme korozyonu riskini arttırdığı belirlenmiştir.
Servis ve bakım periyodu	Plakalı ısı eşanjörlerinin kullanım alanına bağlı olarak belirli periyotlarda temizliğe ihtiyacı vardır. Planlanan servis durumları dışında sık sık durdurulması, devre alınması, bakım için açılması ve kapatılması, plakanın geometrik yapısının hasar görmesine ve ek bakım maliyeti oluşturmaya neden olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca kullanılan temizleme kimyasalı da plaka ve conta ömrünü azaltan etmenlerdendir.

Çizelge 9.2. (devam) Plakalı ısı değıştircilerde plaka ömrüne etki eden parametreler

İmalat hataları	Bir metal şekil verme esnasında ne kadar çok işleme maruz kalırsa fiziksel deformasyon miktarı da artar. Yapılan araştırmalara göre levhaların imalatı sırasında soğuk işleme sürecinde tek adımlı presleme yöntemiyle üretilmeyen plakaların çatlak korozyonuna uğrama ihtimalinin daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca eşanjör contalarını sabitlemek için plakalar üzerinde açılan ve çatlak korozyonunu hızlandıran delikler de olmamalıdır.
Tasarım hataları	Bu tez kapsamında plakalı eşanjör tasarımı için yapılan incelemeler neticesinde kirlenme hızı ve ilk yatırım maliyeti faktörleri açısından plaka sayısının ideal aralıklarda seçilmesi gerektiği gözlemlenmiş ve bunun da gereğinden küçük seçim yapılan eşanjörlerde oluşan yüksek türbülans nedeniyle plaka yüzeylerinde oluşan aşınmaların korozyon hızının artmasına neden olduğu incelenmiştir.
Uygulama hataları	Mekanik tesisat projelerinde kullanılan tesisat ürünlerinin birbirleri ile uyumlu olması ve gerekli emniyet ekipmanlarının kullanımı önemlidir. Besleme pompalarının ilk devreye alınması veya akışın yön değıştirmesi gibi hallerde, plakalı ısı eşanjörleri ani basınç dalgası şoklarına maruz kalırlar. Bu tip etkenlerin ısı değıştircinin plakalarında metal yorulmalarına sebep olduğu belirlenmiştir.

Çizelge 9.2’de açıklandığı gibi plakalı ısı değıştircilerde yapılan enerji verimliliği çalışmalarının aynı zamanda işletme verimini de artırdığı ve bu faktörlerin birbiriyle bağımlı olduğu görülmüştür. İşletme süreçlerinin sürdürülebilirliği, proses güvenliği, ilk yatırım ve işletme maliyeti bakımından korozyon hatalarının azaltılması ve engellenmesi önem arz etmektedir.

Tabloya genel olarak bakıldığında plaka ömrünü etkileyen önemli parametrelerin imalat, tasarım ve uygulama hataları olduğu, akışkanın fiziksel ve kimyasal özelliği ise en etkili faktör olduğu belirlenmiştir. Literatürde bu hususta metallerin korozyon dayanımı üzerine çeşitli çalışmalar yapılmış ve bunların tespit edilmesi yöntemleri paylaşılmıştır.

10. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışma kapsamında plakalı ısı değiştiriciler için genel olarak yapılan analiz neticesinde aşağıdaki sonuç ve öneriler paylaşılmıştır.

- Bir CPIE’de ana tasarım parametreleri, sistem kapasitesi, çalışma sıcaklıkları ve basınç kayıplarıdır. Literatürde bulunan çalışmalar ışığında yapılan analizler neticesine göre plakalı ısı değiştiriciler için şevron açısı (β), ısı transferi ve basınç kaybında en önemli parametre olduğu gözlemlenmiştir. Bu sınırlamalar doğrudan ısı transfer alanını etkilediği için ilk yatırım maliyetinde ciddi farklılıklar oluşturduğu belirlenmiştir.
- Plakalı ısı değiştiricilerin şevron yapısından kaynaklı yüksek türbülanslı akış nedeniyle toplam ısı transfer katsayısı, borulu ısı değiştiriciden 3 ile 10 kat daha fazla olduğu literatürde bulunan çalışmalarda belirtilmiştir. Bu nedenle borulu ısı değiştirici kullanımının zorunlu olmadığı yerlerde daha kompakt ve toplam ısı transfer katsayısının daha yüksek olduğu plakalı eşanjörler tercih edilmelidir.
- Yapılan araştırmalara göre iki akışkan arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve her iki devredeki basınç kaybının küçülmesi daha fazla ısı transfer alanına ihtiyaç duyulmasına, dolayısıyla daha fazla plaka kullanılması veya eşanjörün daha büyük olmasına ve ilk yatırım maliyetinin artmasına neden olduğu bu tez kapsamında ifade edilmiştir.
- Bu tez kapsamında yapılan araştırmalara göre ısıtma, soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında ilk yatırım maliyeti ve kirlilik oranını azaltmak için birincil ve ikincil devrede 30 ile 50 kPa arası basınç kaybı seçimleri en ideal tasarım olduğu belirlenmiştir.
- Özellikle chiller su soğutma gruplarında birincil ve ikincil devrenin sıcaklık yaklaşımının 1 °C olduğu tasarımlarda şartların izin verdiği durumlarda $LOS_F \cong 1,3$ olarak belirlenmesi, ciddi anlamda ilk yatırım avantajı sağlayacağı bu tez çalışması kapsamında gözlemlenmiştir.
- Literatürde eşanjörün ısı transfer plakalarının giriş kısmında akışkanın plaka yüzeyinde homojen olarak dağılmasını sağlayacak yönlendirme bölgesi olması gerektiği belirtilmiştir.
- Yapılan çalışmalara göre eşanjörün tesisata bağlantı (giriş-çıkış) ağızdaki ısı transferi akışkan hızı plakaların koç darbesine uğramaması ve korozyon hızını düşürmek için 4 m/s hızdan fazla olmaması gerektiği belirlenmiştir.

- Uygun görev için uygun plaka dizilimleri kullanılarak istenilen sıcaklık yaklaşımı ve basınç kaybı için gerekenden büyük veya küçük eşanjör hatalarının önüne geçilebilir.
- Çok yüksek kapasiteli görevleri tek eşanjör yerine birden fazla eşanjöre paylaştırmak sistemin daha güvenli ve daha stabil çalışmasına olanak tanıyacağı belirlenmiştir.
- Plakalı eşanjör seçimlerinde gıda ve ilaç uygulamaları dışında daha iyi performans gösterdiği için karşıt akışlı tasarımların kullanımının verimi artıracığı gözlemlenmiştir.
- Korozyon hatalarının azaltmak için giriş-çıkış bağlantıları plaka malzemesi aynı malzemeden üretilmiş koruyucu kaplama veya akışkana uygun boğaz contası ile korunmalıdır.
- Bu tez kapsamında yapılan araştırmalara göre plakaların üniform bir yapıya sahip olabilmesi, plaka et kalınlığının plakanın her noktasında eşit olması için tek adımlı presleme prosesi ile yapılmış olmalıdır. Bu sayede basınç şoklarına, titreşimlere, plaka yorulmalarına, yüksek çalışma basınçlarına daha dayanıklı plakalar olacaktır.

Plakalı ısı değiştiriciler için akış dağılımı, ısı transferi ve basınç kaybı birbirinden bağımsız süreçler olarak düşünülmemeli, kesinlikle aralarındaki ilişki tasarım parametresi olarak kabul edilmelidir. Yüksek kapasiteli sistemler için verimli ısı transferi ve düşük basınç kayıplarının yakalanması ekonomik zorlukları da beraberinde getirmektedir. Bu sebeple, tercih edilen proses için Bölüm 6'da açıklandığı gibi seçim girdileri ve ilk yatırım maliyeti üzerine yapılacak bir optimizasyonun ardından tasarım doğrulamanın yapılması oldukça önemlidir.

Mekanik tesisat bağlantıları yapılırken plakalı ısı eşanjörlerinin kirlenme kontrolünü takip etmek amacıyla birincil ve ikincil devrenin giriş çıkışlarında mutlaka termometre ile birlikte manometre kullanılmalıdır. Ayrıca temizlik, bakım ve kapasite değişikliği amaçlarına uygun olarak kolayca monte ve demonte edilebilecek yapıda olmalıdır.

Günümüz modern teknolojilerin getirdiği imkanlar sayesinde plakalı ısı değiştiricilerde kullanılan ısı transfer akışkanlarının kalitesi, gelişmiş sensörler ile kayıt altına alınmalı ve uygun filtreleme sistemleri ile iyileştirilmelidir.

Yukarıda bahsedilen tüm bu şartlar göz önüne alınarak, istenilen proses çalışmasına göre yapılan tasarım neticesinde enerji verimliliğine olumlu katkı sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

1. Zhang, J., Zhu, X., Mondejar, M.E., and Haglind, F. (2019). A review of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 101, 305-328.
2. Jamil, M.A., Din, Z.U., Goraya, T.S., Yaqoob, H., and Zubair, S.M. (2020). Thermal-hydraulic characteristics of gasketed plate heat exchangers as a preheater for thermal desalination systems. *Energy Conversion and Management*, 205, 112425.
3. Tabares, J.S.R., Perdomo-Hurtado, L., and Aragón, J.L. (2019). Study of gasketed-plate heat exchanger performance based on energy efficiency indexes. *Applied Thermal Engineering*, 159, 113902.
4. Pelliccione, A.S., SantAnna, R., Siqueira, M.H.S., Ribeiro, A.F., Ramos, J.E., Silva, O.P., and Pimentel, M.F. (2019). Failure analysis of a titanium plate heat exchanger-Mechanical fatigue. *Engineering Failure Analysis*, 105, 1172-1188.
5. Song, K.S., Yun, S., Lee, D., Kim, K., and Kim, Y. (2020). Evaporation heat transfer characteristics of R-245fa in a shell and plate heat exchanger for very-high temperature heat pumps. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 151, 119408.
6. Jiang, C., Bai, B., Wang, H., Shi, J., Tang, X., and Zhou, W. (2020). Heat transfer enhancement of plate heat exchangers with symmetrically distributed capsules to generate counter-rotating vortices. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 151, 119455.
7. Tao, X., Dahlgren, E., Leichsenring, M., and Ferreira C.A.I (2020). NH₃ condensation in a plate heat exchanger: Experimental investigation on flow patterns, heat transfer and frictional pressure drop. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 151, 119374.
8. Tang, K., Gao, Y., Feng, Y., and Hrnjak, P. (2020). Pressure drop and heat transfer of flow boiling R134a in a dimpled flat duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 151, 119398.
9. Hara, S., Maxson, A.J., and Kawaguchi, Y. (2019). Exergy transfer characteristics analysis of turbulent heat transfer enhancement in surfactant solution. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 130, 545-554.
10. Yu, Y., Li, X., Wang, Z., and Bao, L. (2020). Theoretical modeling of heat transfer to flat plate under vibrational excitation freestream conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 151, 119434.
11. Aminuddin, M., and Zubair, S.M. (2020). Performance of high velocity stream heat exchangers subjected to external heat transfer. *International Journal of Refrigeration*, 110, 1-18.
12. Mangrulkar, C.K., Dhoble, A.S., Chamoli, S., Gupta, A., and Gawande, V.B. (2019). Recent advancement in heat transfer and fluid flow characteristics in cross flow heat exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 113, 109220.

13. Pelliccione, A.S., Silva, L.S., Silva, F.L.M.C., and Silva, O.P. (2019). Dealuminification of heat exchanger tubes. *Engineering Failure Analysis*, 105, 970-981.
14. Ishaque, S., Haque Siddiqui, M.I., and Kim, M. (2020). Effect of heat exchanger design on seasonal performance of heat pump systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 151, 119404.
15. Bahiraei, M., Mazaheri, N., and Moayedi, H. (2020). Employing V-shaped ribs and nanofluid as two passive methods to improve second law characteristics of flow within a square channel: A two-phase approach. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 151, 119419.
16. Promvonge, P., Promthaisong, P., and Skullong, S. (2020). Experimental and numerical heat transfer study of turbulent tube flow through discrete V-winglets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 151, 119351.
17. Pääkkönen, T.M., Riihimäki, M., Simonson, C.J., Muurinen, E., and Keiski, R.L. (2012). Crystallization fouling of CaCO₃-Analysis of experimental thermal resistance and its uncertainty. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 6927-6937.
18. Canbulat, S.G. (1996). *Measurement of scale formation in an experimental heat exchanger circuit*, MSc Thesis, Rand Afrikaans University, Afrika, 85-115.
19. Tahir, M. S., and Saleem, M. (2007). Experimental study of chemical de-scaling-1: effect of acid concentration. *Journal of Faculty of Engineering & Technology*, 1-9.
20. Arsenyeva, O.P., Crittenden, B., Yang, M., and Kapustenko, P.O. (2013). Accounting for the thermal resistance of cooling water fouling in plate heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 61, 53-59.
21. Kazi, S.N., Teng, K.H., Zakaria, M.S., Sadeghinezhad, E., and Bakar M.A. (2015). Study of mineral fouling mitigation on heat exchanger surface. *Desalination*, 367, 248-254.
22. Lee, E., Jeon, J., Kang, H., and Kim, Y. (2014). Thermal resistance in corrugated plate heat exchangers under crystallization fouling of calcium sulfate (CaSO₄). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78, 908-916.
23. Varlıca, O. (2018). *Kombi eşanjörlerinde kireçlenme oluşumu ve performans etkisinin deneysel yollarla incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 42-56.
24. Duru, G., ve Çalışkan, G. (2012). *Isı değiştirici tasarım parametrelerinin kapasiteye ve basınç düşümüne olan etkileri*. Bitirme Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 23-33.
25. Büyükaşık, C. (2020). *Computational heat and fluid flow analysis of an innovative plate for a plate heat exchanger*. MSc Thesis. Çukurova University, Adana, 85-86.
26. Bulgurcu, H., Konuk, M., ve Koçyiğit, N. (Mayıs 2020). *Isı Değiştiriciler*, Türkiye: Teknik Yayınları, 1, 3-11.

27. Genceli, O. F. (2005). *Isı Değiştiricileri*, İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Fakültesi, Birsen Yayınevi, İstanbul, 9789755112183
28. Karali, R. (2002). *Isı değiştiricilerinin bilgisayar destekli optimizasyonu*. Yüksek Lisans tezi, Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Hatay, 78.
29. Tekin, S. (2006). *Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı*, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 24.
30. Kurşun, U., and Kapat, J.S. (2007). Modeling of microscale gas flows in transition regime part I: Flow over backward facing steps. *Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering*, 11, 15-30.
31. Dağsöz, A.K. (1983). *Isı Değiştiricileri*. İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Fakültesi, Emre Matbaacılık, 4, İstanbul, 158.
32. Balbay, A. (2001). *Gövde Borulu Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı*. Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 55.
33. İnternet: Ekin Endüstriyel. Türkiye. (2020). Plakalı Eşanjör. URL: <https://www.ekinendustriyel.com/borulu-esanjor/borulu-esanjor-parcalari/> Son Erişim Tarihi: 02.05.2021.
34. Yakut, G. (2007). *Gövde Borulu Isı Değiştiricisinin Teorik ve DeneySEL İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 1, 6-7.
35. Ulu, Y., 2011. *Gövde Borulu Isı Değiştiricisinin Sonlu Elemanlar Metoduyla Analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 1, 14
36. İnternet: Alfa Laval. Türkiye. (2020). Contalı Plakalı Isı Değiştirici, URL: <https://gphe.alfalaval.com/inner/out/ilearn-industrial/22035c53-83ea-4694-96bf-691b299ab754/index.html#!/ilearn/b2340a01-5e54-4abf-936e-2e0117a66bd?ilearn=true>, Son Erişim Tarihi: 25.11.2020.
37. Shah, R.K. and Sekulic, D. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Wiley, New York.
38. İnternet: Fasttek. Türkiye (2020). Eşanjör-Isı Değiştiriciler, URL: <https://fasttek.com.tr/esanjor-isi-degistiriciler-alfa-laval/> Son Erişim Tarihi: 25.11.2020.
39. İnternet: Ekin Endüstriyel. Türkiye. (2020) Plakalı Eşanjör. URL: <https://www.ekinendustriyel.com/plakali-esanjor/esanjoru-olusturan-parcalar/> Son Erişim Tarihi: 25.11.2020.
40. İnternet: Berf Yapı. Türkiye (2021). Isı Değiştiriciler/ Eşanjör, URL: <http://www.berfyapi.com/Isi-Degistiriciler-Esanjorler> Son Erişim Tarihi: 02.05.2021.
41. İnternet: Sesinoks. Türkiye. (2021). Plakalı Eşanjör. URL: <http://www.sesinoks.com.tr/esanjorler/plakali-esanjorler/yari-kaynakli-plakali-isi-esanjoru-paraweld/> Son Erişim Tarihi: 02.05.2021.

43. İnternet: Batisan. Türkiye. (2021). URL: <https://www.batisanltd.com/wp-content/uploads/2020/01/kaucuk.pdf> Son Erişim Tarihi: 02.05.2021.
43. İnternet: Baerpa Kauçuk. Türkiye. (2021). URL: <http://www.berpaltd.com/tr/teknik-bilgi/> Son Erişim Tarihi: 02.05.2021.
44. Kakac, S., Liu, H., and Pramuanjaroenkij, A. (2002). *heat exchangers-selection, rating and thermal design* (3rd Edition). ISBN 0-8493-0902-6, CRC Press, 10, 373-411.
45. Foote, M.R. (1967). *Effective Mean Temperature Difference in Multi-Pass Plate Heat Exchangers*, Report No. 303, National Engineering Laboratory, Glasgow, United Kingdom, 22.
46. Incropera, F.P., and DeWITT, D.P. (2006), *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*, (4. Baskıdan Çeviri), İstanbul, Literatür Yayıncılık. (Eserin orijinali 1934'te yayımlandı)
47. Muley, A., Manglik, R.M., and Metwally, H.M. (1999). Enhanced heat transfer characteristics of viscous liquid flows in a chevron plate heat exchanger. *Journal of Heat Transfer*, 121, 1011-1017.
48. Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., Cho, Y.I. (1998). *Handbook of Heat Transfer* (3rd Edition). McGraw-Hill, New York, 17, 65-72,
49. Raju, K.S.N., and Jagdish, C.B. (1983). *Plate Heat Exchangers and Their Performance. In Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, Hemisphere, USA: Washington DC, 899-912.
50. Muley, A., and Manglik, R.M. (2000). Enhanced thermal hydraulic performance optimization of chevron plate heat exchangers. *International Journal of Heat Exchangers*, 1, 3-18.
51. Guo, J., Cheng, L., and Xu, M. (2009). Entransy dissipation number and its application to heat exchanger performance evaluation. *Science Bulletin*, 54 (15), 2708-2713.
52. Kumar, B., Soni, A., and Singh, SN. (2018). Effect of geometrical parameters on the performance of chevron type plate heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 91, 126-33.
53. Elmaaty, T.M., and Kabeel, A.E. (2017). Mahgoub M. Corrugated plate heat exchanger review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 70, 852-60.
54. Martin, H. (1996). A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. *Chemical Engineering & Processing*, 35, 301-310.
55. Amalf, R.L., Vakili-Farahani, F., and Thome, J.R. (2016). Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 1: review and experimental database. *International Journal of Refrigeration*, 61, 166-84.
56. Han, W., Saleh, K., Aute, V., Ding, G., Hwang, Y., and Radermacher, R. (2019). Numerical simulation and optimization of single-phase turbulent flow in chevron-type plate heat exchanger with sinusoidal corrugations. *International journal of heating, ventilating, air-conditioning, and refrigerating research*, 17, 186-97.

57. Hajabdollahi, F., Hajabdollahi, Z., and Hajabdollahi, H. (2013). Optimum design of gasket plate heat exchanger using multimodal genetic algorithm. *Heat Transfer Research*, 44, 761-89.
58. Saunders, E.A.D. (1988). *Heat Exchangers-Selection, Design and Construction*, Wiley, New York, USA, 364-459.
59. Edwards, M.F., Changel, A.A., and Parrott, D.L. (1974). Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using newtonian and non-newtonian liquids. *The Chemical Engineer*, 286-293.
60. Kumar, H. (1984). The plate heat exchanger: Construction and design. *Institute of Chemical Engineering Symposium Series*, 86, 1275-1288.
61. Gut, J.A.W., and Pinto, J.M. (2003). Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 2571-85.
62. Fábio, A.S., Mota, E.P., Carvalho, and Mauro, A.S.S. Ravagnani (2015). Modeling and Design of Plate Heat Exchanger.
63. Najafi, H., and Najafi, B. (2010). Multi-objective optimization of a plate and frame heat exchanger via genetic algorithm. *Heat Mass Transf Stoff*, 46, 639-47.
64. Nilpueng, K., Keawkamrop, T., Ahn, H.S., and Wongwises, S. (2018). Effect of chevron angle and surface roughness on thermal performance of single-phase water flow inside a plate heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 91, 201-9.
65. Sarraf, K., Launay, S., and Tadrist, L. (2015). Complex 3D-flow analysis and corrugation angle effect in plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 94, 126-38.
66. Winterton, R.H.S. (1998). Where did the Dittus and Boelter equation come from, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41, 809.
67. Palm, B., and Claesson, J. (2006). Plate heat exchangers: calculation methods for single and twophase flow. *Heat Transf Engineering*, 27, 88-98.
68. Muley, A., Manglik, R.M. (1999). Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 121, 110.
69. Focke, W.W., Zachariades, J., and Olivier, I. (1985). The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28, 1469-79.
70. Khan, T.S., Khan, M.S., Chyu, M.C., and Ayub, Z.H. (2010). Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations. *Applied Thermal Engineering*, 30, 1058-65.
71. Lee, J., Lee, K.S. (2015). Friction and colburn factor correlations and shape optimization of chevron-type plate heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 89, 62-9.

72. Luan, Z.J., Zhang, G.M., Tian, M.C., Fan, M.X. (2008). Flow resistance and heat transfer characteristics of a new-type plate heat exchanger. *Journal of Hydrodynamics*, 20, 524-9.
73. Gulenoglu, C., Akturk, F., Aradag, S., Sezer, U.N., ve Kakac, S. (2014). Experimental comparison of performances of three different plates for gasketed plate heat exchangers. *International Journal of Thermal Sciences*, 75, 249-56.
74. Yang, J., Jacobi, A., and Liu, W. (2017). Heat transfer correlations for single-phase flow in plate heat exchangers based on experimental data. *Applied Thermal Engineering*, 113, 1547-57.
75. Kim, M.B., and Park, C.Y. (2017). An experimental study on single phase convection heat transfer and pressure drop in two brazed plate heat exchangers with different chevron shapes and hydraulic diameters. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31, 2559-71.
76. Nilpueng, K., and Wongwises, S. (2015). Experimental study of single-phase heat transfer and pressure drop inside a plate heat exchanger with a rough surface. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68, 268-75.
77. Turk, C., Aradag, S., and Kakac, S. (2016). Experimental analysis of a mixed-plate gasketed plate heat exchanger and artificial neural net estimations of the performance as an alternative to classical correlations. *International Journal of Thermal Sciences*, 109, 263-9.
78. Talik, A.C., Fletcher, L.S., Anand, N.K., and Swanson, L.W. (1995). *Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger*, in: Proceedings of the ASME/JSME Thermal Engineering Conference. ASME, New York, 312-32.
79. Chisholm, D., and Wanniarachchi, A.S. (1992). *Maldistribution in single pass mixed channel plate heat exchanger*, in: Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries. HTD-ASME, New York, 201.
80. Maslov, A., and Kovalenko, L. (1972). Hydraulic resistance and heat transfer in plate heat exchangers. *Molochnaya Promyshlennost*, 10, 20-22
81. Tovazhnyanski, L.L., Kapustenko, P.A., and Tsibulnik, V.A. (1980). Heat transfer and hydraulic resistance in channels of plate heat exchangers. *Energetika*, 9, 123-125.
82. Bond, M.P. (1981). Plate heat exchangers for effective heat transfer. *The Chemical Engineer*, 367, 162-167.
83. Webb, R.L., and Kim, N.H. (2005). *Principles of enhanced heat transfer* (2nd Edition), ISBN 9781591690146, CRC Press, Taylor & Francis Group, New York, USA, 5, 136.
84. Arsenyeva, O., Tovazhnyansky, L., Kapustenko, P., and Khavin, G. (2011). The generalized correlation for friction factor in crisscross flow channels of plate heat exchangers. *Chemical Engineering Transactions*, 25, 399-404.
85. Kapustenko, P., Arsenyeva, O., and Dolgonosova, O. (2011). The heat and momentum transfers relation in channels of plate heat exchangers. *Chemical Engineering Transactions*, 25, 357-362.

86. Ebert, W.A., and Panchal C.B. (1997). Analysis of exxon crude-oil slip stream coking data in: C.B. Panchal, T.R. Bott, E.F.C. Somerscales, S. Toyama (Eds.), *Fouling Mitigation of Industrial Heat Exchange Equipment*, Begell House, USA: New York, 451-460.
87. Polley, G.T., Wilson, D.I., Yeap, B.L., and Pugh, S.J. (2002). Use of crude oil threshold data in heat exchanger design. *Applied Thermal Engineering*, 22, 763-776.
88. Young, A., Venditti, S., Berruoco, C., Yang, M., Waters, A., Davies, H., Hill, S., Millan, M., and Crittenden, B. (2011). Characterization of crude oils and their fouling deposits using a batch stirred cell system. *Heat Transfer Engineering*, 32, 216-227.
89. Yang, M., and Crittenden, B. (2012). Fouling thresholds in bare tubes and tubes fitted with inserts. *Applied Energy*, 89, 67-73.
90. Kakac, S., Bergles, A.E., Mayinger, F., and Yüncü, H. (1999). Heat transfer enhancement of heat exchangers. *Kluwer Academic Publishers*, Netherlands, 675.
91. Kumar, V., Tiwari, A.K., and Ghosh, S.K. (2015). Application of nanofluids in plate heat exchanger: a review. *Energy Conversion and Management*, 105, 1017-1036.
92. Rieutord, M. (2015). *Fluid Dynamics An Introduction*. Springer Cham Heidelberg, New York, Dordrecht London, 131, 287.
93. Muley, A., and Manglik, R.M. (1995). *Experimental investigation of heat transfer enhancement in a PHE with $\beta=60$ chevron plates*, in: Proceedings of the Second ISHMT-ASME, Heat and Mass Transfer Conference and Thirteenth National Heat and Mass Transfer Conference, 28-30.
94. İnternet: Tesisat. Türkiye. (2021). Eşanjör Nedir? Eşanjör Çalışma Prensibi ve Eşanjör Tipleri, URL: <https://www.thesisat.org/esanjor-nedir-esanjor-calisma-prensibi-ve-esanjor-tipleri.html> Son Erişim Tarihi: 03.05.2021.
95. Awad, M.M. (2011). *Fouling of Heat Transfer Surfaces*, Mansoura University, Faculty of Engineering, Mechanical Power Engineering Department, Egypt, 13, 537-538
96. Bansal, B., Müller-Steinhagen, H., and Chen, XD. (2000). Performance of plate heat exchangers during calcium sulphate fouling investigation with an in-line filter. *Chemical Engineering and Processing*, 39, 507-19.
97. Lei, C., Peng, Z., Day, T., Yan, X., Bai, X., and Yuan, C. (2011). Experimental observation of surface morphology effect on crystallization fouling in plate heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38, 25-30.
98. Andritsos, N., and Karabelas, AJ. (2003). Calcium carbonate scaling in a plate heat exchanger in the presence of particles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 4613-27.
99. Changani, S.D., Belmar-Beiny, M.T., and Fryer, P.I. (1997). Engineering and chemical factors associated with fouling and cleaning in milk processing. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14(4), 392-406.

100. Visser, J., and Jeurnink, T.H. (1997). Fouling of heat exchangers in the dairy industry. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14(4), 407-24.
101. Zhao, Y., Qi, Z., Wang, Q., Chen, J., and Shen, J. (2012). Effect of corrosion on performance of fin-and-tube heat exchangers with different fin materials. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 37, 98-103.
102. Yang, ZG., Gong, Y., and Yuan, J.Z. (2012). Failure analysis of leakage on titanium tubes within heat exchangers in a nuclear power plant. Part I: Electrochemical corrosion. *Materials and Corrosion*, 63, 7-17.
103. Willem, F., Steven L., Zaaquib Y.A., Johan V.B., Robbe S., Kim V., and Michel P., (2018). *Corrosion and corrosion prevention in heat exchangers*. Corros Rev, 37(2): 131–155.
104. Callister, WD., and Rethwisch, DG. (2011). *Materials science and engineering* (8th Edition). New York: John Wiley & Sons. 17, 703
105. Grandgeorge, S., Jallut, C., Thonon, B. (1998). Particulate fouling of corrugated plate heat exchangers. Global kinetic and equilibrium studies. *Chemical Engineering Science*, 53(17), 3050-71.
106. Petersen, B. (2009). *Guideline of water quality for copper brazed plate heat exchangers*. Danfoss district heating. VJ.KV.D2.02 Danfoss 08/2009, 2-4
107. Dean K.M., Virk, M.A., Haque, C.I. Ahmed, R., Khan I.H. (2010). Failure investigation of heat exchanger plates due to pitting corrosion. *Engineering Failure Analysis*, 17, 886-893.
108. Korb, L.J., (1987). Metals handbook, (9th edition), ISBN: 0871700190, Metals Park (OH):ASM Pub, 13, 58
109. Elsariti, SM. (2013). Haftirman Behaviour of stress corrosion cracking of austenitic stainless steels in sodium chloride solutions. *Procedia Engineering*, 53, 650-4.
110. Guang, XJ., Yu, Peng X., and Ai, H.T. (2012). Corrosion failure analysis of the condensate collector vessel head of evaporation system in ethylene glycol device. *Engineering Failure Analysis*, 22, 113-20.
111. Psyllaki, PP., Pantazopoulos, G., and Pistoli, A. (2013). Degradation of stainless steel grids in chemically aggressive environment. *Engineering Failure Analysis*, 35, 418-26.
112. Yongde, L., Na, X., Xiaofeng, W., Junbo, S., Lili, Z., Mei, Z., and Qishan, Z. (2012). Failure analysis of the 304 stainless steel tube in a gas analyzer. *Engineering Failure Analysis*, 20, 35-42.
113. Pelliccione, A.S., Silva, L.S., Silva, F.L.M.C., and Silva, O.P. (2019). Dealuminification, *Engineering Failure Analysis*, 105, 970-981.
114. Khodi, S.A., and Abdel-Aleem, H. (2015). *Stress corrosion cracking of 316 stainless steel plates of heat exchanger*. 4th International Conference on Corrosion Mitigation and Surface Protection Technologies, Seagull Hotel-Hurghada, Egypt. 4, 4-7.

115. Olberding J. (2016). *Corrosion Resistance of Heat Exchanger Fin Materials to Potassium Hydroxide Sodium Hypochlorite-Based Cleaning Chemicals and Ammonia*. Colmac Coil Manufacturing, Inc., 1-2.
116. Khodamorad, S.H., Alinezhad, N., Haghshenas, Fatmehsari, D., and Ghahtan, K. (2016). Stress corrosion cracking in Type.316 plates of a heat exchanger. *Case Studies in Engineering Failure Analysis*, 5-6, 59-66.
117. Thompson N.G., and Payer J.H. (1998). *DC electrochemical test methods*. Houston (TX): NACE International, 6.
118. Roberge, P.R. (2000). *Handbook of corrosion engineering* (3rd edition). ISBN 978-1-260-11697-7, New York: McGraw-Hill. 248-345
119. Deen, K.M., Virk, M.A., Haque, C.I., Ahmad, R., Khan, I.H. (2010). Failure investigation of heat exchanger plates due to pitting corrosion. *Engineering Failure Analysis*, 17(4), 886-93.
120. Wang, L., Sundén, B., and Manglik, R.M. (2007). *Plate heat exchangers: design, applications and performance*. Southampton, UK: Wit Press, 11.
121. Revie, R.W., and Uhlig H.H. (2008). *Corrosion and corrosion control: an introduction to corrosion science and engineering*. New York: John Wiley & Sons, 9, 333-365.
122. Fontana, M.G., and Greene, N.D. (1967). *Corrosion engineering*. New York: McGraw-Hill Book Co., 51.
123. Thulukkanam K., (2000). *Heat exchanger design handbook*. (2nd Edition), Taylor & Francis Group, New York, USA, 12, 673-707.
124. Veldkamp, J., Goldberg, T., Bressers, P., and Wilschut, F. (2016). *TNO report: corrosion in Dutch geothermal systems*. Energy/Geological Survey of the Netherlands, 37-38.
125. Turissini, RL., Bruno, TV., and Dahlberg, EP. (1998). Stress corrosion cracking causes titanium plate heat exchanger failure. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 37(4), 61-3.
126. Cassagne T., Houille P., Zuili D., Bluzat P., Corrieu JM., and Larché N. (2010). *Replacing titanium in sea water plate heat exchangers*. Houston, TX: NACE International, 2-10.
127. Walker, G. (1990). *Industrial heat exchangers: a basic guide*. (2nd edition) Washington: Hemisphere Pub. Corp. 31, 277-330.
128. Ravindranath, K., Tanoli, N., and Gopal, H. (2012). Failure investigation of brass heat exchanger tube. *Engineering Failure Analysis*, 26, 332-336.
129. Depover, T, and Verbeken, K. (2018). The detrimental effect of hydrogen at dislocations on the hydrogen embrittlement susceptibility of Fe-C-X alloys: an experimental proof of the HELP mechanism. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43, 3050–3061.

130. Groysman, A. (2017). *Corrosion problems and solutions in oil refining and petrochemical industry*. Czech Association of Corrossion Engineers, 61(3) 100-117.
131. Dexter, S. (2003). *Microbiologically influenced corrosion*. In: ASM handbook, Corrosion: Fundamentals, Testing, and Protection. Materials Park, OH: ASM International, 13, 398–416.
132. Welty, J.R., Wicks, CE., Rorrer, G, and Wilson, RE. (2007). *Fundamentals of momentum. Heat and Mass Transfer*. (5th edition). New York: John Wiley & Sons. 323-334.
133. Silverman, D. (2003). *Aqueous corrosion*. In: ASM handbook, Corrosion: fundamentals, testing, and protection. Materials Park, OH: ASM International, 13, 190-195.
134. Moore, P., and Smith, S. (1967). Practical applications of corrosion-testing apparatus under heat-transfer conditions. *British Corrosion Journal*, 2, 143-149.
135. Stumm, W., and Morgan, JJ. (2012). *Aquatic chemistry: chemical equilibria and rates in natural waters*. New York: John Wiley & Sons, 126.
136. Ross, T. (1967). Corrosion and heat transfer-a review. *British Corrosion Journal*, 2, 131-142.
137. Green, M. (1967). Corrosion under heat transfer: service failures and laboratory testing. *British Corrosion Journal*, 2, 153-158.
138. Boffardi, BP. (2003). *Corrosion inhibitors in the water treatment industry*. In: ASM handbook, Corrosion: fundamentals, testing, and protection. Materials Park, OH: ASM International, 13, 891–906.
139. Longo, G.A., and Gasparella, A. (2007). Refrigerant R134a vaporization heat transfer and pressure drop inside a small brazed plate heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 30, 821-830.
140. Kays, W.M., and London, A.L. (1984). *Compact Heat Exchangers*. (3th edition). New York: McGraw-Hill, 35-39.
141. Wilkinson, W.L. (1974). Flow distribution in plate exchangers. *The Chemical Engineer*, 285, 289-293.
142. Cooper, A., and Usher, J.D. (1983). *Plate Heat Exchangers*. In *Heat Exchanger Design Handbook*, Hemisphere, USA: New York, 1, 23-26.
143. Choi, S. (1995). *Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles*. In: Developments and applications of non-newtonian flows. ASME FED 231/MD, 66, 99-103
144. LaQue, F. (1948). *The corrosion handbook*. New York: John Wiley & Sons, 391-416
145. Guedes, S.C., Garbatov, Y., and Zayed, A. (2011). Effect of environmental factors on steel plate corrosion under marine immersion conditions. *Corrosion Engineering, Science and Technology*, 46, 524-541.



GAZİ GELECEKTİR..