

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN HESAPLAMALI
AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNTEMİYLE PERFORMANS
DEĞERLERİNİN İNCELENEREK OPTİMİZASYONU VE
YÜKSEK VERİMLİ PLAKA TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Murat ŞAHİN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Hakan Serhad SOYHAN

Şubat 2021

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN HESAPLAMALI
AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNETEMİYLE PERFORMANS
DEĞERLERİNİN İNCELENEREK OPTİMİZASYONU VE
YÜKSEK VERİMLİ PLAKA TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Murat ŞAHİN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 27.05.2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

**Prof. Dr.
Hakan Serhad SOYHAN
Jüri Başkanı**

**Doç. Dr.
Gökhan COŞKUN
Üye**

**Dr.Öğr.Üyesi
Usame Demir
Üye**

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Murat ŞAHİN
08.02.2021

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın yürütülmesinde ilgi ve desteğini esirgemeyen, değerli görüş ve katkıları ile tezi yönlendiren tez danışmanım sayın hocam Prof. Dr. Hakan Serhad SOYHAN'a,

Beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan en zorlu ve sıkıntılı zamanlarımda her zaman sabırla bana destek veren, her türlü zorluklara beraber göğüs gerdiğimiz, sevgisini ve ilgisini hayatımın her dakikasında hissettiğim müstakbel eşim Kübra BULDUK'a,

Manevi desteklerini benden esirgemeyen, varlıklarıyla güçveren bu günlere gelmemde en büyük etkiye sahip olan annem Nurgül ŞAHİN'e, babam Salih ŞAHİN'e ablam Işıl ÖZTEKİN'e, ve varlıklarıyla mutluluk veren yeğenlerim Mert ve Selin ÖZTEKİN'e,

Tezime, iş ve yüksek lisans hayatıma destek veren Tanpera A.Ş.'nin sahibi Sayın Ufuk ATAMTÜRK'e ve değerli çalışma arkadaşlarıma,

En içten ve sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	ix
TABLolar LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xiv
SUMMARY.....	xv
BÖLÜM.1.	
GİRİŞ.....	1
1.1.Amaç-Kapsam.....	2
1.2. Önceki Çalışmalar.....	3
BÖLÜM.2.	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	8
2.1. Isı Değiştiriciler.....	8
2.2. Isı Değiştiricilerin Matematiksel Hesapları.....	10
2.2.1. Toplam ısı aktarım katsayısı.....	10
2.2.2. Kirlenme faktörü.....	12
2.2.3. Isı değiştiricisi hesaplamaları.....	13
2.2.3.1. Logaritmik ortalama sıcaklık fark yöntemi.....	16
2.2.3.2. Etkinlik-NTU yöntemi.....	19
2.3. Plakalı Isı Değiştiriciler.....	23
2.3.1. Plakalı ısı değiştiricilerin malzeme seçimi ve imalatı.....	25
2.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Temelleri.....	28
2.4.1. Korunum denklemleri.....	28

2.4.2. Sonlu farklar yönetmi.....	29
2.4.3. Sonlu hacimler yönetmi.....	29
2.4.4. Sonlu elemanlar yönetmi.....	29
 BÖLÜM.3.	
MATERYAL VE YÖNTEM.....	30
3.1. Standart Plaka Tasarım Süreçleri.....	30
3.2. Özgün Plaka Tasarım Süreçleri.....	33
3.2.1. Tip-1 Tasarım-1.....	33
3.2.2. Tip-1 Tasarım-2.....	34
3.2.3. Tip-1 Tasarım-3.....	35
3.2.4. Tip-2 Tasarım-1.....	35
3.2.5. Tip-3 -Tasarım-1.....	36
3.3. Analiz Modelinin Kurulması ve Analiz Sonuçlarının Belirlenmesi.....	37
3.4. Plaka Tasarımı Baskı Derinliği Analizi.....	39
 BÖLÜM.4.	
HAD ANALİZİ SONUÇLARI.....	41
4.1. Baskı Derinliği Analiz Sonuçları.....	41
4.2. Tip-1 Performans Analizi.....	41
4.2.1. Tip-1 Test-1 performans analizi sonuçları.....	41
4.2.2. Tip-1 Test-2 performans analizi sonuçları.....	42
4.1.3. Tip-1 Test-3 performans analizi sonuçları.....	43
4.3. Tip-1 Özgün Yüksek Verimli Plaka Analizi.....	44
4.3.1. Tasarım-1 performans analizi sonuçları.....	44
4.3.2. Tasarım-2 performans analizi sonuçları.....	45
4.3.3. Tasarım-3 performans analizi sonuçları.....	46
4.4. Farklı Debilerde Akış Analizleri.....	47
4.4.1. Tip-1 Plaka Test-1 performans analizi sonuçları.....	47
4.4.2. Tip-1 Plaka Test-2 performans analizi sonuçları.....	48
4.4.3. Tip-1 Plaka Test-3 performans analizi sonuçları.....	49
4.4.4. Tip-1 Plaka Test-4 performans analizi sonuçları.....	50

4.4.5. Tip-1 Plaka Test-5 performans analizi sonuçları.....	51
4.4.6. Tip-1 Plaka Test-6 performans analizi sonuçları.....	52
4.5. Farklı Debilerde Tip-2 Plaka Performans Analizi.....	53
4.5.1. Tip-2 özgün plaka tasarım çalışmaları.....	55
4.5.1.1. Tasarım-1 performans analizi sonuçları.....	55
4.5.1.2. Tasarım-2 performans analizi sonuçları.....	57
4.5.2. Farklı debi ve koşullarıda performans analizi sonuçları.....	57
4.5.2.1. Tip-2 Plaka Test-1 performans analizi sonuçları.....	57
4.5.2.2. Tip-2 Plaka Test-2 analiz sonuçları.....	58
4.5.2.3. Tip-2 Plaka Test-3 analiz sonuçları.....	59
4.5.2.4. Tip-2 Plaka Test-4 analiz Sonuçları.....	60
4.5.2.5. Tip-2 Plaka Test 5 analiz sonuçları.....	61
4.5.2.6. Tip-2 Plaka Test-6 analiz sonuçları.....	62
4.5.3. Tip 3 plaka tasarımı baskı derinliği analizi.....	63
4.5.3.1. Tip-3 performans analizi Test-1 sonuçları.....	65
BÖLÜM.5.	
ÖZGÜN PLAKA ÜRETİM SÜRECİ	67
5.1. FMEA Proses Ve Yüzey Gerilme Analizlerinde Model Kurulması Ve Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	67
5.1.1. Tedarikçi ve üretim yapısının kurulması.....	67
5.2. Kalıp Tasarımı, Kalıp Hesaplamaları Ve Kalıp Üretim Aşamalarının Detaylı Anlatımı	69
5.3. Plaka Basımı Ve Plaka Üretiminin Detaylı Anlatımı.....	77
5.3.1. Conta kalıbı ve conta kalıbı üretim detaylı anlatımı.....	77
BÖLÜM.6.	
PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİ TEST ÜNİTESİ.....	80
6.1. Test Ünitesinin Kurulması Ve Test Ekipmanlarının Tanıtılması.....	80
6.2. Test Ünitesi Ekipmanları.....	82
6.2.1. Sıcaklık sensörü.....	82
6.2.2. Basınç sensörü.....	83

6.2.3. Diital su sayacı.....	83
6.2.4. LCD ekran.....	84
6.2.5. Mikroişlemci.....	85
6.3. Test Prosedürü ve Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	88

BÖLÜM.7.

SONUÇ-TARTIŞMA.....	103
---------------------	-----

KAYNAKLAR.....	104
----------------	-----

ÖZGEÇMİŞ.....	107
---------------	-----



SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

CFD	: Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı akışkanlar dinamiği)
LMTD	: Log Mean Temperature Difference (Logaritmik ortalama sıcaklık farkı)
NTU	: Number of transfer units (Geçiş birimi sayısı)
TEF	: Termal performans faktörü
x,y,z	: Dik açılı sistem koordinatları (m)
Δp_{bi}	: Eşdeğer ideal bir boruda basınç kaybı (Pa)
Δp_c	: İç çapraz akış bölümünde basınç kaybı (Pa)
Δp_e	: Giriş ve çıkış bölümünde basınç kaybı (Pa)
Δp_f	: Sürtünme basınç kaybı (Pa)
Δp_t	: Toplam basınç kaybı (Pa)
Δp_w	: Çeperdeki basınç kaybı (Pa)
ΔT	: Sıcaklık farkı (K)
ΔT_{lm}	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (K)
A	: Belirli bir kontrol hacminin yüzey alanı (m ²)
A_c	: Çapraz akış alanı (m ²)
A_f	: Akışkan akışına açık alan (m ²)
A_{ff}	: Akışkan akışına açık yüzey alanı (m ²)
A_o	: Isı değiştiricinin toplam ısı aktarım yüzeyi (m ²)
A_s	: Gövdenin merkezindeki boru demetlerinin çapraz akış alanı (m ²)
A_{ss}	: Katı cisimler tarafından engellenen yüzey alanı (m ²)
B	: Merkez şaşırtma elemanı boşluğu (m ²)
B_c	: Şaşırtma elemanı kesimi (%)
C	: Boru boşluğu (m)
c_p	: Özgül ısı kapasitesi (J/kg K)
d	: Uzaklık (m)

D_e	: Eşdeğer çap (m)
D_{ctl}	: En dıştaki boruların içinde yer alan borunun ortasından geçen dairenin çapı (m)
D_h	: Hidrolik çap (m)
D_i	: Halka çapı (m)
d_i	: Boru iç çapı (m)
d_o	: Boru dış çapı (m)
D_s	: Gövde büyüklüğü (m)
f	: Sürtünme faktörü
F	: LMTD Düzeltme faktörü
f_i	: İdeal bir boru demeti için sürtünme katsayısı
f_s	: Yüzey geçirgenliği
F_{sbp}	: Bypass alanının toplam çapraz akış alanına oranı
f_v	: Hacimsel gözeneklilik
F_w	: Bir şaşırtma elemanı çeperindeki boruların sayısının oranı
G_b	: Hidrostatik kaldırma nedeniyle türbülans oluşumu
g_i	: Yerçekimi vektörünün i yönünde bileşeni
G_k	: Ortalama hız gradyanlarına bağlı türbülans kinetik enerji üretimi
G_s	: Gövde tarafı kütle hız (kg/m ² s)
h	: Isı aktarım katsayısı (W/m ² K)
L	: Isı değiştirici uzunluğu (m)
k	: Termal iletkenlik (W/m K)
p	: Basınç terimi
Pr	: Prandtl sayısı
Pr_t	: Enerji için türbülans Prandtl sayısı
P_T	: Boru aralığı (m)
P_{Teff}	: Etkili boru aralığı (m)
q	: Isı aktarım hızı (W)
Q	: Hacimsel akış hızı (m ³ /s)
Q_a	: Isı emilimi (kW)
Q_e	: Isı yayılımı (kW)
T	: Sıcaklık (K)

T_{sav}	: Gövde tarafının ortalama sıcaklığı (K)
U	: Isı transfer katsayısı (W/m^2K)
u	: X yönündeki hız bileşenleri
u_m	: Boru tarafındaki ortalama hız (m/s)
V	: Kontrol hacmi
v	: Y yönünde hız bileşenleri
V_c	: Borunun merkezindeki hız (m/s)
V_f	: Kontrol hacmindeki katı madde hacmi
V_s	: Kontrol hacmindeki akışkan hacmi
V_z	: Eksenel hız
w	: Z yönünde hız bileşenleri
ε	: Viskoz dağılım oranı (m^2/s^3)
θ_{ctl}	: En dıştaki boruların merkezlerinden daireye kesişen açı ($^\circ$)
θ_{tp}	: Boru düzeni karakteristik açısı ($^\circ$)
μ	: Dinamik viskozite (Pa s)
μ_t	: Türbülanslı viskozite (Pa s)
μ_w	: Cidar sıcaklığında dinamik viskozite (Pa s)
ν	: Moleküler viskozite (m^2/s)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
$T_{h,i}$	: Sıcak taraf giriş sıcaklığı (K)
$T_{h,o}$	: Sıcak yan çıkış sıcaklığı (K)
$T_{c,i}$	: Soğuk taraf giriş sıcaklığı (K)
$T_{c,o}$	: Soğuk taraf çıkış sıcaklığı (K)
h	: Sıcak indisi
c	: Soğuk indisi
i	: Giriş
o	: Çıkış

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Çift borulu bir ısı değıştiricisinde ısı transferi ile ilişkili termal direnç ağı.....	10
Şekil 2.2. Çift borulu ısı değıştiricisi ile ilişkili iki ısı transfer yüzeyi alanı.....	11
Şekil 2.3 Aynı akışkan kapasitesine sahip iki akışkanın sıcaklık değışimi.....	15
Şekil 2.4. Bir plakalı ısı değıştiricinin patlatılmış görüntüsü.....	24
Şekil 2.5. Bir plaka yüzeyinde tipik bir conta ayarı.....	26
Şekil 2.6. Oluklu plakaların presle şekillendirilmesi.....	27
Şekil 3.1. Tip-1 standart plaka tarama.....	30
Şekil 3.2. Tip-1 standart plaka parametrik modeli.....	31
Şekil 3.3. Standart plaka tarama.....	31
Şekil 3.4. Tip-2 standart plaka parametrik modeli.....	32
Şekil 3.5. Standart plaka tarama.....	32
Şekil 3.6. Tip-3 standart plaka parametrik modeli.....	33
Şekil 3.7. Tip-1 tasarım-1 görseli.....	34
Şekil 3.8. Tip-1 tasarım-2 görseli.....	34
Şekil 3.9. Tip-1 tasarım-3 görseli.....	35
Şekil 3.10. Tip-2 tasarım-1 görseli.....	36
Şekil 3.11. Tip-3 tasarım-1 görseli.....	37
Şekil 3.12. Tip-1 analiz modeli gösterimi.....	38
Şekil 3.13. Tip 2 analiz modeli gösterimi.....	39
Şekil 3.14. Baskı derinliğı tespiti için analiz modeli.....	40
Şekil 4.1. Tip -1 plaka test-1 performans analizi sonuçları.....	42
Şekil 4.2. Tip -1 plaka test-2 performans analizi sonuçları.....	43
Şekil 4.3. Tip-1 plaka test-3 performans analizi sonuçları.....	44
Şekil 4.4. Tasarım-1 sıcaklık dağılımı.....	45
Şekil 4.5. Tasarım-2 sıcaklık dağılımı.....	45

Şekil 4.6. Tasarım-3 sıcaklık dağılımı-1.....	46
Şekil 4.7. Tasarım-3 sıcaklık dağılımı-2.....	46
Şekil 4.8. Tip-1 plaka test-1 sıcaklık dağılımı.....	47
Şekil 4.9. Tip-1 plaka test-2 sıcaklık dağılımı.....	48
Şekil 4.10. Tip-1 plaka test-3 sıcaklık dağılımı.....	49
Şekil 4.11. Tip-1 plaka test-4 sıcaklık dağılımı.....	50
Şekil 4.12. Tip-1 plaka test-5 sıcaklık dağılımı.....	51
Şekil 4.13. Tip-1 plaka test-6 sıcaklık dağılımı.....	52
Şekil 4.14. Orijinal tip-2 plakası hız dağılımı.....	53
Şekil 4.15. Orijinal tip-2 plakası hız dağılımı.....	54
Şekil 4.16. Yayılım bölgesi olmayan tip-2 plakası hız dağılımı.....	54
Şekil 4.17. Boru bağlantı ağzı genişletilmiş tip-2 plakası hız dağılımı.....	55
Şekil 4.18. Boru bağlantı ağzı genişletilmiş tip-2 basınç değişimi.....	55
Şekil 4.19. Yayılım bölgesi değiştirilmiş tip-2 plakası hız dağılımı.....	56
Şekil 4.20. Tasarım-2 hız dağılımı.....	57
Şekil 4.21. Tip-2 test-1 hız dağılımı.....	58
Şekil 4.22. Tip-2 test-2 hız dağılımı.....	59
Şekil 4.23. Tip-2 test-3 hız dağılımı.....	60
Şekil 4.24. Tip-2 test-4 hız dağılımı.....	61
Şekil 4.25. Tip-2 test-5 hız dağılımı.....	62
Şekil 4.26. Tip-2 test-6 hız dağılımı.....	62
Şekil 4.27. Tip-3 plaka tasarımı baskı derinliği analizi.....	63
Şekil 4.28. Tip-3 plaka tasarımı primer sıcaklık değişimi.....	63
Şekil 4.29. Tip-3 plaka tasarımı primer basınç kaybı.....	64
Şekil 4.30. Tip-3 plaka tasarımı sekonder sıcaklık değişimi.....	64
Şekil 4.31. Tip-3 plaka tasarımı sekonder basınç değişimi.....	64
Şekil 4.32. Tip-3 performans analizi test-1 sıcaklık dağılımı.....	65
Şekil 5.1. Tip-1 plakanın açınım resmi.....	67
Şekil 5.2. Tip-1 kör plakanın açınım resmi.....	68
Şekil 5.3. Tip-2 plakanın açınım resmi.....	68
Şekil 5.4. Tip-2 kör plakanın açınım resmi.....	68

Şekil 5.5. Tip-2 form verme kalıbı görseli.....	69
Şekil 5.6. Tip-1 form verme kalıbı görseli.....	69
Şekil 5.7. Tip-2 trim çalışma datası.....	70
Şekil 5.8. Tip-1 trim çalışma datası.....	70
Şekil 5.9. Tip-2 kalıbı tasarımı.....	71
Şekil 5.10. Tip-1 kalıp tasarımı.....	72
Şekil 5.11. Tip-2 kalıp malzeme listesi.....	73
Şekil 5.12. Tip-1 kalıp malzeme listesi.....	73
Şekil 5.13. Tip-2 kalıp platinası 2D işleme resmi.....	74
Şekil 5.14. Tip-2 kalıp çekirdeği 2D resmi.....	74
Şekil 5.15. Tip-2 plakasının 3D işlenmesi resmi.....	75
Şekil 5.16. Tip-1 plakasının 3D işlenmesi resmi.....	75
Şekil 5.17. Tip-2 plakasının yüzey işlemeden sonraki resmi.....	76
Şekil 5.18. Tip-1 plakasının yüzey işlemeden sonraki resmi.....	76
Şekil 5.19. Tip-1 plaka contasının 3D resmi.....	77
Şekil 5.20. Tip-1 plaka conta kalıbı işlenmesi.....	78
Şekil 5.21. Tip-1 conta kalıpları.....	78
Şekil 5.22. Tip-1 plaka contası görseli.....	79
Şekil 6.1. Isı değiştirici performans test ünitesi tasarımı.....	80
Şekil 6.2. Eşanjör test ünitesi.....	81
Şekil 6.3. Eşanjör test ünitesi sensörler.....	81
Şekil 6.4. Sıcaklık sensörü.....	82
Şekil 6.5. Basınç sensörü.....	83
Şekil 6.6. Dijital su sayacı.....	84
Şekil 6.7. LCD ekran.....	84
Şekil 6.8. Mikroişlemci.....	85
Şekil 6.9. Test ünitesi açılış ekranı.....	86
Şekil 6.10. Test ünitesi bilgi ekranı.....	86
Şekil 6.11. Test ekranı.....	87
Şekil 6.12. Sonuç ekranı.....	87
Şekil 6.13. Tip-2 test-1 primer sıcaklık farkı.....	89

Şekil 6.14. Tip-2 test-1 sekonder sıcaklık farkı.....	89
Şekil 6.15. Tip-2 test-1 primer basınç kaybı.....	90
Şekil 6.16. Tip-2 test-1 sekonder basınç kaybı.....	90
Şekil 6.17. Tip-2 test-2 primer sıcaklık farkı.....	91
Şekil 6.18. Tip-2 test-2 sekonder sıcaklık farkı.....	92
Şekil 6.19. Tip-2 test-2 primer basınç kaybı.....	92
Şekil 6.20. Tip-2 test-2 sekonder basınç kaybı.....	93
Şekil 6.21. Tip-2 test-3 primer sıcaklık farkı.....	94
Şekil 6.22. Tip-2 test-3 sekonder sıcaklık farkı.....	94
Şekil 6.23. Tip-2 test-3 primer basınç kaybı.....	94
Şekil 6.24. Tip-2 test-3 sekonder basınç kaybı.....	95
Şekil 6.25. Tip-1 test-1 primer sıcaklık farkı.....	96
Şekil 6.26. Tip-1 test-1 sekonder sıcaklık farkı.....	96
Şekil 6.27. Tip-1 test-1 primer basınç kaybı.....	97
Şekil 6.28. Tip-1 test-1 primer basınç kaybı.....	97
Şekil 6.29. Tip-1 test-2 primer sıcaklık farkı.....	98
Şekil 6.30. Tip-1 test-2 sekonder sıcaklık farkı.....	99
Şekil 6.31. Tip-1 test-2 primer basınç kaybı.....	99
Şekil 6.32. Tip-1 test-2 sekonder basınç kaybı.....	100
Şekil 6.33. Tip-1 test-3 primer sıcaklık farkı.....	101
Şekil 6.34. Tip-1 test-3 sekonder sıcaklık farkı.....	101
Şekil 6.35. Tip-1 test-3 primer basınç kaybı.....	102
Şekil 6.36. Tip-1 test-3 sekonder basınç kaybı.....	102

TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1. Isı değıştiricilerin sınıflandırılması.....	8
Tablo 4.1. Tasarım-2 Performans Analizi Sonuçları.....	57
Tablo 6.1. Tip-2 test-1 koşulları.....	88
Tablo 6.2. Tip-2 test-1 karşılaştırmalı sonuçları.....	88
Tablo 6.3. Tip-2 test-2 koşulları.....	90
Tablo 6.4. Tip-2 test-2 karşılaştırmalı sonuçları.....	91
Tablo 6.5. Tip-2 test-3 koşulları.....	93
Tablo 6.6. Tip-2 test-3 karşılaştırmalı sonuçları.....	93
Tablo 6.7. Tip-1 test-1 koşulları.....	95
Tablo 6.8. Tip-1 test-1 karşılaştırmalı sonuçları.....	95
Tablo 6.9. Tip-1 test-2 koşulları.....	97
Tablo 6.10. Tip-1 test-2 karşılaştırmalı sonuçları.....	98
Tablo 6.11. Tip-1 test-3 koşulları.....	100
Tablo 6.12. Tip-1 test-3 karşılaştırmalı sonuçları.....	100

ÖZET

Anahtar Kelimeler: Plakalı ısı değıştirci, eşanjör, hesaplamalı akışkanlar mekaniğı, ısı aktarımı, basınç kaybı, termal verim

Bu çalışmada, ısıtma-soğutma sektöründe kullanılan 3 farklı tipte plakalı tip ısı değıştirci temel alınarak performans iyileştirme çalışmaları yapılmış 3 farklı tip özgün tasarımı ısı değıştirci plakası tasarımı ve üretimi yapılmıştır. Tasarım çalışmaları ticari bir unsur tabanlı modelleme programında yapılmıştır. Analiz çalışmaları ise Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğı tekniğı kullanan bir ticari program ile yapılmıştır. Öncelikle 3 farklı tipte standart tip ısı değıştirci plakası lazer tarama yöntemiyle taranmış parametrik olarak modellenmiştir. Modellenen ısı değıştirci plakaları Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğı tekniğıyle termal ve hidrolik açıdan incelenmiş çalışma koşulları tespit edilmiştir. Ardından bu plakalar üzerinde optimizasyon çalışmaları yapılarak 3 farklı tipte özgün plaka tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan plakalar Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğı tekniğıyle termal ve hidrolik açıdan incelenmiştir. İki farklı tipteki plakalarda geliştirilen test düzeneğı ile deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca özgün plakaların üretiminin yapılabilmesi için sonlu elemanlar yöntemiyle statik analizleri yapılmıştır.

Elde edilen sonuçlarla standart ve özgün plakalar termal ve hidrolik özellikleri geliştirilen test düzeneğı ile incelenmiştir. Tip-1 için farklı çalışma koşullarına göre %5-10 arasında termal verimi, %4-12 arasında ise hidrolik verimi arttırılmıştır. Tip-2 için farklı çalışma koşullarına göre %4-14 arasında termal verimi, %3-9 arasında ise hidrolik verimi arttırılmıştır. Tip-3 için farklı çalışma koşullarına göre %6-9 arasında termal verimi, %4-8 arasında ise hidrolik verimi arttırılmıştır.

ANALYZING PERFORMANCE VALUES AND OPTIMIZATION OF PLATE HEAT EXCHANGERS WITH FINITE ELEMENT METHOD AND DESIGNING HIGH EFFICIENCY PLATE OF PLATE HEAT EXCHANGER

SUMMARY

Keywords: Plate heat exchanger, heat exchanger, computational fluid dynamics, heat transfer, pressure drop, thermal efficiency

In this study, performance improvement studies were made based on 3 different types of plate type heat exchangers used in the heating-cooling sector, and 3 different types of original design heat exchanger plates were designed and produced. Design studies were carried out in a commercial feature-based modeling program. Analysis studies were carried out with a commercial program using Computational Fluid Dynamics technique. First of all, 3 different types of standard type heat exchanger plates were scanned by laser scanning method and modeled parametrically. The modeled heat exchanger plates were examined thermally and hydraulically with the Computational Fluid Dynamics technique and operating conditions were determined. Then, optimization studies were carried out on these plates and 3 different types of original plate designs were made. The novel plates were examined thermally and hydraulically using the Computational Fluid Dynamics technique. It was investigated experimentally with the test setup developed on two different types of plates. In addition, static analysis was carried out with finite element method in order to produce original plates.

With the results obtained, standard and novel plates were examined with a test setup whose thermal and hydraulic properties were developed. For Type-1, thermal efficiency is increased between 5-10% and hydraulic efficiency between 4-12% according to different operating conditions. For Type-2, thermal efficiency is increased between 4-14% and hydraulic efficiency between 3-9% according to different operating conditions. For Type-3, thermal efficiency is increased between 6-9% and hydraulic efficiency between 4-8% according to different operating conditions.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Isı değıştirciler; farklı sıcaklıklardaki iki ya da daha fazla akışkan arasındaki termal enerji transferini sağlayan ekipmanlardır. Güç üretimi, kimya prosesleri, gıda endüstrisi, elektronik, çevre mühendisliği süreçleri, atık ısı geri kazanımı, imalat sanayi, iklimlendirme ve soğutma, gibi enerji endüstri proseslerinde sıklıkla kullanılmaktadır [1]. Isı transfer şekline, akışkan sayısına, ısı geçişi mekanizmasına, konstrüksiyon özelliklerine ve akım mekanizmasına göre farklı şekillerde gruplandırılmaktadırlar [2].

Küresel ekonomide yaşanan rekabet ile enerjinin korunması ve çevresel bozulmanın azaltılması konusundaki bilinç, yüksek verimli ısı değıştircilerin geliştirilmesi ve kullanımının artırılması konusunu gündeme getirmiştir. Ayrıca günümüzde de sıklıkla kullanılmaya devam eden geleneksel ısı değıştircilerin termal performanslarının arttırılma eğilimleri, hidrolik çapları ile yüzey alanlarının genişlemesi sonucu hacimsel olarak büyümelerine neden olmuş bu durum da boyut sorununu beraberinde getirmiştir [3]. Günümüzde yeni nesil ısı değıştircilerin tasarımı yapılırken enerji verimliliği en önemli tasarım parametresi olması yanında kompakt olması da göz önüne alınmaktadır. Bu bağlamda geliştirilen ısı değıştirciler geçmişten günümüze önemini korumaktadırlar.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin tarihi ise 1970’li yıllara dayanmaktadır [4]. Fakat gelişimi ise bilgisayar teknolojisinin gelişimi ile hız kazanmıştır [5]. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği birçok endüstride yaygın bir araç olarak kullanılmakta olup, zengin bir matematiksel fiziği, sayısal yöntemleri, kullanıcı ara yüzlerini ve görselleştirme tekniklerini kullanır [6]. Bu nedenle de hesaplamalı akışkanlar dinamiği akış problemlerini çözmek için geleneksel ve analitik modelleme yöntemleri kadar kullanılmaya ve yaygınlaşmaya başlamıştır [6]. Klasik deneyler yüksek maliyetler ve

zaman kayıplarına neden olmaktadır [7]. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile yapılan simülasyonlar yeni ve daha iyi geliştirilmiş sistem tasarımlarının yapılmasına ve mevcut ekipmanlarda optimizasyon yapılmasına, verimlilik artışı ve işletme maliyetlerinin düşmesine olanak sağlar [7]. Ayrıca analitik modellemelerde kullanılan varsayımlar, genellemeler ve de tahminler de sonucun güvenilirliğini azaltmaktadır [6]. Analitik yöntemler halen birçok kişi tarafından uygulanmakta ve deneyler gerçekleştirilmeye devam etse de eğilim özellikle de akışkanın oldukça kompleks olduğu durumlarda, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yaklaşımı kullanılmaktadır [8]. Günümüzde tasarım mühendisi, hangi ve kaç tane doğrulama testinin yapılması gerektiğine karar vermeden önce yeni sistemleri analiz etmek için tercih etmektedirler [7, 8].

1.1. Amaç-Kapsam

Plakalı ısı değiştiricileri, konut, otel, yerleşke gibi toplu yaşam alanlarında, üretim, demir-çelik, enerji, denizcilik, maden, gıda, ağır sanayi vs. soğutma sistemi uygulamalarında sıklıkla kullanılan ısı değiştiricisi tipleridir. Plakalı ısı değiştiricilerinde ısı transferi plakalar üzerinden sağlandığı için; bu tip ısı değiştiriciler ısı ve hidrolik performansı tamamen plaka tasarımlarına bağlıdır.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile deneysel yöntemleri birlikte kullanarak, basınç kaybını en aza indiren ve ısı ve hidrolik performansı mümkün olduğunca artıran plaka tasarımlarını yapmak tez çalışmasının ana hedefidir.

Soğutma sistemi uygulamaları için verimli plaka tasarımlarının yapılması amacıyla basınç kaybının mevcut tasarımlarla kıyaslandığında en aza indirecek yeni tasarımların oluşturulması, analizlerin hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile yapılarak, analizi yapılan plaka tasarımlarından en verimli plakaların prototiplerinin basılması, bu plakalara uygun contaların basılması, basılan plaka ve contaların montajlanarak ısı değiştirici haline getirilerek, kurulan deney düzeneklerinde deneyler yapılarak verimliliğinin ölçülmesi tez çalışması kapsamında yapılmıştır.

Bu çalışma kapsamında; Ar-Ge çalışmaları ile standart ısı değiştirici plakalarına göre daha yüksek ısı transfer kabiliyetine sahip ve daha az basınç kaybı sağlayacak 2 adet ısı değiştirici plakası tasarlanması, HAD analizleri ile geliştirilmesi ve deneysel sonuçlarla da doğrulanması yapılmıştır.

1.2. Önceki Çalışmalar

Zhang vd., [9] çalışmalarının amacının endüstriyel uygulamalarda enerjinin korunabilmesi açısından plakalı ısı değiştiricilerin sınıflandırılması ve nicel enerji verimliliklerinin değerlendirilmesidir. Isı değiştiricilerinin enerji potansiyellerinin sınıflandırması konusunda herhangi bir enerji verimi değerlendirilmesi ayrımının çalışma tarihine kadar yapılmadığını bildirmişleridir. Bu yayında, enerji verimi listelemesi yapılarak (EEI), plakalı ısı değiştiricilerindeki tek fazlı akışın ve ısı transferinin enerji verimliliğinin değerlendirilmesine çözüm getirilmiştir.

Kumar vd., [10] Çapraz geçiş tipli plakalı ısı değiştiricisinin geometrik parametrelerinin performans üzerine etkilerini araştırmışlardır. Bu çalışma, Reynolds sayısının 800 ile 2300 arasında değiştiği U tipi plakalı ısı değiştiricilerindeki hidrolik ve termal performansların, geometrik katsayılar parametrelerin neden olduğu etkileri bildirmektedir. Çapraz geçiş açısının oluktaki sürtünme faktörü (etmeni) etkisi; yani oluktaki basınç düşüşü ve dolayısıyla yarattığı bu etkinsizlik, deneysel yöntemlerle araştırılmıştır. Mevcuttaki bu araştırmalar, plakalı ısı değiştiricisindeki düzensiz akışın ya da kötü dağılımın, kendi performansı üzerinde tam olarak, baştan başa çözümlenmesini ayrıca sunmaktadır. Çapraz geçiş açısı $\beta = 60^\circ/60^\circ$ olan İki simetrik plaka kurulmuş ve bir de çapraz geçiş açısı $\beta = 60^\circ/30^\circ$ olan iki simetrik olmayan plaka kurulmuş ve çalışmalarda kullanılmıştır.

Tomić vd., [11] delikli plakada yayılımsal ısı transferi çözümlemesi üzerine çalışmışlardır. Yüksek performanslı bir ısı değiştiricisinin ihtiyacı olan şey, yüksek dereceli ısı transferi yüzey tiplerini geliştirmek olduğunu bildirmişlerdir. Delikli ısı değiştiricileri, ara levha sıralarında, halkalarla ayrılmış bir dizi delinmiş plaka serilerinden oluşmaktadır. Çalışmada, delik uzunluğunun çapına %25,6 oranlı olduğu

ve 2 mm çapla delinmiş bir plakaya yönlendirilmiş akışın, bütün ısı geçişi niteliklerinin deneysel araştırmasıdır.

Zhicheng vd., [12] bu çalışmada, gri sistem teorisi temeline dayanan, plakaları kaynaklanmış ısı değiştiricileri şekillerinin en iyi hale getirilmesi üzerine çalışmışlardır. Bu yayın, düz gaz olukları ve kıvrımlı su kanalları içeren plakaları kaynaklanmış bir ısı değiştiricisinin (Welded PHE) tasarım optimizasyonuna ve ısı transferi çözümüne odaklanmıştır. Hesaplamalı akışkan dinamiği (HAD) simülasyonu birbiri ardına değiştirilerek uygulanmış ve üç etken (uzun eksen, kısa eksen ve plaka aralığı) seçilmiştir. Bu sıralı değişkenlerin ısı geçişi karakteristiği çözümlemelerinde, Gri Sistem Teorisi (Grey Correlation Theory) kullanılmıştır. Sonrasında, WPHE' nin sonuca en uygun değişkenleri, sıklıkla artan test verilerinin özellikleri kullanılarak çözümlendiği bildirilmiştir. Sonuçları doğrulamak amacıyla, HAD simülasyonları sonuçlarına göre en uygun verilerin elde edildiği bir test düzeneği kurulmuştur. HAD simülasyon sonuçlarıyla test düzeneklerinin sonuçları kıyaslandığında, her iki düzenek için hata payı %10'un altında olduğunu bildirmişlerdir.

Samafidar vd., [13] yeni çeşit bir vortex hareketi üreten kanat plakalı ısı değiştiricisinde ısı transferinin artması ile ilgili sayısal simülasyon çalışması yapmışlardır. Bu çalışmada, kanatlı plakaların çapraz bölümlerindeki üç köşeli oluklarında, farklı vortex hareketlerinin ısı geçişine etkileri hesaplanmıştır. Çözümleme, sonlu elemanlar yöntemiyle yapılmıştır. Vortex hareketi üreticileri, oluk sıcaklığının ve ısı geçişiyle birlikte göz önünde bulundurulmuştur. Altı farklı vortex üretici, (temel üçgensel vortex üretici vSRW, trapez (ikizkenar yamuk) üçgensel vortex üretici RTW, köşeleri dar açılı üçgensel vortex üretici ARW, yaylanmalı (wishbone) vortex üretici WW, yönlendirilmiş vortex üretici IVG ve dalgalı vortex üretici) araştırılmıştır. Sonuçlar göstermektedir ki; temel üçgensel vortex üretici ısı değiştiricisindeki ısı transfer oranını %7 oranında arttırdığını bildirmiştir.

Jin vd., [14] plakalı ısı değiştiricilerindeki uç taraf plakalarının ısı geçişine etkisini araştırmışlardır. Tek plaka yapısındaki veya plakaları lehimlenmiş ısı değiştiriciler suyun tek (sıvı) fazındaki kararlı hal ısı transferi, U tipi akışın gerçekleştiği şerit

plakaların çeşitlemelerine bağlı olduğunu bildirmişlerdir. Geçmiş çalışmaları incelediklerinde; son sıralamadaki – uç taraflardaki-plakalar, komşuları gibi adyabatik hal davranışına nazaran kanat işlevi gösterdiklerini ve bu durum taşınımı ve efektif verimi etkilediğini bildirmişlerdir.

Yoon vd., [15] akış dağılımının göz önünde bulundurulduğu bir plakalı ısı değiştiricisi (test düzeneği) için akış ağı kullanan bir sayısal analiz modelinin geliştirilmişlerdir. Akış dağılımı kullanan bir sayısal analiz modeli yaklaşımı, plakalı ısı değiştiricilerinin performans gelişmişliğini - ölçütünü değerlendirmektedir. Plakalı ısı değiştiricilerindeki karmaşık akışı dikkate almak yerine; kanalların akış yolunu, boğumlardan ve kanallardan oluşan akış ağının incelenmesi gerektiğini bildirmişlerdir. Bu model, bir plakalı ısı değiştiricisinin her bir kanalındaki akış işletmesinin, ortalama boğum bölgelerindeki niteliklerini değerlendirebildiğini göstermiştir.

Zhang vd., [16] R134a, R1234ze, R245fa ve R1233zd'nin plakalı ısı değiştiricisi içerisinde yoğuşmasındaki ısı tranferi ve damla basınçlarının karakteristiklerini araştırmışlardır. Sıvıların yoğuşması sırasındaki termal hidrolik performanlarının temel düşüncesini anlamak, çeşitli termodinamik çevrimleri merceğindeki en uygun model için önemlidir. Bu yayın, ısı pompası ünitelerinin ve hatta yapısal olarak Rankine çevrimi merceğindeki güç sistemlerinin bile, bir plakalı ısı değiştiricisinin işletmesi sırasında süregelen akışkan yoğuşmasındaki ısı transferini ve damla basınçlarının karakteristiklerini irdemiştir. Çalışma için seçilen iş akışkanları; iki hidroflorokarbonlu yapıya sahip olan R134a ve R245fa; hem de bunlarla birlikte yerlerine konabilecek olan hidrofloroolefin yapıya sahip olan R1234ze(E) ve R1233zd(E)'dir.

Giurgiu vd., [17] plakalı ısı değiştiriciler için ufak kanal akımlarının çözümlenmesi üzerine çalışmışlardır. Bu çalışma, plakalı ısı değiştiricisinin yapısındaki ufak kanallardaki akışın hesaplamalı akışkan dinamiği ile iki farklı nümerik model sunmaktadır. Her iki çalışma plakasının geometrik – karakteristik etkisindeki yoğunluklu ısı tranferi karşılaştırılmıştır. Bu amaca yönelik olarak, hız dağılımı

incelenmiş, sıcaklık sahaları ve ısı yayılımı dağılımları, ufak kanallar boyunca araştırılmıştır.

Guo vd., [18] çalışmalarında, öncelikle plakalı ısı değiştiricisi için etkin bir biçimlendirme yöntemi geliştirilmiş; işlevsel modeli ısı geçişi ve ısı denge eşitliğine göre kurgulamışlardır. İşlevsel modelin hassas analizindeki çoklu bilinmeyen katsayılarını oluşturabilmek için, modelin çıktı parametrelerindeki etkiye dayanacak bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Sonrasında, model çıktısındaki önemli etken parametreleri, gerçek veriler kullanılarak hesaplanmış ve çıktıdaki düşük etki gösteren değerler bir önceki çalışmada bırakılmıştır. Her yeni çalışmada iyileştirme söz konusudur.

Chen vd., [19] kanat plakalı bir ısı değiştiricisinin gazla soğutulmuş yüksek sıcaklıklı reaktördeki (HTGR) akış ve ısı geçişi çözümlemesi üzerinde çalışmışlardır. Gazla soğutulmuş yüksek sıcaklıklı reaktörlerin (high temperature gas – cooled reactors) içerisindeki farklı yapılarıdaki kanat plakalı ısı değiştiricilerinin etkileri, nümerik olarak çalışılmıştır. Dört farklı kanat yapısı ve dört farklı çalışma koşulu, kanat plakaların, hız dağılımları, basınç dağılımları, sıcaklık dağılımları ve ısı geçişleri çok dikkatli bir şekilde incelenerek ısı geçişi performansları çözümlenmiştir. Sonuç olarak; çakışmayacak şekilde düzenlenmiş kanatların yanındaki yüksek hızlı akışkanların hız eğrileri, bu kanatların etrafındayken iki kez tepe noktasına (peak, pik yapmak) çıktığını bildirmişlerdir.

Al Zahrani vd., [20] bu çalışmada, termal performansını önemli ölçüde artırabilecek basit bir modifikasyona sahip kompakt bir plakalı ısı değiştirici önermektedir. Genel testler, $30^\circ / 30^\circ$ ve $60^\circ / 60^\circ$ 'lik iki simetrik şerit açısı (β) için dört kompakt plakalı ısı değiştirici üzerinde gerçekleştirilmiştir. Kararlı durum, tek fazlı (su-su), karşı akım düzenlemeleri ve 500 ile 2500 arasında Reynolds sayısı (Re) aralıkları için veriler elde edilmiştir. Plakalar ve plakalar için ağ geliştirmek için sofistike ağ teknikleri benimsenmiştir. Sonuçlar, karşılaştırmalı deneysel ve sayısal verilerle doğrulanmıştır. Ölçeklenebilir duvar işlemeli gerçekleştirilebilir bir $k - \epsilon$ türbülans modelinin, kompakt plakalı ısı değiştiricinin termal performansının en tutarlı ve doğru tahminini

sağladığı bulunmuştur. Sayısal sonuçlar, yeni geliştirilen plakalı ısı değıştircilerin Nusselt sayısının (Nu) ve etkinliğinin temel olandan çok daha yüksek olduğunu göstermiştir. Nu için iyileştirme % 75'e kadar ve % 42'ye kadardır ve genellikle her ikisi de Re ile doğru orantılı bir ilişki sergilemiştir. Sayısal sonuca dayanarak, Nu'yu tahmin etmek için yeni bir korelasyon geliştirilmiştir.

Rincón vd., [21] bu çalışmanın amacı, uygun contalı plakalı ısı eşanjörlerinin bazı operasyonel konfigürasyonları için termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa dayalı bir performans analizi yapmak olarak bildirmiştir. Bunu başarmak için, uyarlanabilir sönümlü sekant atış yöntemi kullanılarak Pinto ve Gut tarafından önerilen dağıtılmış U diferansiyel modelini çözmek için 40 simülasyon yapılmıştır. Isı ve ekserji transfer etkinliği, boyutsuz entropi üretimi, entropik potansiyel kaybı ve enerji verimliliği indeksi, her iki akışkan oda sıcaklığının üstünde ve altında olduğunda ve en az bir akışkan oda sıcaklığından geçtiğinde hesaplanmıştır. Ek olarak, dört soğuk sıvı giriş ağzı konfigürasyonu incelenmiştir. Temel sonucumuz, karşı akım konfigürasyonlarının, ekipmandaki sonlu sıcaklık farkının etkisi nedeniyle paralel akış konfigürasyonlarından daha iyi performansa sahip olduğu ve aynı geometri için sıvılar oda sıcaklığının üzerinde olduğunda daha yüksek NTU'ya ulaşıldığıdır. Contalı plakalı ısı eşanjörlerinin farklı endüstrilerde uygulamaları olduğundan, çalışmamız bir araç ve çalıştırma ve kurulum koşullarını seçmek için bir kılavuz oluşturduğu bildirilmiştir.

BÖLÜM 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. Isı Değiştiriciler

Isı değiştiriciler, farklı sıcaklık değerlerindeki iki ya da daha fazla akışkan arasında ısı transferini sağlayan cihazlardır. Isı değiştiriciler; güç üretimi, atık ısı geri kazanımı, proses, kimya ve gıda endüstrileri, çevre mühendisliği, elektronik, imalat endüstrisi, klima, soğutma, alan uygulamaları gibi çok çeşitli mühendislik uygulamalarında kullanılmaktadır [1, 22].

Isı değiştirici tasarımlarında en önemli iki unsur; proses parametreleri ve ısı değiştiricinin boyutlarıdır. Proses parametreleri de özellikle ısı değiştiricinin kullanılacağı alana göre değişiklik göstermekle birlikte boyutlandırma için de benzer durum söz konusudur [23,24]. Proses parametreleri; önceden belirlenmiş sıvı akış hızları, giriş sıcaklıkları ve mevcut bir ısı değiştirici için izin verilen basınç kaybı için ısı transfer hızının ve sıvı çıkış sıcaklıklarının belirlenmesi ile ilgilidir. Boyutlandırma ise; yüksek ısı verim ve düşük basınç kaybının sağlanması için ısı değiştiricinin tüm elemanlarını boyutlarının belirlenmesini, yani proses çıktılarının optimum düzeyde olabilmesi için sıcak ve soğuk akışkan giriş ve çıkış sıcaklıklarının gereksinimlerini karşılayacak boyutun belirlenmesini kapsamaktadır [1, 25, 26]. Tablo 2.1.'de ısı değiştiriciler farklı özelliklere göre sınıflandırılmıştır.

Tablo 2.1. Isı değiştiricilerin sınıflandırılması [2]

1. Isı Transfer Şekline Göre Sınıflama
1.1. Akışkanların doğrudan temaslı olduğu ısı değiştiriciler
1.2. Akışkanların arasından doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiriciler
2. Isı Transfer Yüzeyinin Isı Transferi Hacmine Oranına Göre Sınıflama (Kompaktlık)
2.1. Kompakt olmayan ısı değiştiricileri
2.2. Kompakt ısı değiştiricileri

Tablo 2.1. (Devamı)

3. Akışkan Sayısına Göre Sınıflama

- 3.1. İki akışkanlı
 - 3.2. Üç akışkanlı
 - 3.3. n adet akışkanlı
-

4. Isı Geçiş Mekanizmasına Göre Sınıflama

- 4.1. İki yönde de tez fazlı akış
 - 4.2. Bir yönde tek fazlı, diğer yönde çift fazlı akış
 - 4.3. İki yönde de çift fazlı akış
 - 4.4. Taşınım ve ışınlama birlikte ısı transferi
-

5. Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflandırma

5.1. Borulu Isı Değiştiricileri

- 5.1.1. Düz borulu ısı değiştiricileri
- 5.1.2. Spiral borulu ısı değiştiricileri
- 5.1.3. Gövde borulu ısı değiştiricileri

5.2. Plakalı Isı Değiştiricileri

- 5.2.1. Contalı plakalı ısı değiştiricileri
- 5.2.2. Spiral plakalı ısı değiştiricileri
- 5.2.3. Lamelli ısı değiştiricileri

5.3. Kanatlı Yüzeyli Isı Değiştiricileri

- 5.3.1. Plakalı kanatlı ısı değiştiricileri
- 5.3.2. Borulu kanatlı ısı değiştiricileri

5.4. Rejeneratif Isı değiştiricileri

- 5.4.1. Sabit dolgu maddeli ısı değiştiricileri
- 5.4.2. Döner dolgu maddeli ısı değiştiricileri

5.5. Karıştırmalı Kaplar

6. Akıma Göre Sınıflama

6.1. Tek Geçişli Isı Değiştiricileri

- 6.1.1. Paralel akımlı ısı değiştiricileri
- 6.1.2. Ters akımlı ısı değiştiricileri
- 6.1.3. Çapraz akımlı ısı değiştiricileri

6.2. Çok Geçişli Isı değiştiricileri

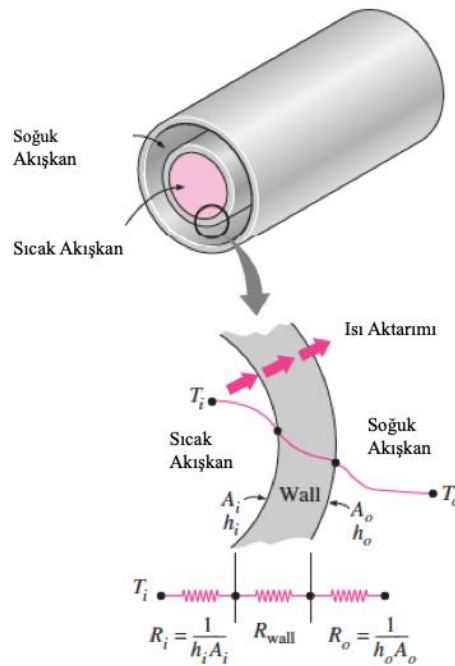
- 6.2.1. Çapraz-ters ve çapraz-paralel akımlı ısı değiştiricileri
 - 6.2.2. Çok geçişli gövde-borulu ısı değiştiricileri
 - 6.2.3. n adet paralel plaka geçişli ısı değiştiricileri
-

2.2. Isı Değiştiricilerin Matematiksel Hesapları

2.2.1. Toplam ısı transfer katsayısı

Isı değiştiriciler; genellikle katı bir ısı transfer yüzeyi ile ayrılmış aralarında sıcaklık farkı bulunan iki akışkanın akışını içermektedir. Isı transferi sıcak akışkandan katı yüzeye taşınım ile, yüzeyde iletimle ve de bu yüzeyden diğer yüzeye görece soğuk akışkana taşınım ile sağlanır. Isı transferinde taşınım etkileri ise çoğunlukla taşınım ısı transferi katsayılarının içinde hesaplanır [27]. Isı değiştiricilerin ısı analizi (boyutlandırma ve performans hesaplamaları) için temel ısı transfer denklemleri incelenmiştir [28].

Isı transfer direnç sistemi Şekil 2.1.'de incelenmiştir. Şekilden de anlaşılacağı üzere iletim direnci bir, taşınım direnci is ikidir [27 28].



Şekil 2.1. Çift borulu bir ısı değiştiricisinde ısı transferi ile ilişkili termal direnç ağı [27]

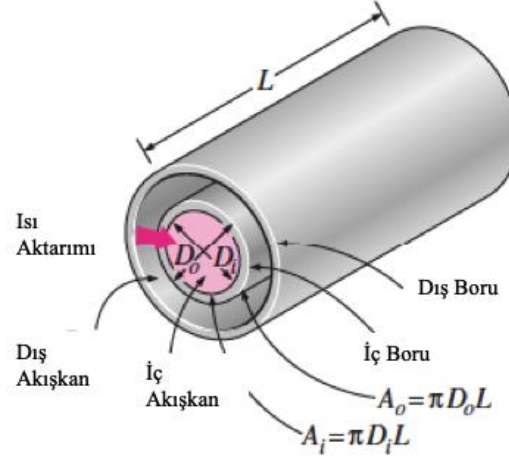
Boru yüzeyinin ısı direnci çift borulu bir ısı değiştirici için;

$$R_{duvar} = \frac{\ln D_o/D_i}{2\pi kL} \quad (2.1)$$

şeklinde ifade edilir. Burada k , yüzey malzemesinin ısı iletkenliğini, L ise borunun uzunluğunu ifade etmektedir. Toplam ısı direnç ise;

$$R = R_{toplam} = R_i + R_o + R_{duvar} + \frac{\ln D_o/D_i}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.2)$$

ile hesaplanmaktadır. İki akışkanın ayrılmasını sağlayan iç yüzey alanı A_i ile, dış yüzey alanı A_o ise gösterilmiştir. Akışkanlardan birinin borunun dış yüzeyinden diğer akışkanın ise içinden aktığı durumda $A_i = \pi D_i L$ ve $A_o = \pi D_o L$ ile hesaplanır [27, 28].



Şekil 2.2. Çift borulu ısı değiştiricisi ile ilişkili iki ısı transfer yüzeyi alanı [27]

Tüm ısı dirençleri yalnızca R direncinde toplayarak ısı transfer hızını bulmak için;

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (2.3)$$

eşitliği kullanılır. h taşınım katsayısının birimi ile U toplam ısı transferi katsayısının birimi $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ile aynıdır. Eşitliğin her tarafında bulunduğundan, ΔT denklemde yok edilirse eşitlik;

$$\frac{1}{U A_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{duvar} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.4)$$

ile ifade edilir. Isı değiştiricinin U_i ve U_o olmak üzere iki adet ısı transferi katsayısı vardır. Bunun nedeni ise; çoğunlukla ısı değiştiricilerinin birbirinden farklı ısı transfer yüzeylerine sahip olmalarıdır [27, 28].

Eşitlikte de görüldüğü gibi ısı transfer yüzeyleri eşit olmadığı durumda ısı transferi katsayıları da eşit olamaz [27, 28].

Boru yüzeyi kalınlığının değerinin küçük, ısıl iletkenliğin ise yüksek olduğu durumlarda boru için ısıl direnç ihmal edilebilir. Ayrıca borunun iç ve dış yüzey alanları da aynı kabul edilir. Bu koşullarda ısı transfer katsayısı için;

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2.5)$$

şeklinde sadeleştirilir [27, 28].

2.2.2. Kirlenme faktörü

Isı değiştiricilerin yüzeylerinde biriken tortular nedeniyle verimi zaman içerisinde azalır [29]. Oluşan bu tortu tabakası ısı değiştiricide ısı transferi sırasında ek bir direnç göstererek ısı transfer hızının düşmesine neden olmaktadır. Zaman içerisinde oluşan bu birikmelerin ısı transferi üzerindeki etkisi olan *kirlenme faktörü* denir ve R_f ile gösterilmektedir ve oluşan ısıl direncin bir ölçüsüdür [27,28].

Genel olarak görülen kirlenme tipi, ısı transfer yüzeyindeki akışkanlardan birinin içindeki tortuların zaman içerisinde çökmesi şeklinde olur. Bu tip tortuların boyutu kazınarak çıkartılarak görülebilir ayrıca ısı transfer yüzeylerinin temizlenmesinde kimyasal temizleyiciler de kullanılabilir. Bu tip sorunların engellenmesi için su işleme verilmeden önce birçok farklı işleme tabi tutulur ve içerisindeki katı nesnelerden arındırılmış olur [27, 28, 29].

Özelikle kimya sanayisinde çok sık görülen bir başka kirlenme biçimi de paslanma ve kimyasal kirlenmedir. Kimyasal reaksiyon sonucu oluşan ürünlerin birikmesiyle ısı

değiştiricinin yüzeylerinde tortu oluşabilir. Bu durumda metal borular camla kaplanır ya da plastik boruların kullanımıyla problem çözülebilir. Başka bir kirlenme türü de sıcak akışkanlarda yaşanan yosunlanma sorunudur. Bu durum biyolojik kirlenme olarak da adlandırılabilir ve kimyasal temizleyicilerle önlenabilir [27, 28].

Isı değiştirici tasarlarırken veya seçim yaparken kirlenmenin oluşabileceği yerler göz önüne alınmalıdır. Aksi durumda kirlenmeden dolayı verim düşeceğinden ısı transferini sağlayabilmek için daha büyük bir ısı değiştirici seçmek gerekebilir bu da maliyet artışına neden olur. Isı değiştiriciler düzenli olarak belirli sıklıkta temizlenmesine ve bakımına özen gösterilmelidir [27, 28].

Kirlenme faktörü yeni bir ısı değiştirici için sıfırdır. Kirlenme faktörü işlem süresine bağlıdır bununla birlikte akış hızına ve de işlem sıcaklığına bağlıdır. Bu nedenle sıcaklık artışı ve hızın azalması ile zamanla artar [27, 28].

Toplam ısı transfer katsayısı bağıntısının kirlenmenin olmadığı yani temiz yüzeyler için geçerli olup, zamanla oluşacak kirlenme göz önüne alınarak değiştirilmesi gereklidir [27, 28].

2.2.3. Isı değiştiricisi hesaplamaları

Isı değiştiricilerinin çözümlenmesinde kullanılan iki yöntemden ilki; logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMDT), ikincisi de etkinlik -NTU yöntemidir [27, 28, 30].

Isı değiştiriciler, sürekli akış ekipmanları olarak modellenirler nedeni ise, endüstride uzun süreler boyunca çalıştırılmalarıdır. İşlem gören akışkanlar ile ısı transfer ortamını sağlayan akışkanların debileri sabit kalır, giriş çıkış sıcaklıkları ve hız gibi özellikleri de sabit kalır. Akışkan akım hızlarının ve yüksekliklerinin çok az ya da hiç değişmemesi nedeniyle, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilebilir. Sıcaklığa bağlı olarak ise akışkanların özgül ısı değerleri değişir. Belirli sıcaklık aralıklarında özgül ısı değeri ortalama olarak sabit bir değer olarak varsayılır. Eşitliklerde ısı değiştirici dış çevreyle olan ısı etkileşimleri de ısı kaybı olmayacak

şekilde kabul edildiğinden mükemmel yalıtılmış olarak düşünülerek, ısı transferinin yalnızca iki akışkan arasında gerçekleştiği varsayılır [27, 28].

Bu kabuller ile termodinamiğin birinci yasası olan, sıcak akışkandan kaynaklanan ısı transfer hızıyla soğuk akışkana olan ısı transfer hızına eşit olması gerekir. Bu da;

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,çıkış} - T_{c,giriş}) \quad (2.6)$$

ve

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,giriş} - T_{h,çıkış}) \quad (2.7)$$

olarak ifade edilir. h ve c indisleri de sıcak ve soğuk akışkanı ifade etmektedir [25, 26].

Isı transfer hızı $\dot{Q}$ pozitif bir nicelik olarak kabul edilir, ısı transferinin sıcak akışkandan soğuk akışkana doğru olduğu görülmektedir ve bu durum termodinamiğin ikinci yasasına da uygundur [27, 28].

Isı kapasitesi debisi olarak adlandırılan nicelik; akışkanın özgül ısısı ile kütle debisinin çarpımına eşittir. Sıcak ve soğuk akışkanlar için ayrı ayrı şu şekilde tanımlanır [27, 28].

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad (2.8)$$

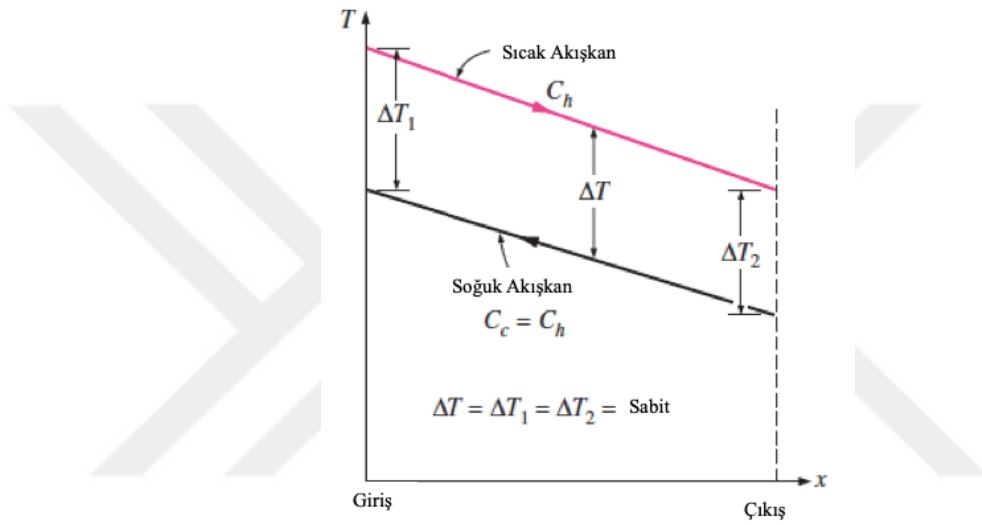
$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} \quad (2.9)$$

Isı kapasite debisi, akışkanın ısı değiştirici içinde akarken sıcaklığı 1°C arttırmak ya da azaltmak için gerekli olan ısı transfer hızıdır. Eşitlikte de görüldüğü gibi; ısı kapasite debisi büyük olan akışkanın sıcaklık değişim değeri küçük olurken, ısı kapasitesi küçük olan akışkanın ise sıcaklık değişimi değeri büyük olmaktadır. Yani; diğer parametrelerin sabit olduğu koşulda akışkanın kütle debisi iki katı çıkarılırsa, o akışkan için sıcaklık değişim değeri de yarıya iner [27, 28].

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,çıkış} - T_{c,giriş}) \quad (2.10)$$

$$\dot{Q} = C_h(T_{h,giriş} - T_{h,çıkış}) \quad (2.11)$$

ile ifade edilir. Isı transfer hızı ısı değiştirici için, akışkanlardan birinin sıcaklık değişiminin ile aynı akışkanın ısı kapasite debisi çarpımına eşit olur. İki akışkanın ısı kapasite hızlarının eşit olduğu tek durum; sıcak akışkanın sıcaklık düşüşü ile soğuk akışkanın sıcaklık artışının eşit olduğu durumdur [27, 28].



Şekil 2.3. Aynı akışkan kapasitesine sahip iki akışkanın sıcaklık değişimi [27]

Endüstride yaygın olarak yoğuşturucular ve de kazanlar kullanılır. Bir yoğuşturucuda ya da kazanda akışkanlardan biri faz değişimi geçirirse ısı transfer hızı;

$$\dot{Q} = \dot{m}h_{fg} \quad (2.12)$$

ile ifade edilir. Akışkanın buharlaşma ve yoğunlaşma hızı ile h_{fg} akışkanın belirli bir sıcaklıkta ve basınçtaki buharlaşma entalpisi olarak ifade edilir [27, 28].

Herhangi bir akışkan faz değişimi boyunca, büyük bir miktardaki ısıyı soğurmakta ya da salmaktadır. Sıcaklık değişimi sıfır olarak varsayıldığından; faz değişimi boyunca akışkanın ısı kapasite debisi sonsuza yaklaşmaktadır. Gerekli eşitliklerden sonra görülmektedir ki ısı transfer hızı sonlu bir nicelik olmaktadır. Bu nedenle de ısı

değiştiricisi hesaplamaları yapılırken yoğuşan ya da kaynayan bir akışkanın ısı kapasite debisi de sonsuz bir akışkan gibi modellenebilir [27, 28].

Isı değiştiricideki ısı transfer hızı;

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_m \quad (2.13)$$

ile ifade edilir. Burada U toplam ısı transfer katsayısını, A_s ısı transfer alanını ve ΔT_m işlem gören akışkan ile ısı transferini sağlayan akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkını ifade etmektedir. Isı değiştirici için yüzey alanı sabit kalırken, ısı transfer katsayısı ve sıcaklık farkı ısı değiştirici boyunca değişimlere uğrar [27, 28].

Toplam ısı transfer katsayısının ortalama değeri, kullanılan her bir akışkan için ortalama taşınım katsayıları kullanılarak bulunur. Her iki akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkı ise logaritmik olarak hesaplanır [27, 28].

2.2.3.1. Logaritmik ortalama sıcaklık fark yöntemi

Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı, ısı değiştiricinin girişinde yüksek olmakla beraber çıkışına doğru üstel olarak azalmaktadır. Tahmin edileceği üzere, ısı değiştirici boyunca görece soğuk olan akışkanın sıcaklığı yükselirken, görece sıcak olan akışkanın ise sıcaklığı azalır. Fakat ısı değiştiricinin boyu ne kadar uzun olursa olsun görece soğuk olan akışkan asla sıcak olan akışkanın sıcaklık değerini aşamaz [27, 28].

Isı değiştiricinin mükemmel yalıtıldığı varsayıldığı ile kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin de ihmal edildiği durumda; ısı değiştiricinin dış yüzeyinin (ısı transferinin sadece iki akışkan arasında olduğu durumda), ısı değiştiricinin bir diferansiyel görece sıcak ve soğuk bölgelerinde her bir akışkan için enerji dengesi;

$$\delta \dot{Q} = -\dot{m}_h c_{ph} dT_h \quad (2.14)$$

ve

$$\delta \dot{Q} = -\dot{m}_c c_{pc} dT_c \quad (2.15)$$

ile ifade edilir. Isı değıştiricinin herhangi bir yerinden kesit alındığı zaman sıcak akışkanın ısı kayıp hızı, o kesitte soğuk olan akışkanın ısı kazanç hızına eşit olduğu ifade edilir.

Yukarıdaki eşitlikler dT_h ve dT_c için çözülrse;

$$dT_h = -\frac{\delta \dot{Q}}{\dot{m}_h c_{ph}} \quad (2.16)$$

ve

$$dT_c = \frac{\delta \dot{Q}}{\dot{m}_c c_{pc}} \quad (2.17)$$

elde edilir. Bunların da diferansiyelleri alınır;

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -\delta \dot{Q} \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} \right) \quad (2.18)$$

şeklinde yazılır. Diferansiyel bir bölge için ısı transfer hızı;

$$\delta \dot{Q} = U(T_h - T_c) dA_s \quad (2.19)$$

Denklemleri elde edilir ve yeniden düzenlenirse;

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U dA_s \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} \right) \quad (2.20)$$

olur. Giriş yönünden çıkış yönüne kadar integre edilerek;

$$\ln \frac{T_{h,çıkış} - T_{c,çıkış}}{T_{h,giriş} - T_{c,giriş}} = -U dA_s \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} \right) \quad (2.21)$$

eşitliği elde edilir. Sonuç olarak;

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} \quad (2.22)$$

olur. Burada;

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.23)$$

elde edilir. Burada ΔT_1 ve ΔT_2 ısı değiştiricinin giriş ve çıkıştaki akışkanların sıcaklık farkını gösterir. Isı değiştiricinin giriş ya da çıkış olarak hangi taraflarının seçildiği önemsizdir [27, 28].

İşlem gören akışkan ile ısı transferini için kullanılan akışkan arasındaki sıcaklık farkı girişte ΔT_1 'den çıkışta ΔT_2 'ye kadar azalır. Isı değiştirici boyunca, her iki akışkanın reel sıcaklık profilleri izlenerek elde edilmiş olan logaritmik ortalama sıcaklık farkı değeri, her iki akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkının bir ifadesidir. Bu da yerel sıcaklık farkının üstel azalmasını yansıtır [27, 28].

Logaritmik sıcaklık farkı değeri her durumda ortalama sıcaklık farkı değerinden küçük olur. Bu nedenle de hesaplamalarda logaritmik sıcaklık farkı yerine ortalama sıcaklık farkı kullanılırsa ısı değiştirici içinde kullanılan akışkanlar arasındaki ısı transferi olması gerekenden daha büyük bulunur. ΔT_1 ile ΔT_2 arasındaki sıcaklık farkı %40'tan fazla olmadığı durumlarda, aritmetik ortalama sıcaklık farkı kullanımından kaynaklanan hata oranı %1'den az olduğu görülmüştür. Fakat ΔT_1 ile ΔT_2 arasındaki farkın da daha fazla olduğu durumlarda, hata oranı çok daha yüksek bir değere çıkabilir. Bu nedenle de ısı değiştiricilerde ısı transfer hızı belirlenirken mutlaka logaritmik sıcaklık farkı değeri kullanılmalıdır [27, 28].

Karşıt akışlı ısı değiştiricilerde, her iki akışkan ısı değiştiriciye zıt yönlerden girmektedir. Bu durumda da soğuk akışkanın çıkış tarafındaki sıcaklığı, sıcak akışkanın giriş tarafındaki sıcaklığından büyük olabilir. Sınır durumda ise, soğuk akışkan sıcak akışkanın giriş sıcaklığına kadar ısınır. Fakat soğuk akışkanın çıkış

sıcaklığı sıcak akışkanın giriş sıcaklığından kesinlikle büyük olamaz. Böyle bir durumun oluşması termodinamiğin ikinci yasasına aykırıdır [27, 28].

Karşıt akışlı bir ısı değiştiricisi için yukarıda verilen paralel akışlı ısı değiştiriciler için tekrarlanırsa, mevcut bağıntı karşıt akışlı ısı değiştiriciler için de uygulanabileceği görülmektedir. Fakat bu durumda ΔT_1 ve ΔT_2 farklı şekilde ifade edilir. Karşıt akışlı bir ısı değiştirici için logaritmik ortalama sıcaklık farkı, paralel akışlı ısı değiştirici için logaritmik sıcaklık farkından, belirli giriş ve çıkış sıcaklıkları durumunda her zaman daha büyüktür. Bu da karşıt akışlı bir ısı değiştiricide belli bir ısı transfer hızına ulaşabilmek için daha küçük bir yüzey alanının yeterli olacağına dolayısıyla da daha kompakt bir ısı değiştirici tasarımı olacağı anlamına gelir. Bu nedenle de endüstride genellikle karşıt akışlı ısı değiştiriciler tercih edilmektedir [27, 28].

Karşıt akışlı bir ısı değiştiricide akışkanların ısı kapasite hızları eşittir ve ısı değiştirici boyunca her iki akışkan arasındaki sıcaklık farkı sabit kalır. Logaritmik ortalama sıcaklık fark bağıntısı belirsiz bir sonuç verir. Bu durumda I'Hopital kuralı uygulanarak $\Delta T_{lm} = \Delta T_1 = \Delta T_2$ olduğu görülür [27, 28].

2.2.3.2. Etkinlik-NTU yöntemi

Isı değiştiricilerde; işlem gören akışkan ile ısı transferini sağlayan akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları bilindiği veya enerji denkliğinden bulunabildiği durumlarda, ısı değiştirici hesaplamalarında genellikle logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMDT) yöntemini kullanılır. Toplam ısı transfer alanı; ΔT_{lm} , toplam ısı transfer katsayısı ve de kütle debileri biliniyorsa;

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} \quad (2.24)$$

eşitliği kullanılarak bulunabilir [27, 28].

LMDT yöntemi halen ısı değiştiriciler için ısı hesaplarında kullanılsa da bu işlem lerçok fazla iterasyon gerektirdiğinden basit ve kullanışlı değildir. Etkinlik-NTU yöntemi bu

problemi ortadan kaldırmak amacıyla 1955 yılında Kays ve London tarafından ortaya konmuştur [27, 28].

Isı transfer etkinliği olarak da adlandırılan ve boyutsuz bir parametreye dayanan bu yöntem;

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{maks}} = \frac{\text{Gerçek Isı Transfer Hızı}}{\text{Olabilecek Maksimum Isı Transfer Hızı}} \quad (2.25)$$

şeklinde ifade edilir [27, 28].

Gerçek ısı transfer hızı ve sıcak ile soğuk akışkan üzerindeki enerji dengesinden bulunur [27, 28].

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.26)$$

ile ifade edilebilir.

Isı değiştiricilerde en yüksek ısı transferine ulaşmak üzere, ısı değiştiricideki en yüksek sıcaklık farkının sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki giriş sıcaklık farkları olduğu bilinmelidir [27, 28].

$$\Delta T_{maks} = T_{h,giriş} - T_{c,giriş} \quad (2.27)$$

Isı değiştiricilerde ısı transferi (1) soğuk akışkanın sıcak akışkanın giriş sıcaklığına kadar ısıtıldığı durumda ya da (2) sıcak akışkanın soğuk akışkanın giriş sıcaklığına kadar soğutulduğu durumda ulaşabileceği en yüksek değere ulaşır. İki akışkanın ısı kapasite hızları aynı olmadığı sürece bu iki limit şartına eşzamanlı ulaşılamaz. Aksi durumda, ısı kapasitesi ısı kapasitesi hızı küçük olan akışkan daha büyük bir sıcaklık değişimine ve böylece ısı transferinin durduğu noktadaki en yüksek sıcaklığa önce ulaşacaktır. Bu nedenle de ısı değiştiricilerde yaşanabilecek en yüksek ısı transfer hızı;

$$\dot{Q}_{maks} = C_{min}(T_{h,giriş} - T_{c,giriş}) \quad (2.28)$$

şeklinde ifade edilir [27, 28].

Isı transfer hızının en yüksek olduğu durumun bulunabilmesi için iki akışkanında giriş sıcaklıkları ile her iki akışkanın da kütle akış debilerinin bilinmeleri gerekir. Isı değiştiricinin etkinliği bilindikten sonra gerçek ısı transfer hızı;

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{maks} = \varepsilon C_{\min}(T_{h,giriş} - T_{c,giriş}) \quad (2.29)$$

ifadesi ile bulunur. Bu nedenle de ısı değiştiricilerin etkinliği, sıcak soğuk akışkanların çıkış sıcaklıklarının bilinmesine gerek duyulmadan ısı transfer hızı bulunabilir [27, 28].

Isı değiştiricilerde etkinlik ısı değiştiricinin geometrisine de akış düzenine de bağlıdır. Bu bağlamda da farklı tiplerdeki ısı değiştiricilerin etkinlik bağıntıları da farklıdır [27, 28]

Çift borulu paralel akışlı bir ısı değiştiricisi için etkinlik bağıntısı aşağıda verilmiştir.

$$\ln \frac{T_{h,çıkış} - T_{c,çıkış}}{T_{h,giriş} - T_{c,giriş}} = -\frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (2.30)$$

yeniden düzenlenirse $T_{h,çıkış}$ için çözümü ise;

$$T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{C_c}{C_h} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.31)$$

şeklindedir. $T_{c,giriş}$ eklenip çıkarılarak düzenlenirse bu denklem;

$$\ln \frac{T_{h,giriş} - T_{c,çıkış} + T_{c,çıkış} - T_{c,çıkış} - \frac{C_c}{C_h} (T_{c,çıkış} - T_{c,giriş})}{T_{h,giriş} - T_{c,giriş}} = -\frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (2.32)$$

İfade edilir. Bu da;

$$\ln \left[1 - \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \frac{T_{c,çıkış} - T_{c,giriş}}{T_{h,giriş} - T_{c,giriş}} \right] = -\frac{UA_s}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (2.33)$$

eşitliği elde edilir. Bu bağlamda etkinlik tanımı;

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{maks}} = \frac{C_c(T_{c,çıkış} - T_{c,giriş})}{C_{min}(T_{h,giriş} - T_{c,giriş})} \rightarrow \frac{T_{c,çıkış} - T_{c,giriş}}{T_{h,giriş} - T_{c,giriş}} = \varepsilon \frac{C_{min}}{C_c} \quad (2.34)$$

şekilde düzenlenir. Yerine koyulup tekrar düzenlendiğinde ısı değiştiricisi etkinlik için hesaplanırsa paralel akışlı bir ısı değiştirici için etkinlik;

$$\varepsilon_{paralel akış} = \frac{1 - \exp\left[-\frac{UA_s}{C_c}\left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right)\right]}{\left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right)\frac{C_{min}}{C_{maks}}} \quad (2.35)$$

ifadesini verir. C_{min} olarak C_c ya da C_h 'ın herhangi birinin alınmasıyla düzenlenirse ifade daha uygun bir hale döner [27, 28].

$$\varepsilon_{paralel akış} = \frac{1 - \exp\left[-\frac{UA_s}{C_{min}}\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{maks}}\right)\right]}{1 + \frac{C_{min}}{C_{maks}}} \quad (2.36)$$

bağıntısı yazılır. Burada ısı kapasite hızlarından C_{min} küçük olanı C_{max} ise büyük olanı ifade ederken C_{min} 'in görece sıcak ya da görece soğuk akışkana ait olması önemli değildir [27, 28].

NTU olarak ifade edilen eşitlik aşağıda verilmiştir.

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad (2.37)$$

Bu eşitlikte ısı değiştiricinin ve ısı transfer yüzeyi de A_s ve toplam ısı transfer katsayısı U 'dur. NTU' nun ısı transfer yüzeyi ile doğru orantılıdır. Bu da U ve C_{min} değerleri için NTU değeri, ısı transfer yüzey alanının bir ölçüsüdür [27, 28].

Isı değiştirici hesaplamalarında;

$$C = \frac{C_{min}}{C_{maks}} \quad (2.38)$$

Isı değiştiricilerin etkinliğinin;

$$\varepsilon = \left(\frac{function(UA_s)}{C_{min}}, \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) = function(NTU, c) \quad (2.39)$$

ile ifade edilen ve transfer birim sayısı NTU ve kapasite oranı c'nin bir fonksiyonudur [27, 28].

Etkinlik bağıntıları çeşitli ısı değiştiricileri için geliştirilmiştir ve tablolar haline getirilmiştir [27, 28].

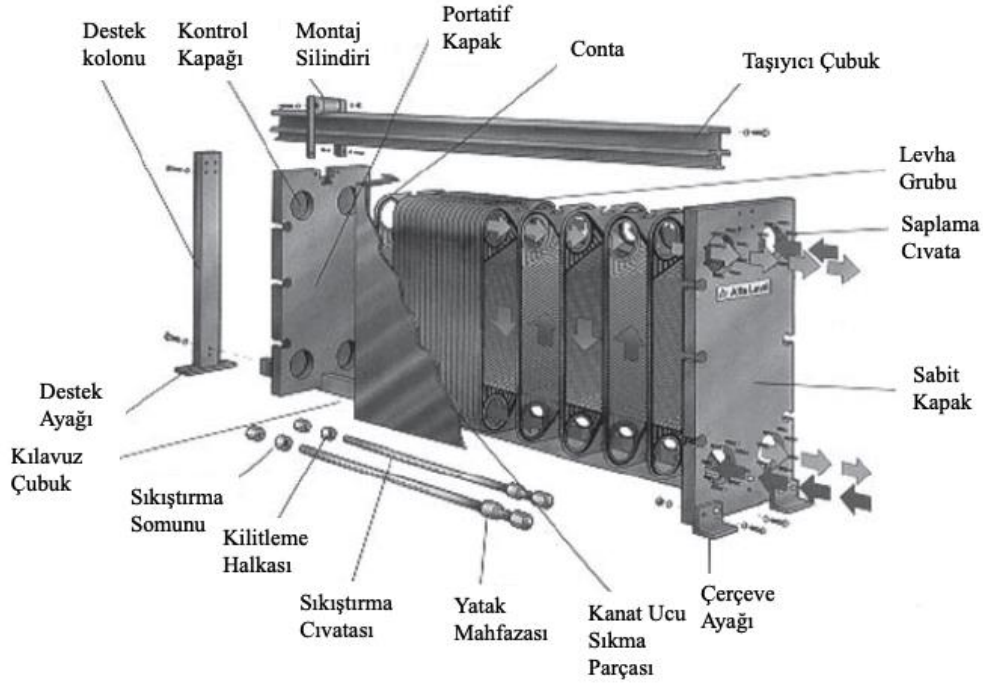
Grafiklerde kaynaklanacak olan okuma hatalarından analitik etkinlik bağıntıları grafiklere göre daha doğru sonuç vermektedir. Bu nedenle de ısı değiştiriciler için bilgisayar yardımlı hesaplamalar ve tasarımlar daha uygundur [27, 28].

2.3. Plakalı Isı Değiştiriciler

Plakalı ısı değiştiricileri 1930'lu yıllarda çeşitli endüstri dallarında geniş bir kullanım alanları bulsa da buluş tarihi 1880'li yıllara kadar uzanır [30].

1960'lı yıllarda da verim açısından daha etkin plaka geometrilerinin, montajının ve de conta malzemelerinin geliştirilmesiyle popülerliğini artırmayı başarmıştır [1]. Günümüzde de popülerliğini koruduğu bilinmekte ve gelecekte de daha az önemli olmayacağı açıktır. Plakalı ısı değiştiricileri; iklimlendirme ve soğutma işlemleri, kağıt hamuru ve kağıt işlemleri, güneş enerjisi uygulamaları, gıda prosesleri, denizcilik uygulamaları, kimyasal prosesler gibi sektörlerde de kullanılmaktadır [30, 31].

Plakalı ısı değiştiricilerin tasarımları; kullanım alanlarına göre, plaka tasarımları ve düzenlemeleri ile farklılaşmaktadır. Plakalı ısı değiştiricileri; contalı plakalı, sprial plakalı ve lamelli olarak farklı gruplara ayrılmaktadır [30].



Şekil 2.4. Bir plakalı ısı değiştiricinin patlatılmış görüntüsü [30]

Düşük ve orta basınçlı sıvı-sıvı ısı transferi proseslerinde gövde boru tip ısı değiştiricilere alternatif olarak kullanılmaktadırlar [1, 30, 32].

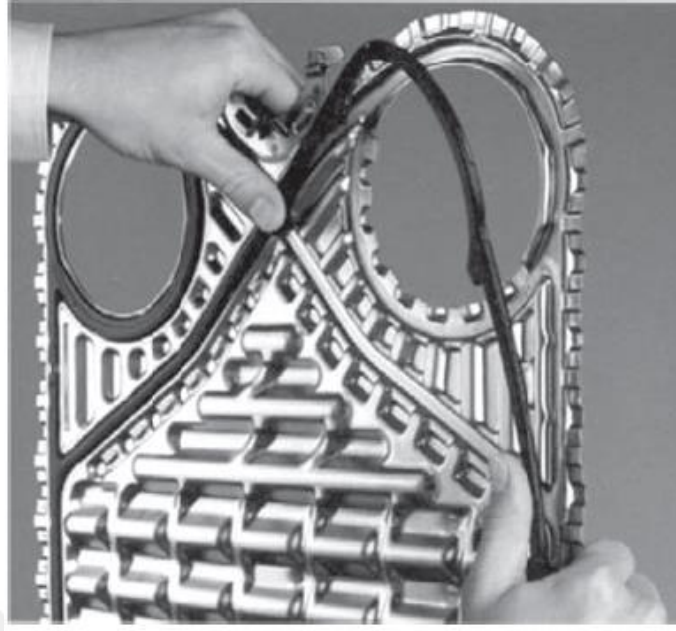
Endüstride yaygınca kullanılan tipik bir plakalı ısı değiştirici tasarımı Şekil 2.4.’de gösterilmiştir. Plakalı ısı değiştiricilerin ana elemanları; yatay plaka taşıma ve kılavuz çubukları, giriş / çıkış sıvısı port nozülleri, contaları, destekleyici uç çerçeveleri (sabit ve hareketli bir kapak plakası veya çerçevesi), desteği barındıran ısı transfer ve akış ayırma plakaları, sütun ve uç çerçeve sıkma cıvatalarıdır. Genellikle paslanmaz çelikten üretilen ve gövdeye seri biçimde ve birbirlerine oldukça yakın olacak şekilde sıkıştırılan plakalar, ısı değiştiricinin ana omurgasını oluşturmaktadır. Plakaların yüzey kenarlarına doğal ya da sentetik kauçuktan üretilen contalar geçirilerek sızdırmazlık sağlanırken bağlantı noktalarında sıvıların birbirlerine karışmalarını da önlemektedirler. Bu sayede de proses edilen akışkanlar ve ısıtma ya da soğutma için kullanılan akışkanlar ilgili yüzeylere yönlendirilmiş de olur. Proses edilen ürün ile soğutucu/ısıtıcı akışkanın yönü birbirlerine göre aynı ya da zıt olabilir. Isı değiştiricinin performansı akış yönüne göre farklılık göstermektedir [1, 2, 30]. Plakalı ısı değiştiricide kullanılan plakaların gıda materyalinde herhangi bir bozulmaya yol

açmaması için paslanmaz çelikten üretilmiş olması gerekmektedir. Aksi takdirde gıda proseslerinde kullanılması sağlık açısından ve ürünün kalite özelliklerinin korunması açısından tehlikeli olabileceğinden önerilmemektedir. Plakaların yüzeyleri ısı transfer yüzeyinin arttırılarak ısı verimin yükselmesi için değişik desenlerde baskılar yapılmaktadır. Bu; akışkanın desenler üzerinde türbülans etkisinde kalmasından kaynaklanmaktadır. Farklı gıda ham maddelerinin viskozite, özkütle gibi özellikleri ve uygulanmak istenen proses sınır şartları göz önüne alınarak plaka desenleri seçilmelidir [1, 2, 30].

2.3.1. Plakalı ısı değiştiricilerin malzeme seçimi ve imalatı

Farklı ısı değiştiricilerde olduğu gibi plakalı ısı değiştiriciler için de malzeme seçimi ve üretimi oldukça önemlidir. Malzeme seçimi ve üretimi ayrıca kullanılan sıvıların türü ve ısı transferi modu (tek fazlı akışlar, kaynama ve yoğunlaşma) gibi uygulama gereksinimlerine de bağlıdır. Bir plakalı ısı değiştiricinin üretiminin temel olarak üç ana elemanı; oluklu plakalar, contalar ve uç (basınç ve çerçeve) plakaları veya hareketli ve sabit uç kapak plakalarıdır [1, 2, 30].

Plakalı ısı değiştiricilerde kullanılan oluklu plakalar, soğuk şekillendirilebilen veya kaynaklanabilen herhangi bir metal veya alaşımdan üretilebilir. Paslanmaz çelik, titanyum, nikel, alüminyum, incoloy, hastelloy, tantalum ve monel bazı örneklerdir. Yüzey desenlerini presle şekillendirmek için kullanılan soğuk damgalama işlemi, diğerleri arasında yüksek kromlu çelik ve zirkonyum alaşımları gibi kırılgan malzemelerin kullanılmasını engeller. Plaka malzemesinin seçimi öncelikle sıvı uyumluluğu ve ısı görevi ile belirlenir; termal tasarım optimizasyonu ve üreticilerin tercihleri gibi diğer faktörlerin de bir rolü olabilir [1, 2, 30].

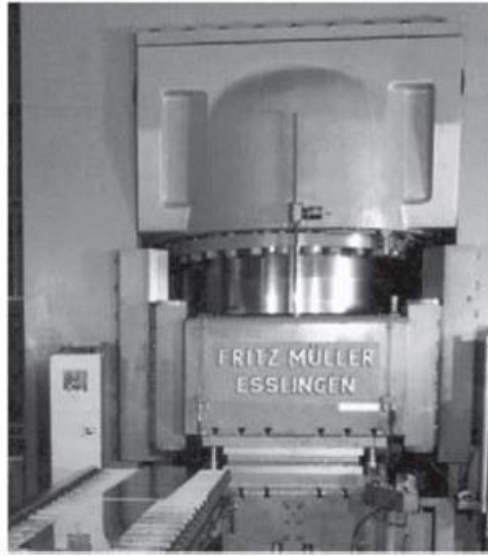


Şekil 2.5. Bir plaka yüzeyinde tipik bir conta ayarı [30]

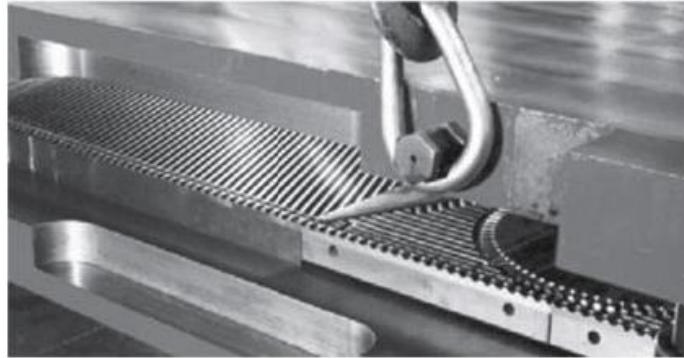
Plakalı ve contalı ısı değıştircilerin performansı (güvenlik ve ömür boyu sızdırmaz güvenilirlik), kullanılan contalara ve bunların malzeme güvenirliliğine de büyük ölçüde bağlıdır. Contalar tipik olarak tek parçalı kalıplanmış elastomerlerdir ve spesifik malzeme özellikleri sıvı uyumluluğu, çalışma sıcaklığı ve basınç koşulları temelinde seçilir. Temel olarak Şekil 2.5.'de gösterildiği gibi oluklu plaka yüzeyindeki çevresel oluklara oturan 'O'ring'ler olarak işlev görürler ve plaka içi ve ekstra plaka sıvı sızıntısını önlerler. Oluklar, conta yüzey alanının daha büyük bir kısmının plakalar arasında sıkıştırılırken plakayla temas halinde olmasını sağlamak için genellikle daralır. Geleneksel olarak contalar, presle oluşturulmuş oluklarında plaka yüzeyine yapıştırılmıştır. Elastomer malzemelerdeki ve üretim yeteneklerindeki yeni gelişmelerle, çok sayıda PHE üreticisi tutkalsız veya yapışkansız ve klipsli contalar tedarik etmeye başlamıştır [1, 2, 30].

Çalışma koşullarının (sıvı türü, katkı maddelerinin konsantrasyonu, sıcaklık, basınç, vb.) Yanı sıra, ortam akışının ürettiği baskılara ve kuvvetlere direnmek için sıkıştırma özellikleri de kritiktir. Bu nedenle, contalar genellikle kauçuk ve farklı polimerize formları gibi çeşitli elastik ve şekillendirilebilir malzemelerden yapılır. Her birinin sınırlayıcı sıcaklık eşiği vardır. Pek çok kauçuk polimer türünden yaygın olarak kullanılan bir malzeme, bir hidrokarbon elastomeri olan ve yağa dirençli olmayan

etilen-propilendir (EPDM). Diğer bir yaygın polimer türü, nitril (NBR) üretmek için bir hidrojen atomunun bir siyano grubu ($-C\equiv N$) ile değiştirildiği ikame edilmiş hidrokarbonlara veya flor-kauçuk veren flor atomlarına. Polimerlere ek olarak, kauçuk malzemeler, işleme ve üretimi kolaylaştıran vulkanizasyon kimyasalları, dolgu maddeleri ve bozunma önleyici katkı maddeleri gibi bir dizi başka hammaddeden oluşur [1, 2, 30].



(a)



(b)

Şekil 2.6. Oluklu plakaların presle şekillendirilmesi: (a) tipik bir pres aracı veya plaka yüzeyi oluklu desenleri ve (b) bilgisayarlı bir pres [30].

Plakalı ve contalı ısı eşanjörlerinin üretimindeki temel unsurlar, plakaların ve uç çerçevelerin üretimidir. Plaka üretiminin çoğu, pres-alet geliştirmeye ve hassas plaka preslerine odaklanmıştır ve tipik örnekler Şekil 2.6.'da gösterilmektedir. Çerçevelerin imalatı genellikle daha düşük ağırlıkla sağlam dayanıklılık ve sağlamlığa sahip

olmalarını gerektirir; daha ağır ve daha hacimli çerçeveler, ağırlıklarından ve maliyetlerinden ayrı olarak, önemli kullanım ve kurulum sorunlarına neden olur [1, 2, 30].

2.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Temelleri

Akışkanlar mekaniği, akışkanların hareket halinde (dinamik modda akışkan) ya da yatışkın halde (hareketsiz modda akışkan) incelenmesiyle hesaplamalı akışkanlar dinamiği ise; hareket halindeki akışkanlar ile hem akış davranışlarını hem de akış davranışının ısı aktarımı ve muhtemel kimyasal reaksiyonlar içerebilecek süreçleri etkilerini incelemektedir. Akışkan hareketlerinin fiziksel özellikleri genellikle temel matematiksel denklemlerle tanımlanır, bu denklemler genellikle kısmi diferansiyel şeklinde olup korunum denklemleri olarak adlandırılmaktadır [4, 5].

2.4.1. Korunum denklemleri

Akışkanlar dinamiği ve ısı transferinin temel denklemleri, akışkanlar mekaniğinin korunum yasalarının matematiksel formülleri olarak kabul edilebilir ve Navier-Stokes denklemleri olarak adlandırılır [4, 5].

Navier-Stokes denklemlerinin mekansal ayrıklaştırılması, yani konvektif ve viskoz akıların yanı sıra kaynak terimin sayısal yaklaşımı ilk adımdır. Geçmişte bu amaç için birçok farklı metodoloji geliştirilmiştir ve gelişim devam etmektedir. Bunları sıralamak için, ilk başta uzaysal ayrıklaştırma şemalarını aşağıdaki üç ana kategoriye ayrılabilir: sonlu fark, sonlu hacim ve sonlu eleman yöntemleri. Bunlar dışında başka yöntemlerde bulunmakta olup popülerleşmemiştir [4].

2.4.2. Sonlu farklar yöntemi

Sonlu farklar yöntemi, diferansiyel denklemlerin sayısal çözümünde uygulanan ilk yaklaşımlar arasındadır. İlk olarak Euler tarafından, 1768'de kullanılmıştır. Sonlu farklar yöntemi doğrudan korunum denklemlerinin diferansiyel formuna uygulanır.

İlke olarak akış değişkenlerinin türevlerinin ayrıklaştırılması için Taylor serisi genişlemesi kullanılmasıdır [4, 5].

2.4.3. Sonlu hacimler yöntemi

Sonlu hacimler yöntemi, Navier-Stokes / Euler denklemlerinin integral formülasyonu olan korunum yasalarını doğrudan kullanmaktadır. Sonlu hacimler yöntemi, fiziksel alanı bir dizi çok yüzlü kontrol hacmine bölerek korunum denklemlerini ayrıştırır [33].

2.4.4. Sonlu elemanlar yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi öncelerde sadece yapısal analiz için kullanılmıştır. Bu yöntemi ilk olarak Turner 1956'da kullanmaya başlamışlardır. Bu tarihten yaklaşık 10 yıl sonra, araştırmacılar sonlu elemanlar yöntemini sürekli ortamlarda alan denklemlerinin sayısal çözümü için de kullanmaya başlamıştır. 1990'ların başında ise, Euler ve Navier Stokes denklemlerinin çözümünde popülerlik kazanmaya başlamıştır [34, 35].

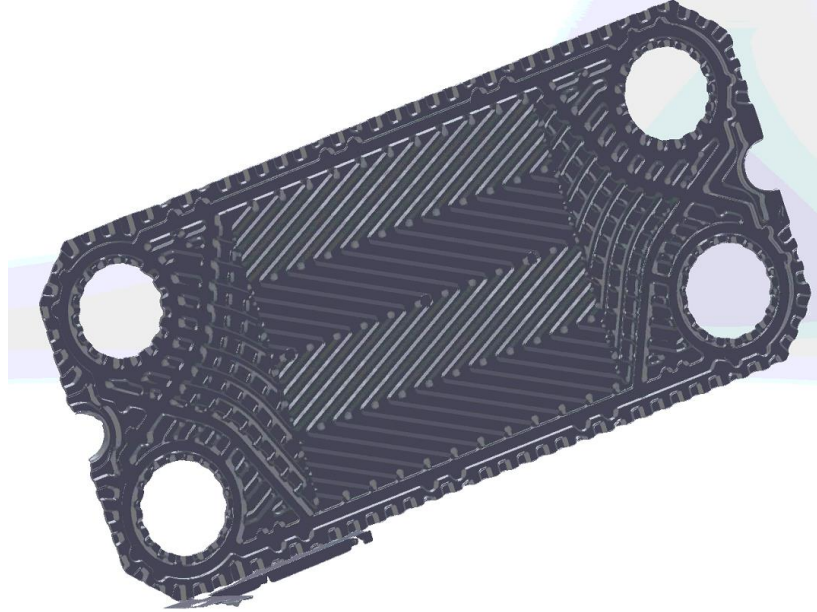
Sonlu elemanlar yöntemi içerisinde, geçerli denklemleri diferansiyelden denk bir integral forma dönüştürmek gerekmektedir [33].

Sonlu elemanlar yöntemi, integral formülasyonu ve karmaşık geometrilerin içindeki ya da etrafındaki akışlar için tercih edilen yapılandırılmamış ağların kullanımı nedeniyle popülerdir [33, 34].

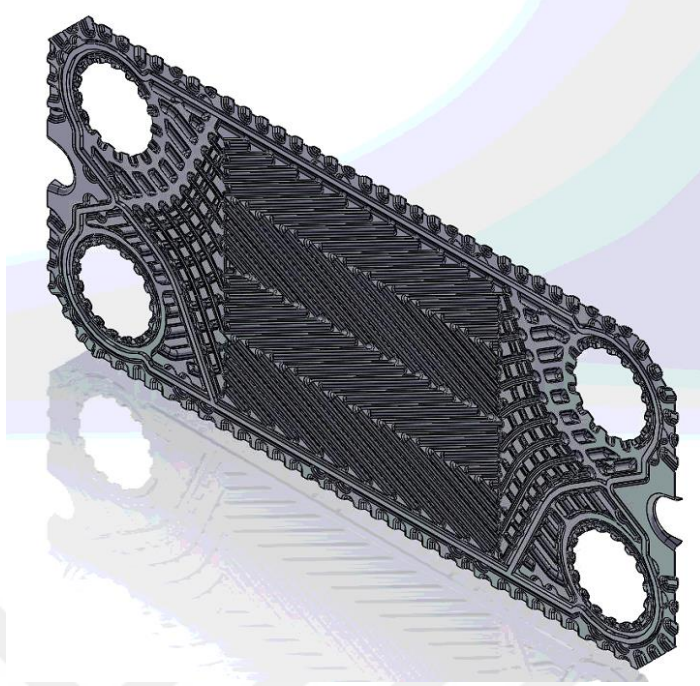
BÖLÜM 3. MATERYAL–YÖNTEM

3.1. Standart Plaka Tasarım Süreçleri

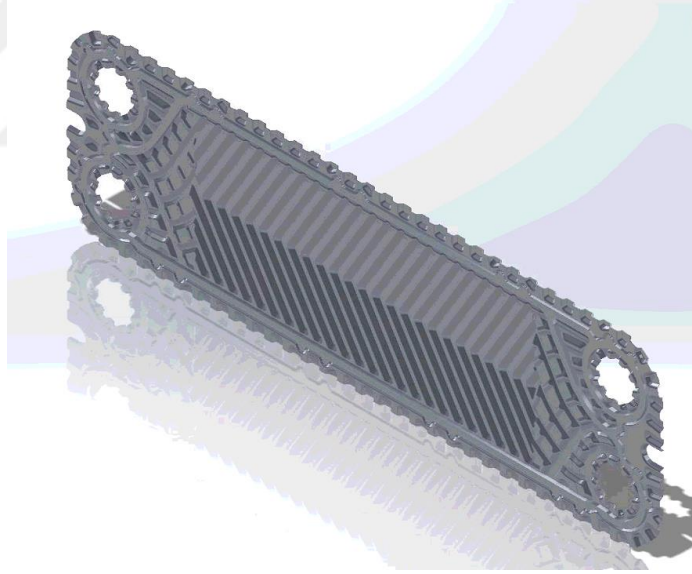
Standart plakaların tasarımlarının yapılabilmesi için öncelikle 3 farklı geometride ısı değiştiricisi plakası tedarik edilmiştir. Tedarik edilen plakalar 3 boyutlu tarama yöntemi ile taranarak STL nokta bulutu modelleri çıkarılmıştır. Nokta bulutu verileri toplanarak katı model oluşturulmuştur. Bu transfer esasında kaybolan yüzeyler elle tamir edilmiştir. STL modeller üzerinden referans ölçüler tespit edilerek, standart plaka tasarımları parametrik olarak unsur tabanlı modelleme biçimi kullanan bilgisayar programında modellenmiştir. Parametrik tasarımın tercih edilmesinin sebebi ise baskı derinliği tespiti ve özgün plaka geliştirme süreçlerinde yapılacak değişikliklerin boyut - geometri parametrelerinin tekrarlanabilir yapıda kurulmak istenmesidir.



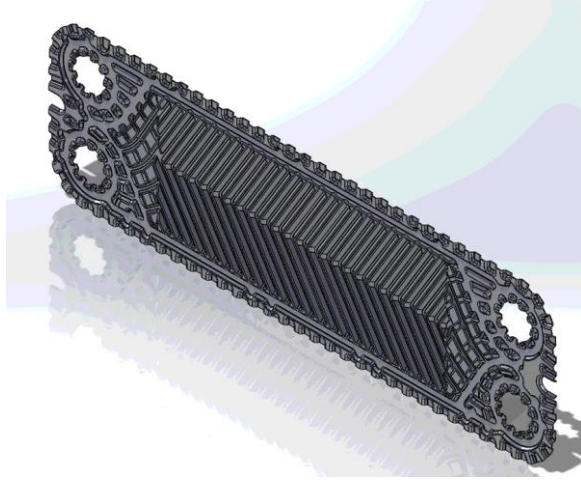
Şekil 3.1. Tip-1 standart plaka tarama



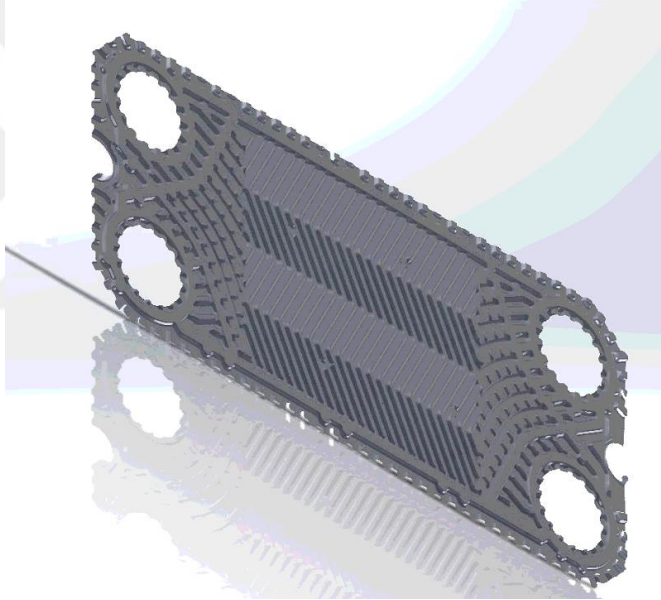
Şekil 3.2. Tip-1 standart plaka parametrik modeli



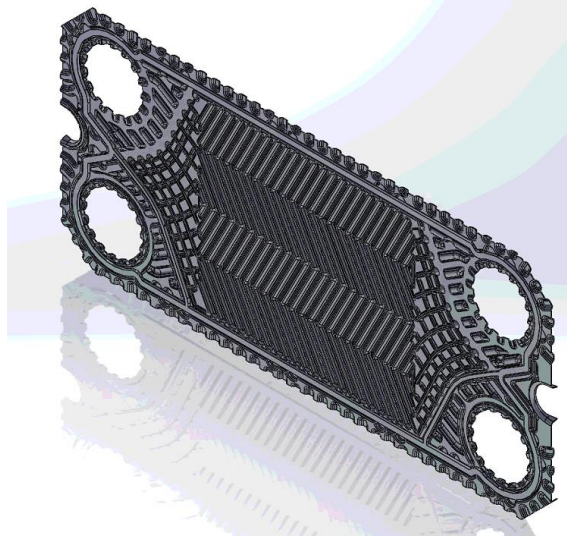
Şekil 3.3. Standart plaka tarama



Şekil 3.4. Tip-2 standart plaka parametrik modeli



Şekil 3.5. standart plaka tarama



Şekil 3.6. Tip-3 standart plaka parametrik modeli

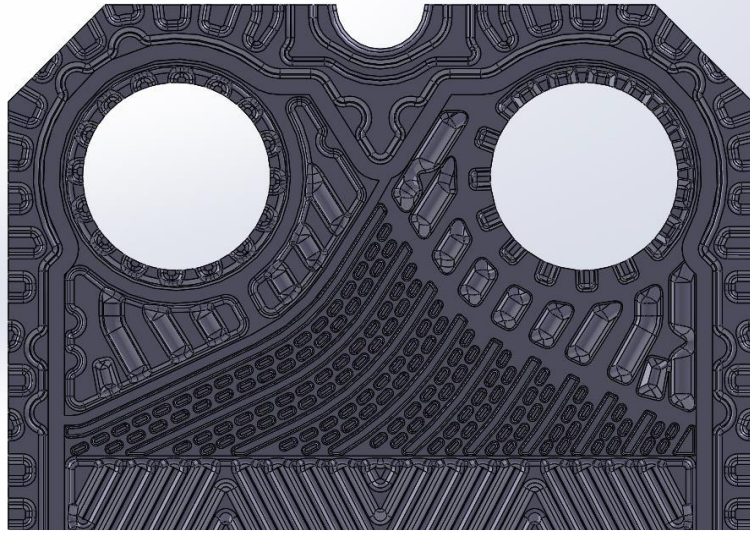
3.2. Özgün Plaka Tasarım Süreçleri

Standart plaka tasarımlarından 2 adet (Tip-1 ve Tip-2) öncelikle özgünleştirme çalışmalarında kullanılmasına karar verilmiştir.

Özgün plaka tasarımı için mevcut plaka üzerinde öncelikle yayılım yüzeyinin değiştirilerek laminer ve eşit dağılımlı bir akış sağlamak hedeflenmiştir. Isı transferinin artırılması için plaka yüzey alanının artırılarak basınç kaybının optimize edilmesi için yayılım kanal aralıkları değiştirilmiştir.

3.2.1. Tip-1 Tasarım-1

Bu tasarım denemesinde standart plakanın yayılım bölgesi çıkarılmıştır. Yeni tasarlanan yayılım bölgesinde yayılım kanallarını takip edecek şekilde slot formları eklenmiştir. Plaka formuna ters şekilde yerleştirilmiştir. Eklenen slot formlarının plakanın yüzey alanını artırarak ısı transfer kabiliyetini artırması beklenmektedir.



Şekil 3.7. Tip-1 tasarım-1 görseli

3.2.2. Tip-1 Tasarım-2

Bu tasarım denemesinde standart plakanın yayılım bölgesi çıkarılmıştır. Yeni tasarlanan yayılım bölgesinde yayılım kanallarını takip edecek şekilde slot formları eklenmiştir. Plaka formuna ters şekilde yerleştirilmiştir. Eklenen slot formlarının plakanın yüzey alanını arttırarak ısı transfer kabiliyetini arttırması beklenmektedir. Ayrıca slotlar arasındaki uzaklık değiştirilerek plakanın boru bağlantı ağzından giren akışkanın ısı transferi bölgesinin en sonuna ideal bir şekilde ulaşması beklenmektedir.



Şekil 3.8. Tip-1 tasarım-2 görseli

3.2.3. Tip-1 Tasarım-3

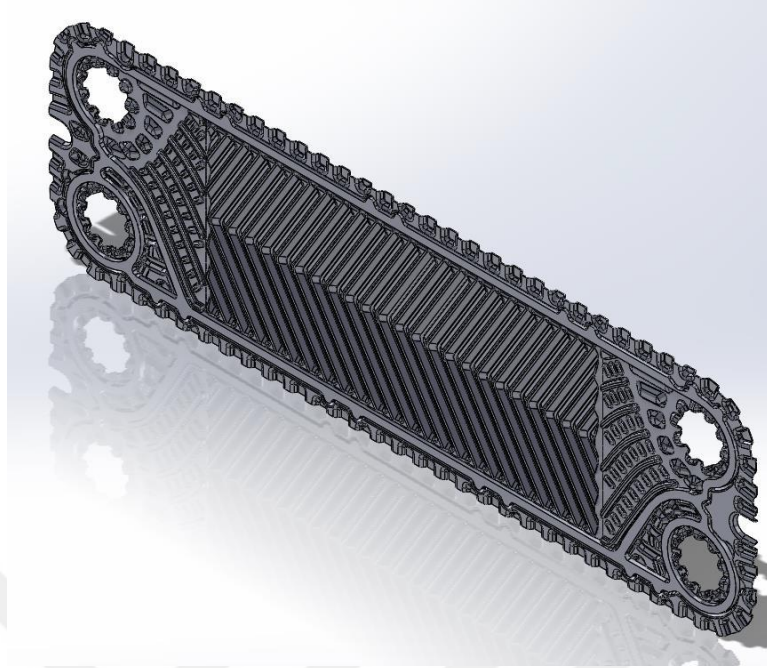
Bu tasarım denemesinde standart plakanın yayılım bölgesi çıkarılmıştır. Yeni tasarlanan yayılım bölgesinde yayılım kanallarını takip edecek şekilde slot formları eklenmiştir. Plaka formuna aynı yönde yerleştirilmiştir. Eklenen slot formlarının plakanın yüzey alanını arttırarak ısı transfer kabiliyetini arttırması beklenmektedir. Ayrıca slotlar arasındaki uzaklık değiştirilerek plakanın boru bağlantı ağzından giren akışkanın ısı transfer bölgesinin en sonuna ideal bir şekilde ulaşması beklenmektedir.



Şekil 3.9. Tip-1 tasarım-3 görseli

3.2.4. Tip-2 Tasarım-1

Bu tasarım denemesinde standart plakanın yayılım bölgesi çıkarılmıştır. Yeni tasarlanan yayılım bölgesinde yayılım kanallarını takip edecek şekilde slot formları eklenmiştir. Plaka formuna ters şekilde yerleştirilmiştir. Eklenen slot formlarının plakanın yüzey alanını arttırarak ısı transfer kabiliyetini arttırması beklenmektedir. Ayrıca slotlar arasındaki uzaklık değiştirilerek plakanın boru bağlantı ağzından giren akışkanın ısı transfer bölgesinin en sonuna ideal bir şekilde ulaşması beklenmektedir.



Şekil 3.10. Tip-2 tasarım-1 görseli

3.2.5. Tip-3 -Tasarım-1

Bu tasarım denemesinde standart plakanın yayılım bölgesi çıkarılmıştır. Yeni tasarlanan yayılım bölgesinde yayılım kanallarını takip edecek şekilde slot formları eklenmiştir. Plaka formuna aynı yönde yerleştirilmiştir. Eklenen slot formlarının plakanın yüzey alanını artırarak ısı transfer kabiliyetini artırması beklenmektedir. Ayrıca slotlar arasındaki uzaklık değiştirilerek plakanın boru bağlantı ağzından giren akışkanın ısı transfer bölgesinin en sonuna ideal bir şekilde ulaşması beklenmektedir.

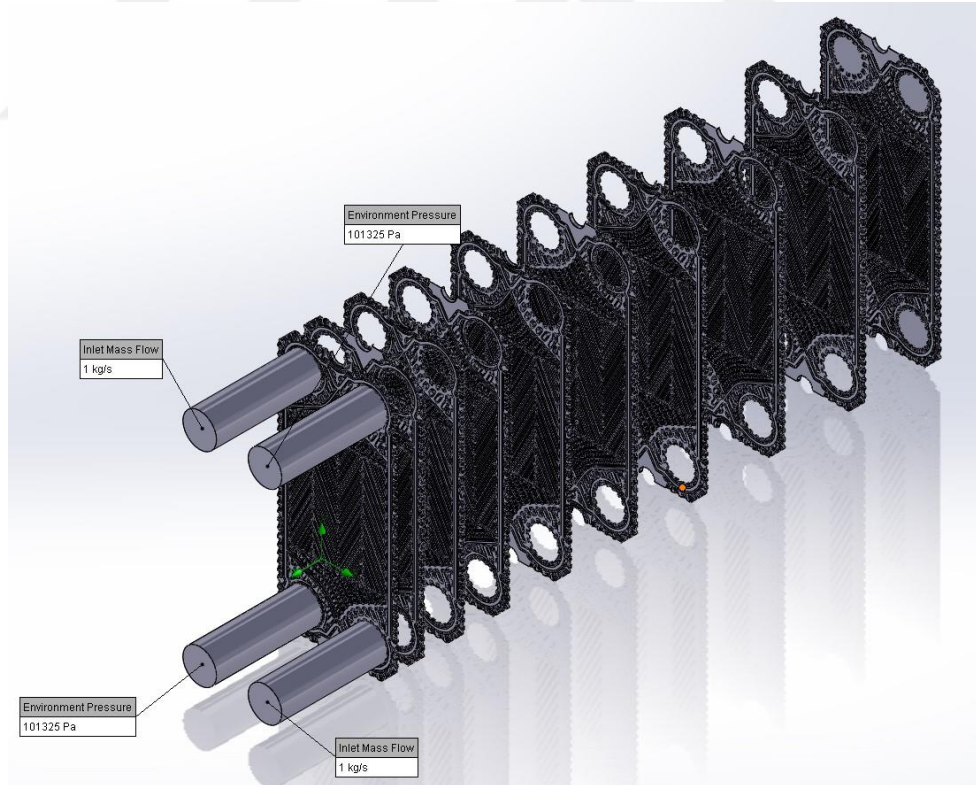


Şekil 3.11. Tip-3 tasarım-1 görseli

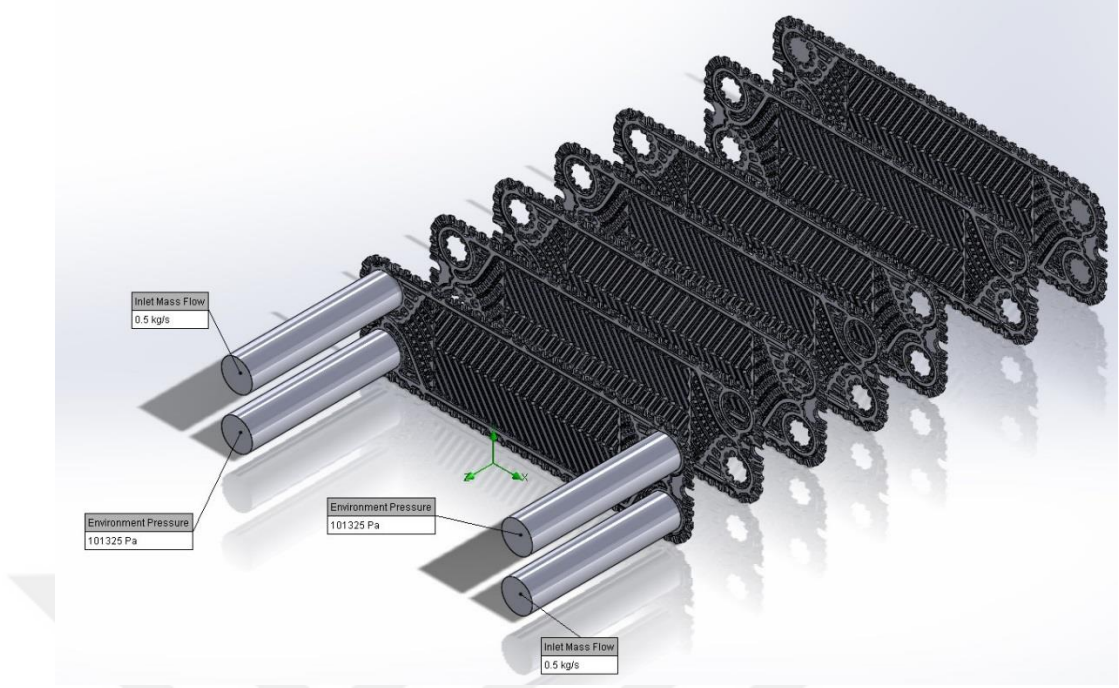
3.3. Analiz Modelinin Kurulması ve Analiz Sonuçlarının Belirlenmesi

Elde edilen tasarımlarla bilgisayar ortamında eşanjör modeli hazırlanmıştır. Analizlerin yapılabilmesi için Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği ve Sonlu Elemanlar yöntemini kullanan bir analiz programı seçilmiştir. Analiz modeli kurulurken, soğuk ve sıcak akışkanlar su olarak seçilmiştir. Birim sistemi olarak SI seçilmiştir. Analizler zamandan bağımsız kararlı rejim analizi yapılmıştır. Analizlerde yerçekiminin etkisi dahil edilmemiştir. Analizlerin yapılabilmesi için ön plakalara boru ağzları eklenmiştir. Arka plakalar ise körlenerek iç akış modeli oluşturulmuştur. Plakalar arasında ısı transferinin modellenmesi için analizde katılar arası ısı transferi analiz modeline dahil edilmiştir. Akışkanların sıcaklığa bağlı öz ısılarındaki değişimin analize aktarılması için suyun sıcaklık-öz ısı veri tabanı oluşturulmuştur. Tasarımı yapılan plakaların malzemesi ANSI316 olarak tanımlanmış ve gerekli teknik değerleri elle girilmiştir. Analiz modeli türbülanslı olarak kurulmuştur. Tercih edilen türbülans modeli ise $k-\epsilon$ 'dur. Maksimum %10 luk bir türbülans sınır şartı atanmıştır. Isı değiştiriciye giriş değerleri kütleli debi (kg/s), sıcaklık olarak Kelvin(K) olarak tanımlanmıştır. Çıkış değerleri ise atmosfer koşullarında tanımlanmıştır.

Plaka tasarımlarına ek olarak ısı değıştirci modelinin oluşturulabilmesi için, plakalara uygun conta tasarımları yapılmıştır. Hazırlanan plaka modelleri katı model programı ile montajlanarak ısı değıştirci haline getirilmiştir. Yapılan tasarımlar analiz ortamına başarıyla aktarılmıştır. Mesh yapısı olarak tetrahedrons kullanılmıştır. Minimum mesh büyüklüğünün tanımlanması için program içersin deki Yama Uyum Algoritması kullanılmıştır. Ortalama mesh sayısı 1,5 milyon olduğu tespit edilmiştir. Analiz sonuçlarının değerdendirilmesi için program içersindeki optimizasyon modülü kullanılmıştır. Analiz sonuçlarında incelenecek parametrelerin, Giriş Sıcaklık, Çıkış Sıcaklık, Giriş Basınç, Çıkış Basınç, Türbülans miktarı ve Giriş Çıkış hızları olduğu programa tanımlanmıştır. Analiz sonuçlarının görselleştirilmesi ve akım kanallarının görüntülenmesi için akım çizgi modelleri sonuçlara eklenmiştir. Yüksek verimli ısı değıştirci plakası için öncelikle baskı derinliği değıştirilmiştir. Analiz modelin hazırlanırken Tip-1 için 8 plakalı ve 10 plakalı, Tip-2 için ise 7 plakalı eşanjör modelleri hazırlanmıştır.



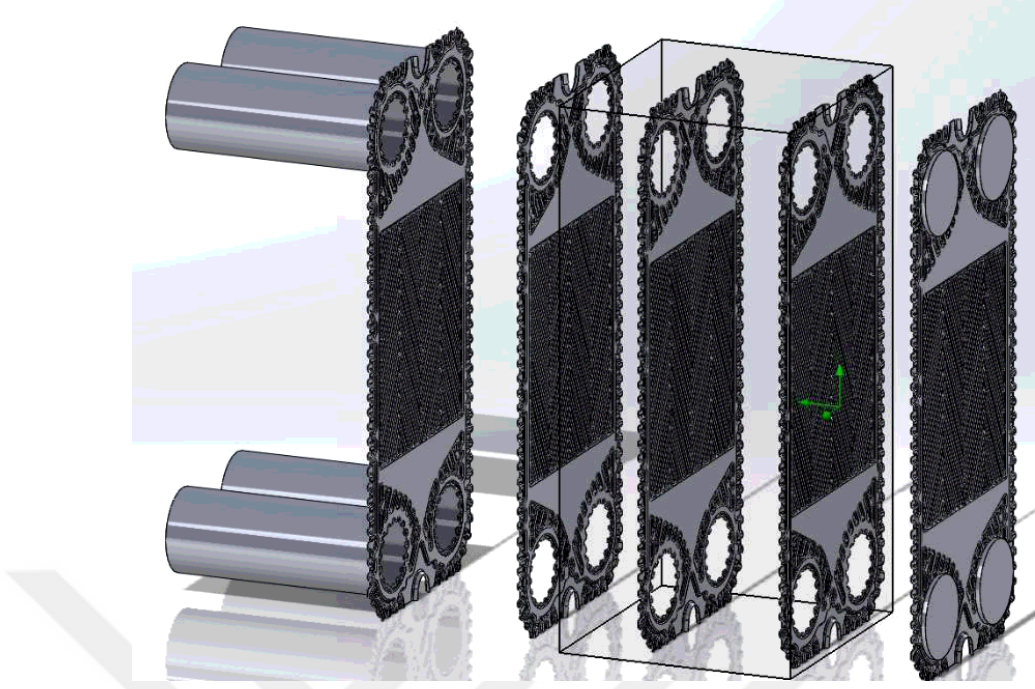
Şekil 3.12. Tip-1 analiz modeli gösterimi



Şekil 3.13. Tip 2 analiz modeli gösterimi

3.4. Plaka Tasarımı Baskı Derinliği Analizi

1.tip plakanın en verimli baskı derinliğinin tespit edilmesi için parametrik olarak hazırlanan tasarımın baskı derinlikleri değiştirilerek HAD analizleri yapılmıştır ısı transferi ve basınç kaybı açısından incelemeler yapılmış olup analiz sonuçları ve analiz modeli aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.14. Baskı derinliği tespiti için analiz modeli

BÖLÜM 4. HAD ANALİZİ SONUÇLARI

4.1. Baskı Derinliği Analiz Sonuçları

Analiz sonuçlarına göre 2,45 mm baskı derinliğine sahip plaka hem ısı transferi hem de basınç kaybı açısından daha verimlidir. 1.tip plakanın için baskı derinliği bundan sonraki tasarımlarda 2,45 olarak belirlenmiştir. Plakası tarama datası üzerinden yapılan tasarım geliştirmeye çalışmalarının ardından iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. Yapılan analizlere göre termal ve hidrolik verim açısından en uygun baskı derinliğinin 2,45 mm olduğu tespit edilmiştir. Bu bilgiler ışığında plaka tasarımları 2,45 mm baskı derinliği ile oluşturularak tasarımlar dondurulmuştur.

Yapılan standart tip plaka tasarımlarının çalışma performans verilerinin çıkarılması için farklı sıcaklık ve basınç altında analizler yapılmıştır.

4.2. Tip-1 Performans Analizi

Tip-1 standart plaka çalışma performans kriterlerinin tespit edilebilmesi için çeşitli sıcaklık ve kütleli debilerde analizler yapılmıştır.

4.2.1. Tip-1 test-1 performans analizi sonuçları

Plaka sayısı: 10

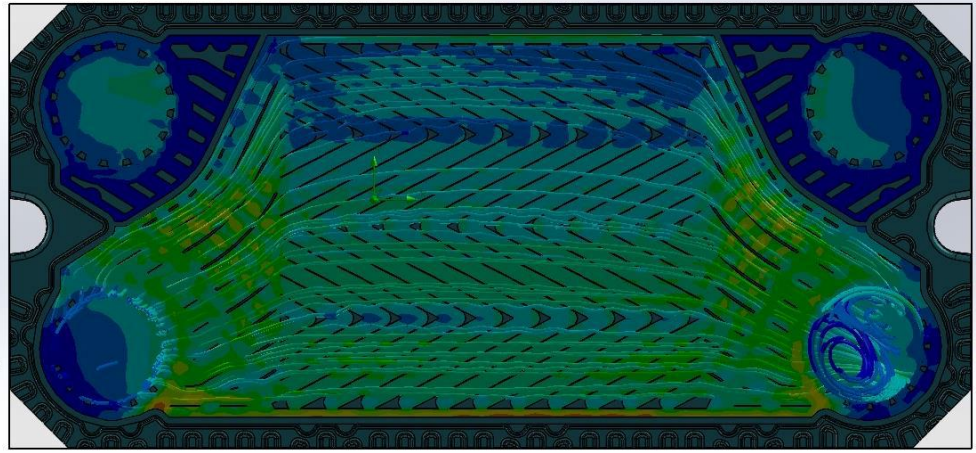
Akışkan türü: Primer su- sekonder su

Giriş primer sıcaklığı: 80°C

Giriş sekonder sıcaklığı: 10°C

Giriş primer debisi: 1 kg/s

Giriş sekonder debisi: 1 kg/s



Şekil 4.1. Tip -1 plaka test-1 performans analizi sonuçları

Analiz sonuçlarına göre 80°C’de giren su eşanjörü 64°C’de terk etmektedir. 10°C’de giren su ise 26°C’de sıcaklıkla eşanjörü terk etmektedir. Primer devrede 8756Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 5901Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.

4.2.2. Tip-1 test-2 performans analizi sonuçları

Plaka sayısı: 10

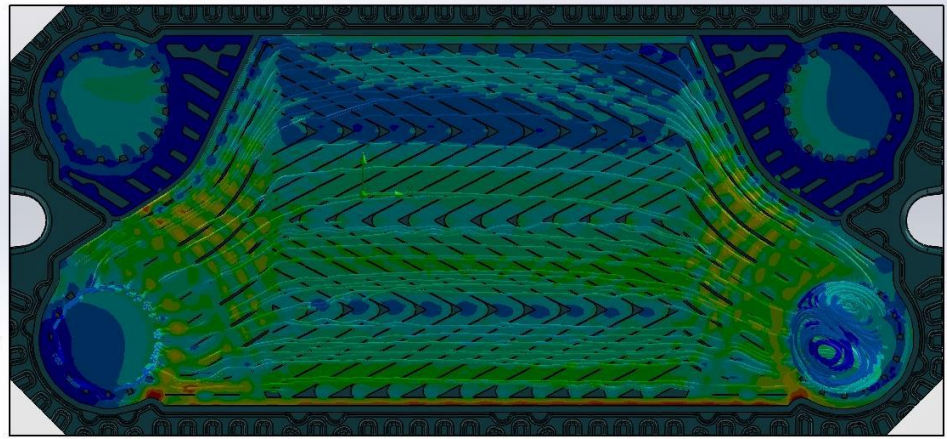
Akışkan türü: Primer su- sekonder su

Giriş primer sıcaklığı: 90°C

Giriş sekonder sıcaklığı: 10°C

Giriş primer debisi: 1 kg/s

Giriş sekonder debisi: 1 kg/s



Şekil 4.2. Tip -1 plaka test-2 performans analizi sonuçları

Analiz sonuçlarına göre 90°C’ de giren su eşanjörü 64°C’de terk etmektedir. 10°C’de giren su ise 36°C’de sıcaklıkla eşanjörü terk etmektedir. Primer devrede 8204Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 5553Pa basınç Kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.

4.2.3. Tip-1 test-3 performans analizi sonuçları

Plaka sayısı: 8

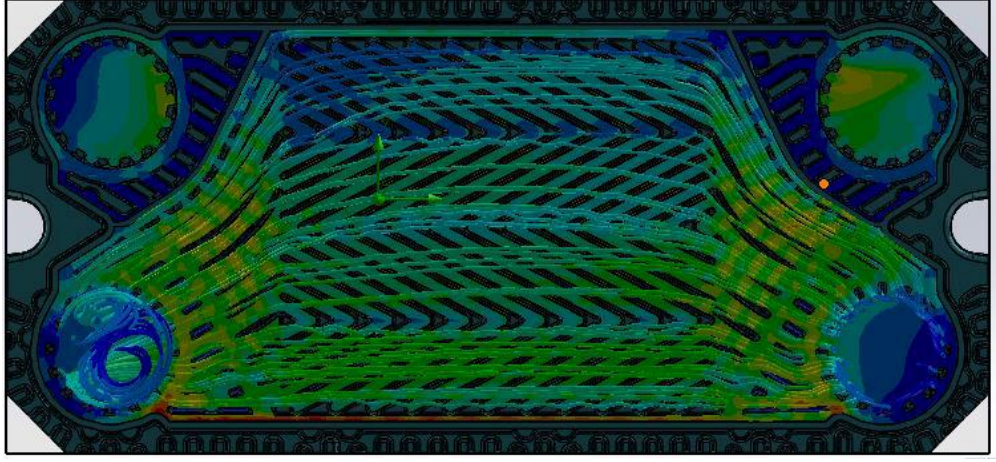
Akışkan türü: Primer su- sekonder su

Giriş primer sıcaklığı: 90°C

Giriş sekonder sıcaklığı: 10°C

Giriş primer debisi: 0,85 kg/s

Giriş sekonder debisi: 0,5 kg/s



Şekil 4.3. Tip-1 plaka test-3 performans analizi sonuçları

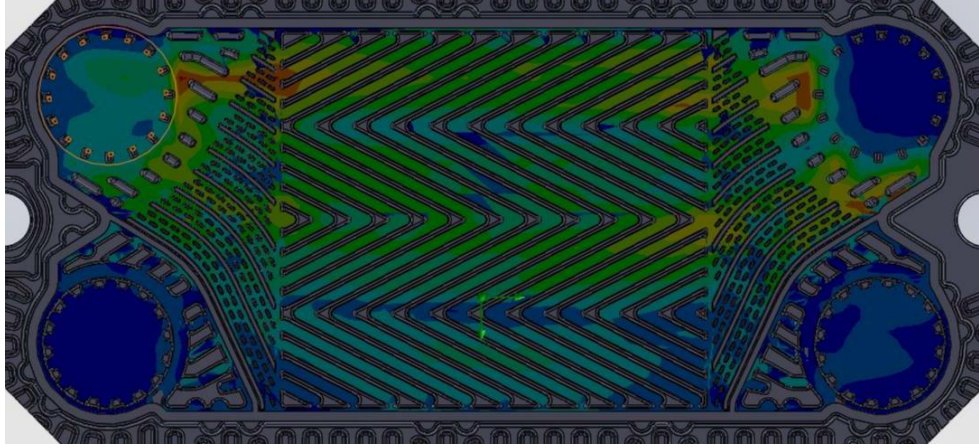
Analiz sonuçlarına göre 90°C 'de giren su eşanjörü 56°C 'de terk etmektedir. 10°C 'de giren su ise 49°C 'de sıcaklıkla eşanjörü terk etmektedir. Primer devrede 6265Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 4042Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.

4.3. Tip-1 Özgün Yüksek Verimli Plaka Analizi

Özgün plaka tasarımı için mevcut plaka üzerinde öncelikle yayılım yüzeyinin değiştirilerek laminar ve eşit dağılımlı bir akış sağlamak hedeflenmiştir. Isı transferinin artırılması için plaka yüzey alanının arttırılarak basınç kaybının optimize edilmesi için yayılım kanal aralıkları değiştirilmiştir.

4.3.1. Tasarım-1 performans analizi sonuçları

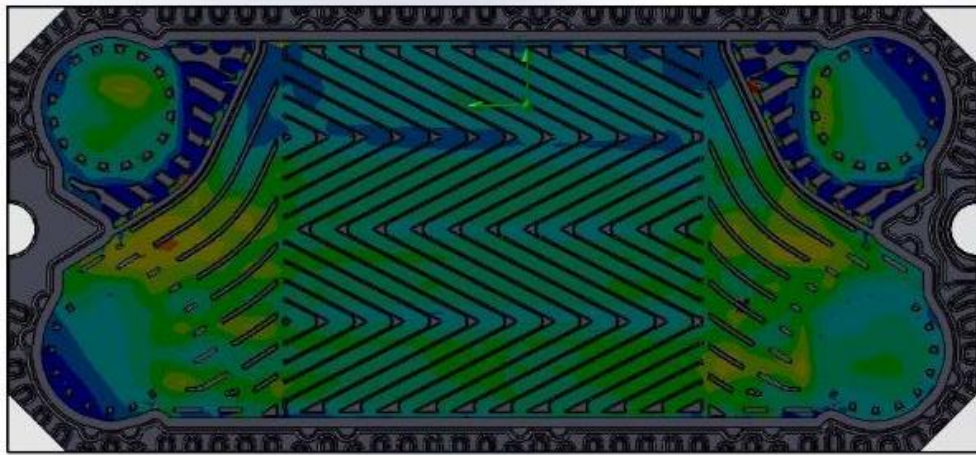
Orijinal plakaya göre yüzey alanı %16 arttırılmıştır. Analiz sonuçlarına göre ısı transferi %10 artmış basınç kaybı ise %7 artmıştır. Analiz sonuçları doğrultusunda bu tasarım ısı transferini arttırmış ısı verimi yükseltmiştir. Ancak basınç kaybını önemli ölçüde arttırdığı için bu tasarım basınç kaybı açısından verimsiz bulunmuştur.



Şekil 4.4. Tasarım-1 sıcaklık dağılımı

4.3.2. Tasarım-2 performans analizi sonuçları

Orijinal plakaya göre yüzey alanı %8 arttırılmıştır. Analiz sonuçlarına göre ısı transferi %7 artmış basınç kaybı ise %4 artmıştır. Analiz sonuçları doğrultusunda bu tasarım ısı transferinin önemli ölçüde artmaması sebebiyle bu tasarım basınç kaybı açısından verimsiz bulunmuştur.

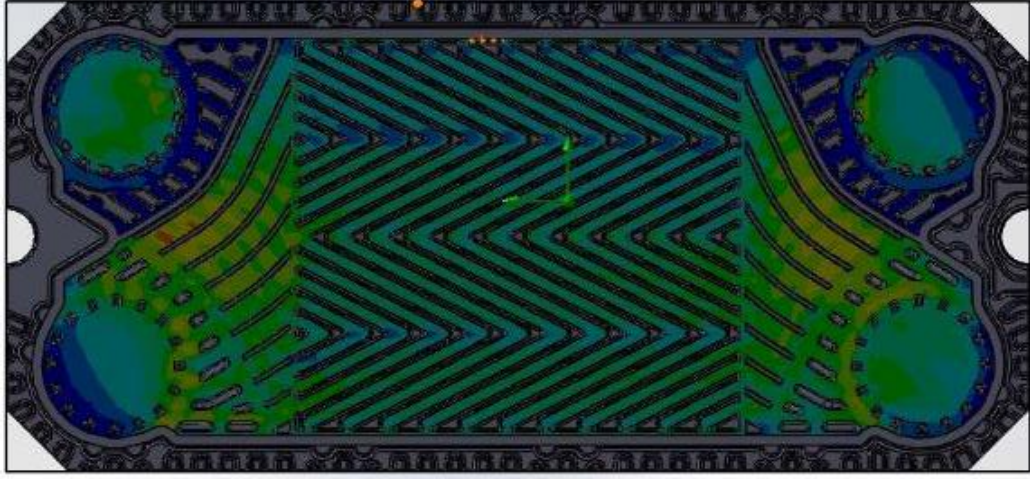


Şekil 4.5. Tasarım-2 sıcaklık dağılımı

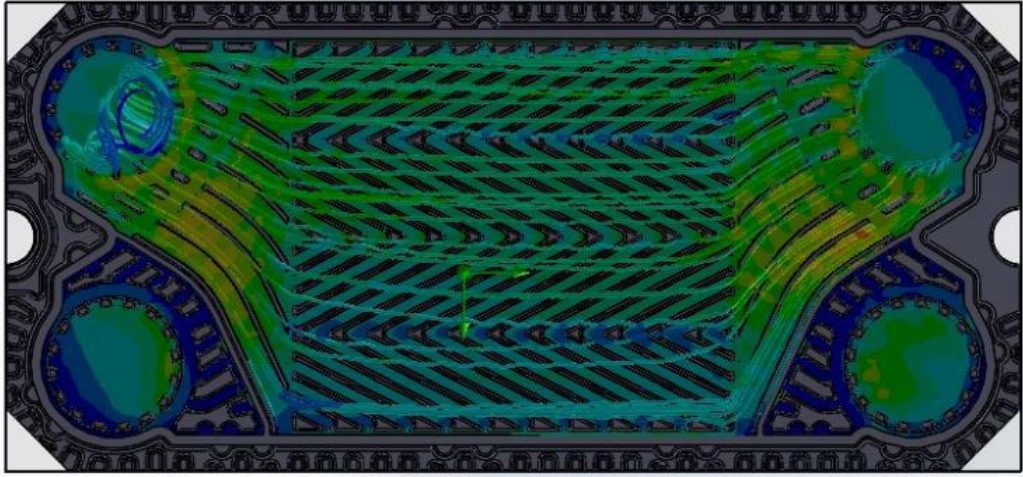
4.3.3. Tasarım-3 performans analizi sonuçları

Orijinal plakaya göre yüzey alanı %5 arttırılmıştır. Analiz sonuçlarına göre ısı transferi %4 artmış basınç kaybı ise %3 oranında azalmıştır. Analiz sonuçları doğrultusunda bu

tasarımın ısı transferi ve basınç kaybı açısından verimli olduğu tespit edilip hassas analizler yapılarak performans değerleri tespit edilmiştir.



Şekil 4.6. Tasarım-3 sıcaklık dağılımı-1



Şekil 4.7. Tasarım-3 sıcaklık dağılımı-2

HAD ile tasarım çalışmalarında ile test ünitesi ile doğrulanabilecek, sınır koşullarına uyumlu Tip-1 ve Tip-2 özgün ve standart plaklar farklı sıcaklık ve debilerde analizleri yapılmıştır.

4.4. Farklı Debilerde Akış Analizleri

4.4.1 Tip-1 plaka test-1 performans analizi sonuçları

Plaka sayısı: 10

Plaka tipi: Standart

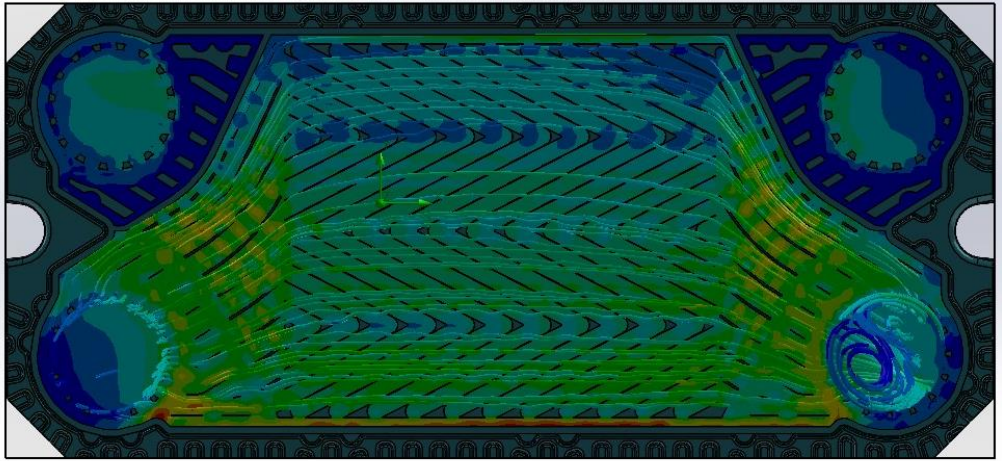
Akışkan türü: Primer su-sekonder su

Giriş primer sıcaklığı: 70°C

Giriş sekonder sıcaklığı: 15°C

Primer debi: 1kg/s

Sekonder debi: 1kg/s



Şekil 4.8. Tip-1 plaka test-1 sıcaklık dağılımı

Analiz sonuçlarına göre 70°C’de giren su eşanjörü 62,93°C’de terk etmektedir. 15°C’de giren su ise 21,99°C sıcaklıkla eşanjörü terk etmektedir. Primer devrede 5906Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 8735Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.

4.4.2. Tip-1 plaka test-2 performans analizi sonuçları

Plaka sayısı: 10

Plaka tipi: Standart

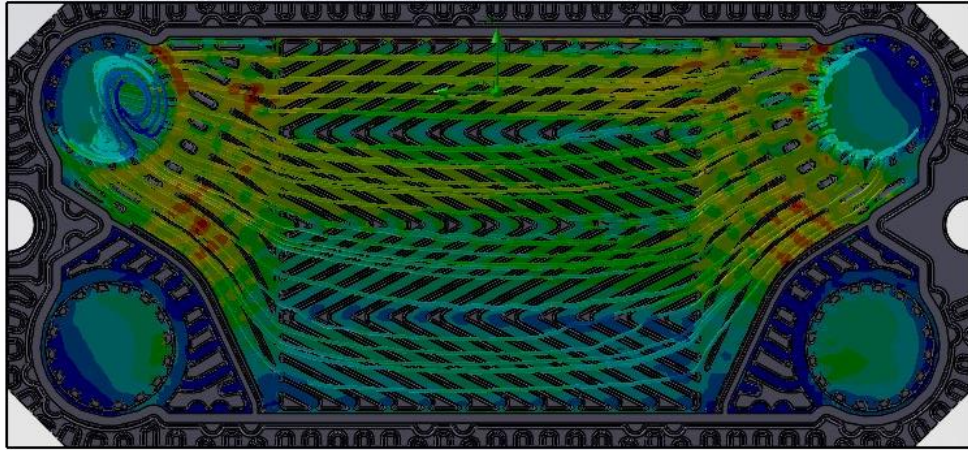
Akışkan türü: Primer su- sekonder su

Giriş primer sıcaklığı: 70°C

Giriş sekonder sıcaklığı: 15°C

Primer debi: 1 kg/s

Sekonder Debi: 1 kg/s



Şekil 4.9. Tip-1 plaka test-2 sıcaklık dağılımı

Analiz sonuçlarına göre 70°C’de giren su eşanjörü 62,46°C’de terk etmektedir. 15°C’de giren su ise 22,62°C sıcaklıkla eşanjörü terk etmektedir. Primer devrede 5810Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 6613Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.

4.4.3. Tip-1 plaka test-3 performans analizi sonuçları

Plaka sayısı: 10

Plaka tipi: Standart

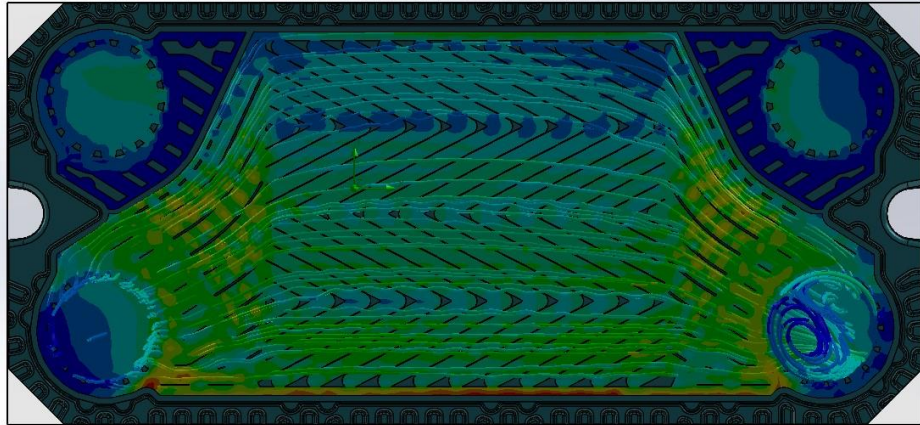
Akışkan türü: Primer su- sekonder su

Giriş primer sıcaklığı: 60°C

Giriş sekonder sıcaklığı: 15°C

Primer debi: 1kg/s

Sekonder debi: 1kg/s



Şekil 4.10. Tip-1 plaka test-3 sıcaklık dağılımı

Analiz sonuçlarına göre 60°C’de giren su eşanjörü 54,4°C’de terk etmektedir. 15°C’de giren su ise 20,54°C sıcaklıkla eşanjörü terk etmektedir. Primer devrede 5916Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 8721 Pa basınç Kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.

4.4.4. Tip-1 plaka test-4 performans analizi sonuçları

Plaka sayısı: 10

Plaka tipi: Özgün

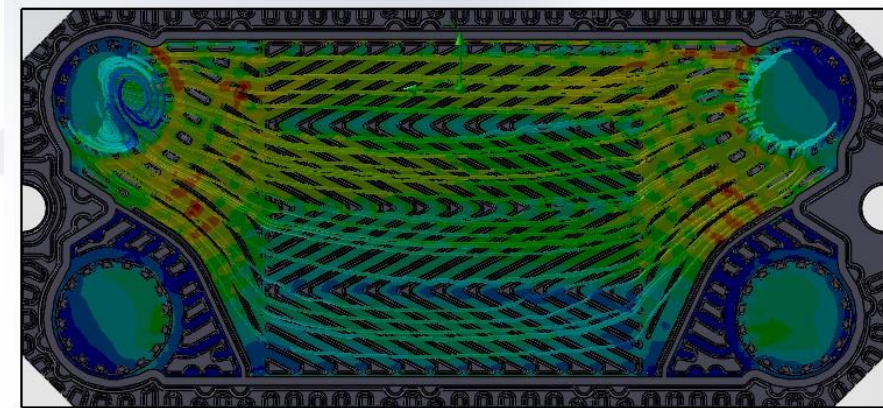
Akışkan türü: Primer su- sekonder su

Giriş primer sıcaklığı: 60°C

Giriş sekonder sıcaklığı: 15°C

Primer debi: 1 kg/s

Sekonder debi: 1 kg/s



Şekil 4.11. Tip-1 plaka test-4 sıcaklık dağılımı

Analiz sonuçlarına göre 60 °C’de giren su eşanjörü 53,97 °C’de terk etmektedir. 15 °C’de giren su ise 21,09 °C sıcaklıkla eşanjörü terk etmektedir. Primer devrede 5810Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 8700Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.

4.4.5. Tip-1 plaka test-5 performans analizi sonuçları

Plaka sayısı: 10

Plaka tipi: Standart

Akışkan türü: Primer su- sekonder su

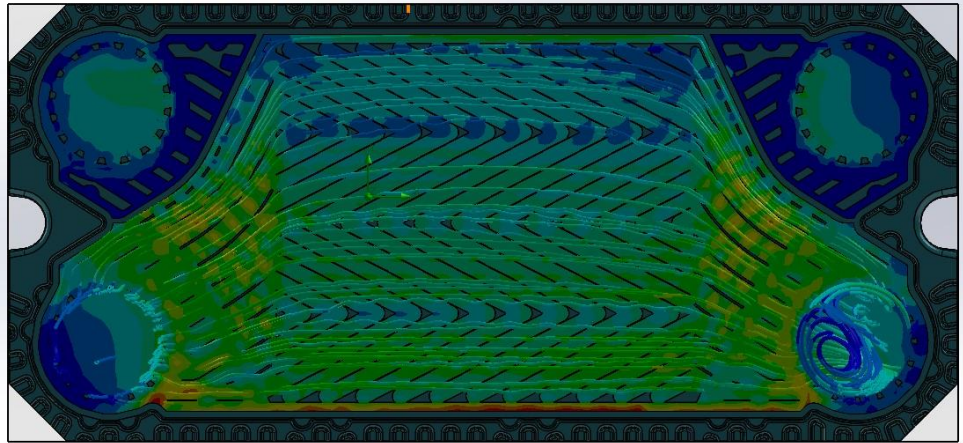
Giriş primer sıcaklığı: 50°C

Giriş sekonder sıcaklığı: 15°C

Primer debi: 1 kg/s

Sekonder debi: 1 kg/s

Analiz sonuçlarına göre 50°C’de giren su eşanjörü 45,76°C’de terk etmektedir. 15°C’de giren su ise 19,62°C sıcaklıkla eşanjörü terk etmektedir. Primer devrede 5924Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 8727Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.



Şekil 4.12. Tip-1 plaka test-5 sıcaklık dağılımı

4.4.6. Tip-1 plaka test-6 performans analizi sonuçları

Plaka sayısı: 10

Plaka tipi: Özgün

Akışkan türü: Primer su- sekonder su

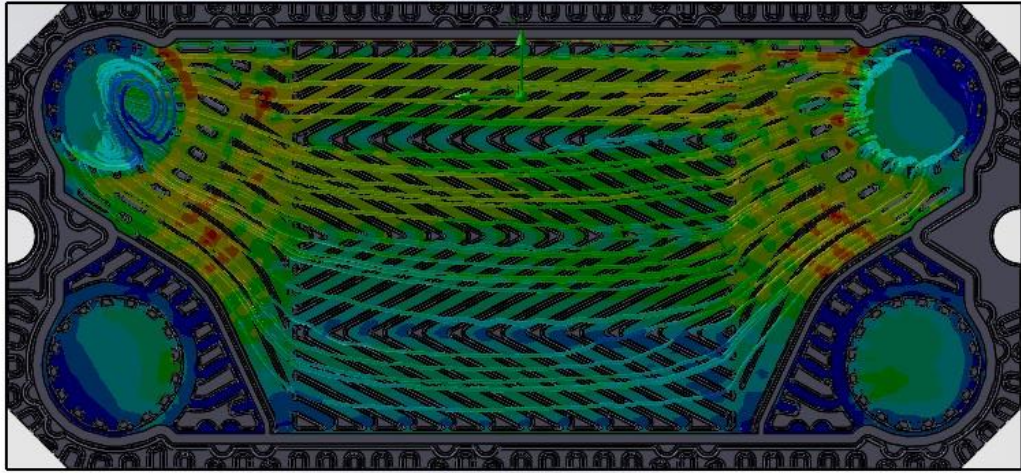
Giriş primer sıcaklığı: 50°C

Giriş sekonder sıcaklığı: 15°C

Primer debi: 1 kg/s

Sekonder debi: 1 kg/s

Analiz sonuçlarına göre 50°C’de giren su eşanjörü 45,42°C’de terk etmektedir. 15°C’de giren su ise 19,17°C sıcaklıkla eşanjörü terk etmektedir. Primer devrede 6632Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 11072Pa basınç Kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.

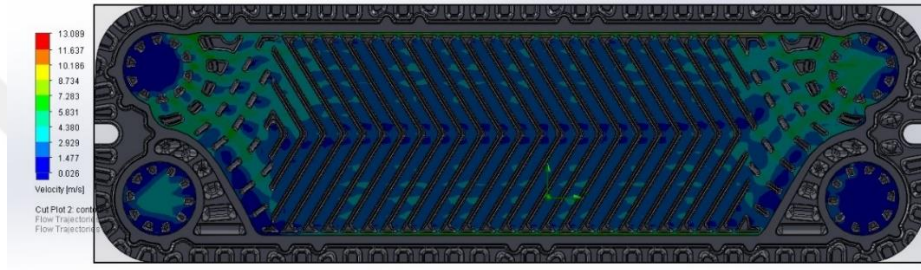


Şekil 4.13. Tip-1 plaka test-6 sıcaklık dağılımı

4.5. Farklı Debilerde Tip-2 Plaka Performans Analizi

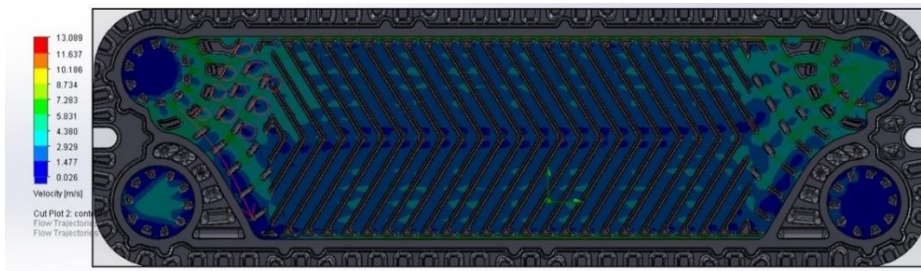
Sıcak su girişi için 600,000Pa basınç ve 333K sıcaklıkta, soğuk su girişi için ise 600,000Pa basınç ve 293K sıcaklıkta yapılmıştır.

Yukarıda verilen başlangıç koşullarında orijinal Tip - 2 plakasının maksimum yayılım hızınının 13,089m/s olduğu tespit edilmiştir. Yayılım bölgesindeki kırmızı işaretli bölgelerde lokal vorteksler meydana gelmektedir ve ayrıca ok yönünde akışkan çok düşük hızlara inerek basınç kaybını arttırmaktadır.

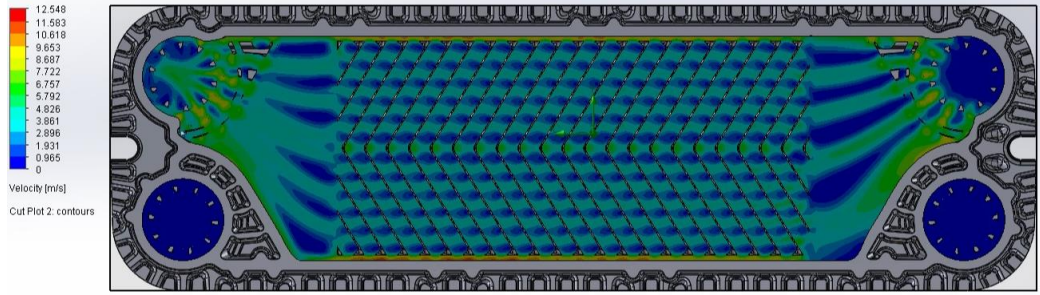


Şekil 4.14. Orijinal tip-2 plakası hız dağılımı

333K ile giren sıcak su 326K sıcaklıkta çıkmaktadır. Plakanın verimi arttırmak için yayılım bölgesindeki lokal vortekslerin azaltılması hedeflenmektedir. Tasarımlar bu kapsamda değerlendirilmiştir. Ayrıca 600,000Pa basınçla giren akışkan 1 plakadan geçtikten sonra 594,926Pa basınç ile bir sonraki plakaya geçmektedir. Bu kapsamda 6 bar basınç altında Tip-2 plakasının birim plaka başına basınç kaybının 5074Pa olduğu tespit edilmiştir. Bu değer tasarımsal hatalardan kaynaklanan bypass kanalından (ısı transfer bölgesinin 0,01 mm hatalı olduğu) etkilenmekte olup sadece referans olması adına kullanılacaktır. Toplam plaka alanı 147366.88mm²'dir.

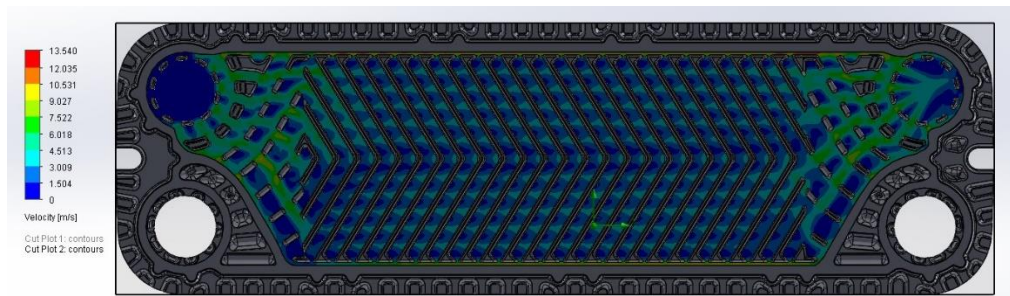


Şekil 4.15. Orijinal tip-2 plakası hız dağılımı



Şekil 4.16. Yayılım bölgesi olmayan tip-2 plakası hız dağılımı

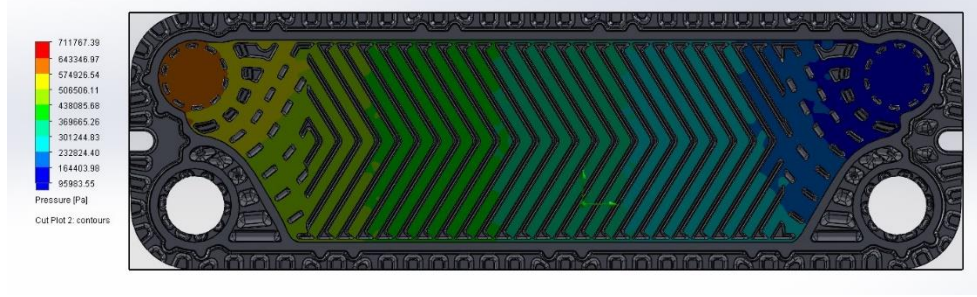
Analiz çalışmalarında referans olarak kullanılması amacıyla yayılım bölgesi çıkarılmış bir Tip-2 plakasının analizi yapılmıştır. Yayılım bölgesi olmadığında plaka içerisindeki ortalama hızın 13,089m/s'den 12,548 m/s' e düştüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca lokal vortekslerin alan ve boyutları artmış olup ısı transferi azalmıştır. Toplam plaka yüzey alanı 145371.34 mm²'dir. Ayrıca 600,000Pa basınçla giren akışkan 1 plakadan geçtikten sonra 599504,75Pa basınç ile bir sonraki plakaya geçmektedir. 333K ile giren sıcak su 328K sıcaklıkta çıkmaktadır. Analizler sonuçları incelendiğinde yayılım bölgesi kaldırıldığında %1,2'lik bir ısı verim kaybı gerçekleşmiştir. Basınç düşüşün de ise %8,7'lik bir iyileşme görülmüştür. Toplam plaka alanı 145371.34 mm²'dir. Bu kapsamda toplam yüzey alanında %1,4'lük bir azalma meydana gelmiştir.



Şekil 4.17. Boru bağlantı ağız genişletilmiş tip-2 plakası hız dağılımı

Tip-2 plakasının boru bağlantı ağızları 32 mm' ye genişletilmiştir. Plaka içerisindeki ortalama hız 13,089 m/s'den 13,54 m/s'ye yükselmiş olduğu gözlemiştir. Ayrıca 600,000Pa basınçla giren akışkan 1 plakadan geçtikten sonra 598499Pa basınç ile bir sonraki plakaya geçmektedir. 333K ile giren sıcak su 328K sıcaklıkta çıkmaktadır. Analiz sonuçları incelendiğinde boru bağlantı ağız genişletildiğinde %0,2'lik bir ısı

verim kaybı gerçekleşmiştir. Basınç düşüşünde ise %0,75’lik bir iyileşme görülmüştür. Toplam plaka alanı 145371.34 mm²’dir.



Şekil 4.18. Boru bağlantı ağız genişletilmiş tip-2 basınç değişimi

4.5.1 Tip-2 özgün plaka tasarım çalışmaları

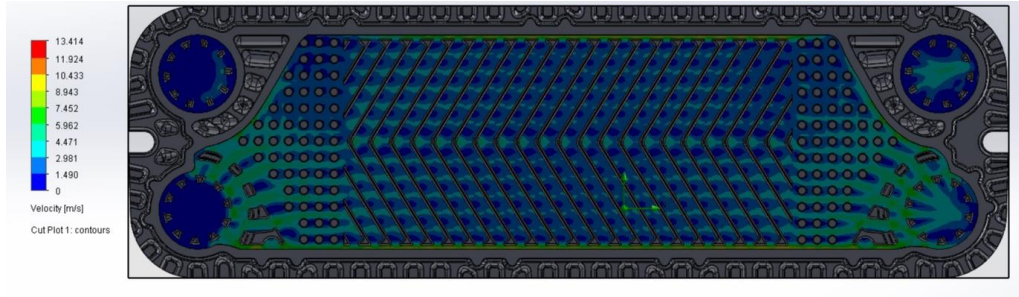
4.5.1.1. Tasarım-1 performans analizi sonuçları

Tip-2 özgün plaka tasarımı için mevcut plaka üzerinde öncelikle yayılım yüzeyinin değiştirilerek laminar ve eşit dağılımlı bir akış sağlamak hedeflenmiştir. Tip-1 plakadan elde edilen bilgi birikimi ile ısı transferinin artırılması için plaka yüzey alanının artırılmış, basınç kaybının optimize edilmesi için yayılım kanal aralıkları değiştirilmiştir.

Sıcak su girişi 0,5 kg/s kütleli debi ve 333K sıcaklıkta, soğuk su girişi için ise 0,5 kg/s kütleli debi ve 293K sıcaklıkta yapılmıştır.

Eşanjör plakasının toplam ısı veriminin artırılması için yayılım bölgesinin ısı transfer alanına mümkün olduğunca katılması gerekmektedir. Bu kapsamda yayılım bölgesinin yüzey alanı artırılmalıdır. Bu işlem yapılırken çapı 4mm ve yüksekliği 3 mm olan 57 adet silindir motifleri eklenmiştir. Yayılımın mümkün olduğunca laminar ve düzenli olması istenmektedir. Plaka içerisindeki ortalama hız 13,089 m/s’den 13,41m/s’ye yükselmiş olduğu gözlemlenmiştir. 333K ile giren sıcak su 325K sıcaklıkta çıkmaktadır. Analizler sonuçları incelendiğinde yayılım bölgesinde yapılan değişiklikler ile %0,45’lik bir ısı verim artışı gerçekleşmiştir. Ayrıca 600,000Pa basınçla giren akışkan 1 plakadan geçtikten sonra 599429Pa Basınç ile bir sonraki plakaya

geçmektedir. Basınç düşüşün de ise %1,1'lik bir iyileşme görülmüştür. Toplam plaka alanı 153717.31mm^2 dir. Bu kapsamda toplam yüzey alanında %4,3'lük bir artış meydana gelmiştir.

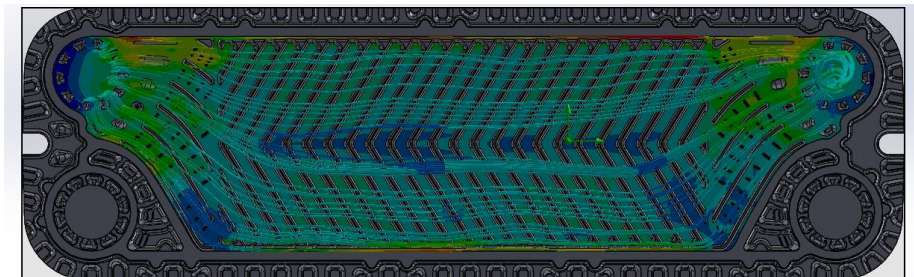


Şekil 4.19. Yayılım bölgesi değiştirilmiş tip-2 plakası hız dağılımı

Analiz sonuçları değerlendirildiğinde tasarimsal olarak doğru yönde olduğu ve noktalı yapının ısı transferine ve basınç kaybına olumlu etki gösterdiği tespit edilmiştir. Ancak %4,3'lük alan artışının verim iyileştirilmesindeki etkisinin yeterince olmadığı bunun sebebinin ise noktalı yapının akışkan geçen kenarlarında çok sayıda vorteks oluşmasından kaynaklandığı tespit edilmiştir. Ayrıca akışkanın doğru yönlendirilebilmesi için noktalar belli bir eğri üzerinde yerleştirilmesi gerektiği tespit edilmiştir.

4.5.1.2. Tasarım-2 performans analizi sonuçları

Orijinal plakaya göre yüzey alanı %4 arttırılmıştır. Analiz sonuçlarına göre ısı transferi ortalama %8 artmış basınç kaybı ise ortalama %9,7 oranında azalmıştır. Analiz sonuçları doğrultusunda bu tasarımın ısı transferi ve basınç kaybı açısından verimli olduğu tespit edilip hassas analizler yapılarak performans değerleri tespit edilmiştir.



Şekil 4.20. Tasarım-2 hız dağılımı

Tablo 4.1. Tasarım-2 Performans Analizi Sonuçları

Özgün Tasarım		Orijinal Tasarım		% Kazanım
ΔT Sıcak ($^{\circ}\text{C}$)	11,63130184	ΔT Sıcak ($^{\circ}\text{C}$)	10,73495025	8,34
ΔT Soğuk ($^{\circ}\text{C}$)	11,64802338	ΔT Soğuk ($^{\circ}\text{C}$)	10,81258118	7,72
ΔT Sıcak (Pa)	6555,00	ΔT Sıcak (Pa)	7211,001742	15,45
ΔT Soğuk (Pa)	6454,455651	ΔT Soğuk (Pa)	6724,696993	4,018

4.5.2. Farklı debi ve koşullarında performans analizi sonuçları

4.5.2.1. Tip-2 plaka test-1 performans analizi sonuçları

Plaka sayısı: 7

Plaka tipi: Özgün

Akışkan türü: Primer su- sekonder su

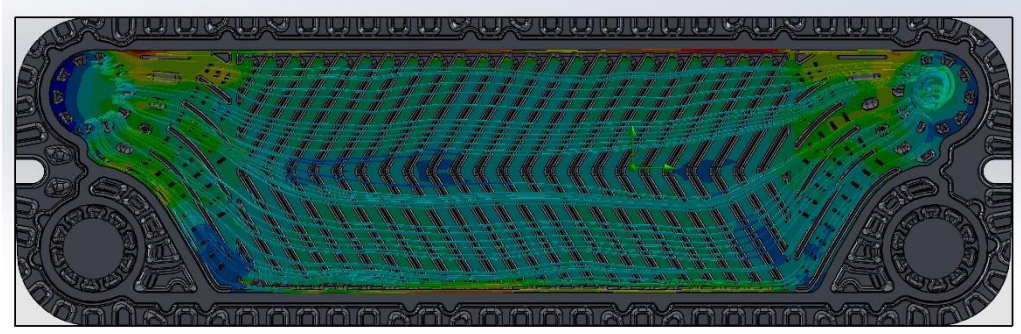
Giriş primer sıcaklığı: 80°C

Giriş sekonder sıcaklığı: 15°C

Primer debi: 0,5 kg/s

Sekonder debi: 0,5 kg/s

Analiz sonuçlarına göre 70°C 'de giren su eşanjörü $69,03^{\circ}\text{C}$ 'de terk etmektedir. 15°C 'de giren su ise $26,02^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkla eşanjörü terk etmektedir. Primer devrede 37448Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 33086Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.



Şekil 4.21. Tip-2 test-1 hız dağılımı

4.5.2.2. Tip-2 plaka test-2 analiz sonuçları

Plaka sayısı: 7

Plaka tipi: Standart

Akışkan türü: Primer su- sekonder su

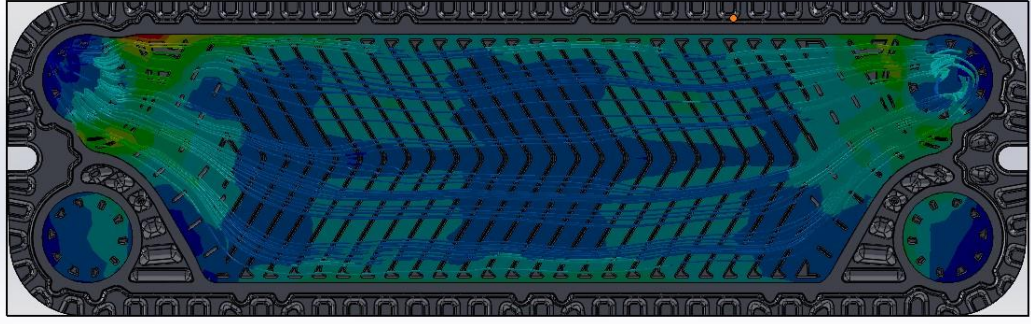
Giriş primer sıcaklığı: 80°C

Giriş sekonder sıcaklığı: 15°C

Primer debi: 0,5 kg/s

Sekonder debi: 0,5 kg/s

Analiz sonuçlarına göre 80°C’de giren su eşanjörü 69,76°C’de terk etmektedir. 15°C’de giren su ise 25,38°C sıcaklıkla eşanjörü terk etmektedir. Primer devrede 43545Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 39117Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.



Şekil 4.22. Tip-2 test-2 hız dağılımı

4.5.2.3. Tip-2 plaka test-3 analiz sonuçları

Plaka sayısı: 7

Plaka tipi: Standart

Akışkan türü: Primer su- sekonder su

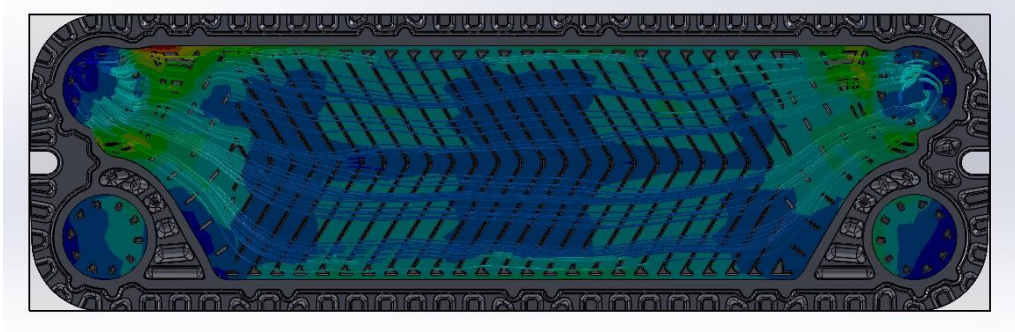
Giriş primer sıcaklığı: 60°C

Giriş sekonder sıcaklığı: 15°C

Primer debi: 0,5 kg/s

Sekonder debi: 0,5 kg/s

Analiz sonuçlarına göre 60°C’de giren su eşanjörü 53,21°C’de terk etmektedir. 15°C’de giren su ise 21,86°C sıcaklıkla eşanjör terk etmektedir. Primer devrede 43333Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 39258Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.



Şekil 4.23. Tip-2 test-3 hız dağılımı

4.5.2.4. Tip-2 plaka test-4 analiz sonuçları

Plaka sayısı: 7

Plaka tipi: Özgün

Akışkan türü: Primer su- sekonder su

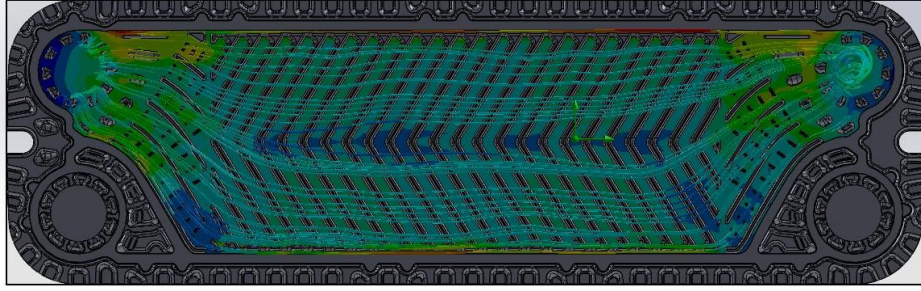
Giriş primer sıcaklığı: 60°C

Giriş sekonder sıcaklığı: 15°C

Primer debi: 0,5 kg/s

Sekonder debi: 0,5 kg/s

Analiz sonuçlarına göre 60°C’de giren su eşanjörü 52,69°C’de terk etmektedir. 15°C’de giren su ise 22,34°C sıcaklıkla eşanjörü terk etmektedir. Primer devrede 32290 Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 37756 Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.



Şekil 4.24. Tip-2 test-4 hız dağılımı

4.5.2.5. Tip 2 plaka test 5 analiz sonuçları

Plaka sayısı: 7

Plaka tipi: Standart

Akışkan türü: Primer su- sekonder su

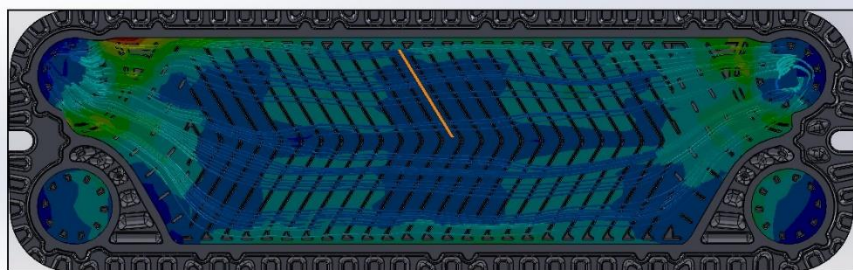
Giriş primer sıcaklığı: 50°C

Giriş sekonder sıcaklığı: 15°C

Primer debi: 0,5 kg/s

Sekonder debi: 0,5 kg/s

Analiz sonuçlarına göre 50°C’de giren su eşanjörü 44,84°C’de terk etmektedir. 15°C’de giren su ise 20,22°C sıcaklıkla eşanjörü terk etmektedir. Primer devrede 43339Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 39492Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.



Şekil 4.25. Tip-2 test-5 hız dağılımı

4.5.2.6. Tip-2 plaka test-6 analiz sonuçları

Plaka sayısı: 7

Plaka tipi: Özgün

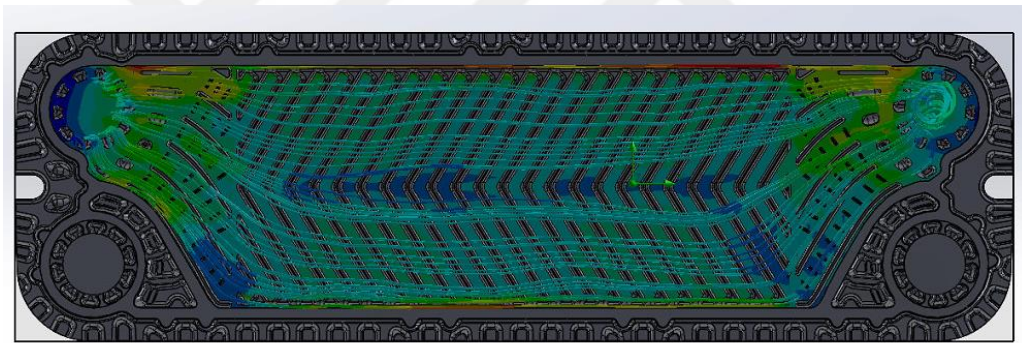
Akışkan türü: Primer Su- sekonder Su

Giriş primer sıcaklığı: 50°C

Giriş sekonder sıcaklığı: 15°C

Primer debi: 0,5 kg/s

Sekonder debi: 0,5 kg/s



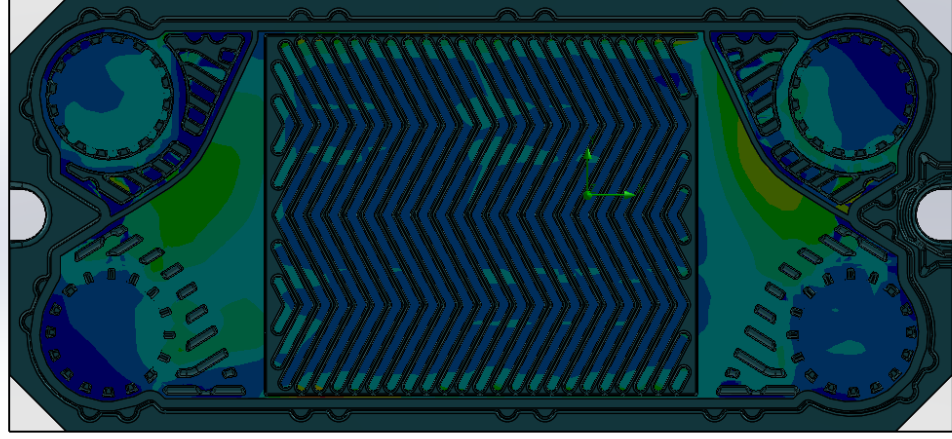
Şekil 4.26. Tip-2 test-6 hız dağılımı

Analiz sonuçlarına göre 50 °C’de giren su eşanjörü 44,42 °C’de terk etmektedir. 15°C’de giren su ise 20,67 °C sıcaklıkla eşanjörü terk etmektedir. Primer devrede 33022Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 37809Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.

4.5.3. Tip 3 plaka tasarımı baskı derinliği analizi

Tip 3 plakanın en verimli baskı derinliğinin tespit edilmesi için parametrik olarak hazırlanan tasarımın baskı derinlikleri değiştirilerek HAD analizleri yapılmıştır ısı

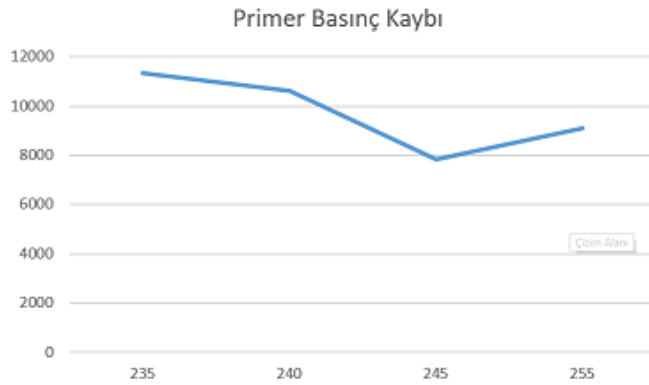
transferi ve basınç kaybı açısından incelemeler yapılmış olup analiz sonuçları aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.27. Tip-3 plaka tasarımı baskı derinliği analizi



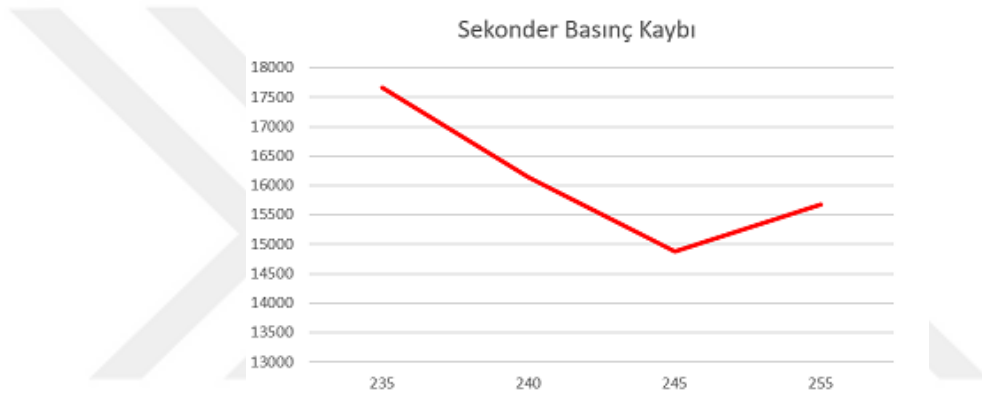
Şekil 4.28. Tip-3 plaka tasarımı primer sıcaklık değişimi



Şekil 4.29. Tip-3 plaka tasarımı primer basınç kaybı



Şekil 4.30. Tip-3 plaka tasarımı sekonder sıcaklık değişimi



Şekil 4.31. Tip-3 plaka tasarımı sekonder basınç değişimi

Analiz sonuçlarına göre 2,45 mm baskı derinliğine sahip plaka hem ısı transferi hem de basınç kaybı açısından daha verimlidir. Tip 3 plakasının için baskı derinliği bundan sonraki tasarımlarda 2,45 olarak belirlenmiştir. Plakası tarama datası üzerinden yapılan tasarım geliştirmeye çalışmalarının ardından iyileştirme çalışmaları yapılmıştır.

HAD ile tasarım çalışmalarında ile test ünitesi ile doğrulanabilecek, sınır koşullarına uyumlu Tip 1 ve tip 2 özgün ve standart plaklar farklı sıcaklık ve debilerde analizleri yapılmıştır.

4.5.3.1 Tip-3 performans analizi test-1 sonuçları

Plaka sayısı: 10

Plaka tipi: Standart

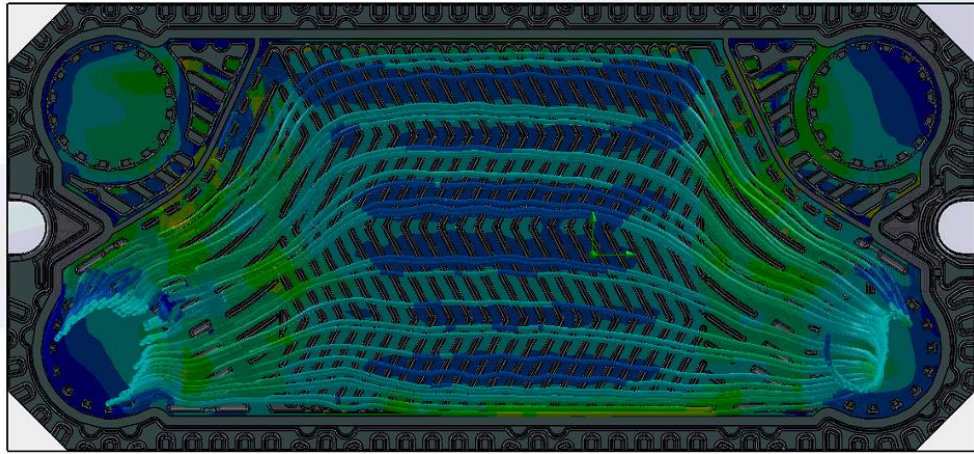
Akışkan türü: Primer su- sekonder su

Giriş primer sıcaklığı: 90 °C

Giriş sekonder sıcaklığı: 15 °C

Primer debi: 1 kg/s

Sekonder debi: 1 kg/s



Şekil 4.32. Tip-3 performans analizi test-1 sıcaklık dağılımı

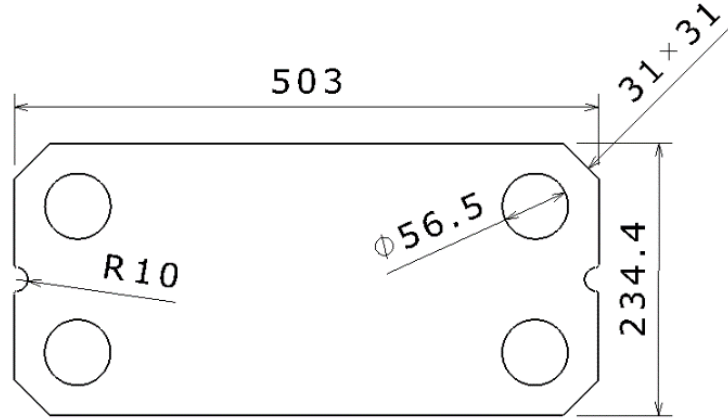
Analiz sonuçlarına göre 90 °C’de giren su eşanjörü 78,62 °C’ de terk etmektedir. 15°C’de giren su ise 26,29°C sıcaklıkla eşanjörü terk etmektedir. Primer devrede 18860Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sekonder devrede ise 11049Pa basınç kaybı gerçekleştiği tespit edilmiştir.

BÖLÜM 5. ÖZGÜN PLAKA ÜRETİM SÜRECİ

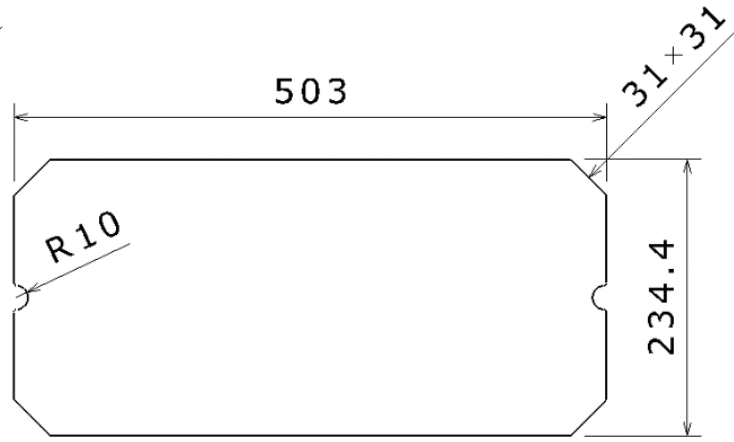
5.1. FMEA Proses Ve Yüzey Gerilme Analizlerinde Model Kurulması Ve Sonuçlarının Değerlendirilmesi

5.1.1. Tedarikçi ve üretim yapısının kurulması

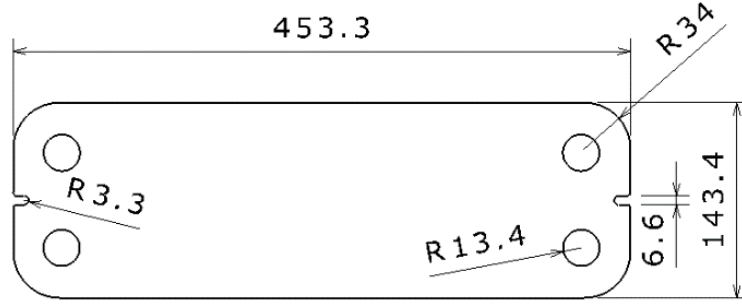
Tip-1 ve Tip-2 plakaların üretimi için gerekli makineler olmadığı için paslanmaz sac plakaların tedarik edilmesi ve tedarik edilen plakaların tonajı uygun preslerde basılması için tedarikçi firmalarla anlaşılmıştır. Tip-1 ve Tip-2 plakalar için paslanmaz sac tedarik edilmesi ve tedarik edilen sacın lazer kesimi yapılmıştır. Plakaların sac kalınlığı, yüzey kalitesi, açınım sac ölçüleri, lazer kesim dataları gibi teknik bilgiler paylaşılmıştır. Parçaların açınım kesim resimleri aşağıdaki gibidir.



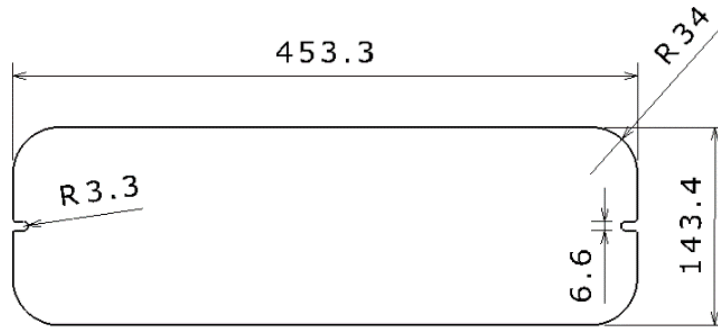
Şekil 5.1. Tip-1 plakanın açınım resmi



Şekil 5.2. Tip-1 kör plakanın açınım resmi

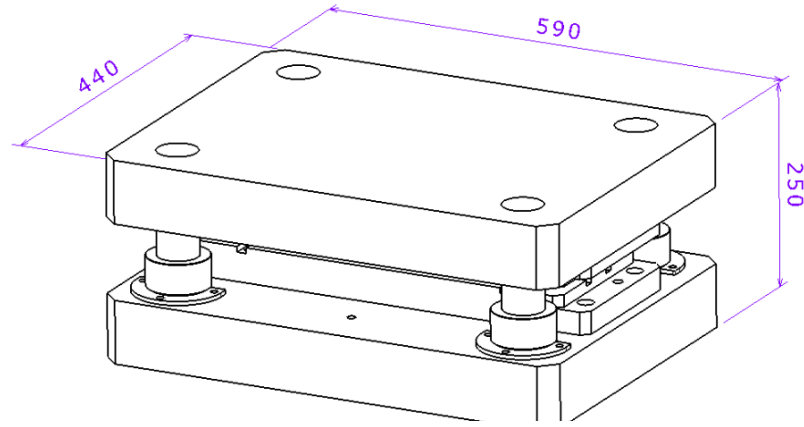


Şekil 5.3. Tip-2 plakanın açınım resmi



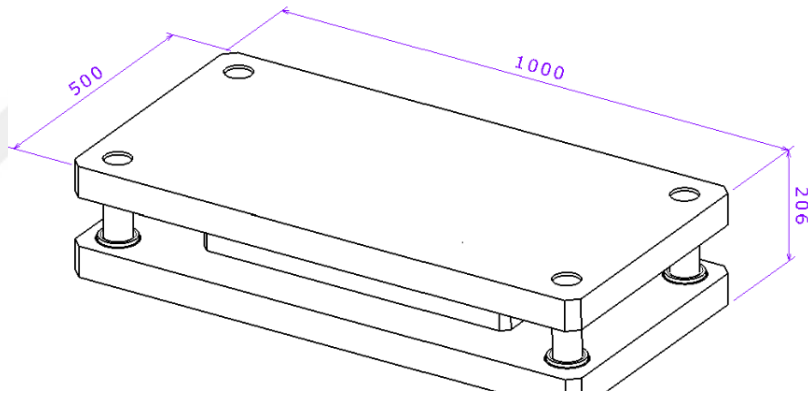
Şekil 5.4. Tip-2 kör plakanın açınım resmi

Tip-2 plakasının basılması işlemi 600T hidrolik presi yapılmıştır. Kalıp ölçüleri aşağıdaki gibidir.



Şekil 5.5. Tip-2 form verme kalıbı görseli

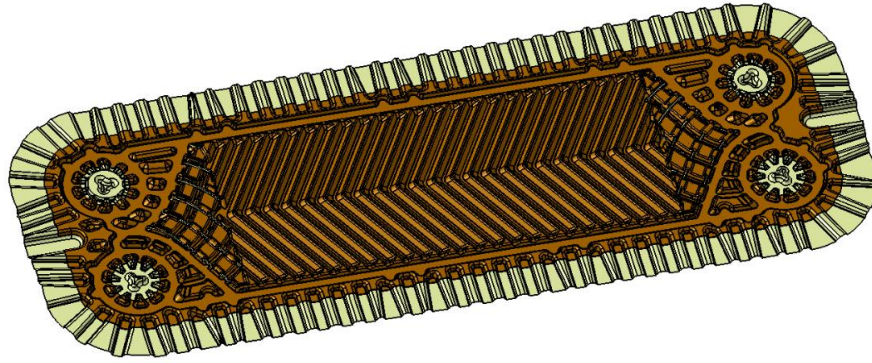
Tip-1 plakasının basılması işlemi 1200T hidrolik presi ile yapılmıştır. Kalıp ölçüleri aşağıdaki gibidir.



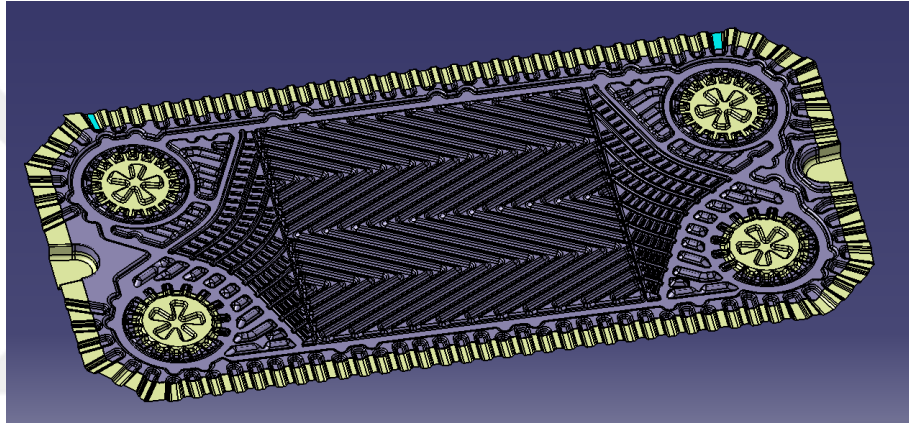
Şekil 5.6. Tip-1 form verme kalıbı görseli

5.2. Kalıp Tasarımı, Kalıp Hesaplamaları Ve Kalıp Üretim Aşamalarının Detaylı Anlatımı

Tip-1 ve Tip-2 için step olarak gelen data ilk önce kalıp tasarımı için ön hazırlık yapıldı. Ön hazırlık olarak kalıpta kullanılacak yüzeyler kontrol edildi; yırtık, eksik yüzeyler tamir edildi. Gelen datanın kenarları uzatılarak çekirdek için yüzey hazırlanmış oldu. Sac parçanın Lazer kesimi yapmak için ve lazerde kesilecek parçanın kalıpta dayamalarla referanslanması için trim (açınım) çalışması yapıldı.



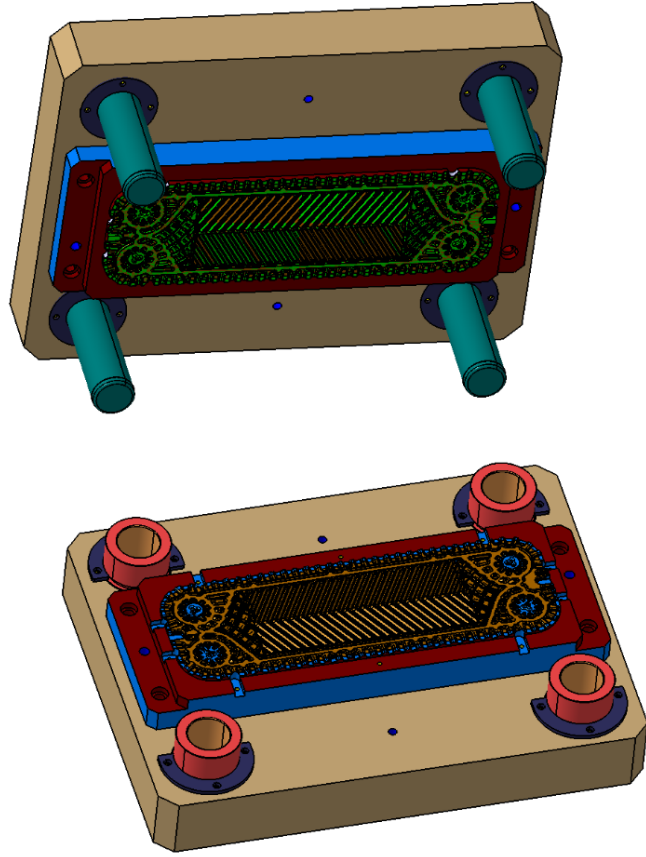
Şekil 5.7. Tip-2 trim çalışma datası



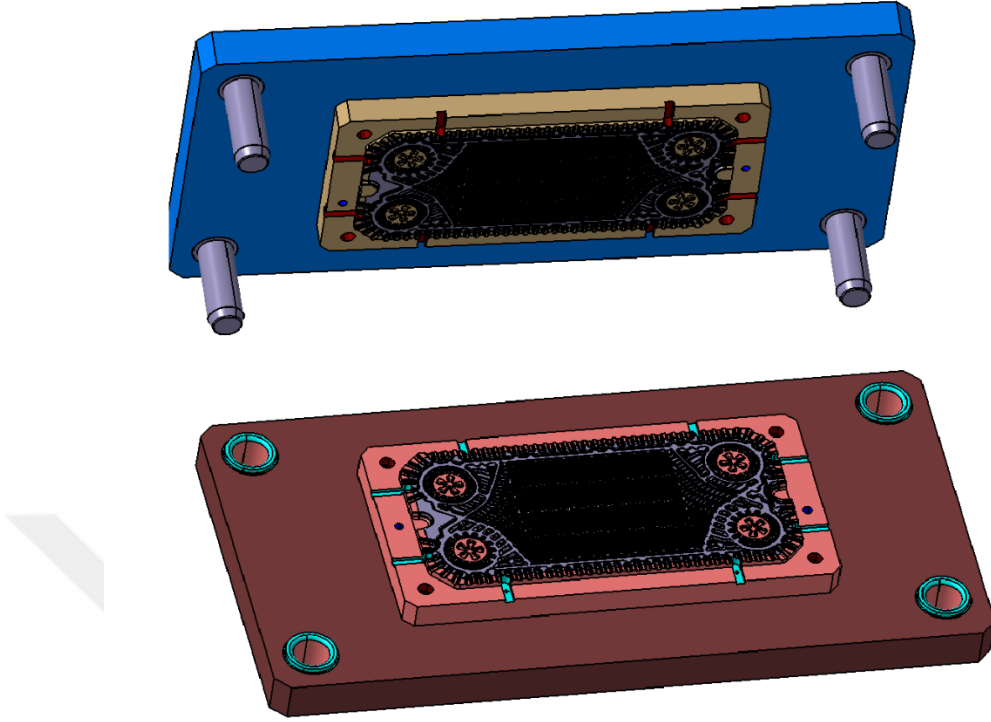
Şekil 5.8. Tip-1 trim çalışma datası

Auto form programı kullanılarak Tip-1 ve Tip-2 plakalarının üretimi için gerekli olacak analizler yapılarak parçanın üretilebilirliği için gerekli güç belirlenmiştir.

Kalıp tasarımına başlanmadan önce kalıp ebatlarının belirleyebilmek için, üretilecek parçaların net ölçüleri belirlendi. Parçaların üretimi için gerekli olacak tonaja göre kalıp konstrüksiyonları (çelik ebatları, tabla kalınlıkları vs.) belirlendi. Kalıpların bağlanacağı preslerin ebatları kontrol edildi. Belirlenen standart malzemelere (kolon, burç. vs.) göre kalıptaki konumlama noktaları belirlendi. Bu bilgiler ışığında kalıpların tasarımları Catia programında yapıldı.



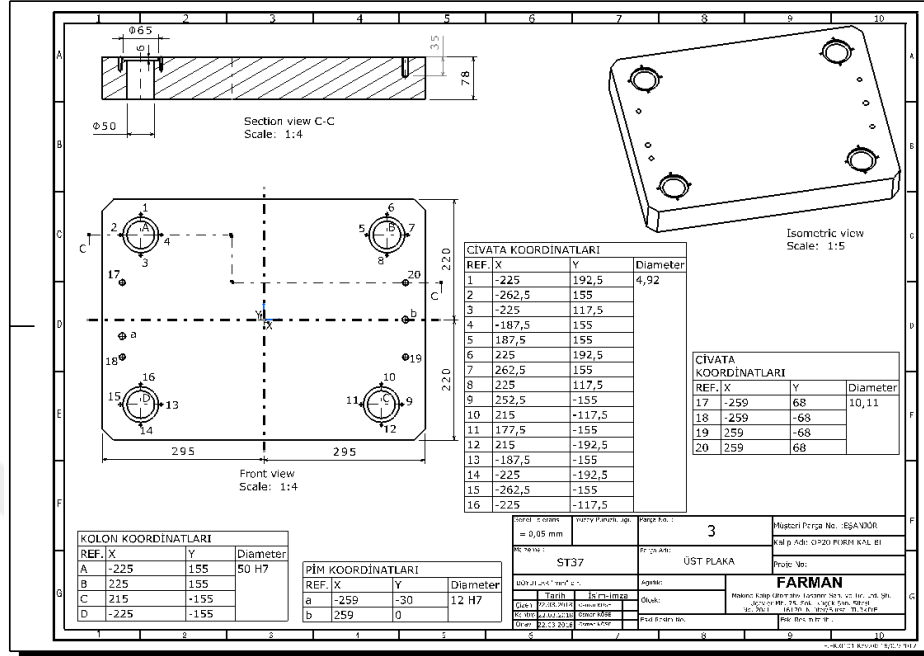
Şekil 5.9. Tip-2 kalıbı tasarımı



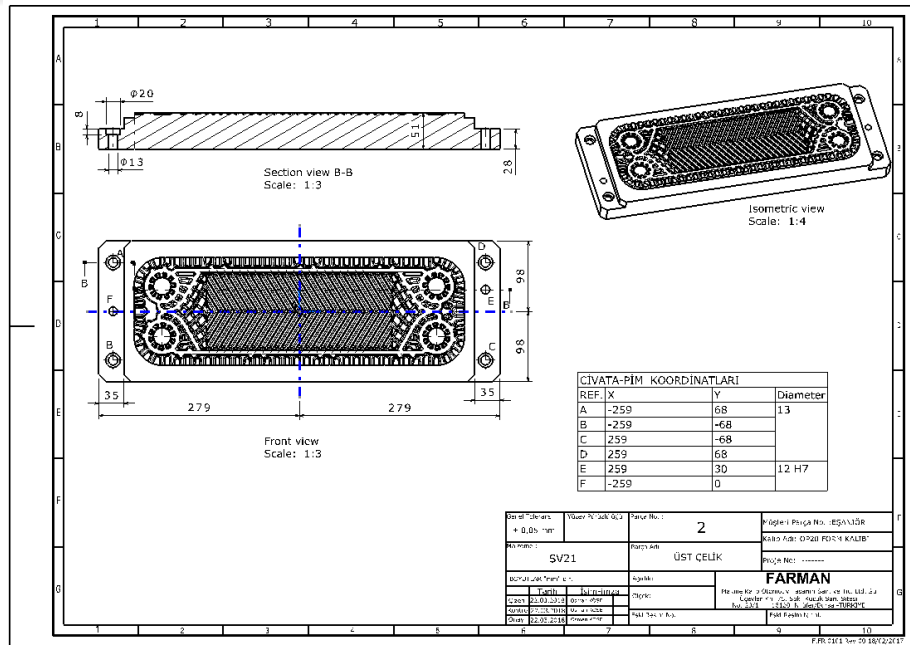
Şekil 5.10. Tip-1 kalıp tasarımı

Kalıp üretimi için gerekli malzemelerin alımı için (çelikler ve standartlar için) kalıp malzeme listesi hazırlandı. Malzeme siparişleri verildi.

Tedarik edilen parçaların işlenmesi ve kalıp montajı için teknik resimler hazırlandı.
Hazırlanan teknik resimlere göre 2D işlemler yapıldı.



Şekil 5.13. Tip-2 kalıp platinası 2D işleme resmi



Şekil 5.14. Tip-2 kalıp çekirdeği 2D resmi

Hazırlanan cam programlarına göre CNC dik işlem makinasında 3D işlemleri yapıldı.



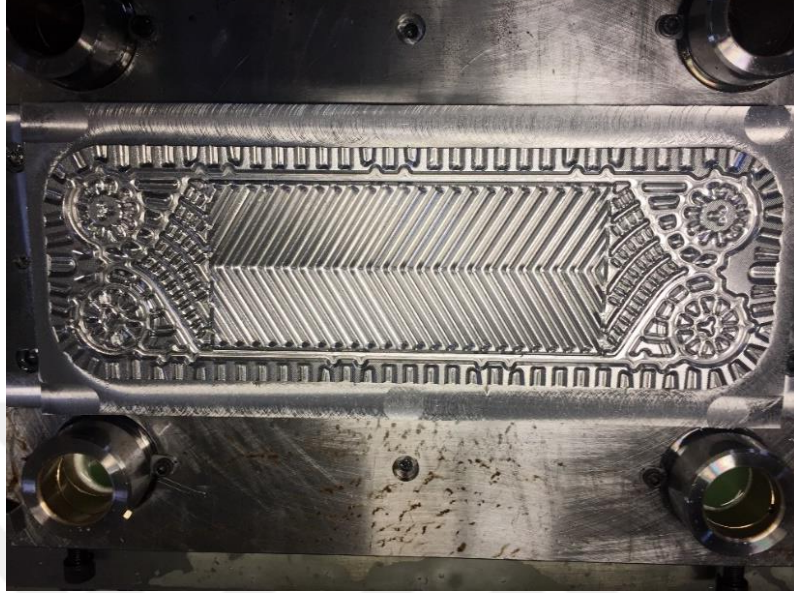
Şekil 5.15. Tip-2 plakasının 3D işlenmesi resmi



Şekil 5.16. Tip-1 plakasının 3D işlenmesi resmi

2D ve 3D işlemleri biten parçalar gerekli tesviyeleri yapılarak montaj edilecek seviyeye getirildi. Yapılmış olan tasarıma göre kalıp standart parçaları ve çekirdek

kısının montajı tamamlandı. Yüzey tesviyesi, yüzey alıştırması ve polisaj işlemi yapıldı.



Şekil 5.17. Tip-2 plakasının yüzey işlemeden sonraki resmi



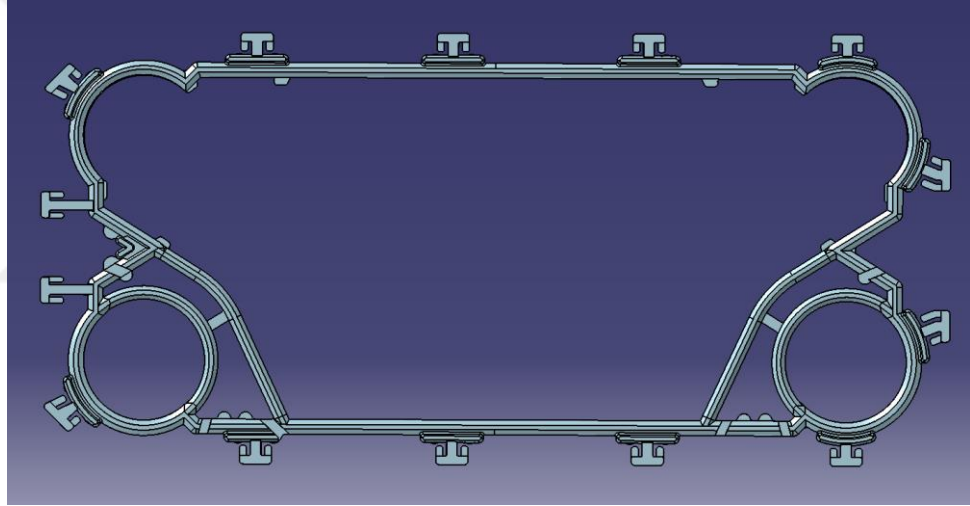
Şekil 5.18. Tip-1 plakasının yüzey işlemeden sonraki resmi

Yüzey işlemleri biten kalıp kapatıldı ve ilk deneme için kalıp hazır hale getirildi.

5.3. Plaka Basımı Ve Plaka Üretiminin Detaylı Anlatımı

5.3.1. Conta kalıbı ve conta kalıbı üretim detaylı anlatımı

Tip-1 için step olarak gelen data ilk önce conta tasarımı için contanın takılacağı yüzeyler incelendi ölçüleri kontrol edildi. Contanın plakaya bağlantı şekli belirlendi belirlenen bağlantı şekline göre contanın plakaya bağlanacağı yerler belirlendi. Özellikle sol tarafta köşelerde ve sağ kenarda uçta kalan bağlantı tırnaklarının daha uzun olmasına karar verildi. Sızdırmaması için iki plaka arasında kalması gereken boşlukta göz önünde bulundurularak conta kalınlığı 3,5 mm olarak belirlendi. Bu bilgiler ışığında contanın önce 2 boyutlu sonra da 3D tasarımı yapıldı.



Şekil 5.19. Tip-1 plaka contasının 3D resmi

Yapılan 3 boyutlu conta resmine göre resme göre contanın basım kalıbı için ölçüler belirlendi ve tasarımı yapıldı. Tasarımı yapılan kalıbın CNC dik işleme makinasında yüzey işlemleri yapıldı.



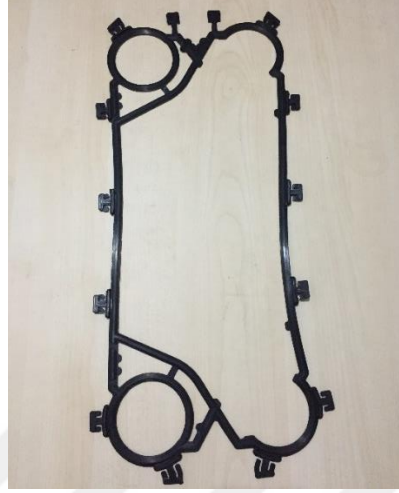
Şekil 5.20. Tip-1 plaka conta kalıbı işlenmesi

Yapılmış olan tasarıma göre kalıp standart parçaları ve çekirdek kısmının montajı tamamlandı. Yüzey tesviyesi, yüzey alıştırması ve polisaj işlemi yapıldı. Kalıp deneme üretimi için hazır hale getirildi.



Şekil 5.21. Tip-1 conta kalıpları

Conta hamuru için hazırlıklar yapıldı. -10 dereceden 180 dereceye dayanacak şekilde EPM hamuru yapılmasına karar verildi ve hamur hazırlandı. Deneme için hazırlanan kalıp ve hamur ile deneme üretimi yapıldı.

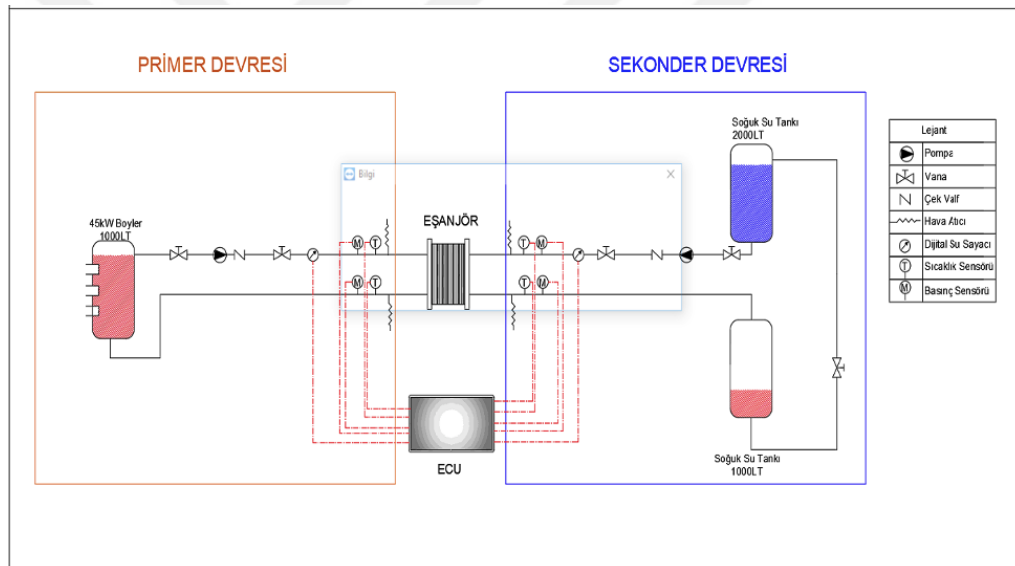


Şekil 5.22. Tip-1 plaka contası görseli

BÖLÜM 6. PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİ TEST ÜNİTESİ

6.1. Test Ünitesinin Kurulması Ve Test Ekipmanlarının Tanıtılması

Üretimi yapılan ısı değiştirici plakaları gövdeler ile montajlanarak eşanjör haline getirilmiştir. Üretilen özgün tipte eşanjörün termal ve hidrolik performansının ölçülmesi için özel performans test düzeneği tasarlanmış, gerekli ekipmanlar tedarik edilmiştir.

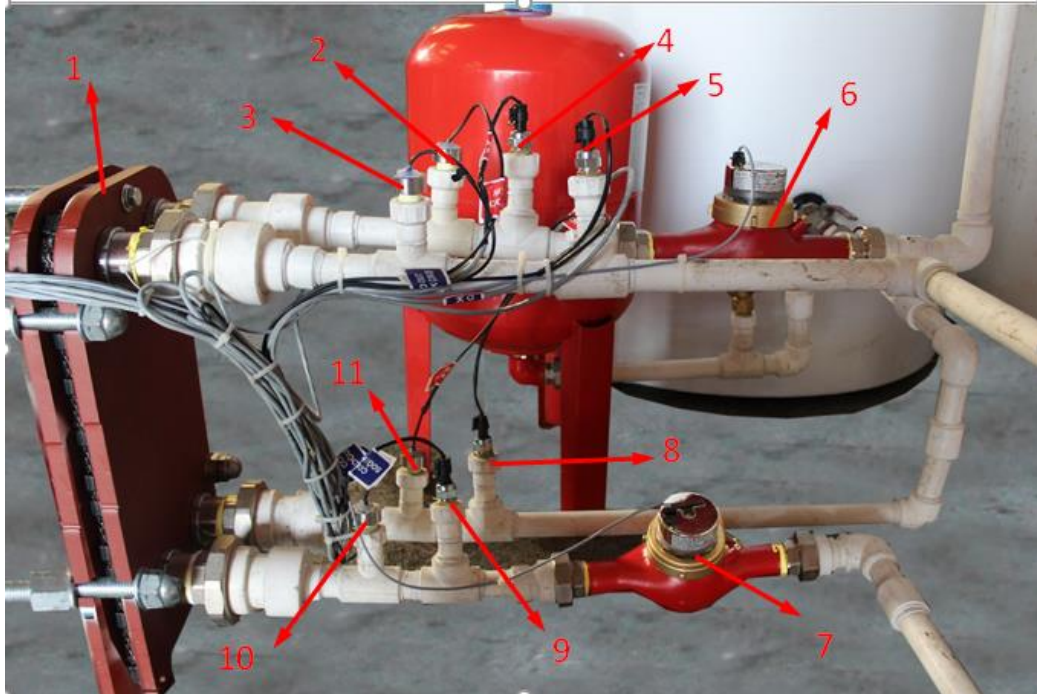


Şekil 6.1. Isı değiştirici performans test ünitesi tasarımı

Üretilen özgün tipte eşanjörün termal ve hidrolik performansının ölçülmesi için özel performans test düzeneği kurulmuştur. Şekil 6.2.'de (1) Elektrikli Boyler Kontrol Panosu, (2) 1000LT – 45kW/h Elektrikli Boyler, (3) 50 LT Sıcak Hat Genleşme Tankı, (4) Sıcak Su Sirkülasyon Pompası, (5) Elektronik Veri Toplama Ünitesi, (6) Eşanjör, (7) Soğuk Su Sirkülasyon Pompası, (8) 50 LT Soğuk Hat Genleşme Tankı ve (9) 2000LT soğuk su tankı ekipmanları kullanılmıştır.



Şekil 6.2. Eşanjör test ünitesi



Şekil 6.3. Eşanjör test ünitesi sensörler

Eşanjör test ünitesinde sıcaklık, basınç ve debi verilerinin alınması için dijital sensörler kullanılmıştır. Sıcaklık ölçümü için DS18B20 sıcaklık sensörü, basınç ölçümü için SKU237545 dijital basınç sensörü ve pulse çıkışlı debimetreler kullanılmıştır. Şekil 6.3.'de gösterilen (1) Eşanjör, (2) Primer giriş sıcaklık sensörü, (3) Sekonder giriş sıcaklık sensörü, (4) Primer Giriş Basınç Sensörü, (5) Sekonder Giriş Basınç Sensörü, (6) Primer Debimetre, (7) Sekonder Debimetre, (8) Primer Çıkış Basınç Sensörü, (9) Sekonder Çıkış Basınç Sensörü, (10) Sekonder Giriş Sıcaklık Sensörü, ve (11) Primer Çıkış Sıcaklık sensörüdür.

6.2. Test Ünitesi Ekipmanları

6.2.1. Sıcaklık sensörü

Primer ve sekonder giriş çıkış sıcaklıklarının ölçülmesi için DS18B20 model sıcaklık sensörü kullanılmıştır. Dijital tipte veri üreten bu sensör 0.06°C hassasiyetinde -40 $+90^{\circ}\text{C}$ çalışma aralığına sahiptir. Sensör su geçirmez olup, dış metal gövdesi firmamız tarafından üretilmiştir.



Şekil 6.4. Sıcaklık sensörü

6.2.2. Basınç sensörü

Primer ve sekonder giriş çıkış basınçlarının ölçülmesi için SKU237545 dijital basınç sensörü kullanılmıştır. Dijital tipte veri üreten bu sensör ± 1 kPa hassasiyetinde, %1 hata payıyla, -10 $+90$ °C çalışma aralığına sahiptir.



Şekil 6.5. Basınç sensörü

6.2.3. Dijital su sayacı

Primer ve sekonder devrelerden geçen su miktarını ölçmek amacıyla kullanılmıştır. AN130C modeli dijital su sayacı içerisinde hall effect sensör ile geçen su miktarına göre pulse akımı vermektedir. Sensörden gelen veriler mikroişlemci ile su miktarından debi miktarına dönüştürülmektedir. Ölçüm hassasiyeti $+1$ Lt/Sn dir. Maksimum 130 °C de çalışmaktadır.



Şekil 6.6. Dijital su sayacı

6.2.4. LCD ekran

Sensörlerden gelen verilerin kullanıcı tarafından okunması için HMI (Human Machine Interface) tipi 7' büyüklüğünde bir LCD ekran kullanılmıştır. Giriş ekranı, personel ve eşanjör bilgilerinin girildiği sayfa, test ve sonuç sayfası olmak üzere 4 farklı sayfa hazırlanmıştır.



Şekil 6.7. LCD ekran

6.2.5. Mikroişlemci

Sensörlerden gelen verilerin okunup, işlenmesi görselleştirilmesi ve kayıt altına alınması için ESP32S model bir işlemci kullanılmıştır. Dahili RTC si ile süre sayım yapılmaktadır.



Şekil 6.8. Mikroişlemci

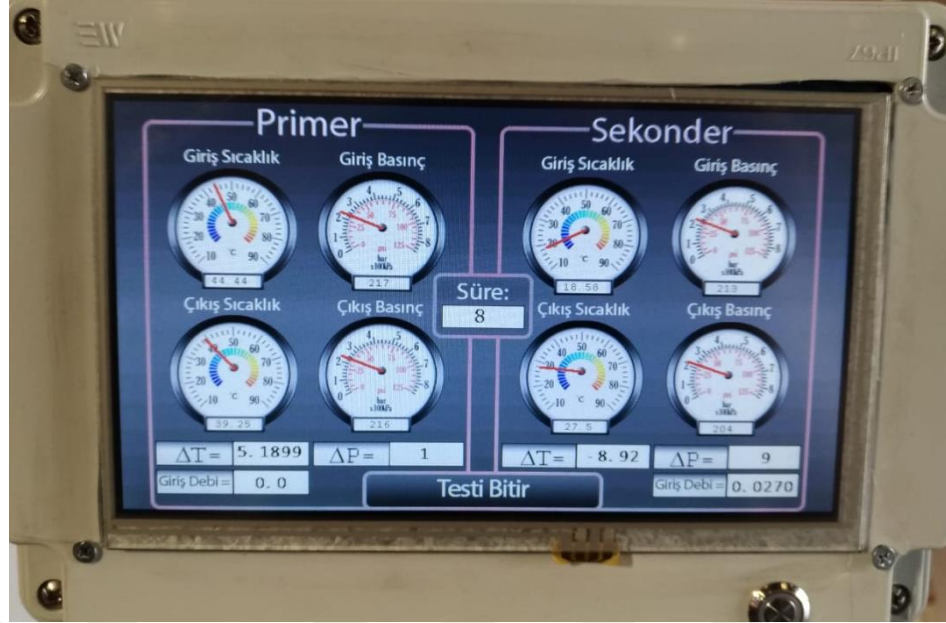


Şekil 6.9. Test ünitesi açılış ekranı

Eşanjör test ünitesi açıldığında ilk ekran bağlı olan sensörleri ve SD kartı kontrol eder. Eğer sensörlerde bağlantı problem veya SD kart takılı değil ise test yapılmasına müsaade etmez. Test yapılabilmesi için test personeli bilgileri tarih ve ürün tipi girilmektedir.

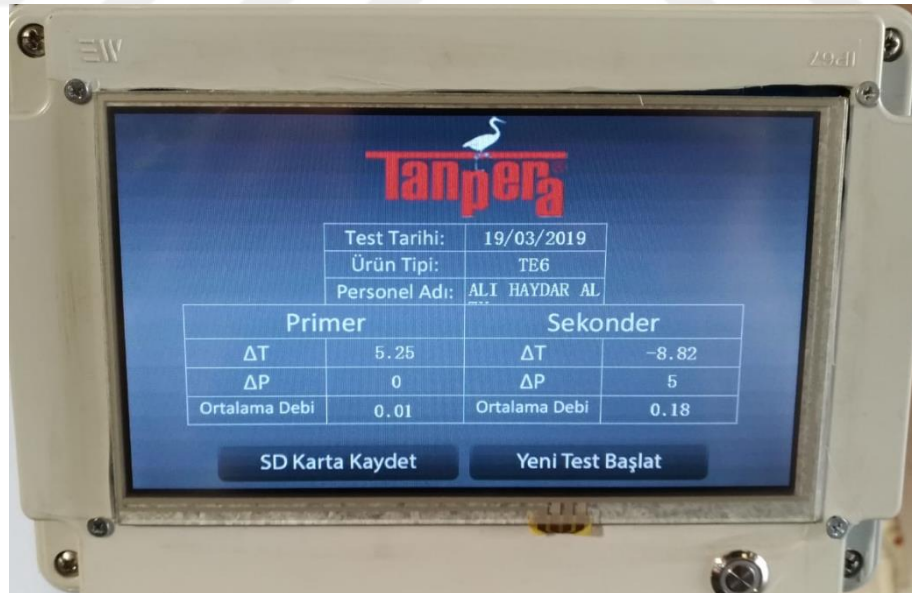


Şekil 6.10. Test ünitesi bilgi ekranı



Şekil 6.11. Test ekranı

Test ekranında primer ve sekonder sıcaklıkları, basınçları ve debileri gözükmektedir istendiği takdirde işlemci üzerinden grafik çizilmesi için istenen sıcaklık göstergesine tıklanarak grafik oluşumu sağlanır.



Şekil 6.12. Sonuç ekranı

Performans testi bitirildiğinde işlemci önbelleğindeki veriler üzerinden zamana bağlı ortalama alınarak sonuç ekranı yazılır. Test verilerinin SD kayda kaydeder.

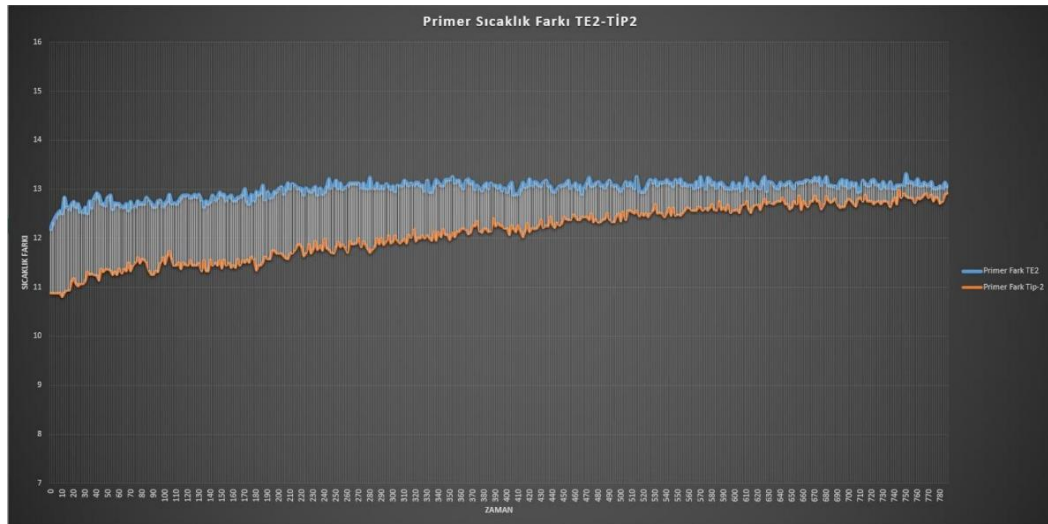
6.3. Test Prosedürü ve Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Tablo 6.1. Tip-2 test-1 koşulları

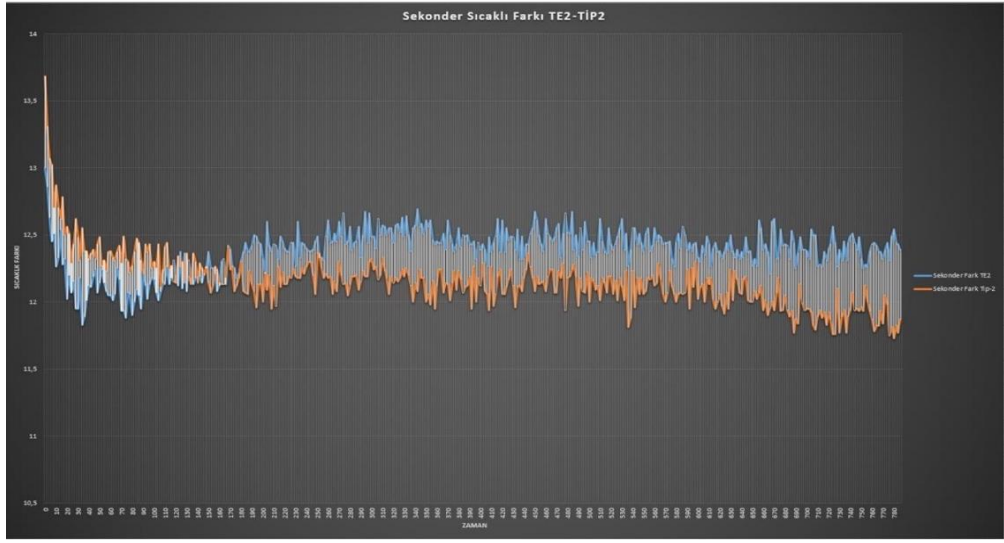
Model	TİP-2	
Plaka Sayısı	7	
Conta Malzemesi	EPDM	
Plaka Malzemesi	AISI 316	
Test Süresi	660 sn	
Eşanjör Bağlantı Çapı	DN40	
	Primer Devre	Sekonder Devre
Akış Cinsi	Su	Su
Giriş Basıncı	1,8 Bar	2,8 Bar
Çıkış Basıncı	1,7 Bar	2,6 Bar
Giriş Sıcaklık	50°C	15 °C
Debi	1,8 m ³ /h	2,0 m ³ /h

Tablo 6.2. Tip-2 test-1 karşılaştırmalı sonuçları

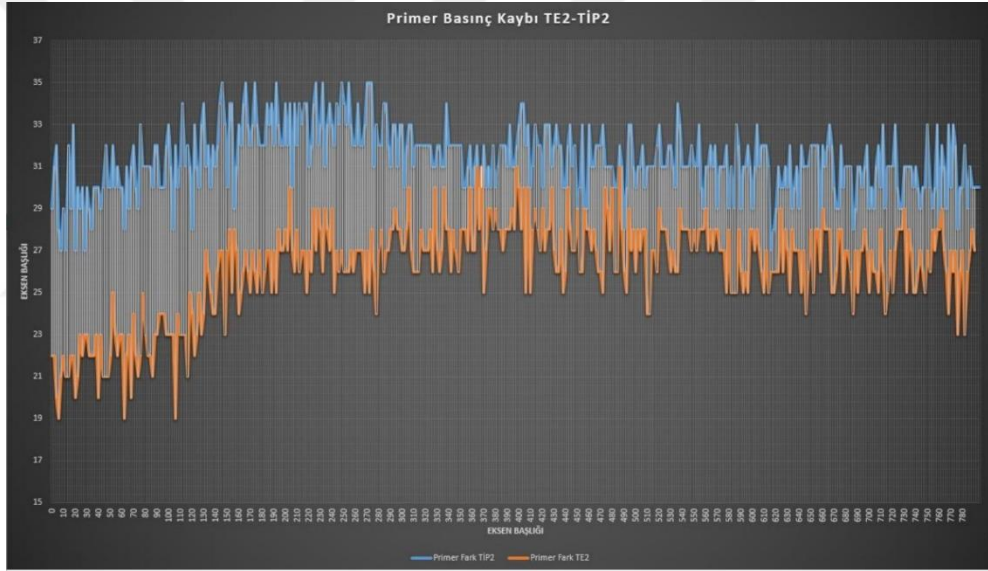
	Özgün Plaka	Standart Plaka	Kazanım (%)
ΔT (°C) Primer	12,990	12,110	7,27
ΔT (°C) Sekonder	-12,380	-11,640	6,36
ΔP Primer	26,200	31,340	16,40
ΔP Sekonder	10,640	11,560	7,96



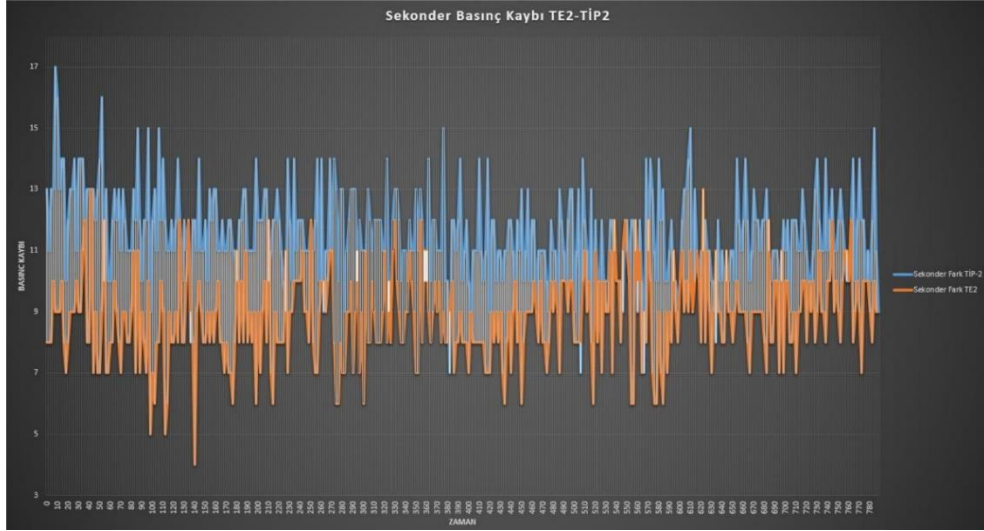
Şekil 6.13. Tip-2 test-1 primer sıcaklık farkı



Şekil 6.14. Tip-2 test-1 sekonder sıcaklık farkı



Şekil 6.15. Tip-2 test-1 primer basınç kaybı



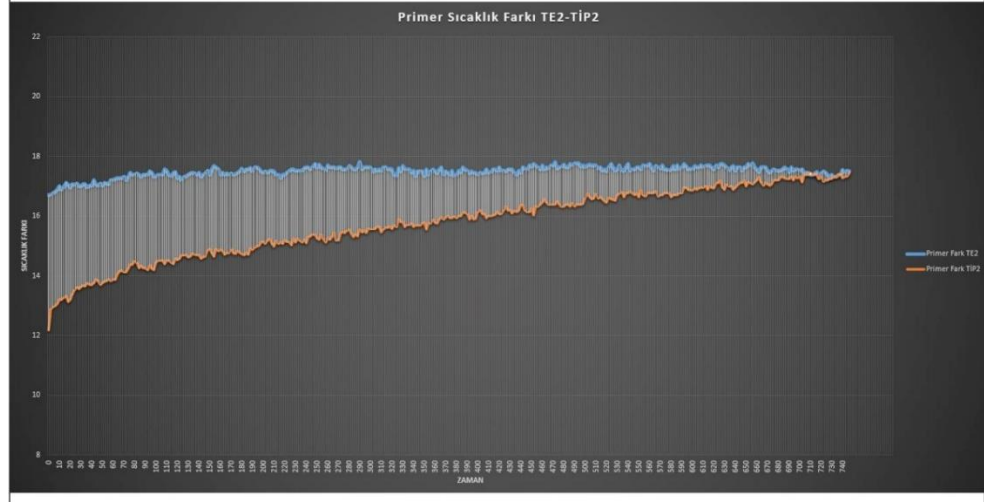
Şekil 6.16. Tip-2 test-1 sekonder basınç kaybı

Tablo 6.3. Tip-2 test-2 koşulları

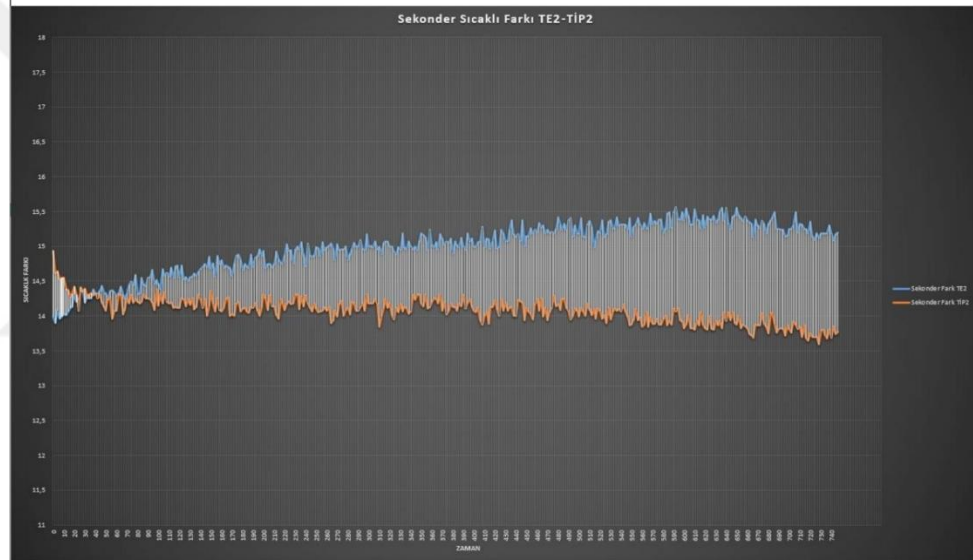
Model	TİP-2	
Plaka Sayısı	7	
Conta Malzemesi	EPDM	
Plaka Malzemesi	AISI 316	
Test Süresi	660 sn	
Eşanjör Bağlantı Çapı	DN40	
	Primer Devre	Sekonder Devre
Akış Cinsi	Su	Su
Giriş Basıncı	1,8 Bar	2,8 Bar
Çıkış Basıncı	1,7 Bar	2,6 Bar
Giriş Sıcaklık	60°C	15 °C
Debi	1,8 m ³ /h	2,0 m ³ /h

Tablo 6.4. Tip-2 test-2 karşılaştırmalı sonuçları

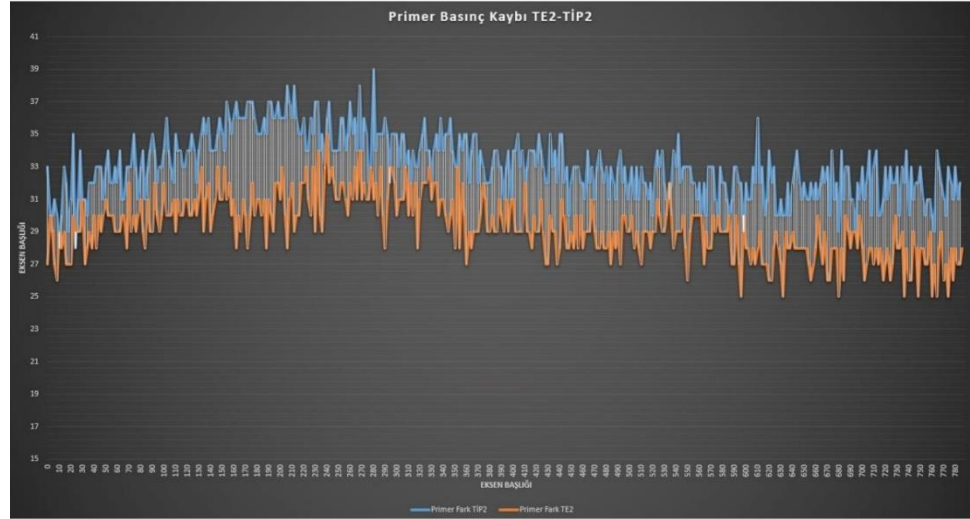
	Özgün Plaka	Standart Plaka	Kazanım (%)
ΔT (°C) Primer	17,460	15,750	10,86
ΔT (°C) Sekonder	-14,880	-14,070	5,76
ΔP Primer	29,312	33,110	11,47
ΔP Sekonder	10,020	10,580	5,29



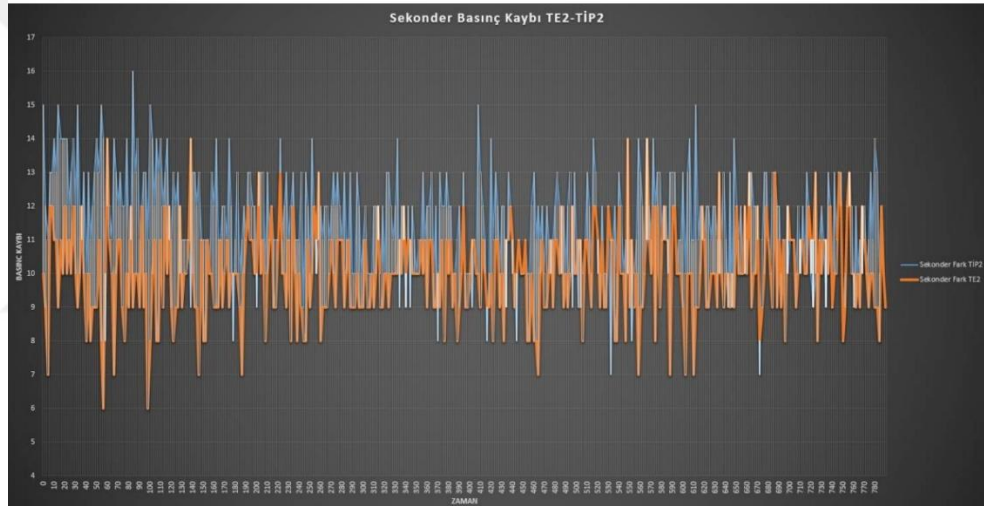
Şekil 6.17. Tip-2 test-2 primer sıcaklık farkı



Şekil 6.18. Tip-2 test-2 sekonder sıcaklık farkı



Şekil 6.19. Tip-2 test-2 primer basınç kaybı



Şekil 6.20. Tip-2 test-2 sekonder basınç kaybı

Tablo 6.5. Tip-2 test-3 koşulları

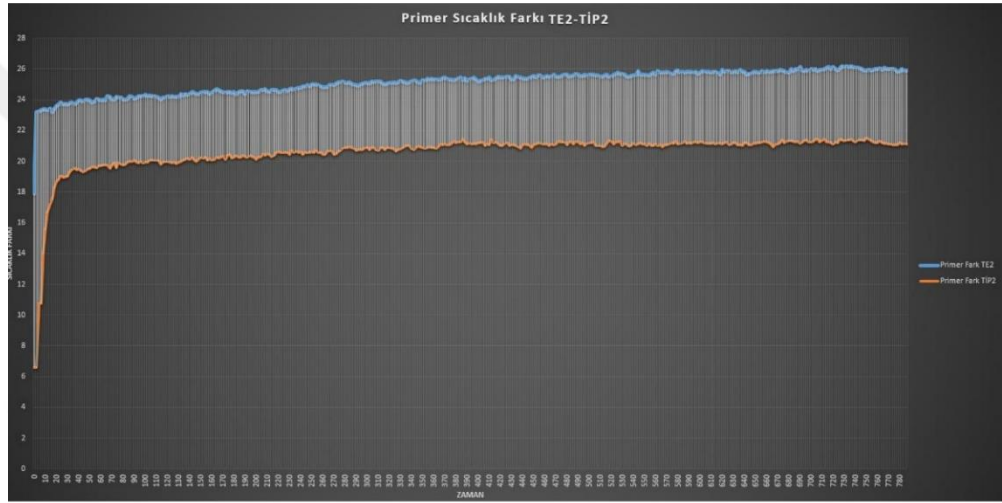
Model	TİP-2	
Plaka Sayısı	7	
Conta Malzemesi	EPDM	
Plaka Malzemesi	AISI 316	
Test Süresi	660 sn	
Eşanjör Bağlantı Çapı	DN40	
	Primer Devre	Sekonder Devre
Akış Cinsi	Su	Su
Giriş Basıncı	1,8 Bar	2,8 Bar
Çıkış Basıncı	1,7 Bar	2,6 Bar

Tablo 6.5. (Devamı)

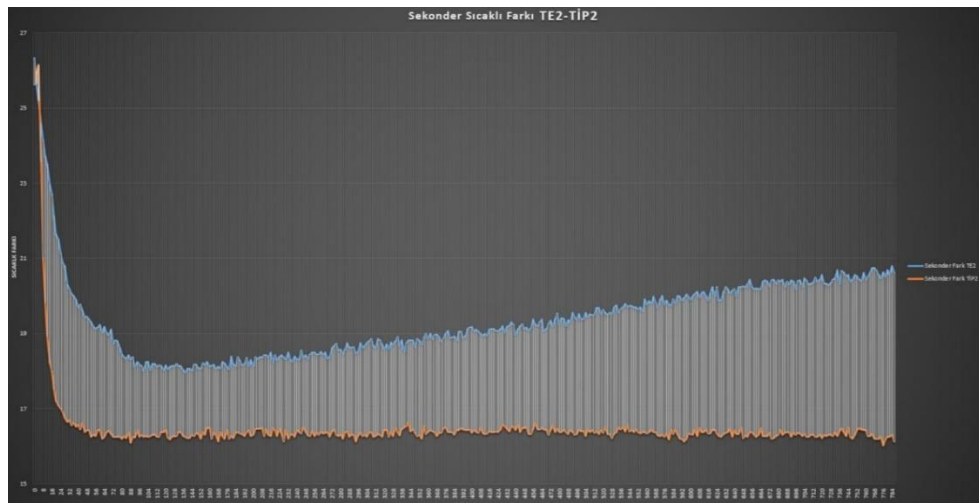
Giriş Sıcaklık	70°C	15 °C
Debi	1,8 m ³ /h	2,0 m ³ /h

Tablo 6.6. Tip-2 test-3 karşılaştırmalı sonuçları

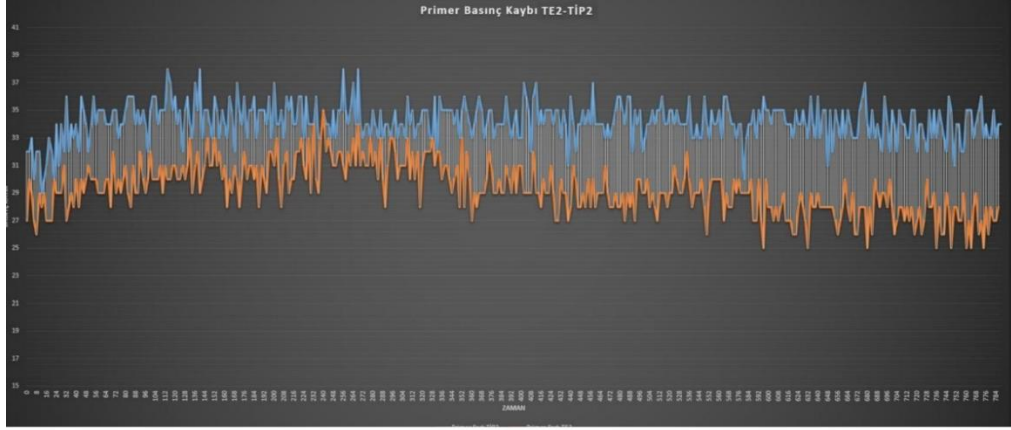
	Özgün Plaka	Standart Plaka	Kazanım (%)
ΔT (°C) Primer	24,135	21,534	12,08
ΔT (°C) Sekonder	-19,399	-17,484	10,95
ΔP Primer	29,312	34,139	14,14
ΔP Sekonder	9, 820	10,220	3,92



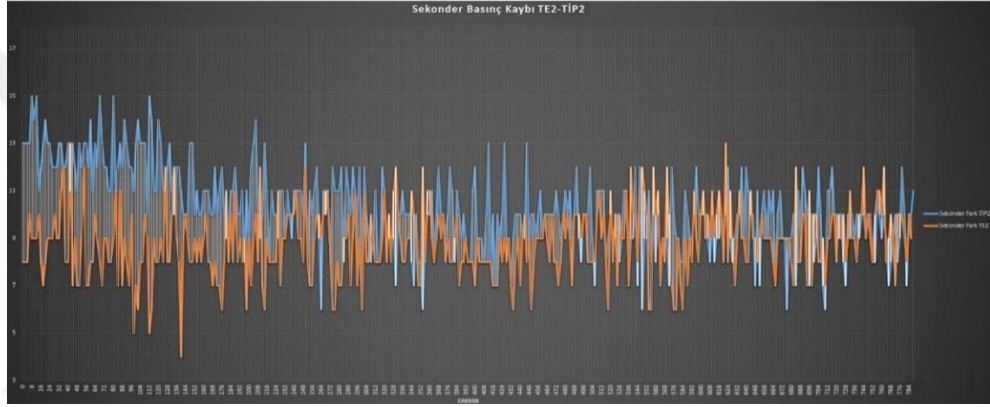
Şekil 6.21. Tip-2 test-3 primer sıcaklık farkı



Şekil 6.22. Tip-2 test-3 sekonder sıcaklık farkı



Şekil 6.23. Tip-2 test-3 primer basınç kaybı



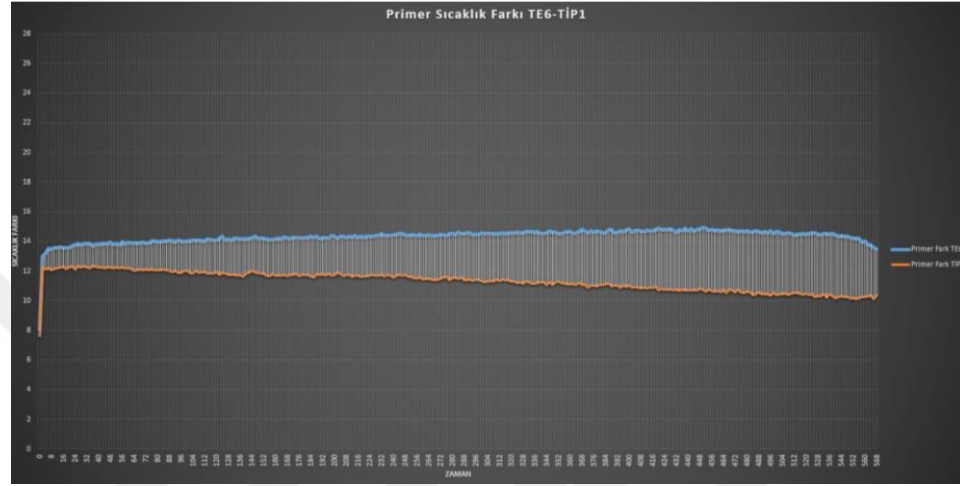
Şekil 6.24. Tip-2 test-3 sekonder basınç kaybı

Tablo 6.7. Tip-1 test-1 koşulları

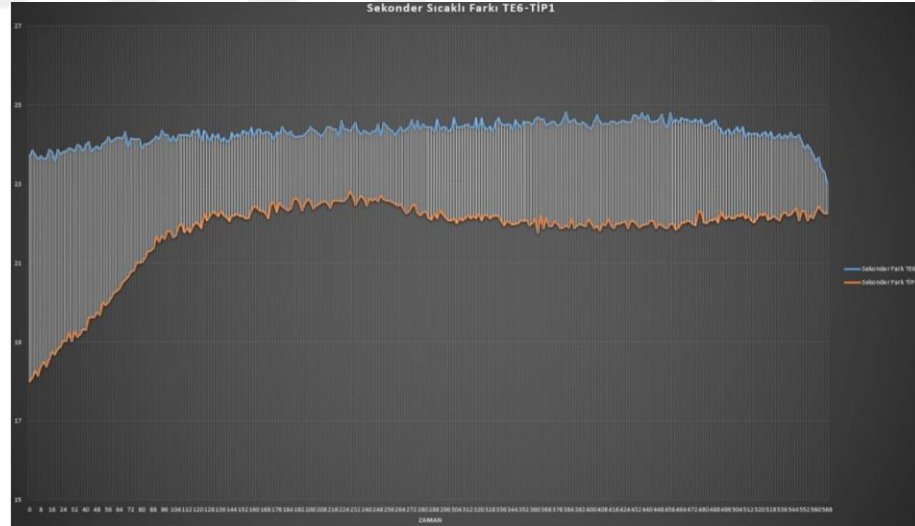
Model	TİP-1	
Plaka Sayısı	10	
Conta Malzemesi	EPDM	
Plaka Malzemesi	AISI 316	
Test Süresi	660 sn	
Eşanjör Bağlantı Çapı	DN40	
	Primer Devre	Sekonder Devre
Akış Cinsi	Su	Su
Giriş Basıncı	1,8 Bar	2,8 Bar
Çıkış Basıncı	1,7 Bar	2,6 Bar
Giriş Sıcaklık	70°C	15 °C
Debi	1,8 m ³ /h	2,0 m ³ /h

Tablo 6.8. Tip-1 test-1 karşılaştırmalı sonuçları

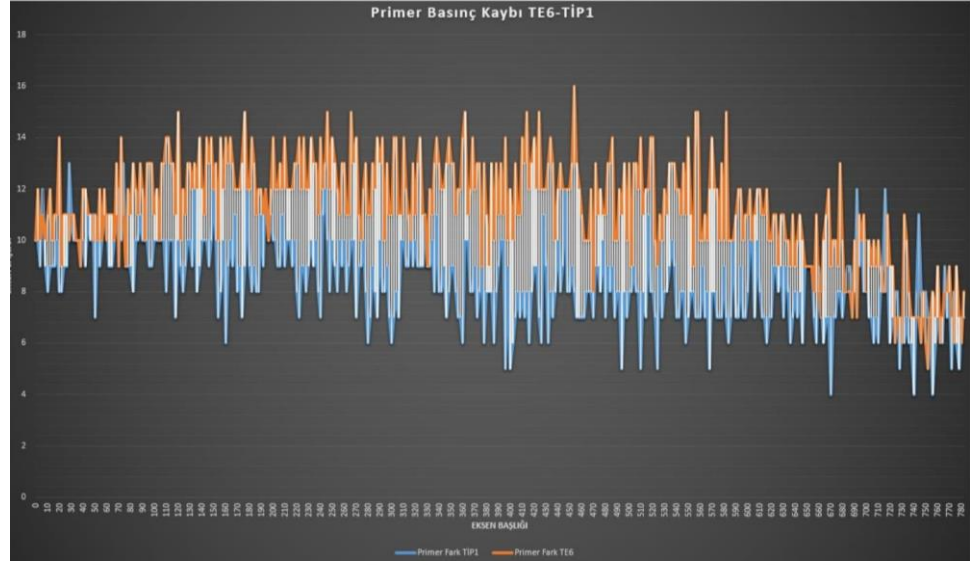
	Özgün Plaka	Standart Plaka	Kazanım (%)
ΔT (°C) Primer	13,340	11,970	11,45
ΔT (°C) Sekonder	22,840	21,800	4,82
ΔP Primer	8,020	8,420	4,75
ΔP Sekonder	4, 290	4,710	8,92



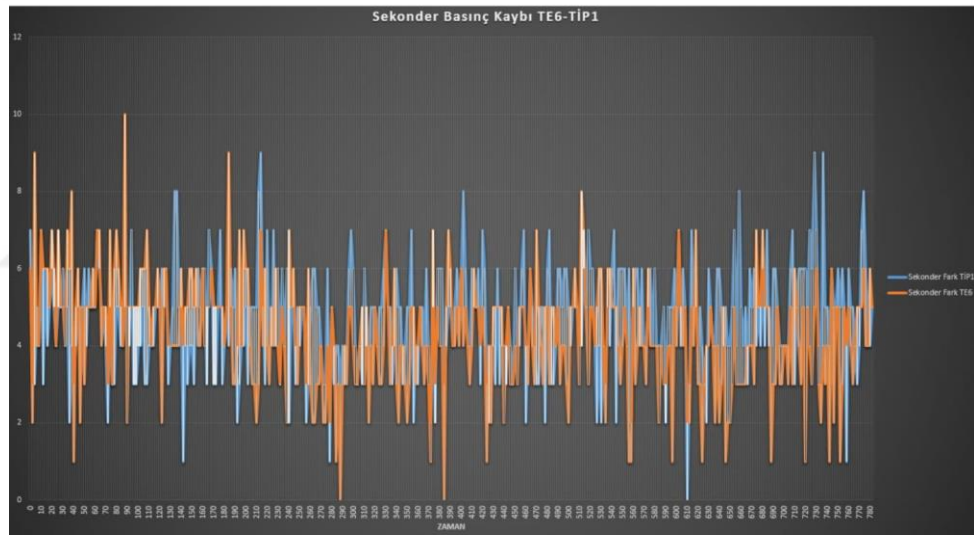
Şekil 6.25. Tip-1 test-1 primer sıcaklık farkı



Şekil 6.26. Tip-1 test-1 sekonder sıcaklık farkı



Şekil 6.27. Tip-1 test-1 primer basınç kaybı



Şekil 6.28. Tip-1 test-1 primer basınç kaybı

Tablo 6.9. Tip-1 test-2 koşulları

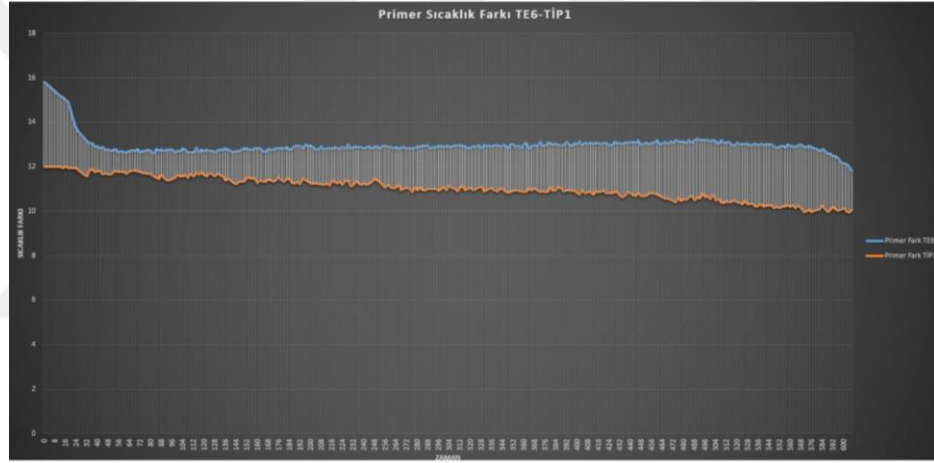
Model	TİP-1	
Plaka Sayısı	10	
Conta Malzemesi	EPDM	
Plaka Malzemesi	AISI 316	
Test Süresi	660 sn	
Eşanjör Bağlantı Çapı	DN40	
	Primer Devre	Sekonder Devre
	Tablo 6.9. (Devamı)	
Akış Cinsi	Su	Su

Tablo 6.9. (Devamı)

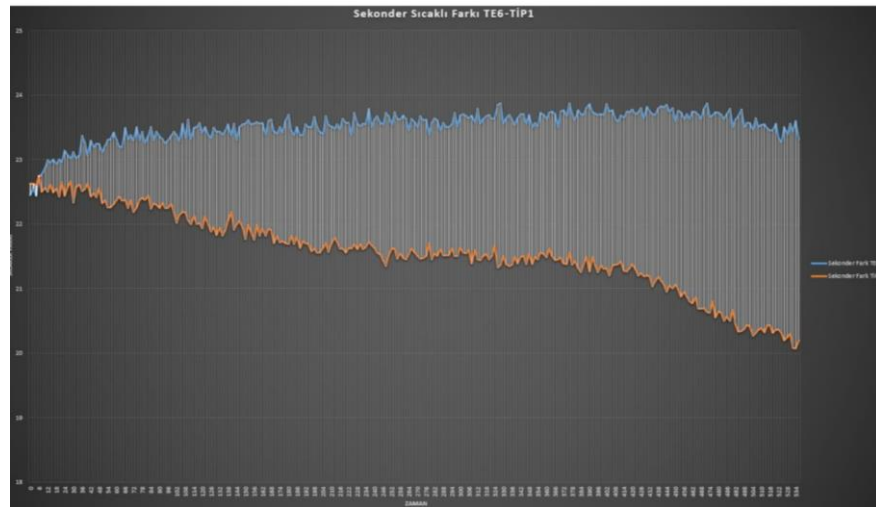
Giriş Basıncı	1,8 Bar	2,8 Bar
Çıkış Basıncı	1,7 Bar	2,6 Bar
Giriş Sıcaklık	60°C	15 °C
Debi	1,8 m ³ /h	2,0 m ³ /h

Tablo 6.10. Tip-1 test-2 karşılaştırmalı sonuçları

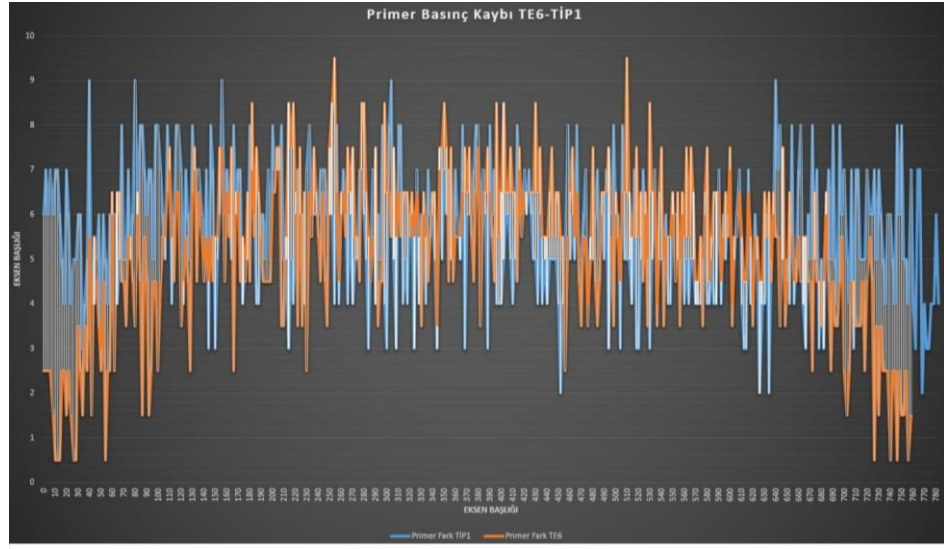
	Özgün Plaka	Standart Plaka	Kazanım (%)
ΔT (°C) Primer	12,600	11,040	14,13
ΔT (°C) Sekonder	22,440	21,170	6,00
ΔP Primer	5,080	5,580	8,96
ΔP Sekonder	4,760	4,910	3,05



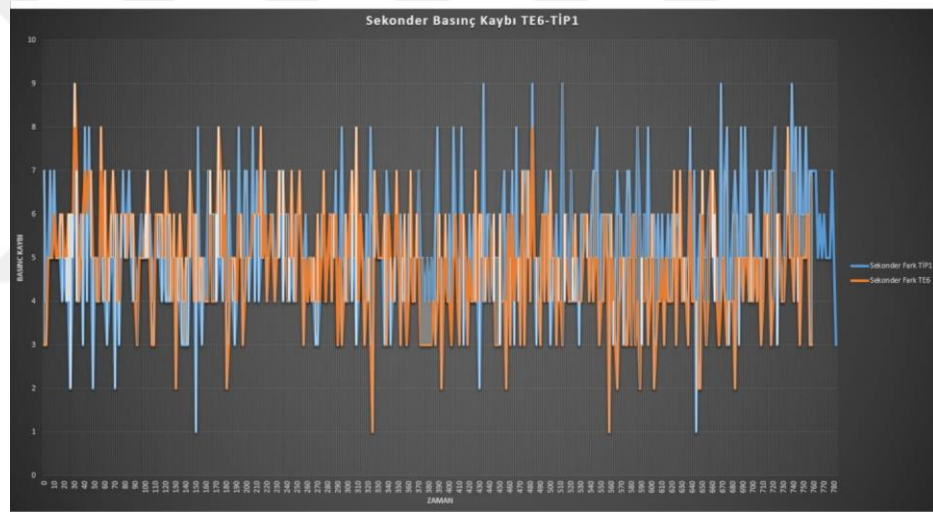
Şekil 6.29. Tip-1 test-2 primer sıcaklık farkı



Şekil 6.30. Tip-1 test-2 sekonder sıcaklık farkı



Şekil 6.31. Tip-1 test-2 primer basınç kaybı



Şekil 6.32. Tip-1 test-2 sekonder basınç kaybı

Tablo 6.11. Tip-1 test-3 koşulları

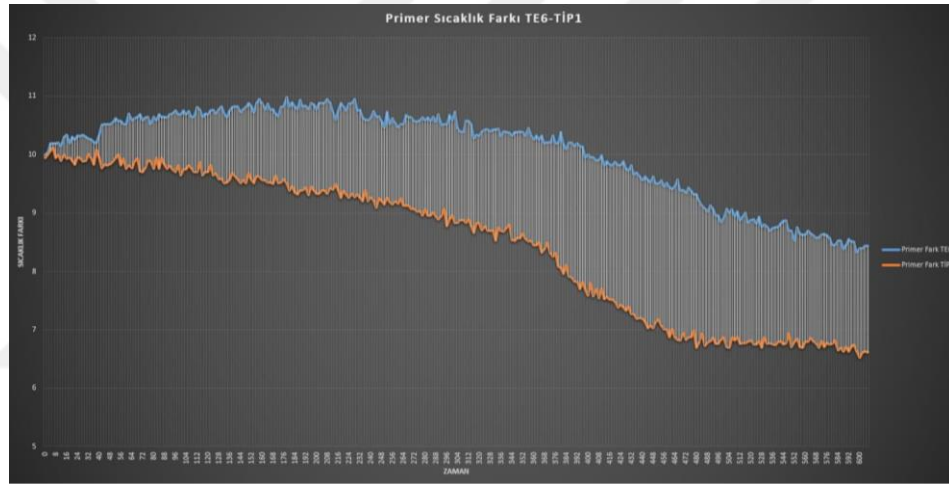
Model	TİP-1	
Plaka Sayısı	10	
Conta Malzemesi	EPDM	
Plaka Malzemesi	AISI 316	
Test Süresi	660 sn	
Eşanjör Bağlantı Çapı	DN40	
	Primer Devre	Sekonder Devre
Akış Cinsi	Su	Su
Giriş Basıncı	1,8 Bar	2,8 Bar

Tablo 6.11. (Devamı)

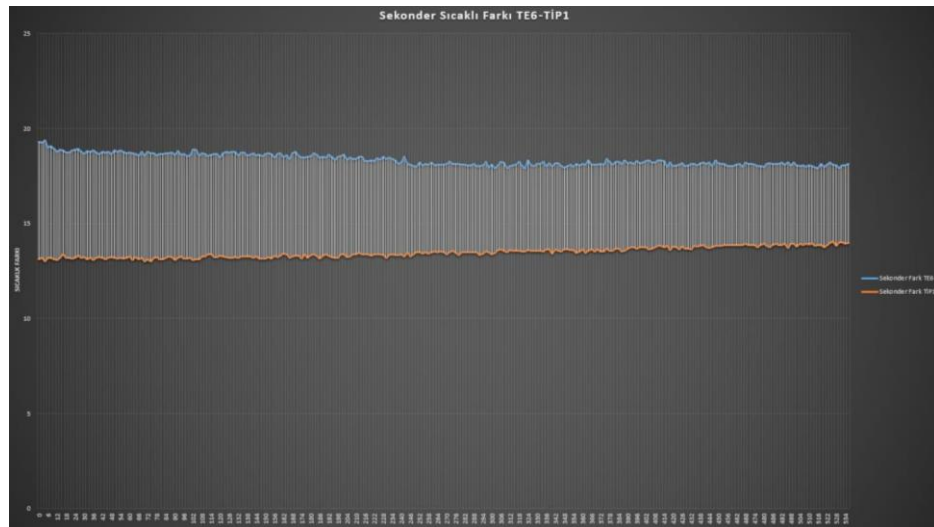
Çıkış Basıncı	1,7 Bar	2,6 Bar
Giriş Sıcaklık	50°C	15 °C
Debi	1,8 m ³ /h	2,0 m ³ /h

Tablo 6.12. Tip-1 test-3 karşılaştırmalı sonuçları

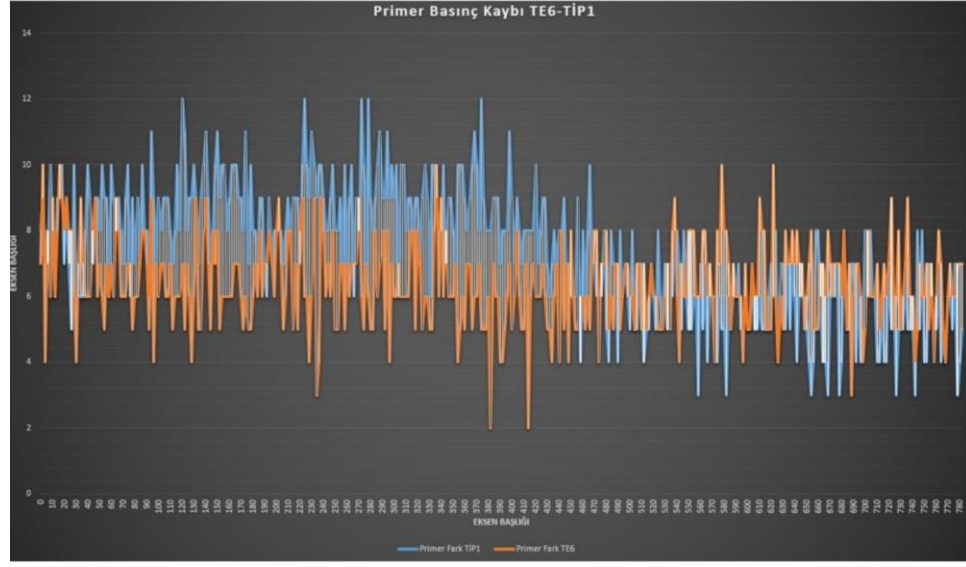
	Özgün Plaka	Standart Plaka	Kazanım (%)
ΔT (°C) Primer	9,580	8,690	10,24
ΔT (°C) Sekonder	18,120	17,240	5,10
ΔP Primer	6,860	7,370	6,92
ΔP Sekonder	4,840	5,350	9,53



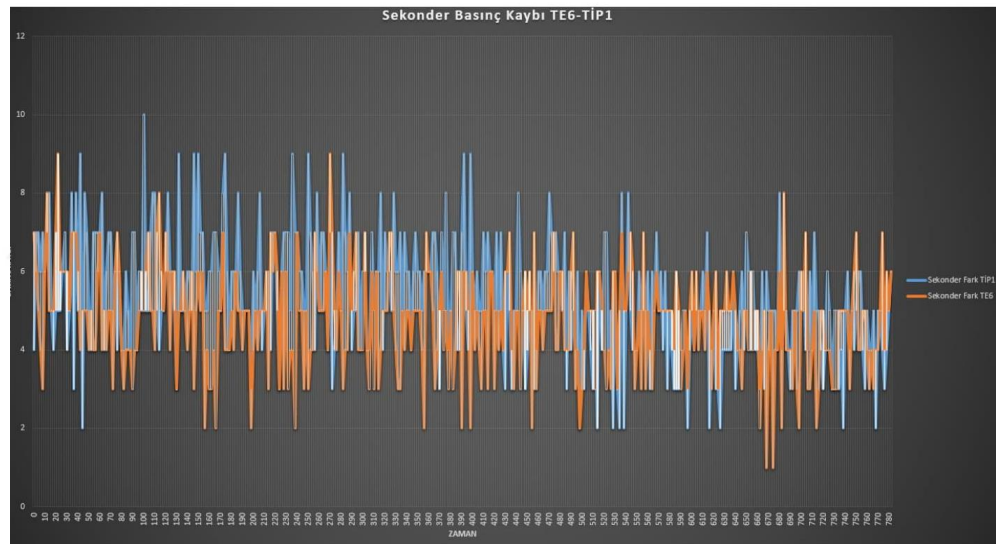
Şekil 6.33. Tip-1 test-3 primer sıcaklık farkı



Şekil 6.34. Tip-1 test-3 sekonder sıcaklık farkı



Şekil 6.35. Tip-1 test-3 primer basınç kaybı



Şekil 6.36. Tip-1 test-3 sekonder basınç kaybı

BÖLÜM 7. SONUÇ-TARTIŞMA

Bu çalışmada ısıtma ve soğutma sektöründe kullanılan plakalı tip ısı değiştirileri incelenmiş, 3 farklı tipte ısı değiştirici plakası örnek alınmış 3 boyutlu parametrik olarak modellenerek bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Standart plakaların termal ve hidrolik performansları Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği yöntemleriyle incelenmiş elde edilen sonuçlar deneysel olarak doğrulanmıştır. Belirlenen 3 plaka üzerinde özgün form çalışmaları yapılmış ısı transfer ve yayılım alanları optimize edilerek 3 farklı özgün tip plakalı ısı değiştiricisi tasarımı yapılmıştır. Yapılan tasarımlar termal ve hidrolik performansları Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği yöntemleriyle incelenmiş üretimi yapılmış ve elde edilen sonuçlar deneysel olarak doğrulanmıştır. Ayrıca üretiminin yapılabilmesi için static analizler yapılmıştır.

Elde edilen sonuçlarla standart ve özgün plakalar termal ve hidrolik özellikleri geliştirilen test düzeneği ile incelenmiştir. Tip-1 için farklı çalışma koşullarına göre %5-10 arasında termal verimi, %4-12 arasında ise hidrolik verimi arttırılmıştır.

Tip-2 için farklı çalışma koşullarına göre %4-14 arasında termal verimi, %3-9 arasında ise hidrolik verimi arttırılmıştır.

Tip-3 için farklı çalışma koşullarına göre %6-9 arasında termal verimi, %4-8 arasında ise hidrolik verimi arttırılmıştır.

Elde edilen sonuçlar incelendiğinde aynı test koşulları altında standart yerine özgün plakalar kullanıldığında daha az plaka ile yeterli ısı transferi sağlandığı buna bağlı olarak basınç kaybının azaldığı belirlenmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Kakaç, S., Liu, H., Pramuanjaroenkij, A., Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design. 3. Baskı. Crc, 2012.
- [2] Genceli, O.F., Isı Değiştiricileri. Birsen Yayınevi, İstanbul, 1999.
- [3] Sharma., Introduction to Computational Fluid Dynamics Development, Application and Analysis. John Wiley, Sons, 2017.
- [4] Blazek, J., Computational Fluid Dynamics Principles and Applications. 3. Baskı, Elsevier, 2015.
- [5] Andersson, B., Andersson R., Hakansson, L., Mortensen. M., Sudiyo, R., Wachem, B., Computational Fluid Dynamics for Engineers. Cambridge University Press, 2012.
- [6] Tu, J., Yeoh, G.H., Liu, C., Computational Fluid Dynamics a Practical Approach. 3. Baskı. Elsevier, 2018.
- [7] Aslam B., M. M., Hayat, N., Bashir, M. H., Khan, A. R., Ahmad, K. N., Khan, S., CFD Applications in Various Heat Exchangers Design: A Review. Applied Thermal Engineering, 32(1), 1–12, 2012.
- [8] Ranganayakulu, C., Seetharamu, K.N., Compact Heat Exchangers – Analysis, Design and Optimization Using FEM and CFD Approach. Wiley, 2018.
- [9] Zhang, Y., Jiang, C., Shou, B., Zhou, W., Zhang, Z., Wang, S., Bai, B., A quantitative energy efficiency evaluation and grading of plate heat exchangers. Energy, 142, 228–233, 2018.
- [10] Kumar, B., Soni, A., Singh, S. N., Effect of geometrical parameters on the performance of chevron type plate heat exchanger. Experimental Thermal and Fluid Science, 91, 126–133, 2018.
- [11] Tomić, M. A., Ayed, S. K., Stevanović, Ž., Đekić, P. S., Živković, P. M., & Vukić, M. V., Perforated plate convective heat transfer analysis. International Journal of Thermal Sciences, 124, 300–306, 2018.

- [12] Zhicheng, Y., Lijun, W., Zhaokuo, Y., Haowen, L., Shape optimization of welded plate heat exchangers based on grey correlation theory. *Applied Thermal Engineering*, 123, 761–769, 2017.
- [13] Samadifar, M., Toghraie, D. Numerical simulation of heat transfer enhancement in a plate-fin heat exchanger using a new type of vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 133, 671–681, 2018.
- [14] Jin, S., Hrnjak, P., Effect of end plates on heat transfer of plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108, 740–748, 2017.
- [15] Yoon, W., Jeong, J. H., Development of a numerical analysis model using a flow network for a plate heat exchanger with consideration of the flow distribution. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 112, 1–17, 2017.
- [16] Zhang, J., Kærn, M.R., Ommen, T., Elmegaard, B., Haglind F., Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R134a, R1234ze(E), R245fa and R1233zd(E) in a plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 128, 136–149, 2019.
- [17] Giurgiu, O., Pleșa, A., Socaciu, L., Plate Heat Exchangers - Flow Analysis through Mini Channels. *Energy Procedia*, 85, 244–251, 2016.
- [18] Guo, Y., Wang, F., Jia, M., Zhang, S., Modeling of plate heat exchanger based on sensitivity analysis and model updating. *Chemical Engineering Research and Design*, 138, 418–432, 2018.
- [19] Chen, T., Wang, J., Peng, W., Flow and heat transfer analyses of a plate-fin heat exchanger in an HTGR. *Annals of Nuclear Energy*, 108, 316–328, 2017.
- [20] Al zahrani, S., Islam, M. S., Xu, F., & Saha, S. C. (2020). Thermal performance investigation in a novel corrugated plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 148, 119095.
- [21] Rincón Tabares, J. S., Perdomo-Hurtado, L., Aragón, J. L., Study of Gasketed-Plate Heat Exchanger Performance Based on Energy Efficiency Indexes. *Applied Thermal Engineering*, 159, 113902, 2019.
- [22] Lee, H., *Thermal Design*. Wiley, Kanada, 2010.
- [23] Thulukkanam, K., *Heat Exchanger Design Handbook*. Crc, 2013.
- [24] Hagen, K.D., *Heat Transfer with Applications*. Prentice-Hall, 1999.

- [25] Fraas, A.P., Heat Exchanger Design. Wiley Sons, 1989
- [26] Boehm, R.E. Desing Analysis of Thermal Systems. Wiley Sons, 1987.
- [27] Çengel,Y., Isı ve Kütle Transferi Pratık Bir Yaklaşım. 3. Baskı, Güven Bilimsel, İzmir, 2011.
- [28] Çengel,Y., Ghajar, A.J. Heat and Mass Transfer Fundamentals, Applications 5. Baskı, Mcgraw Hill Education, 2015.
- [29] Geankoplis, C.J. Taşınma Süreçleri ve Ayırma Süreci İlkeleri. 4.Baskı, Güven Bilimsel, 2011.
- [30] Wang, L. Sunden, B. , Manglik, R. M. Plate Heat Exchangers Design, Applications and Performance. Wit, 2007.
- [31] Singh, R.P. , Heldman D.R. Gıda Mühendisliğine Giriş. 5. Baskı, Nobel, 2015.
- [32] Abu-Khader, M. M., Plate heat exchangers: Recent advances. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16(4), 1883–1891, 2012.
- [33] Versteeg, H.K., Malalasekera W., An Introduction to Computational Fluid Dynamics The Finite Volume Method. 2. Baskı, Pearson, 2007.
- [34] Lewis, R. W.,Morgan, K., Thomas, H.R. , Seetharamu, K.N., The Finite Element Method with Heat Transfer Analysis. Wiley Sons, 1994.
- [35] Löhner, R., Applied Computational Fluid Dynamics Techniques an Introduction Based on Finite Element Methods. 2. Baskı, John Wiley Sons, 2008.

ÖZGEÇMİŞ

Murat Şahin, İlköğremini İstanbul’da, orta öğrenimini Bursa’da tamamladı. 2011 yılında Bursa Öğretmen Eyüp Topçu Anadolu Lisesi’nden mezun oldu. 2011 yılında başladığı Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nü 2015 yılında bitirdi.2015 yılında Sakarya Üniversitesi İmalat Mühendisliği yüksek lisansına başladı. Aynı zamanda Sakarya Üniversitesi Teknokent bünyesindeki team-SAN firmasında Ar-Ge mühendisi olarak görev aldı. 2017 yılında İmalat mühendisliği yüksek lisans programında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği – Eneji anabilim dalı yüksek lisans programına geçiş yaptı.2019 yılında team-SAN firmasından ayrılarak, Tanpera Teknoloji firmasında Ar-Ge müdürü olarak çalışmaya başladı. Halen Tanpera Teknoloji firmasında Ar-Ge müdürü olarak görev yapmaktadır.