

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**S-CO2 GÜÇ SİSTEMLERİNDEKİ MİKRO KANALLI KOMPAKT ISI
DEĞİŞTİRİCİLERİN NUMERİK VE DENEYSEL ANALİZLERİ**

Feyyaz ARSLAN

DOKTORA TEZİ

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı

Danışman

Doç. Dr. Bülent GÜZEL

Haziran, 2021

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

S-CO2 GÜÇ SİSTEMLERİNDEKİ MİKRO KANALLI KOMPAKT ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN NUMERİK VE DENEYSEL ANALİZLERİ

Feyyaz ARSLAN tarafından hazırlanan tez çalışması 23.06.2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Bülent GÜZEL

New York Institute of Technology
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Bülent GÜZEL

New York Institute of Technology

Prof. Dr. Yasin ÜST, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail EKMEKÇİ, Üye

İstanbul Ticaret Üniversitesi

Prof. Dr. Seyfettin BAYRAKTAR, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL, Üye

İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Doç. Dr. Bülent GÜZEL sorumluluğunda tarafımca hazırlanan “s-CO₂ Güç Sistemlerindeki Mikro Kanallı Kompakt Isı Değıştiricilerin Numerik ve Deneysel Analizleri” başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğere kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Feyyaz ARSLAN

İmza

Aileme
ve
biricik Mina'ya

TEŐEKKÜR

Tez çalışmam esnasında yardımlarını esirgemeyen, her konuda desteğini aldığım Yök. Müh. Veysi BAŐHAN kardeŐime, Dr. Emrah GÜMÜŞ'e, Yök. Müh. Tayfun ERKINACI kardeŐime, yapısal analizlerde yardım eden Talha Ensar BAŐ'a, HAD analizlerinde destek aldığım Önder YILMAZ'A, İdealab A.Ő. bünyesinde yapılan TÜBİTAK 1507-KOBİ AR-GE BAŞLANGIÇ DESTEK PROGRAMI 7160836 numaralı proje kapsamında destek veren, baŐta Edip SEVINÇER olmak üzere tüm personele, ilgisini eksik etmeyen Prof. Dr. İsmail EKMEKÇİ'ye, doktora tez danışmanım Doç. Dr. Bülent GÜZEL'e, aileme ve beni her zaman mutlu eden biricik yeğenim Mina'ya teŐekkür ederim.

Feyyaz ARSLAN

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
TABLO LİSTESİ	xiii
ÖZET	xv
ABSTRACT	xvii
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
1.1.1 Kompakt Isı Değiştiriciler ve Çeşitleri.....	1
1.1.2 Kompakt Isı Değiştiricilerin Isıl Performansının İncelenmesi.....	11
1.1.3 Kompakt Isı Değiştiricilerin Güç Çevrimlerinde Kullanımı.....	33
1.1.4 Kompakt Isı Değiştiricilerde Malzemeler ve İmalat Teknolojileri	40
1.1.5 Kompakt Isı Değiştiriciler Üzerine Alınmış Patentler	46
1.1.6 Literatür Taramasının Değerlendirmesi	50
1.2 Tezin Amacı.....	51
1.3 Hipotez.....	52
2 PCHE ÖN TASARIMI	53
2.1 Reküperatif s-CO ₂ Brayton Çevrimine Göre Çalışan WHRS	53
2.2 PCHE Ön Tasarımı için Matematik Model ve Denklemler.....	55
2.3 PCHE Ön Tasarımı için Termal-Hidrolik Analiz Sonuçları.....	56
2.4 PCHE Ön Tasarımı için Termal-Hidrolik HAD Analizleri.....	58
2.5 PCHE Ön Tasarımının Sonlu Elemanlar Analizlerinin Sonuçları	68
3 PCHE KRİTİK TASARIMI	77
3.1 PCHE Kritik Tasarımı için Matematik Model ve Denklemler	77
3.1.1 Mekanik Tasarım Matematik Modeli ve Denklemleri.....	78
3.1.2 Termal-Hidrolik Performans Analizi için Matematik Model ve Denklemler	80

3.1.3 Kritik Tasarımda HAD Analiz Yöntemi.....	82
3.1.4 Kritik Tasarımda PCHE Sonlu Elemanlar Analiz Yöntemi	84
3.2 PCHE Kritik Tasarımı Sonuçları	89
3.2.1 Mekanik Tasarım Sonuçları	89
3.2.2 Termal-Hidrolik Performans Analizlerinin Sonuçları	90
3.2.3 PCHE HAD Analizlerinin Sonuçları	93
3.2.4 PCHE Sonlu Elemanlar Analizlerinin Sonuçları.....	100
4 PCHE İÇİN MALZEME SEÇİMİ VE İMALAT TEKNOJİLERİ	103
4.1 PCHE'nin İmalatında Kullanılacak 316-316L Malzemesinin Özellikleri .	103
4.2 PCHE İmalatında Kullanılan Birleştirme Yöntemleri.....	104
4.2.1 Difüzyonla Bağlama.....	104
4.2.2 Sert Lehim (Brazing).....	105
4.2.3 Kaynak (Welding).....	105
4.3 PCHE'nin İmalatı.....	105
5 ÜRETİLEN PCHE'NİN PERFORMANSININ DENEYSEL İNCELENMESİ	110
5.1 Test Düzenineğinin Çalışma Prensipleri ve Ekipmanların Tanıtımı.....	110
5.1.1 Test Düzenineği Ekipmanlarının Özellikleri.....	112
5.1.2 PCHE Test Düzenineği Veri Toplama Ekipmanları	115
5.1.3 Veri Toplama Ekipmanlarının Elektriksel Bağlantıları.....	116
5.1.4 Veri Toplama Yazılımı	117
5.1.5 PCHE Test Düzenineği Elektrik Kumanda Şeması.....	117
5.2 Deney Düzenineği Ekipmanlarının Kalibrasyonu ve Montajı	118
5.2.1 Hidrostatik Basınç Testleri.....	118
5.2.2 Basınç Emniyet Valflerinin Kalibrasyonu	120
5.2.3 Deney Düzenineği Ekipmanlarının Montajı	120
5.2.4 PCHE'nin Sızıntı Kontrolü için Kabarcık Testi	123
5.3 Deneysel Termal-Hidrolik Performans Analizi Sonuçları.....	123
6 SONUÇ VE ÖNERİLER	128
KAYNAKÇA	130
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	139

SİMGE LİSTESİ

σ	Akma Gerilmesi
I	Atalet Momenti
P	Basınç
s	Birim Kütle için Entropi
\dot{q}	Birim Kütle için Isı Transferi
E	Birleştirme Faktörü
L	Boy
D	Çap
α	Dikdörtgen Kap Parametresi
b	Dikdörtgenin Kısa Kenarı
H	Entalpi, Kanal Derinliği, Yükseklik
ε	Etkinlik, Yüzey Pürüzlülüğü
S	Gerilme
p	Hatve
\dot{Q}	Isı Transferi Miktarı
NTU	Transfer Birimi Sayısı
t	Kalınlık
h	Kanal Genişliği
K	Kap Parametresi
β	Kompaktlık
m	Kütle
\dot{m}	Kütlesel Debi
Nu	Nusselt Sayısı
C	Özgül Isı
Pr	Prandtl Sayısı
Re	Reynolds Sayısı
T	Sıcaklık
f	Sürtünme Faktörü

Alt indisler

n	Alt-Isı Değiştirici Sayısı
ç	Çıkan
f	Fin
g	Giren
h	Hidrolik
N	Kısa Tarafın Ortası, Sayı
Q	Köşe
m	Membran
p	Plaka
r	Rekuperatör
o	Serbest Yüzey
H	Sıcak
C	Soğuk
M	Uzun Tarafın Ortası

KISALTIMA LİSTESİ

ANL	Argonne Ulusal Laboratuvarı
ASME	Amerikan Makine Mühendisleri Odası
BPVC	Basınçlı Kapların İmalatı için Kurallar
CHE	Kompakt Isı Değiştiriciler
F	Faz
G	Gaz
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
IGBT	Yalıtılmış Geçişli Bipolar Transistör
KAIST	Kore Yüksek Bilim ve Teknoloji Enstitüsü
PCHE	Baskılı Devre Isı Değiştirici
PFHE	Plakalı Finli Isı Değiştirici
PPI	Gözeneklilik
r	Yarıçap
RANS	Reynolds Ortalama Navier-Stokes
S	Sıvı
s-CO ₂	Süperkritik Karbondioksit
SS	Paslanmaz Çelik
SST	Kayma Gerilmesi Taşınımı
TKE	Türbülans Kinetik Enerjisi
WHRS	Atık Isı Geri Kazanım Sistemi
η	Verim

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Alüminyum köpüğün kullanıldığı ısı değiştirici temsili görünümü.....	3
Şekil 1.2	Isı değiştirici çekirdeği ve dalgalı kanal formunun temsili görünümü	4
Şekil 1.3	Mikro-tüp düzenlemesi.....	5
Şekil 1.4	Rekuperatör tüp demeti kesit görünümü	7
Şekil 1.5	Isı değiştiricinin alt ısı değiştiricilere ayrılması.....	9
Şekil 1.6	Plakalı kanatlı tip rekuperatör yüzeyi örneği	10
Şekil 1.7	PCHE test düzeneğinin şematik gösterimi	29
Şekil 1.8	Kanat diziliminin geometrik parametreleri.....	31
Şekil 1.9	STAR-LM s-CO ₂ kademeli sıkıştırılmalı Brayton güç çevrimi.....	33
Şekil 1.10	Ön ve ara soğutmalı Helyum Brayton güç çevrimi diyagramı	34
Şekil 1.11	Ön ve ara soğutmalı, kademeli sıkıştırılmalı Helyum Brayton çevrimi....	34
Şekil 1.12	Tasarlanan s-CO ₂ çevrim deney düzeneği şeması.....	37
Şekil 1.13	Tasarlanan ters akışlı ısı değiştirici kesit resmi.....	37
Şekil 2.1	WHRS çevrim modeli şematik gösterimi	53
Şekil 2.2	Analizleri yapılan ısı değiştiricisi geometrisi.....	58
Şekil 2.3	PCHE ağ yapısı	59
Şekil 2.4	PCHE’de sıcaklık dağılımı	60
Şekil 2.5	PCHE’de soğuk kanalda sıcaklık dağılımı	61
Şekil 2.6	PCHE’de sıcak kanalda sıcaklık dağılımı	61
Şekil 2.7	PCHE’de katı malzeme üzerindeki sıcaklık dağılımı	62
Şekil 2.8	PCHE’de soğuk kanal üzerindeki basınç düşüşü	62
Şekil 2.9	PCHE’de sıcak kanal üzerindeki basınç düşüşü	63
Şekil 2.10	PCHE’de akış çizgileri	63
Şekil 2.11	PCHE’de sıcak ve soğuk kanallardaki hız dağılımı.....	64
Şekil 2.12	PCHE’de sıcak ve soğuk kanallardaki Reynolds sayısı dağılımı	64
Şekil 2.13	PCHE’de sıcak ve soğuk kanaldaki akışkan yoğunluk dağılımı	65
Şekil 2.14	PCHE’de sıcak ve soğuk kanallardaki C _p dağılımı.....	66
Şekil 2.15	PCHE’de sıcak ve soğuk katı ara yüzeyindeki ısı transfer katsayısı	66
Şekil 2.16	PCHE’de sıcak ve soğuk kanallardaki TKE dağılımı	67
Şekil 2.17	PCHE ön tasarım yapısal modeli.....	69

Şekil 2.18 PCHE ağ yapısı	70
Şekil 2.19 PCHE çalışma koşulları basınç yükü	71
Şekil 2.20 PCHE test koşulları basınç yükü	71
Şekil 2.21 PCHE Model-1 tekil gerilme dağılımı (çalışma koşulları).....	72
Şekil 2.22 PCHE Model-1 Von-Mises gerilme dağılımı (çalışma koşulları)	73
Şekil 2.23 PCHE Model-2 tekil gerilme dağılımı (çalışma koşulları).....	73
Şekil 2.24 PCHE Model-2 Von-Mises gerilme dağılımı (çalışma koşulları)	74
Şekil 2.25 PCHE Model-1 tekil gerilme dağılımı (test koşulları).....	75
Şekil 2.26 PCHE Model-1 Von-Mises gerilme dağılımı (test koşulları)	75
Şekil 2.27 PCHE Model-2 tekil gerilme dağılımı (test koşulları).....	76
Şekil 2.28 PCHE Model-2 Von-Mises gerilme dağılımı (test koşulları)	76
Şekil 3.1 Dikdörtgen en kesitli basınç kapları için boyutlar.....	78
Şekil 3.2 SS316-316L için sıcaklığa bağlı Maksimum müsaade edilebilir gerilme.	80
Şekil 3.3 Alt-ısı değiştirici modeli	81
Şekil 3.4 Kompakt ısı değiştiricisi analiz geometrisi.....	83
Şekil 3.5 Kompakt ısı değiştiricisi ağ yapısı.....	83
Şekil 3.6 Kompakt ısı değiştiricisi sınır tabaka ağ yapısı.....	83
Şekil 3.7 PCHE'nin geometrik detayları	85
Şekil 3.8 Kanal geometrisi analizleri sınır koşulları geometrik gösterimi.....	85
Şekil 3.9 Ağ yapısı	86
Şekil 3.10 Kanal duvarı üzerinde gerilme dağılımının gösterimi	87
Şekil 3.11 Port geometrisi sınır koşullarının geometrik gösterimi.....	87
Şekil 3.12 Port geometrisi ağ yapısı.....	88
Şekil 3.13 Port geometrisi üzerinde "Path" görünümü.....	88
Şekil 3.14 PCHE'de sıcaklık ve toplam basınç düşüşünün değişimi	91
Şekil 3.15 Sıcak taraflar için sıcaklık ve basınç düşüşleri	92
Şekil 3.16 Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişimi	92
Şekil 3.17 PCHE'de Reynolds sayısının ve yoğunluğunun değişimi	93
Şekil 3.18 s-CO ₂ – s-CO ₂ akışkanlı ısı değiştiricide sıcaklık dağılımı	94
Şekil 3.19 s-CO ₂ – s-CO ₂ akışkanlı PCHE'de soğuk kanaldaki sıcaklık dağılımı	94
Şekil 3.20 s-CO ₂ – s-CO ₂ akışkanlı PCHE'de sıcak kanaldaki sıcaklık dağılımı	95
Şekil 3.21 s-CO ₂ – s-CO ₂ akışkanlı PCHE katı malzemesindeki sıcaklık dağılımı	95
Şekil 3.22 s-CO ₂ – s-CO ₂ akışkanlı PCHE'de soğuk kanaldaki basınç düşüşü.....	96

Şekil 3.23 s-CO ₂ – s-CO ₂ akışkanlı PCHE’de sıcak kanaldaki basınç düşüşü	96
Şekil 3.24 s-CO ₂ – H ₂ O akışkanlı PCHE’de sıcaklık dağılımı	97
Şekil 3.25 s-CO ₂ – H ₂ O PCHE’de soğuk kanaldaki sıcaklık dağılımı	97
Şekil 3.26 s-CO ₂ – H ₂ O PCHE’de sıcak kanaldaki sıcaklık dağılımı	98
Şekil 3.27 s-CO ₂ – H ₂ O PCHE’nin katı malzemesindeki sıcaklık dağılımı	98
Şekil 3.28 s-CO ₂ – H ₂ O PCHE’de soğuk kanaldaki basınç düşüşü.....	99
Şekil 3.29 s-CO ₂ – H ₂ O PCHE’de sıcak kanaldaki basınç düşüşü	99
Şekil 3.30 Termal analiz sonucunda sıcaklık dağılımı [°C].....	100
Şekil 3.31 Hidrostatik test koşullarında gerilme dağılımı	100
Şekil 3.32 Tasarım koşullarında gerilme dağılımı.....	101
Şekil 3.33 Port geometrisi termal analiz sonuçları [°C].....	101
Şekil 3.34 Port gerilme dağılımları	102
Şekil 4.1 Kimyasal aşındırma ile kanalların açıldığı PCHE plakaları	106
Şekil 4.2 Kimyasal aşındırma neticesinde elde edilen kanallar	106
Şekil 4.3 Plakalar ve dolgu malzemesi.....	107
Şekil 4.4 Plakalar ve ağırlıkların dizilimi	107
Şekil 4.5 PCHE’nin fırınlanması	108
Şekil 4.6 Difüzyonla bağlama esnasında vakum fırınında sıcaklık ve basınçlar....	108
Şekil 4.7 Difüzyonla bağlama yöntemi ile imal edilen PCHE.....	109
Şekil 5.1 PCHE termal-hidrolik test düzeneği devre şeması	111
Şekil 5.2 PCHE test düzeneği 3D modeli	114
Şekil 5.3 Laboratuvara kurulumu yapılmış PCHE test düzeneği.....	115
Şekil 5.4 Veri toplama sistemi elektriksel bağlantıları	116
Şekil 5.5 Veri toplama sistemi ekran görüntüsü	117
Şekil 5.6 PCHE test düzeneği elektrik kumanda devresi	118
Şekil 5.7 MP 1247 Motopomp su pompası.....	118
Şekil 5.8 Hidrostatik basınç test düzeneği	119
Şekil 5.9 Hidrostatik basınç testleri	119
Şekil 5.10 Basınç emniyet valflerinin kalibrasyonu.....	120
Şekil 5.11 PCHE deney düzeneği.....	120
Şekil 5.12 H ₂ O devresinin ekipmanları ve montajı	121
Şekil 5.13 By-pass hattı ve tahliye bağlantısı	121
Şekil 5.14 CO ₂ devresinin ekipmanları ve montajı.....	122

Şekil 5.15 Deney düzeneği kontrol ve veri toplama ünitesi.....	122
Şekil 5.16 PCHE kabarcık testi	123
Şekil 5.17 PCHE'nin giriş ve çıkışlarındaki sıcaklıklar	124
Şekil 5.18 PCHE'de ısı yüklerin ve etkinliğin zamana bağlı değişimi.....	124
Şekil 5.19 Üç farklı deneyden elde edilen ısı yük verilerinin karşılaştırılması	126
Şekil 5.20 Isıl yükler ve etkinlik için iki deney arasındaki hata oranları.....	126

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Farklı tipte ısı değiştiricilerin çalışma şartları	6
Tablo 1.2 Kompakt ısı değiştiricilerin çalışma koşulları	12
Tablo 2.1 s-CO ₂ ısı geri kazanımlı Brayton evriminin çalışma koşulları	54
Tablo 2.2 Isı değiştirici teknik isterleri	54
Tablo 2.3 Sürtünme faktörü korelasyonları.....	55
Tablo 2.4 Nusselt korelasyonları	56
Tablo 2.5 Geometrik özellikler	56
Tablo 2.6 Farklı korelasyonlara ve HAD analizine göre PCHE sıcaklıkları	56
Tablo 2.7 Farklı korelasyonlara ve HAD analizine göre PCHE basınçları	57
Tablo 2.8 Farklı korelasyonlara göre çıkış sıcaklıklarının HAD analizinden farkı.	57
Tablo 2.9 25 kW ısı yük için kanal çapına göre ısı değiştiricisi geometrileri	57
Tablo 2.10 Ağ yapısı bilgileri	59
Tablo 2.11 Sınır koşulu bilgileri	60
Tablo 2.12 HAD analizleri ve ön tasarım sonuçlarının değerlendirmesi	67
Tablo 2.13 PCHE için geometrik detaylar	68
Tablo 2.14 316L Genel özellikleri (oda sıcaklığında).....	68
Tablo 2.15 316L sıcaklığa bağlı mekanik özellikler	68
Tablo 2.16 PCHE yapısal analizi için ağ yapısı detayları	69
Tablo 3.1 Ağ yapısı bilgileri	83
Tablo 3.2 Sınır koşulu bilgileri	84
Tablo 3.3 PCHE kanal ölçüleri	85
Tablo 3.4 Kanal geometrisi termo-mekanik analiz sınır koşulları	85
Tablo 3.5 Kanal geometrisi yapısal analiz sınır koşulları.....	86
Tablo 3.6 Kanal geometrisi ağ yapısı detayları.....	86
Tablo 3.7 Port geometrisi termo-mekanik analiz sınır koşulları.....	87
Tablo 3.8 Port geometrisi yapısal analiz sınır koşulları.....	88
Tablo 3.9 Port geometrisi ağ yapısı detayları.....	88
Tablo 3.10 Mekanik dayanım için gerekli kalınlıklar	89
Tablo 3.11 Isı değiştirici çekirdeğinin geometrik özellikleri.....	89
Tablo 3.12 Termal-hidrolik performans analizlerinin sonuçları.....	90

Tablo 3.13 PCHE'deki alt-ısı değiştiricilerde sıcaklık ve basıncın değişimi.....	90
Tablo 3.14 s-CO ₂ – H ₂ O PCHE'de sıcaklık ve basınç değişimi	91
Tablo 3.15 HAD ve numerik analizlerin sonuçlarının değerlendirmesi	99
Tablo 4.1 316-316L genel özellikleri (oda sıcaklığında)	103
Tablo 4.2 316-316L sıcaklığa bağlı mekanik zellikler	104
Tablo 4.3 ASME 316-316L sıcaklığa bağlı emniyet gerilmeleri	104
Tablo 5.1 Veri toplama sistemi bileşenleri ve zellikleri	115
Tablo 5.2 Deney düzeneği bileşenlerinin hidrostatik test basınçları.....	119
Tablo 5.3 PCHE deneysel çalışmasının sonuçları.....	125
Tablo 5.4 Deneylerdeki ısıl yük ve etkinlikler arasındaki hata oranları.....	127

s-CO₂ Güç Sistemlerindeki Mikro Kanallı Kompakt Isı Değişiricilerin Numerik ve Deneysel Analizleri

Feyyaz ARSLAN

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Danışman: Doç. Dr. Bülent GÜZEL

Süper kritik karbondioksit (s-CO₂) güç çevrimleri, geleneksel buhar Rankine çevrimlerine kıyasla yüksek termal verimlilikleri ve güç yoğunlukları nedeniyle tercih edilir. Bu tez çalışmasında, s-CO₂ reküperatif Brayton çevrimi ile çalışan bir atık ısı geri kazanım sistemi (WHRS) tasarlanmış, bu sistemin önemli bir bileşeni olan baskılı devre ısı değiştirici (PCHE) reküperatörü numerik, HAD ve sonlu elemanlar metotları kullanılarak geliştirilmiş ve performansı deneysel metotlarla analiz edilmiştir.

Bu kapsamda; öncelikle, önerilen PCHE'nin termal-hidrolik ve yapısal analizleri numerik olarak yapılmıştır. Bir önceki alt-ısı değiştiricinin çıktısını bir sonrakinin girdisi olarak kullanan alt-ısı değiştirici modeli, numerik termal-hidrolik tasarımda baskılı devre ısı değiştiricisini alt bölümlere ayırarak uygulanmıştır. Ardından, önerilen tasarımın akış analizleri ve güvenilirliği HAD ve sonlu elemanlar metotları ile kontrol edilip nihai tasarım şekillendirilmiştir.

Yapılan analizler sonucunda; üretilmesi planlanan bir PCHE, ASME Basınçlı Kapların İmalatı için Kurallara (BPVC) uygun olarak tasarlanıp imal edilmiştir. Üretilen 25 kW'lık baskılı devre ısı değiştirici, 1 mm fin kalınlığı ve 1.5 mm plaka kalınlığı ile

birlikte 1000 m²/m³'lük kompaktlık değerine ulaşmıştır. Üretilen PCHE, YTÜ Merkez Laboratuvarı'nda kurulu kompakt ısı değiştirici test düzeneğine monte edilip planlanan deneyler yapılmıştır. Deneyler; bu test düzeneğinde, yüksek basınçlardaki s-CO₂ akışkanı ile yapılmıştır. Deneysel ve numerik analizlerin sonuçları birbirleri ile uyumlu çıkmış, ısı yükler ile etkinlik değerleri arasındaki maksimum farklar sırasıyla %4.9 ve %5.4 olarak gerçekteşmiştir. Genel ısı transfer katsayıları arasındaki fark ise %1.2 seviyelerinde kalmıştır. Bu çalışma ile alt-ısı değiştirici modelinin diğer tasarım yöntemlerine göre yüksek doğruluk oranlarında PCHE tasarımları sağladığı gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Süperkritik, PCHE reküperatör, termal-hidrolik analiz, alt-ısı değiştirici, kompakt ısı değiştirici

Numerical and Experimental Analysis of Micro-Channel Compact Heat Exchangers in s-CO₂ Power Systems

Feyyaz ARSLAN

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Bülent GÜZEL

Supercritical carbon dioxide (s-CO₂) power cycles are mostly preferred due to their high thermal efficiency and power density in comparison to the conventional steam Rankine cycles. In this thesis, a waste heat recovery system (WHRS) operating with s-CO₂ recuperative Brayton cycle was designed, the printed circuit heat exchanger (PCHE) recuperator, which is an important component of this system, was developed using numerical, CFD, finite element methods and its thermal-hydraulic performance has been analysed with experimental methods.

Within this scope; firstly, thermal-hydraulic and structural analyses of a proposed PCHE were performed numerically. The sub-heat exchanger model, which uses the output of the previous sub-heat exchanger as the input of the next, is applied by subdividing the PCHE in numerical thermal-hydraulic design. Then, the flow analysis and reliability of the proposed PCHE were checked with CFD and finite element methods, and the design of the PCHE was finalized.

From the results of all these analyses, a heat exchanger is structurally designed and fabricated in compliance with ASME BPVC rules. The fabricated 25 kW-PCHE has reached a compactness value of 1000 m²/m³ with a fin thickness of 1 mm and a plate

thickness of 1.5 mm. The fabricated PCHE was mounted on the compact heat exchanger test setup established in YTU Central Laboratory and the planned experiments were performed. The experiments were performed with s-CO₂ operating at high pressures. The results of experimental and numerical analysis are in good agreement. The maximum differences between heat loads and effectiveness values are 4.9% and 5.4%, respectively. The maximum difference between the overall heat transfer coefficients is 1.2%. It is shown that using the sub-heat exchanger model provides highly accurate PCHE designs compared to other design methods.

Keywords: Supercritical, PCHE recuperator, thermal-hydraulic analysis, sub-heat exchanger, compact heat exchanger

1.1 Literatür Özeti

Bu tez çalışması kapsamında ilk olarak süperkritik CO₂ (s-CO₂) çevrimleri için yüksek performanslı kompakt ısı değiştirici geliştirilmesi konusunda geniş bir literatür taraması yapılmıştır.

Isı değiştiriciler akışkanlar arasında ısının aktarılmasını sağlayan araçlardır. Isıtma, soğutma, iklimlendirme, güç üretim sistemleri, kimya endüstrisi, imalat sanayii gibi pek çok alanda ısı değiştiriciler kullanılmaktadır. Birçok sistemde kullanılan ısı değiştiricilerin tipleri de farklılık göstermektedir.

Aynı ısı yük için; kompakt ısı değiştiriciler, geleneksel ısı değiştiricilere göre çok daha düşük hacimlidirler. Isı değiştiricilerin kompaktlığı yüzey alanı yoğunluğu veya ısı değiştiricisi alan hacim oranı ile belirlenir. Kompakt ısı değiştiricilerde bu oran yüksek değerler alır.

Havacılık ve uzay sanayi, ulaşım araçları, denizcilik, enerji, nükleer ve diğer sektörlerdeki gelişmeler kompakt ısı değiştiricilerin termal sistemlerde kullanılmasına yönelik araştırmaların hızla artmasını sağlamışlardır. Kompakt ısı değiştiricilere olan ihtiyaç her geçen gün artmaya devam etmektedir. Bu alanda yapılmış çalışmalar incelendiğinde, araştırmaların yaklaşık 30 yıl kadar önce ivme kazandığı görülmektedir. Yapılan çalışmaların yıllara göre dağılımına da bakılırsa, son yıllarda bu alandaki çalışmaların en üst seviyeye gelmiş olduğu görülür. Bu bölümde kompakt ısı değiştiriciler alanında yapılan eski çalışmaların yanı sıra çoğunlukla güncel çalışmalara yer verilmiştir. Kompakt ısı değiştiriciler üzerine farklı alanlarda çok fazla çalışma yapılması nedeniyle, literatür özetinin daha rahat takip edilebilmesi adına bu bölüm 6 alt başlık altında incelenmiştir.

1.1.1 Kompakt Isı Değiştiriciler ve Çeşitleri

Kompakt ısı değiştiriciler geniş alan yoğunluğuna sahip ekipmanlardır. Alan yoğunluğu, ısı transferi yüzey alanının ısı değiştiricinin hacmine oranı ile bulunmaktadır. Geleneksel gövde boru tipli ısı değiştiricilere göre çok daha küçük hacimlere ve yüksek verimliliğe sahip, yüksek alan yoğunluklu kompakt ısı

değiştiricilerde küçük hidrolik çaplar kullanılmaktadır. Kompakt ısı değiştirici alan yoğunluğu $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'ten büyük ve hidrolik çapın $D_h \leq 6 \text{ mm}$ olduğu ve en azından bir akışkanın gaz olduğu ekipmanlardır. Gövde boru tipli ısı değiştiricilerin alan yoğunluğu genellikle $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'ten küçüktür. En yüksek kompaktlığa sahip ısı değiştiricilerinden biri insan akciğeridir. İnsan akciğerinin alan yoğunluğu $17500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ civarlarındadır ve bu 0.19 mm tüp çapına eşdeğerdir. Alan yoğunluğu $15500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'ten büyük veya hidrolik çapı $1 \text{ }\mu\text{m} \leq D_h \leq 100 \text{ }\mu\text{m}$ olan insan akciğerine benzer bazı ısı değiştiriciler üzerine çalışmalar devam etmektedir [1].

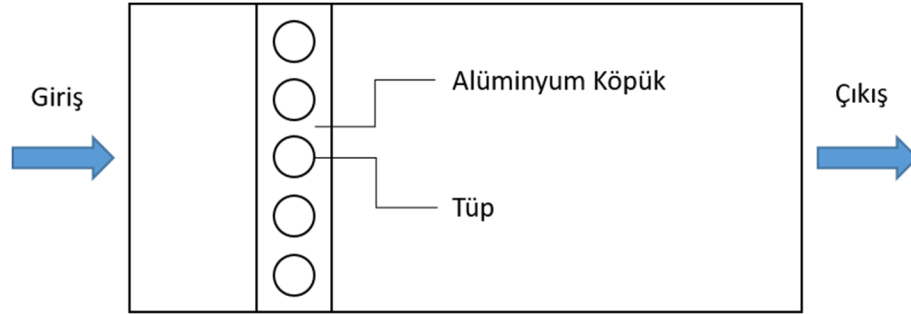
Küçük hidrolik çaplı kanalların iki temel etkisi bulunmaktadır. Birincisi Reynolds sayısının tanımı gereği düşük hidrolik çaplardan kaynaklanan laminar akış eğilimidir. İkincisi ise yüksek basınç düşüşüdür. Bu bölümde bu etkiler detaylı olarak incelenecektir.

Günümüzde kompakt ısı değiştiriciler yaygın olarak kullanılmaktadır ve birçok uygulama alanına sahiptir. Kompakt ısı değiştiricileri ve yeni tasarımları geliştirmek üzere laboratuvar çalışmaları devam etmektedir. Enerji verimliliği, finansal gereklilikler, düşük alan ve/veya hacim ihtiyacı ve bunun gibi sebepler kompakt ısı değiştiricileri gerekli kılmaktadır. Özellikle yüksek sıcaklık ve yüksek basınçlarda çalışan sistemlerde kompakt ısı değiştiricilere ihtiyaç duyulmaktadır.

Bu bölümde kompakt ısı değiştiriciler ile ilgili literatürde bulunan çeşitli uygulamalardan örnekler verilecek olup mikro-tüplü, kanatlı plakalı ve baskılı devre ısı değiştiriciler (PCHE) sonraki bölümlerde incelenecektir.

Buonomo vd. alışmalarında, alüminyum köpüğün kullanıldığı kompakt ısı değiştirici üzerine numerik analizler yapmışlardır. Yönetici denklemler iki boyutlu kararlı hal rejiminde özölmüştür. Termal dengede olmayan sistem (katı fazın ve akışkan fazın sıcaklıkları arasındaki farkın büyük olduğu durum) modeli kullanılmıştır. Araştırmadaki geometri alüminyum köpükten yapılmış bir plaka ve tek sıra 5 dairesel tüpten oluşmaktadır (şekil 1.1). Köpüğün gözeneklilik değeri 0.93'tür. Termal dengede olmayan sistem modeli metal köpük ve hava arasındaki ısı transferini incelemek için kullanılmıştır. Verilen tüp yüzey sıcaklıklarında farklı hava debileri için analizler yapılmıştır. Sonuçlar kısmında yerel ısı transferi katsayısı ve tüp yüzeyindeki Nusselt sayısı verilmiştir. Küçük kesitlerdeki hız profili ve hava sıcaklığı iki ardışık tüp arasında Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak

verilmiştir. Performans değerlendirme kısmında ise metal köpüğün etkinliği değerlendirilmiştir. Sonuçlar çapraz akışlı bir tüpte ısı transferi oranının metal köpük kullanılarak artırılabilceğini göstermektedir. Isı transferi oranı artarken basınç düşüşü miktarında da artış görülmüştür. Yazarların gelecek çalışmalarla ilgili düşünceleri tüp yüzeyi ile metal köpük arasındaki ısı temas direncini incelemek ve metal köpük içindeki büyük basınç düşüşünün üstesinden gelmek için araştırma yapmaktır [2].

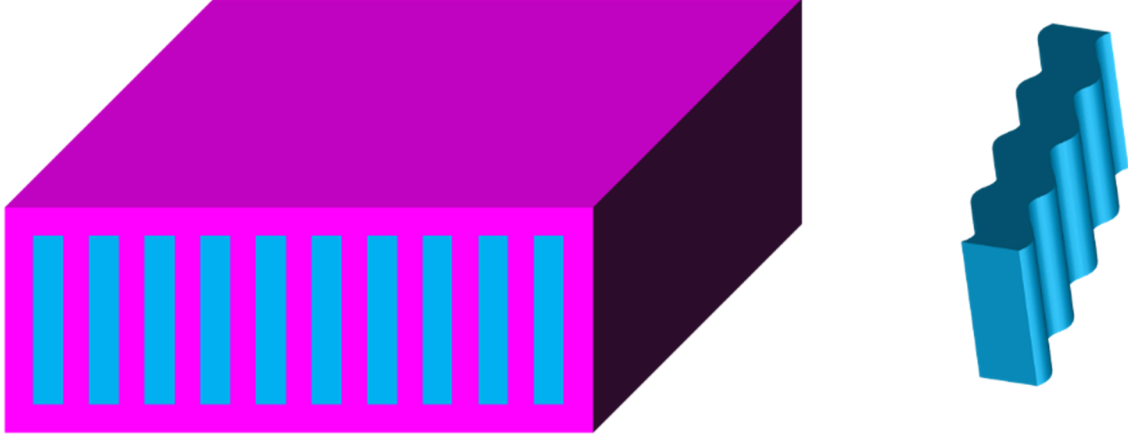


Şekil 1.1 Alüminyum köpüğün kullanıldığı ısı değıştirici temsili görünümü

Alüminyum köpük plakalar ve tek sıra 5 dairesel tüpten oluşan kompakt ısı değıştirici üzerine yapılan deneysel çalışma Manca vd. tarafından yapılmıştır. Isı değıştiricide metal köpük ortamın gözenekliliği 0.93'tür. Test düzeneği açık hava kanalı, kapalı su çevrimi ve kanal içerisine yerleştirilen alüminyum köpük plakalardan oluşmaktadır. Çalışmada ısı transferi oranı ve basınç düşüşü hız ve Reynolds sayısının fonksiyonu olarak verilmiştir. Colburn faktörü ve Nusselt sayısı farklı hava debileri ve su giriş sıcaklıklarında değerlendirilmiştir. Etkinlik değeri, düşük hava debilerinde yüksektir. Maksimum ısı transferi 20 PPI'da (Number of pores per inch) 70°C'de 463 W'tır. 20 PPI'daki etkinlik değeri alüminyum köpüğün kullanılmadığı modele göre iki kat daha fazladır [3].

Zhou vd. yaptıkları çalışmada, yalıtılmış geçişli bipolar transistör (IGBT) gibi kompakt elektronik cihazların aktif soğutması için mikro-kanallı ısı soğurucu sinüs dalgalı bir yapı tasarlamışlardır. Sonlu hacim yöntemi ANSYS programı kullanılarak uygulanmıştır. Dalgalı duvar yapısı yeni tepki yüzeyi metodolojisi ile kullanışlı hale getirilmiştir. Isı transferi artışının basınç düşüşü üzerinde baskın olup olmadığını anlamak için kapsamlı ısı transferi çalışması yapılmıştır. Bu amaçla Reynolds sayısı, ısı taşınım katsayısı ve sürtünme faktörü incelenmiş ve ısı transferi indeksi belirlenmiştir. Sonuçlar dalgalı kanal modelinin kullanıldığı ısı değıştiricinin düz

kanala sahip ısı değiştiriciye göre ısı transferinde 2.8 kat iyileşme sağladığını göstermektedir. Yüksek genlikli ve kısa dalga uzunluğuna sahip kanallar daha büyük konvektif ısı transferi katsayısına sahip olmaktadır. Isı değiştirici çekirdeği ve dalgalı kanal formuna sahip plakanın temsili görünümü Şekil 1.2’de verilmiştir [4].



Şekil 1.2 Isı değiştirici çekirdeği ve dalgalı kanal formunun temsili görünümü [4]

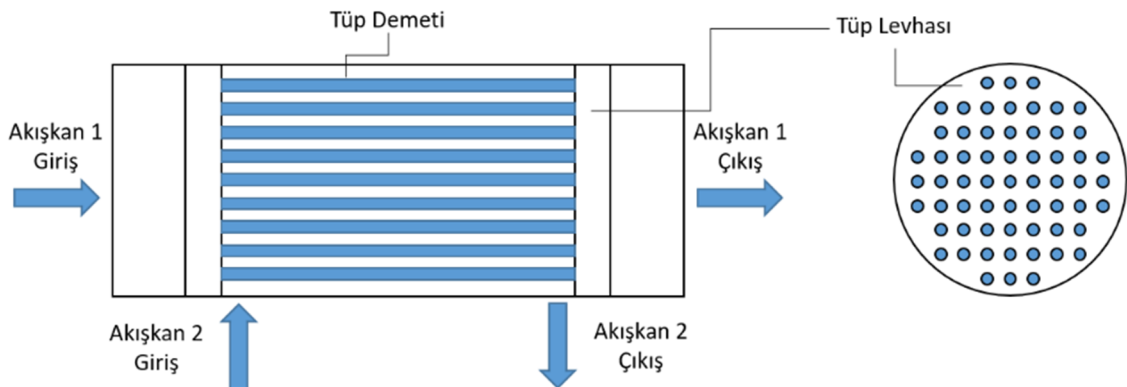
Vitillo vd.nin çalışmalarındaki amaçları, geleneksel Rankine çevrimlerinde aktif sodyum su etkileşimini önlemek için Brayton evrimli güç sistemlerinde kullanılacak kompakt ısı değiştiricilerinin teknolojisini geliştirmektir. Çalışmada ısı transferi performansını artırmak için etkili bir kanal geometrisi önerilmiştir. Bu bağlamda Lazer Doppler Hız lm (Laser Doppler Velocimetry) ve Parçacık Görüntüsü Hız lm (Particle Image Velocimetry) olmak üzere 2 deneysel test bölümü kurulmuştur. Çalışmada elik plakalardan oluşan plakalı ısı değiştirici incelenmiştir. Çalışma doğrulandıktan sonra birincil ve ikincil akışlar analiz edilmiştir. Çeşitli geometriler için sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı elde edilmiştir. Daha sonra farklı geometriler arasında kompaktlık kıyaslaması yapılmıştır [5].

Borrajo vd. iki sıra tp ve dikdörtgen geometrisinde dalgalı kanatlara sahip kompakt ısı değiştiricilerin termal-hidrolik performansları üzerine çalışma yapmışlardır. Dalgalı forma sahip kanatların akış ve ısı transferi özellikleri hızın fonksiyonu olarak belirlenmiştir. Zikzak formundaki kanatlar nedeniyle sürekli değişken durumda olan akış yönü, kanatların termal ve hidrolik performansını önemli ölçüde etkilemektedir. Kanat yüzeyinden akan akıştaki farklılığın, kanatların farklı bölgelerinden transfer edilen ısı miktarındaki değişkenliğin en önemli nedeni olduğu tespit edilmiştir [6].

Gholami vd. yaptıkları çalışmada, uzunlamasına girdap oluşturmamanın, kompakt ısı değiştirici dizaynında ısı transferini artırmadaki en etkili yöntemlerden bir tanesi olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmanın amacı yeni tüp ve kanat dizaynı yapmak ve ısı değiştiricinin termal hidrolik özelliklerini incelemektir. Tek dalgalı ve üç dalgalı kanat profiline ve oval tüplere sahip kanatlı borulu ısı değiştirici incelenmiştir. Sonuçlar düz ve dalgalı forma sahip kanatlarda akım ayrılmasının termal hidrolik performansa çok büyük etki ettiğini göstermektedir. Dalgalı forma sahip kanatlar basınç düşüşündeki az miktarda artış ile birlikte kanatlı borulu ısı değiştiricilerin termal verimliliğini artırmıştır. Dalgalı forma sahip kanatların kullanıldığı ısı değiştiricilerinin ortalama Nusselt sayısının düz forma sahip olanlara göre %20 arttığı görülmüştür ve bununla birlikte basınç farkının %19 azaldığı görülmüştür. Oval tüplerin termal hidrolik performansı etkilediği ve geleneksel dairesel tüplere göre verimliliğin önemli derecede iyileştirilmesine olanak sağladığı görülmüştür. Ek olarak, oval tüplerin basınç düşüşünü orta derecede düşürdükleri ve sürüklenme kuvvetini azaltarak akış yönündeki basınç farkını azalttıkları belirtilmiştir [7].

1.1.1.1 Mikro-Tüplü Isı Değiştiriciler

Mikro-tüplü ısı değiştirici, geniş ısı transferi alanı oluşturmak için küçük çaplı boru demetinden ve dışındaki gövde kısmından meydana gelen, bir gövde-boru tipli ısı değiştiricidir. Mikro-tüp çaplarının boyutu 1 mm'ye kadardır. Düzenlemede, tek bir mikro-tüp demeti, sıcak ve düşük basınç akışkanlarını ayıran iki tüp levhası arasında bulunur (Şekil 1.3).



Şekil 1.3 Mikro-tüp düzenlemesi [8]

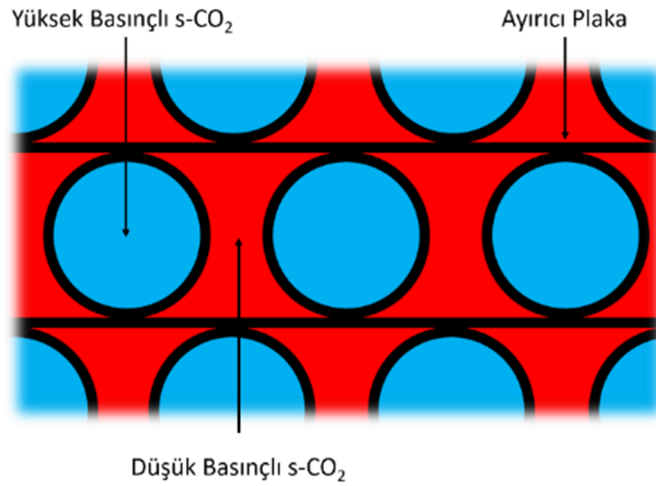
Tüp demetinin tüp levhasına yerleştirilebilmesi için tüp levhasına delik açılması gerekmektedir. Akışkan ısı değiştiricinin bir ucundan girer ve tüp levhasından tüp demetine geçer. Diğer akışkan ise yan taraftan girerek tüpler arasından akar. Geleneksel gövde-boru tip ısı değiştiricisine kıyasla, mikro-tüplü ısı değiştirici akışkanı tüp demetine yönlendirmek için bölmeleri kullanmaz. Akış tüp demeti uzunluğu boyunca akar. Küçük tüp boyutları ve küçük tüp ağırlığı, gövde tarafında çapraz akış gerektirmeden ısı transferi katsayılarında kayda değer artışa izin verdiği için basınç düşüşünü artıran bölmeler mikro-tüplü ısı değiştiricilerde kullanılmaz. Mikro-tüplü ısı değiştirici dizaynı geleneksel gövde-boru tip ısı değiştiricilere göre çok fazla avantaj sağlamaktadır. Tüp boyutu, tüp sayısı ve tüp uzunluğu ayarlanarak farklı çalışma koşulları için ölçeklendirilebilir ve maliyet azaltılabilir [8].

Kompakt ısı değiştiricilerinin değerlendirilmesindeki en önemli parametrelerden biri kompaktlık olarak adlandırılan alan yoğunluğudur. Thar Energy yayınladığı teknik raporda alan yoğunluğu en az 200 m²/m³ olan ısı değiştiricilerin teknik özelliklerini listelemiştir (Tablo 1.1). Kompakt ısı değiştiricilerin yüzey alanının hacme oranı 700 m²/m³'e ulaşırsa kompakt olarak kabul edilir. Kompakt ısı değiştiricilerinin birim hacimleri küçüktür ve ısı transfer katsayıları büyüktür. Bu ısı değiştiricilerin küçük kanal boyutu yüksek basınç uygulamalarını desteklemektedir. s-CO₂ gibi sıvı benzeri yüksek yoğunluklu ve gaz benzeri düşük viskoziteli akışkanlar iş akışkanı olarak kullanılabilir. Düşük hidrolik çaplar ile ısı transferini artıran yüksek Reynolds sayılarına ulaşılabilir [9].

Tablo 1.1 Farklı tipte ısı değiştiricilerin çalışma şartları [9]

Alan yoğunluğu (m ² /m ³)	Tip	Alan yoğunluğu (m ² /m ³)	Faz	Sıcaklık Aralığı (°C)	Maksimum Çalışma Basıncı (bar)
Düşük - 300'den az	Gövde Borulu	100	S/S - G/S - 2F	900'e kadar	300
	Plakalı	200	S/S - G/S - 2F	Kriyojenik'ten 200'e	25
	Kısmen Kaynaklı Plakalı	200	S/S - G/S - 2F	Kriyojenik'ten 200'e	25
	Tam Kaynaklı Plakalı	200 - 300	S/S - G/S - 2F	Kriyojenik'ten 700'e	300
	Plakalı ve Gövde Borulu Hibrit	200 - 300	G/G - S/S - 2F	Kriyojenik'ten 900'e	60
Orta - 1500'e kadar	Lehimli Plakalı Finli	800 - 1500	G/G - S/S - 2F	500'e kadar	90
	Difüzyonla Bağlamalı Plakalı Finli	700 - 800	G/G - S/S - 2F	500'e kadar	200
Yüksek - 1500'den fazla	Baskılı Devre	200 - 2500	G/G - S/S - 2F	900'e kadar	400
	Mikro Gövde Borulu	1500 - 2000	G/G - S/S - 2F	650'ye kadar	400

Thar Energy, raporunda s-CO₂ akışkanının kullanıldığı güç sistemleri için yüksek sıcaklık ve basınç altında çalışan kompakt, mikro-tüplü ve karşıt akışlı reküperatör için ön tasarım çalışması yapılmıştır. Yüksek ısı transferi verimliliği, tüp demetinin bir tarafı sabit iken diğer tarafının hareket edebilen tüp levhası şeklinde tasarlanması ile yüksek termal gerilmelere karşı koyabilmesi tasarımın öne çıkan avantajlarından biridir. Demontajı yapılabilen mikro-tüp demeti bakım kolaylığı sağlamaktadır. Bu ısı değiştiricide; tüpler, aralarında ayırıcı plakalarla birlikte bir demet halinde basınçlı kap içerisine yerleştirilmiştir. Şekil 1.4 daha düşük sıcaklık ve daha yüksek basınçlı s-CO₂'nin mikro-tüpler içinde aktığı bir tüp demeti kesitini göstermektedir. Daha yüksek sıcaklık ve düşük basınçlı s-CO₂ ise kum saatine benzeyen gövde ve tüpler arasındaki boşlukların içinde akmaktadır [9].



Şekil 1.4 Reküperatör tüp demeti kesit görünümü [9]

1.1.1.2 Kanatlı Plakalı Isı Değiştiriciler

Plakalı-finli ısı değiştiriciler (PFHE) 1910'lardan beri otomobil endüstrisinde, 1940'lardan bu yana havacılık endüstrisinde ve 1950'lerden beri doğal gazların sıvılaştırılması için kullanılmaktadır [1]. PFHE tipi kompakt ısı değiştiriciler uçaklarda aviyonik ve hidrolik yağın soğutulmasında ve yakıtın ısıtılmasında kullanılmaktadır. PFHE'lerin diğer önemli uygulama alanları otomobil, ısıtma-soğutma ve havalandırma-iklimlendirme sistemleridir. Günümüzde modern otomobillerde yarım düzine ısı değiştirici kullanılmaktadır ki bunun da yakıt hücresi teknolojisinin yaygınlaşmasıyla birlikte daha da artması beklenmektedir [10].

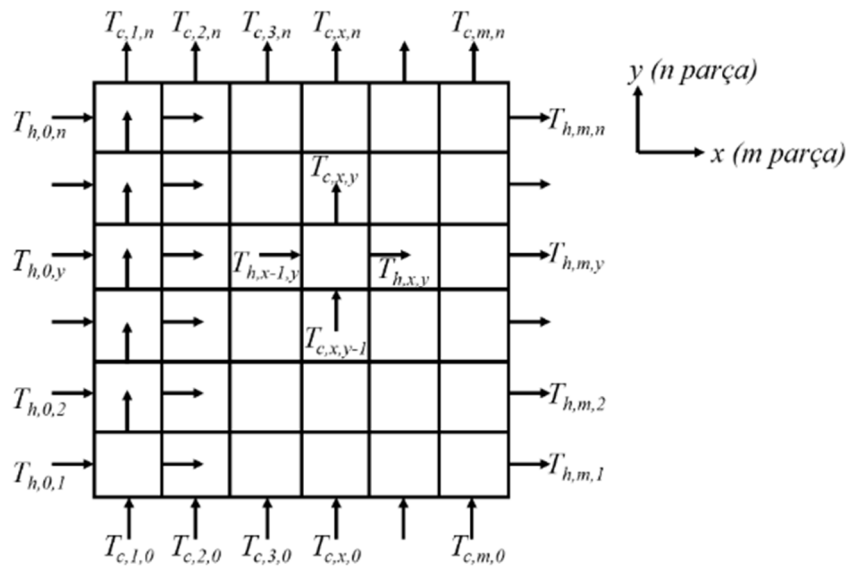
PFHE'lerde kanatçıkların yeniden düzenlenmesi kolaydır. Bu yüzden ters-akış, çapraz-akış ve ters-çapraz akış gibi akış konfigürasyonlarına uyarlanabilir. Özellikle akışkanlardan birinin gaz olduğu düşük ve orta termal yükler için çapraz akış uygundur. Fakat yüksek termal yüklerde ters-akış uygulamaları daha verimlidir. Ters akışlı PFHE'lerde ısı, sıcak akışkandan ayrıştırıcı plakaya kanatçık ara yüzeyiyle transfer olmakta ve kanat seti boyunca bitişik olan soğuk akışkana geçmektedir. Kanatlar plakalara doğrudan lehimlendiği için tek bir yüzey halini almakta ve akışkanların ayrışmasını sağlayarak kanallara benzer şekilde tek bir akış geçişi oluşturmaktadır. Kanatçık kullanımının iki tane fonksiyonu bulunmaktadır: (1) Efektif ısı yüzey alanını arttırmak için ikincil (uzatılmış, direkt olmayan) ısı transfer yüzeyi oluşturmak (2) Yapısal olarak tasarım basıncına dayanıklılığı sağlamak. Tipik kanat yapıları sınır tabakayı bozarak yerel konvektif ısı transferi katsayısını artırmaktadır [10].

Difüzyonla bağlı PFHE, dalgalı/katlanmış kanatlı alternatif tabakalara sahip bloklardan oluşan kompakt ısı değiştirici türüdür. Katlanmış kanatlardan oluşan saclar, araya konulan plakalar tarafından ayrılmakta ve yan taraflara yerleştirilen çubuklarla desteklenip çoğaltılmaktadır. Kanatlar ve ayrıştırıcı plakalar tek bir rijit yapı halini alması için vakumlu fırında kaynaklanmaktadır. En uygun performans için plaka sayısı, kanatlı sac sayısı, plaka ve kanat boyutları, kanat türü gibi konularda optimizasyonların yapılması gerekmektedir [11].

PFHE'lerin dezavantajlarından birisi küçük akış kanallarına sahip olması sebebiyle kirlenmeye yatkınlıklarıdır. Mekanik olarak temizlenemezler ve kirlenmeye/cüruf tutmaya yatkın ortamlarda kullanıldıkları zaman uygun bir filtrelemeye ihtiyaç duymaktadırlar. PFHE'lerin üretim maliyeti, imalat detaylarının fazlalığı sebebiyle geleneksel ısı değiştiricilerden daha yüksektir. Ancak bazı uygulamalarda ısı transferine sağladıkları ekstra katkı göz önünde bulundurularak bu durum göz ardı edilebilir. Son zamanlarda lehim kullanarak PFHE üretimi yerine önce difüzyonla bağlama metodu uygulanıp ardından da plastik biçimlendirme yoluyla bu tür ısı değiştiricilerin üretimlerine başlanmıştır. PFHE'lerin yüzey alanı yoğunlukları (kompaktlıkları) $700 - 800 \text{ m}^2/\text{m}^3$ mertebelerindedir. Difüzyonla bağlama ve plastik biçimlendirme yöntemi ile ana metalin özelliklerine kompakt bir yapıda ulaşılmış olur. Genel olarak PFHE'lerde kanal yükseklikleri 2 - 5 mm civarındadır.

Sert lehim metoduyla üretilen PFHE'lerde ise alan yoğunluğu $1000 - 1500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ aralığındadır. Efektif ısı yüzey alanı geleneksel gövde-borulu ısı değiştiricilerinden 5 kat daha fazladır. PFHE'lerin çalışma koşulları malzeme yapısına bağlı olarak değişir. Çalışma sıcaklık ve basıncına bağlı olarak PFHE'ler seramik, nikel, paslanmaz elik, alüminyum gibi malzemelerden üretilir. Difüzyonla bağlama metodu ile üretilen PFHE'ler titanyum alaşımlı çelikler gibi dayanıklı malzemelerden de üretilmekte ve yüksek sıcaklık ve basınç ortamlarında kullanılmaktadır. PFHE'lerin çalışabileceği en yüksek sıcaklık 800°C olup 1150°C gibi özel çalışma koşulları için seramikten imal edilenleri de bulunmaktadır. PFHE'lerin çalışabileceği en yüksek basınç ise titanyum alaşımlı malzemelerden üretilenlerde 400 bar, paslanmaz çelikten imal edilenler de ise 620 bar'dır [12].

Çapraz akışlı PFHE'lerin dizaynı ile ilgili bir alışma Hajabdollahi tarafından yapılmıştır. Hajabdollahi etkinlik ve yıllık toplam maliyeti eř zamanlı amaç fonksiyonu olarak seçmiş ve parçacık sürüsü optimizasyonu yöntemini kullanarak ısı değiştiriciyi tasarlamıştır. Isı değiştirici kanallarında sıcaklık ve basınçtaki değişimlerden dolayı homojen olmayan özellikler oluşmaktadır. Bahsedilen değişimin etkisini incelemek için ısı değiştirici alt ısı değiştiricilere bölünmüş ve her alt ısı değiştirici için ortalama sıcaklık kullanılarak özellikler belirlenmiştir (şekil 1.5). Alt ısı değiştiricilere ayrılmış modelde, ayrılmayan modele göre etkinliğin düştüğü ve yıllık toplam maliyetin arttığı görülmüştür [13].

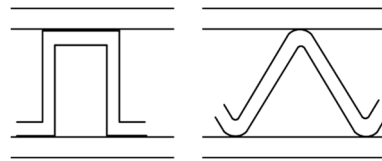


şekil 1.5 Isı değiştiricinin alt ısı değiştiricilere ayrılması [13]

PFHE'lerde ısı transferini artırmaya yönelik kanatçık tipi girdap üreticilerin kullanıldığı çalışma Sharma vd. tarafından yapılmıştır. Kanatçık tipi girdap üreticileri, akışın bozulmasını sağlamak üzere ısı değiştiricinin üst ve alt plakalarına monte edilmiştir. Çalışmada, ısı transferi oranı, akış içerisindeki girdaplar ve akış kayıpları incelenmiştir. Boyutsuz kanatçık kalınlığının artması ile birlikte üçgen en kesitli kanalda blokaj oranı artmış, eğimli yüzeydeki ve alt yüzeydeki sınır tabakaların kalınlıkları akışın hızlanması nedeniyle önemli derecede incelmıştır. Kanatçığın kalınlaşması sonucu girdap mukavemetinde artış gözlenmiştir. Sonuç olarak, üçgen profilli kanalın çekirdeğindeki soğuk akışkan ile duvarın yakınındaki sıcak akışkan arasındaki etkileşim artmış ve bu da Nusselt sayısının değerinde önemli bir iyileşmeye (%33.15) neden olmuştur [14].

Kanatların ısı değiştiricileri üzerindeki etkilerini araştıran başka bir çalışma da Ranganayakulu vd. tarafından yapılmıştır. Çalışmada single-blow transient test tekniği, ofset ve dalgalı kanatlara sahip kompakt ısı değiştirici yüzeylerinin Reynolds sayısı özelliklerine karşı, Colburn j faktörünü ölçmek için kullanılmıştır. Deneysel veriler kullanılarak 5 farklı tip kanat için NTU değerleri tahmin edilmiştir. Daha sonra ölçülen veriler Colburn j faktörü ile ısı transferi katsayısını elde etmek için maksimum eğim yöntemi kullanılarak değerlendirilmiş ve sonuçlar HAD analizlerinin sonuçları ile karşılaştırılmıştır [15].

Traverso ve Massorda ise mikro türbin uygulamalarında kullanılmak üzere fırında lehimlenmiş plakalı kanatlı tip mikro türbin reküperatör dizaynı üzerinde çalışmışlardır. Reküperatör dizayn çalışmasında kullanılan örnek yüzeyler Şekil 1.6'da gösterilmiştir [16].



Şekil 1.6 Plakalı kanatlı tip reküperatör yüzeyi örneği [16]

Bu çalışma kapsamında, kompakt reküperatör optimizasyonu ve performans değerlendirmesi için bir yazılım geliştirilmiştir. Ek olarak reküperatörler için maliyet fonksiyonu çıkarılmıştır. Bu fonksiyondan elde edilen sonuçlar, mevcut tasarımlar ile karşılaştırıldığında kanatlı plakalı reküperatör dizaynında maliyetlerin %20 oranında düşürülebileceği öngörülmektedir [16].

1.1.1.3 Baskılı Devre Isı Değiştiriciler

Baskılı devre ısı değiştiriciler, üzerine kimyasal aşındırma teknikleri ile kanallar açılan ince metal plakaların difüzyonla bağlanması ile üretilirler. Yaygın olarak kullanılmakta olan ısı değiştiricilerde bir bağlayıcı malzeme kullanılarak parçalar kaynaklanmaktadır. Kimyasal aşındırma sayesinde çok küçük çaplarda kanallar açılabilen, difüzyonla bağlama sayesinde ise metal tabakaların birbirlerine, ergime noktasının altında bir sıcaklıkta, hücresel yapıda bağlanması ile dikişsiz bir kaynak elde edilmesi sağlanmaktadır. Bu sayede son derece kompakt, yüksek sıcaklık ve basınçlarda kolaylıkla çalışabilecek ısı değiştiriciler elde edilmektedir. İmalat esnasında, neredeyse hiç ısıl direnç oluşmaması malzeme mukavemetini olumsuz etkilememekte ve bağlayıcı madde kullanılmaması sayesinde kanallarda herhangi bir tıkanıklık gözlenmemektedir. Bu avantajları nedeniyle difüzyonla bağlama yöntemi ile üretilen mikro-kanallı PCHE'ler, yakıt pili sistemleri, kimyasal reaksiyon prosesleri, deniz ve karasal tesisler, soğutma ve iklimlendirme gibi birçok alanda kullanılmakta ve kullanım alanları sürekli olarak genişlemektedir [17].

1.1.2 Kompakt Isı Değiştiricilerin Isıl Performansının İncelenmesi

Bu bölümde kompakt ısı değiştiricilerin termal-hidrolik performansı ve ısı değiştiricisi geometrisinin termal-hidrolik performansa etkileri detaylı olarak incelenmiştir. Ele alınan çalışmalar ağırlıklı olarak baskılı devre ısı değiştirici üzerinedir. Araştırmacılar birçok farklı kanal geometrisini incelemiştir. Bu konularda yapılan çalışmalar detaylı olarak ele alınmıştır.

1.1.2.1 Kompakt Isı Değiştiricilerin Çalışma Koşulları

Kompakt ısı değiştiricilerin çalışma şartları, imal edildikleri malzemeler, temizleme yöntemleri, korozyon dirençleri, kompaktlıkları, akış kabiliyetleri ve iş akışkanları Tablo 1.2'de verilmiştir. Hem oldukça kompakt olup hem yüksek sıcaklık ve basınç altında çalışabilecek ısı değiştiriciler olarak göze çarpan ısı değiştiriciler; lehimli kanatlı plakalı, difüzyonla bağlamalı kanatlı-plakalı, PCHE ve Marbond'dur. Yüksek sıcaklığa karşı dayanımları düşük olduğundan lehimli kanatlı plakalı ısı değiştiriciler difüzyonla bağlama ile imal edilen ısı değiştiricilere göre daha düşük sıcaklık ve basınç altında çalışmaktadır. Difüzyonla bağlama sayesinde malzeme birbirine hücresel yapıda bağlanmakta ve yekpare bir hal almaktadır. Bu nedenle difüzyon bağlama ile imal edilen ısı değiştiriciler yüksek sıcaklık ve basınç altında çalışır.

Tablo 1.2 Kompakt ısı değiştiricilerin çalışma koşulları [18], [19]

Isı değiştirici türü	zellik							
	Kompaktlık	Akışkan türü	Malzeme	Sıcaklık Aralığı (°C)	Basınç (bar)	Temizlik yöntemi	Korozyon direnci	çoklu akış
Packinox plakalı	≤300	S - G - 2F	SS, Ti	<300	32	Mekanik	İyi	Hayır
Spiral	≤200	S/S - 2F	SS, Ti	<400	25	Mekanik	İyi	Hayır
Lehimli kanatlı-plakalı	800 - 1500	S - G - 2F	Al, SS, Ni alaşım	Kriyojenikten 650'ye kadar	90	Kimyasal	İyi	Evet
Difüzyonla bağlamalı kanatlı-plakalı	700 - 800	S - G - 2F	SS, Ti	<500	>200	Kimyasal	Mkemmell	Evet
Baskılı devre	200 - 5000	S - G - 2F	Al, SS, Ti, Ni alaşım	-200 ile 900	>400	Kimyasal	Mkemmell	Evet
Polimer	450	G/S	PVDF, PP	≤150	6	Su ile	Mkemmell	Hayır
Marbond	≤10000	S - G - 2F	SS, Ti, Ni alaşım	-200 ile 900	>900	Kimyasal	Mkemmell	Evet

1.1.2.2 Kompakt Isı Değiştiricilerde Termal Hidrolik Performans

Meshram vd. yüksek çevrim verimine sahip, kompakt turbo makine ve ısı değiştirici sistemleri sayesinde konvansiyonel güç sistemlerine iyi bir alternatif olan s-CO₂ Brayton evriminin reküperatörü olarak kullanılacak bir baskılı devre ısı değiştiricinin modellenmesi ve analizleri üzerine çalışmışlardır. s-CO₂ Brayton çevrimlerinde ısı transferinin yaklaşık %60 - 70'i reküperatörü üzerinde aktarılır. Bu çalışmada düz ve zikzak kanallı PCHE'lerin performansı üzerine çalışılmıştır. Çalışma tamamen türbülanslı akış koşulu için yapılmıştır. Kanal apı ve Reynolds sayısı s-CO₂'nin sıcak ve soğuk kanallarındaki ısı transferi ve basınç düşüşü üzerinde önemli etkilere sahiptir. Zikzak kanallarda küçük eğilme açısı ve geniş hatve yerine daha büyük eğilme açısı ve daha küçük hatve kullanmanın daha iyi bir performans göstereceği bulunmuştur. Analizler neticesinde Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için geliştirilen korelasyonlar ısı değiştiricinin 1 boyutlu termal modellemesi için kullanılmıştır. Aynı termal yk için yüksek ısı transferi katsayısına sahip olması nedeniyle zikzak kanallı ısı değiştirici düz kanallı ısı değiştiriciye oranla yüksek oranda daha kompakttır. Bununla birlikte zikzak kanallı ısı değiştiricide daha fazla basınç düşüşü meydana gelmektedir [20].

Kruizenga vd. s-CO₂ Brayton çevrimlerinin enerjide verimliliği artırma ve maliyetleri düşürme çalışmalarında önem kazanması üzerine, CO₂'nin termal-fiziksel özelliklerinin oldukça fazla değiştiği kritik noktasına yakın bölgenin koşullarından yararlanarak çalışacak PCHE'nin soğutma sırasındaki ısı transferi ve basınç düşüşü özelliklerini çalışmışlardır. Testlerde kullanılan prototip ısı değiştirici SS316 malzemedен imal edilmiş ve yarım daire kesit alanına sahip 9 kanaldan oluşmaktadır. Kanalların hidrolik çapı $D_h=1.16$ mm ve uzunluğu 500 mm'dir. Yerel ısı transferi katsayıları ısı değiştiricinin cidar sıcaklıkları ölçülerek ve deneysel olarak belirlenen sistem basıncı, giriş sıcaklığı ve kütle akısı gibi parametrelerden belirlenen ısı akısı kullanılarak hesaplanmıştır. Deneysel olarak elde edilen ısı transferi katsayıları ve basınç düşüşü gibi parametreler literatürde bulunan korelasyonlar kullanılarak hesaplananlarla karşılaştırılmıştır. Deneysel veriler kullanılarak HAD modeli geliştirilmiştir. HAD modelinin CO₂'in yüksek ve düşük yoğunluklu olduğu bölgelerin yanı sıra kritik noktasına yakın bölgedeki ısı transferi karakteristiğinin büyük bir uyum ile elde edildiği görülmüştür [21].

Nikitin vd. baskılı PCHE'nin ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini oluşturdukları s-CO₂ test düzeneğinde deneysel olarak çalışmışlardır. Giriş sıcaklık ve basıncı sıcak tarafta 280 – 300°C ve 22 – 32 bar arasında, soğuk tarafta 90 – 108°C ve 65 – 105 bar arasında değişirken kütleli debi 40 ile 80 kg/h arasında değiştirilmiştir. Toplam ısı transferi katsayısı 300 – 650 Wm⁻²K⁻¹ aralığında iken ısı değiştiricinin kompaktlığı yaklaşık 1050 m²/m³'tür. Yerel ısı transferi katsayısını ve basınç düşüşünü Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak tahmin edebilmek için ampirik korelasyonlar önerilmiştir [22].

Ngo vd. S-şeklinde kanatların meydana getirdiği kanallarda oluşan yeni bir PCHE'nin sıcak su kaynağında kullanılması konusunu çalışmışlardır. Soğuk su 7°C'tan 90°C'a, 118°C sıcaklık ve 115 bar basınçtaki s-CO₂ ile ısıtılmıştır. s-CO₂ ve H₂O tarafları için kanat ve plaka dizilimleri ve sıcak su kaynağının termal-hidrolik performansı 3 boyutlu HAD simülasyonları ile belirlenmiştir. Mevcut durumda ev ısıtmasında kullanılan ısı pompasının sıcak su kaynağı ile yeni PCHE'li durum karşılaştırıldığında, PCHE'nin 3.3 kat daha az hacim kapladığı ve s-CO₂ tarafı için %37 oranında, H₂O tarafı için ise 10 kat daha az basınç düşüşü ile avantaj sağladığı görülmüştür [23].

Tsuzuki vd. bir s-CO₂ çevriminin PCHE reküperatörleri için 3 boyutlu termal-hidrolik simülasyonlar ile yeni bir kanal konfigürasyonu ortaya çıkarmışlardır. Simülasyonlar basınç düşüşü ve ısı transferi performansı da dikkate alınarak kanat şekli ve açısı parametrik olarak değiştirilerek optimum kanal geometrisi konfigürasyonunu elde etmek için yapılmıştır. Yeni konfigürasyon sürekli zikzak konfigürasyonun aksine S-şeklinde süreksiz kanatlardan oluşmaktadır. Aynı termal-hidrolik performansa sahip yeni tasarımın, geleneksel zikzak tasarıma göre beşte bir oranında basınç düşüşüne sahip olduğu gözlemlenmiştir. Bunun nedeni zikzak kanallardaki köşelerin S-şeklindeki kanat geometrisi ile değiştirilmesiyle, daha düzgün bir akış hız profili elde edilmesi ve zikzak geometrisinin köşelerinde meydana gelen ters akışların ve girdapların ortadan kaldırılmasıdır [24].

Kim vd. yeni PCHE modelinin ısı transferi ve basınç düşüşü analizlerini Fluent ile yapmışlardır. İlk olarak geleneksel zikzak modelin analizleri yapılarak deneysel verilerle kıyaslanmıştır. Deneysel verilerden sapma maksimum %10 oranındadır. Yeni ısı değiştirici modelinde termal-hidrolik performansı optimize etmek amacıyla NACA 0020 profili kanatlar kullanılmıştır. Zikzak modelle aynı ısı transferi performansına sahip yeni modelde basınç düşüşü 1/20 oranında düşürülmüştür. Yeni modelde uygulanan NACA 0020 kanatlar akış ayrılmasını engelleyerek üniform akış elde edilmesi ile basınç düşüşünü azaltmıştır [25].

Lee ve Kim, ısı transferi performansını artırmak ve sürtünme kayıplarını azaltmak için Kayma Gerilmesi Taşınımı (SST) türbülans modeli ile 3 boyutlu Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) analizi yaparak, zikzak kanallı PCHE'nin kanal optimizasyonu üzerine çalışmışlardır. Isı transferi performansı ve sürtünme kayıpları ile ilgili 2 tane boyutsuz amaç fonksiyonunun kullanıldığı çok amaçlı genetik algoritma optimizasyonu yapılmıştır. Kanal şekli; soğuk kanal açısı ve soğuk kanal elips en boy oranı değişkenleri ile tanımlanmıştır. Dizayn alanındaki deneysel noktalar, Latin hiper-küp örnekleme ile seçilmiştir. Tepki yüzeyi yaklaşımı modeli kullanılarak Pareto-optimal sınırındaki beş tasarım k-ortalamalar kümesi ile seçilmiştir. Bu tasarımların akış ve ısı transferi özellikleri ile birlikte objektif fonksiyon değerleri referans tasarım ile karşılaştırılmıştır [26].

Lee ve Kim gaz türbini güç üretim sistemlerinde kullanılan zikzak kanallı PCHE'nin çeşitli kanal kesit geometrileri ve kanal konfigürasyonları üzerine karşılaştırmalı bir analiz yapmışlardır. Zikzak kanallardaki termal-hidrolik performans analizi 3 boyutlu RANS denklemleri ve ısı transferi denklemleri çözülerek hesaplanmıştır. Termal-hidrolik performansı değerlendirmek için Nusselt sayısı, Colburn j faktörü, etkinlik ve sürtünme faktörü parametrelerinden yararlanılmıştır. Yarım daire, daire, dikdörtgen ve trapez olmak üzere dört farklı kanal kesit geometrisi test edilmiştir. Dikdörtgen kesitli kanallar en iyi termal performansı göstermesine karşın hidrolik performans bakımından en kötü durumdadır. Etkinlik ve Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile orantılı olduğu görülmüştür. Ancak Colburn j faktörü ve sürtünme faktörü soğuk kanallardaki Reynolds sayısı ile ters orantılıdır [27].

Lee vd. her iki tarafı da işlenmiş plakalardan meydana gelen zikzak kanallı bir PCHE için, 3 boyutlu RANS denklemlerini ve çok amaçlı evrimsel algoritmayı kullanarak, ısı transferi ve sürtünme kayıplarının optimizasyonu üzerine çalışmışlardır. HAD analizi için SST türbülans modeli kullanılmıştır. Zikzak kanallardaki boyutsuz basınç düşüşü ve etkinlik amaç fonksiyonları olarak kullanılmıştır. Kanal tasarımında köşelerin kavis yarıçapının, zikzak boyunun ve zikzak yüksekliğinin kanal hidrolik çapına oranları olmak üzere üç boyutsuz ölçü tanımlanmıştır. Elde edilen optimal tasarımların termal-hidrolik performansları standart bir PCHE'nin performansı ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca yapılan ekserji analizi neticesinde optimizasyon çalışmalarının enerji tasarrufu sağlayacağı görülmüştür [28].

Lee ve Kim 3 boyutlu RANS analizleri ile geometrik parametrelerin PCHE'nin performansına etkilerini incelemişlerdir. Analizlerde türbülanslı akışları daha iyi tahmin edebilmek için SST türbülans modeli kullanılmıştır. Analizler mevcut deneysel veriler ile doğrulanmış ve analizlerde farklı uzunluklardaki çalışma alanları kullanılarak optimum çalışma alanı uzunluğu belirlenmiştir. Çalışmalarda soğuk kanalın eğilme açısına göre tasarım ve yarı eliptik en boy oranı tasarımı olmak üzere iki tasarım parametresinin ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkileri incelenmiştir. Analizler neticesinde soğuk kanal ile sıcak kanalın açıları benzer olduğunda en iyi ısı transferi performansına ulaşıldığı saptanmıştır [29].

Kim W. vd. yüksek kompaktlığı ve üstün yapısal özellikleri sayesinde s-CO₂ çevrimlerinin vazgeçilmez bir bileşeni olan yarım dairesel kanallı PCHE'lerin çapraz, paralel ve karşıt akışlı konfigürasyonlarının ısı performanslarını hesaplayabilmek için kapsamlı numerik çalışmalar sonucu elde edilen bir matematiksel ifade önermişlerdir. Kanal boyutunun ve kanal uzunluğunun etkileri özellikle dikkate alınmıştır. Sıcak ve soğuk kanallar arasındaki iletimle ısı transferi, iletim şekil faktörü ile karakterize edilmiştir. Yarım daire kanallardaki taşınım ile ısı transferi performansı ise Graetz sayısının bir fonksiyonudur. Toplam ısı transferi katsayısı ise iletim ve taşınım ısı dirençlerinden elde edilen toplam direnç kullanılarak elde edilirler. Elde edilen toplam ısı transferi katsayısı kullanılarak, geometrik etkilerin, malzeme özelliklerinin ve akış koşullarının fonksiyonu olan bir etkinlik ifadesi geliştirilmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen korelasyonun PCHE'lerin tasarımında kullanılabileceği araştırmacılar tarafından ifade edilmiştir [30].

Kim vd. FLiNaK soğutmalı yüksek sıcaklıklı reaktör için uygun maliyetli 20 MW'lık FLiNaK – s-CO₂ ikincil ısı değiştiricisi dizaynı üzerine çalışmışlardır. Sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı korelasyonlarının bulunduğu PCHE geometrileri araştırılmıştır. Düz, S-şeklinde, kaydırılmış şerit kanatlı ve 52° eğilme açılı zikzak kanallar s-CO₂ tarafı için düşünülürken; düz, 15° eğilme açılı zikzak, dikdörtgen 7.565 mm kaydırılmış şerit kanatlı ve dikdörtgen 2.40 mm kaydırılmış şerit kanatlı kanallar FLiNaK tarafı için düşünülmüştür. Termal-hidrolik özellikler, mekanik özellikler ve korozyon özellikleri çalışmada dikkate alınmıştır. Isı değiştiricide ısı transferi performansı ve basınç düşüşü etkileri de göz önünde bulundurularak maliyet analizi yapılmıştır. Plakaların tek ve çift sıra yerleştirilmesi de düşünülmüştür. s-CO₂ ve FLiNaK tarafları için en iyi PCHE kanal geometrileri önerilmiştir [31].

Li vd. yarı dairesel kanallı bir baskılı devre ısı değiştiricide s-CO₂'nin zorlanmış taşınım ile ısı transferi üzerine deneysel ve numerik analizler yapmışlardır. Çalışma koşulları olarak giriş basıncı 75 – 85 bar, kütle akıları 160 – 760 kg/m²s ve ortalama ısı akıları 20 – 90 kW/m² arasında değiştirilmiştir. PCHE içerisinde s-CO₂'nin zorlanmış taşınım ile ısı transferi için fiziksel olarak geliştirilmiş yarı ampirik korelasyon, anlık türbülanslı sıcaklığın ve dalgalanan özelliklerin etkisini daha iyi değerlendirmek için olasılık yoğunluk fonksiyonu da kullanılarak geliştirilmiştir.

Karşılaştırma sonuçları, basit Dittus-Boelter korelasyonunun deneyleri tekrarlayamadığını ve Jackson korelasyonunun özellik oranları düzeltme terimleri ile farklı çalışma koşulları altında ısı transfer özelliklerini niteliksel olarak yakalayabilse de tüm çalışma koşulları aralığında ortalama ısı transferi katsayısını değerlendirmekten uzak olduğunu göstermektedir. Deneysel ve hesaplamalı verilerin yeni geliştirilen korelasyonun tahminleriyle karşılaştırılması ile %25'lik bir doğruluk içinde, ısıtma modunda verilerin %96'dan fazlası ve soğutma modunda verilerin %92'den fazlasıyla uyuşmakta olduğu ortaya koyulmuştur [32].

Jeon vd. yüksek verimliliği, kompaktlığı, rijit yapısal özellikleri, daha az alan kaplaması ve birçok ısı kaynağında kullanılabilmesi nedeniyle s-CO₂ çevrimlerinde kullanılacak yeni bir heterojen tipte PCHE üzerine çalışmışlardır. Çalışmada sıcak ve soğuk kanal boyutları, kanallar arası boşluk ve kanal kesit geometrisinin termal performansa etkisi numerik olarak analiz edilmiştir. Analizler neticesinde sabit kütleli debi koşulunda kanal boyutlarının artırılması neticesinde termal performansın azaldığı görülmüştür. Çünkü kanal boyutlarının sabit kütleli debide artırılması akış hızını azaltmaktadır. Kanallar arasındaki boşluk miktarının termal performansa etkisinin düşük olduğu, ancak, ısı değiştiricinin yapısal özelliklerini önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. Kanal hidrolik çapının sabit kalması şartıyla, kanal kesit geometrisinin termal performansa önemli bir etkisinin olmadığı saptanmıştır [33].

Baik vd. s-CO₂ ön soğutucusu olarak kullanılacak, termo-fiziksel özelliklerin önemli ölçüde değiştiği kritik noktaya yakın bölgede çalışacak CO₂ – H₂O heterojen PCHE'de farklı CO₂ fazlarının performansa etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada gelişmiş PCHE'nin tasarım kodunun çalıştırılması ile elde edilen sonuçlar ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Test koşulları olarak CO₂'nin kritik noktasına yakın bölgesinde olan 26 – 43°C sıcaklık aralığı ve 73 – 86 bar basınç aralığı belirlenmiştir. Reynolds sayısı 15000 – 100000 aralığında ve Prandtl sayısı ise 2 – 33 aralığında değişmektedir. Çalışma kapsamında, gelecekte PCHE'lerin tasarımında kullanılacak, ısı transferi ve sürtünme faktörü korelasyonları geliştirilmiştir [34].

McCormack 70 bar basınç ve 900°C sıcaklığa kadar çalışabilen, kapalı He çevrimi kullanılan, 100 MW_e kapasiteli gaz soğutmalı modüler çakıl yataklı reaktörün reküperatörü olarak kullanılmak üzere PCHE uygulanması üzerine çalışmıştır.

Çalışmada PCHE'nin konstrüksiyonu, termal, mekanik dizaynı ve malzeme seçimi üzerine kısa bilgilere yer verilmiştir. PCHE'nin modüler çakıl yataklı reaktöre uygulanmasında mekanik özelliklerin, termal-hidrolik performansın, kompaktlığın, ekonomik kriterlerin ve güvenilirliğin etkilerine değinilmiştir [35].

Mylavarapu vd. çok yüksek sıcaklıkta (900 – 950°C) ve He çevriminde çalışan reaktörlerde kullanılacak PCHE'leri analiz etmek amacıyla inşa edilen 900°C sıcaklık ve 30 bar basınçlarda çalışmayı sağlayacak test düzeneğinin kurulması üzerine çalışmalar yürütmüşlerdir. Bu bağlamda çeşitli yüksek sıcaklık çelikleri üzerine malzeme araştırması yapılmıştır. Araştırmalar 617 ve 230 alaşımlarının yüksek sıcaklıkta çalışacak ısı değıştirciler için önde gelen malzemeler olduğunu göstermiştir. Her plakasında 12 kanal bulunan, 10 sıcak ve 10 soğuk plakadan oluşan, 617 alaşımından imal edilen PCHE'nin deney düzeneği kurulduğunda test edileceği belirtilmiştir. Eşzamanlı olarak basitleştirilmiş bir PCHE modeli üzerine HAD analizleri, 30 bar basınç ve 15, 40 ve 80 kg/h'lık üç farklı kütleli debi durumunda, yapılmış ve sonuçlar tartışılmıştır. Bu üç farklı akış hızında toplam ısı transferi katsayıları sırasıyla 584, 644 ve 1697 W/m²K olarak hesaplanmıştır. İlk iki debide akış laminer iken, son durumda bir geçiş rejimi ortaya çıkmaktadır [36].

Natesan vd. bir yeni nesil nükleer santralde birincil He çevrimindeki ısıyı He, N₂/He veya erimiş tuz olabilecek ikincil akışkana aktaracak ara ısı değıştirci üzerine çalışmışlardır. Isı değıştirci olarak gövde-borulu ısı değıştirci ve PCHE değerlendirilmiştir. PCHE'de ve gövde-borulu ısı değıştircide ısı transferi, sıcaklık dağılımı ve basınç düşüşünü hesaplamak için ayrıntılı bir termal-hidrolik analiz yapılmıştır. Analizler önemli çevrim parametreleri, ısı değıştircilerin geometrik özellikleri ve alaşımların malzeme özellikleri ile ilgilidir. Çalışmada malzeme dayanımı ve yapısal analizlere de yer verilmiştir [37].

Kim vd. PCHE'nin termal-hidrolik performansını Kore Yüksek Bilim ve Teknoloji Enstitüsü'nün (KAIST) helyum test düzeneğini kullanarak incelemişlerdir. Deney helyumun laminer akış bölgesi olan 350 < Re < 1200 aralığında yapılmıştır. Sıcak ve soğuk taraf sıcaklıkları 15 – 19 bar basınç ve 40 – 100 kg/h kütleli debi aralığında sırasıyla 25 – 550°C ve 25 – 100°C'tur. Soğuk ve sıcak tarafların giriş ve çıkışlarında basınç düşüşü ve sıcaklık farkları ölçülmüştür. Sıcak ve soğuk tarafların giriş ve çıkışlarındaki veriler kullanılarak, sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı önerilmiştir.

PCHE'deki bölgesel Nusselt sayılarını hesaplamak ve analiz sonuçlarını deneysel verilerle kıyaslamak için ANSYS Fluent kullanılarak 3 boyutlu numerik analizler yapılmıştır. HAD analizlerinin özellikleri, bölgesel basınç, sıcaklık ve yüzey ısı akıları kullanılarak, bölgesel hatve ortalamalı (dalgalı kanal geometrisinin bir hatvesi için) Nusselt sayısı korelasyonu önerilmiştir. Sistem analizi kodu GAMMA, hangi korelasyonun daha uygun olduğunu belirlemek amacıyla kullanılmıştır. Bölgesel hatve ortalamalı Nusselt sayısı korelasyonunun, deneysel verilere dayanan ortalama Nusselt sayısı korelasyonundan daha uygun olduğu tespit edilmiştir [38].

Kim ve No PCHE'nin termal-hidrolik performansını deneysel olarak ve numerik simülasyonlarla incelemişlerdir. Deneyler laminar bölgede yapılmış, giriş ve çıkışta sıcak ve soğuk tarafların basınç düşüşü ve sıcaklıkları ölçülmüştür. Fluent ile periyodik sınır koşullarına sahip 3 boyutlu çözümler elde edilmiştir. Numerik analiz sonuçları deneysel verilerle doğrulandıktan sonra numerik analiz aralığı Reynolds sayısı 2500'e ulaşıncaya kadar genişletilmiştir. Reynolds sayısı ve bir düzeltme faktörüne bağlı olarak önerilen sürtünme faktörü korelasyonu, bölgesel hatve ortalamalı sürtünme faktörünü helyum ve su tarafları için sırasıyla %0.97 ve %0.65'ten daha düşük bir aralıkta öngörmektedir. Ayrıca bir Nusselt sayısı korelasyonu %3.589 ortalama hata ile Reynolds sayısı ve Prandtl sayısına bağlı olarak geliştirilmiştir [39].

Baek vd. kriyojenik sıcaklıklarda yüksek bir etkinlik değeri ile çalışabilecek PCHE'lerin termal-hidrolik performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Isı değiştiricilerde kullanılan plakaların her iki tarafı da işlenmiş olup, biri 250 ve diğeri 500 plakadan üretilmiştir. Deneyler kriyojenik sıcaklıklardaki helyum gazı ile yapılmıştır. Düşük Reynolds sayılarındaki aksel ısı iletiminin termal performansa etkileri nedeniyle çeşitli modifikasyonlar önerilmiştir. Isı değiştirici elektrik boşaltımlı tel kesme ile modifiye edilerek aksel ısı iletimi boyu 5 kat artırılmıştır [40].

Figley vd. yüksek sıcaklık reaktörlerinde elektrik üretimi, hidrojen üretimi ve/veya diğer endüstriyel proses ısı uygulamaları için reaktörün termal ısını ikincil bir akışkana aktaracak yüksek etkinliğe sahip, yüksek sıcaklık ve basınca dayanıklı bir ara ısı değiştirici olarak PCHE'nin basitleştirilmiş numerik analizlerini ANSYS Fluent ile yapmışlardır. Ohio State Üniversitesi'ndeki Yüksek Sıcaklık Helyum Tesisindeki

617 alaşımından imal edilen ısı değiştiricideki geometrik model çalışmada esas alınmıştır. Analizler tesisin tasarım koşulları olan 30 bar'lık maksimum çalışma basıncında, sırasıyla sıcak ve soğuk taraf giriş sıcaklıkları olan 1173K ve 813 K'de ve 10 – 80 kg/h kütlesel debide yapılmıştır. Bu kütlesel debi aralığında, PCHE'deki laminer ve laminer-türbölans arası geçiş rejimleri yarı dairesel ve dairesel kanal geometrileri için incelenmiştir. Numerik analizler neticesinde yarı dairesel ve dairesel kanallar için sırasıyla 2300 ve 3100 Reynolds sayıları geçiş bölgesi olarak tespit edilmiştir. Isı transferi ve basınç düşüşü özellikleri, imal edilecek ısı değiştiriciler için ön çalışma niteliğindedir. Sıcak ve soğuk taraflar için yerel taşınım ile ısı transferi katsayıları hesaplanmış ve mevcut korelasyonlarla karşılaştırılmıştır. PCHE'nin genel performans karakteristikleri termal etkinlik, NTU ve toplam ısı transferi katsayısı parametreleri ile değerlendirilmiştir [41].

Her biri yarım daire kesitli 12 kanallı, 10 sıcak ve 10 soğuk plakadan oluşan, 617 alaşım malzemededen imal edilmiş 2 adet PCHE Yüksek Sıcaklıklı Helyum Test Tesisinde Mylavarapu vd. tarafından performans testine tabi tutulmuştur. Soğuk taraf için giriş sıcaklık ve basıncı 85 – 390°C/10 – 27 bar, sıcak taraf için ise 208 – 790°C/10 – 27 bar'dır. Kütlesel debi 15 – 49 kg/h aralığında değiştirilmiştir. Bu kütlesel debi aralığı laminer ve laminer-türbölans arası geçiş rejimlerine karşılık gelen soğuk ve sıcak taraf için sırasıyla 950 – 4100, 900 – 3900 Reynolds sayıları aralığını sağlar. Elde edilen deneysel veriler ısı değiştiricinin termal-hidrolik performansı bakımından değerlendirilmiş ve literatürde bulunan korelasyonlarla da karşılaştırılmıştır. Buna ek olarak, yarı dairesel bir kanal üzerinden hidrodinamik olarak gelişen ve hidrodinamik açıdan tam gelişmiş laminer akışın numerik olarak ele alınması sunulmuştur. Yarı dairesel kanaldaki hidrodinamik giriş uzunluğunu belirlemek için geliştirilen korelasyonlar ve yarı dairesel kanal üzerinden laminer akış için hidrodinamik giriş uzunluğu bölgesindeki sürtünme faktörü (veya basınç düşüşü) korelasyonu verilmiştir. Artımlı basınç düşüş sayısı, sürtünme faktörü ve yarı dairesel kanaldaki hidrodinamik giriş uzunluğu gibi çeşitli hidrodinamik giriş bölgesi parametreleri sayısal olarak tahmin edilmiştir [42].

Heatric tarafından üretilen PCHE'lerin modellenmesinde araştırmacıların karşılaştığı sorunlardan birisi de firma tarafından çok kısıtlı bilgi verilmesidir. Bu nedenle Daouk vd. doğrudan karşılaştırma yapabilmek amacıyla literatürde

bulunan bir ANSYS modelini COMSOL paket programını kullanarak tekrar modellemişlerdir. Elde edilen sonuçlar sıcak ve soğuk kanalların çıkış sıcaklıkları için sırasıyla %1.6 ve %2.4 farkla uyuma göstermiştir. Basınç düşüşü ise yaklaşık olarak %0.15 olarak bulunmuştur. Bu sonuç önceki çalışmada %0.13 olarak görülen değere oldukça yakındır [43].

Ma vd. yüksek sıcaklık reaktöründe 900°C sıcaklıkta çalışan, iş akışkanı olarak helyumun kullanıldığı, zikzak kanallı PCHE'yi incelemişlerdir. Yüksek sıcaklıktaki akışın, termal ve fiziksel özelliklerdeki yüksek sıcaklık farkından kaynaklanan değişim nedeniyle, tam gelişmiş akış koşullarını sağlayamadığı tespit edilmiştir. Bununla birlikte; boyutsuz sıcaklık ve hız değerlerinde, ısı değiştirici kanalının ikinci adımına ulaşıldığında, düşük sıcaklıktaki akışa benzer özellikler görülmektedir. Bu nedenle, yüksek sıcaklıktaki sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı, Reynolds sayısı 900'den büyük olduğunda düşük sıcaklıklardaki değerlerle büyük ölçüde uyusabilir. Kanallardaki eğilme açısının artmasıyla ısı transferi ve basınç düşüşünün arttığı görülmüştür. Soğuk ve sıcak kanallardaki eğilme açılarının farklılık gösterdiği hibrit konfigürasyon da çalışılmıştır. Hibrit kanallar kullanılırken soğuk taraftakilerin daha çok eğilme açısına sahip olmaları önerilmiştir. Eğilme açısını değiştirerek ısı transferi performansını artırma yönteminin ısı değiştiricinin çalışma koşullarıyla doğrudan ilgili olduğu belirtilmiştir [44].

Chen vd. boyutu azaltılmış düz kanallı bir PCHE'nin termal denge durumundaki performansını deneysel ve numerik olarak çalışmışlardır. Isı değiştiricinin süreksiz durumundaki ve denge durumundaki davranışını tahmin edebilmek için önceki çalışmalardaki bir dinamik model referans alınmıştır. Dengeli haldeki sıcak ve soğuk tarafların iş akışkanının sıcaklık profilleri deneyler sonucunda elde edilmiş ve bu veriler süreksiz durumundaki simülasyonlarda başlangıç koşulları olarak kullanılmıştır. Kanal girişindeki sıcaklık değişimlerine, helyumun çeşitli kütleli debi varyasyonlarına ve bu ikisinin kombinasyonlarına tabi tutulan düz kanallı PCHE'nin ayrıntılı dinamik tepkisinin simülasyonu yapılmıştır. Simülasyon sonuçları analiz edilmiştir. Buna ek olarak biri helyumun giriş sıcaklığındaki artışı, diğeri azalışı ölçmek ve bunların dinamik modele uygulanabilirliğini görmek için süreksiz durumda iki deney yapılmıştır. Numerik analizlerin deneysel verilerle karşılaştırılmasıyla dinamik modelin başarılı sonuçlar verdiği görülmüştür [45].

Chen vd. boyutu azaltılmış, zikzak kanallı, 617 alaşımdan imal edilmiş, borulamasında 800H alaşımı kullanılmış bir PCHE'nin deneylerini Ohio State Üniversitesi'nin Yüksek Sıcaklıklı Helyum Test Tesisinde yapmışlardır. Isı değiştiricinin her iki tarafındaki maksimum kütleli debi 39 kg/saat'e ulaşırken, helyum giriş sıcaklık ve basınç değerleri soğuk ve sıcak taraf için sırasıyla 464°C / 27 bar ve 802°C / 27 bar'dır. Kanallarda laminer ve laminer-türbülans arası geçiş rejimleri görülmekte olup, kanal içi maksimum Reynolds sayısı 3558'dir. Deneysel veriler kullanılarak köşeleri yuvarlatılmış zikzak kanallar için yeni basınç düşüşü ve ısı transferi korelasyonları geliştirilmiştir. Çalışmada deneysel veriler ile mevcut korelasyonların karşılaştırılmasına yer verilmiştir. Düz kanal geometrisi ile zikzak kanallar karşılaştırılmış ve zikzak kanal geometrisinin laminer rejimde çok az avantaj sağlamasına karşın, laminer-türbülans arası geçiş rejimi yakınlarında önemli bir avantaj sağladığı görülmüştür [46].

Aneesh vd. Uluslararası Termo-Nükleer Reaktöründe reküperatörü olarak kullanılacak verimli bir PCHE önerebilmek için HAD analizleri yapmışlardır. Isı değiştiricisi malzemesi olarak 617 alaşımı ve iş akışkanı olarak helyumun kullanıldığı sürekli hal durumunda 3 boyutlu ısı transferi simülasyonları yapılmıştır. Değişken termal-fiziksel özelliklerin, çalışma koşullarının ve 3 farklı tasarım modifikasyonunun etkileri incelenmiştir. Plakaların tek sıra dizildiği durumdaki termal-hidrolik performansın iki sıra dizildiği duruma göre daha iyi olduğu görülmüştür. Sıcak ve soğuk kanalların aynı hizada olduğu durumla aralarında kademe bulanık durum arasında ise performans yaklaşık olarak aynıdır. Kanallar içerisine yerleştirilen yarı küresel şekildeki geometrinin performansı artırdığı görülmüştür [47].

Khan vd. Uluslararası Termo-nükleer Reaktöründe reküperatör olarak kullanılacak bir PCHE önerebilmek için ticari bir yazılım kullanarak 3 boyutlu HAD çalışması yapmışlardır. Yapılan çalışma ile dalgalı kanal geometrisine sahip ısı değiştiricide termal-hidrolik performansı iyileştirmek için farklı kanal modifikasyonlarının etkisini görmek amaçlanmıştır. Soğuk ve sıcak kanalların dalgalı kanal geometrileri birbirlerine zıt fazdadır. Analizler 0° (düz), 5°, 10° ve 15° eğilme açılarındaki kanallarda ve 350, 700, 1400 ve 2100 Reynolds sayıları için yapılmıştır. Sıcak ve soğuk kanallarda akışkan giriş sıcaklıkları sırasıyla 1173 ve 813K olarak alınmıştır.

Isı değiştiricinin çalışma basıncı 30 bar'dır. Dalgalı kanalın çeşitli periyodik kesitleri için termal-hidrolik performans parametreleri sunulmuştur. Reynolds sayısının ve eğilme açısının artmasıyla güç yoğunluğunun yanı sıra basınç düşüşünün de arttığı görülmüştür [48].

Aneesh vd. ANSYS Fluent 13 kullanılarak yapılan numerik analizler için referans olarak helyum ile çalışan 617 alaşımından yapılmış bir karşıt akışlı PCHE'yi almışlardır. Tek sıra dizilmif plakalardan oluşan düz kanallı ısı değiştiricisi modeli için indirgenmiş bir model önerilmiş ve literatürle karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Düz kanallı ısı değiştiricideki akış ve ısı transferi özelliklerinin bilimsel ve mühendislik yönleri, sabit ve değişken termo-fiziksel özellikler için incelenmiş ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Zikzak, sinüzoidal ve trapezoidal olmak üzere üç farklı kanal konfigürasyonu numerik olarak modellenmiş ve termal-hidrolik performansları düz kanallı ısı değiştiricinininkilerle karşılaştırılmıştır [49].

Seo vd. mikro-kanallı PCHE'nin testlerini 100 – 850 Reynolds sayısı aralığında, soğuk taraf giriş sıcaklığını 20°C'ta sabit tutup, sıcak taraf sıcaklığını ise 40 – 50°C aralığında değiştirerek yapmışlardır. Karşıt akışlı konfigürasyonun paralel akışlı olana göre ortalama ısı transfer oranı ve ısı transferi performansı bakımından sırasıyla %6.8 ve %10 – 15 daha yüksek performansa sahip olduğu görülmüştür. Tüm deneylerde Reynolds sayısı arttıa ortalama ısı transferi oranı ve ısı transferi performansı ve basınç düşüşü artmıştır. Giriş sıcaklığının artması ısı transferi performansını çok etkilemese de basınç düşüşünde az da olsa azalma sağlamıştır. Isı transferi katsayısı ve basınç düşüşü faktörü için Reynolds sayısına bağlı olarak ampirik korelasyonlar geliştirilmiştir [17].

Pasquier vd. PCHE'lerdeki giriş-çıkış portları ve borulamadaki akış dağılımının optimizasyonu için bir HAD alışması yapmışlardır. Borulamadaki akış dağılımı ısı değiştiricilerin performansını etkilemektedir. Geleneksel portlardaki kötü akış dağılımı termal-hidrolik performansı olumsuz etkilemektedir. Bu alışmada PCHE'lerin kanal geometrisini de dikkate alarak hazırlanan trapez, by-pass delikli çift başlıklı, tek katmanlı entegre başlıklı ve çok katmanlı entegre başlıklı olmak üzere dört farklı geometri incelenmiştir. En iyi ısı transferi performansını gösteren yeni önerilen giriş ve çıkış portunda akış bozukluğu %91 oranında azaltılırken, basınç düşüşünün %114 arttığı görülmüştür [50].

Zhang PCHE kanallarındaki ısı transferi performansını maksimize etmek ve basınç düşüşünü minimize etmek için 9 farklı S-şeklinde kanatlardan oluşan kanal geometrisi üzerine HAD simülasyonlarına dayanan NSGA-II kullanarak çok amaçlı optimizasyon çalışması yapmıştır. Optimizasyon parametreleri olarak kanat açısı ve uzunluğu belirlenmiştir. Optimizasyon sonucunda, büyük kanat uzunluğuna sahip küçük kanat açılı kanalların basınç düşüşünü azaltabileceğini, küçük kanat uzunluğundaki geniş kanat açılı kanallarının, ısı değiştiricinin etkinliğini artırmada avantajlı olduğu görülmüştür [51].

Chu vd. iyi bir modelleme ile türbülans modellemesinin getirdiği belirsizlikleri ortadan kaldıran doğrudan numerik simülasyon ile bir yatay boruda s-CO₂'nin ısı transferi performansı üzerine çalışmışlardır. D=1.2 mm'de küçük boru çapı ve Re=5400 olmak üzere kısmen düşük Reynolds sayısındaki akış ile PCHE'dekine benzer bir akış elde edilmiştir. Giriş sıcaklığı kritiğe yakın bölgedeki sıcaklıktan daha düşük bir sıcaklık olan 301.05 K'e ayarlanmıştır. Akışkan sıcaklığı arttıkça kritik bölge civarındaki termal-fiziksel özelliklerin hızlı bir şekilde değişmesinin performansa etkileri de bu sayede gözlemlenmiştir. Kaldırma kuvvetinin de etkisiyle ısıtılmış hafif olan akışkan üst tarafa çıkar ve akış ayrılması gerçekleşir. Bu nedenle homojen olmayan bir sıcaklık dağılımı görülür ve borunun üst tarafında cidar sıcaklığı daha yüksek olur. Akış yönündeki hız profili de bu akış ayrılmasından etkilenir. Dairesel borunun etrafında ısınan düşük hızlı akışkan borunun üst tarafına taşınır, yoğunluğu nedeniyle aşağıda kalan akışkanın ise hızı yüksektir. Hız profilinde meydana gelen bu değişiklik kayma etkileri nedeniyle türbülans açısından da öneme sahiptir. Bu bölgede türbülans kinetik enerjisi (TKE) ve radyal türbülanslı ısı akısı fazlasıyla bastırılmaktadır. Bu bölgede taşınım ile ısı transferi azalır ve bu da akış ayrılmasını artırır [52].

Kim vd. literatürde çalışılmış bir modeli referans olarak s-CO₂ Brayton çevriminin PCHE'si üzerine HAD analizleri yapmışlardır. Hesaplama zamanından tasarruf etmek adına ısı değiştirici, iki sıcak ve bir soğuk kanaldan oluşan indirgenmiş bir model olarak ele alınmış ve bu birim analiz modelinin yatay ve düşey yüzeylerindeki ısı transferini de hesaba katmak için periyodik sınır şartı uygulanmıştır. HAD analizlerinin sonuçlarının önceki çalışmalarda kullanılan korelasyonlarla yapılan hesaplamaların sonuçlarına göre çok daha uyumlu sonuçlar verdiği gösterilmiştir.

Bu farklılıkların kaynağı olarak ise mevcut korelasyonun belirli bir Reynolds sayısı aralığında daha geçerli olması, Reynolds sayısı arttıkça farklılıkların artması ve gerçek modelde 100° eğilme açısına sahip olan soğuk kanal geometrisini, basitleştirme adına, indirgenmiş modelde 115° olarak almak görülmüştür. HAD ile elde edilen Nusselt sayısının korelasyona göre daha düşük olmasının nedeni bu açı farklılığının kanal uzunluğunu da etkilemesidir [53].

Van Abel vd. yarım dairesel kanallı, $D_h=1.16$ mm hidrolik çaplı, zikzak kanal geometrisine sahip PCHE için numerik analizler yapmışlardır. Fluent kullanılarak yapılan 3 boyutlu numerik analizler deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Bir kanalın tam boyu için hexahedral ağ yapısı kullanılarak HAD modeli oluşturulmuştur. $k-\omega$ – SST türbülans modelinin, $k-\varepsilon$ modelinden daha iyi basınç düşüşü öngörüsü sağladığı tespit edilmiştir. Modellerde sınır tabaka bölgesi de dikkate alınarak çözümler elde edilmiştir. Giriş koşulları $34 - 95^\circ\text{C}$ sıcaklık, $325 - 760$ $\text{kg/m}^2\text{s}$ kütleli akı ve $75 - 81$ bar basınç aralığındadır. Ölçüm ve analizler CO_2 'nin kritik bölgesine yakın bölgede yoğunlaşmıştır. Isı akıları ve basınç düşüşleri için HAD sonuçlarının deneysel verilerden %5 – 25 daha düşük olarak elde edildiği belirlenmiştir. Basınç düşüşü değerlerinin yüksek kütle akısı için \pm %10 aralığında uyum sağladığı tespit edilmiştir. Zikzak kanalların köşelerinin yuvarlatılması ile ilgili yapılan çalışmada 0.4 mm değerine kadar yapılacak yuvarlamanın basınç düşüşünü azaltacağı gözlemlenmiştir [54].

Yoon vd. yaptıkları çalışmada çapraz akışlı PCHE'lerin termal dizaynı ile boyutlarının belirlenebilmesi için gerekli hesaplamaları yapacak kodu geliştirmeyi amaçlamışlardır. Çalışmada ayrıca paralel ve karşıt akışlı PCHE'lerin termal dizaynına da yer verilmiştir. Akışkanların birbirine karışmadığı, tek geçişin olduğu ve boyuna iletimin herhangi bir etkisinin bulunmadığı kabulleriyle yapılan analitik modelin çözümünden sıcak ve soğuk taraf için iki boyutlu sıcaklık profilleri elde edilmiştir. Geliştirilen kodu doğrulamak amacıyla ağ örgüsü duyarlılığı testi ve NTU-etkinlik analizi yapılmıştır. Yapılan ağ örgüsü duyarlılığı testi sonucunda ağ örgüsü sayısının önemli olmadığı belirlenmiştir. Geliştirilen kod ile hesaplanan ısı değiştirici etkinliği ile NTU-etkinlik korelasyonu ile hesaplanan ısı değiştirici etkinliğinin de birbirleri ile uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Akışkan özelliklerinin ve ısı transferi korelasyonunun belirsizlik analizleri de yapılmıştır.

Akışkan özelliklerinde meydana gelecek $\pm\%30$ belirsizliğin, ısı değiştirici termal tasarımında önem arz etmediği belirtilmiştir [55].

Sabharwall vd. yüksek sıcaklıklı reaktörlerden elde edilen proses ısısı üzerine detaylı bir araştırma yapmışlardır. Araştırma kapsamında yüksek sıcaklıklı reaktörlerde uygulanabilecek güç çevrimi çeşitleri, proses ısısının hangi amaçlarla kullanılacağı, potansiyel ısı değiştiricisi adayları, ısı değiştiricisi seçiminde dikkat edilmesi gereken kriterler ve ısı değiştiricilerde kullanılacak erimiş tuz akışkanlar ile ilgili detaylı bir çalışmaya yer verilmiştir. Isı değiştiricisi seçimi çalışma koşulları göz önünde bulundurularak yapılmış ve gövde-borulu tip ile PCHE seçenekleri elde edilmiştir. MakeItRational isimli yazılım kullanılarak analitik hiyerarşi prosesi ile ısı değiştirici seçilmesi ile ilgili bilgilere yer verilmiştir [56].

Sabharwall vd. helis sargılı ısı değiştirici ve PCHE olmak üzere iki farklı ikincil ısı değiştirici için termal dizayn ve analizleri yapmışlardır. Analitik hiyerarşi prosesi ile helis sargılı ısı değiştirici ve PCHE arasında değerlendirme ve seçim yapmak için MakeItRational yazılımı kullanılmıştır. Modelleme ve karar verme metodolojisi ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır. Analitik hiyerarşi prosesinin sonuçları sunulmuştur [57].

Lim vd. tarafından COMSOL kullanılarak PCHE'nin ısı transferi analizi yapılmıştır. Analizlerde sonsuz sayıda ağ örgüsü ve periyodik sınır koşulları olduğu kabulü yapılmıştır. Kesit düzleminde sabit bir sıvı sıcaklığı kullanılarak, duvar sıcaklıkları verilen ısı transferi korelasyonu ile hesaplanmıştır. Isı transferine karşı direncin büyük kısmının sınır tabakalarında görülmesi nedeniyle, çözüm olarak sıcak ve soğuk kanallar arasında ofset uygulamak görülmüştür. Ofset nedeniyle metal üzerinde biraz daha fazla yol kat edildiği için ısı akısı $\%0.02$ oranında düşmüştür. Orijinal konfigürasyonda ısı akısı 158.55 MW/m^2 iken ofsetli konfigürasyonda 158.52 MW/m^2 olmuştur [58].

Oh ve Kim ısı değiştirici seçeneklerini tartıştıkları çalışmada gövde-borulu ısı değiştirici, helis sargılı ısı değiştirici ve PCHE'lerin tek ve iki kademeli, çapraz ve karşıt akış konfigürasyonlarını da kapsayacak termal dizaynı ile ilgili bilgilere yer vermişlerdir. Yapılan hesaplamalar sonucunda PCHE'nin en iyi seçenek olduğu değerlendirilmiştir. Bu çalışmada Hesselgreaves'in kitabında yer alan denklemler ve parametreler PCHE'nin termal dizaynında kullanılmıştır. [59].

Davis vd. nükleer reaktör ile hidrojen ve/veya elektrik üretim tesisi arasında ısı transferini güvenli ve verimli bir şekilde sağlayacak 7 farklı konfigürasyon üzerine çalışmışlardır. Bu konfigürasyonlar açık ve kapalı çevrim modelleri ile elektrik üretimi sağlayacak güç çevrimlerini içermektedir. Ara ısı değiştiricide helyum ve erimiş tuzların iş akışkanı olarak kullanılması düşünülmüştür. Farklı konfigürasyonlar için ara ısı değiştirici boyutları termal-hidrolik analizler sonucunda belirlenmiştir. Karşılaştırmalı analizler ile hangi konfigürasyonun ve soğutucu akışkanın, daha verimli ve termal-hidrolik performans bakımından daha üstün olduğu belirlenmiştir. Çalışma kapsamında temel ısı transferi denklemlerine de yer verilmiştir [60].

Dostal vd. yeni nesil nükleer reaktörlerde uygulanacak s-CO₂ çevrimi üzerine detaylı bir araştırma yapmışlardır. Bu çalışmanın alt başlıklarından birisi de ısı değiştiricilerdir. s-CO₂ Brayton çevriminde kullanılacak, yüksek ve düşük sıcaklık reküperatörü ve ön soğutucu olmak üzere 3 farklı türde ısı değiştirici ele alınmıştır. CO₂'nin kritik bölgesinden uzak çalışacağı için, yüksek sıcaklık reküperatörü olarak çalışacak ısı değiştiricinin tasarımı daha kolay olacaktır. Ancak düşük sıcaklık reküperatörü CO₂'in kritik bölgesine yakın sıcaklıklarda çalışacak olup bu bölgede akışkanın termo-fiziksel özellikleri ani değişimler göstermektedir. Bu ani değişiklikler akışkanın özgül ısısını da sürekli değiştireceği için ortalama logaritmik sıcaklık farkı ve NTU-etkinlik yöntemleri kullanılarak ısı değiştirici tasarımı yapılamaz. Bu nedenle, ısı değiştirici bir ağ örgüsü oluşturularak modellenmeli ve her bir düğüm noktası için ortalama sıcaklık farkı kullanılarak hesaplamalar yapılmalıdır. Bu uygulama aynı zamanda akışkan özelliklerinin değişimini de hesaba katmalıdır. Bu yöntem geliştirildikten sonra yüksek sıcaklık reküperatörlerinin termal dizaynında da kullanılabilir. Ayrıca, çalışmada hibrit bir ön soğutucu tasarımı için nelere dikkat edilmesi gerektiği de belirtilmiştir [61].

Zhang yapmış olduğu tez çalışması kapsamında bir He – s-CO₂ hibrit PCHE'nin termal-ekonomik optimizasyonu üzerine çalışmıştır. Zikzak ve S-şeklinde kanatlardan oluşan kanal geometrileri üzerine analizler yapılmıştır. Çalışma kapsamında termal-hidrolik korelasyonlar ve geometrik parametrelerin etkileri de incelenmiştir. NSGA-II algoritması kullanılarak yapılan çok amaçlı optimizasyon çalışmasında etkinlik ve toplam maliyet amaç fonksiyonları olarak seçilmiştir.

Etkinlik değeri %88 – 95 aralığında değişirken toplam maliyet sabit olarak artmakta, %95 etkinliktten sonra ise hızlı bir artış göstermektedir [62].

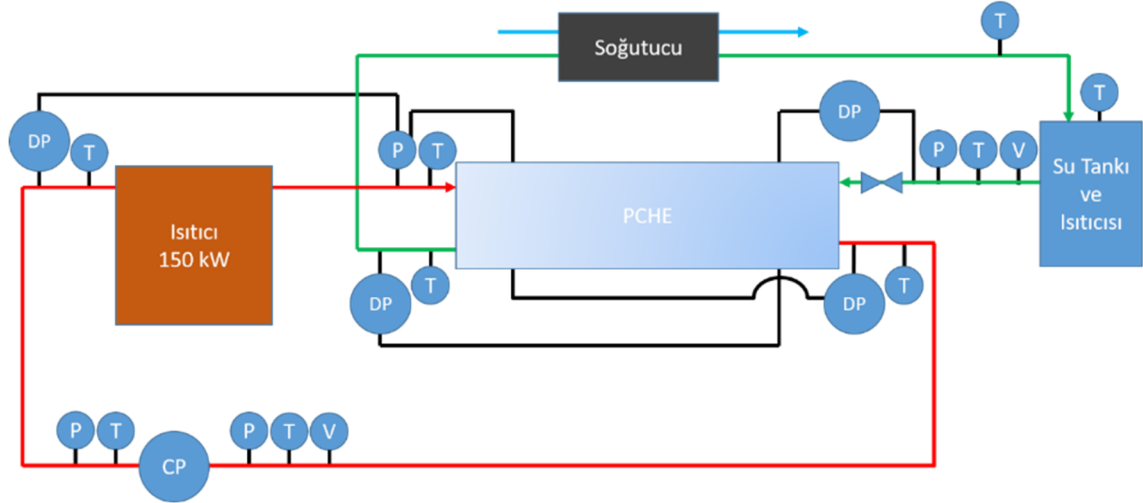
Gavic s-CO₂ Brayton çevrimlerinde su, hava ve hibrit soğutma üzerine çalışmıştır. Hava kullanılan soğutucunun, daha kompakt olan su kullanılan soğutucu ile karşılaştırıldığında yaklaşma sıcaklığına karşı daha hassas olduğu görülmüştür. İş akışkanı olarak su kullanılan soğutucu daha düşük sıcaklıklarda çalışabilmektedir. Çalışmada ısı transferi modellerine ve korelasyonlarına yer verilmiştir [63].

Van Meter s-CO₂ ve H₂O ile alışan PCHE'nin performansı üzerine deneysel bir çalışma yapmıştır. Çalışmada CO₂'in kritik noktasına yakın bölgede, PCHE'de meydana gelen kk sıcaklık değişimlerinin ısı transferi katsayısını önemli lde etkilediği görülmüştür. n soğutucu çıkış sıcaklığının kritik sıcaklığa yakın olmasının ısı transferi katsayısına önemli bir etkisinin olmadığı yüksek sıcaklık farkında yapılan deneyler ile ortaya konulmuştur. 2 boyutlu, 4 kanallı, zikzak kanal geometrisine sahip model ile yapılan HAD analizleri çıkış sıcaklığını %15 hata sınırı içerisinde hesaplamıştır. Düz kanal geometrisi ile yapılan 3 boyutlu HAD analizlerinde ise hata oranı %3'e düşürülmüştür. Her iki model de su tarafının çıkış sıcaklığını %20 hata oranı ile öngörmüştür [64].

Song s-CO₂ ve H₂O ortamında nükleer reaktör n soğutucusu olarak kullanılacak PCHE'nin performans testlerini Argonne Ulusal Laboratuvarı'nda (ANL) yapmıştır. Sıcak taraf akışkanı olan s-CO₂'nin çıkış koşulları kritik noktaya yakındır (~31 – 32 C ve 75 bar). Yapılan analizler neticesinde kritik noktaya yakın bölgede daha iyi sonuçlar verecek bir korelasyon önerisinde bulunulmuştur. Deneysel sonuçlarla karşılaştırma yapmak için bir ağ örgüsü ile modellenen LMTD yöntemiyle ve HAD yöntemiyle analizler yapılmıştır. Bu iki analizin karşılaştırılması ile kritik nokta özelliklerinin ısı transferini önemli lde etkilediği ortaya konulmuştur [65].

Wegman düz kanallı bir PCHE'nin, Yüksek Sıcaklık Helyum Test Tesisinin deneysel verilerini baz alarak, COMSOL ile numerik olarak modellenmesi üzerine çalışmıştır. İmalat sonrasında nominal kanal boyutlarında meydana gelecek değişikliğin ısı değiştirici performansına etkilerini görmek için yapılan ölümler sonucunda 2.00 mm kanal çapı 2.04 ± 0.12 mm olarak, 1.00 mm olan kanal derinliği ise 0.9 ± 0.11 mm olarak belirlenmiştir. Numerik analiz sonucunda hesaplanan yerel ve toplam sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı değerleri karşılaştırılarak sunulmuştur [66].

Shin ve No çalışmalarında buhar jeneratörü ve yüksek basınç uygulamalarında kullanılmak üzere düz kanallı bir PCHE dizaynı yapmışlardır. Deneysel çalışma kapsamında sistem basıncı, su giriş sıcaklığı ve ısı girdisinin PCHE'nin termal-hidrolik performansı üzerine etkisini incelemişlerdir. Helyum ve su ile çalışan test düzeneğinin şematik gösterimi Şekil 1.7'de verilmiştir [67].



Şekil 1.7 PCHE test düzeneğinin şematik gösterimi [67]

Figley yüksek sıcaklık reaktörü olarak kullanılacak PCHE'nin HAD modellemesi ve performans analizi üzerine çalışmıştır. Çalışma koşulları 30 bar basınç, 10 – 80 kg/h kütleli debi ve sıcak-soğuk tarafların giriş sıcaklıkları olarak sırasıyla 1173 ve 813 K'dir. Bu çalışma koşullarında laminer ve laminer-türbülans arası geçiş rejimleri görülmektedir. Toplam ısı transferi katsayısı 563 – 1697 W/m²K aralığındadır. Ulaşılan maksimum ısı değiştiricisi etkinlik değeri %85'tir. Maksimum basınç düşüşü çalışma basıncının %1.5'idir. Isı değiştiricinin ısı yükü 4.45 – 28.73 kW aralığındadır. Kritik Reynolds sayıları yarım dairesel ve dairesel kanallar için sırasıyla 2800 ve 2300'dür. Laminer akış koşullarında yapılan HAD analizlerinin sonuçları, korelasyonlardan elde edilen sonuçlar ile uyum içerisindedir [68].

Li vd. süper kritik akışkanlar için ısı transferi korelasyonu geliştirmişlerdir. Anlık değişimlerin etkisini hesaba katmak için olasılık yoğunluğu fonksiyonu kullanılarak zamana göre ortalaması alınmış özellikler elde edilmiştir. Kaldırma kuvveti ve ısının neden olduğu hızlandırma etkisinin doğal taşınım ile ısı transferi üzerine etkisi korelasyon aracılığıyla incelenmiştir. Deneysel veriler korelasyon ile hesaplanan sonuçlar ile karşılaştırılmış ve s-CO₂ akışkanı için yaygın olarak kullanılan korelasyonlardan daha iyi sonuçlar verdiği anlaşılmıştır [69].

Pandey vd. yapmış oldukları çalışmada, süper kritik akışkanlarda ısı transferi için kaldırma kuvveti ve hızlandırma etkilerini içeren iki katmanlı model kullanmışlardır. Sonuçlar doğrudan numerik simülasyon verileri ile kalibre edilmiş ve s-CO₂ akışkanı için mevcut deney verileriyle doğrulanmıştır. Ek olarak kütle akısı, boru çapı ve giriş sıcaklığının ısı transferi üzerine etkisini incelemek için parametrik bir çalışma yapılmıştır. Sonuç olarak; termal iletkenlik ve viskozitenin, s-CO₂ akışkanındaki ısı transferi üzerinde sınırlayıcı bir etkisi gözlenmiştir. Verilen boru çapı, giriş sıcaklığı ve basıncında, kütle akısı arttığında ısı transferi artmaktadır. Küçük çaplardaki borunun, verilen giriş şartlarında kaldırma kuvveti üzerinde çok büyük bir etkisi yoktur [70].

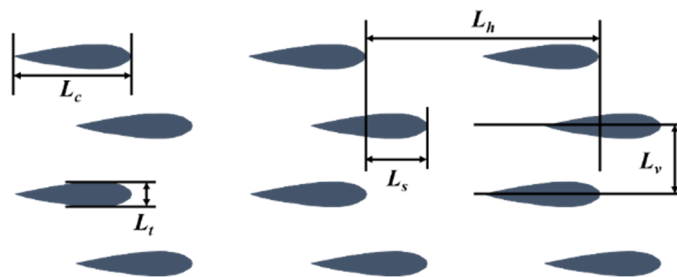
Xiang vd. yaptıkları çalışmada, soğutma koşullarındaki yatay boruda s-CO₂'nin taşınımıyla ısı transferini HAD analizi ile incelemiştir. Sonuçlar sıcaklık katmanlaşması ve ikincil akışın üretildiğini, radyal hız ve TKE profillerinin kesit üzerinde asimetric olarak dağıldığını göstermektedir. Kritik bölge sıcaklığı yakınlarında en yüksek ısı transferi katsayısı alt yüzeyde üst yüzeyden daha önce görünür fakat alt yüzeydeki ısı transferi katsayısı üst yüzeydeki ısı transferi katsayısından daha küçüktür [71].

Mortean vd. yaptıkları çalışmada, difüzyonla bağlanmış çapraz akışlı kompakt ısı değiştirici için tek boyutlu kararlı hal için termal model geliştirmişlerdir. Teorik çalışmadan elde edilen sonuçlar, deney sonuçlarından elde edilen verilerle karşılaştırılmıştır. Kanal içindeki ısı transferini tahmin etmek için literatürde bulunan 3 farklı Nusselt korelasyonunu kullanmışlardır. Küçük boyuttaki kare kanalları elde etmek için su jeti ile kesme yöntemi kullanılmıştır. Kanallar tarak benzeri işlenmiş katman ve piling flat ile şekillendirilmiştir. Isı değiştirici 7 sıcak akım ve 7 soğuk akım olmak üzere 14 katmandan oluşmaktadır. Isı değiştirici malzemesi olarak bakır kullanılmıştır. Deneysel veriler teorik termal modellerle karşılaştırılmıştır. Küçük kanallar içinde taşınımıyla ısı transferi için Nusselt korelasyonları arasında en büyük farklılık Lee ve Garimella korelasyonunda oluşmaktadır. Stephan ve Preuber tarafından verilen korelasyonun ise en iyi sonuçları verdiği görülmüştür [72].

1.1.2.3 Isı Değiştirici Geometrisinin Termal-Hidrolik Performansa Etkisi

Khan vd., Uluslararası Termonükleer Reaktörde kullanılması için PCHE tasarımı önermişlerdir. Isı transferi akışkanı olarak Helyum ve ısı değiştirici malzemesi olarak Alloy 617 kullanılmıştır. Dalga kesitli kanal geometrisi farklı büküm açılarıyla birlikte ($\theta = 0^\circ$ (Düz), 5° ve 10°) incelenmiştir. ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak HAD analizleri yapılmıştır. Sonuç olarak, dalgalı kanal geometrisine sahip ısı değiştiricinin düz kanallıya göre termal-hidrolik performansının daha iyi olduğu anlaşılmıştır. Sürtünme katsayısı ve Nusselt sayısı korelasyonları, Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak ($350 \leq Re \leq 2100$) verilmiştir. Farklı büküm açıları için korelasyonlar önerilmiştir. Akış ayrılması ve sınır tabakanın etkilenmesi büküm noktalarında akışın devir daim yapmasına ve tam gelişmiş akış profilinin elde edilememesine neden olmaktadır. Bunun sonucunda Reynolds sayısında ve Nusselt sayısında farklılıklar oluşmakta, dalgalı kesite sahip PCHE’de yerel ısı akısında periyodik değişimler görülmektedir [73].

Kim vd. Kore Atomik Enerji Araştırma Enstitüsünde s-CO₂ deney düzeneği için aerofil kanat şeklindeki profillerden oluşan mikro-kanal dizaynına sahip PCHE’nin performansını değerlendirmek için HAD analizleri yapmışlardır. Isı değiştiricinin termal-hidrolik performansını etkileyen baskın geometrik parametreler yatay, dikey ve kademeli aralıklardır (Şekil 1.8). ANSYS ICEM CFD programı ile ağ örgüsü oluşturulmuş, bu ağ örgüsü üzerindeki analizler ANSYS CFX ile yapılmıştır. Sonuç olarak, Reynolds sayısı arttığında ısı transferi ve basınç düşüşünün arttığı gözlenmiştir. Tam kademeli sayılarda kademeli olmayanlara göre basınç düşüşünün %40 daha düşük olduğu gözlenirken, ısı transferi üzerinde etkisi olmadığı görülmüştür. 2.0’ın üzerindeki boyutsuz yatay ve dikey sayıların aerofoil kanatlarda ısı transferinin iyileştirmediği görülmüştür. Dikey düzenlemelerin ise yatay düzenlemelere göre basınç düşüşüne etkisinin fazla olduğu görülmüştür [74].



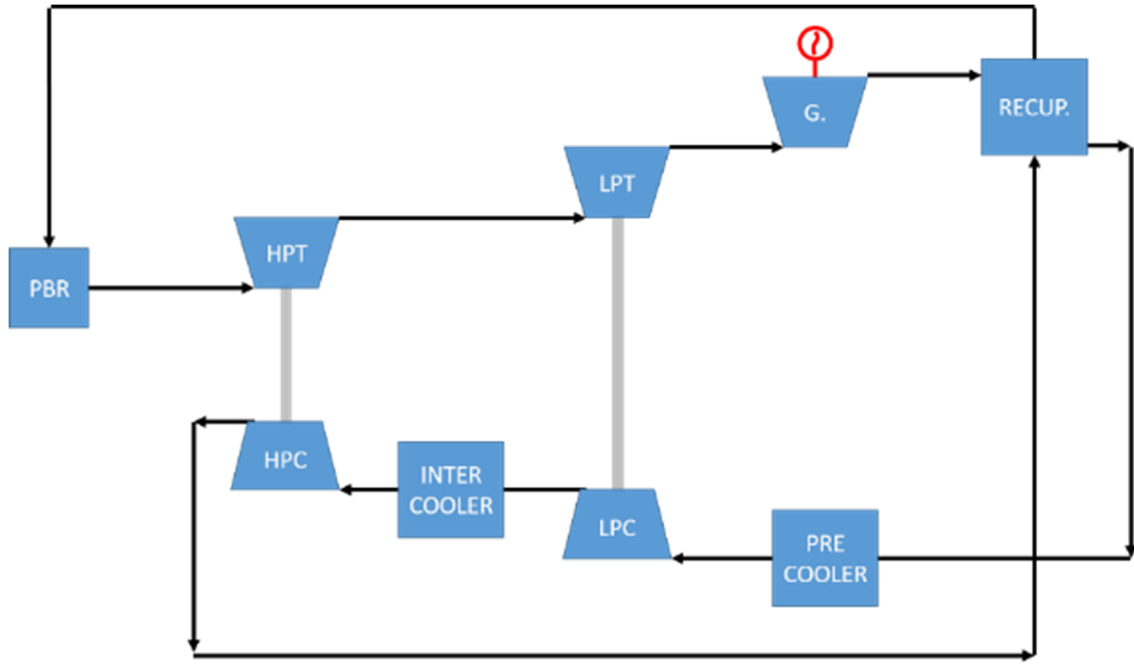
Şekil 1.8 Kanat diziliminin geometrik parametreleri [74]

s-CO₂ çevrimlerinde kullanılan PCHE'lerin basınç düşüşü (ΔP) değerinin azaltılmasına yönelik olarak çalışmalar Yusuyoshi vd. tarafından yapılmıştır. Bu kapsamda, S-şekilli kesintili kanatlar geliştirilmiş ve yapılan çalışmalar sonrası geleneksel olarak kullanılan zikzaklı kanallara göre ΔP değerinin altıda birine düştüğü gözlenmiştir. Sinüs eğrisi şeklindeki kanat modelinde ise %20 daha az ısı geçişi sağlandığı takdirde "S" modeliyle aynı basınç düşüşünün yakalanabildiği görülmüştür. Louvered kanat modeli, "S" şeklindeki kanat modelinden üç kat daha fazla basınç düşüşüne neden olmakta ve S kanat modeliyle kıyaslandığında %10 daha az ısı geçişi sağlamaktadır. Yapılan bu teorik hesaplamalar s-CO₂'nin kullanıldığı bir ısı transfer deney düzeneği ile de doğrulanmıştır. Bu çalışmada PCHE'lerin seçilmesinin nedeni yüksek verimliliği ve kapladığı küçük alanın yanı sıra çok küçük akış kanallarının ve mikro kanatların kolaylıkla plakalara işlenebilmesidir [75].

Zikzaklı kanalların her birisi birçok kıvrımdan oluşan ayrı bir boru olarak görülebilir. Bükülmüş borularda, büküm açısı ve büküm sayısı ile orantılı olarak basınç düşüşünü arttıran girdaplı, sarmal akımlar ve resirkülasyon bölgeleri meydana gelir. "S" modeli, bu girdaplar, sarmal akımlar ve resirkülasyonların ortadan kaldırılması amacıyla geliştirilmiştir. "S" modelinde düzgün bir hız profili oluşmakta buna karşın zikzaklı modelde eğim ve bükümlere bağlı olarak akışkanın hız profili düzgün olmamaktadır.

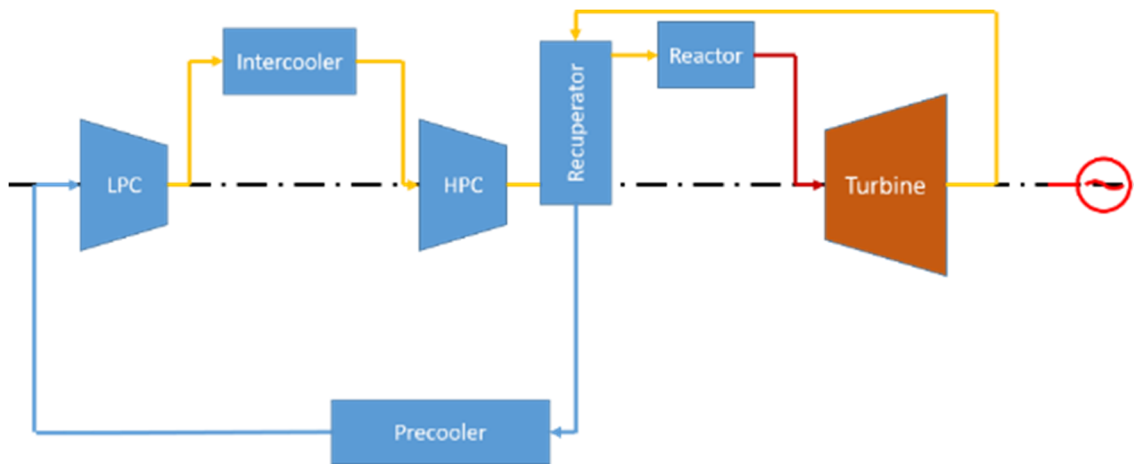
Kanatların ısı değiştiriciler üzerindeki etkilerini araştıran başka bir çalışmada Fourspring ve Nehbüver tarafından yapılmıştır. s-CO₂'lu çevrimlerde kullanılan kompakt ısı değiştirici seçeneklerini belirlemek için, gövde tarafına yerleştirilen kısa kanatlı 100 kW'lık boru tipi ısı değiştiricilerin incelendiği çalışmada, s-CO₂ borulardan geçen su ile başarılı bir şekilde soğutulmuştur. Kısa kanatlı ısı değiştiricinin belirlendiği tasarım için (düşük sıcaklık, 58°C ve basınç, 95 bar koşullarında) ısı transfer verimliliğinin yüksek olduğu teyit edilmiştir. Araştırmacılar bu çalışmada kısa kanatlı boru tipli ısı değiştiricilerin, s-CO₂'nin kritik sıcaklığı ve basıncına yakın değerlerindeki tasarımın verimliliğini ölçmek için çalışmıştır. Kısa kanatlı borular ısı transferinin az olduğu tarafta ısı geçiş alanını birim uzunluk başına %150 arttırarak ısı değiştiricinin genel boyutunu azaltmaktadır [76].

Güney Afrika'nın elektrik üretim şirketi Eskom tarafından geliştirilen gaz soğutmalı modüler çakıl yataklı reaktör 70 bar basınç ve 900°C sıcaklık sınırlarında çalışarak 100 MW_e güç üretmektedir. Helyum Brayton güç çevriminin en önemli bileşenlerinden birisi olan reküperatörde PCHE kullanılması düşünülmüştür. Şekil 1.10'da ön ve ara soğutmalı, kademeli sıkıştırımlı Helyum Brayton güç çevriminin diyagramı görülmektedir [35].



Şekil 1.10 Ön ve ara soğutmalı Helyum Brayton güç çevrimi diyagramı [35]

Pra vd. çalışmalarında ön ve ara soğutmalı kademeli sıkıştırımlı Helyum Brayton güç çevrimi ile çalışan yüksek sıcaklık reaktörünün reküperatörü olarak PCHE'yi düşünmüşlerdir. Güç çevriminin diyagramı Şekil 1.11'de görülmektedir [79].



Şekil 1.11 Ön ve ara soğutmalı, kademeli sıkıştırımlı Helyum Brayton çevrimi [79]

Wang vd. Helyum Brayton çevrimi ile çalışan gaz soğutmalı modüler çakıl yataklı reaktör kullanılan elektrik santrali dizaynı üzerine çalışmışlardır. Çok kademeli sıkıştırma ve genişleme uygulanan çevrimde ön soğutucu, ara soğutucu, ara ısı değiştiricisi ve reküperatör olmak üzere çok sayıda ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Araştırmacılar ara ısı değiştirici ve reküperatör için PCHE ve PFHE alternatiflerini değerlendirmişlerdir [80].

Sabharwall vd. tarafından yapılan çalışmada, yeni bir modüler çakıl yataklı reaktör tasarımı üzerinde farklı güç çevrimi ve hidrojen üretimi alternatiflerini değerlendirmişlerdir. Yaklaşık 700°C reaktör çıkış sıcaklığına göre proses ısısı elde etmek için kullanılacak ikincil ısı değiştirici seçimi yapılmıştır. PCHE önemli bir alternatif olarak görülmektedir. Soğutucu akışkan olarak erimiş tuz alternatifleri değerlendirilmiştir [56].

Mizia, General Atomics tarafından tasarlanan 600 MW gücündeki prizmatik modüler helyum reaktörü için ara ısı değiştirici ve soğutucu akışkan seçimi üzerine çalışmıştır. Çalışmada PCHE ile birlikte birçok yeni konsepti de içeren ısı değiştiricisi seçenekleri değerlendirilmiş, malzeme ve imalat teknolojilerine de yer verilmiştir. Seri ve paralel yerleşim modelleri çalışma kapsamında değerlendirilmiştir. Paralel konfigürasyonda reaktör ısısı ikiye ayrılırken, seri konfigürasyonda tek bir ara ısı değiştirici üzerinden proses ve güç çevrimi ısısı olarak sisteme aktarılmaktadır [81]. Benzer konfigürasyonlara farklı çalışmalarda da yer verilmiştir [59], [60].

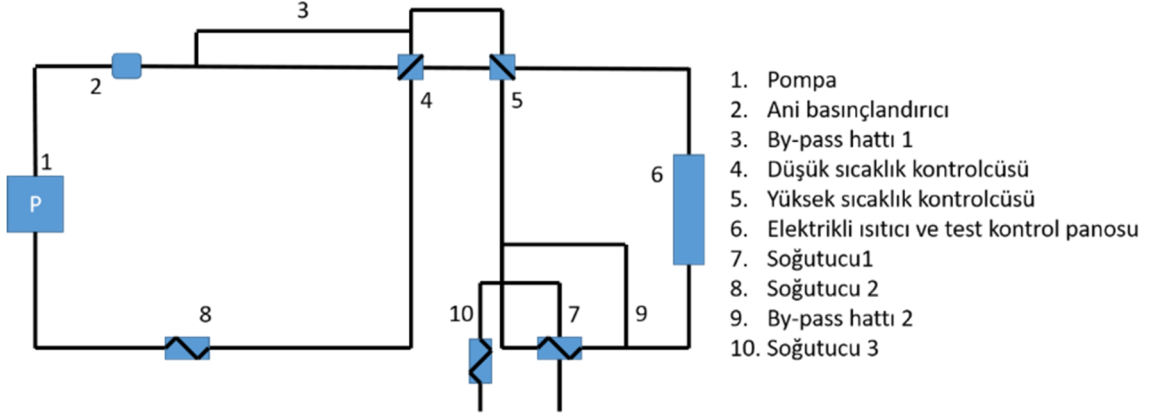
Isı değiştiricilerinde iş akışkanı olarak s-CO₂ kullanılması güç çevrimlerinin genel verimliliğini (işletme giderleri) ve boyutunu (ilk kurulum maliyeti) büyük ölçüde etkilemektedir. Isı değiştiricilerin tasarımında etkinlik ve basınç düşüşü arasında, sistemde istenen verimlilik ve boyutu elde etmek için bir denge bulunmalıdır. Bu denge, her enerji dönüşüm sistemi uygulaması için farklı olacaktır [76].

Elektrik üretim maliyetinin azaltılması enerji üretim tesisleri için önemli bir hedeftir. Maliyetin düşürülmesi, kullanılan mevcut termodinamik çevrimlerin verimliliğinin artırılması veya bu çevrimlerde kullanılan bileşenlerin boyutlarının küçültülmesi ile elde edilebilir. Süperkritik sıvıların uygulandığı güç çevrimlerinde kompakt ısı değiştiricileri kullanılarak komponentlerin boyutunda ciddi azalma sağlanabilir ve işletme maliyetinin yanı sıra bakım zamanı da düşürülebilir [82].

Hajek ve Frybort çalışmalarında [83], Çekya Teknik Üniversitesi Araştırma Merkezi'nde (CTU-REZ) yapılan s-CO₂ araştırmaları hakkında bilgi vermiştir. CTU-REZ araştırma merkezinde sürdürülebilir enerji projeleri kapsamında s-CO₂ güç çevrimlerinin test edilmesi ve geliştirilmesi için deney düzeneği tasarımı çalışmalarına başlanmıştır. Tasarlanan deney düzeneğinde malzeme testleri, ısıtılmış kanallardaki vibrasyon testleri, türbin kanatlarındaki deformasyonlar, ısı değiştiricileri gibi sistem bileşenleri ve s-CO₂ sistemlerinin genel işleyişleri hakkında bilgi toplanması amaçlanmaktadır. Hazırlanacak s-CO₂ deney düzeneği için çalışma parametreleri şöyledir;

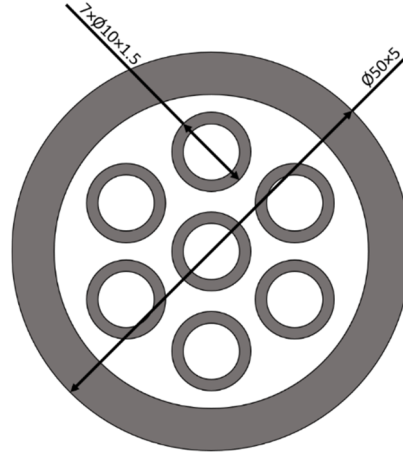
- Maksimum sıcaklık 550°C
- Maksimum basınç 250 bar
- Maksimum deney düzeneği basınç 300 bar
- Maksimum akış kütleli debisi 0.35 kg/s
- Isıtma gücü 100 kW
- Maksimum yüksek sıcaklık ısı geri kazanımcı giriş sıcaklığı 450°C
- Maksimum düşük sıcaklık ısı geri kazanımcı giriş sıcaklığı 300°C

s-CO₂ çevrimlerinde sıcaklık ve basınç değerleri çok yüksek olduğu için genel amaçlı ısı değiştiriciler s-CO₂ çevrimlerinde kullanılamamaktadır. CTU-REZ araştırma merkezi deney projesiyle birlikte s-CO₂ çevrimlerinde kullanılmak üzere düşük ve yüksek sıcaklıklarda çalışabilecek modüler, yüzey alanlarının kolayca değiştirilebileceği ısı değiştiriciler üzerine çalışmalar yapmaktadır. Hazırlanan deney düzeneğinde, geliştirilecek ısı değiştiricilerin testleri de yapılacaktır. Çalışması yapılan deney düzeneğinde ısıtıcılar by-pass devreleri ile donatılmıştır. Bu devreler farklı kütleli debi akışlarında sistemi test edebilmek ve değerlendirmek için kullanılacaktır. Hazırlanan ilk deney düzeneği düşük ve yüksek sıcaklıklarda çalışabilecek ısı değiştiriciler, ana pompa ve 100 kW elektrikli ısıtıcıdan oluşmaktadır. Sistemin tepkisini gözlemlemek için ikinci bir ısıtıcı deney düzeneğine eklenmiştir. Şekil 1.12'de deney düzeneğinin şeması gösterilmiştir.



Şekil 1.12 Tasarlanan s-CO₂ çevrim deney düzeneği şeması

Deney düzeneğinde ters akışlı gövde-boru tipli ısı değıştiricilerin kullanılması amaçlanmıştır. Tasarımı yapılan ısı değıştirici istenildiği takdirde boyu uzatılarak kapasite artımı yapılabilecek şekilde tasarlanmıştır. Tasarlanan ısı değıştirici küçük dış çap ve çok uzun ısı değıştirici boyuyla sıradan gövde-boru tipli ısı değıştiricilerden farklıdır. Isı değıştirici dış çapı 50 mm, iç tüp sayısı 7, iç tüp dış çapı 10 mm, dizayn basıncı 150 bar, ısı değıştirici boyu 10 m olarak tasarlanmıştır. Isı değıştiricinin kesit resmi Şekil 1.13'te gösterilmiştir.



Şekil 1.13 Tasarlanan ters akışlı ısı değıştirici kesit resmi

ANL'de s-CO₂ sistemleri üzerine çalışmalar yapılmıştır. ANL'in çalışmalarına elde ettiği bulgulara göre s-CO₂ Brayton çevrimi kullanılan reaktörlerde, genel ısıl verim ve güvenlik faktörü daha yüksek, tesis maliyetleri daha düşük olmaktadır. ANL'nin tasarladığı ve bilgisayar ortamında dinamik analizlerini yaptığı s-CO₂ çevrimi; tekrar sıkıştırmalı, ısı geri kazanımlı s-CO₂ Brayton çevrimidir. Çevrimde ısı kaynağı olarak nükleer güç kullanılmıştır. Nükleer reaktörde ısınan sodyum üzerindeki ısı enerjisini ısıtıcıda dolaylı olarak s-CO₂ gazına aktarmaktadır. ANL'nin üzerinde

çalıştığı Nükleer reaktör için geliştirilen s-CO₂ güç çevriminde türbin giriş sıcaklığı 472°C, giriş basıncı 198.4 bar'dır. Ana kompresör giriş sıcaklığı 31.25°C, giriş basıncı 74.0 bar, tekrar sıkıştırma kompresörü giriş sıcaklığı 88.22°C, giriş basıncı 74.43 bar'dır. Genel çevrim verimi %39.1, net verim %38.3 olarak hesaplanmıştır. Ayrılmış akışlı tekrar sıkıştırılmalı çevrimde toplam kütleli debinin %71'i ana kompresöre, %29'u tekrar sıkıştırma kompresörüne yönlendirilmiştir. İki kompresör arasındaki akışın oranı doğrudan genel çevrim verimini etkilemektedir. En yüksek çevrim verimi için, kütleli debiler hesaplanır ve verim değerinin en yüksek noktada kalmasını sağlayacak şekilde kontrolü yapılır [84].

Suo-Anttila ve Wright, HAD analizlerinde kullanılan kodların tamamının ideal şartlardaki akışkanlar için uygulandığını göz önünde bulundurmışlar ve NIST REFPROP yazılımını da kullanılarak süper kritik fazdaki akışkanların simülasyonu için Sandia Lab'da bir C3D kodu geliştirmişlerdir. C3D kodu yanma simülasyonları için kullanıldığından, çok küçük basınç ve sıcaklık değerleri için süperkritik akışkanlarda yüksek öneme sahip olan yoğunluk gibi özellikleri daha iyi modelleyebilir. Kodun s-CO₂ için farklı özgül ısılarla uygulanması esnasında kritik noktaya yaklaşıldığında oluşan dengesizlik sebebiyle C3D kodu entalpi merkezli bir enerji denkleme dönüştürülerek oluşabilecek hesaplama hataları önlenmeye çalışılmıştır. Entalpi kritik nokta civarında yoğunluk ve özgül ısının aksine düzgün bir değişim trendine sahiptir. C3D kodu, nükleer reaktör uygulamasında ve Sandia'nın s-CO₂ deney düzeneğinin verileri ile karşılaştırma yapmak için kullanılmıştır. Kodun nükleer reaktördeki uygulamasında 100 MW'lık bir reaktör çekirdeğinin devre dışı bırakılırken s-CO₂ ile yapılan doğal sirkülasyon ile soğutulabileceği gösterilmiştir. Sandia Lab. bünyesinde yapılan nükleer reaktördeki simülasyonlar, C3D kodunun zorlanmış sirkülasyon veya doğal sirkülasyon yapıldığı ve s-CO₂'nin kullanıldığı uygulamalarda kullanılabileceğini göstermiştir [85].

Massachusetts Institute of Technology (MIT) üniversitesinde yapılan deneysel performans testlerini referans alarak Brayton çevrimleri uygulamaları hakkında Knolls Atomic Power Laboratory'de Hoang vd. tarafından araştırmalar yapılmıştır. Brayton çevrimlerinde reküperatörün performansı tüm sistemin verimliliğini etkileyen bir parametredir. Karşıt akışlı bir ısı değiştiricinin iki akımı arasındaki minimum sıcaklık farkı (ΔT), ısı değiştiricilerin genel performansının ölçüsüdür.

Karşıt akışlı bir ısı değiştiricide iki akım arasındaki sıcaklık farkının 10°F (5.5°C) olması sistem verimliliği ve reküperatör boyutu arasında denge sağlamak için makul olarak görölür. Reküperatör için çok akımlı karşıt akışlı ısı değiştirici tercihini yapan Hoang vd. iki akış arasındaki minimum sıcaklık farkının 10°F (5.5°C) olması için gövde-borulu ısı değiştiricilerde yaklaşık olarak 4830 m²'lik ısı transfer alanına ihtiyaç olduğunu hesaplamışlardır. Güç yoğunluğunu artırmak için PCHE veya PFHE reküperatörler üzerine çalışılmıştır. s-CO₂ çevrimlerinde bileşenler birbirlerine çok bağımlı olup, herhangi bir bileşenin termal-hidrolik performansında değişiklik yapmak tüm çevrimde değişikliklere neden olabilir [86].

Reküperatör üzerinde bir başka çalışmayı Fourspring vd. s-CO₂ Brayton güç çevrimi için bir yüzeyi tel örgü kanatlara sahip ısı değiştirici, diğeri ise katlanmış dalgalı kanat ile genişletilmiş yüzeyli ısı değiştirici olmak üzere iki adet kompakt reküperatör üzerinde yapmıştır. 200 kW'lık reküperatörlerin her birinin yüzeyi, imalatında sert lehim ve kaynak tekniklerinin kullanılması ile tasarlanan kompakt ısı değiştiricinin standart borulamalardaki basınç dağılımını kaldırabilecek düzeydedir. Termal-hidrolik testler sonucunda, geleneksel katlanmış dalgalı kanat yüzeyli kompakt reküperatörde elde edilen ısı transferinin izin verilen basınç düşüşünün yarısında elde edildiği gösterilmiştir. Tel örgülü kanatlı reküperatörde, yüksek basınçlı tarafta ortaya çıkan yüksek akış direnci, düşük kütle akış oranına sebep olduğundan tel-örgü kanatın verimliliği tam olarak ölçülememiştir. Aynı reküperatörün düşük basınçlı tarafındaki basınç düşüşü ile kütle akış oranı arasında doğru orantı bulunduğundan tel örgü kanat hakkında ilerleyen zamanlarda detaylı testlerin yapılmasına karar verilmiştir [87].

s-CO₂ uygulamalarında, enerjinin tasarrufu ve yüksek verimlilikte kullanılması için kompakt ısı değiştiriciler çok önemli rol oynamaktadır. Gelecek yıllarda çevresel ve ekonomik sürdürülebilirlik amaçlarına uygun olarak kompakt ısı değiştiriciler için oluşacak talepler ve endüstriyel uygulama alanları artacaktır. Kompakt ısı değiştiricilerde basınç düşüşünün simülasyonu, yerel hız profilleri, ısı transferi katsayıları ve termal-hidrolik performansların belirlenmesi için yüksek sıcaklık ve basınçlarda deneylerin yapılması gerekir. Maliyet etkin ve kompakt olan ısı değiştiricilerinin geliştirilmesi s-CO₂ güç çevrimlerinin ticarileştirilmesi için yüksek öneme sahiptir.

1.1.4 Kompakt Isı Değiştiricilerde Malzemeler ve İmalat Teknolojileri

Takeda vd. yüksek sıcaklıkta gaz soğutmalı reaktör uygulamalarında kullanılmak üzere difüzyonla bağlama yöntemiyle üretilmiş ara kompakt ısı değiştirici için fizibilite çalışması yapmışlardır. Çalışma kapsamında, yüksek ısı transferi yüzey alanına sahip kompakt PFHE üzerinde çalışılmıştır. Ancak, lehimleme yöntemiyle birleştirilen kanat ve plakalar uzun süre yüksek sıcaklık uygulamalarında güven vermemektedir. Bu nedenle, malzeme olarak nikel bazlı Hastelloy XR'nin kullanıldığı ve plakaların difüzyonla bağlama yöntemiyle üretildiği içbükey-dışbükey plakalı tip ısı değiştirici üzerinde çalışılmıştır. Küçük ölçekli ısı değiştiricinin dizaynı yapılmış, difüzyonla bağlama yöntemiyle üretilmiş ve difüzyonla bağlama yönteminin güvenilirliğinin araştırılması için test düzeneği kurulmuştur. Sonuç olarak, kaynak sıcaklığı ve temas basıncının difüzyonla bağlama yöntemi üzerinde belirgin bir etkiye sahip olduğu ancak kaynak süresinin çok etkili olmadığı görülmüştür. 1150°C kaynak sıcaklığı, 44 MPa temas basıncı ve 30 dakika bekleme süresi optimum şartlar olarak belirlenmiştir [88].

Li vd. yüksek sıcaklık uygulamaları için uygun olan alaşım 617 malzemesinin mikro-yapısının ve mekanik özelliklerinin araştırılması için bir çalışma yapmışlardır. Alaşım 617 malzemesinden ısı değiştirici çekirdeği üretilmiş ve sızdırmazlık testlerinden başarıyla geçmiştir. Alaşım 617 malzemesi difüzyonla bağlama yöntemi ile üretilecek olan ısı değiştiriciler için yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılması tavsiye edilmiş, alaşım 617 malzemesinin mekanik özelliklerinin ASME standartlarını karşıladığı belirtilmiştir. Isı değiştiricinin sızdırmazlık testinden başarıyla geçtiği ve yeni nesil nükleer reaktör uygulamaları için uygun olduğu belirtilmiştir [89].

Clark vd. yapmış oldukları çalışmada alaşım 800H, alaşım 617, alaşım N ve alaşım 242 malzemelerinin difüzyonla bağlama yönteminde kullanılabilirliklerini incelemişlerdir. Difüzyonla bağlama parametrelerinin belirlenmesinde Gleeble termo-mekanik test makinesi kullanılmıştır. Plakaların vakumlu sıcak baskı altında birleştirilmesi yapılmıştır. İmalat SEM X-ray spektroskopisi yöntemi ile incelenmiş ve parametreleri değerlendirmek için geliştirilen Thermocalc/DICTRA yazılımı kullanılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, Nikel ara katmanın kullanılmasının difüzyonla bağlama prosesini iyileştirdiği görülmüştür.

Alaşım 617, alaşım 800 H ve alaşım 242 malzemelerinin bu teknikle 3 saat bekleme süresi, 1150°C sıcaklık ve 3 – 7 MPa basınç altında çok iyi bir şekilde birleşme yaptığı gözlemlenmiştir [90].

Krishnan vd. bakır ve AISI 304L malzemeleri kullanarak difüzyonla bağlama yöntemi ile matris ısı değiştirici üretimi üzerine çalışma yapmışlardır. Sonuç olarak, bakır ve paslanmaz çelik arasında ara katman olarak Nikelin kullanımının bakır oksit oluşumunu engellediği ve paslanmaz çelik ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Optimum birleşme koşulları ise 850°C ve 2 saat olarak verilmiştir [91].

Clark vd.nin, yapmış olduğu diğer çalışmada genel tasarım özelliklerini belirlemek için mikro-kanallı PCHE için termal tasarım metodu geliştirilmiş, deneysel ve numerik modellemeyle birlikte difüzyonla bağlama yöntemi ile ilgili bilgiler verilmiştir. Difüzyonla bağlama yöntemi proses parametrelerinin ve birleştirme kontrolünün geliştirmesi öngörülmüştür. Teknik raporda, literatürdeki çalışmaların mikro yapı ve mekanik özelliklerle ilgili bilgiler verdiği fakat difüzyonla bağlama prosesi yapılırken ihtiyaç duyulan parametrelerle ilgili kaynakların yetersiz olduğu vurgulanmıştır. Ek olarak, ısı değiştiricinin şu anda difüzyonla bağlama ile ilgili kural içermeyen ASME Code, Section III gereksinimlerini yerine getirmesi gerektiği bildirilmiştir. Aynı zamanda tüm difüzyonla bağlama işlemlerinin ASME Section IX-Welding and Brazing Qualification ve yüksek sıcaklıklar için ASME Section III, Division 5 gereksinimlerini yerine getirmesi gerektiği vurgulanmıştır [92].

Li vd. yapmış oldukları çalışmada difüzyonla bağlama yöntemiyle üretilen kompakt ısı değiştirici imalatında kullanılan malzemelerin özellikleri hakkında bilgi vermektedir. Bu çalışma nükleer teknolojilerde kullanılacak SS316-316L ve Nikel bazlı alaşım Inconel 617 üzerine odaklanmıştır. SS316L ve Inconel 617, Heatric firmasının ürettiği kompakt ısı değiştiricilerde sıklıkla kullanılmaktadır. Çalışmada SS316L için Nitrojen eklenmesinin etkisi üzerine odaklanılırken Inconel 617 için difüzyonla birleştirme işlemi ve soğutma hızının malzeme özellikleri üzerine etkisine odaklanılmıştır. Sonuç olarak, SS316L malzemenin Helyum, Nitrojen, CO₂ ve sıvı sodyum gibi akışkanlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Sürünme ömrüne ve çevresel şartlara bağlı olarak dizayn sıcaklığının 550°C'ye kadar uygun olduğu öngörülmektedir. Inconel 617 malzemesinin ise çalışma sıcaklığı 900°C ve üzeri çoğu uygulama için uyumlu olduğu belirtilmiştir [93].

Ashman ve Kandlikar yapmış oldukları çalışmada, mikro işleme, difüzyonla bağlama, stereo litografi, kimyasal aşındırma ve LIGA yöntemi ile ilgili örnek uygulamalar, temel prosesler, yaygın kullanılan malzemeler hakkında bilgiler vermektedir. Günümüzde mikro-kanallı ısı değiştiricilerde kullanılan en yaygın malzemelerin silikatlar ve silisyum karbür olduğundan bahsedilmiştir. Mikro-kanal oluşturmada uygulanan en yaygın aşındırma yönteminin KOH kullanmak olduğunu söylemişlerdir. Mikro ve mini kanallar oluşturmak için uygulanan aşındırma işlemlerinde en yaygın olarak kullanılan malzemenin silikon olduğundan bahsedilmiştir [94].

Miwa vd. yapmış oldukları çalışmada, difüzyonla bağlama yöntemi ile üretilecek kompakt ısı değiştiriciyi incelemişlerdir. Kobe Steel firması difüzyonla bağlama yönteminin kullanıldığı kompakt ısı değiştirici üretimi üzerine çalışma yapmaktadır. Bu ısı değiştiricinin, ısı transferi performansı geleneksel gövde-borulu ısı değiştirici performansı ile karşılaştırılmıştır ve ısı değiştiricinin dayanım ve yorulma değerleri, Kobe Steel'in gerilme ve yorulma analiz testi kullanılarak değerlendirilmiştir. Isı değiştirici imalatında, kaliteli lehimleme yöntemi kullanılmıştır. Isı değiştiricinin ağırlığını azaltmak için alüminyum alaşımlı malzeme kullanılmıştır [95].

Paslanmaz çeliğin gerilme ve korozyon direnci alüminyum alaşımdan daha iyidir. Paslanmaz çelik, Nikel bazlı alaşım ve titanyum gibi çeşitli malzemelerin akış kanalı üretimi ve kaynak performansları değerlendirilmiştir. Paslanmaz çelik kullanıldığı durumda, akış kanalının boyutu paslanmaz çeliğin iyi dayanım değerleri sayesinde çok küçük değerlerde olabilmektedir. Sonuç olarak, yüksek ısı transferi performansı, zayıf termal iletkenlik değerlerine karşın, paslanmaz çelik kullanılması ile elde edilmektedir. Isı değiştiricinin mukavemetinin değerlendirilebilmesi için tahribatsız muayene, hidrostatik test ve sızdırmazlık testlerinden başarı ile geçmesi gerekmektedir.

Sunden yapmış olduğu çalışmada, yüksek sıcaklıkta çalışabilen ısı değiştiriciler ile ilgili bilgiler vermektedir. Çalışmada yüksek sıcaklık ve düşük sıcaklıkta çalışabilen ısı değiştiricilerin termal-hidrolik performansı, malzeme seçimi, tasarımı ve çalışma şartları hakkında farklılıkları açıklanmaktadır. Farklı uygulamalarda kullanılmaya aday yüksek sıcaklık malzemeleri, Nikel esaslı alaşım (Hastelloy), ferritik çelik, karbon ve silisyum karbür olmak üzere 3 sınıfa ayrılabilir [96].

Nikel bazlı alaşım: Helyum ve ergimiş tuzla uyumlu malzeme özelliği göstermektedir. 750°C'ye kadar yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılabilir.

Ferritik çelik: Nükleer reaktör uygulamalarında 750°C'ye kadar çalışabilmektedir.

Karbon ve Silisyum Karbür: 1000°C ve üzerindeki uygulamalarda mekanik dayanım sağlamaktadır.

Rekuperatörler genellikle paslanmaz çelikten üretilmektedir. Uygulamalardaki gaz giriş sıcaklığı 593°C – 816°C aralığında değişmektedir. Daha yüksek sıcaklıklardaki tasarımlar için ise Inconel 625, Inconel 617 ve Haynes 230 gibi malzemeler kullanılabilir. Fakat malzemelerin maliyetleri bu uygulamalarda yüksek olmaktadır.

Mylavarapu vd. yapmış olduğu çalışmada, alaşım 617 malzemesinin kullanıldığı difüzyonla bağlama işlemini incelemiştir. PCHE üretimi ile ilgili fotokimyasal aşındırma ve difüzyonla bağlama yöntemi alaşım 617 malzemelerinden üretilen plakalar için incelenmiştir. Alaşım 617 plakalar kullanılarak üretilmiş 2 PCHE'nin termal-hidrolik performansı yüksek sıcaklık helyum uygulamaları için test edilmiştir. Sonuç kısmında alaşım 617 malzemenin 650°C ve 2.7 Mpa'a kadar güvenli bir şekilde çalıştığı anlatılmıştır. Akma testinden çıkan sonuç, yüksek sıcaklık ve gerilmenin temas noktalarındaki yapısal bütünlüğü sınırlayan en önemli faktörler olduğunu göstermiştir. Bu nedenle; difüzyonla bağlama parametrelerini ve birleştirilecek yüzey tabakasının hazırlanması işlemini değiştirerek, ara yüz içermeyen bir birleştirme sağlamaya odaklanılmıştır. Ek olarak, kaynak çizgisi boyunca yeterli tane büyümesi elde etmek için Nikel ara tabakasının kalınlığının incelenmesi gerektiği söylenmiştir [97].

Vakum Process Engineering şirketi yapmış olduğu çalışmada difüzyonla bağlama yöntemi ile üretilen mikro-kanallı ısı değiştiriciler ile ilgili bilgiler sunmaktadır. Difüzyonla bağlama yöntemi katı halde birleştirme işlemidir ve lehimleme, GTAW ve GMAW kaynağı gibi diğer metal birleştirici tekniklerden farklıdır. Bu yöntem ile işlem boyunca mikro-kanalların dayanımı korunmaktadır. Herhangi bir lehim dolgu malzemesi kullanılmadığından korozyon açısından avantaj sağlanmaktadır. Difüzyonla bağlama ile imal edilecek ısı değiştiriciler için ideal uygulamalar s-CO₂ çevrimleri, atık ısı geri kazanımı sistemleri, yenilenebilir enerji çalışmaları, petrol ve gaz prosesleri gibi yüksek basınç ve yüksek sıcaklıkta çalışılan sistemlerdir. Difüzyonla bağlama yöntemi çeşitli malzemeler üzerinde kullanılabilir.

Malzemenin seçimi işletme şartları, basınç sınırlaması ve korozyon gibi farklı parametrelere bağlıdır. Difüzyonla bağlama yöntemi uygulanabilecek bazı malzemeler şunlardır: Paslanmaz çelik (304, 316/316L, 347 ve Duplex), Nikel alaşımlı çelik (Alaşım 600, 625, 617, 800 H, 740H, Haynes 230), Titanyum alaşımlı çelik (CP Grade, Grade 5) [98].

Southall yapmış olduğu çalışmada, difüzyonla bağlama işlemi ve ısı değiştiricilerin imalatında uygulanabilirliği hakkında bilgi vermektedir. Aynı zamanda, geleneksel olarak kaynak yapılmış malzeme ile Heatric firmasının difüzyonla bağlama yöntemi ile birleştirdiği malzemelerin mekanik özelliklerini karşılaştırmıştır. Heatric firmasının ürettiği PCHE ve PFHE tipi ısı değiştiriciler anlatılmıştır [99].

Song vd. yapmış oldukları çalışmada, malzemesi Inconel 617 olan kompakt ısı değiştiricinin difüzyonla bağlama özelliklerini incelemiştir. Difüzyonla bağlama yöntemi ile üretilecek ısı değiştiricinin birleşme performansı incelenmiş ve analiz edilmiştir. Analiz ısıl yayılma ve gerilme kuvveti gibi termal ve mekanik özellikleri ölçmek için yapılmıştır. Difüzyonla bağlama şartları 1200°C ve 50 ton olarak belirtilmiştir [100].

Basuki vd. difüzyonla bağlama işlemi ile üretilen Hastelloy C-22 malzemesinin kullanıldığı mikro-kanallı ısı değiştiricilerin difüzyonla bağlama işlemi performansını incelemek için simülasyon ve analiz çalışması yapmışlardır. Araştırmacılar; kaynak sıcaklığının, kaynağı yapılacak malzemenin mikro yapısı ve mekanik özellikleri üzerine etkisini incelemek için deneysel çalışmalar yapmıştır. Malzemenin mekanik özellikleri çekme ve akma testi için giriş parametresi olarak kullanılmıştır. Deneysel ve sayısal çalışmalar optimum parametrelerin 1050°C, 26 Mpa ve 3.6 saat olduğunu göstermiştir [101].

Aquaro ve Pieve yaptıkları çalışmada, kompakt ısı değiştiriciler için termal-hidrolik performans analizleri çözümleri ve malzeme teknolojisindeki gelişmeler ile ilgili bilgi vermektedir. PFHE ve PCHE'ler ile ilgili boyutlandırma çalışması yapılmıştır. Reküperatörler genellikle 600 – 650°C aralığında çalışmaktadır [102].

Günümüzde 650 °C'nin altındaki sıcaklıklarda çalışan gaz türbinlerinin çoğunda paslanmaz çelik 347 malzemesi kullanılmaktadır. Paslanmaz çelik 347 malzemesi 750°C'ye kadar olan sıcaklıklarda kullanılabilir. Fakat 700°C'nin üzerindeki sıcaklıklarda düşen korozyon dayanımı malzemenin kullanımını sınırlamaktadır.

SS347 ile mukayese edilebilecek alaşımlar alaşım 803, alaşım 602 CA, Haynes HR120 ve Haynes HR230 malzemeleri olarak değerlendirilmiştir. Alaşım 625, Haynes HR214, Hastelloy C ve PM2000, 347 tip paslanmaz çelikten daha iyi özelliklere sahiptir. Malzemeler ile ilgili veriler az olmasına rağmen 347 paslanmaz çeliğe göre en maliyet etkin çözüm Alloy 625'dir. Fakat ilk yatırım maliyeti 347 paslanmaz çeliğe göre yine de fazladır. Aynısı HR214 için de geçerlidir. HR214'ün kopma ömrü uzun fakat ilk yatırım maliyeti fazladır. Alaşım HR230 ve 602 CA malzemelerinin maliyetinin 347 paslanmaz çelik malzemeye göre 7 - 9 kat daha fazla olmasına rağmen HR230 malzemenin gerilme sınırı 1.6 kat daha fazladır. 602 CA malzemesinin ise sürünme direnci 347 tip paslanmaz çelikten daha azdır. Bu alaşımlar 347 paslanmaz çeliklere göre maliyet etkin çözümler değildir. Sonuç olarak, Alloy 803 ve HR120 alaşımları 750°C'ye kadar olan sıcaklıktaki uygulamalar için maliyet etkin çözüm yöntemleridir. 800 - 850°C'ye kadar olan sıcaklıktaki uygulamalar için aday malzemeler Nikel bazlı alaşımlardır. Sıcaklığı 1150°C'ye kadar olan çalışmalarda ise ODS-FeCrAl alaşımları kullanılmalıdır.

Haneklaus vd. yaptıkları çalışmada, 316L paslanmaz çelik malzemedan üretilen kritik nükleer bileşenin işletme ve difüzyonla bağlama parametrelerini incelemiştir. İnceleme çalışmalarında optik mikroskop ve taramalı elektron mikroskopuyla inceleme yöntemleri kullanılmıştır. Ek olarak kaynak yapılan bölgelerin dayanımlarını incelemek için çekme testi yapılmıştır [103].

Kapoor vd. çalışmalarında, Haynes 230 levhaların kullanıldığı difüzyonla bağlama işleminde optimum parametreleri belirlemek için analizler yapmışlardır. Difüzyonla bağlı yığılıları imal etmek ve seçilen işlem parametrelerinin etkinliğini değerlendirmek için bu yığınların çekme deneyi yapılmıştır. Kırılma yüzeylerindeki taramalı elektron mikroskobu (SEM) analizi difüzyonla bağlı bölgede sünek yetmezliğini göstermektedir. Çalışmada s-CO₂ akışkanı ile çalışan sistemlerde kullanılmak üzere Nikel esaslı süper alaşımların difüzyonla bağlama işlemi araştırılmıştır. Bu ısı değiştiricilerde s-CO₂ akışkanının sıcaklığı 650 - 750°C ve basıncı 25 MPa - 35 MPa arasındadır ve ömürleri ortalama 30 yıldır. Nikel esaslı süper alaşımlar çok yüksek sıcaklık ve basınç şartlarında çalışabilen malzemelerdir. H282, H230 ve Inconel 740H bu malzemelerden bazılarıdır. H282 sürünme mukavemeti, kaynaklanabilirlik ve işlenebilirlik açısından gelişmiş bir malzemedir.

H230 güneş enerjisi alıcısının çalışma şartlarında mükemmel sürünme direnci ve oksidasyon özellikleri sağlayan alaşımdır. Inconel 740H ultra-süper kritik buhar çevrimlerinde güç üretimi için özel olarak geliştirilmiş bir alaşımdır [104].

Oleksiienko vd. yaptıkları çalışmada, mikro-kanallı ısı değiştirici üretimi için 1070A malzemesinin kullanıldığı difüzyonla bağlama işlemi ile ilgili araştırmaya yer vermişlerdir. Basınçlı kaynakta alüminyum yüzey için yeni bir aktivasyon yöntemi geliştirmişlerdir. Bu teknoloji kaynak noktalarındaki alüminyumun kayma gerilmesinin, malzeme gerilmesinin %82'sini oluşturan 51 MPa basınca denk gelmesine olanak sağlamaktadır. Çalışmanın sonuç kısmında kaynak noktalarındaki kimyasal bileşim ve mikro yapı araştırılmıştır aynı zamanda malzemenin mekanik dayanımı verilmiştir [105].

1.1.5 Kompakt Isı Değiştiriciler Üzerine Alınmış Patentler

Literatürde ısı değiştiriciler üzerine birçok patent mevcuttur ancak bunların büyük bir kısmı mikro-kanallı ya da mikro tüplü değildir. Bu bölümde sadece mikro-kanallı ya da mikro-tüplü ısı değiştiriciler ile ilgili olan patent örnekleri üzerinde durulacaktır. Ayrıca yapılan araştırmalarda genellikle düşük basınç altında çalışacak kompakt ısı değiştiriciler üzerine durulduğu görülmüştür. Uygulamaların çoğu klima sistemleri ya da elektronik cihazlar için düşünülmüştür.

Yüksek sıcaklık ve yüksek basınç uygulamaları için HEATRIC firmasına ait olan iki adet patent bulunmuştur. Bu patentlerden ilki 1987 senesine aittir [106]. Patenti alınan ısı değiştirici difüzyonla bağlama yöntemi ile birleştirilen plakalardan oluşan çekirdeğe sahip çapraz akışlı ısı değiştiricidir. İki farklı kanal geometrisine sahip plakalar sırası ile üst üste konulup difüzyonla bağlama metodu ile birleştirilerek ısı değiştirici çekirdeği oluşturulmuştur. Sonrasında bu çekirdek bir gövde içine yerleştirilerek sıcak ve soğuk akımların birbirlerine karışmayacağı şekilde çıkışları sağlanmıştır. HEATRIC firması tarafından alınan bir diğer patent de 1988 senesine aittir [107]. Bu patentte bir önceki patente benzer üretim metodu kullanılmıştır. Ancak ısı değiştirici etkinliğini artırmak için çapraz akışı sağlayan plakaların kanal yolları değiştirilerek akışın bazı bölgelerde ters akış olması sağlanmıştır. Böylece daha kompakt bir yapı ile daha fazla ısı transferi sağlanmıştır. Ayrıca bir önceki gibi çekirdeğin gövde içine konulması yerine, giriş-çıkış portları çekirdeğe doğrudan kaynak ile tutturulmuştur.

2012 yılında Karlsruhe Institut für Technologie tarafından çapraz akışlı ısı değiştiricilerin etkinliğini arttırmaya yönelik bir mikro-kanallı ısı değiştirici tasarımı patenti alınmıştır. Bu patent HEATRIC firmasının ısı değiştiricilerine benzerlik göstermektedir. Tasarımda, soğuk ve sıcak akışların geçtiği plakalar mevcuttur. Sırası ile bir soğuk akış plakası sonrasında sıcak akış plakası konularak ihtiyaç duyulan kadar plaka yerleştirilip difüzyonla bağlama ya da lehim ile birbirlerine tutturulmaktadır. Patentteki özgülük kanal genişliği ve kanal kesit alanlarının diğer akış yönüne doğru arttırılmasıdır. Kesit alanları farklılaştırılarak akış hızları dolayısıyla Reynolds sayıları ve ısı transfer katsayıları değiştirilmektedir. Böylece daha üniform bir ısı transferi elde edilmekte, ısı değiştirici performansı artırılmaktadır [108].

Brayton Energy LLC firması tarafından gaz türbinlerindeki reküperatörler için bir ısı değiştirici tasarlanmıştır. Bu ısı değiştirici çok sayıda plakanın lehimleme, difüzyonla bağlama, kaynak veya sert lehimleme gibi bir metalürjik bağlama yöntemi kullanılarak bir araya getirilmesinden oluşmaktadır. Patentteki özgülük giriş-çıkış portlarının yerleşimi ve plaka geometrilerinin bu yerleşimi kolay hale getirecek şekilde tasarlanmasıdır. Ayrıca sıcak ve soğuk akımların her biri için üç adet manifold (iki giriş tek çıkış ya da tek giriş iki çıkış) bulunmaktadır. Isı değiştirici etkinliğini arttırmak için karşıt akışlı bir tasarım yapılmış, manifoldlar da bunu sağlayacak şekilde konumlandırılmıştır. Tasarımda ayrıca sıcak ve soğuk akım arasındaki yüksek sıcaklık farklarını (~500°C) telafi edecek, portlara bağlanan genleşme parçaları da düşünölmüştür [109].

Mikro-kanallı ısı değiştiricilerde genel olarak üretim yöntemleri birbirine benzerlik göstermektedir. Ana farklılık kanal profilleri ve giriş-çıkış portlarının yerleşimidir. Bu bağlamda yapılan tasarımın patente konu farklılığı ise üç ya da daha fazla akışkanın ısı değiştirici içerisinde dolaşabilmesi ve ısı transferinin bu üç ya da daha fazla akışkan arasında olmasına imkan sağlamasıdır. Plakalar üzerindeki kanal geometrileri ile bu özellik sağlanabilmüştir. Mevcut buluş, çoklu akışlar arasında esnek ısı transferi performansı ve çekirdek birim hacmi başına yaklaşık 1 W veya daha fazla toplam ısı transferi hızı sağlamaktadır [110].

Samsung Electronics Co. firmasının ev klima sistemlerinin evaporatörlerine yönelik almış olduğu bir patent mevcuttur. Araç yoğunlaştırucularının çevresindeki hava akış hızı 3 ~ 4 m/s civarında olmakta, fakat ev klima cihazının yoğunlaştırucusu etrafındaki hava akış hızı ise 0.5 – 1.5 m/s gibi nispeten yavaş değerlerde olmaktadır. Bu durum da ısı transferi oranını düşürmekte ev klima sistemlerindeki ısı transferi yüzey alanının yüksek olmasını gerekli kılmaktadır. Mevcut tasarım bu problemi çözmeye adına mikro-tüplerin kullanılmasını ön görmektedir. Patentte tüp çapları hakkında bilgi verilmemiştir. Tasarımda çok sayıda mikro-tüp kullanılması ve bu mikro-tüpler arasında finlerin kullanılması yolu ile ısı transfer alanının artırılması düşünülmüştür. Evaporatörlerdeki bir diğer problem de evaporatör girişindeki soğutucu akışkanın iki fazlı halde olması, yani girişteki akışkanın hem gaz hem de sıvı fazda bulunmasıdır. Bu durum akış hızında farklılıklara neden olmakta, akışkanın ilgili borulara eşit olarak dağıtılmasını engellemektedir. Mevcut patentte giriş portlarında farklı bölmeler oluşturularak bu sorunun önüne geçilmesi düşünülmüştür [111].

Mikro-tüplere akışkan dağılımında düzgünlüğü artırmak için bir başka yöntem de Carrier Corporation firması tarafından önerilmiştir. Mikro-kanallı veya mikro-tüplü ısı değiştiricilerinde akış birçok tüpe ya da kanala bölünür. Burada her bir tüpün toplam akışkan akışının sadece küçük ve eşit bir bölümüne sahip olması gerekir. Ancak ısı değiştirici girişinde iki fazlı akışın olması durumunda, tüpler arası kütleli debi dağılımı düzgün olmaz. Bunun ana nedeni buhar ve sıvı faz arasındaki yoğunluk farkıdır. Tüplerden bir kısmında daha fazla buhar olurken bir kısmında daha fazla sıvı olur. Bu durum da ısı transferini etkileyerek ısı değiştiricisinin etkinliğini düşürür. Bu problemi çözmeye adına Carrier Corporation firması tarafından farklı giriş portu tasarımları yapılmıştır. Tasarımların tamamında hedef; sıvı ile buhar fazın birbirine homojen bir şekilde karıştırılmasının sağlanmasıdır. Homojen karışım ısı transferini olumlu olarak etkilemektedir [112].

Isı değiştirici yüzey alanını arttırmanın yollarından birisi de finlerin kullanımınıdır. Isı transfer katsayısının düşük olduğu tarafta fin kullanımı ısı değiştirici performansını arttırmaktadır. American Standard International, Inc. patentinde her iki akış tarafında fin uygulanması önerilmiştir. Isı değiştirici, iç kısmını en az iki paralel akışa bölen bir bölme ile donatılmış eliptik enine kesit ısı transfer borularını içerir.

Akış geçitleri, boru duvarında ve bölme üzerinde oluşturulan içeri doğru çıkıntı yapan kanatlarla donatılmıştır. Kanatçıklar birbirine paralel uzanır ve boru geçişleri boyunca akan akışkanın sınır tabakasının öngörülen kalınlığından daha düşük bir yüksekliğe sahiptirler. Isı değıştirci özellikle HVAC sistemlerinde kullanılmak üzere tasarlanmıştır [113].

Hisense Air Conditioning Co. firmasının klimalarda kullanılmak üzere patentini aldığı tasarımda yassı tüpler içinde fin kullanımı yapılmıştır. Patentte fin boyutları hakkında herhangi bir bilgi verilmemiştir. Patente konu olan bir diğeri iddia ise dış bükey tüplerin kullanılmasıdır. Böylece tüpler üzerinde yoğuşan suyun daha kolay yönlendirilmesi sağlanmakta herhangi bir su birikmesinin olmayacağı iddia edilmektedir [114].

Carrier Corporation firması tarafından 2014 yılında alınan bir başka patentte de farklı fin uygulamaları üzerinde durulmuştur. Klima uygulamalarına yönelik alınan bu patentte hava tarafında farklı fin tasarımları düşünülmüştür. Amaç yüzey alanını artırmak, hava tarafındaki türbülansı artırıp ısı transfer katsayısını artırmaktır [115].

Literatür araştırması sırasında mikro-kanallı ve mikro-tüplü ısı değıştircilerin tasarımlarının yanı sıra üretimlerine yönelik de bazı patentlerle karşılaşmıştır. Bunlar bir tanesi Altex Technologies Corporation tarafından 2012 yılında yayınlanan patenttir. Bu patentte metal plakalar ve metal teller kullanılarak kanal geometrileri oluşturulmaktadır. Teller, istenen mikro-kanal boyutunu yansıtan spesifik bir hizalamayla tabakaya yapıştırılır. Tel yüksekliği kabaca kanalın yüksekliğini tanımlar. Kullanılan tellerin hidrolik çapı 0.01 mm ile 5 mm arasında değışebilir. Teller arasındaki boşluk istenilen kanal genişliğini yansıtır. Tel ve plakalardan oluşan yapılar bir araya yığıldığında ısı değıştirci çekirdeğı oluşturulur, sonrasında difüzyonla bağlama yöntemi ile bu yığın birleştirilir [116].

Üretime yönelik bir diğeri patent ise Rockwell International Corporation firması tarafından 1992 yılında alınmış olan patenttir. Bu patentte 0.065" x 0.065" x 0.006" boyutlarında 304 paslanmaz çelik tüpler istenilen ısı değıştirci boyutlarını sağlayacak şekilde üst üste dizilmekte ve sert lehim ile birbirlerine bağlanmaktadır. Sonrasında çıkış kanalları açılıp portları kaynak edilerek ısı değıştirci üretimi tamamlanmaktadır [117].

1.1.6 Literatür Taramasının Değerlendirmesi

Literatür taraması olarak kapsamlı bir çalışma yapılmıştır. Bu bağlamda birçok farklı kompakt ısı değiştirici hakkında bilgi verilmiş, imalat yöntemlerinden, kullanılan malzemelerden, ısı değiştiricilerin çalışma koşullarından, termal-hidrolik performansın değişimine etki eden parametrelerden, çevrim uygulamalarından ve patent araştırmalarından bahsedilmiştir. Kompakt ısı değiştiricilerle ilgili detaylı literatür taramasından çıkarılan sonuçlar şunlardır:

- Kompaktlığı sağlamak için küçük hidrolik çapta kanallar kullanılmaktadır.
- Yüksek sıcaklık ve basınç altında çalışabilecek ısı değiştirici imalatında geleneksel yöntemler yerine yenilikçi yöntemleri tercih etmek gerekmektedir. Yenilikçi yöntemler olarak PCHE'lerin imalatında kullanılan kimyasal aşındırma ve difüzyonla bağlama yöntemleri ön plana çıkmaktadır.
- Düşük hidrolik çap değerlerinin Reynolds sayısını düşürdüğü, laminer akışa sebep olduğu görülmüştür. Ancak ısı değiştiricisi kanalları başına düşen kütleli akı miktarının artması ile akış türbülanslı bölgede kalabilmektedir.
- Isı değiştiricisini kompaktlaştırmak basınç düşüşünü artırmaktadır. Isı değiştiricisi tasarımında bu hususa dikkat edilmelidir.
- Isı değiştiricinin borulaması ayrıca dikkat edilmesi gereken bir husustur. Basınç kayıplarını minimuma indirmek için borulamaya dikkat edilmelidir.
- Kanal geometrisinin ısı transferi ve akış performansı üzerine önemli etkileri bulunmaktadır. Tasarımda optimum kanal geometrisi termal-hidrolik ve yapısal analiz yöntemleri ile belirlenmelidir.
- Tasarımın imalata dönüşebilmesi adına yapısal tasarım ile termal-hidrolik tasarım birlikte ele alınmalıdır [118]. Bu iki tasarımın birlikte ele alınması, tasarımın imalata dönüşebilirliği açısından önemlidir.
- Yarım daire kanallarda hidrolik performans iyi olmasına rağmen dikdörtgen kesitli kanallarda yapısal ve termal performans daha iyidir [118], [119].
- Ön-soğutucuları alt parçalara ayırarak, her birinin giriş ve çıkış ortalamaları ile hesaplama sonucunda daha fazla hacim elde edileceği belirtilmiştir [120].

Tasarım ve imalat nihai olarak optimum çalışma koşullarını ve minimum maliyeti sağlamaya odaklanmalıdır. Bu da malzeme, imalat ve tasarımın birlikte optimizasyonu ile mümkündür.

1.2 Tezin Amacı

Literatürde s-CO₂ reküperatif Brayton çevrimleri ve PCHE'lerin termal-hidrolik analizi üzerine bulunan çalışmalar çokça bulunmasına rağmen, PCHE'lerin yapısal dizaynı üzerine az sayıda çalışma bulunmaktadır. İlgili literatür incelendiğinde, PCHE'ler yüksek sıcaklık ve basınçlarda çalıştığı için yapısal dizayn ile termal-hidrolik tasarımın birlikte değerlendirilmesi gerektiği görülmektedir. Bu çalışma kapsamında, s-CO₂ reküperatif Brayton çevrimi ile çalışan bir atık ısı geri kazanım sistemi (WHRS) tasarlanmış ve bu WHRS'de reküperatör olarak kullanılacak bir PCHE'nin çalışma koşulları buna göre belirlenmiştir. Bu tezin temel amacı, WHRS'nin işletme koşullarında yapısal ve termal-hidrolik kriterleri sağlayacak şekilde çalışabilecek bir PCHE tasarlamak, geliştirmek, imal etmek ve test etmektir. İkincil amaç ise, PCHE tasarımlarında alt-ısı değiştirici modelinin daha doğru sonuç vereceği öngörüldüğü için test sonuçlarını bu bağlamda değerlendirmektir. Bu nedenle; ilk olarak, bir PCHE WHRS'nin çalışma koşullarına göre yapısal olarak tasarlanmıştır. Literatürde düz kanal PCHE'ler ile ilgili deneysel çalışmalar; kolay üretim yöntemleri ve daha iyi hidrolik performansları nedeniyle çoğunlukla yarım daire kanallar üzerinde olmasına rağmen, bu çalışmada daha iyi termal ve yapısal performans göstermesi nedeniyle dikdörtgen kanal seçilmiştir.

Yapısal analizde girdi olarak WHRS'nin çalışma koşullarının kullanıldığı, ASME basınçlı kaplar kurallarına uygun bir MATLAB kodu geliştirilecektir. Daha sonra yapısal analiz sonuçlarından elde edilen geometrik parametreler termal-hidrolik analizlerde girdi olarak kullanılacaktır. Termal-hidrolik analiz, NIST Refprop veri tabanındaki gerçek akışkan özellikleri kullanılarak yapılacaktır. Isı değiştiricinin giriş ve çıkış ortalamalarına göre yapılan hesaplamalarda hata oranının yüksek olacağı düşünülmektedir. Bu nedenle ısı değiştiriciyi parçalara ayırarak her bir parçanın giriş ve çıkış ortalamalarına göre hesaplamaların yapıldığı alt-ısı değiştirici modelinin kullanılması amaçlanmaktadır. İterasyonlarla yapılan bir tasarım aşamasının ardından, nihai PCHE tasarımı imal edilip, ardından bir PCHE test düzeneğinde test edilecektir.

1.3 Hipotez

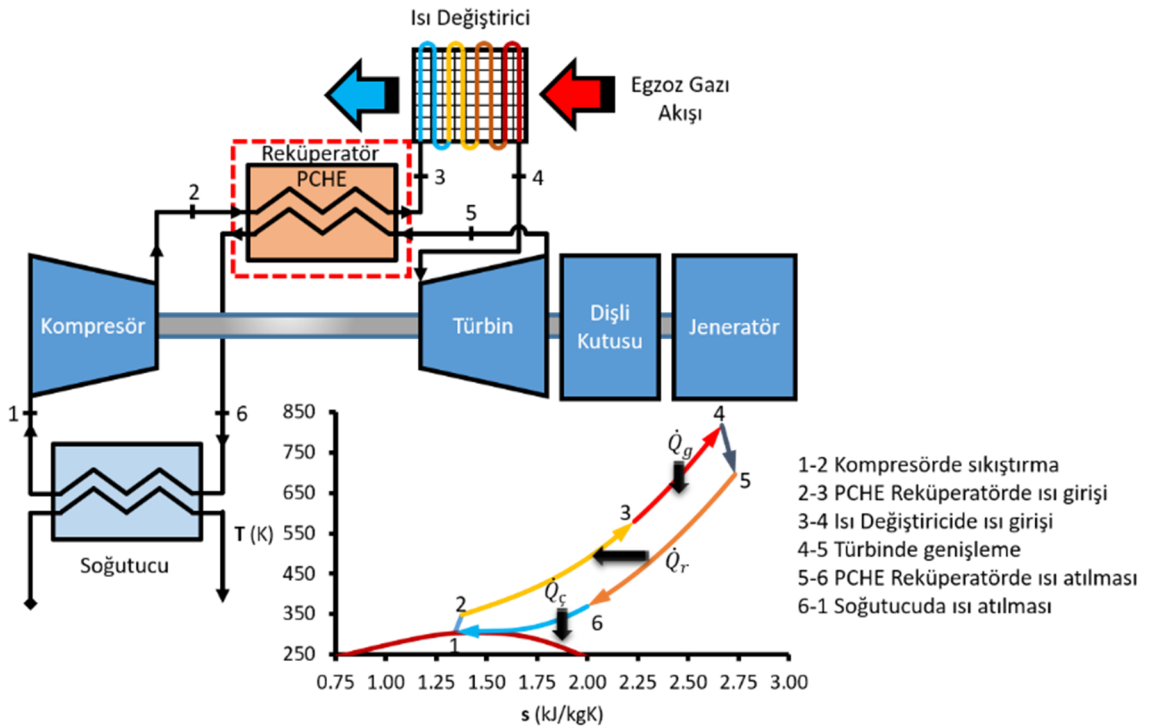
PCHE reküperatörün termal-hidrolik tasarımında alt-ısı değiştirici modelinin kullanılmasının ve yapısal dizaynı da ASME basınçlı kaplar kurallarına göre yaparak iki tasarım sürecini birlikte ele almanın daha güvenilir sonuçlar vereceği düşünölmektedir. Literatürde alt-ısı değiştirici modelinin kullanılmasının ön soğutucularda daha fazla hacme yol açtığı bildirilse de, bu çalışmada reküperatörler için daha az hacimle sonuçlanacağı öngörölmektedir.

Fin verimliliğini de dikkate alan alt-ısı değiştirici modeli, daha doğru sonuçlar elde etmek için numerik termal-hidrolik tasarım yaklaşımı olarak uygulanacaktır. Numerik termal-hidrolik analizlerin sonuçları, yapılacak HAD analizleri ile yakın sonuçlara sahip olacaktır. Termal-hidrolik tasarımın sonuçları test düzeneğinde deneyler yapılarak doğrulanacaktır. Yapısal numerik analizler ASME basınçlı kaplar kurallarına göre yapılacak, ve bu analizlerden elde edilecek geometri üzerine yapılacak sonlu elemanlar analizlerinin sonuçları, bu kuralların uygulanmasının malzeme mekaniğine uygun sonuçlar vereceğini gösterecektir. İmal edilecek PCHE'nin ve test düzeneği ekipmanlarının hidrostatik basınç testleri yapılacaktır.

PCHE ön tasarımında kullanılan Brayton güç çevrimi genellikle açık çevrim olarak kullanılmasına rağmen s-CO₂ sistemlerinde kapalı çevrim olarak kullanılır. Bunun nedeni, gaz türbini çevrimlerinde yakıt ve havanın sisteme girdikten sonra egzoz gazı olarak atılması, s-CO₂ sistemlerinde ise akışkanın sürekli süper-kritik fazda kalması sağlanarak türbinde genişletildikten sonra soğutularak tekrar çevrime döndürülmesidir.

2.1 Reküperatif s-CO₂ Brayton Çevrimine Göre Çalışan WHRS

Kompakt ısı değiştiricilerin kullanılacağı örnek reküperatif s-CO₂ Brayton çevrimli atık ısı geri kazanım sistemi (WHRs) Şekil 2.1'de gösterilmiştir. Çevrimde reküperatör ve soğutucu olmak üzere iki kompakt ısı değiştirici bulunmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında, sıcak ve soğuk taraflarından s-CO₂ akışkanının geçtiği reküperatör tasarımı yapılacaktır.



Şekil 2.1 WHRS çevrim modeli şematik gösterimi

Atık ısı kaynağından çıkan egzoz gazı Şekil 2.1’de gösterildiği üzere bir ısı değiştiriciden geçerek ısısını yüksek basınçtaki s-CO₂’ye aktarır. Egzoz ısısıyla sıcaklığı yükselen s-CO₂ bir türbinde genişletilerek enerjisi shaft gücüne çevrilir. Bu shaft gücü bir alternatör yardımıyla elektrik üretiminde kullanılır. Böylece atık ısıdan faydalı elektrik enerjisi üretilmiş olur. Reküperatif Brayton çevriminde türbinden çıkan yüksek sıcaklıktaki akışkanın ısısı, reküperatör yardımıyla kompresörden çıkan akışkana aktarılır. Bu sayede toplam çevrim verimliliği artırılır.

Bu tez çalışması kapsamında tasarlanacak ısı değiştiricinin termal kapasitesi 25 kW olarak belirlenmiştir. Bu değer belirlenmesi sırasında ısı değiştiricinin ve test düzeneğinin maliyetleri göz önünde bulundurulmuştur. 25 kW reküperatör kapasitesinin belirlenmesi sonrasında s-CO₂ güç üretim çevrimi termodinamik modeli oluşturularak 25 kW reküperatör kapasitesine uygun çevrim tasarlanmıştır. Çevrime ait termodinamik değerler Tablo 2.1’de görülmektedir.

Tablo 2.1 s-CO₂ ısı geri kazanımlı Brayton çevriminin çalışma koşulları

\dot{m} (kg/s)	0.06	T_1 (°C)	32	P_1 (bar)	77.2
$\dot{W}_{turb.}$ (kW)	6	T_2 (°C)	62.6	P_2 (bar)	200
$\dot{W}_{komp.}$ (kW)	1.6	T_3 (°C)	323	P_3 (bar)	199
\dot{Q}_g (kW)	16.4	T_4 (°C)	545	P_4 (bar)	198
$\dot{Q}_ç$ (kW)	12	T_5 (°C)	453.3	P_5 (bar)	79.2
\dot{Q}_r (kW)	25.5	T_6 (°C)	87.6	P_6 (bar)	78.2
$\dot{W}_{net,ç}$ (kW)	4.4	η_{termal}	26.8%	ε_r	0.936

Bu çalışmalar sonucunda reküperatörün giriş ve çıkışındaki basınç ve sıcaklık değerleri ile akışkan kütleli debisi belirlenmiştir. Tez çalışması kapsamında tasarlanması planlanan ısı değiştiriciye ait teknik isterler Tablo 2.2’de paylaşılmıştır.

Tablo 2.2 Isı değiştirici teknik isterleri

\dot{Q}_r (kW)	25.5	$T_{C,g}$ (°C)	63	$P_{C,g}$ (bar)	200
ε_r	≥ 0.936	$T_{C,ç}$ (°C)	323	$P_{C,ç}$ (bar)	199
β (m ² /m ³)	>850	$T_{H,g}$ (°C)	453	$P_{H,g}$ (bar)	79.2
$iş\ akışkanı$	s-CO ₂	$T_{H,ç}$ (°C)	87	$P_{H,ç}$ (bar)	78.2
\dot{m}_{CO_2} (kg/s)	0.06				

2.2 PCHE Ön Tasarımı için Matematik Model ve Denklemler

PCHE geometrisi belirlenirken; kompaktlık, ısıl yük, mukavemet ve imalat için uygun plaka kalınlığı kriterleri göz önüne alınmıştır. 1 sıra soğuk ve 1 sıra sıcak plaka olacak şekilde yapılan analizler neticesinde gerekli kompaktlık, ısıl yük ve piyasada bulunabilecek kalınlıktaki plakaya göre ısı değiştiricisi geometrisi belirlenmiştir.

Aşağıda ısı değiştirici geometrisi yapısal hesabında kullanılan denklemler görülmektedir [121]. Kanallar arası mesafe denklem 2.1 kullanılarak hesaplanmıştır. D yarı dairesel kanal çapı, P_{\max} maksimum çalışma basıncı, P_{\min} minimum çalışma basıncı ve σ akma gerilmesidir.

$$p = D \times \left(1 + \frac{P_{\max} - P_{\min}}{\sigma}\right) \quad (2.1)$$

Kanallar arası kalınlık denklem 2.2 kullanılarak hesaplanmıştır. FOS emniyet faktörüdür.

$$t_f = FOS \times (p - D) \quad (2.2)$$

Plaka kalınlığı denklem 2.3 ile hesaplanmıştır.

$$t_p = FOS \times \frac{D}{2} \times \sqrt{\frac{\sigma + P_{\max}}{\sigma + 2 \times P_{\min} - P_{\max}}} \quad (2.3)$$

Termal analizlerde kullanılan denklemler Reynolds sayısı aralıklarına göre belirlenmiştir. Sürtünme faktörü için kullanılan korelasyonlar ve çalışma aralıkları Tablo 2.3'te, Nusselt korelasyonları ise Tablo 2.4'te verilmiştir [19], [121].

Tablo 2.3 Sürtünme faktörü korelasyonları

$f_{bs} = A + B \times \left[\text{Re}^{\left(\frac{-1}{m}\right)} \right]$	$2100 \leq \text{Re} \leq 4000$ $A = 0.0054, B = 2.3 \times 10^{-8}, m = -\frac{2}{3}$	Bhatti & Shah
$f_{bl} = 0.0791 \times \left[\text{Re}^{\left(\frac{-1}{4}\right)} \right]$	$4000 \leq \text{Re} \leq 10^5$	Blasius
$\frac{1}{\sqrt{f}} = 3.48 - 1.7372 \left[\frac{\varepsilon}{D_h/2} - \frac{16.2426}{\text{Re}} \ln(A_1) \right]$	$A_1 = \frac{(\varepsilon/(D_h/2))^{1.1098}}{6.0983} + \left(\frac{7.149}{\text{Re}} \right)^{0.8981}$	Chen

Tablo 2.4 Nusselt korelasyonları

$Nu_{db} = 0.024 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4}$ (Isınan)	$2500 \leq Re \leq 1.24 \times 10^5$	Dittus & Boelter
$Nu_{db} = 0.024 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.3}$ (Soğuyan)		
$Nu_{pp} = \frac{f \times Re \times Pr}{C + 12.7 \times (f/2)^{0.5} \times (Pr^{2/3} - 1)}$	$4000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$	Petukhov & Popov
$C = 1.07 + (900/Re) - (0.63/(1 + 10 \times Pr))$		
$Nu_{gn} = \frac{(f/2) \times (Re - 1000) \times Pr}{1 + 12.7 \times (f/2)^{0.5} \times (Pr^{2/3} - 1)}$	$2300 \leq Re \leq 5 \times 10^6$	Gnielinski
$Nu_{wn} = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4}$ (Isınan)	$10000 < Re$	Winterton
$Nu_{wn} = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.33}$ (Soğuyan)		

Analizleri yapılan ısı değiştiricinin geometrik özellikleri Tablo 2.5'te verilmiştir.

Tablo 2.5 Geometrik özellikler

En	100 mm	Kompaktlık	1071 m ² /m ³
Boy	700 mm	Gözeneklilik	0.41
Yükseklik	50 mm	Plaka başına kanal sayısı	33
Kanal Çapı	2.5 mm	Soğuk plaka sayısı	13
Hidrolik Çap	1.5 mm	Sıcak plaka sayısı	12
Plaka kalınlığı	2 mm	Isı değiştiricisi hacmi	3.4 lt
Kanallar arası kalınlık	0.5 mm	Isı değiştiricisi kütlesi	26.81 kg

2.3 PCHE Ön Tasarımı için Termal-Hidrolik Analiz Sonuçları

PCHE ön tasarımı aşamasında farklı Nusselt ve sürtünme faktörü korelasyonlarının, ısı transferine ve basınç düşüşlerine etkileri incelenmiştir. Ön tasarım çalışması kapsamında yapılan HAD analizi sonuçları ve bu korelasyonlar kullanılarak elde edilen sonuçlar sıcaklık değerleri için Tablo 2.6'da karşılaştırılmıştır. Isı değiştirici ortalama giriş-çıkış koşullarına göre yapılan analizler ile HAD analizleri arasında bir miktar fark bulunduğu görülmektedir. Bu fark ısı değiştirici kanalları boyunca s-CO₂'nin termo-fiziksel özelliklerinin değişiminden kaynaklanmaktadır.

Tablo 2.6 Farklı korelasyonlara ve HAD analizine göre PCHE sıcaklıkları

	Tasarım Sıcaklıkları	Dittus & Boelter	Gnielinski	Petukhov & Popov	Winterton	Ortalama	HAD
T _{1,g}	62.6	62.6	62.6	62.6	62.6	62.6	62.6
T _{2,g}	453.3	453.3	453.3	453.3	453.3	453.3	453
T _{1,ç}	323	311.07	301.98	306.38	309.51	307.235	328.004
T _{2,ç}	87.6	87.22	100.61	94.13	89.52	92.87	95.34

Farklı korelasyonlara göre ve HAD analizine göre hesaplanan basınç değerleri Tablo 2.7'de karşılaştırılmıştır. Basınç değerlerinin birbirlerine oldukça yakın oldukları görülmektedir.

Tablo 2.7 Farklı korelasyonlara ve HAD analizine göre PCHE basınçları

	Tasarım Basınçları	Dittus & Boelter	Gnielinski	Petukhov & Popov	Winterton	Ortalama	HAD
P _{1,g}	200	200	200	200	200	200	200
P _{2,g}	79.2	79.2	79.2	79.2	79.2	79.2	79.2
P _{1,ç}	199	199.99	199.99	199.99	199.99	199.99	199.99
P _{2,ç}	78.2	79.196	79.195	79.195	79.195	79.196	79.196

Korelasyonlar ile hesaplanan sıcaklık değerlerinin HAD analizinden farkı Tablo 2.8'de verilmiştir.

Tablo 2.8 Farklı korelasyonlara göre çıkış sıcaklıklarının HAD analizinden farkı

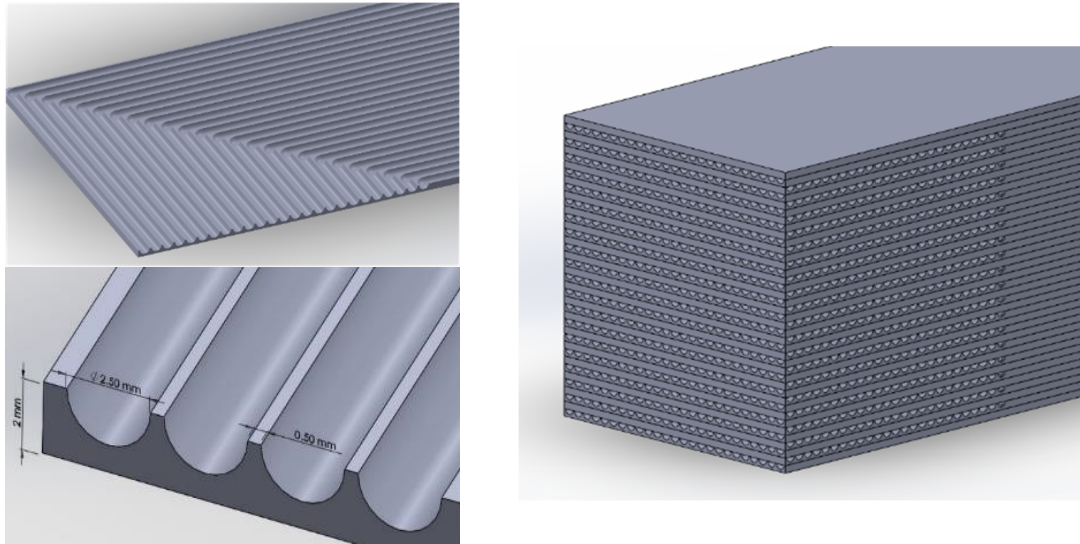
	Dittus & Boelter	Gnielinski	Petukhov & Popov	Winterton	Ortalama
T _{1,ç}	%5.16	%7.93	%6.59	%5.64	%6.33
T _{2,ç}	%8.52	%5.52	%5.53	%1.27	%2.59

Yapılan analizler neticesinde farklı ısı değiştiricisi geometrilerine ait kanal çapı, ısı değiştirici boyu, genişliği, yüksekliği, plaka kalınlığı, ısı değiştirici kütlesi ve kompaktlık değerleri elde edilmiştir. Elde edilen bu değerler Tablo 2.9'da görülmektedir. 3.5 mm kanallı ısı değiştiricisi modeli için 2.5 mm kalınlığında plaka kullanmak gerekmekte, bu gereklilik de ısı değiştiricisi kütlesini artırmaktadır. Isı değiştiricinin kompaktlığı da plaka kalınlığının artması ile birlikte artmaktadır. Hem daha düşük kütle hem de daha yüksek kompaktlık için 2 mm kanallı, 1.5 mm kalınlığındaki plakalardan imal edilecek tasarım seçilmelidir.

Tablo 2.9 25 kW ısıl yük için kanal çapına göre ısı değiştiricisi geometrileri

D (mm)	D _h (mm)	L (mm)	W (mm)	H (mm)	t _p (mm)	m _{core} (kg)	β (m ² /m ³)
3.5	2.138	700	250	125	2.5	173.02	857
3	1.833	700	160	80	2	69.20	1071
2.5	1.528	700	100	50	2	26.81	1071
2	1.222	700	60	30	1.5	9.13	1428
3.5	2.138	600	350	175	2.5	288.82	857
3	1.833	600	210	105	2	208.50	1071
2.5	1.528	600	130	65	2	39.74	1071
2	1.222	600	75	37.5	1.5	12.89	1428
3.5	2.138	500	450	225	2.5	400.16	857
3	1.833	500	250	125	2	123.23	1071
2.5	1.528	500	180	90	2	63.49	1071
2	1.222	500	110	55	1.5	23.89	1428

Analizleri yapılan ısı değiştiricinin geometrisi Şekil 2.2’de görülmektedir. Tasarımda iki farklı plaka bulunmaktadır. Her bir plakadaki kanal kesit geometrileri aynıdır ancak akış yolu bir plaka için dümdüz iken diğer plakada giriş-çıkış portunu yerleştirebilmek adına girişte ve çıkışta doksan derece dönüş gerçekleştirmektedir. n tasarım aşamasında bu geometrideki kanal boyutları için termal hidrolik analizler, yapısal analizler ve HAD analizleri yapılmıştır. HAD analizleri sırasında giriş ve çıkıştaki doksan derecelik dönüşlerin etkisi ihmal edilmiştir. Ancak detaylı tasarım aşamasında bu bölgelerdeki ısı transferi ve basınç düşüşleri incelenecektir. HAD analizleri ve sonlu elemanlar analizleri sırasıyla 2.4 ve 2.5 bölümlerinde detaylı olarak açıklanmıştır.

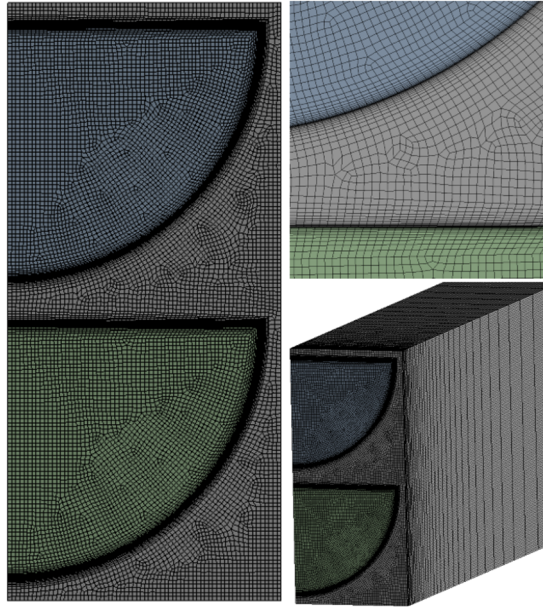


Şekil 2.2 Analizleri yapılan ısı değiştiricisi geometrisi

2.4 PCHE n Tasarımı için Termal-Hidrolik HAD Analizleri

n tasarım kapsamında PCHE’nin HAD ve termal-hidrolik analizleri yapılmıştır. Bu analizler ile hesaplamalar sonucu elde edilen sınır koşullarının doğruluklarının kontrolü yapılmıştır. HAD analizlerinde ticari paket yazılım olan ANSYS CFX programı kullanılmıştır. Analizler zamandan bağımsız olarak yapılmıştır. Süperkritik fazda akışkanların termodinamik özellikleri yüksek değerlerde ve değişken olduğu için ideal gaz denklemleri ile modellenmesi mümkün değildir. Bu noktada ANSYS CFX programına, akışkanın termodinamik zelliklerinin NIST verilerinin tablo haline dönüştürüldüğü özel bir formatta okutulması gerekmektedir [122]. Süperkritik fazdaki CO₂ gazının zellikleri Real Gas Properties olarak adlandırılan RGP uzantılı dosya formatında hazırlanmış ve CFX programı bu dosya

üzerinden interpolasyon yöntemi ile hesaplamalarla CO₂ gazı için bütün değerleri okumuştur. Analiz sonuçlarında yakınsama toplam transfer edilen ısı, yüzeylerde gerçekleşen ısı akışı ve giriş-çıkış sıcaklıklarından kontrol edilmiştir. Analizlerde s-CO₂ gazı kritik fazda çok değişken özellikler gösterdiği için özel gevşetici faktör katsayıları ile normal şartlarda analiz edilemeyen s-CO₂ gazı analiz edilebilir hale getirilmiştir. Analizlerde dörtgen elemanlı ağ yapısı kullanılmıştır. Sınır tabakadaki akışın tam olarak modellenmesi için sınır tabaka ağ yapısı katmanının yüksekliği 1 µm olarak belirlenmiştir. PCHE için hazırlanan ağ yapısı Şekil 2.3'te gösterilmiştir.



Şekil 2.3 PCHE ağ yapısı

Ağ bilgileri Tablo 2.10'da verilmiştir. 2.73 milyon elemanlı ağ örgüsü ile analizler koşturulmuştur.

Tablo 2.10 Ağ yapısı bilgileri

Düğüm Noktası Sayısı	Eleman Sayısı
2851125	2737792

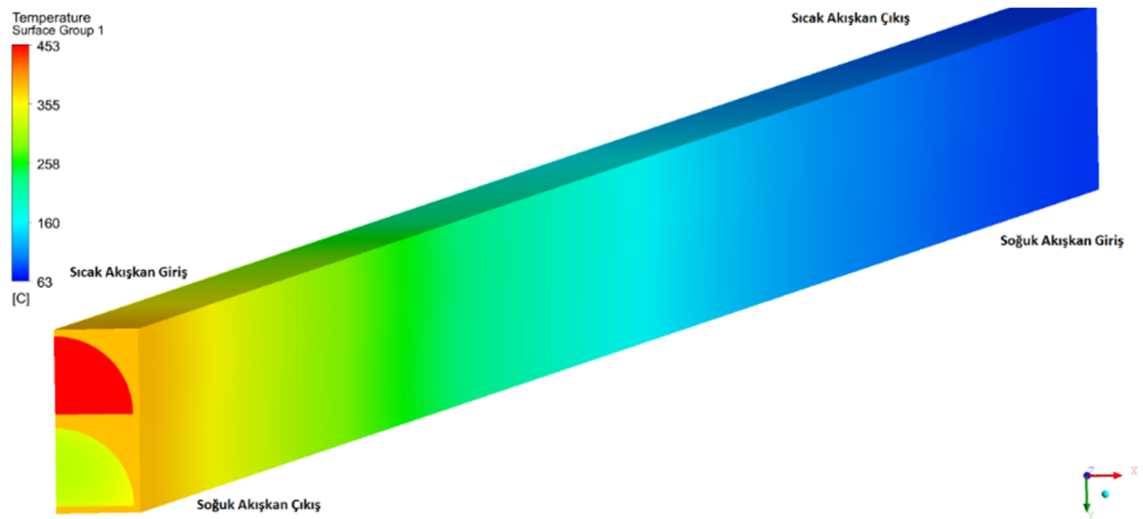
Analizlerde giriş sınır koşulu için kütleli debi, çıkış sınır koşulu için basınç değeri kullanılmıştır. Analizler türbülans modeli açık olarak koşturulmuştur. Sınır tabakadaki türbülans yoğunluğunun daha iyi modellendiği k- ω türbülans modeli kullanılmıştır. Isı değiştirici geometrisinin tamamı modellenmeyip sadece boyuna yarım kanal çeyrek daire olarak modellenmiştir. Bu sayede çok daha hızlı ve yoğun ağ yapısına sahip HAD analizleri yapılmıştır. Bu noktada ANSYS CFX programında

simetri ve periyodik sınır koşulları modellenmesi yapılmıştır. Modellenen geometri ile tam geometri arasındaki oran mertebesinde kütleli debiler hesaplanmış ve sınır koşulu olarak uygulanmıştır. Aşağıda Tablo 2.11’de analizlerde kullanılan sınır koşulları verilmiştir.

Tablo 2.11 Sınır koşulu bilgileri

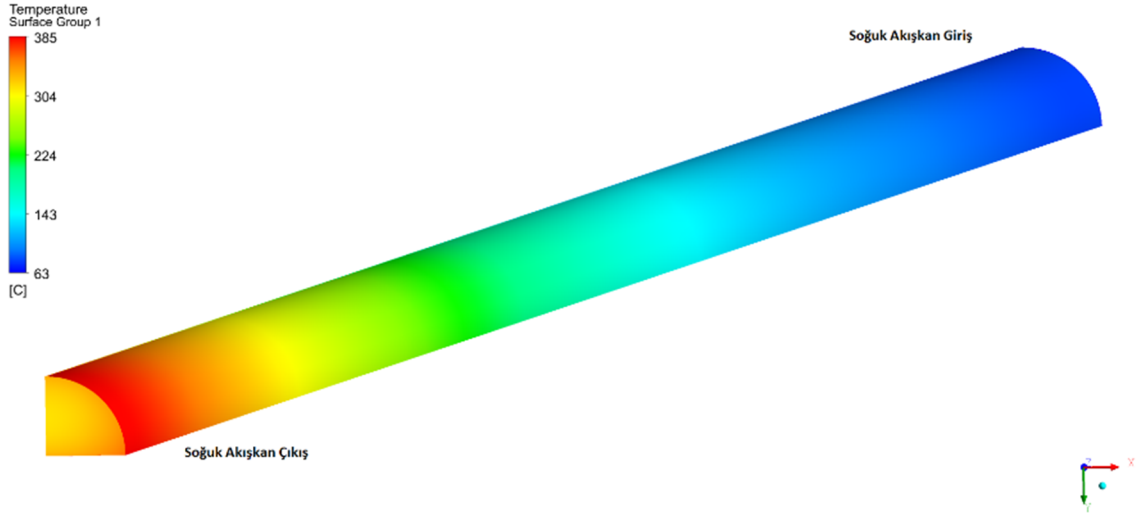
Sınır Koşulları	PCHE
Sıcak Taraf Giriş Kütleli Debisi	7.5308e-5 kg/s
Sıcak Taraf Giriş Sıcaklığı	726.15 K
Sıcak Taraf Çıkış Basıncı	79.195 bar
Soğuk Taraf Giriş Kütleli Debisi	7.2619e-5 kg/s
Soğuk Taraf Giriş Sıcaklığı	335.76 K
Soğuk Taraf Çıkış Basıncı	199.998 bar
Türbülans Modeli	k- ω
Analiz Tipi	Zamandan Bağımsız
Çözüm Zaman Adımı	0.1s

Geometri üzerindeki sıcaklık dağılımının giriş yapan akışkanın baskısı altında olduğu görülmektedir. Sıcak akışkanın kanala giriş yaptığı bölgede yüksek sıcaklık değerleri, soğuk akışkanın kanala giriş yaptığı bölgede düşük sıcaklık değerleri okunmaktadır. Ters akışlı ısı değiştiricilerin genel çalışma karakteristiği net bir şekilde görülmektedir. Katı malzeme üzerindeki sıcaklık profiline benzer şekilde, sıcak ve soğuk akışkanın sıcaklık farkına göre dağılımın değiştiği görülmektedir. Kanallar ve katı malzeme üzerindeki sıcaklık dağılımı Şekil 2.4’te gösterilmiştir.



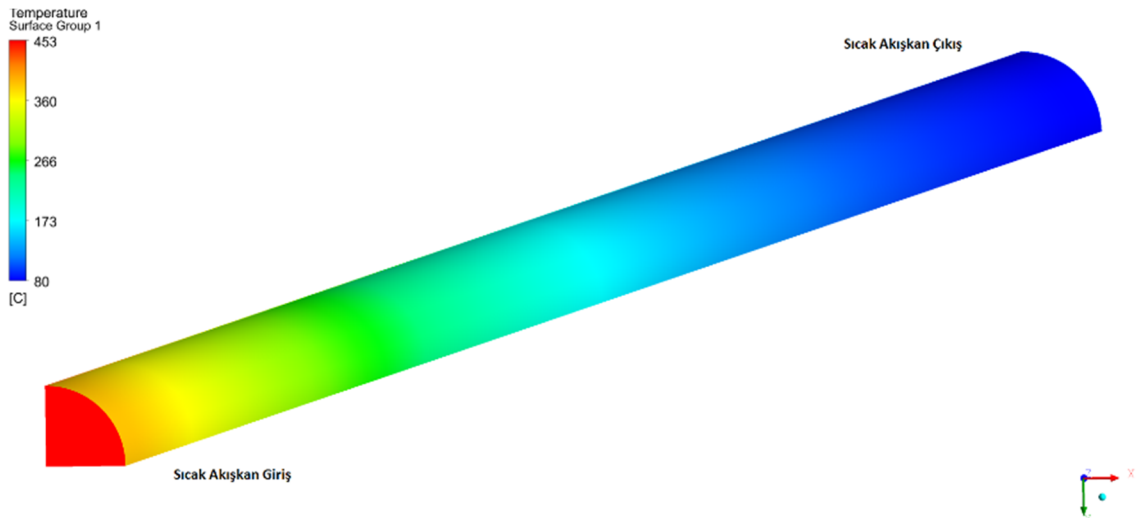
Şekil 2.4 PCHE’de sıcaklık dağılımı

Soğuk akışkanın girişten çıkışa doğru düzenli bir şekilde sıcaklığının arttığı görülmüştür. Çıkış sıcaklığının en yüksek değerine çıkış bölgesinde ısının transfer edildiği katı ara yüzey bölgesinde ulaşılmıştır. Sıcaklık profili kanal içindeki serbest akış bölgesinde katı temas yüzeyine doğru artmıştır. Özellikle temas bölgesinde bu artış en yüksek seviyededir. Soğuk akışkanın sıcaklık profili Şekil 2.5'te verilmiştir.



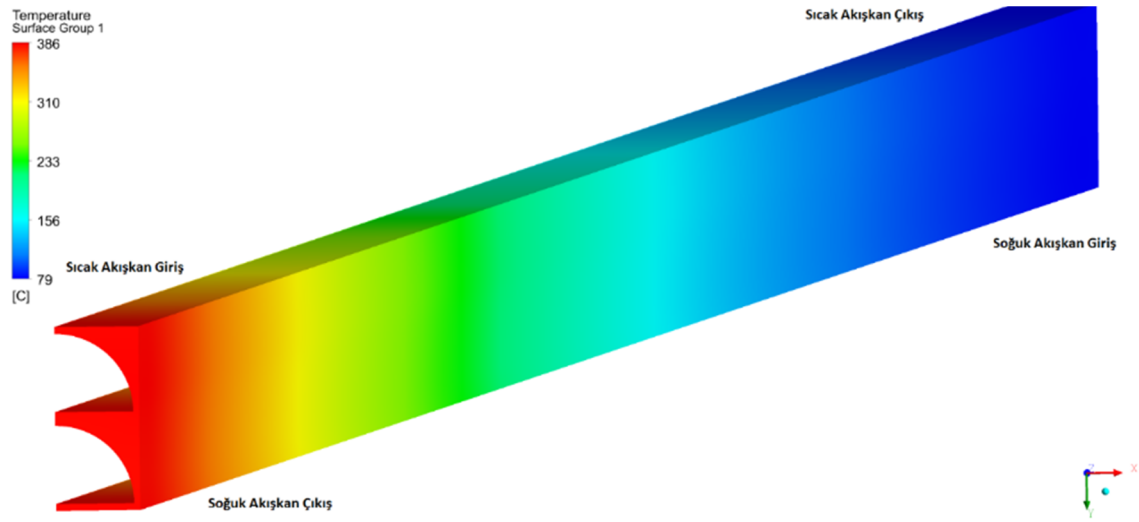
Şekil 2.5 PCHE'de soğuk kanalda sıcaklık dağılımı

Sıcak akışkanın sıcaklığı çıkışa doğru düşmüştür. Akışkan sıcaklığının en düşük değerinin çıkış bölgesinde ısının transfer edildiği katı ara yüzey bölgesinde olduğu görülmektedir. Sıcaklık profilinin kanal içerisindeki serbest akış bölgesinde katı temas yüzeyine doğru azaldığı görülmektedir. Özellikle temas bölgesinde sıcaklıklar en düşük seviyededir. Sıcak kanaldaki akışın sıcaklık profili Şekil 2.6'da verilmiştir.



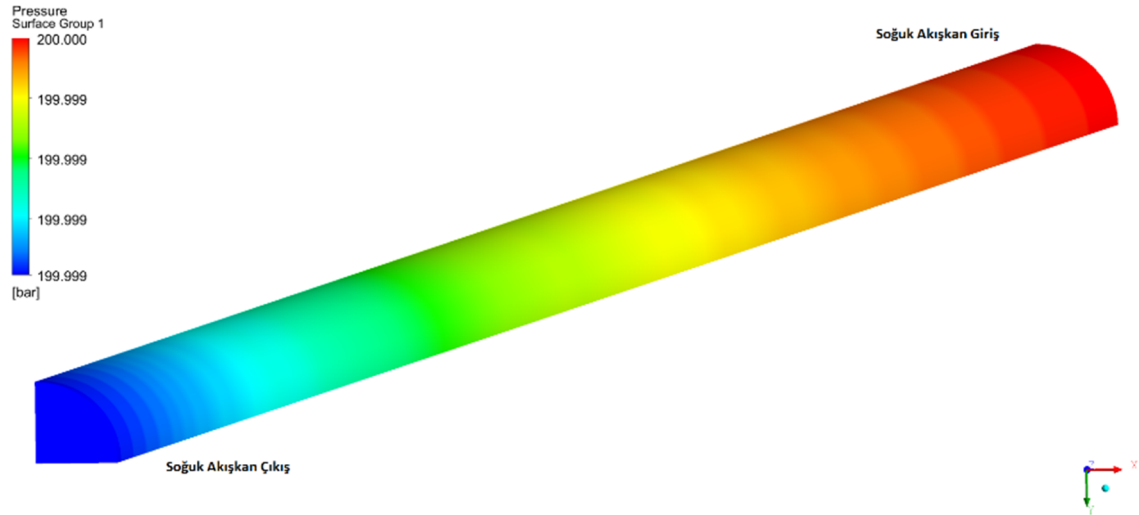
Şekil 2.6 PCHE'de sıcak kanalda sıcaklık dağılımı

Katı malzeme üzerinde giriş akışkanlarının baskın olduğu görülmektedir. Sıcak akışkanın kanala girdiği bölgede katı malzemenin sıcaklığının arttığı soğuk akışkanın giriş yaptığı bölgede de sıcaklığın düştüğü görülmektedir. Katı malzeme üzerindeki sıcaklık dağılımı Şekil 2.7’de gösterilmiştir.



Şekil 2.7 PCHE’de katı malzeme üzerindeki sıcaklık dağılımı

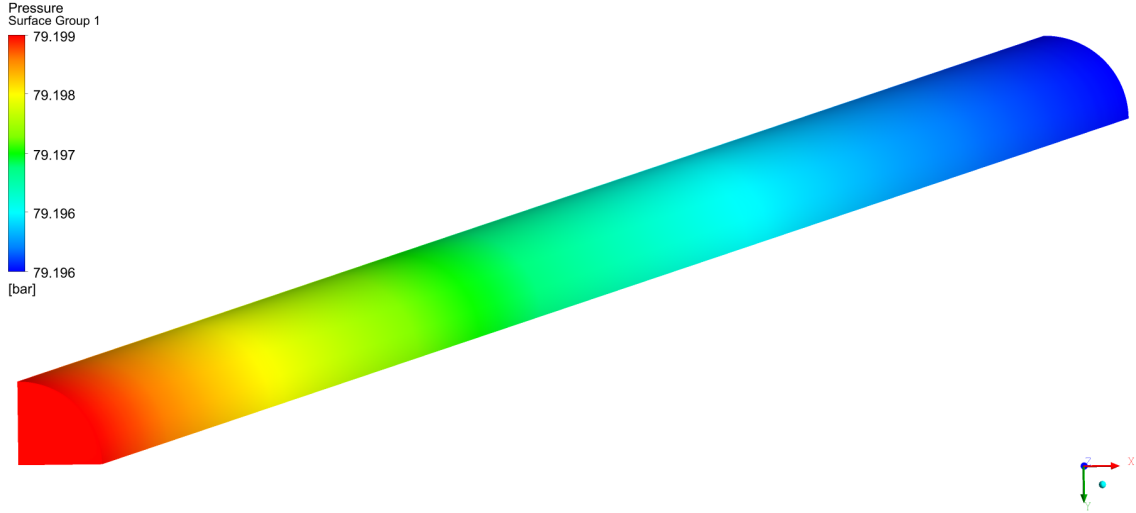
PCHE’nin kanal boyu kısa olduğundan ve soğuk tarafta çok düşük hız profili olduğu için basınç düşüşü 0.001 bar gibi düşük bir mertebe olmuştur. Soğuk akışkanın basınç düşüşü Şekil 2.8’de gösterilmiştir.



Şekil 2.8 PCHE’de soğuk kanal üzerindeki basınç düşüşü

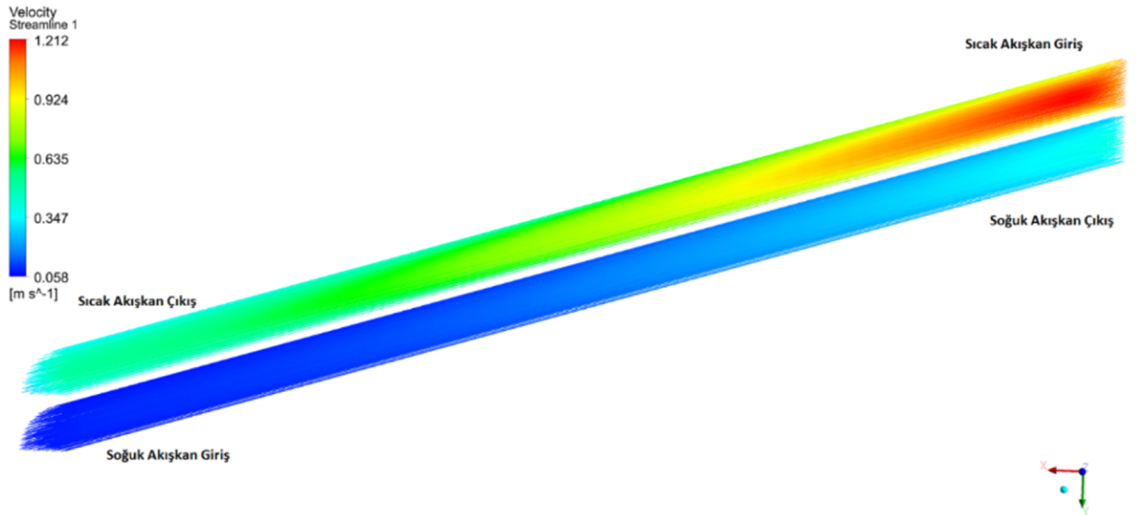
Sıcak kanalın girişinden çıkışına doğru düzenli basınç düşüşü görülmektedir. PCHE’nin kanal boyu kısa olduğundan ve sıcak tarafta da çok düşük hız profili olduğu için basınç düşüşü 0.003 bar gibi bir değerde olmuştur. Sıcak kanaldaki

hızlar soğuk kanaldakiler ile kıyaslandığında bir miktar daha yüksek olduğu için sıcak tarafın basınç düşüşü soğuk taraftan 0.002 bar kadar daha yüksek hesaplanmıştır. Sıcak akışkanın basınç düşüşü Şekil 2.9'da gösterilmiştir.



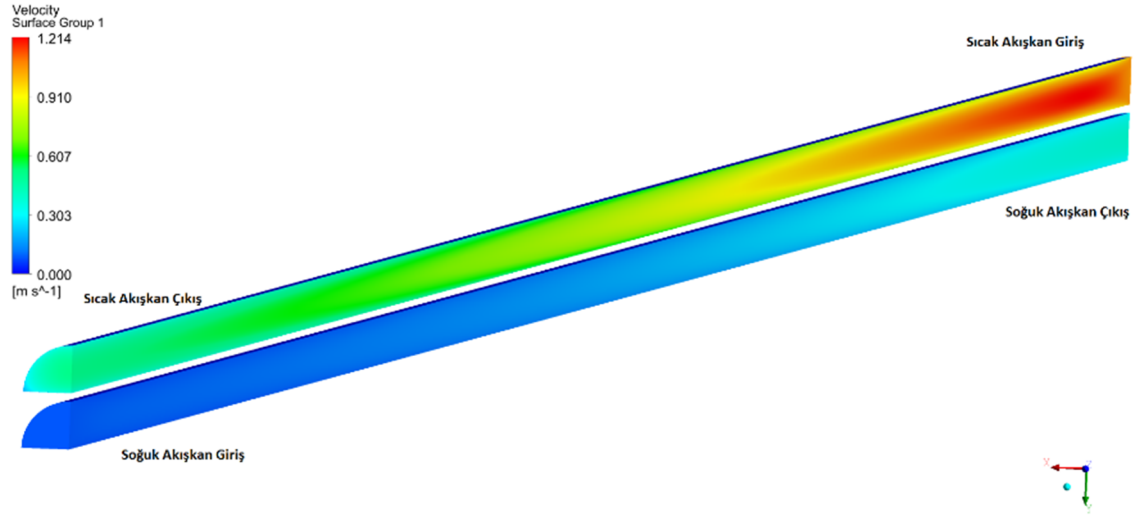
Şekil 2.9 PCHE'de sıcak kanal üzerindeki basınç düşüşü

Sıcak ve soğuk tarafta girişten çıkışa doğru düzenli akım çizgileri görülmektedir. Kanal boyunca girdap, ani hızlanma, ani yavaşlama veya düzensiz akış karakteristiği yoktur. Akış kanallarının simetrik ve düz yapılı oluşu akış yapısının da düzgün olmasına olanak sağlamıştır. Sıcak ve soğuk akımların akış çizgileri Şekil 2.10'da gösterilmiştir.



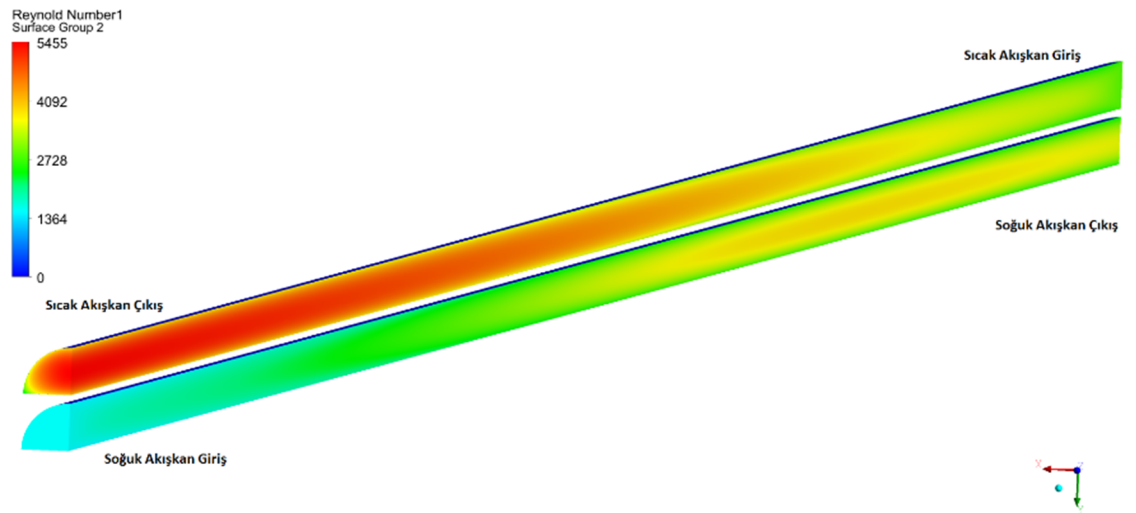
Şekil 2.10 PCHE'de akış çizgileri

Akış kanallarındaki hız profiline akışkanın yoğunluğu ile ters orantılı olarak değiştiği gözlemlenmektedir. Girişten çıkışa doğru sıcaklığı düşen sıcak akışkanın hızı azalırken, çıkışa doğru sıcaklığı artan soğuk akışkanın hızının doğal olarak arttığı görülmektedir. Kanallardaki hız profiline katı yüzeylerde sıfır olduğu ve serbest akış bölgesine doğru arttığı görülmektedir. Sıcak ve soğuk akışkanların hız profilleri Şekil 2.11’de gösterilmiştir.



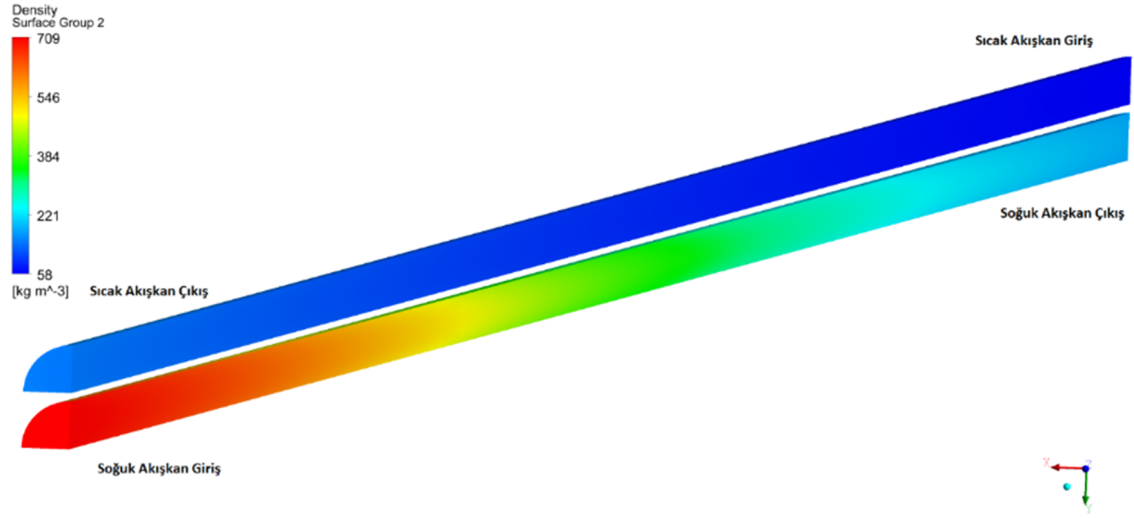
Şekil 2.11 PCHE’de sıcak ve soğuk kanallardaki hız dağılımı

Kanallardaki Reynolds sayısının yerel olarak değişiminin görülmesi için CFX’te özel denklem yazılarak hacmin tamamındaki Reynolds sayısı hesaplatılmıştır. Reynolds sayısının soğuk akışkanın giriş bölgesinde 2300 değerinin altına indiği ve bir miktar laminar akış bölgesinde kaldığı, sonrasında artan sıcaklık ile yoğunluğun düşmesi ve hızının artması ile türbülanslı akışa geçiş yaptığı Şekil 2.12’de görülmektedir.



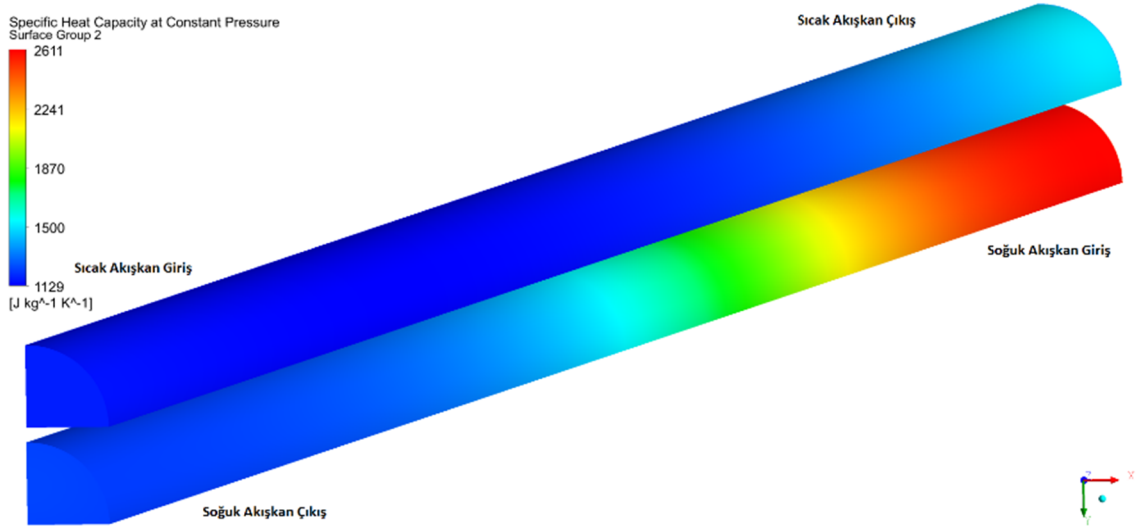
Şekil 2.12 PCHE’de sıcak ve soğuk kanallardaki Reynolds sayısı dağılımı

Yoğunluğun sıcaklığın fonksiyonu olarak değiştiği görülmektedir. Sıcak kanala giriş yapan sıcak akışkanın çıkışa doğru sıcaklığının düşmesi ile yoğunluğunun arttığı görülmektedir. Benzer şekilde soğuk kanala giriş yapan soğuk akışkanın da çıkışa doğru sıcaklığının artması ile yoğunluğunun düştüğü görülmektedir. Isı değiştiricideki sıcak ve soğuk akışkanların yoğunluk profilleri Şekil 2.13'te gösterilmiştir.



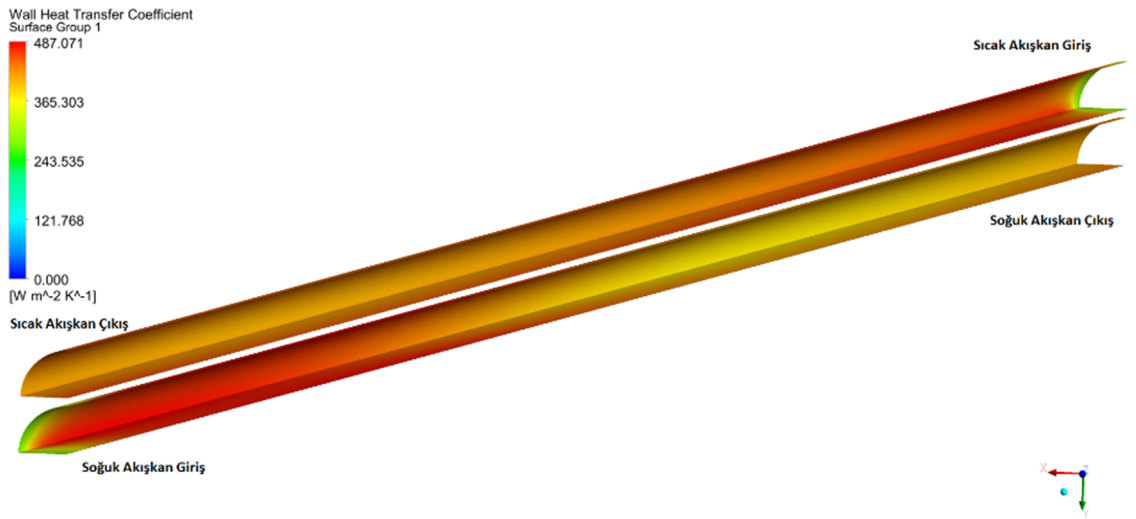
Şekil 2.13 PCHE'de sıcak ve soğuk kanaldaki akışkan yoğunluk dağılımı

Akışkanların temel termodinamik özelliklerinden olan sabit basınç özgül ısı akışkanın birim kütlesinin sıcaklığının bir derece değiştirilmesi için gerekli enerjiyi tanımlamaktadır. Isı transferi hesaplarında belirleyici unsur olan bu termodinamik özellik, akışkanın basıncı ve sıcaklığı ile değişmektedir. Akışkanlar üzerindeki C_p değerleri incelendiğinde, s-CO₂'nin kritik noktaya yaklaşmasıyla C_p değerinin arttığı görülür. Sıcak tarafta çıkışa doğru düşen sıcaklık değeri kritik nokta sıcaklığına yaklaşmaktadır. Bunun sonucu olarak sıcak akışkanın C_p değerinin çıkışa doğru arttığı görülmektedir. Bunun aksine, soğuk akışkanın ısınması sonucu kritik noktadan uzaklaşması ile C_p değerinin azaldığı görülmektedir. C_p değerinin arttığı yerlerde akışkanın ısı enerji kapasitesi de arttığı için bu bölgelerde daha fazla ısı transferi gerçekleşmekte böylece o bölgelerde ısı değiştiricinin etkinliği artmaktadır. Sıcak ve soğuk akışkanların C_p değerleri Şekil 2.14'te gösterilmiştir.



Şekil 2.14 PCHE’de sıcak ve soğuk kanallardaki C_p dağılımı

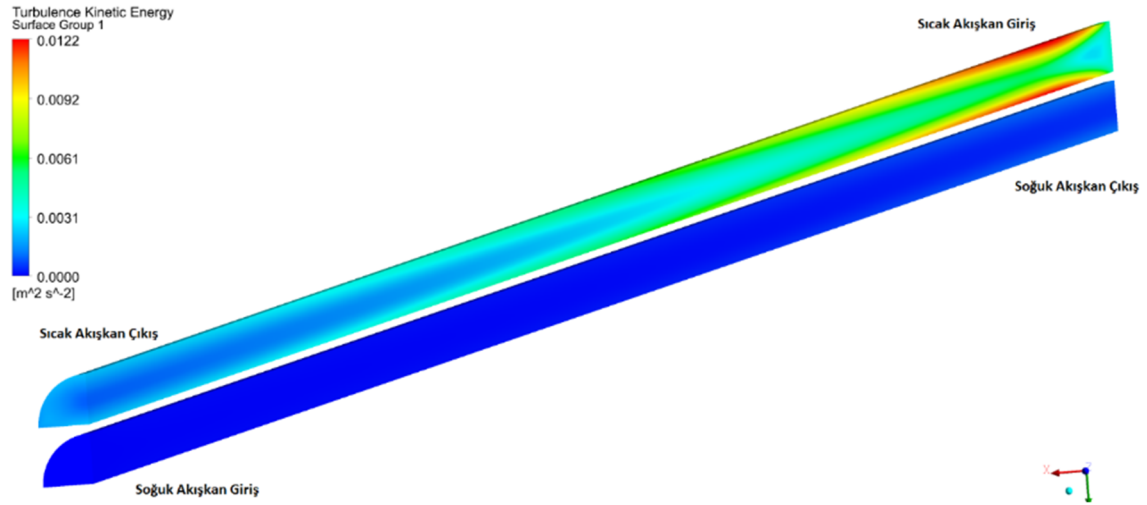
Akışkanlar arasında gerçekleşen sıcaklık farkından oluşan ısı transferi ve bu transferin gerçekleştiği ara yüzeyi incelediğimizde C_p ve TKE’ye bağlı olarak transfer edilen ısının arttığı görülmektedir. Artan C_p ile akışkan daha fazla ısıl yükü taşıyabildiği için ve artan TKE ile de bu ısının akışkana geçmesi ve yayılması kolaylaştığı için bu doğal durum gerçekleşmektedir. Isı transferi katsayısının kanal duvarlarındaki değişimi Şekil 2.15’te gösterilmiştir.



Şekil 2.15 PCHE’de sıcak ve soğuk katı ara yüzeyindeki ısı transfer katsayısı

Kanallarda TKE incelediğinde, hızın fonksiyonu olarak artıp azaldığı görülmektedir. Sıcak tarafta daha yüksek hızla giriş yapan akışkanın TKE’si daha yüksektir. Çıkışa doğru akışkanın soğuyup yoğunluğunun artması neticesinde hızının azalması ile TKE değeri de azalmaktadır. Bu durumun tersi soğuk akışkan için gerçekleşmiştir.

Düşük hız ve TKE'ye sahip akışkan çıkışa doğru ısınıp yoğunluğunun azalması sebebi ile hızlanır, bu hızlanma sonucunda TKE de artmaktadır. Akışkanlar üzerindeki TKE dağılımı Şekil 2.16'da gösterilmiştir.



Şekil 2.16 PCHE'de sıcak ve soğuk kanallardaki TKE dağılımı

Tablo 2.10 ve Tablo 2.11'de belirtilen ağ yapıları ve sınır şartları kullanılarak analizler yakınsayana kadar koşturulmuş ve sonuçlar Tablo 2.12'de paylaşılmıştır. Bu tabloda aynı zamanda analitik hesaplar sonucunda bulunan değerler de verilmiştir. Numerik hesaplar ile analiz sonuçları karşılaştırıldığında değerlerin birbirine yakın oldukları görülmektedir. Genel olarak ön tasarım hesapları ile HAD analizleri hesapları arasında ortalama %6 mertebesinde fark görülmüştür.

Tablo 2.12 HAD analizleri ve ön tasarım sonuçlarının değerlendirilmesi

Sonuçlar	Ön Tasarım Hesap Sonuçları	HAD Analizi Sonuçları
Toplam Isı	29.342 W	31.097 W
Soğuk Akışkan Çıkış Sıcaklığı	584.15 K	601.154 K
Sıcak Akışkan Çıkış Sıcaklığı	360.46 K	368.489 K
Soğuk Akışkan Basınç Düşüşü	0.001 bar	0.001 bar
Sıcak Akışkan Basınç Düşüşü	0.01 bar	0.03 bar

2.5 PCHE Ön Tasarımının Sonlu Elemanlar Analizlerinin Sonuçları

PCHE’de gerekli yapısal özellikleri sağlayacak malzeme olarak 316L paslanmaz çelik seçilmiştir. 316L malzeme hem piyasada kolaylıkla bulunabilmekte hem de gerekli mukavemet özelliklerini sağlamaktadır. Ön tasarımı yapılan PCHE için mukavemet değerlendirmesi yapmak adına ANSYS programında yapısal analiz çalışması yapılmıştır. Çalışmanın gerçekleştirildiği modellere ait geometrik detaylar Tablo 2.13’te sunulmuştur.

Tablo 2.13 PCHE için geometrik detaylar

	Model-1	Model-2
Plaka kalınlığı - t_p [mm]	2	1.5
Yarıçap - r_h [mm]	1.25	1
Hatve (Pitch) - p [mm]	3	2.4

316L paslanmaz çelik malzemesinin oda sıcaklığındaki özellikleri Tablo 2.14’te verilmiştir [123].

Tablo 2.14 316L Genel özellikleri (oda sıcaklığında) [120]

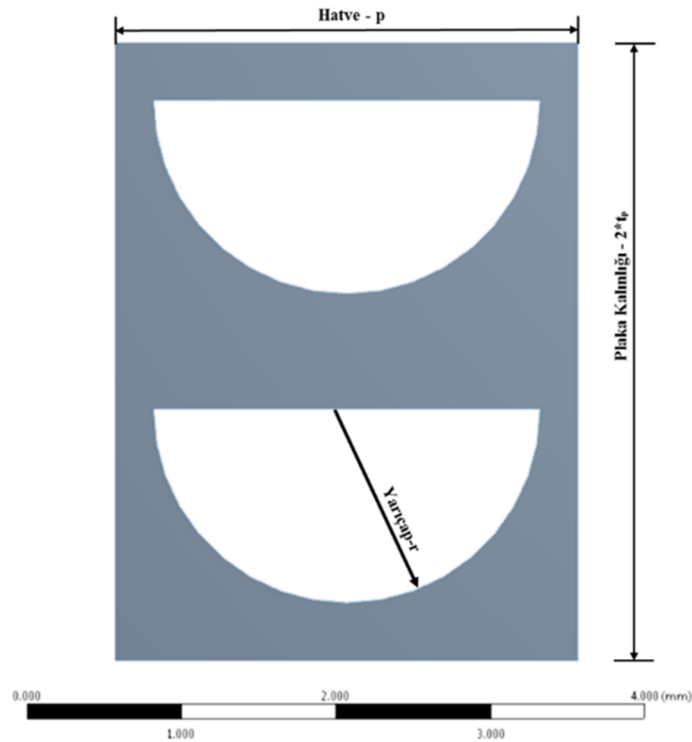
Özellik	Değer [Birim]
Elastisite Modülü	199 GPa
Poisson Oranı	0.26
Maksimum Çekme Dayanımı (UTS)	627 MPa
0.2% Akma Dayanımı	290 MPa
Yoğunluk	7999 kg/m ³

316L’nin mekanik özellikleri sıcaklığa göre Tablo 2.15’teki gibi değişmektedir [124].

Tablo 2.15 316L sıcaklığa bağlı mekanik özellikler [121]

UTS [MPa]	Akma Dayanımı [MPa]	Elastisite Modülü [GPa]	Poisson Oranı
627 (24°C)	290 (24°C)	199 (24°C)	0.26 (24°C)
558 (204°C)	241 (204°C)	189 (200°C)	0.26 (150°C)
538 (316°C)	214 (316°C)	180 (320°C)	0.29 (260°C)
524 (427°C)	190 (427°C)	167 (430°C)	0.34 (370°C)
483 (538°C)	165 (538°C)	160 (540°C)	0.30 (480°C)
393 (649°C)	145 (649°C)	151 (650°C)	0.32 (590°C)
241 (760°C)	124 (760°C)	140 (760°C)	0.31 (700°C)

Geometrik bilgileri ve malzeme özellikleri belirlenen PCHE için ısı değiştirici boyuna bağlı olarak basınç ve sıcaklık değişimi olmadığı kabul edilerek yapısal analizler için 2 boyutlu analiz yaklaşımı uygulanmış olup elde edilen değerler tüm boy için geçerlidir. 2 boyutlu yaklaşıma ek olarak tüm kanalların da modellenmesi gerekmemektedir. Çünkü ısı değiştirici modelinin yüksek basınç ve düşük basınç şeklinde iki kanal dizilimi tüm geometride aynıdır. Bu sebeple, sadece yüksek basınç ve düşük basınç kanalının olduğu şekilde modelleme yapılmış olup modele ait geometri ve geometrik tanımlar Şekil 2.17’de paylaşılmıştır.



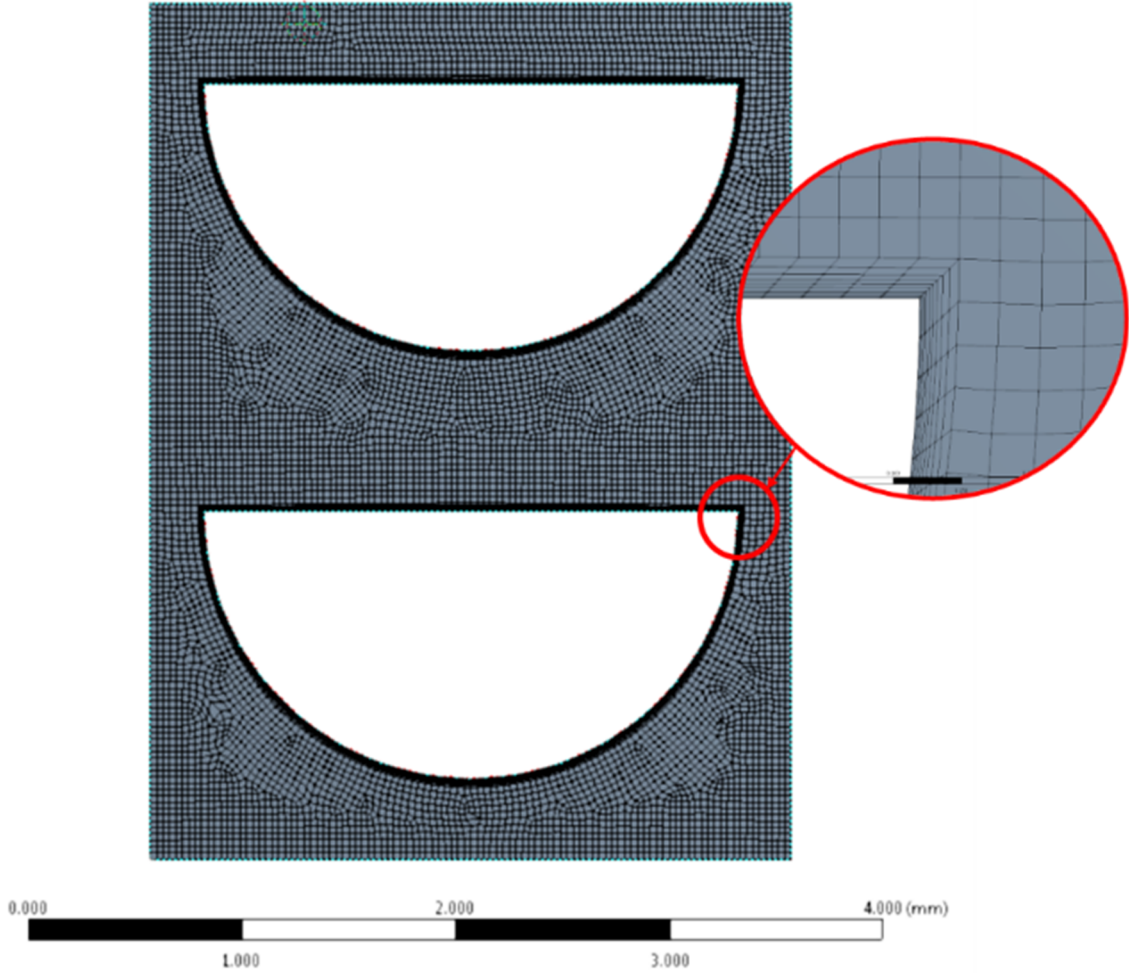
Şekil 2.17 PCHE ön tasarım yapısal modeli

Geometri hazırlama aşaması tamamlandıktan sonra sonlu elemanlar ağ modeli oluşturulmuştur. PCHE yapısal analizi için oluşturulan ağ örgüsünün detayları Tablo 2.16’da verilmiştir. 2 boyutlu analizler için oluşturulan ağ örgüsünde Model-1 için 35672, Model-2 için 23269 düğüm oluşturulmuştur.

Tablo 2.16 PCHE yapısal analizi için ağ yapısı detayları

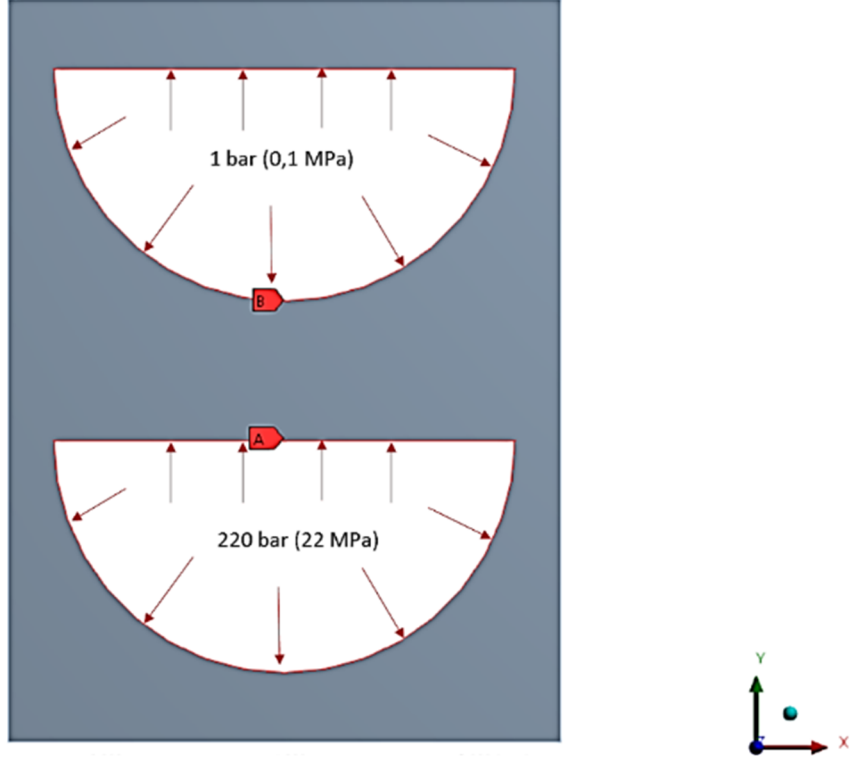
	Model-1	Model-2
Eleman Tipi	Dörtgen	Dörtgen
Düğüm Sayısı	35672	23269
Eleman Sayısı	11589	7518

Ağ yapısı oluşturulurken yüklerin uygulandığı hidrolik yüzeylerde eleman yoğunluğu artırılarak sonuçların doğruluğunun artırılması hedeflenmiştir. Oluşturulan ağ yapısı ve detayları Şekil 2.18’de paylaşılmıştır.



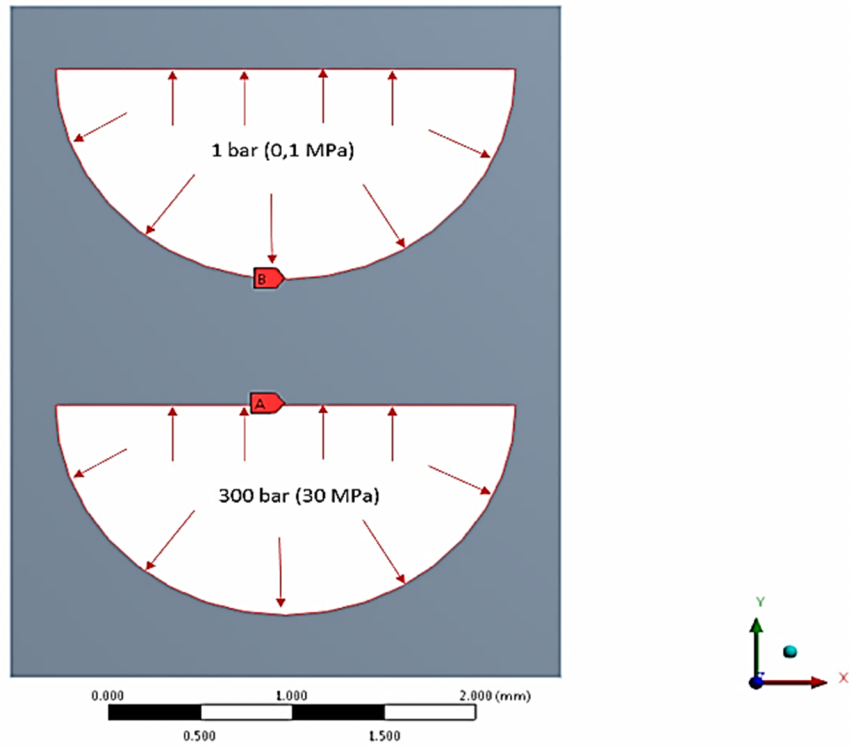
Şekil 2.18 PCHE ağ yapısı

Bu modelde geometri kendini tekrar ettiği için simetri koşullarında çözümlenmiştir. Geometrinin dikey kenarlarında Y ekseninde, yatay kenarlarında ise X ekseninde periyodiklik tanımlanmıştır. Simetri sınır koşulları uygulandıktan sonra geometri üzerinde çalışma sıcaklığı 500°C olarak ve çalışma basıncı 220 bar olarak tanımlanmıştır. Şekil 2.19’da çalışma basınçlarının uygulanması gösterilmiştir.



Şekil 2.19 PCHE çalışma koşulları basınç yükü

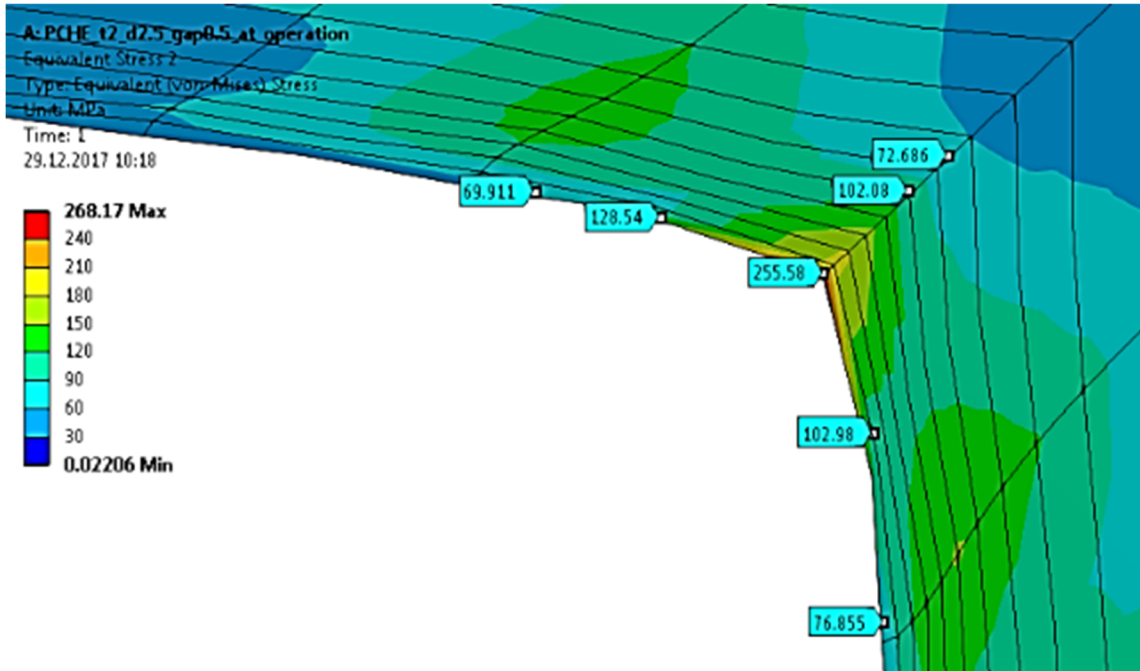
Hidrostatik test sıcaklığı 24°C ve test basıncı 300 bar olarak tanımlanmıştır. Bu koşullar için uygulanan basınç yükleri Şekil 2.20’de gösterilmiştir.



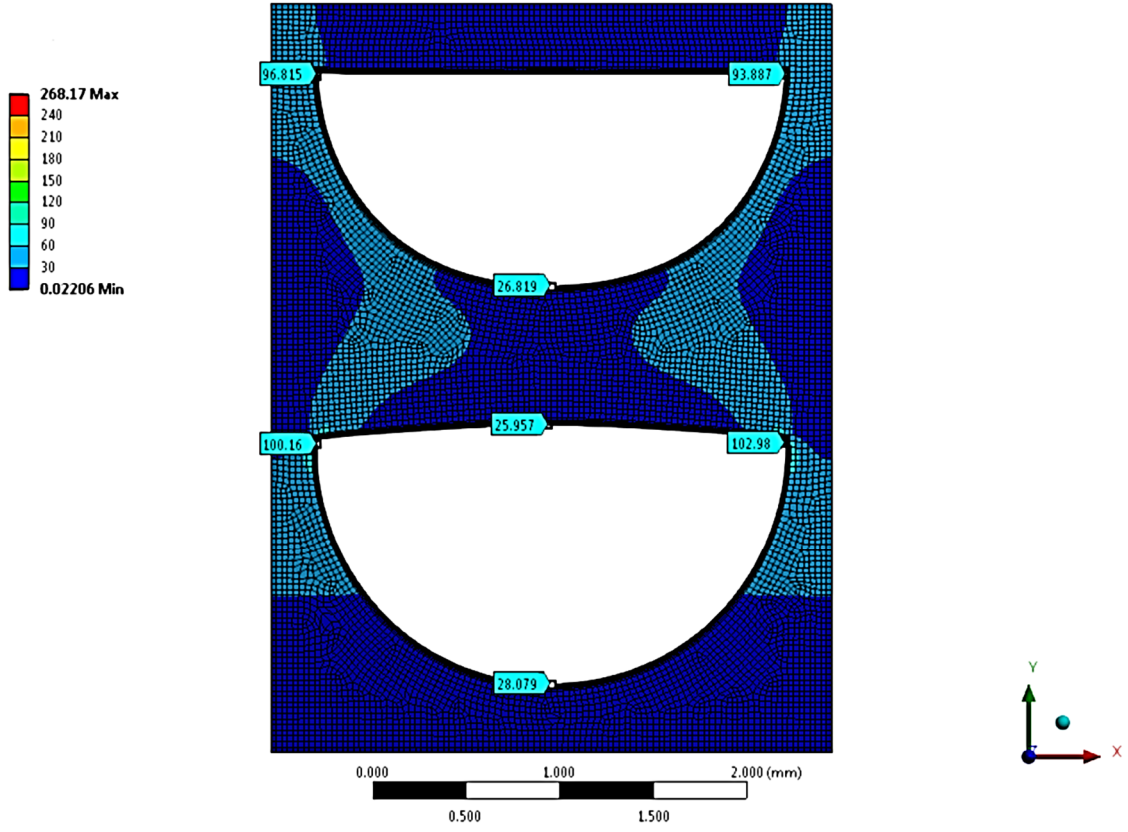
Şekil 2.20 PCHE test koşulları basınç yükü

Hidrolik bölgede keskin köşelerin olması sebebiyle sonlu eleman analizlerinde meydana gelen tekillik sorunu oluşmuştur. Bu durumda, tek bir düğüm noktasında yüksek bir gerilme oluşurken komşu düğüm noktası ve elemanlarda bu değere kıyasla büyük düşüş görülmektedir. Bu şekilde bir dağılım olması durumunda genellikle komşu 3 elemana bakılarak en yüksek gerilme değeri tayin edilmektedir. Tekillığe sebep olan geometrik durum genellikle düzeltilmesi gereken bir durumdur. Fakat PCHE üretim metodu gerekçesiyle tekillığe sebep olan keskin köşelerde güncelleme yapılmamıştır. Analizler Model-1 ve Model-2 ağ örgüleri için yapılmıştır. Her iki modelle koşturulan analizlerin yakın sonuçlar verdiği görülmüştür.

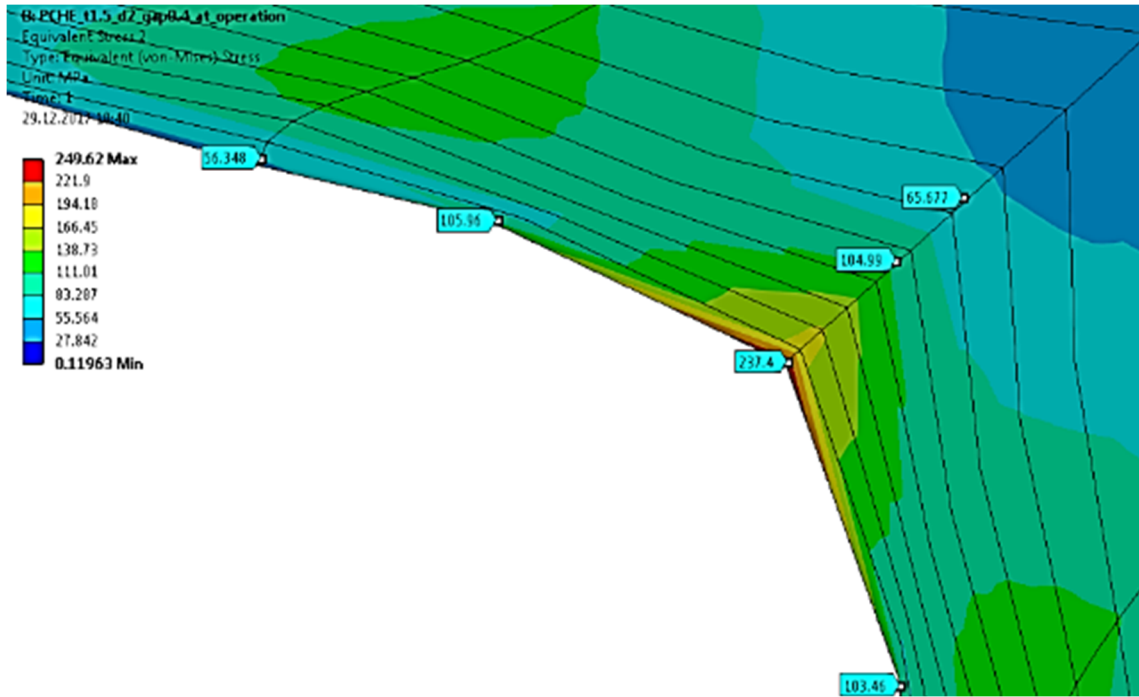
Çalışma koşullarını temsil eden analizlerde sonuçları yorumlamak adına 316L paslanmaz çelik malzemesinin çalışma koşullarındaki akma mukavemeti ve 1.5 emniyet faktörü göz önüne alınmıştır. 500°C'de 316L paslanmaz çelik malzemesinin akma mukavemeti 174 MPa'dır. 1.5 güvenlik faktörü göz önüne alındığında 116 MPa emniyet gerilmesi olarak tespit edilmiştir. Model-1 (Şekil 2.21 ve Şekil 2.22) ve Model-2 (Şekil 2.23 ve Şekil 2.24) için Von-Mises gerilmelerine bakıldığında tekillik dışındaki değerlerin en büyüğü 105 MPa'dır. Dolayısıyla çalışma koşulları için yapılan analizlerde emniyet gerilmesi geçilmemektedir.



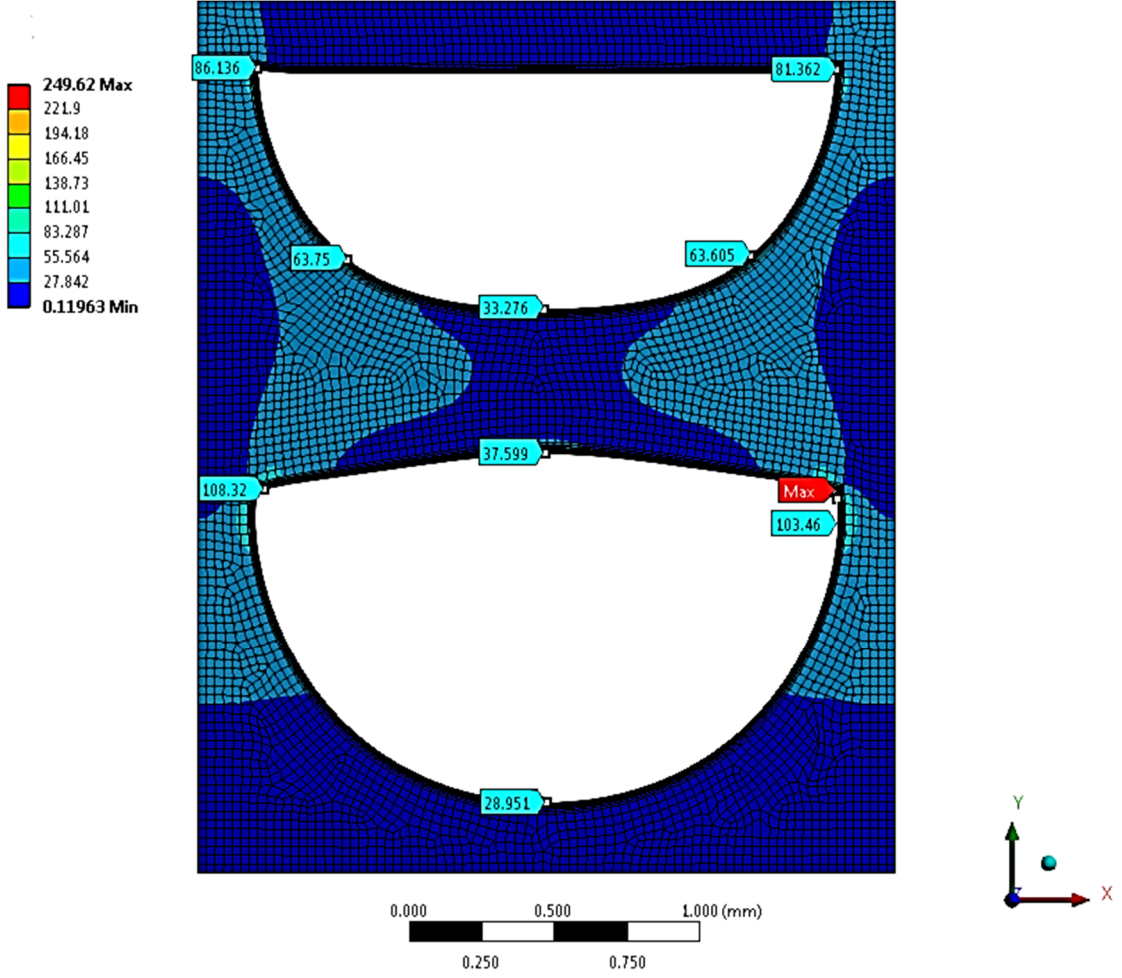
Şekil 2.21 PCHE Model-1 tekil gerilme dağılımı (çalışma koşulları)



Şekil 2.22 PCHE Model-1 Von-Mises gerilme dağılımı (çalışma koşulları)

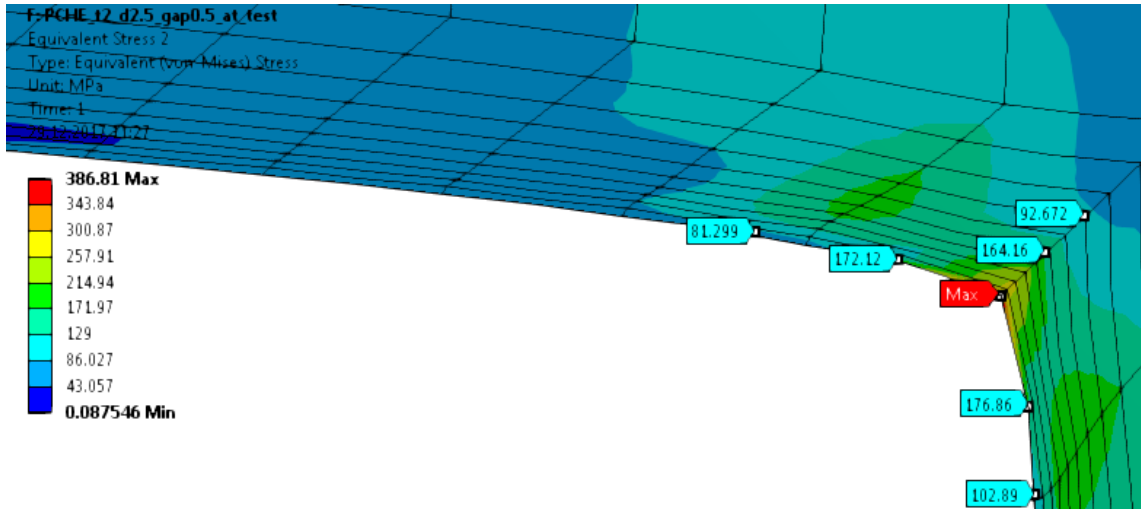


Şekil 2.23 PCHE Model-2 tekil gerilme dağılımı (çalışma koşulları)

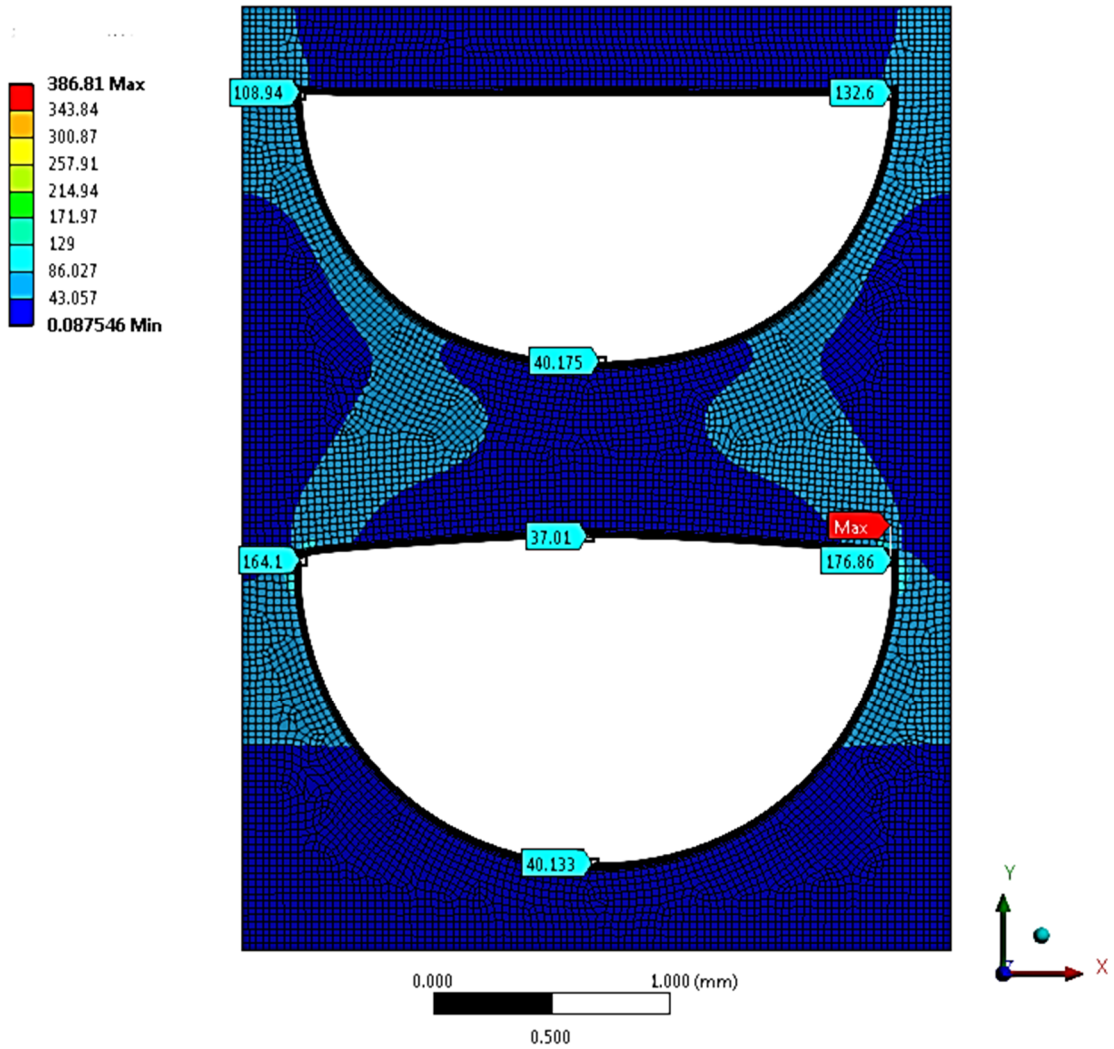


Şekil 2.24 PCHE Model-2 Von-Mises gerilme dağılımı (çalışma koşulları)

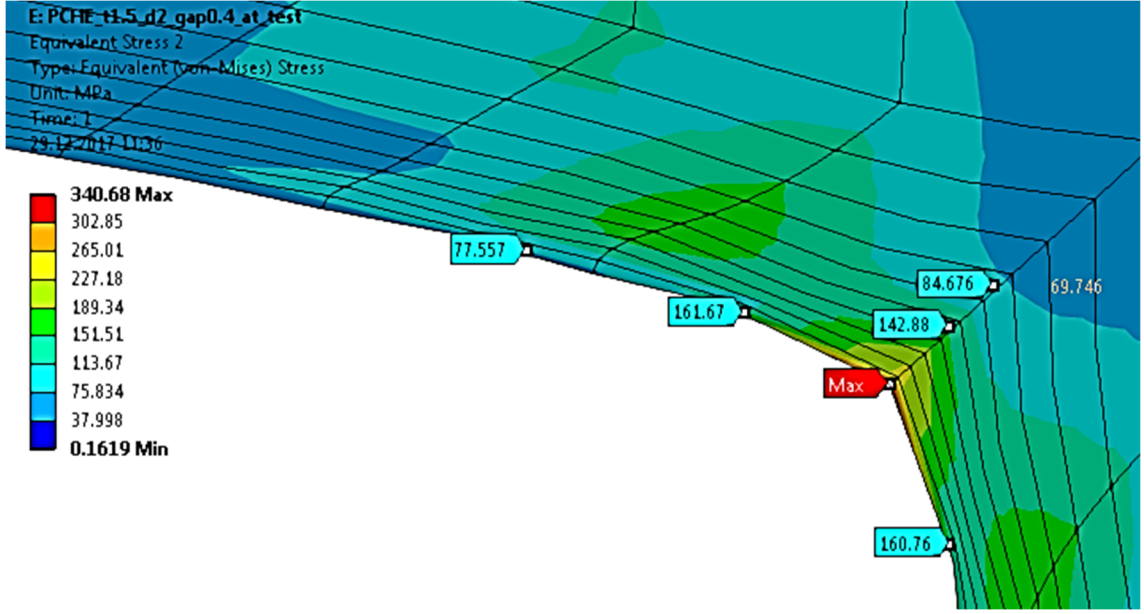
Hidrostatik test koşullarını (300 bar, 24°C) temsil eden analizlerde sonuçları yorumlamak adına 316L paslanmaz çelik malzemesinin akma mukavemeti ve 1.5 emniyet faktörü göz önüne alınmıştır. 24 °C’de 316L paslanmaz çelik malzemesinin akma mukavemeti 290 MPa’dır. 1.5 güvenlik faktörü göz önüne alındığında 193 MPa emniyet gerilmesi olarak tespit edilmiştir. Model-1 (Şekil 2.25 ve Şekil 2.26) ve Model-2 (Şekil 2.27 ve Şekil 2.28) için Von-Mises gerilmelerine bakıldığında tekillik dışındaki değerlerin en büyüğü test koşullarında 177 MPa’dır. Dolayısıyla çalışma koşulları için yapılan analizlerin sonuçları emniyet gerilmesini geçmemektedir.



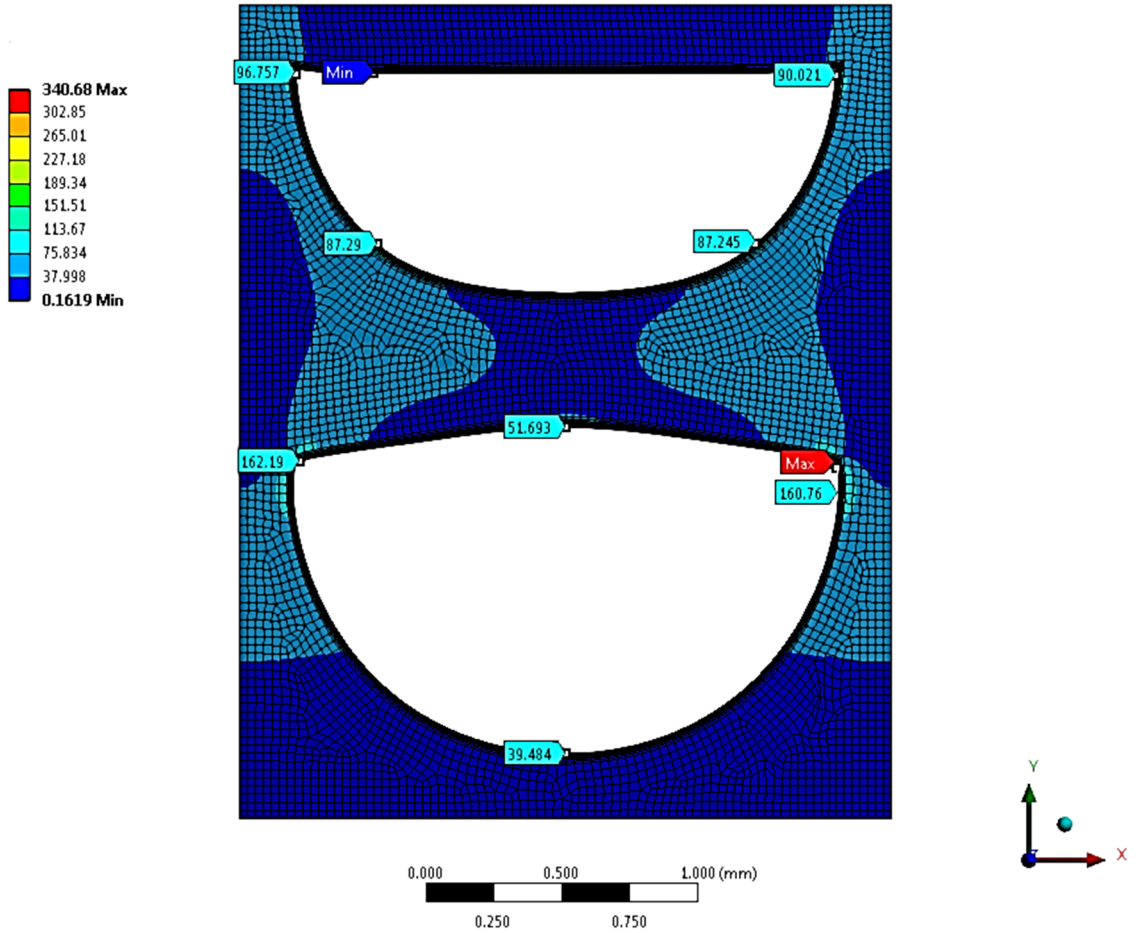
Şekil 2.25 PCHE Model-1 tekil gerilme dağılımı (test koşulları)



Şekil 2.26 PCHE Model-1 Von-Mises gerilme dağılımı (test koşulları)



Şekil 2.27 PCHE Model-2 tekil gerilme dağılımı (test koşulları)



Şekil 2.28 PCHE Model-2 Von-Mises gerilme dağılımı (test koşulları)

Sonuç olarak, her iki model ve her iki koşul için gerilme değerlerinin kabul edilebilir seviyede olduğu görülmüştür.

Ön tasarım çalışmasında 2 mm çapında yarım daire kanallı PCHE, termal-hidrolik özelliklerin giriş-çıkış ortalamalarına göre numerik olarak analiz edilmiş ve bu analizler HAD analizleri ile karşılaştırılmıştır. Bu analizlerin sonuçları arasında bir miktar fazla fark bulunması nedeniyle, kritik tasarım sürecinde alt-ısı değiştirici modelinin kullanılması düşünülmüştür. Ayrıca kritik tasarımda kanal geometrisi dikdörtgen en kesitlidir ve kanal hidrolik çapı mikron boyutundadır. Çünkü dikdörtgen kesitli kanallar daha iyi termal ve yapısal performans göstermektedir. Literatür taramasından ve ön tasarım sürecinden öğrenilen bilgiler ile kritik tasarım çalışması daha detaylı bir şekilde ele alınmıştır.

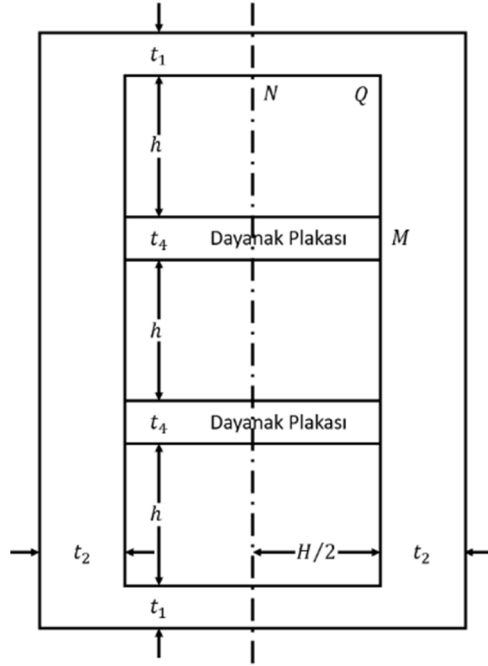
PCHE kritik tasarımı numerik termal-hidrolik ve yapısal dizayn, HAD ile termal-hidrolik dizayn ve sonlu elemanlar yöntemi ile yapısal dizayn süreçlerinden oluşur. Öncelikle PCHE'nin kanal geometrisi ASME BPVC kurallarına uygun olacak şekilde MATLAB kodu ile tasarlanmıştır. Bu geometriyi ve ısı değiştirici giriş-çıkış koşullarını girdi olarak alan termal-hidrolik analiz kodu alt-ısı değiştirici modeli ile çalıştırılarak kanal uzunluğu elde edilir. Sonrasında numerik yapısal analizden elde edilen kanal geometrisi sonlu elemanlar yöntemi ile ANSYS'te yapısal olarak analiz edilir. Son olarak, HAD yöntemi ile ANSYS CFX'te termal-hidrolik analizler tekrarlanarak numerik analizlerin güvenilirliği test edilir.

3.1 PCHE Kritik Tasarımı için Matematik Model ve Denklemler

PCHE kritik tasarımı sürecinde geometri belirlenirken; kompaktlık, ısıl yük, mukavemet ve imalat için uygun plaka kalınlığı kriterleri göz önüne alınmıştır. 1 sıra soğuk ve 1 sıra sıcak plaka üst üste olacak şekilde yapılan analizler nihai geometriyi ortaya çıkarmıştır. Malzeme dayanımı bakımından uygun bir ısı değiştirici tasarımı elde etmek için mekanik tasarımda ASME standartları uygulanmıştır. PCHE tasarımı mekanik tasarım ve termal-hidrolik tasarım alt başlıklarında anlatılmıştır.

3.1.1 Mekanik Tasarım Matematik Modeli ve Denklemleri

PCHE mekanik tasarımı ASME BPVC (Basınçlı Kapların İmalatı için Kurallar) VIII, Kısım 1, UG-19 Özel Konstrüksiyonlar Bölümü ve Zorunlu Ek 13-9 kurallarına uygun olarak yapılmıştır. Denklemlerde kullanılan E (Birleştirme Faktörü) değeri difüzyonla bağlama için 0.7 ve sert lehim uygulaması için 0.5 olarak verilmiştir [125]. Tasarımda kullanılan dikdörtgen en kesitli basınç kabı için boyutlar Şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1 Dikdörtgen en kesitli basınç kapları için boyutlar

Mekanik tasarımda kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir. Atalet momenti aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$I = bt^3/12, b = 1 \quad (3.1)$$

Membran gerilmesi denklemi kısa taraf için şu şekildedir:

$$S_m = \frac{Ph}{2t_1} \left\{ 3 - \left[\frac{6 + K(11 - \alpha^2)}{3 + 5K} \right] \right\} \quad (3.2)$$

P çalışma basıncını ifade etmektedir. Burada kap parametresi;

$$K = \frac{I_2}{I_1} \alpha \quad (3.3)$$

denklemi ile ve dikdörtgen kap parametresi;

$$\alpha = H/h \quad (3.4)$$

denklemleri ile hesaplanır. Uzun taraf için;

$$S_m = \frac{Ph}{2t_4} \left[\frac{6 + K(11 - \alpha^2)}{3 + 5K} \right] \quad (3.5)$$

denklemleri ve dayanak levhası için;

$$S_m = PH/2t_2 \quad (3.6)$$

denklemleri kullanılır. Eğilme gerilmesi kısa taraf için ortada;

$$(S_b)_N = \frac{Pc}{24I_1} \left[-3H^2 + 2h_2 \left(\frac{3 + 5\alpha^2 K}{3 + 5K} \right) \right] \quad (3.7)$$

denklemleri ile hesaplanır ve burada c tarafsız eksen den uzaklığı ifade eder. Köşelerde;

$$(S_b)_Q = \frac{Ph^2 c}{12I_1} \left(\frac{3 + 5\alpha^2 K}{3 + 5K} \right) \quad (3.8)$$

denklemleri ile hesaplanır. Uzun taraf için ortada;

$$(S_b)_M = \frac{Ph^2 c}{12I_2} \left[\frac{3 + K(6 - \alpha^2)}{3 + 5K} \right] \quad (3.9)$$

denklemleri ve köşelerde;

$$(S_b)_Q = \frac{Ph^2 c}{12I_2} \left(\frac{3 + 5\alpha^2 K}{3 + 5K} \right) \quad (3.10)$$

denklemleri kullanılır. Toplam gerilme değerleri kısa, uzun taraf ve dayanak levhası için ortada ve köşelerde sırasıyla;

$$(S_T)_N = (S_m)_S + (S_b)_N \quad (3.11)$$

$$(S_T)_Q = (S_m)_S + (S_b)_Q \quad (3.12)$$

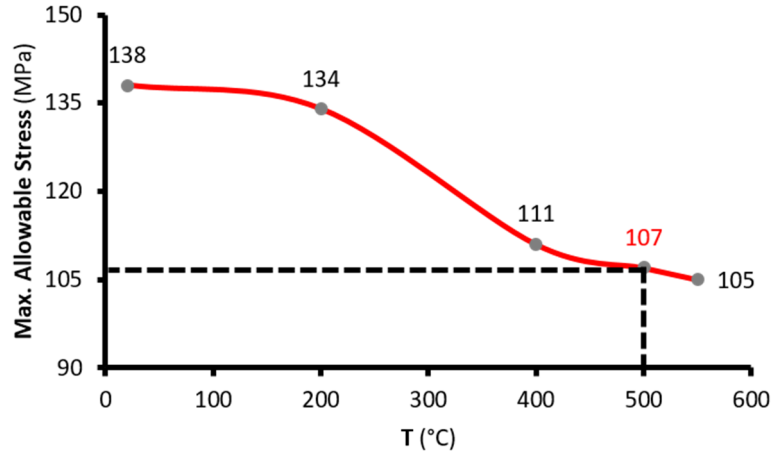
$$(S_T)_M = (S_m)_L + (S_b)_M \quad (3.13)$$

$$(S_T)_Q = (S_m)_L + (S_b)_Q \quad (3.14)$$

$$S_T = S_m \quad (3.15)$$

denklemleri ile hesaplanır. Her bir membran gerilme değerinin, maksimum müsaade edilebilir gerilme değeri ve birleştirme faktörünün çarpımından daha az olması ve ayrıca toplam gerilme değerinin, birleştirme faktörünün 1.5 katının

maksimum müsaade edilebilir gerilme değeri ile çarpımından daha az olması gerekir. Tasarımda kullanılan SS316-316L dual grade malzeme [126] için maksimum müsaade edilebilir gerilme değerinin sıcaklığa göre değişimi Şekil 3.2'de gösterilmektedir.

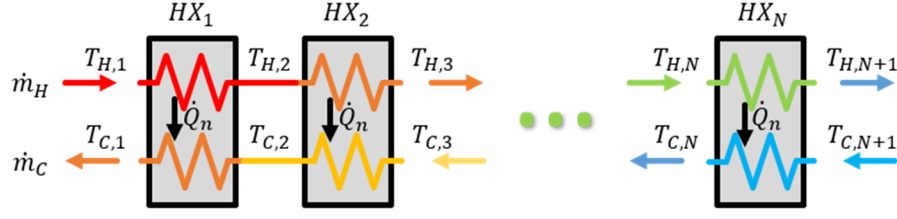


Şekil 3.2 SS316-316L için sıcaklığa bağlı Maksimum müsaade edilebilir gerilme

Yapısal tasarım sonucunda kanal ve levha kalınlıkları belirlenecektir. Maksimum müsaade edilebilir gerilme değeri, 500°C tasarım sıcaklığında 107 MPa olarak hesaplanmıştır. Difüzyonla bağlama için birleştirme faktörü 0.7 olarak seçilmiştir. Tasarım basıncı 22 MPa'dır.

3.1.2 Termal-Hidrolik Performans Analizi için Matematik Model ve Denklemler

Kritik tasarım sürecinde ısı değiştiricinin termal-hidrolik performans analizlerinde alt ısı değiştirici modeli kullanılmıştır. Bu modelde ısı değiştirici, alt-ısı değiştirici parçalarına ayrılarak her bir parça için performans analizleri yapılmaktadır. Her bir alt-ısı değiştirici eşit miktarda ısı yükü karşılamaktadır. Alt-ısı değiştiricilerin uzunlukları yapılan analiz sonucunda hesaplanmakta ve ısı değiştiricinin toplam boyu alt ısı değiştirici boyları toplanarak bulunmaktadır [127]. Alt-ısı değiştirici modelinin şeması Şekil 3.3'te görülmektedir. Kritik tasarımda uygulanan matematik modelde hesaplama doğruluğunu artırmak için fin verimliliği de dikkate alınmıştır.



Şekil 3.3 Alt-ısı değiştirici modeli [127]

Matematik modelde malzeme ısı iletkenliği sıcaklığa bağlı olarak değişecek şekilde kullanılmıştır. Hidrolik çap dikdörtgen kesitli kanal için;

$$D_h = (2H \times h)/(H + h) \quad (3.16)$$

denklemi ile hesaplanmıştır. H kanal derinliği ve h kanal genişliğidir. Kütesel akı;

$$\dot{G} = \dot{m}/A_o \quad (3.17)$$

denklemi ile hesaplanmıştır. Burada,

$$A_o = (H \times h)(N_{ch} \times N_p) \quad (3.18)$$

serbest yüzey alanıdır. N_{ch} ve N_p sırasıyla kanal sayısı ve plaka sayısıdır. Akışkan entalpisi NIST Refprop veri tabanı [122] kullanılarak sıcaklık, basınç ve akışkan türüne göre hesaplanmıştır.

$$H_i = refprop(T, P, fluid) \quad (3.19)$$

Isı transferi yükü entalpi farklarından bulunur.

$$\dot{Q} = \dot{m}(H_1 - H_{N_n+1}) \quad (3.20)$$

Burada alt indis N_n alt ısı değiştirici sayısıdır. Her bir alt ısı değiştiricideki ısı transferi miktarı aynıdır.

$$\dot{Q}_n = \dot{Q}/N_n \quad (3.21)$$

Her bir noktadaki entalpi farkı da eşittir ve buradan yola çıkılarak her bir noktadaki sıcaklıklar basınç ve entalpiye bağlı olarak hesaplanır.

$$T_i = refprop(H, P, fluid) \quad (3.22)$$

Ardından logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) veya NTU-etkinlik yöntemi uygulanabilir. Her iki yöntem de uygulanıp aynı sonuçlar elde edilmiştir. Dinamik viskozite, Prandtl sayısı vb. gibi gerekli akışkan özellikleri Refprop kütüphanesinden çekilmiştir. Hesaplamalarda kullanılan sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı korelasyonu denklemleri Reynolds sayısı aralıklarına göre belirlenmiştir. Nusselt sayısını hesaplamak için Gnielinski'nin korelasyonu

kullanılmıştır [128]. Bu korelasyon Reynolds sayısı 2300 ile 10^4 aralığında iken geçerlidir. Sürtünme faktörü korelasyonu olarak ise Zigrang ve Sylvester'in korelasyonu kullanılmıştır [129]. Denklemler aşağıda verilmiştir.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{K + 12.7\sqrt{(f/8)}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.23)$$

Burada s-CO₂ için $K = 1$ 'dir ve H₂O için aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$K = 1.07 + (900/Re) - [0.63/(1 + 10Pr)] \quad (3.24)$$

s-CO₂ için sürtünme faktörü:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon/D}{3.7} - \frac{5.02}{Re} \log \left[\frac{\varepsilon/D}{3.7} - \frac{13}{Re} \right] \right] \quad (3.25)$$

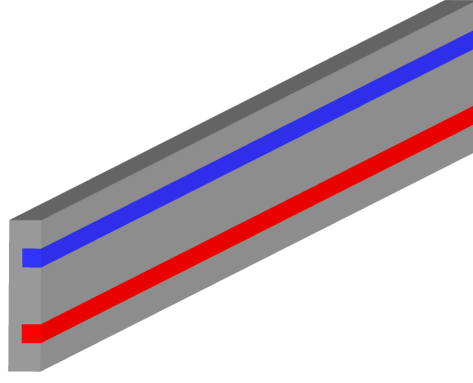
H₂O için sürtünme faktörü [130]:

$$f = (1.82 \log(Re) - 1.64)^{-2} \quad (3.26)$$

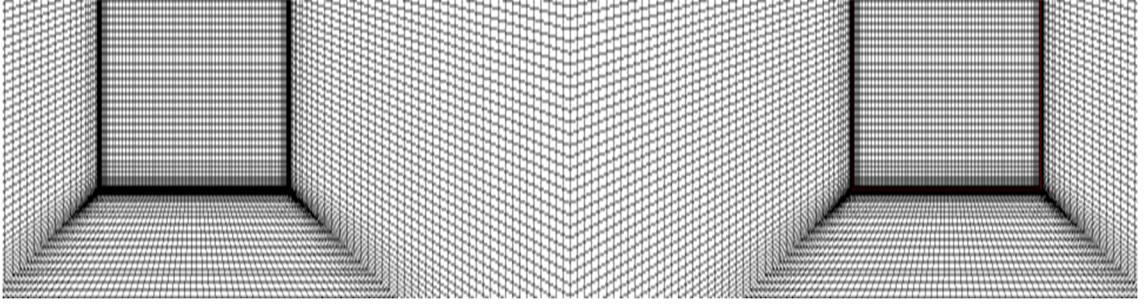
Bu denklemler kullanılarak Stanton sayısı ve taşınımla ısı transferi katsayısı hesaplanır. Ardından ısı transferi katsayıları ve fin verimliliği kullanılarak ısı dirençler hesaplanır. Bu dirençler kullanılarak ortalama ısı transferi katsayısı hesaplanır ve her bir alt-ısı değiştiricinin boyu bulunur. Alt-ısı değiştiricilerin boylarının toplanmasıyla ısı değiştirici boyu elde edilir. Kanallardaki basınç düşüşü de sürtünme faktörü korelasyonu kullanılarak hesaplanır.

3.1.3 Kritik Tasarımda HAD Analiz Yöntemi

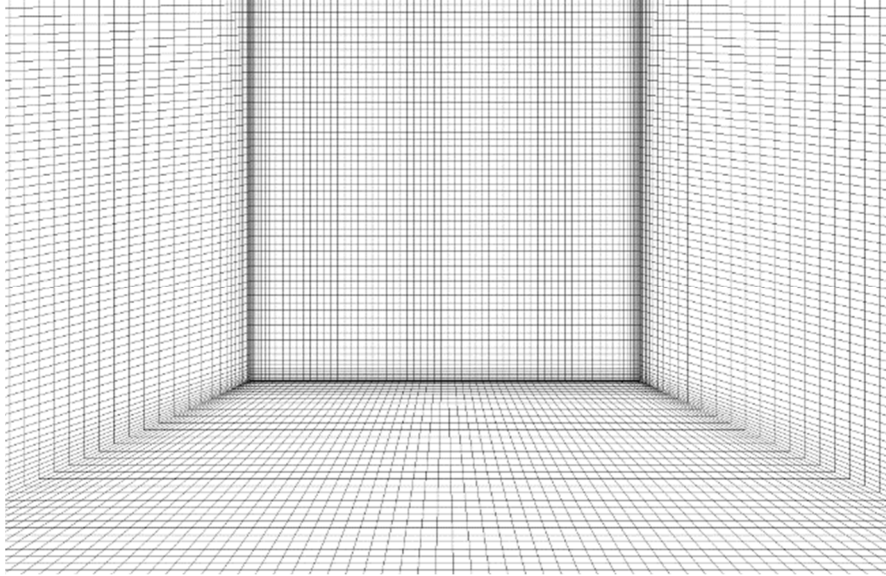
Kritik tasarım aşamasında HAD analizlerinde ticari paket yazılım olan ANSYS CFX programı kullanılmıştır. Analizler zamandan bağımsız olarak yapılmıştır. Analizlerde sıcak ve soğuk kanallarından s-CO₂ akan model ve sıcak tarafı s-CO₂, soğuk tarafı H₂O olan model olmak üzere iki ayrı durum incelenmiştir. Sınır tabakadaki akışın tam olarak modellenmesi için sınır tabaka ağ yapısı katmanın ilk yüksekliği olarak 1 mikron belirlenmiştir. Kompakt ısı değiştirici HAD analizi için hazırlanan kontrol hacmi ve ağ yapısı Şekil 3.4'te ve Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Sınır tabakadaki ağ yapısı Şekil 3.6'da görülmektedir.



Şekil 3.4 Kompakt ısı değiştiricisi analiz geometrisi



Şekil 3.5 Kompakt ısı değiştiricisi ağ yapısı



Şekil 3.6 Kompakt ısı değiştiricisi sınır tabaka ağ yapısı

Ağ yapısı bilgileri Tablo 3.1’de verilmiştir. Analizlerde 3.5 milyon elemanlı ağ yapısı kullanılmıştır.

Tablo 3.1 Ağ yapısı bilgileri

Ağ elemanı türü	Düğüm Noktası Sayısı	Eleman Sayısı
Dörtgen, Yapısal	3.7 Milyon	3.5 Milyon

Analizlerde giriş sınır koşulu için kütleli debi, çıkış sınır koşulu için basınç değeri kullanılmıştır. Analizler türbülans modeli açık olarak koşturulmuştur. Sınır tabakadaki türbülans yoğunluğunun daha iyi modellendiği k- ω türbülans modeli tercih edilmiştir. Isı değiştirici geometrisinin tamamı modellenmeyip sadece boyuna yarım kanallar modellenmiştir. Bu sayede çok daha hızlı ve yoğun ağ yapısına sahip HAD analizleri yapılmıştır. Bu noktada ANSYS CFX programında simetri ve periyodik sınır koşulları modellenmesi yapılmıştır. Modellenen geometri ile tam geometri arasındaki oran mertebesinde kütleli debiler hesaplanmış ve sınır koşulu olarak uygulanmıştır. Tablo 3.2’de analizlerde girdi olarak kullanılan sınır koşulları verilmiştir.

Tablo 3.2 Sınır koşulu bilgileri

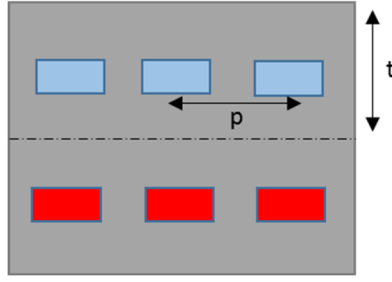
Akışkan Türü	s-CO ₂ – s-CO ₂	s-CO ₂ – H ₂ O
Sıcak Taraf Giriş Kütleli Debisi	0.06 kg/s	0.06 kg/s
Sıcak Taraf Giriş Sıcaklığı	453°C	453°C
Sıcak Taraf Çıkış Basıncı	79.03 Bar	79.03 Bar
Soğuk Taraf Giriş Kütleli Debisi	0.06 kg/s	0.5 kg/s
Soğuk Taraf Giriş Sıcaklığı	62.9°C	45°C
Soğuk Taraf Çıkış Basıncı	200 Bar	1.55 Bar
Türbülans Modeli	k- ω	k- ω
Analiz Tipi	Zamandan Bağımsız	Zamandan Bağımsız
Çözüm Zaman Adımı	0.1s	0.1s

3.1.4 Kritik Tasarımda PCHE Sonlu Elemanlar Analiz Yöntemi

Kritik tasarımı yapılan PCHE’nin kanal geometrisi ve port geometrisi ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Gerek kanal geometrisinde gerek port geometrisinde ortalama gerilme değerinin ASME tarafından belirlenen emniyet gerilmelerini geçmemesi tasarım kriteri olarak tespit edilmiştir.

3.1.4.1 Kanal Geometrisi Termo-Mekanik Analiz Koşulları

Bu tez kapsamında kritik tasarımı yapılan PCHE kanalının geometrik yapısına ait detaylar Şekil 3.7 ve Tablo 3.3’te paylaşılmıştır.

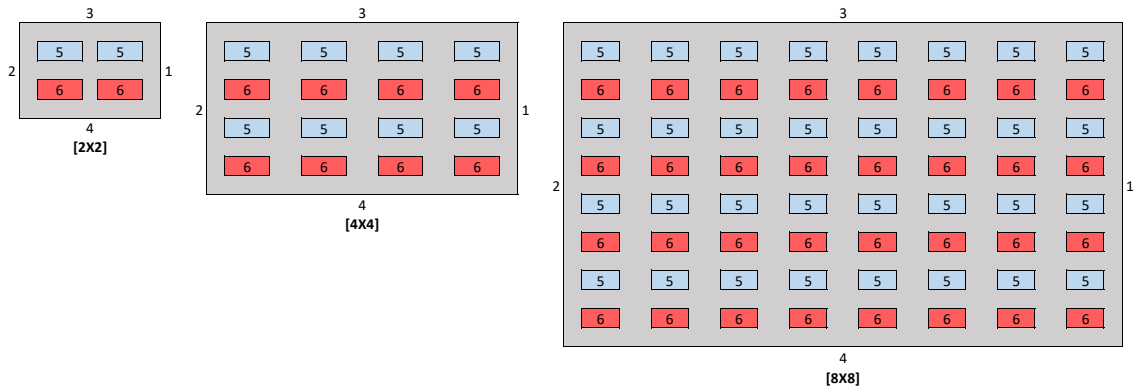


Şekil 3.7 PCHE'nin geometrik detayları

Tablo 3.3 PCHE kanal ölçüleri

Hatve (p) [mm]	1.7
Kalınlık (t) [mm]	2

Isı değiştirici kanalının termo-mekanik gerilme seviyelerinin değerlendirilmesinde kullanılan sınır koşullarının geometrik gosterimi Şekil 3.8'de paylaşılmıştır. Ayrıca, Şekil 3.8'e göre termal analiz sınır koşulları bilgisi Tablo 3.4'te, yapısal analiz sınır koşulları bilgisi de Tablo 3.5'te paylaşılmıştır. Termal çalışma koşullarının girdi olarak kullanıldığı yapısal analizler 2D olarak yapılmış olup 2x2, 4x4 ve 8x8 şeklinde kanal sayıları ile değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme ele alınan kanal sayısının sonuçlara ne kadar etki ettiğini tespit etmek amacıyla yapılmıştır.



Şekil 3.8 Kanal geometrisi analizleri sınır koşulları geometrik gosterimi

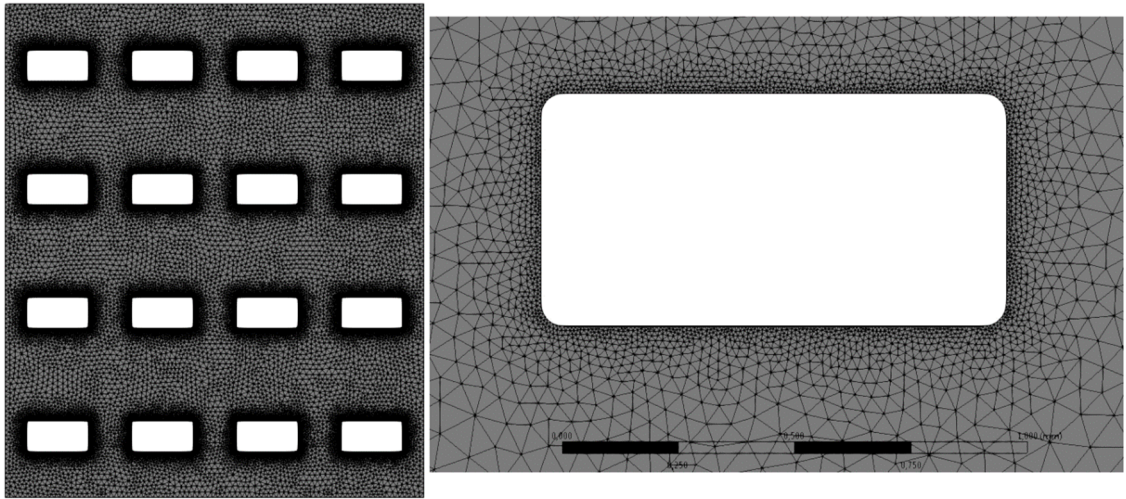
Tablo 3.4 Kanal geometrisi termo-mekanik analiz sınır koşulları

Sınır Koşulu	Hidrostatik Test	Tasarım
1, 2	Simetri	Simetri
3, 4	Lineer Periyodik	Lineer Periyodik
5	22°C	324,336
6	22°C	453

Tablo 3.5 Kanal geometrisi yapısal analiz sınır koşulları

Sınır Koşulu	Hidrostatik Test	Tasarım
1	Simetri	Simetri
2	Serbest	Serbest
3, 4	Lineer Periyodik	Lineer Periyodik
5	400bar	200bar
6	1bar	80bar

Termal ve yapısal analiz ağ yapısında 0.08 mm eleman kullanılmıştır. Kanal duvarlarında sonuçlarında daha hassas olması için 1/10 oranında ağ yapısı daha hassas hale getirilmiştir. Oluşturulan ağ yapısına ait geometri ve detaylar Şekil 3.9 ve Tablo 3.6’da paylaşılmıştır.

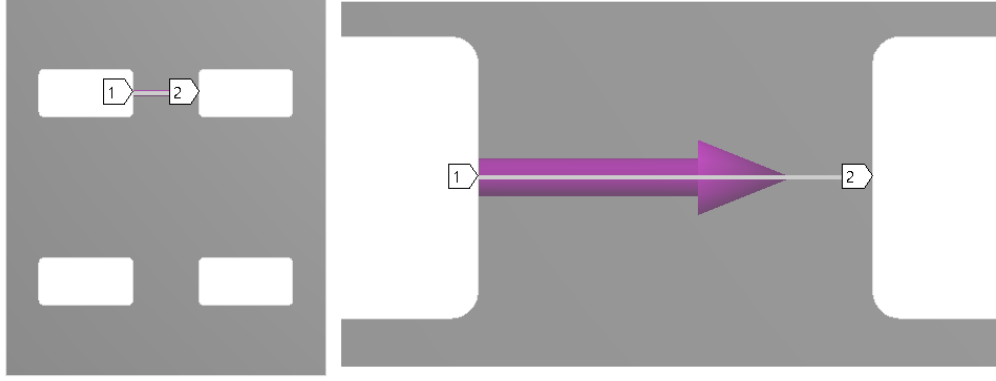


Şekil 3.9 Ağ yapısı

Tablo 3.6 Kanal geometrisi ağ yapısı detayları

Hücre	Eleman Tipi	Düğüm Sayısı	Eleman Sayısı
2x2	Üçgen	43.715	21.034
4x4	Üçgen	173.487	83.644
8x8	Üçgen	705.097	340.526

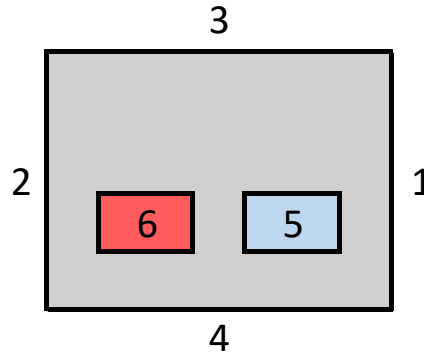
Termal-hidrolik analizlerden elde edilen sıcaklık dağılımları, yapısal analizlerde kanal geometrisi üzerine termal yük girdisi olarak alınmış olup ayrıca Şekil 3.8 ve Tablo 3.5’te paylaşılan sınır koşulları ve basınç değerleri tüm koşul ve hücreler için uygulanmıştır. Analizler sonucunda gerilme dağılımları Şekil 3.10’da paylaşılan “path” ile mesafeye bağlı olarak grafik halinde elde edilmiştir.



Şekil 3.10 Kanal duvarı üzerinde gerilme dağılımının gösterimi

3.1.4.2 Port Geometrisi Termo-Mekanik Analiz Koşulları

Port geometrisine yönelik yapılan analizlerde kanal geometrisinde olduğu gibi ısı değiştiricinin en sıcak olan bölgesi ele alınmıştır. Port bölgesinin sınır koşullarına yönelik geometrik detaylar Şekil 3.11’de paylaşılmıştır. Sınır koşullarının bilgisi ise Tablo 3.7 ve Tablo 3.8’de paylaşılmıştır.



Şekil 3.11 Port geometrisi sınır koşullarının geometrik gösterimi

Tablo 3.7 Port geometrisi termo-mekanik analiz sınır koşulları

Sınır Koşulu	Hidrostatik Test	Tasarım
1, 2, 4	Taşınım (22°C)	Taşınım (22°C)
3	Simetri	Simetri
5	22°C	324,336
6	22°C	453

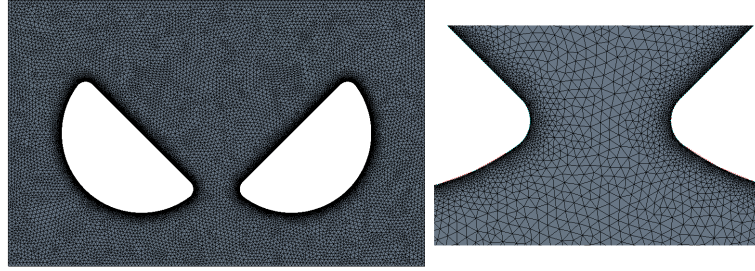
Tablo 3.8 Port geometrisi yapısal analiz sınır koşulları

Sınır Koşulu	Hidrostatik Test	Tasarım
1, 2, 4	Serbest	Serbest
3	Simetri	Simetri
5	400bar	200bar
6	1bar	80bar

Port geometrisi için termo-mekanik analiz ağ yapısında 1 mm eleman kullanılmıştır. Port duvar sonuçlarının daha hassas olması için ağ yapısı 1/10 oranında hassas hale getirilmiştir. Oluşturulan ağ yapısına ait geometri ve detaylar Şekil 3.12 ve Tablo 3.9'da paylaşılmıştır.

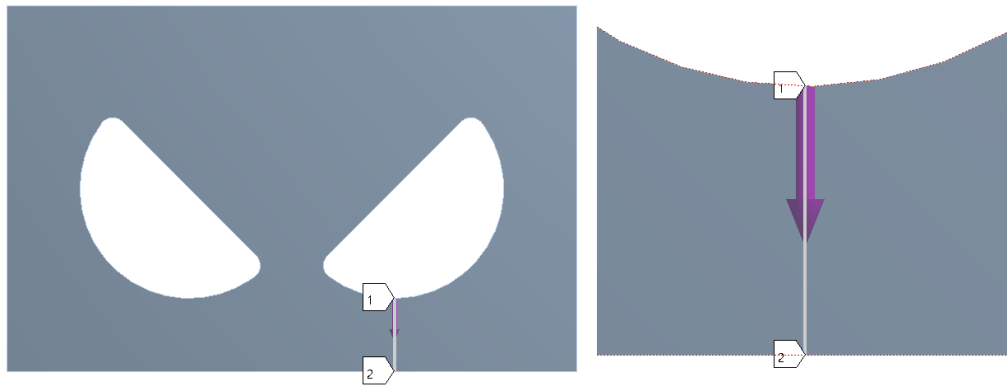
Tablo 3.9 Port geometrisi ağ yapısı detayları

Eleman Tipi	Düğüm Sayısı	Eleman Sayısı
Üçgen	88.989	43.100



Şekil 3.12 Port geometrisi ağ yapısı

Kanal geometrisinde olduğu gibi termal yükler 2D geometri üzerine uygulanarak yapısal analizler yapılmıştır. Yapısal analiz sonucunda gerilmeler Şekil 3.13'te paylaşıldığı üzere port ile dış duvar arasındaki en kısa mesafede "path" oluşturularak mesafeye bağlı olarak görüntülenmiştir.



Şekil 3.13 Port geometrisi üzerinde "Path" görünümü

3.2 PCHE Kritik Tasarımı Sonuçları

Bu kısımda; “Mekanik Tasarım Sonuçları” başlığı altında ASME BPVC’ye göre yazılan MATLAB kodu ile elde edilen kanal geometrisine ilişkin veriler paylaşılmıştır. Alt-ısı değiştirici modelini esas alan termal-hidrolik MATLAB kodu ile yapılan analizler bir sonraki kısımda incelenmiştir. Ardından HAD analizlerinin ve sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan yapısal analizlerin sonuçları verilmiştir.

3.2.1 Mekanik Tasarım Sonuçları

Mekanik tasarım sonucunda kanal ve plaka kalınlıkları belirlenmiştir. Maksimum müsaade edilebilir gerilme değeri 500°C tasarım sıcaklığına göre 107 MPa olarak hesaplanmıştır. Birleştirme faktörü difüzyonla bağlama için 0.7 olarak seçilmiştir. Tasarım basıncı 22 MPa’dır. Bu koşullara göre elde edilen boyutlar Tablo 3.10’da görülmektedir.

Tablo 3.10 Mekanik dayanım için gerekli kalınlıklar

Kanal genişliği (h_{ch})	1.0	mm
Kanal derinliği (H_{ch})	0.5	mm
Cidar kalınlığı (t_2)	0.6	mm
Fin kalınlığı (t_4)	0.5	mm
Plaka kalınlığı (t_p)	1.1	mm

ASME BPVC kurallarına göre elde edilen kalınlıklar imalat sonrasında daha fazla güvenli bölgede kalmak adına artırılmıştır. İmalatta kullanılacak kanal geometrisi boyutları ve kalınlık değerleri Tablo 3.11’de verilmiştir. Kanal genişliği ve derinliği ölçüleri korunmuş, fin kalınlığı yani iki kanal arası mesafe 1 mm ve plaka kalınlığı piyasada bulma kolaylığı da düşünülerek 1.5 mm olarak belirlenmiştir.

Tablo 3.11 Isı değiştirici çekirdeğinin geometrik özellikleri

L (mm)	381.501	β (m^2/m^3)	1000
W (mm)	48	D_h (mm)	0.666
H (mm)	45.5	t_p (mm)	1.5
$m_{HX,core}$ (kg)	4.95	t_f (mm)	1.0
N_p	22	h_{ch} (mm)	1.0
N_{ch}	26	H_{ch} (mm)	0.5

3.2.2 Termal-Hidrolik Performans Analizlerinin Sonuçları

10 adet alt ısı değiştirici için numerik termal-hidrolik analizler yapılmıştır. Ortalama giriş ve çıkış koşulları kullanılarak tek bir ısı değiştirici için analizler yapıldığında, elde edilen ısı değiştirici çekirdeğinin toplam ısı transfer alanı ve kütlesi 10 alt ısı değiştiricisi (Tablo 3.11) ile elde edilene göre %28 daha fazladır.

Termal-hidrolik analizlerin sonuçları Tablo 3.12'de verilmiştir. Bu tablo; PCHE'deki ısı yükü, etkinliği, LMTD'yi, her iki taraftaki basınç düşüşlerini, toplam ısı transfer katsayısını, toplam NTU'yu, kütleli debiyi, giriş ve çıkış sıcaklıklarını ve basınç değerlerini $N_n=1$ ve $N_n=10$ koşulları için göstermektedir.

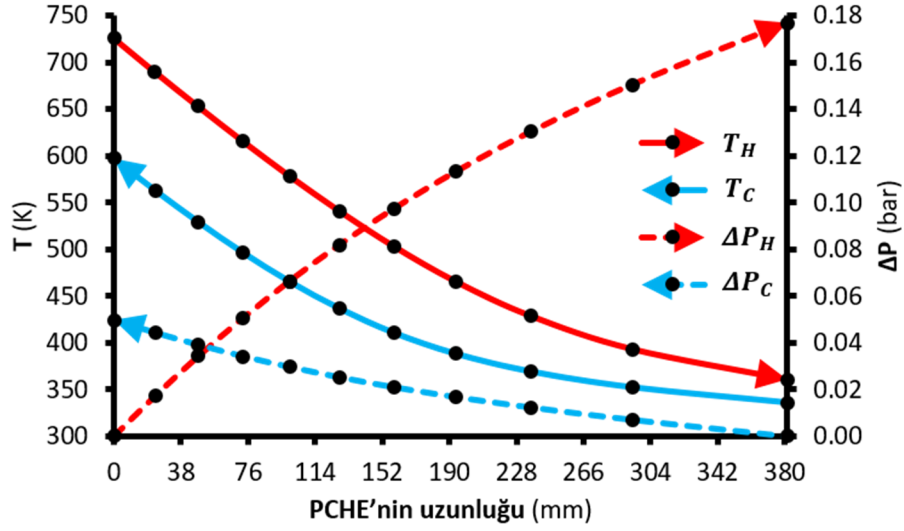
Tablo 3.12 Termal-hidrolik performans analizlerinin sonuçları

	$N_n = 10$	$N_n = 1$		$N_n = 10$	$N_n = 1$
\dot{Q} (kW)	25.549	25.549	$T_{H,ing}$ (°C)	453.0	453.0
ε	0.936	0.936	$P_{H,g}$ (bar)	79.2	79.2
LMTD (°C)	76.751	62.993	$T_{H,\zeta}$ (°C)	87.6	87.6
ΔP_H (mbar)	176.707	345.278	$P_{H,\zeta}$ (bar)	79.026	78.854
ΔP_C (mbar)	49.963	111.797	$T_{C,g}$ (°C)	62.9	62.9
UA_T (W/K)	332.880	405.597	$P_{C,g}$ (bar)	200	200
NTU_T	4.663	5.800	$T_{C,\zeta}$ (°C)	324.336	324.340
\dot{m} (kg/s)	0.06	0.06	$P_{C,\zeta}$ (bar)	199.952	199.888

Her bir alt-ısı değiştiricinin giriş ve çıkışındaki sıcaklık ve basınç değerleri Tablo 3.13 ve Şekil 3.14'te gösterilmiştir. Soğuk tarafa göre daha düşük basınca sahip olan sıcak tarafta daha yüksek bir basınç düşüşü hesaplanmıştır. Alt-ısı değiştirici modelinden elde edilen sıcaklık profilleri incelendiğinde, sıcaklığın eğrisel bir şekilde arttığı görülmektedir. Bu nedenle, alt-ısı değiştirici modeli dikkate alınmadığında, ısı değiştiricinin giriş-çıkış koşullarının ortalama sıcaklık değerleri varsayımıyla tasarlanması, ısı değiştiricinin boyutlandırılmasında daha yüksek hatalara neden olur.

Tablo 3.13 PCHE'deki alt-ısı değiştiricilerde sıcaklık ve basıncın değişimi

L (mm)	0.0	23.5	47.8	73.0	99.6	127.9	158.7	193.8	236.4	293.9	381.5
T_H (K)	726.1	689.7	652.9	615.8	578.4	540.8	503.0	465.4	428.5	393.0	360.6
T_C (K)	597.4	563.2	529.5	496.8	465.6	436.6	410.7	388.3	369.2	352.4	336.0
P_H (bar)	79.2	79.1	79.1	79.1	79.1	79.1	79.1	79.0	79.0	79.0	79.0
P_C (bar)	199.9	199.9	199.9	199.9	199.9	199.9	199.9	199.9	199.9	199.9	200.0

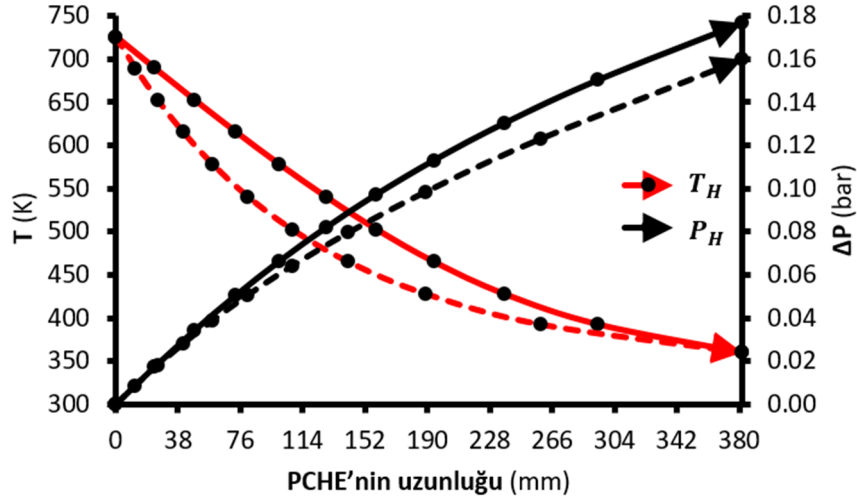


Şekil 3.14 PCHE'de sıcaklık ve toplam basınç düşüşünün değişimi

Bu tezin amacı, her iki tarafta s-CO₂ ile çalışan bir PCHE reküperatörü tasarlamaktır. Bu nedenle iş akışkanı olarak s-CO₂ içeren bir sistem için termal-hidrolik analizler yapılmıştır. Deneyleerde ise, iş akışkanı sıcak ve soğuk taraflar için sırasıyla s-CO₂ ve H₂O'dur. s-CO₂ kullanılması durumunda soğuk tarafın çalışma basıncı 200 bar'dır, bu nedenle daha ekonomik ve daha basit test düzeneği elde etmek için iş akışkanı olarak H₂O seçilmiştir. Bu nedenle s-CO₂ – H₂O PCHE için başka bir termal-hidrolik analiz de yapılmış ve analiz sonuçları Tablo 3.14'te verilmiştir. Şekil 3.15 bu iki farklı analiz için sıcak taraf olan s-CO₂ için karşılaştırmasını göstermektedir. Her iki analiz için sıcak taraf s-CO₂'dir, ancak soğuk tarafta s-CO₂ ve H₂O kullanılmıştır. Düz ve kesikli siyah çizgiler sırasıyla s-CO₂ – s-CO₂ ve s-CO₂ – H₂O PCHE'ler için basınç düşüşlerini gösterir. Düz ve kesikli kırmızı çizgiler sırasıyla s-CO₂ – s-CO₂ ve s-CO₂ – H₂O PCHE'lerin sıcaklıklarını gösterir. Soğuk akışkan olarak H₂O kullanıldığında sıcak taraftaki s-CO₂'nin sıcaklık profilinin değiştiği gözlenmiştir. Bu değişiklik Reynolds sayısını ve sürtünme faktörünü etkilediğinden, sıcak akışkanda daha düşük bir basınç düşüşü gözlenir.

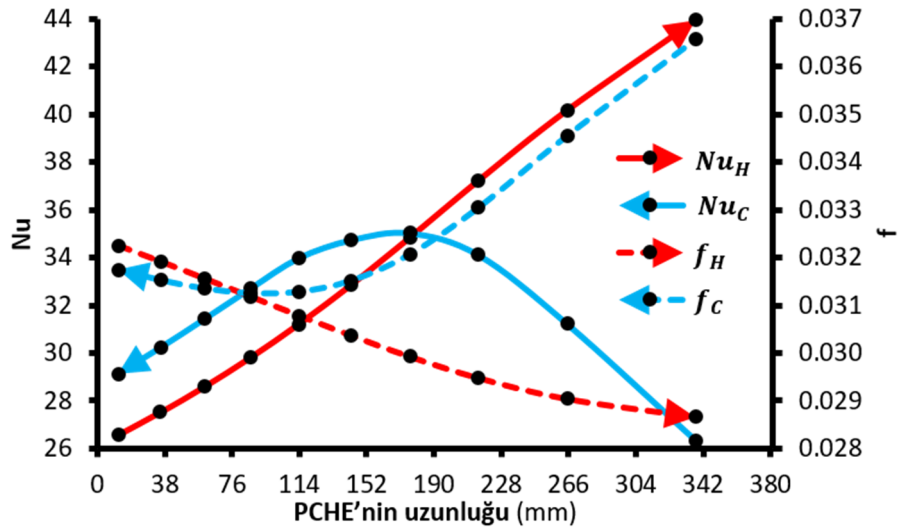
Tablo 3.14 s-CO₂ – H₂O PCHE'de sıcaklık ve basınç değişimi

L (mm)	0.0	11.9	25.3	40.8	58.8	80.5	107.2	141.6	188.6	258.7	381.5
T_H (K)	726.1	689.7	652.9	615.9	578.4	540.8	503.0	465.4	428.5	393.0	360.6
T_C (K)	363.0	359.5	355.9	352.4	348.9	345.3	341.8	338.2	334.7	331.2	327.6
P_H (bar)	79.2	79.1	79.1	79.1	79.1	79.1	79.1	79.1	79.1	79.0	79.0
P_C (bar)	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7



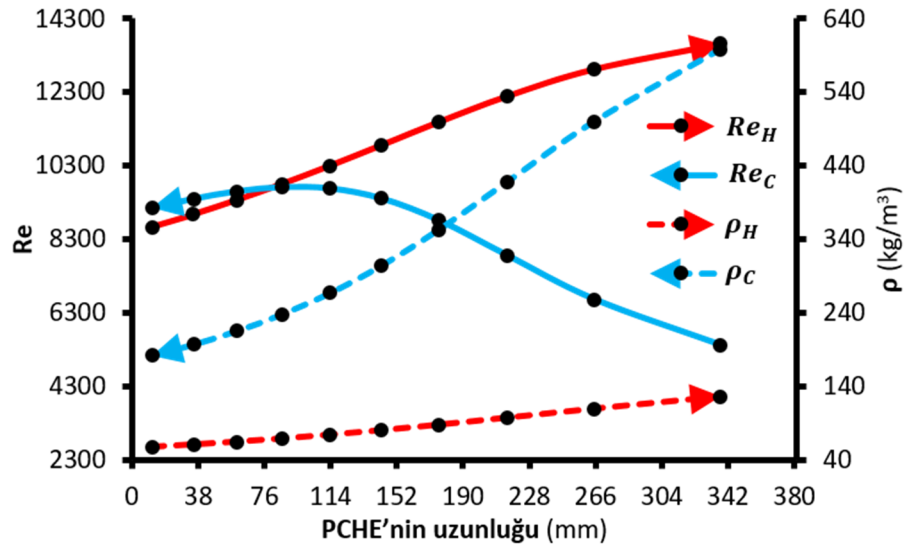
Şekil 3.15 Sıcak taraflar için sıcaklık ve basınç düşüşleri

Şekil 3.16, sıcak ve soğuk kanallarda Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişimini göstermektedir. Sıcak akışkanın Nusselt sayısı sürekli artarken, soğuk akışkanın Nusselt sayısı kanal boyunca önce artmakta sonra azalmaktadır. Soğuk akışkanın sürtünme faktörü ise önce bir miktar azalmış sonra artmıştır. Sıcak akışkanın sürtünme faktörü, kanal boyunca sürekli bir azalma gösterir. Bu durum Şekil 3.14'te gösterilen basınç düşüşü değişimi ile birlikte incelendiğinde; sıcak kanaldaki basınç düşüşünün artış hızı kademeli olarak azalırken, soğuk kanaldaki basınç düşüşü her bir alt ısı değiştiricide kademeli olarak artmaktadır.



Şekil 3.16 Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişimi

Şekil 3.17, Reynolds sayısının değişimini ve iş akışkanlarının sıcak ve soğuk kanallar boyunca yoğunluğunu göstermektedir. Analizde $Re = 2300$ olan korelasyonların geçerlilik sınırı aşılmamıştır. Sıcak akışkanın yoğunluğu artarken soğuk akışkanın yoğunluğu azalır. Sıcak kanalda akışkan sıcaklığının düşmesi nedeniyle yoğunluk artar. Soğuk kanalda akışkan sıcaklığındaki artışa bağlı olarak yoğunluk azalır. Sıcak kanalda akışkan yoğunluğunun değişimi nispeten daha azdır çünkü basınç kritik basınca daha yakındır. Akışkan yoğunluğundaki değişiklik, akışkan hızını, Reynolds sayısını, sürtünme faktörünü ve basınç düşüşünü etkiler.



Şekil 3.17 PCHE'de Reynolds sayısının ve yoğunluğunun değişimi

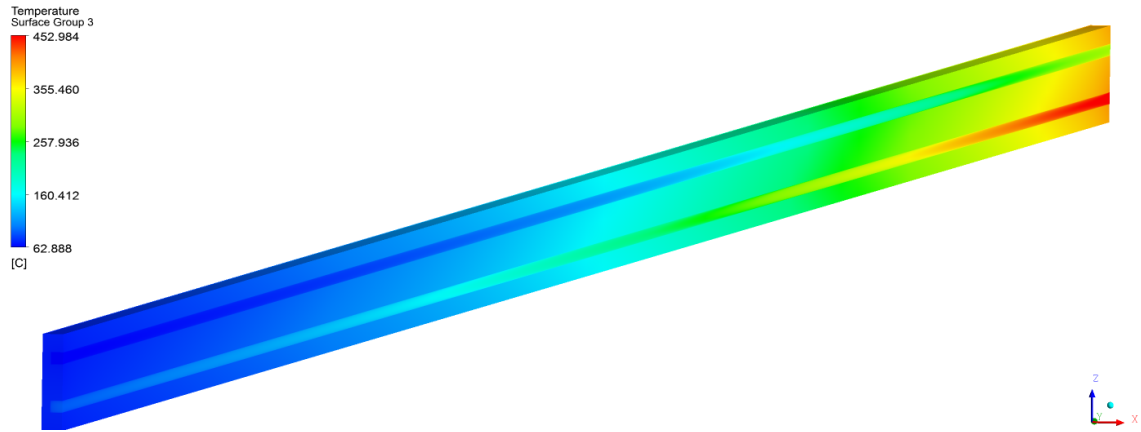
3.2.3 PCHE HAD Analizlerinin Sonuçları

s-CO₂ – s-CO₂ ve s-CO₂ – H₂O ısı değıştirciler için HAD analizlerinin sonuçları bu kısımda verilmiştir.

3.2.3.1 s-CO₂ – s-CO₂ Akışkanları için HAD Analiz Sonuçları

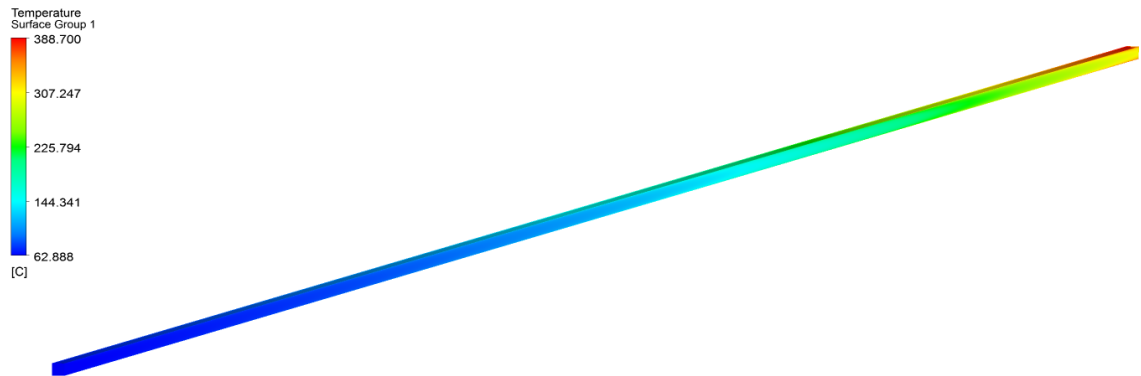
Sıcaklık dağılımının giriş yapan akışkanın baskısı altında olduğu görülmektedir. Sıcak akışkanın giriş yaptığı bölgede yüksek sıcaklık değerleri, soğuk akışkanın giriş yaptığı bölgede düşük sıcaklık değerleri okunmaktadır. Ters akışlı ısı değıştircilerin genel çalışma karakteristiği net bir şekilde görülmektedir. Katı malzeme üzerindeki sıcaklık profiline benzer şekilde sıcak ve soğuk akışkanın sıcaklık farkına göre dağılımın değıştiği görülmektedir. Numerik olarak hesaplanan giriş-çıkış sıcaklıkları ile HAD analizi ile hesaplanan değerler oldukça yakın bulunmuştur. Sıcaklık değerlerinin güvenilir şekilde hesaplanması sonucunda toplam transfer

edilen ısı ve ısı transferinin gerçekleştiği yüzeylerdeki ısı akışı da doğru şekilde hesaplanmış olmaktadır. Katı malzeme ve kanallar üzerindeki sıcaklık dağılımı Şekil 3.18’de gösterilmiştir. Isı değiştirici teknik isterilerinde minimum 62.9 ve maksimum 453°C olarak belirlenen sıcaklık değerleri, HAD analizlerinde 62.888 ve 452.984°C olarak hesaplanmıştır. Bu sıcaklık değerleri arasındaki hata oranları sırasıyla %0.019 ve %0.0035’tir. Ön tasarım aşamasında %6 seviyelerinde görülen bu farklar kritik tasarım sürecinde alt-ısı değiştirici modeli kullanılması ile çok düşük seviyelere inmiştir.



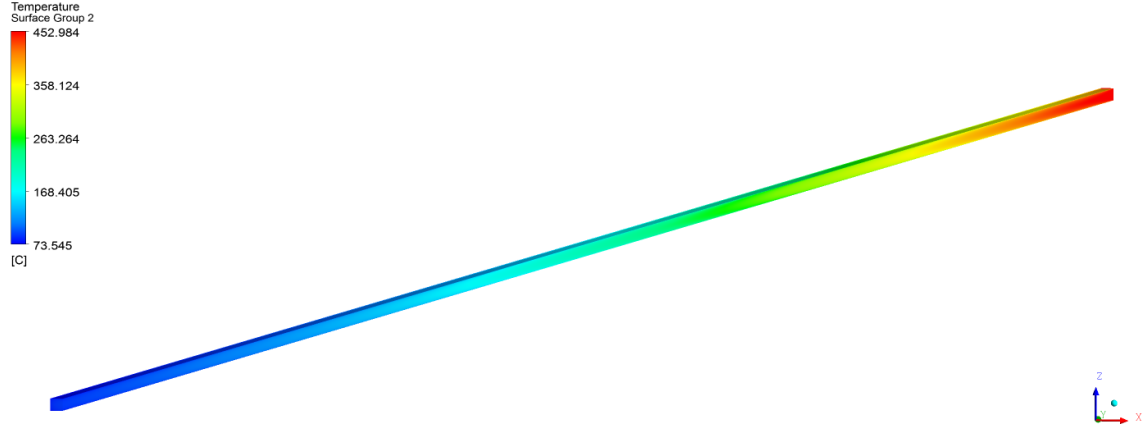
Şekil 3.18 s-CO₂ – s-CO₂ akışkanlı ısı değiştiricide sıcaklık dağılımı

Soğuk akışkanın girişten çıkışa doğru düzenli bir şekilde sıcaklığının arttığı görülmektedir. Soğuk akışkanın sıcaklığının en yüksek değerine çıkış bölgesinde ısının transfer edildiği katı ara yüzey bölgesinde ulaşıldığı görülmektedir. Sıcaklık profilinin kanal içindeki serbest akış bölgesinde katı temas yüzeyine doğru arttığı görülmüştür. Soğuk kanaldaki akışın sıcaklık profili Şekil 3.19’da gösterilmiştir.



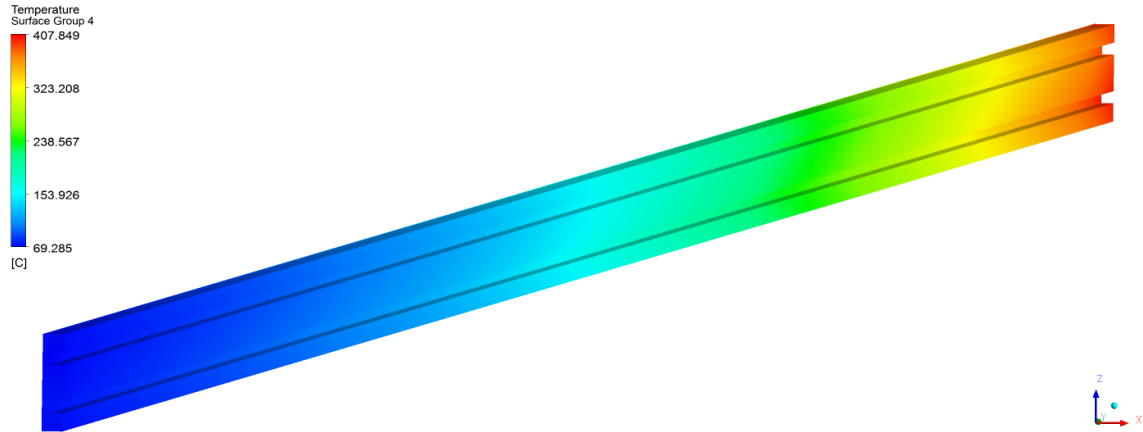
Şekil 3.19 s-CO₂ – s-CO₂ akışkanlı PCHE’de soğuk kanaldaki sıcaklık dağılımı

Sıcak akışkanın girişten çıkışa doğru düzenli bir şekilde sıcaklığının düştüğü görülmektedir. Sıcaklığın en düşük değerine kanalın çıkış bölgesinde ısının transfer edildiği katı ara yüzey bölgesinde ulaştığı görülmektedir. Sıcaklık profili kanal içindeki serbest akış bölgesinde katı temas yüzeyine doğru azalmıştır. Sıcak kanaldaki akışkanın sıcaklık profili Şekil 3.20’de gösterilmiştir.



Şekil 3.20 s-CO₂ – s-CO₂ akışkanlı PCHE’de sıcak kanaldaki sıcaklık dağılımı

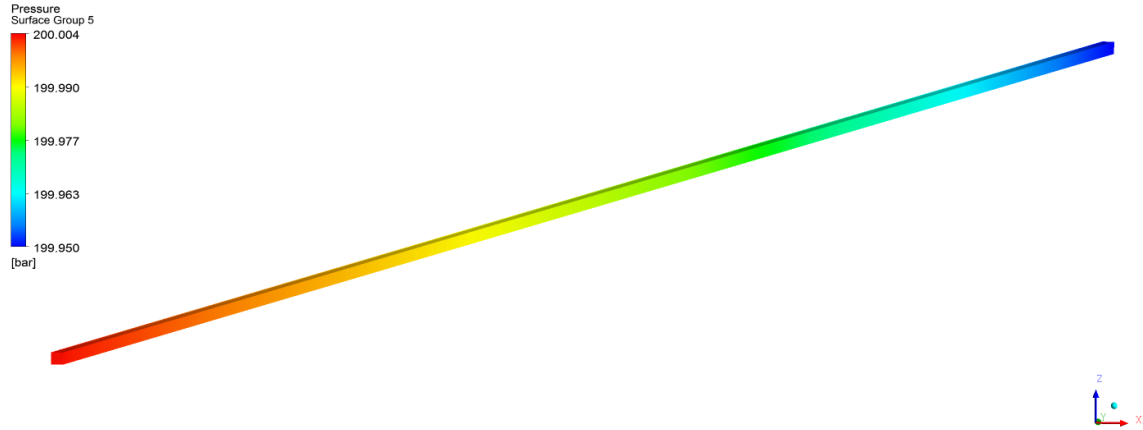
Katı malzeme üzerinde giriş akışkanlarının baskın olduğu görülmektedir. Sıcak akışkanın olduğu bölgede katı malzemenin sıcaklığının arttığı soğuk akışkanın giriş yaptığı bölgede de sıcaklığın düştüğü görülmektedir. Katı malzeme üzerindeki sıcaklık dağılımı Şekil 3.21’de gösterilmiştir.



Şekil 3.21 s-CO₂ – s-CO₂ akışkanlı PCHE katı malzemesindeki sıcaklık dağılımı

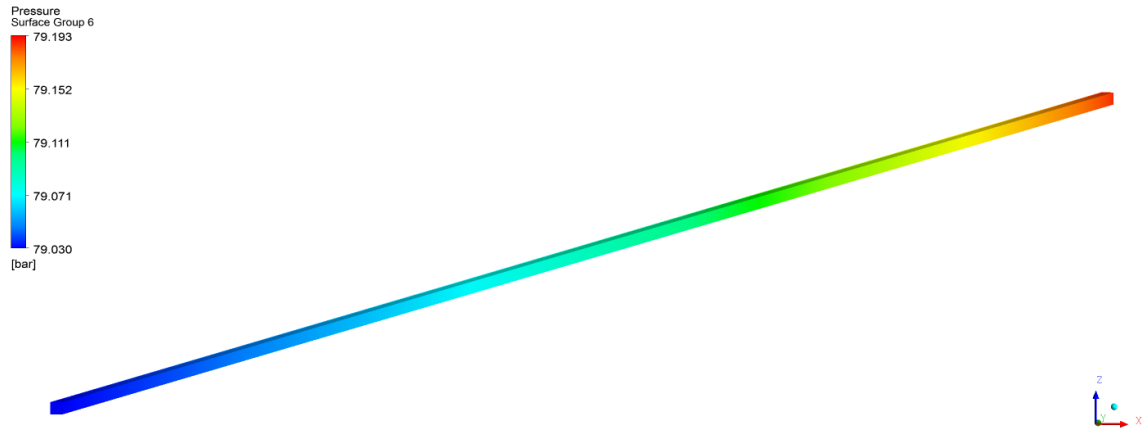
Soğuk akışkanın aktığı kanalın girişinden çıkışına doğru düzenli basınç düşüşü görülmektedir. Basınç düşüşünün az olmasını sağlamak için akışın laminer bölgeye yakın olması amaçlanmıştır, ısı değiştiricideki kanal sayısı buna göre belirlenmiştir. Bu sayede kanal girişinde düşük hız tanımlanması neticesinde giriş-çıkış arasındaki

basınç düşüşü 0.048 bar olarak hesaplanmıştır. Soğuk kanalda akan akışkan üzerindeki basınç düşüşü Şekil 3.22’de gösterilmiştir.



Şekil 3.22 s-CO₂ – s-CO₂ akışkanlı PCHE’de soğuk kanaldaki basınç düşüşü

Benzer şekilde sıcak akışkanın aktığı kanalın girişinden çıkışına doğru düzenli basınç düşüşü görülmektedir. Sıcak kanalın giriş-çıkışı arasındaki basınç düşüşü 0.163 bar olarak hesaplanmıştır. Soğuk taraf ile kıyaslandığında, sıcak kanalda hızlar bir miktar daha yüksek olduğu için sıcak tarafın basınç düşüşü soğuk taraftan 0.115 bar daha yüksek hesaplanmıştır. Sıcak kanalda akan akışkan üzerindeki basınç düşüşü Şekil 3.23’te görülmektedir.

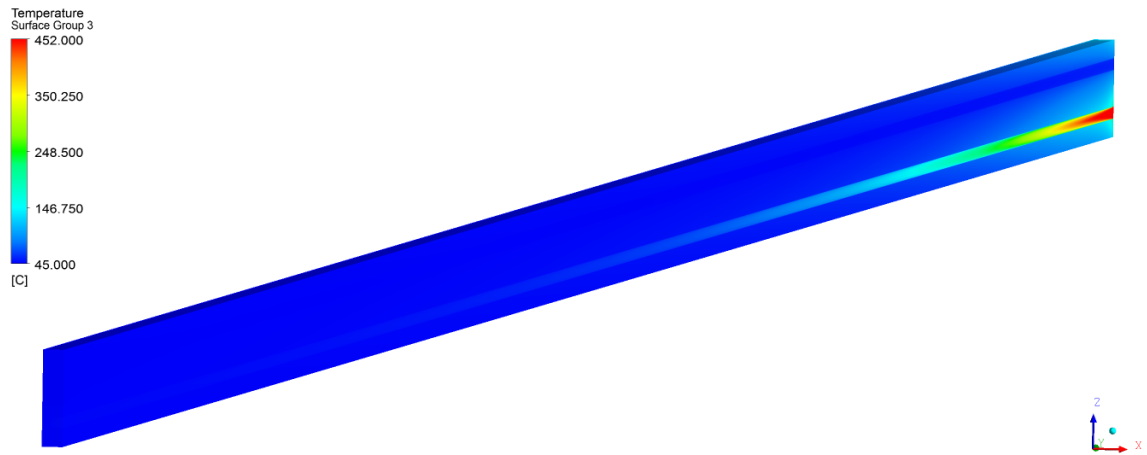


Şekil 3.23 s-CO₂ – s-CO₂ akışkanlı PCHE’de sıcak kanaldaki basınç düşüşü

3.2.3.2 s-CO₂ – H₂O Akışkanları için HAD Analiz Sonuçları

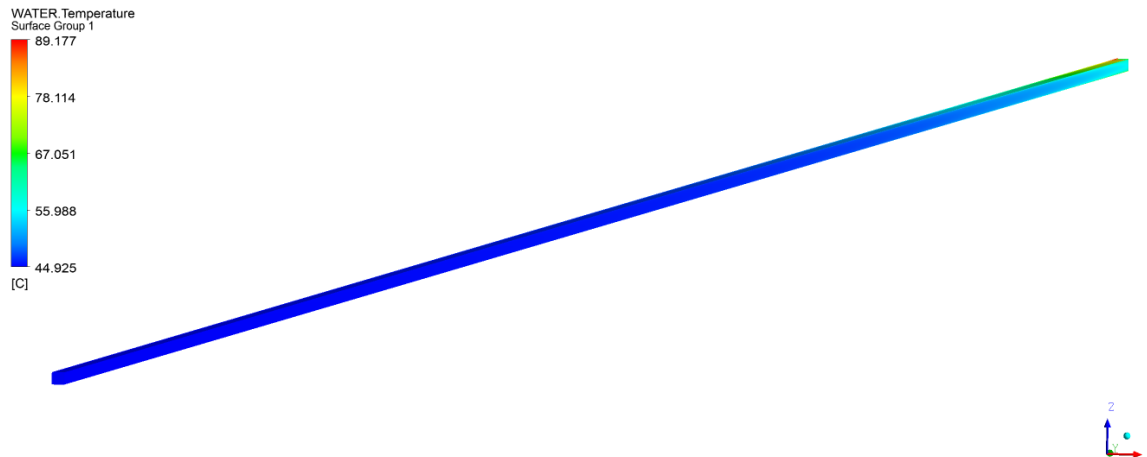
Sıcak akışkanın giriş yaptığı bölgede yüksek sıcaklık değeri, soğuk akışkanın giriş yaptığı bölgede düşük sıcaklık değerleri okunmaktadır. s-CO₂ – s-CO₂ akışkan durumu ile kıyaslandığında suyun yüksek özgül ısı kapasitesi sebebi ile çok hızlı ısı transferi gerçekleştiği ve sıcak s-CO₂ gazının hızlı bir şekilde soğutulduğu

görülmektedir. Ters akışlı ısı değiştiricilerin genel çalışma karakteristiği net bir şekilde gurlmektedir. Katı malzeme üzerindeki sıcaklık dağılımının da benzer şekilde sıcak ve soğuk akışkanın sıcaklık farkına gore değiştiği gurlmektedir. Numerik olarak hesaplanan giriş-çıkış sıcaklıkları ile HAD analizi sonuçları oldukça yakındır. Sıcaklık değerlerinin doğru şekilde hesaplanması sonucu toplam transfer edilen ısı ve ısı transferinin gerçekleştiği yzeylelerdeki ısı akışı da doğru şekilde hesaplanmış olmaktadır. Katı malzeme ve kanallardaki sıcaklık dağılımı Şekil 3.24'te gosterilmiştir.



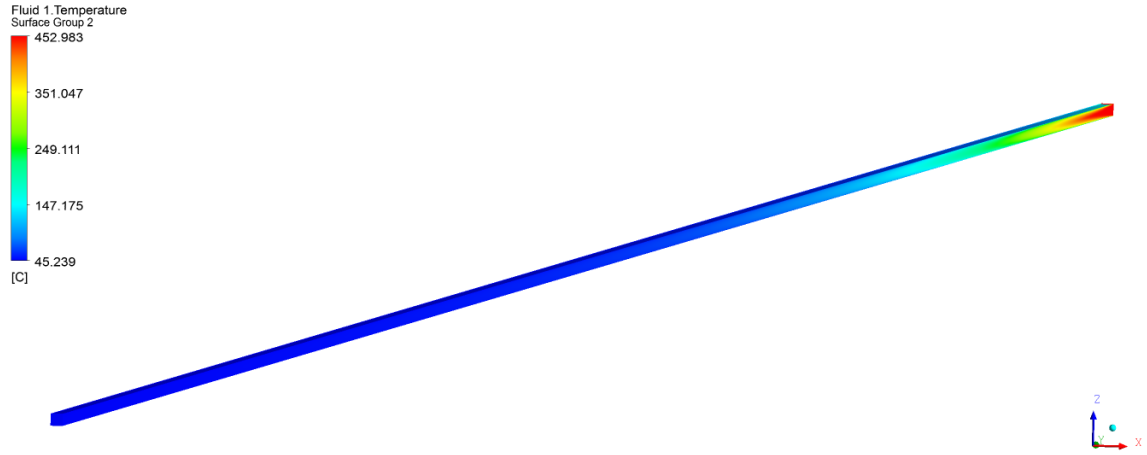
Şekil 3.24 s-CO₂ – H₂O akışkanlı PCHE'de sıcaklık dağılımı

Soğuk akışkanın girişten çıkışa doğru düzenli bir şekilde sıcaklığının arttığı gurlmektedir. En yüksek sıcaklık değerine çıkış bölgesinde ısıнын transfer edildiği katı ara yüzey bölgesinde ulaştığı gurlmektedir. Dağılım incelendiğinde, sıcaklığın kanal içindeki serbest akış bölgesinde katı temas yüzeyine doğru arttığı gurlmektedir. H₂O zerindeki sıcaklık dağılımı Şekil 3.25'te gosterilmiştir.



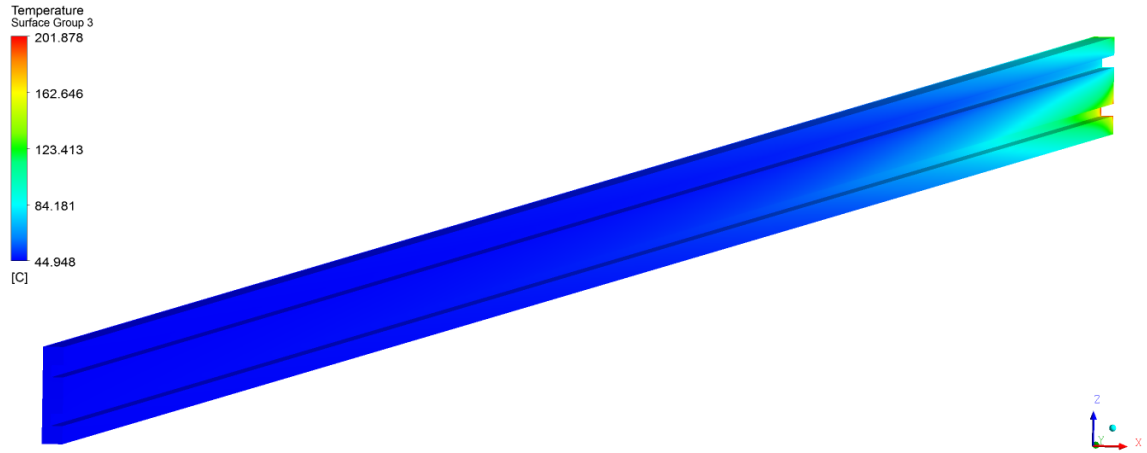
Şekil 3.25 s-CO₂ – H₂O PCHE'de soğuk kanaldaki sıcaklık dağılımı

Sıcak akışkanın girişten çıkışa doğru düzenli bir şekilde sıcaklığının düştüğü görülmektedir. s-CO₂ sıcaklığı en düşük değerine çıkış bölgesinde ısının transfer edildiği katı ara yüzey bölgesinde ulaşmaktadır. Dağılım incelendiğinde, sıcaklığın kanal içindeki serbest akış bölgesinde katı temas yüzeyine doğru arttığı görülmektedir. s-CO₂ üzerindeki sıcaklık dağılımı Şekil 3.26'da gösterilmiştir.



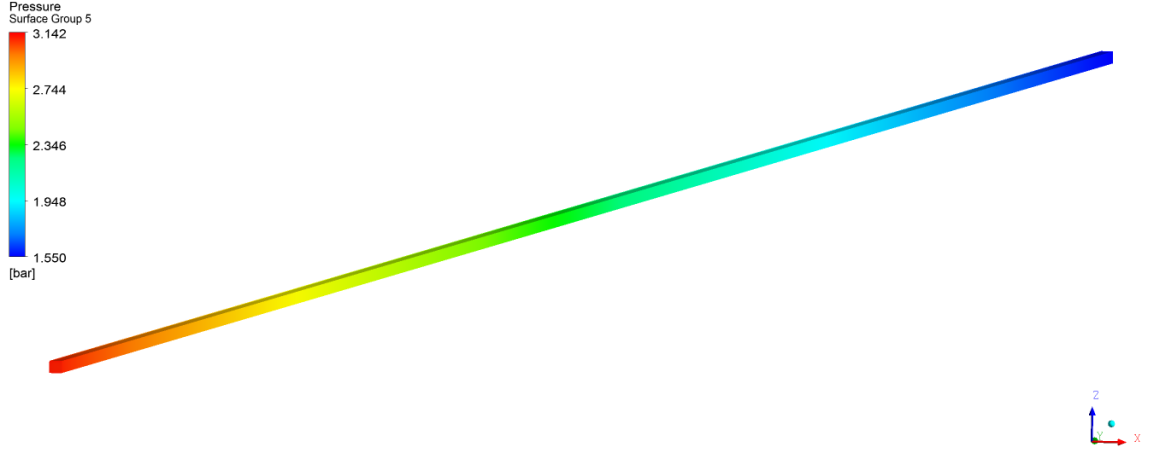
Şekil 3.26 s-CO₂ – H₂O PCHE'de sıcak kanaldaki sıcaklık dağılımı

Katı malzeme üzerinde giriş akışkanlarının baskın olduğu görülmektedir. Sıcak akışkanın olduğu bölgede katı malzemenin sıcaklığının arttığı soğuk akışkanın giriş yaptığı bölgede de sıcaklığın düştüğü Şekil 3.27'de görülmektedir.



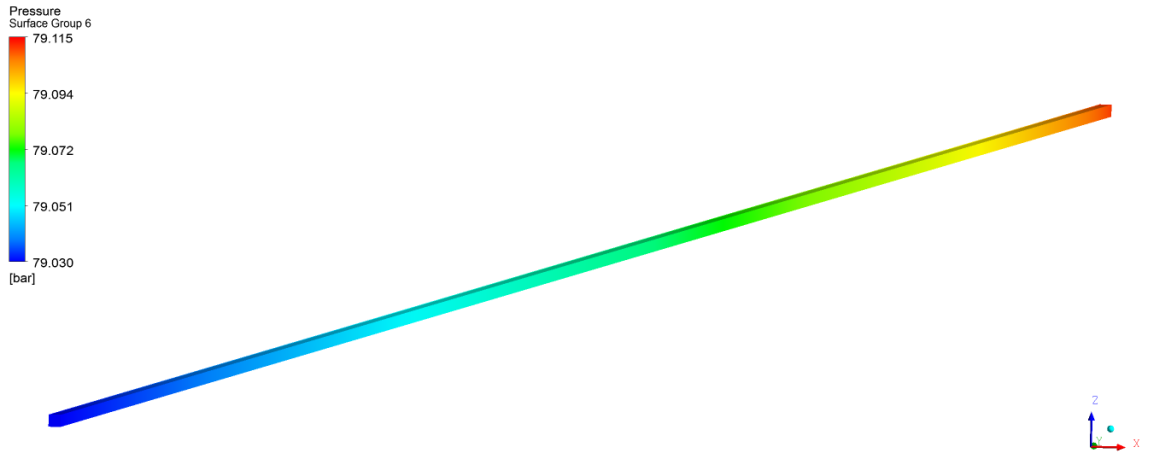
Şekil 3.27 s-CO₂ – H₂O PCHE'nin katı malzemesindeki sıcaklık dağılımı

Soğuk kanalın girişinden çıkışına doğru düzenli basınç düşüşü Şekil 3.28'de görülmektedir. Isı değiştirici tasarımında basınç düşüşü göz önünde bulundurularak belirlenen hızlar neticesinde giriş-çıkış basınç düşüşü 1.45 bar olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.28 s-CO₂ – H₂O PCHE’de soğuk kanaldaki basınç düşüşü

Benzer şekilde sıcak akışkan girişinden çıkışına doğru düzenli basınç düşüşü Şekil 3.29’da görülmektedir. Isı değiştirici tasarımında basınç düşüşü göz önünde bulundurularak belirlenen düşük hızlar neticesinde giriş çıkış basınç düşüşü 0.085 bar olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.29 s-CO₂ – H₂O PCHE’de sıcak kanaldaki basınç düşüşü

Belirlenen ağ yapıları ve sınır şartları ile analizler yakınsayana kadar koşturulmuş ve sonuçların karşılaştırılması Tablo 3.15’te verilmiştir. Sonuçların birbirlerine çok yakın oldukları hata oranlarına (maksimum %0.693) bakılarak görülmüştür.

Tablo 3.15 HAD ve numerik analizlerin sonuçlarının değerlendirilmesi

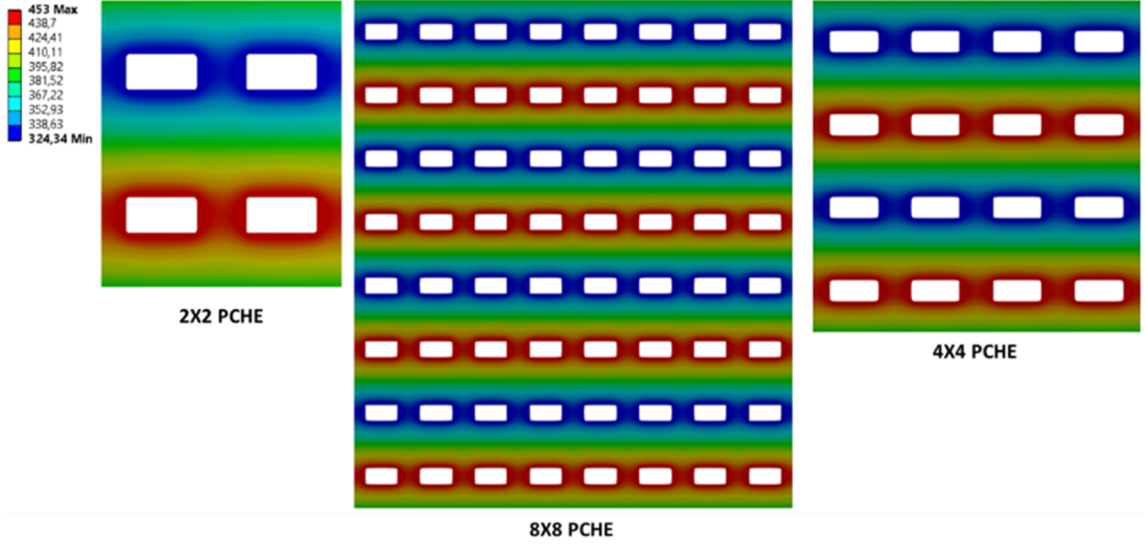
Akışkan	s-CO ₂ – s-CO ₂			s-CO ₂ – H ₂ O		
	Sonuçlar	Kritik Tasarım	HAD Analizi	%E	Kritik Tasarım	HAD Analizi
Toplam Isı	25.549 W	25.493 W	0.394	30.026 W	30.06 W	0.113
T _{C,ç}	324.34°C	323.589°C	0.228	59.361°C	59.265°C	0.161
T _{H,ç}	87.6°C	88.174°C	0.655	46.555°C	46.232°C	0.693
P _{C,ç}	199.826 bar	199.950 bar	0.388	1.550bar	1.550 bar	0.000
P _{H,ç}	79.020 bar	79.030 bar	0.012	79.040bar	79.030 bar	0.012

3.2.4 PCHE Sonlu Elemanlar Analizlerinin Sonuçları

Kanal ve port geometrilerinin sonlu elemanlar yöntemi ile yapısal analiz sonuçları bu kısımda paylaşılmıştır.

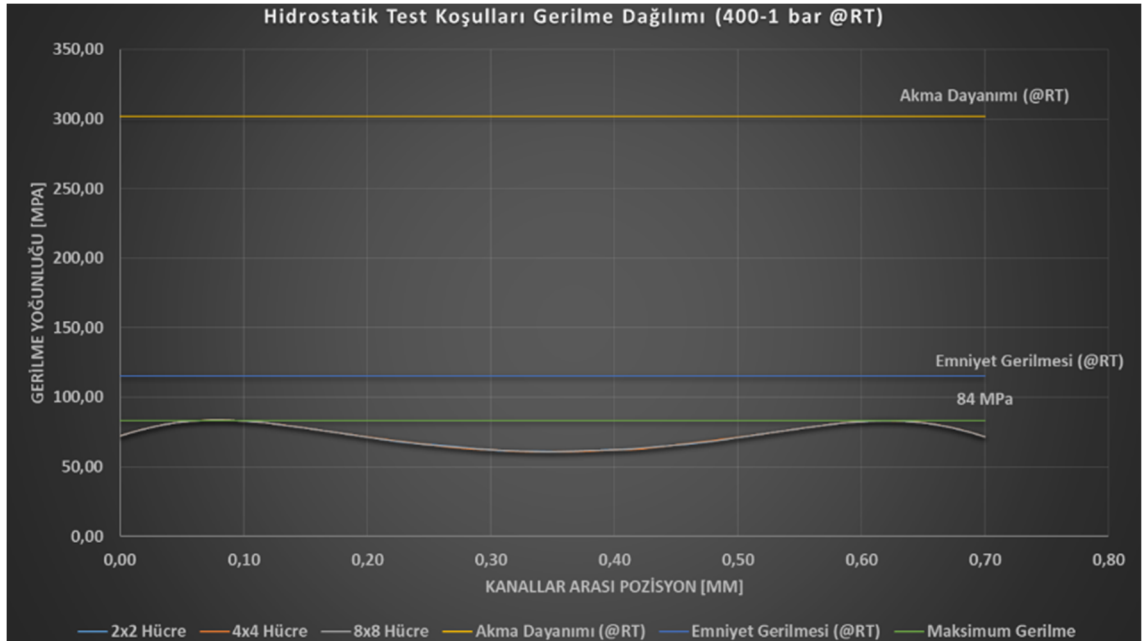
3.2.4.1 Kanal Geometrisi Termo-Mekanik Analizlerinin Sonuçları

Kanal üzerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 3.30'da paylaşılmıştır.

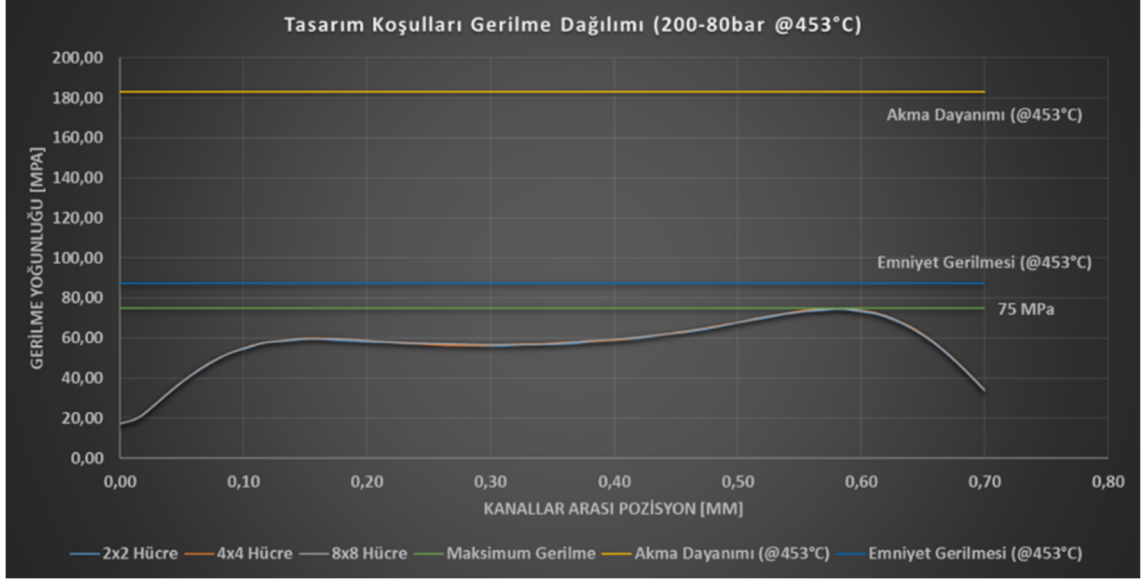


Şekil 3.30 Termal analiz sonucunda sıcaklık dağılımı [°C]

Elde edilen yapısal analiz sonuçları hidrostatik test koşulları ve tasarım koşulları için sırasıyla Şekil 3.31 ve Şekil 3.32'de verilmiştir.



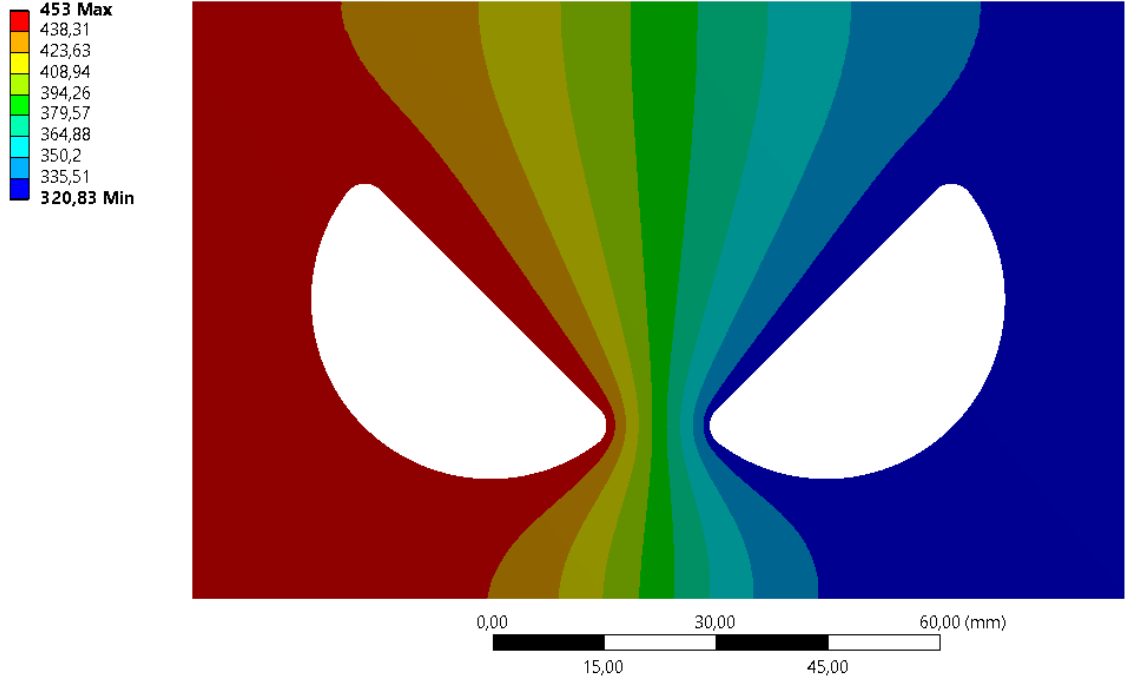
Şekil 3.31 Hidrostatik test koşullarında gerilme dağılımı



Şekil 3.32 Tasarım koşullarında gerilme dağılımı

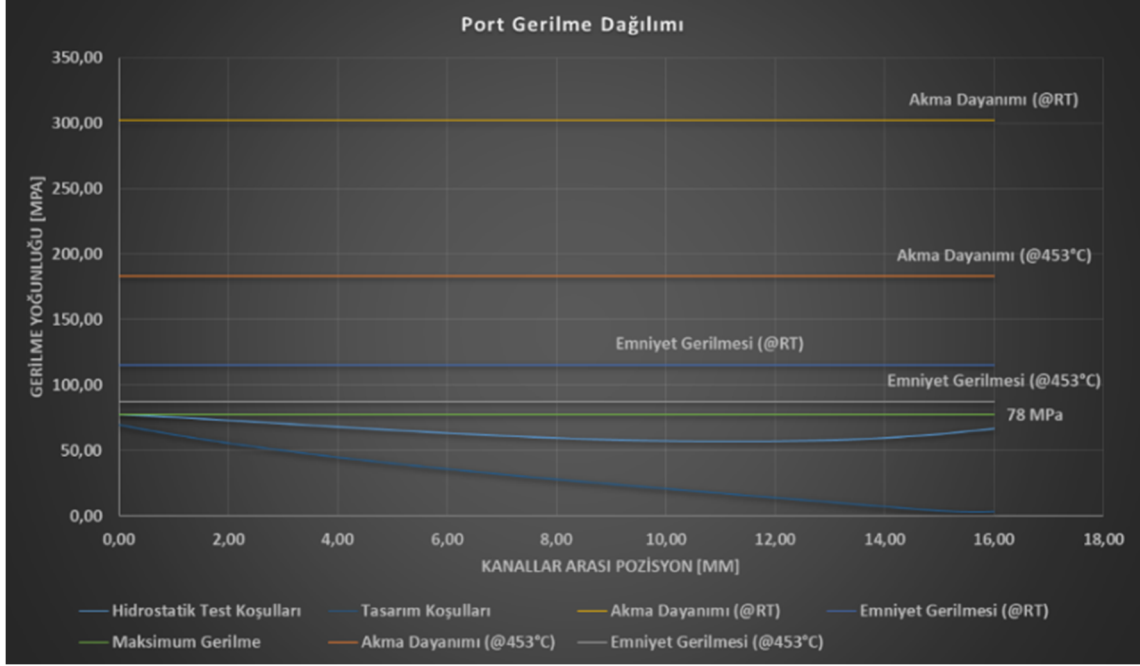
3.2.4.2 Port Geometrisi Termo-Mekanik Analizlerinin Sonuçları

Ağ yapısı oluşturulan port geometrileri üzerinde ilgili sınır koşulları kullanılarak termo-mekanik analiz yapılmıştır. Analizler 2 boyutlu olarak yapılmış olup sıcaklık profili Şekil 3.33'te paylaşılmıştır.



Şekil 3.33 Port geometrisi termal analiz sonuçları [°C]

İlgili sınır koşulları ve yükler uygulanarak elde edilen yapısal analiz sonuçları hidrostatik test ve tasarım koşulları için ayrı ayrı Şekil 3.34'te sunulmuştur.



Şekil 3.34 Port gerilme dağılımları

3.2.4.3 PCHE Sonlu Elemanlar Analizlerinin Değerlendirilmesi

Isı değiştiricinin yapısal dayanımı kanal ve portun gerilme dağılımları başlıkları altında değerlendirilmiştir. İlk olarak 2x2, 4x4 ve 8x8 kanal hücreleri üzerinde yapısal analiz yürütülmüştür. Bu yaklaşımın sebebi kanal sayısının sonuçlara etkisinin görülebilmesidir. Sonuçlar kanal sayısına göre aynı seviyededir. Ayrıca, gerilme dağılımları hem hidrostatik test koşullarında hem de tasarım koşullarında ASME tarafından 316-316L paslanmaz çelik için tanımlanan emniyet gerilmelerinin altındadır.

Port geometrisinde de yine kanal geometrisinde olduğu gibi hidrostatik test ve tasarım koşulları ele alınmıştır. Gerilme dağılımları port ile dış duvar arasındaki en kısa mesafelerde ele alınmıştır. Gerilme sonuçları yine kanal analizlerindeki gibi ASME tarafından tespit edilen emniyet gerilmelerinin altındadır. Hem kanal geometrisi hem de port geometrisi tasarım kriterini sağlayarak başarılı sonuçlar vermiştir.

4

PCHE İÇİN MALZEME SEÇİMİ VE İMALAT TEKNOJİLERİ

PCHE'nin imalatında kullanılacak 316-316L dual grade malzemesi ile ilgili bilgiler ve neden bu malzemenin kullanıldığı bu bölümde açıklanmıştır. PCHE'nin imalatında kullanılan yöntemlerle ilgili bilgilere de yer verilmiştir. PCHE üretiminde plakaların işlenmesi ve işlenmiş plakaların birbirlerine difüzyonla bağlama veya sert lehim ile bağlanması prosesleri uygulanır. Plaka üzerine kanallar kimyasal aşındırma veya frezeleme ile açılabilir. İmalat bakımından bazı kısıtlar bulunmaktadır. Bunlar; piyasadan uygun kalınlıkta plaka temin edebilmek, plakaların işlenmesinde uygulanacak hassas imalat yöntemleri ve plakaların bağlanmasında uygulanacak yöntemlerdir.

4.1 PCHE'nin İmalatında Kullanılacak 316-316L Malzemesinin Özellikleri

PCHE'nin imalatında kullanılacak malzeme olarak; malzeme tedarikinin kolay olması, mukavemet özelliklerinin istenilen seviyelerde olması, yüksek korozyon direncinin olması ve difüzyonla bağlama konusunda oldukça yaygın kullanılması sebebiyle 316-316L paslanmaz çelik malzeme tercih edilmiştir. 316-316L paslanmaz çeliğin yapısal özellikleri Tablo 4.1'de paylaşılmıştır. Sıcaklığa bağlı akma ve maksimum çekme dayanımı ise Tablo 4.2'de paylaşılmıştır [131]. Ayrıca, ASME tarafından belirlenen; basınçlı kaplarda 316-316L malzeme kullanılması durumunda sıcaklığa bağlı emniyet gerilmeleri Tablo 4.3'te paylaşılmıştır [132].

Tablo 4.1 316-316L genel özellikleri (oda sıcaklığında)

Özellik	Değer [Birim]
Elastisite Modülü	199 GPa
Poisson Oranı	0.26
Maksimum Çekme Dayanımı (UTS)	608 MPa
0.2% Akma Dayanımı	302 MPa
Yoğunluk	7999 kg/m ³

Tablo 4.2 316-316L sıcaklığa bağlı mekanik özellikler

Sıcaklık [°C]	UTS [MPa]	Akma Dayanımı [MPa]
20	608	302
93	539	252
204	476	223
316	465	193
427	455	184
538	444	179
649	374	174
760	290	152
871	185	116

Tablo 4.3 ASME 316-316L sıcaklığa bağlı emniyet gerilmeleri

Sıcaklık [°C]	Emniyet Gerilmesi [MPa]	Sıcaklık [°C]	Emniyet Gerilmesi [MPa]
-30'dan 150'ye	115	325	96.1
175	113	350	94.3
200	109	375	92.6
225	106	400	90.9
250	103	425	89.3
275	100	450	87.6
300	98.1	475	85.9

4.2 PCHE İmalatında Kullanılan Birleştirme Yöntemleri

PCHE imalatında en kolay yöntem olarak difüzyonla bağlama yöntemi kullanılmaktadır. Bu kısımda difüzyonla bağlama yöntemi ve diğer birleştirme yöntemleri ele alınarak aralarındaki farkların anlatılması amaçlanmıştır.

4.2.1 Difüzyonla Bağlama

Difüzyon kaynağı, iki ana metal arasında veya iki ana metal ile ince katı bir metal tabaka arasında difüzyonun meydana geldiği, katı halde gerçekleşen bir süreçtir. Difüzyon ile bağlama prosesi ile malzemeler birbirlerine hücrel yapıda bağlanabilmektedir. Birçok farklı metal ve farklı metal kombinasyonları difüzyon ile bağlama kullanılarak birleştirilebilir. Uygulamada titanyum, nikel ve alüminyum alaşımlarında bu yöntem kullanılır. 316-316L paslanmaz çeliği de nikel alaşımlı bir çelik olduğundan difüzyonla bağlama prosesi uygulanabilir. Nikel içeren, ısıya dayanıklı alaşımlarda, yüksek sürünme kuvveti ve difüzyon kaynağı için gerekli olan yüksek basınç nedeniyle malzemelerin birleşmesinde zorluklar yaşanmaktadır. Oksijenin nikel içerisinde çözünmemesi de difüzyon kaynağı açısından bir problemdir. Bu tür problemlerin aşılabilmesi için nispeten yumuşak ve oksijen çözünürlüğü daha yüksek dolgu metali kullanımı önerilmektedir [133], [134].

4.2.2 Sert Lehim (Brazing)

Sert lehimleme, ana alaşım elementleri bakır ve gümüş olan bir lehim kullanır. Sert lehim alaşımları, yumuşak lehimlere kıyasla çok daha yüksek erime sıcaklık aralığına sahiptir. Tipik bir yumuşak lehimin erime aralığı 183°C – 212°C'dir. Tipik bir sert lehim için erime aralığı 620°C – 680°C arasındadır.

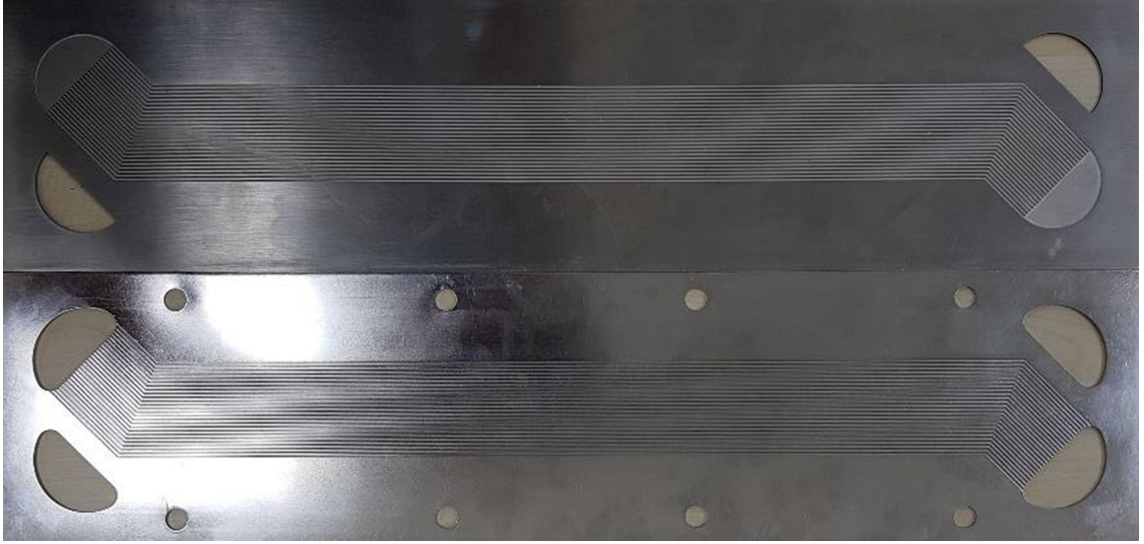
Sert lehimleme, daha güçlü ve daha yumuşak birleşme sağlar. Sert lehimler için erime aralığı bakır ve çelik erime noktasından çok daha düşüktür, ancak pirinç erimesinin hemen altındadır. Sert lehim işleminin için Boraks esaslı özel bir akı gerekir (Sodyum Borat) [135].

4.2.3 Kaynak (Welding)

Kaynak temel olarak metallerin veya termo-plastik malzemelerin dolgu malzemesi ile veya dolgu malzemesi kullanmadan birleştirilmesi işlemidir. Kaynak işlemi basınç altında ve ergitme olmak üzere iki başlık altında incelenebilir. Basınç altında olan kaynaklar: basınçlı soğuk kaynak, direnç kaynağı, sürtünme kaynağı, difüzyonla bağlama, patlamalı kaynak ve manyetik tahrikli ark alın kaynağıdır. Ergitme kaynaklar ise: metal ark kaynağı, gaz tungsten ark kaynağı, gaz metal ark kaynağı, toz altı ark kaynağı, lazer kaynağı ve elektron ışın demeti kaynağıdır. Tüm bu kaynak yöntemleri, imal edilecek ürünün çalışma ve malzeme işleme koşullarına göre, ayrı ayrı veya birlikte kullanılabilir [136].

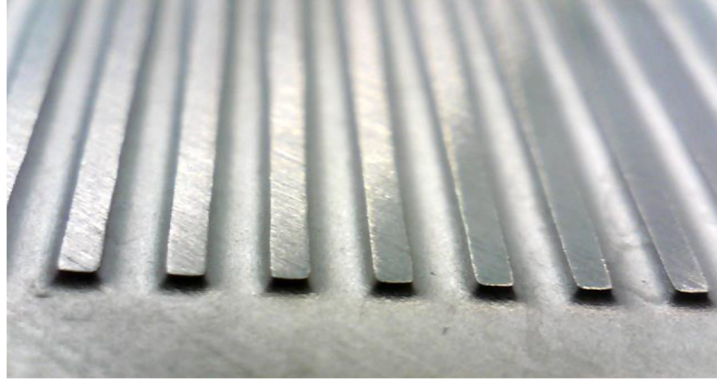
4.3 PCHE'nin İmalatı

PCHE plakalarının imalatında başlangıçta frezeleme yöntemi uygulanmıştır. Frezelemeden kaynaklanan geometrik bozukluklar, ısı değiştirici malzemesinin paslanmaz 316-316L çeliği olmasından dolayı giderilememiştir. Bunun temel nedenleri; malzemenin miknatıslanma ile tezgahlanamaması ve frezeleme ile mikron boyutundaki kanalların açılmasının zor olmasıdır. Bunun üzerine, kimyasal aşındırma metodu kullanılarak plakalara herhangi bir ısı veya mekanik yük uygulamadan kanallar oluşturulmuştur. Şekil 4.1'de kimyasal aşındırma ile kanalları açılan PCHE plakası görülmektedir.



Şekil 4.1 Kimyasal aşındırma ile kanalların açıldığı PCHE plakaları

Kimyasal aşındırma neticesinde elde edilen kanalların görünümü Şekil 4.2’de görülmektedir. Kanalların derinliği 500 μm , genişliği 1 mm’dir. Fin kalınlığı yani kanalların arasındaki genişlik de 1 mm boyutundadır.



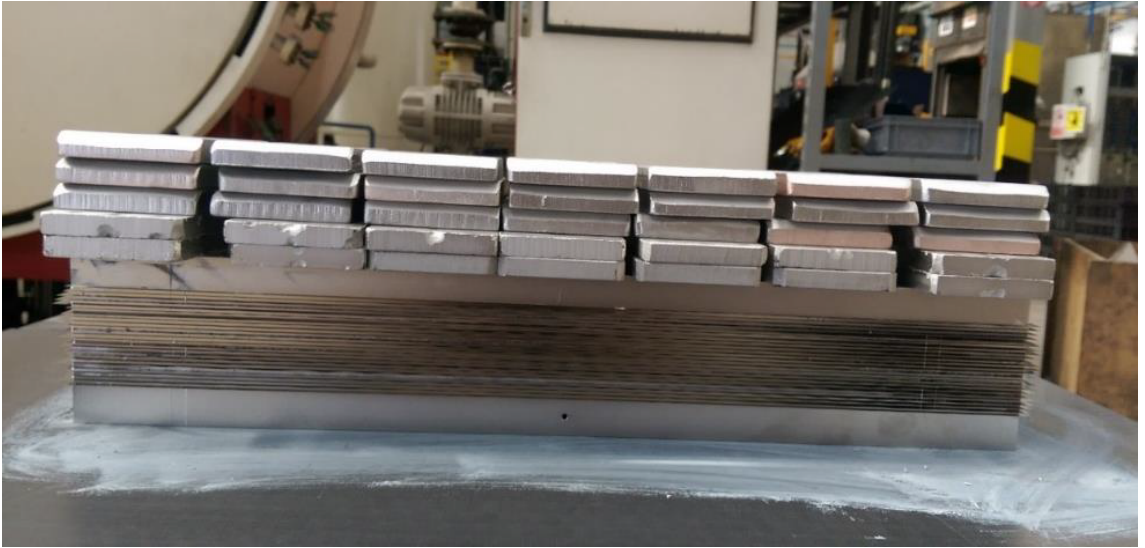
Şekil 4.2 Kimyasal aşındırma neticesinde elde edilen kanallar

Çarpılma kontrolü yapıldıktan sonra, plakalar ve dolgu malzemelerindeki pim delikleri kullanılarak dizilim yapılmıştır. Plakalar arasındaki dolgu malzemesinin daha iyi nüfus etmesi adına, en üst kısma ağırlık eklenmiştir. Ağırlıklar ile plakalar arasına yapışma olmaması için refrakter macun kullanılmıştır. Plakalar ve dolgu malzemesi Şekil 4.3’te gösterilmiştir.



Şekil 4.3 Plakalar ve dolgu malzemesi

PCHE fırınlanmadan önce üzerine yerleştirilen ağırlıklar ve PCHE'nin ağırlıklara ve zemine yapışmasını engelleyecek refrakter macun Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4 Plakalar ve ağırlıkların dizilimi

PCHE'nin fırınlanması Şekil 4.5'te görülmektedir. Vakum fırını prosesi aşağıdaki gibidir:

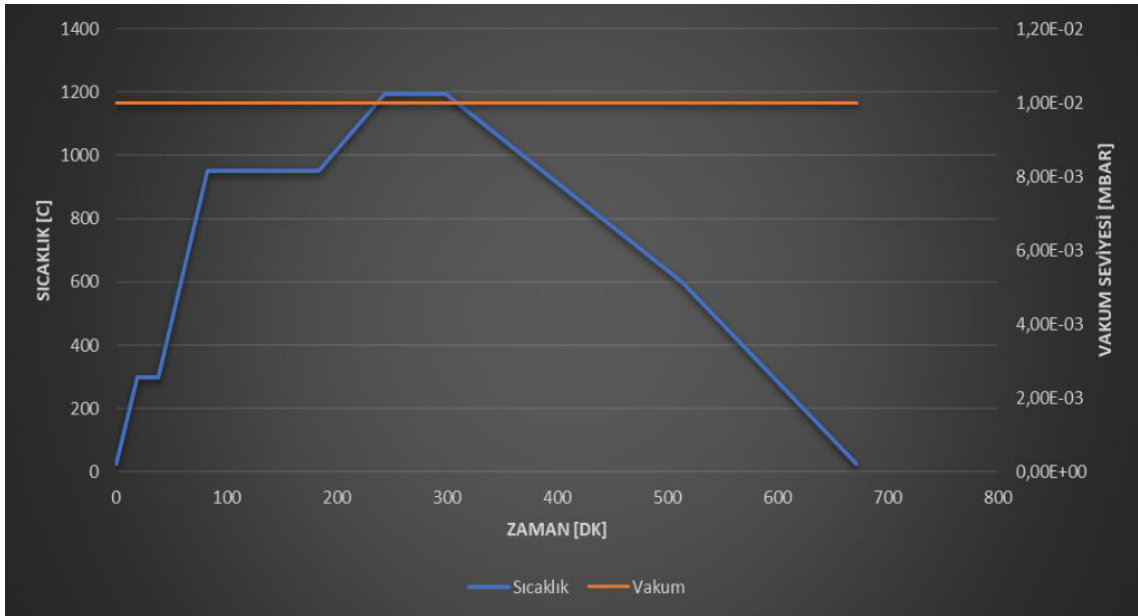
1. Fırın, 25°C'de 1×10^{-2} mbar değerine kadar vakumlanmıştır.
2. Fırın, 1×10^{-2} mbar değerinde 300°C'ye ısıtılmıştır.
3. Fırın, 1×10^{-2} mbar değerinde 950°C'ye ısıtılmıştır.

4. Fırın 950°C'ye kadar ısıtılıp vakum seviyesi 1×10^{-2} mbar seviyesinde fırın 90 dakika ısıl denge için bekletilmiştir.
5. Fırın, maksimum ısıtma oranı ile 1195 °C'ye kadar 1×10^{-2} mbar vakum seviyesini gözeterek ısıtılmıştır.
6. Fırın, 200 – 300°C'ye kadar 1×10^{-2} mbar vakum seviyesinde soğutulmuştur.



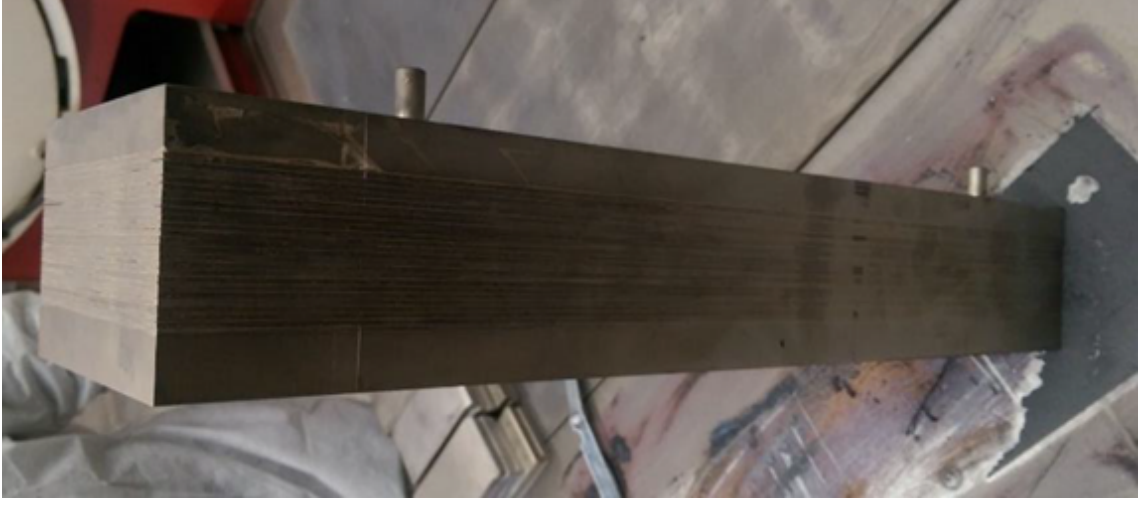
Şekil 4.5 PCHE'nin fırınlanması

Difüzyonla bağlama prosesinde; fırın 1×10^{-2} mbar vakum basıncında tutulmuştur. Fırındaki sıcaklık değişimi adımları ve vakum basıncı Şekil 4.6'da gösterilmiştir.



Şekil 4.6 Difüzyonla bağlama esnasında vakum fırınında sıcaklık ve basınçlar

PCHE'nin üretimi tamamlandıktan sonra test sistemine bağlantı ara yüzleri olan 3/4" NPT dişler açılmıştır. PCHE'nin imalat sonrası görünümü Şekil 4.7'de görülmektedir.



Şekil 4.7 Difüzyonla bağlama yöntemi ile imal edilen PCHE

ÜRETİLEN PCHE'NİN PERFORMANSININ DENEYSEL İNCELENMESİ

PCHE'nin deneysel performansının incelenmesi için bir test düzeneği kurulmuştur. Bu bağlamda, öncelikle test düzeneğinin çalışma prensibi ve ekipmanların tanıtımı yapılmıştır. Ardından deney düzeneğinde yer alan ekipmanların hidrostatik basınç testleri, kalibrasyonları, montajları ve sızıntı kontrolü için yapılan kabarcık testleri anlatılmıştır. Son olarak, deneysel termal-hidrolik performans analizlerinin sonuçları verilmiştir.

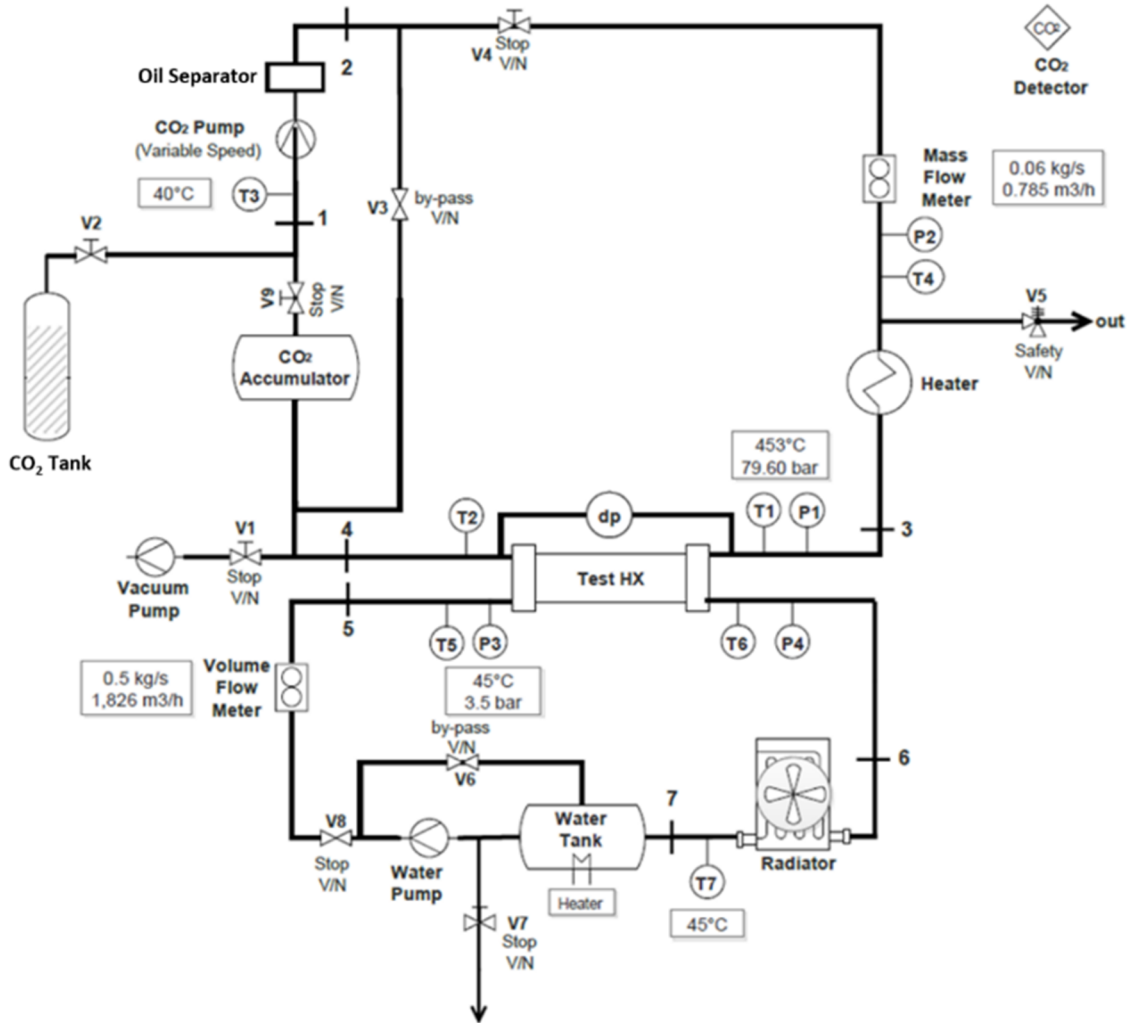
5.1 Test Düzeneğinin Çalışma Prensibi ve Ekipmanların Tanıtımı

Test düzeneği tasarım çalışması kapsamında test düzeneği için gerekli ekipmanlar belirlenmiş, Solidworks programı aracılığıyla katı modelleri oluşturulmuş, test düzeneği ekipmanlarının yerleşim çalışması yapılmış ve test düzeneği devresi borulanmıştır.

Test edilecek PCHE'nin ısı yük değerinin doğrulanması amacıyla hazırlanan PCHE test düzeneği, proje bütçesi de göz önünde bulundurularak, sıcak tarafında s-CO₂ gazı, soğuk tarafında ise H₂O akışkanı olacak şekilde tasarlanmıştır. Çünkü soğuk tarafında da s-CO₂ olması durumunda 200 bar basınca çıkılması gerekmektedir, bu denli yüksek basınçta çalışacak ekipmanların temini için gerekli bütçe oldukça yüksektir. Tasarım çalışması sonrasında karar verilen PCHE test düzeneğine ait devre şeması Şekil 5.1'de verilmiştir. PCHE test düzeneğinin çalışma prensibi kısaca şu şekildedir:

s-CO₂ gazı sirkülasyon pompası aracılığıyla sistemin toplam basınç düşüşü kadar basınçlandırılır ve devredeki akış akümülatöre ulaşır. Sistemde yer alan kütle ölçer aracılığıyla ısıtıcıya giriş yapmadan önce s-CO₂ gazının debisi ölçülecektir. Kütle ölçerden geçirilen s-CO₂ gazı elektrikli ısıtıcıya girecek ve PCHE giriş sıcaklığına ulaşana kadar ısıtılarak elektrikli ısıtıcıdan ayrılacaktır. PCHE'ye ulaşan gaz burada ısını suya transfer edecek ve tekrar sirkülasyon pompasına ulaşarak sıcak taraf kapalı çevrimini tamamlayacaktır. Sirkülasyon pompasından sonra yağ seperatörü sisteme ilave edilmiştir. By-pass hattı ile devre akış debisinin kontrolü sağlanacaktır. Yani sistemde dalgalanmalar olmasının önüne geçilecektir. Benzer

şekilde PCHE'nin su kısmındaki açık devre çevrim, su pompasının suyu basınçlandırması ile başlayacaktır. Su pompasından sonra yer alan debi ölçer aracılığıyla suyun debisi ölçülecek ve su PCHE'ye ulaşacaktır. PCHE'de s-CO₂ üzerindeki ısıyı çeken su, PCHE çıkışında radyatöre giriş yapacak ve soğutulurken tekrar su pompasına ulaşacaktır. Su bir tankta depolanmaktadır ve bu tankta suyun ısı değiştiriciye giriş sıcaklığını ayarlamak için rezistanslı bir ısıtıcı bulunmaktadır.



Şekil 5.1 PCHE termal-hidrolik test düzeneği devre şeması

Güvenlik tedbiri olarak elektrikli ısıtıcıdan önce s-CO₂ gazı hattına te eklenerek, akışkanı dışarı yönlendirilecek şekilde borulama yapılmış ve hattın sonuna emniyet valfi eklenmiştir. Emniyet valfine ek olarak testin yapılacağı ortamda CO₂ detektörü bulunacak ve gaz sızıntısının tespiti yapılacaktır. Teste başlamadan önce, devre içerisinde herhangi bir saf olmayan akışkan bulunmasını önlemek için öncelikle s-CO₂ hattı vakumlanır. İkinci olarak, test düzeneğindeki tüm ölçüm cihazları açılır.

Ardından, sistemi stabil tutmak için s-CO₂ hattı, çalışma basıncını elde edecek miktarda CO₂ ile doldurulur. Su hattı pompası açıldıktan sonra sırasıyla s-CO₂ pompası ve elektrikli ısıtıcı devreye girer. Test düzeneği kararlı hale geldiğinde, test verileri kaydedilir.

Devredeki sıcaklık ve basınç değerleri, PCHE çalışma koşullarının yanı sıra devre üzerinde kullanılacak olan sirkülasyon ve su pompalarının çalışma sıcaklıkları da dikkate alınarak hesaplanmıştır. Bu hesaplamalara devre üzerindeki basınç düşüşleri de dahil edilmiştir. Önemli noktalardaki sıcaklık ve basınç değerleri ile kütleli debiler devre şeması üzerinde paylaşılmıştır. Test düzeneği devresi teknik isterlerine (sıcaklık, basınç, akış debisi) uygun bileşenlerin seçimleri ile ilgili piyasa araştırması yapılmıştır. Piyasa araştırması sonucunda yüksek sıcaklık ve basınçta çalışmaya elverişli, kaliteli malzemeler seçilerek siparişleri verilmiştir.

5.1.1 Test Düzeneği Ekipmanlarının Özellikleri

PCHE test düzeneği tasarım çalışmasında ekipmanların seçimi yapılırken devrenin sıcaklık, basınç ve akışkan debisi değerleri hesaba katılmış ve seçilen ürünlerin PCHE test düzeneği sınır şartlarına uygunluğu araştırılmıştır. s-CO₂ gazının sirkülasyonu CO₂ gazının kritik bölgesinde sıvı ve süper kritik fazda akışkanlarla çalışabilen özel tip sirkülasyon pompası kullanılarak sağlanacaktır. Sirkülasyon pompası ve yağ seperatöründen geçen gazın kütleli debisi coriolis tip kütle ölçerde ölçülecektir. Sonrasında akışkan, finli-serpantinli elektrikli ısıtıcıda ısıtılacak ve ısı değiştirici giriş sınır şartı koşullarına getirilecektir. Su tarafında ise su pompası aracılığıyla basınçlandırılan su, türbin tipi debi ölçerden geçirilerek akışkan debisi ölçülecek daha sonra ısı değiştiriciye giriş yapacaktır. Isı değiştiricide ısı çekerek sıcaklığı artan su daha sonra radyatöre giriş yaparak istenilen sıcaklığa düşürülecektir.

Sıcak taraf giriş basıncı ısı değiştirici girişine yerleştirilen 0 – 100 bar aralığında ölçüm yapabilen hassasiyeti % 0.25 olan basınç sensörü aracılığıyla ölçülecektir. Sıcak taraf basınç düşüşü düşük mertebelerde olduğu için basınç düşüşü fark basınç sensörü ile ölçülecektir. Fark basınç sensörünün hassasiyeti % 0.075'dir. Sıcak taraf çıkış basıncı ise iki sensörden elde edilen veriler ile hesaplanarak bulunacaktır. Basınç sensörlerinin yüksek sıcaklıklardan korunmalarını sağlamak amacıyla paslanmaz çelik tüpler kullanılacak ve basınç sensörleri bu tüplere bağlanacaktır. Su

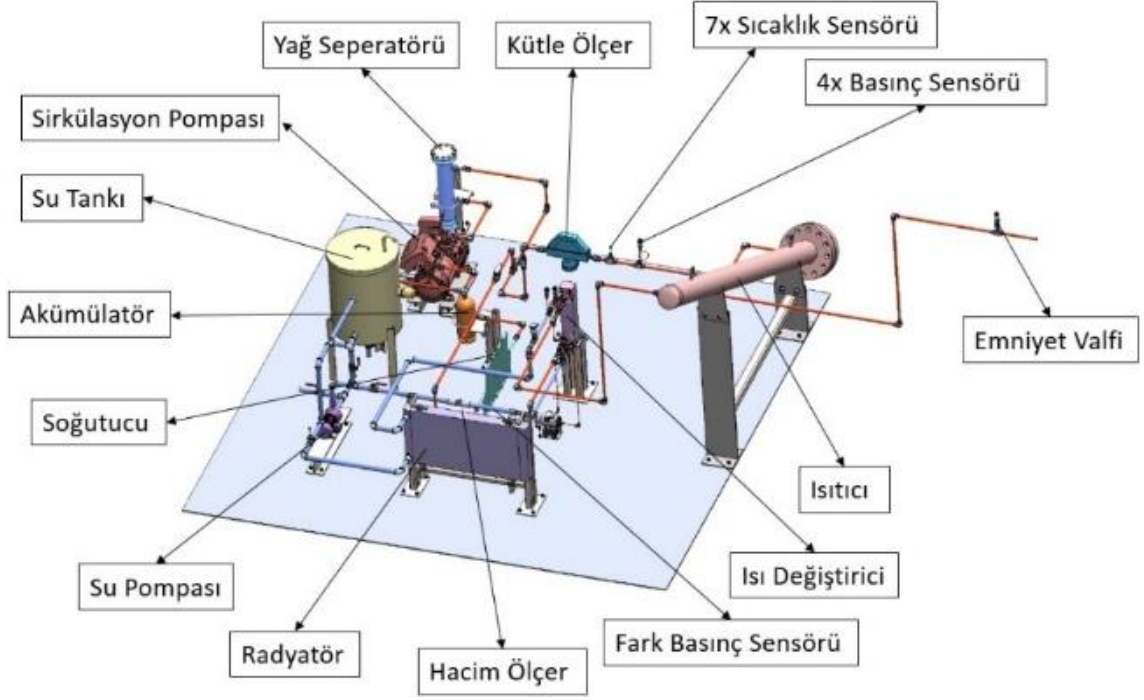
tarafında ise giriş-çıkış basınçları ısı değiştirici giriş ve çıkışına yerleştirilen 0 – 10 bar aralığında ölçüm yapabilen %0.25 hassasiyete sahip basınç sensörleri aracılığıyla ölçülecektir. Akışkan sıcaklıkları ısı değiştirici giriş ve çıkışına, radyatör çıkışına, kütle ölçer çıkışına ve sirkülasyon pompasının öncesinde devreye yerleştirilen K ve J tip termokupllar aracılığıyla ölçülecektir. 0 – 125°C aralığında sıcaklık ölçümleri için hassasiyeti $\pm 0.25^\circ\text{C}$ olan T tip termokupl, 0 – 600°C aralığındaki sıcaklık ölçümleri için ise hassasiyeti $\pm 1.5^\circ\text{C}$ olan K tip termokupllar kullanılmıştır.

Sıcaklık sensörleri hat üzerindeki te bağlantı elemanlarına daldırılmıştır. Sıcaklık sensörü için ek özel bağlantı elemanları kullanılmıştır.

Su hattı için maksimum çalışma basınç ve sıcaklığı 16 bar – 120°C olan küresel valfler, s-CO₂ gazı hattı için ise yüksek basınç ve sıcaklık uygulamalarında sıklıkla kullanılan Swagelok marka ürünler tercih edilmiştir. Açma kapama işlemlerinde küresel valfler tercih edilirken, debi kontrolünün sağlanacağı yerlerde daha hassas needle valfler tercih edilmiştir.

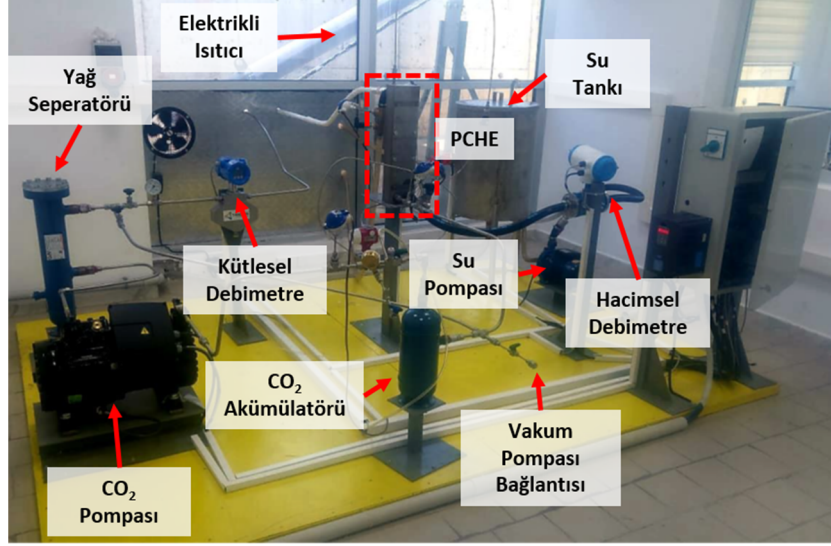
Devre sıcaklık ve basınçlarına göre ASME tablolarından okunan maksimum müsaade edilebilir gerilme değerleri kullanılarak tüp ve boru et kalınlığı hesaplamaları yapılmıştır. s-CO₂ gazının akışkan olarak kullanıldığı sıcak hat için 3/4" tüp ve su hattı (soğuk hat) için DN25 Sch10 boru kullanılmıştır. Devre bağlantı elemanlarının seçimi yapılırken ürünlerin hatta yerleştirileceği bölgedeki sıcaklık değerine göre maksimum basınç oranları incelenmiş ve seğimler bu değerlere göre yapılmıştır.

PCHE test düzeneği tasarım çalışması tamamlandıktan sonra Solidworks montaj ve borulama modülleri kullanılarak test düzeneği ekipmanlarının yerleşimi ve borulama çalışması yapılmıştır. Borulama çalışması sonucu test düzeneği için gerekli olan tüp boyu 19.5 metre, boru boyu ise 7.8 metre olarak belirlenmiştir. Yerleşim çalışması yapılırken seçilen bileşenlerin giriş ve çıkışlarında bulunması gereken boru ve tüp mesafeleri ürünlerin teknik dokümanları incelenerek elde edilmiştir. Isı değiştirici test düzeneği 3D modeli Şekil 5.2'de gösterilmiştir.



Şekil 5.2 PCHE test düzeneği 3D modeli

Cihazların test düzeneğindeki yerleşimi Şekil 5.3'te gösterilmiştir. Mevcut kurulumda test düzeneğinde ısı girişi sağlayan elektrikli ısıtıcı ve test düzeneğinden ısıyı dışarı aktaran radyatör dış mekanda yer almaktadır. Bu konumlandırmanın amacı, laboratuvar ortamının sıcaklık dengesini korumaktır. Kurulumda kullanılan vakum pompası VALUE ile VE215N'dir ve 2.55 m³/h hacimsel debide çalışmaktadır. Akümülatör, maksimum 100 bar çalışma basıncındadır ve hacmi 3.5 litredir. CO₂ pompası (COPELAND 4MTL-05) 35 °C ve 90 bar'da çalışır. Yağ seperatörü, maksimum 130 bar çalışma basıncına sahiptir ve hacmi 4.1 litredir. Kütleli debimetrenin (TRICOR TCM 0650) ölçüm aralığı ±%1 hassasiyetle 177 kg/h'a kadardır. 45 kW ısı yükü karşılayabilen ve 600 °C maksimum çalışma sıcaklığına sahip elektrikli ısıtıcı, BAYKAL REZİSTANS Ltd. tarafından özel olarak tasarlanmıştır. Diferansiyel basınçölçer %0.075 hassasiyetle çalışan TEKSENS marka TDP-27 modelidir. Su pompası (SUMAK SM100S) 1 HP santrifüjlü bir sıcak su pompasıdır. Hacimsel debimetre (GENTEK LGD 25), %0.2 hassasiyete sahip bir elektromanyetik akış ölçerdir. Radyatör, KADA Sanayi ve Ticaret A.Ş. tarafından imal edilmiş olup, 70 kW ısı yük kapasitesine sahiptir.



Şekil 5.3 Laboratuvara kurulumu yapılmış PCHE test düzeneği

5.1.2 PCHE Test Düzeneği Veri Toplama Ekipmanları

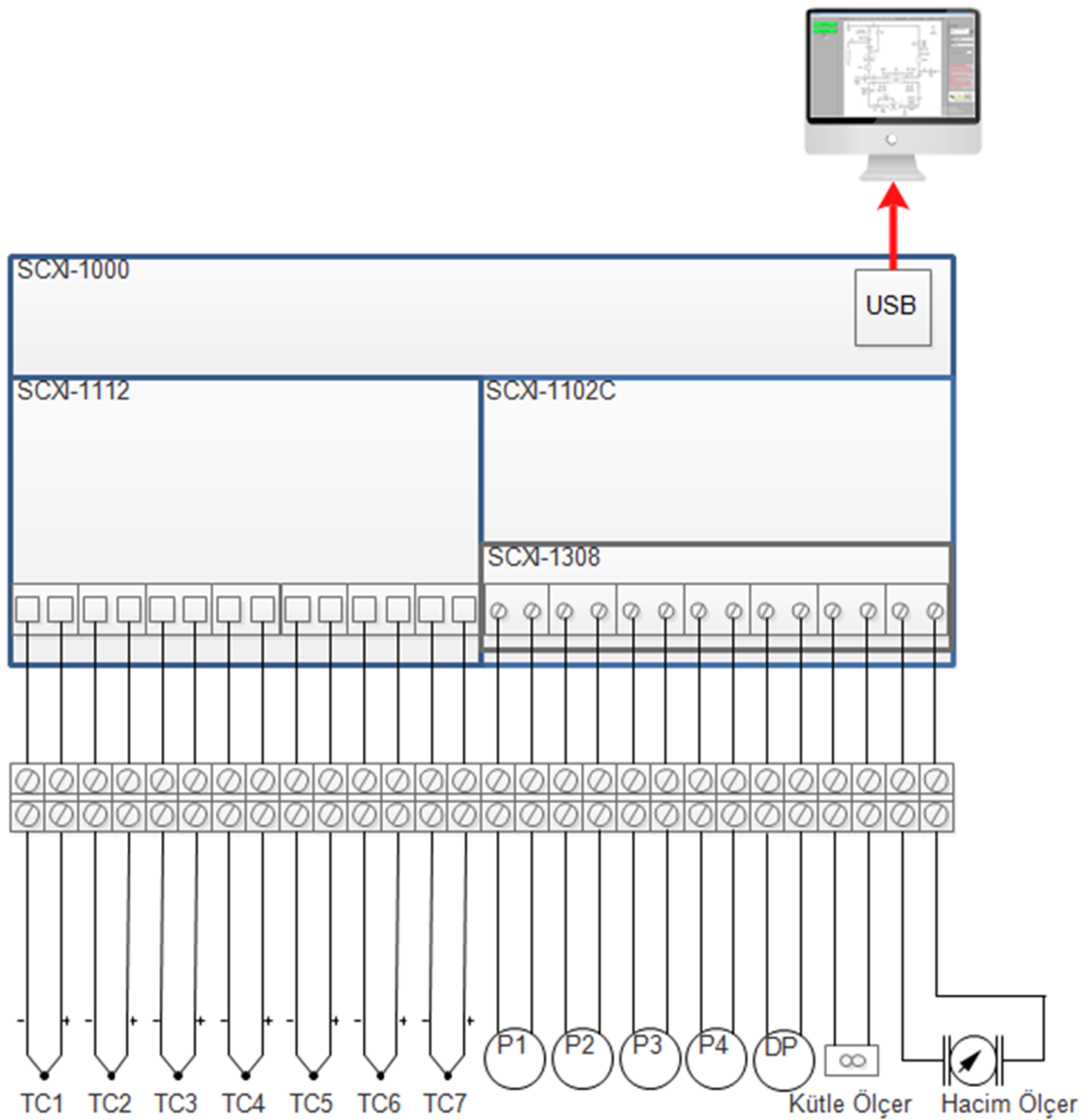
PCHE test düzeneği tasarım çalışmasında veri toplama sistemi oluşturulurken test süresinin uzunluğu ve verilerin fazlalığı göz önünde bulundurularak bir veri toplama yazılımı geliştirilmiştir. Test düzeneği üzerindeki sensörlerden alınan elektriksel sinyaller bu yazılım vasıtasıyla gerçek zamanlı olarak izlenmiş ve kaydedilmiştir. Veri toplama sistemi elemanları Tablo 5.1’de verilmiştir.

Tablo 5.1 Veri toplama sistemi bileşenleri ve özellikleri

Bileşen Adı	İşlevi	Adet	Marka/Model	Bilgi
SCXI-1112	Termokupl girişli veri toplama kartı	#1	National Instruments	8 Kanal
SCXI-1102C	Voltaj girişli veri toplama kartı.	#1	National Instruments	32 Kanal
SCXI-1308	Akım gerilim dönüştürücü.	#1	National Instruments	32 Kanal
Labview	Veri Toplama Yazılımı	#1	National Instruments	32 Bit
Termokupl	Sıcaklık ölçme işlemi yapar.	#7	Omega	J ve K tipi
Basınç Sensörü	Basınç Ölçme İşlemi yapar.	#2	Wika S20 0...10 Bar	4-20mA Çıkış
Basınç Sensörü	Basınç Ölçme İşlemi yapar.	#2	Wika S20 0...100Bar	4-20mA Çıkış
Fark Basınç Sensörü	2 nokta arasındaki basınç farkını ölçer.	#1	Omega PX80/PMX80	4-20mA Çıkış
Kütle Ölçer	Bir hattan geçen kütleyi ölçer.	#1	TEKSENS MTCMF.0015CE01DCHA100	4-20mA Çıkış
Hacim Ölçer	Bir hattan geçen hacmi ölçer.	#1	GENTEK W-TFS	4-20mA Çıkış

5.1.3 Veri Toplama Ekipmanlarının Elektriksel Bağlantıları

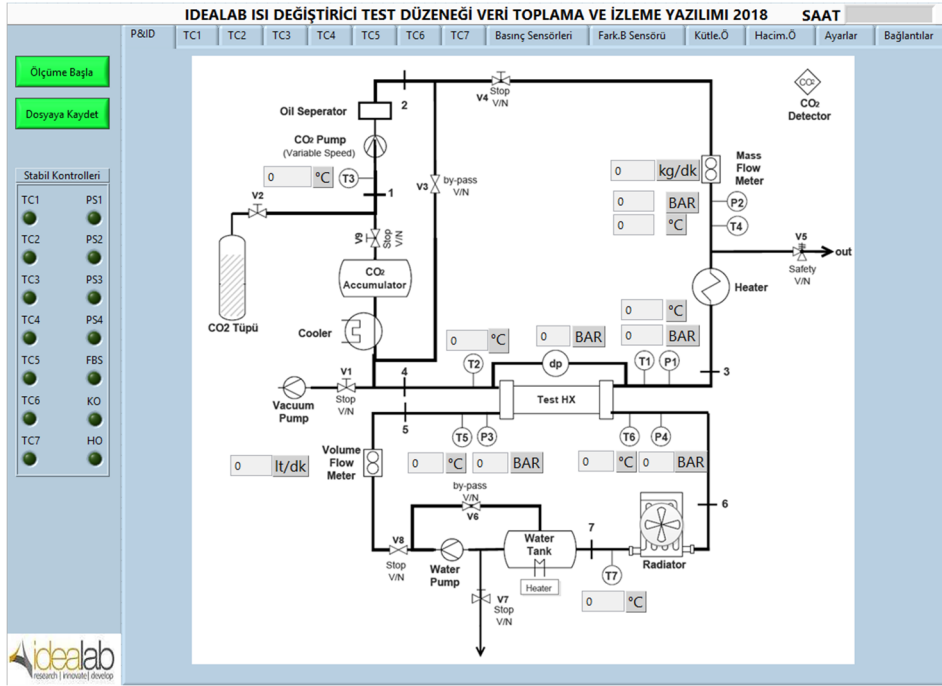
Veri toplama sisteminde sensörlerden gelen kablolar bir sensör klemensine yerleştirilmiştir. Klemensden ise veri toplama kartına giriş yapılmıştır. 5 tane J tipi 2 tane K tipi olmak üzere toplam 7 tane termokupl SCXI-1112 üzerindeki termokupl girişlerine bağlanmıştır. 4 tane basınç, 1 tane fark basınç, 1 tane kütle ölçer ve 1 tane debi ölçer olmak üzere 7 tane 4 – 20 mA akım çıkışı veren sensör SCXI-1308 akım gerilim dönüştürücüsüne klemensler ile bağlanmıştır. SCXI-1308 dönüştürücüsü SCXI-1102C modülünün gerilim giriş portuna bağlanmıştır. Veri toplama sisteminin elektriksel bağlantıları Şekil 5.4'te gösterilmiştir.



Şekil 5.4 Veri toplama sistemi elektriksel bağlantıları

5.1.4 Veri Toplama Yazılımı

PCHE Test Düzeneği Veri Toplama Yazılımı Labview ortamında geliştirilmiştir. Labview programı National Instruments ürünü olan veri toplama kartlarına ait yazılım bloklarını barındırmaktadır. Bu bloklar kullanılarak veri toplama yazılımı ve veri toplama kartları arasında haberleşme sağlanmıştır. Veri toplama yazılımı ara yüzü olarak test düzeneği P&ID'si kullanılmıştır. P&ID üzerinden gerçek zamanlı sensör verileri okunabilmekte ve gerçek zamanlı olarak grafikleri çizilebilmektedir. Okunan bu sensör verileri bir kayıt dosyasına örnekleme zamanı ile birlikte kaydedilmektedir. Program ihtiyaç anında belirli zaman aralıklarını kaydetmek için birden fazla kayıt dosyası oluşturabilmektedir. Veri toplama yazılımı ekran görüntüsü Şekil 5.5'te gösterilmiştir.

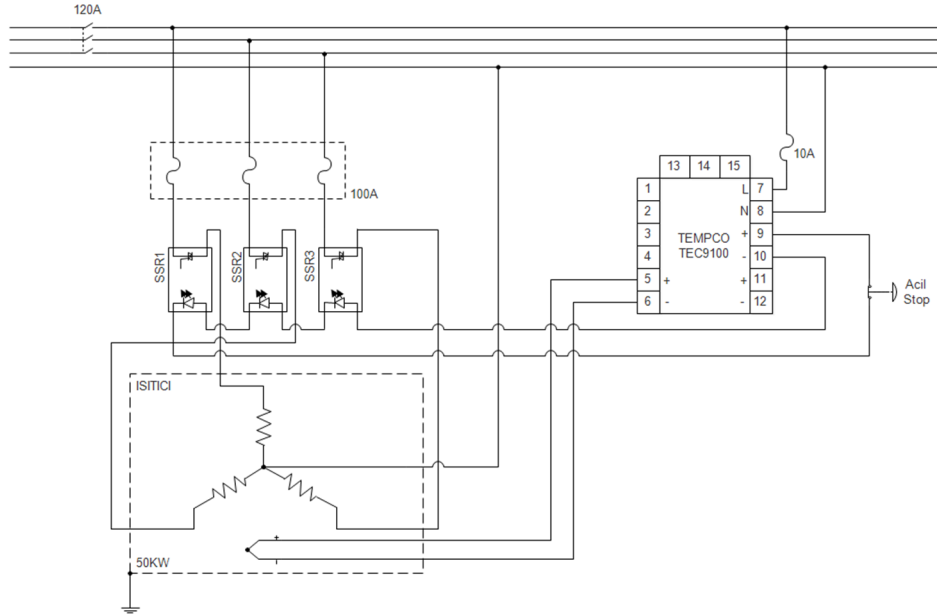


Şekil 5.5 Veri toplama sistemi ekran görüntüsü

5.1.5 PCHE Test Düzeneği Elektrik Kumanda Şeması

PCHE test düzeneğinde bulunan 50 kW elektrikli ısıtıcı 3 faz ile çalışmaktadır. Dengeli yüklendiğinde her fazdan en fazla 76 A akım çekmektedir. Isıtıcı sıcaklığı bir kontrolcü tarafından belirli bir sıcaklık aralığında tutulacaktır. Bu kontrol fazların açılıp kapanması vasıtasıyla olacaktır. Bu kontrol için kontaktör yerine 100 A'e kadar üzerinden akım akıtılabilen bir solid state röle seçilmiştir. Solid state rölelerin girişleri 3...48 V DC gerilim girişi ile kontrol edilmektedir.

Isıtıcının içerisinde bulunan bir termokupldan alınan sıcaklık geri beslemesi ile ısıtıcı sıcaklığı istenilen değerlerde tutulacaktır. Bu iş için Tempco marka TEC9100 model elektronik sıcaklık kontrolcüsü kullanılmıştır. Bu kontrolcüye bir termokupl vasıtasıyla sıcaklık bilgisi girişi olmaktadır. PCHE test düzeneği elektrik kumanda şeması Şekil 5.6'da gösterilmiştir.



Şekil 5.6 PCHE test düzeneği elektrik kumanda devresi

5.2 Deney Düzeneği Ekipmanlarının Kalibrasyonu ve Montajı

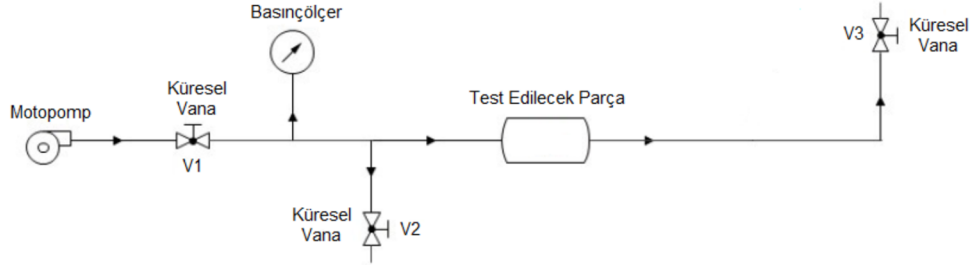
5.2.1 Hidrostatik Basınç Testleri

Testler için MP 1247 Motopomp su pompası kullanılmıştır. Motopomp, 12 litre/dk hacimsel debiye, 470 bar maksimum çalışma basıncına, 11 kW elektrik motoru ve basınç ayar valfine sahiptir. Motopomp yardımıyla istenilen test basıncına ulaşılan kadar, basınç kademe kademe artırılmıştır.



Şekil 5.7 MP 1247 Motopomp su pompası

Hidrostatik basınç miktarı, test basıncına bir seferde değil, kademeli olarak çıkılması için %50, %60, %70, %80, %90 ve %100 olarak 5'er dakikalık bekleme periyotları ile artırılmıştır. Hidrostatik basınç test düzeneğinin şeması Şekil 5.8'de ve deney düzeneği bileşenlerinin hidrostatik test basınçları Tablo 5.2'de verilmiştir.



Şekil 5.8 Hidrostatik basınç test düzeneği

Tablo 5.2 Deney düzeneği bileşenlerinin hidrostatik test basınçları

Bileşen	Basınç [bar]
PCHE	200
Elektrikli Isıtıcı	175
Pompa giriş çıkışı	175
Akümülatör	150
Yağ seperatörü	150

Test basıncına ulaştığında ilgili basınç değerinde 1 saat kadar, parçalar kuru olarak tutularak beklenmiştir. Bekleme süresi sonrasında parçaların bağlantı yerlerinde herhangi bir sızıntı gözlenmemiştir. Bu nedenle test sonucu olumlu olarak değerlendirilmiştir. PCHE, pompanın giriş-çıkış portları, akümülatör ve seperatörün hidrostatik basınç testleri Şekil 5.9'da gösterilmiştir. Elektrikli ısıtıcının hidrostatik basınç testi ise imalatçı firma tarafından yapılmıştır.



Şekil 5.9 Hidrostatik basınç testleri

5.2.2 Basınç Emniyet Valflerinin Kalibrasyonu

2 adet Swagelok R3A serisi harici ayarlanabilir basınç emniyet valfi kullanılmıştır. Bu valflerde yer alan yay belirli oranlarda sıkıştırılarak, test düzeneğinin maksimum çalışma basıncına göre ayarlaması yapılmıştır. Oda dışındaki emniyet valfi 88 bar'dan sonra çalışırken, oda içerisindeki emniyet valfi 87 bar'dan sonra aktif hale gelmektedir. Kalibrasyon işlemi Şekil 5.10'da gösterilmiştir.



Şekil 5.10 Basınç emniyet valflerinin kalibrasyonu

5.2.3 Deney Düzeneği Ekipmanlarının Montajı

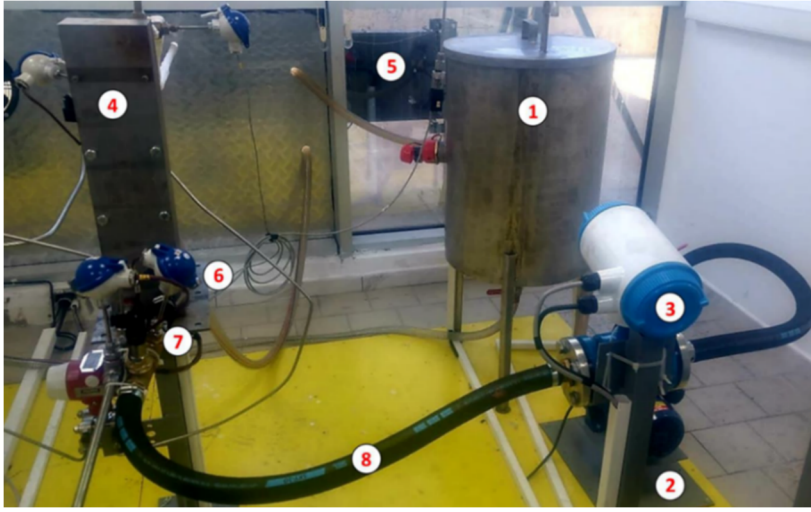
PCHE deney düzeneğinin ekipmanları ve montajı 2 alt bölümde incelenecektir. H₂O ve CO₂ devreleri ayrı ayrı anlatılacaktır. Deney düzeneğinin montajı tamamlanmış hali Şekil 5.11'de gösterilmiştir.



Şekil 5.11 PCHE deney düzeneği

5.2.3.1 H₂O Devresi Ekipmanlarının Montajı

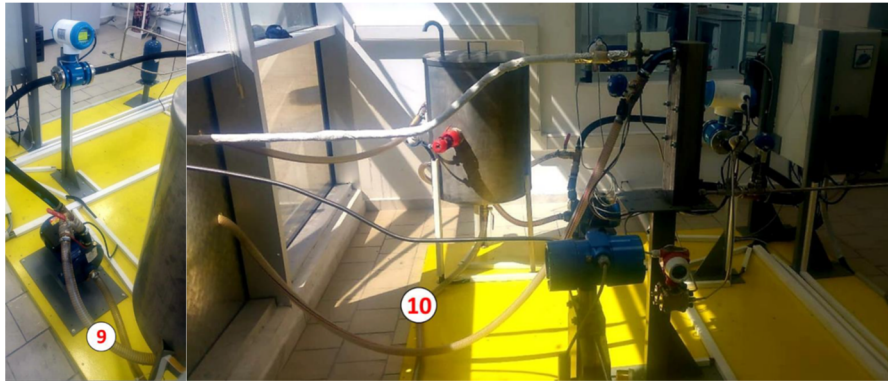
H₂O devresinin elemanları ve montajı Şekil 5.12’de ve Şekil 5.13’te gösterilmiştir. Devrede su bir tankta depolanmaktadır. H₂O’nun PCHE’ye giriş sıcaklığını ayarlamak için tankta rezistanslı bir ısıtıcı bulunmaktadır. Devre üzerinde giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için 3 adet termokupl bulunmaktadır. Pompa ile PCHE’ye gönderilen suyun debisi hacimsel debi ölçer ile ölçülür. PCHE’den çıkan su üzerindeki ısıl yük radyatör kullanılarak dış ortama aktarılır. H₂O’nun giriş ve çıkış basıncını ölçmek için iki adet basınç sensörü bulunmaktadır. H₂O devresinin PCHE’ye bağlantısı 1” çelik telli drenaj borusu ile yapılır.



1. Su Tankı
2. Su Pompası
3. Hacim Debi Ölçer
4. PCHE
5. Radyatör
6. Üç Adet Termokupl
7. İki Adet Basınç Sensörü
8. 1” Çelik Telli Drenaj Borusu

Şekil 5.12 H₂O devresinin ekipmanları ve montajı

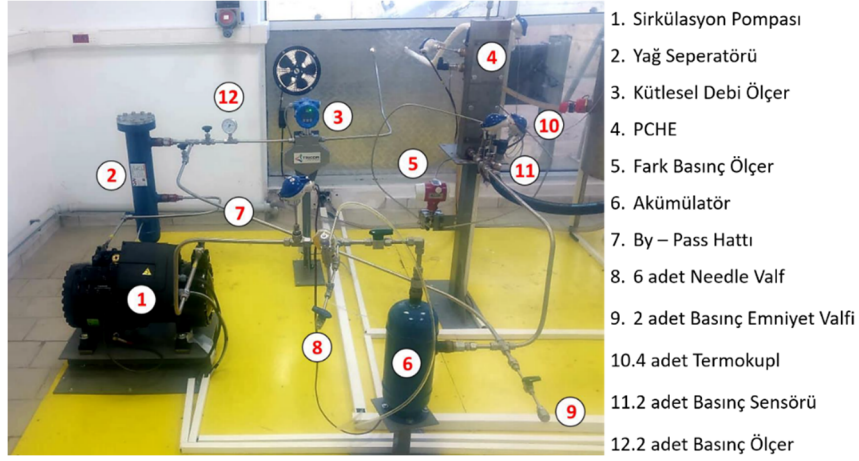
Şekil 5.13’te 9 numara ile gösterilen by-pass hattı bağlantısı ile H₂O’nun PCHE’ye gönderilmeden önce sıcaklığının şartlandırılması ve 10 numara ile gösterilen tahliye bağlantısı ile tanktaki suyun tahliyesi amaçlanmıştır.



Şekil 5.13 By-pass hattı ve tahliye bağlantısı

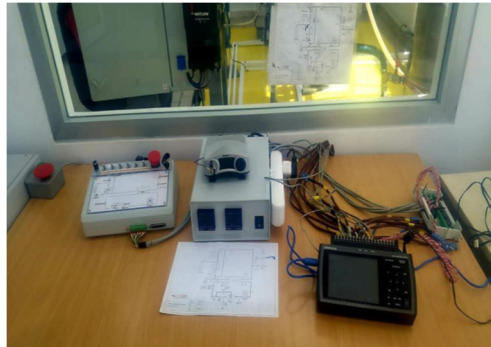
5.2.3.2 CO₂ Devresi Ekipmanlarının Montajı

CO₂ devresinin ekipmanları ve montajı Şekil 5.14'te gösterilmiştir. CO₂ devresinde sistem kararlı duruma eriştiğinde süperkritik faza geçecek kadar akışkan sisteme yüklenir. Sistemde yağ vb. yabancı maddelerin dolaşmasını engellemek adına yağ seperatörü bulunmaktadır. Sistemde oluşacak basınç dalgalanmalarının önüne geçmek için akümülatör kullanılmıştır. PCHE'deki basınç düşüşünü ölçmek için fark basınçölçerden yararlanılır. Kütleli debimetre ile CO₂'nin kütleli akış hızı ölçülür ve buna göre sirkülasyon pompasının sürücüsü ile ayarlamalar yapılır. Devredeki basınç sensörleri ve termokupllar ile farklı noktalardan basınç ve sıcaklık değerleri ölçülür. Basınçölçerler ise seperatör çıkışına ve vakum hattı bağlantısı tarafına yerleştirilmiştir.



Şekil 5.14 CO₂ devresinin ekipmanları ve montajı

Deney düzeneği verileri Labview yazılımı ve Graphtec ünitesi kullanılarak toplanmıştır. Deney düzeneği kontrol ve veri toplama ünitesi Şekil 5.15'te verilmiştir.



Şekil 5.15 Deney düzeneği kontrol ve veri toplama ünitesi

5.2.4 PCHE'nin Sızıntı Kontrolü için Kabarcık Testi

Deney düzeneğindeki tüm bağlantılar, sızıntı olmaması adına kabarcık testine tabi tutulmuşlardır. Kabarcık testinin PCHE üzerinde uygulanması Şekil 5.16'da gösterilmiştir. Kabarcık testi şu şekilde yapılmıştır:

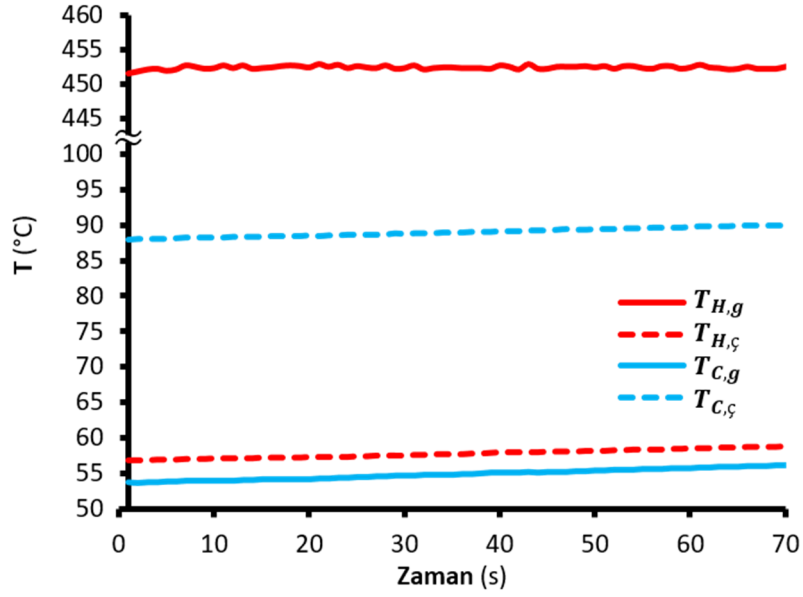
Vakum pompası yerine hava kompresörü bağlanmıştır. Hava kompresörü önündeki valf yavaş yavaş açılarak sistem basıncı 6 bar'a çıkarılmıştır. 15 dakika beklendikten sonra, kabarcık üreten solüsyon bağlantı yüzeylerine uygulanmıştır. Yapılan kontrollerde, herhangi bir kabarcık oluşmamıştır ve test başarı ile tamamlanmıştır.



Şekil 5.16 PCHE kabarcık testi

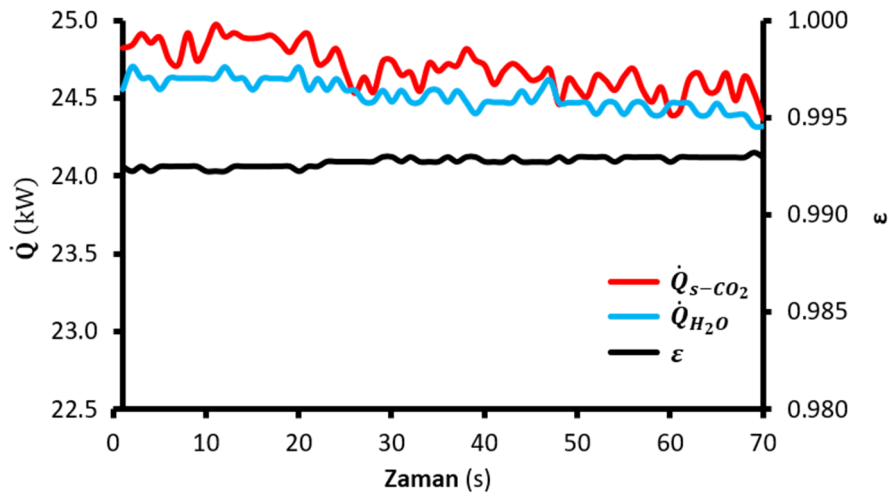
5.3 Deneysel Termal-Hidrolik Performans Analizi Sonuçları

Bu bölümde imalatı yapılan PCHE ile yapılan deneylerin sonuçları sunulmaktadır. Deneyler, iş akışkanları olarak sıcak tarafta s-CO₂ ve soğuk tarafta su ile yapılmıştır. Şekil 5.17, sabit bir termal rejimde PCHE'nin giriş (düz çizgi) ve çıkış (kesikli çizgi) sıcaklıklarının zamana bağlı değişimlerini göstermektedir. Kırmızı ve mavi çizgiler sırasıyla s-CO₂ ve su taraflarındaki sıcaklıkları gösterir. Termal rejim sabit olduğunda, sıcaklıklarda sadece bazı küçük dalgalanmalar gözlemlenmiştir, s-CO₂ giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla 451.5 – 452.2°C ile 56.8 – 58.9°C arasında değişmiştir. Su giriş ve çıkış sıcaklıkları ise sırasıyla 53.8 – 56.1°C ve 87.9 – 89.9° C aralıklarında olmuştur.



Şekil 5.17 PCHE'nin giriş ve çıkışlarındaki sıcaklıklar

Şekil 5.18, s-CO₂ ve su taraflarındaki ısı yüklerinin zamana bağlı değişimini ve PCHE'nin etkinliğini göstermektedir. Termal yükler arasındaki fark, hesaplamalarda kullanılan termodinamik özelliklerin az miktarda değişiminden kaynaklanmaktadır. Isıl yüklerin ve etkinliğin sırasıyla 24.28 – 24.92 kW ve %99 – %99.3 aralıklarında değiştikleri görülmüştür.



Şekil 5.18 PCHE'de ısı yüklerinin ve etkinliğin zamana bağlı değişimi

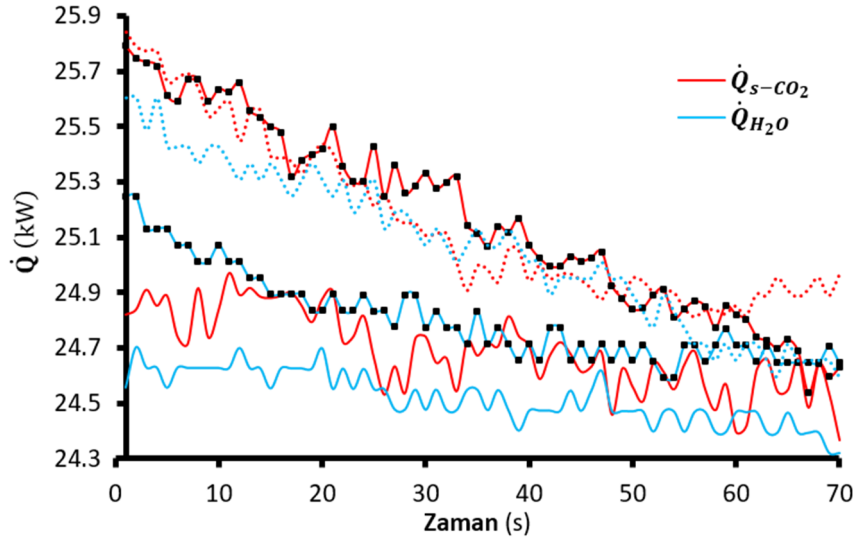
Deneyler sırasında kaydedilen fiziksel değerler, yani ısı yükü, etkinlik, LMTD, PCHE giriş ve çıkışları arasındaki basınç düşüşleri, toplam ısı transfer katsayısı, toplam NTU ve PCHE'nin giriş ve çıkışlarındaki sıcaklık ve basınç değerleri Tablo 5.3'te verilmiştir. Numerik analizlerde, her iki tarafında iş akışkanı olarak s-CO₂ bulunan bir PCHE için termal-hidrolik analizler yapılmıştır. Deneylerde ise soğuk tarafta su

kullanılmıştır. Bu nedenle, fiziksel büyüklüklerin deneysel ve sayısal değerleri arasında bazı farklılıklar vardır. Deneylerde ısı yük 24.28 – 24.92 kW arasında değişirken, numerik analizlerde maksimum %4.9 fark ile 25.54 kW olarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde PCHE'nin etkinliği deneyler ve numerik analizler için sırasıyla %99 ve %93.6 olarak hesaplanmıştır. s-CO₂ tarafındaki basınç düşüşlerinde deneyler (878 – 893 mbar) ile numerik analizler (176 mbar) arasında büyük bir fark vardır. Deney düzeneğindeki borulama ve bağlantı elemanlarından kaynaklanan kayıplar, deneyler ve numerik analizler arasındaki basınç düşüşlerinde bu kadar büyük bir farka neden olur. Su hattının giriş basıncı 3.76 ile 3.80 bar aralığında iken, su hattı atmosfere açık olduğu için su hattının toplam basınç düşüşü yaklaşık 2.794 ile 2.803 bar arasındadır. Ortalama ısı transfer katsayıları her iki durum için de oldukça benzerdir, deneylerde 328 – 334 W/K ve sayısal analizlerde 332 W/K'dir. Toplam NTU ise deneylerde 5.218 – 5.325 aralığında ve numerik analizlerde 4.663 olmak üzere çok farklıdır. Bu fark, her iki durumdaki giriş ve çıkış sıcaklıkları farkından kaynaklanmaktadır. Çünkü deneysel çalışmada alt – ısı değiştirici modelindeki gibi bölünmüş bir analiz yapılmamaktadır.

Tablo 5.3 PCHE deneysel çalışmasının sonuçları

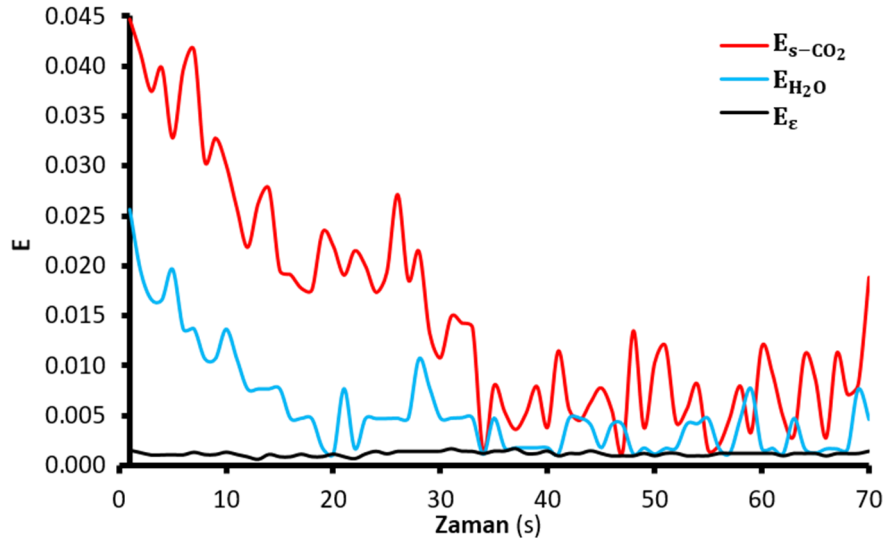
\dot{Q} (kW)	24.28 – 24.92	$T_{s-CO_2,g}$ (°C)	451.5 – 452.2
ε	0.990 – 0.993	$T_{s-CO_2,\zeta}$ (°C)	56.8 – 58.9
LMTD (°C)	73.93 – 75.81	$T_{H_2O,g}$ (°C)	53.8 – 56.1
ΔP_{s-CO_2} (mbar)	878 – 893	$T_{H_2O,\zeta}$ (°C)	87.9 – 89.9
ΔP_{H_2O} (bar)	2.794 – 2.803	$P_{s-CO_2,g}$ (bar)	83.87 – 83.98
UA_T (W/K)	328 – 334	$P_{s-CO_2,\zeta}$ (bar)	82.99 – 83.09
NTU_T	5.218 – 5.325	$P_{H_2O,g}$ (bar)	3.76 – 3.80
		$P_{H_2O,\zeta}$ (bar)	1

Deneysel termal-hidrolik performans analizlerinin sonuçlarını doğrulamak için başka deneyler de yapılmıştır. Farklı deneylerden elde edilen ısı yüklerin karşılaştırması, deneylerin iyi bir şekilde tekrarlanabildiğini göstermek için Şekil 5.19'da verilmiştir. Düz, kare işaretli ve noktalı çizgiler, üç farklı deneyden elde edilen ısı yüklerin zamana bağlı değişimini gösterir.



Şekil 5.19 Üç farklı deneyden elde edilen ısı yük verilerinin karşılaştırılması

Isıl yükler ve etkinlik için iki farklı deney arasındaki hata değerlerinin zamana bağlı değişimi Şekil 5.20’de gösterilmiştir. Kırmızı, mavi ve siyah çizgiler sırasıyla s-CO₂ ve H₂O’nun ısı yükleri için ve etkinlik için hata oranlarını gösterir.



Şekil 5.20 Isıl yükler ve etkinlik için iki deney arasındaki hata oranları

Üç farklı deney için maksimum ve ortalama hata oranları Tablo 5.4’te s-CO₂ ve H₂O taraflarındaki termal yükler ve PCHE’nin etkinliği için gösterilmiştir.

Tablo 5.4 Deneylerdeki ısı yük ve etkinlikler arasındaki hata oranları

	1 - 2		1 - 3		2 - 3	
	Maksimum	Ortalama	Maksimum	Ortalama	Maksimum	Ortalama
$E_{\dot{Q}_{s-CO_2}}$	% 4.47	% 1.53	% 4.20	% 1.70	% 1.87	% 0.50
$E_{\dot{Q}_{H_2O}}$	% 2.56	% 0.57	% 4.36	% 1.77	% 2.67	% 1.33
E_{ε}	% 0.17	% 0.11	% 0.24	% 0.17	% 0.14	% 0.05

Deney sonuçları birbirlerine oldukça yakındır. Bu sonuçlar deneylerin tekrarlanabilirliğini göstermektedir. s-CO₂ ısı yükleri arasındaki maksimum fark 1. ve 2. deneyler arasında olup %4.47'dir. H₂O ısı yükleri arasındaki maksimum fark %4.36 olarak 1. ve 3. deneyler arasındadır. 2. ve 3. deneylerin sonuçları birbirlerine oldukça yakındır. 1. deneyin sonuçları bu iki deneyden bir miktar ayrılmaktadır.

Bu tez çalışması, s-CO₂ reküperatif Brayton çevriminde çalışan bir WHRS'de reküperatör olarak kullanılacak bir PCHE'nin tasarım sürecini incelemektedir. Bu bağlamda, önerilen PCHE'nin termal-hidrolik ve yapısal analizleri hem MATLAB'da geliştirilen kodlarla, hem de ANSYS CFX ve sonlu elemanlar yöntemi ile yapılmış ve bu analizlerden elde edilen nihai PCHE tasarımı üretilmiştir. Deneyler, imal edilen PCHE'nin monte edildiği bir deney düzeneğinde yapılmıştır. Bir kompakt ısı değiştirici çeşidi olan PCHE ülkemizde ilk defa üretilmiştir. PCHE'nin üretilmesi için yapılan çalışmalarda tasarım süreci detaylı bir şekilde öğrenilmiştir. PCHE'lerin numerik yöntemle yapısal ve termal tasarımının, sonlu elemanlar yöntemi ile yapısal olarak analiz edilmesinin ve termal-hidrolik HAD analizlerinin yapılmasının öğrenilmesi bu tez çalışmasının kazanımlarıdır. Bu kazanımlar başka türlerdeki kompakt ısı değiştiricilerin ülkemizde tasarlanıp imal edilmesi için de bir yol açacaktır. Bu kazanımlar sayesinde imal edilecek kompakt ısı değiştiriciler ülkemiz sanayisine büyük katkı sunacaktır. Bu tez çalışmasından çıkarılan ana sonuçlar şunlardır:

- Numerik yapısal analizler, ASME BPVC kurallarına göre yapılmıştır. PCHE'nin yapısal özellikleri bu analizlerden elde edilmiştir. İmalat sürecinde kanat kalınlığı ve levha kalınlığı gibi yapısal parametreler, güvenli bölgede olabilmek adına yapısal analizler neticesinde elde edilen değerlerden yüksek tutulmuştur. Tasarım süreci sonrasında, 1 mm fin kalınlığına, 1.5 mm plaka kalınlığına ve 1000 m²/m³ kompaktlığa sahip bir PCHE elde edilmiştir.
- Sıcak akışkanın Reynolds sayısı ve Nusselt sayısı soğuk akışkanınkinden daha yüksek iken bu durum yoğunluk ve sürtünme faktörü için tam tersidir. Sıcak akışkan, soğuk akışkandan daha türbülanslı akar. Bu nedenle, soğuk akışkandan daha düşük bir basınçta çalışmasına rağmen, sıcak akışkanın aktığı kanallarda daha büyük bir basınç düşüşü gözlenmiştir.
- Numerik analizler ile HAD analizlerinin sonuçları arasındaki maksimum fark %0.693 olup, sonuçlar birbirlerine oldukça yakındır. Deneysel ve numerik analizlerden elde edilen sonuçların da birbirine yakın olduğu görülmüştür. Isıl yükler arasındaki maksimum fark % 4.9 ve etkinlik değerleri arasındaki

fark % 5.4'tür. Deneylede borulama kayıplarından dolayı daha yüksek basınç düşüşü gözlenmiştir. Deneylelerin ve numerik analizlerin sonuçları arasındaki s-CO₂ giriş ve çıkış sıcaklıkları farkı sırasıyla %0.242 ile %2.545 olmuştur. Bu oranlar su giriş ve çıkış sıcaklıkları için sırasıyla %0.918 ve %1.068 olmuştur. Son olarak, genel ısı transfer katsayıları arasındaki fark % 1.2'dir. Bu sonuçlar, alt-ısı değiştirici modelinin son derece hassas PCHE tasarımları oluşturduğunu göstermektedir.

Numerik termal-hidrolik analizler alt-ısı değiştirici modeli kullanılarak yapılmıştır. Literatürde alt-ısı değiştirici modelinin kullanılmasının ön soğutucularda daha fazla hacme yol açtığı bildirilmekle birlikte, bu çalışmada reküperatörlerde daha az hacimle sonuçlandığı gözlemlenmiştir. Bu analizlerden elde edilen toplam ısı transfer alanının, tek bir ısı değiştiricinin ortalama giriş ve çıkış koşulları kullanılarak yapılan analizle elde edilenden %28 daha az olduğu görülmüştür. Bu fark, ısı değiştirici boyunca, her bir alt-ısı değiştiricideki Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, Reynolds sayısı ve yoğunluk gibi termo-fiziksel özelliklerde meydana gelen değişikliklerden kaynaklanmaktadır.

Deney düzeneğinde; PCHE, s-CO₂ - H₂O akışkanları ile heterojen tipte bir PCHE olarak test edilmiştir. PCHE'nin bu çalışma koşulları için de termal-hidrolik analizleri yapılmıştır. Reküperatör PCHE'nin analizi için kullanılan kodlar, gelecekteki çalışmalarda soğutucu ve ön soğutucu PCHE'lerin analizlerinde kullanılmak üzere geliştirilebilir. İleride yapılacak araştırmalarda zikzak ve dalgalı gibi farklı kanal çeşitleri ve farklı fin geometrileri tasarımları üzerine, ekserji analizleri ve ekonomik analizler üzerine çalışılabilir.

- [1] Q. Li, G. Flamant, X. Yuan, P. Neveu, ve L. Luo, "Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, c. 15, sy 9, ss. 4855-4875, Ara. 2011, doi: 10.1016/j.rser.2011.07.066.
- [2] B. Buonomo, D. Ercole, O. Manca, ve S. Nardini, "A Numerical Analysis on a Compact Heat Exchanger in Aluminum Foam", içinde *Journal of Physics: Conference Series*, 2016, c. 745, s. 032141.
- [3] O. Manca, B. Buonomo, L. Cirillo, ve S. Nardini, "An experimental investigation on effect of pores per inch in compact heat exchanger with aluminum foam", 2016.
- [4] J. Zhou, M. Hatami, D. Song, ve D. Jing, "Design of microchannel heat sink with wavy channel and its time-efficient optimization with combined RSM and FVM methods", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, c. 103, ss. 715-724, Ara. 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.07.100.
- [5] F. Vitillo, L. Cachon, F. Reulet, ve P. Millan, "Flow analysis of an innovative compact heat exchanger channel geometry", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, c. 58, ss. 30-39, Nis. 2016, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2015.11.006.
- [6] R. Borrajo-Pérez, J.-J. González-Bayón, ve D. Reyes-Fernández-de-Bulnes, "Thermal hydraulic performance of a wavy fin having two row of circular tubes", *Ingeniería Mecánica*, c. 19, sy 1, 2016.
- [7] A. Gholami, M. A. Wahid, ve H. A. Mohammed, "Thermal-hydraulic performance of fin-and-oval tube compact heat exchangers with innovative design of corrugated fin patterns", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, c. 106, ss. 573-592, Mar. 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.028.
- [8] K. Brun, P. Friedmann, ve R. Dennis, Ed., *Fundamentals and applications of supercritical carbon dioxide (sCO₂) based power cycles*. Oxford: Woodhead Publishing, 2017.
- [9] L. Chordia, M. A. Portnoff, ve E. Green, "High Temperature Heat Exchanger Design and Fabrication for Systems with Large Pressure Differentials", Thar Energy, LLC, Pittsburgh, PA (United States), 2017.
- [10] P. K. Das ve I. Ghosh, "Thermal Design of Multistream Plate Fin Heat Exchangers—A State-of-the-Art Review", *Heat Transfer Engineering*, c. 33, sy 4-5, ss. 284-300, Mar. 2012, doi: 10.1080/01457632.2012.611451.
- [11] B. Thonon ve E. Breuil, "Compact heat exchanger technologies for the HTRs recuperator application", 2001.
- [12] J. E. Hesselgreaves, *Compact heat exchangers: selection, design, and operation*. Amsterdam ; New York: Pergamon, 2001.
- [13] H. Hajabdollahi ve Z. Hajabdollahi, "Investigating the effect of properties variation in optimum design of compact heat exchanger using segmented method", *Chemical Engineering Research and Design*, c. 112, ss. 46-55, Ağu. 2016, doi: 10.1016/j.cherd.2016.06.013.
- [14] B. Sharma, G. Sachdeva, ve G. Bhushan, "Performance Evaluation of Vortex Generator of Finite Thickness to Augment Heat Transfer in a Compact Heat Exchanger", *Journal of Mechanical Engineering and Technology (JMET)*, c. 8, sy 1, ss. 59-75, 2016.

- [15] C. Ranganayakulu, X. Luo, ve S. Kabelac, "The single-blow transient testing technique for offset and wavy fins of compact plate-fin heat exchangers", *Applied Thermal Engineering*, c. 111, ss. 1588-1595, Oca. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.05.118.
- [16] A. Traverso ve A. F. Massardo, "Optimal design of compact recuperators for microturbine application", *Applied Thermal Engineering*, c. 25, sy 14-15, ss. 2054-2071, Eki. 2005, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2005.01.015.
- [17] J.-W. Seo, Y.-H. Kim, D. Kim, Y.-D. Choi, ve K.-J. Lee, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in Straight Microchannel of Printed Circuit Heat Exchangers", *Entropy*, c. 17, sy 5, ss. 3438-3457, May. 2015, doi: 10.3390/e17053438.
- [18] B. Zohuri, *Compact Heat Exchangers*. Cham: Springer International Publishing, 2017. doi: 10.1007/978-3-319-29835-1.
- [19] J. E. Hesselgreaves, R. Law, ve D. Reay, *Compact heat exchangers: selection, design and operation*, Second edition. Oxford Cambridge, MA: Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 2017.
- [20] A. Meshram vd., "Modeling and analysis of a printed circuit heat exchanger for supercritical CO₂ power cycle applications", *Applied Thermal Engineering*, c. 109, ss. 861-870, Eki. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.05.033.
- [21] A. Kruizenga, M. Anderson, R. Fatima, M. Corradini, A. Towne, ve D. Ranjan, "Heat Transfer of Supercritical Carbon Dioxide in Printed Circuit Heat Exchanger Geometries", *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, c. 3, sy 3, s. 031002, 2011, doi: 10.1115/1.4004252.
- [22] K. Nikitin, Y. Kato, ve L. Ngo, "Printed circuit heat exchanger thermal-hydraulic performance in supercritical CO₂ experimental loop", *International Journal of Refrigeration*, c. 29, sy 5, ss. 807-814, Ağu. 2006, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.11.005.
- [23] T. L. Ngo, Y. Kato, K. Nikitin, ve N. Tsuzuki, "New printed circuit heat exchanger with S-shaped fins for hot water supplier", *Experimental Thermal and Fluid Science*, c. 30, sy 8, ss. 811-819, Ağu. 2006, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2006.03.010.
- [24] N. Tsuzuki, Y. Kato, ve T. Ishiduka, "High performance printed circuit heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, c. 27, sy 10, ss. 1702-1707, Tem. 2007, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.07.007.
- [25] D. E. Kim, M. H. Kim, J. E. Cha, ve S. O. Kim, "Numerical investigation on thermal-hydraulic performance of new printed circuit heat exchanger model", *Nuclear Engineering and Design*, c. 238, sy 12, ss. 3269-3276, Ara. 2008, doi: 10.1016/j.nucengdes.2008.08.002.
- [26] S.-M. Lee ve K.-Y. Kim, "Optimization of zigzag flow channels of a printed circuit heat exchanger for nuclear power plant application", *Journal of Nuclear Science and Technology*, c. 49, sy 3, ss. 343-351, Mar. 2012, doi: 10.1080/00223131.2012.660012.
- [27] S.-M. Lee ve K.-Y. Kim, "Comparative study on performance of a zigzag printed circuit heat exchanger with various channel shapes and configurations", *Heat and Mass Transfer*, c. 49, sy 7, ss. 1021-1028, Tem. 2013, doi: 10.1007/s00231-013-1149-4.
- [28] S.-M. Lee, K.-Y. Kim, ve S.-W. Kim, "Multi-objective optimization of a double-faced type printed circuit heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, c. 60, sy 1-2, ss. 44-50, Eki. 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.06.039.

- [29] S.-M. Lee ve K.-Y. Kim, "A Parametric Study of the Thermal-Hydraulic Performance of a Zigzag Printed Circuit Heat Exchanger", *Heat Transfer Engineering*, c. 35, sy 13, ss. 1192-1200, Eyl. 2014, doi: 10.1080/01457632.2013.870004.
- [30] W. Kim, Y.-J. Baik, S. Jeon, D. Jeon, ve C. Byon, "A mathematical correlation for predicting the thermal performance of cross, parallel, and counterflow PCHEs", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, c. 106, ss. 1294-1302, Mar. 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.10.110.
- [31] I. H. Kim, X. Zhang, R. Christensen, ve X. Sun, "Design study and cost assessment of straight, zigzag, S-shape, and OSF PCHEs for a FLiNaK-SCO 2 Secondary Heat Exchanger in FHRs", *Annals of Nuclear Energy*, c. 94, ss. 129-137, Ağu. 2016, doi: 10.1016/j.anucene.2016.02.031.
- [32] H. Li, Y. Zhang, L. Zhang, M. Yao, A. Kruiženga, ve M. Anderson, "PDF-based modeling on the turbulent convection heat transfer of supercritical CO₂ in the printed circuit heat exchangers for the supercritical CO₂ Brayton cycle", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, c. 98, ss. 204-218, Tem. 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.03.001.
- [33] S. Jeon, Y.-J. Baik, C. Byon, ve W. Kim, "Thermal performance of heterogeneous PCHE for supercritical CO₂ energy cycle", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, c. 102, ss. 867-876, Kas. 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.06.091.
- [34] S. Baik, S. G. Kim, J. Lee, ve J. I. Lee, "Study on CO₂ – water printed circuit heat exchanger performance operating under various CO₂ phases for S-CO₂ power cycle application", *Applied Thermal Engineering*, c. 113, ss. 1536-1546, Şub. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.11.132.
- [35] D. McCormack, "The application of printed circuit heat exchanger technology in the pebble bed modular reactor demonstration plant", 2001.
- [36] S. Mylavaram, X. Sun, J. Figley, N. Needler, ve R. Christensen, "Investigation of high-temperature printed circuit heat exchangers for very high temperature reactors", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, c. 131, sy 6, s. 062905, 2009.
- [37] K. Natesan, A. Moisseytsev, ve S. Majumdar, "Preliminary issues associated with the next generation nuclear plant intermediate heat exchanger design", *Journal of Nuclear Materials*, c. 392, sy 2, ss. 307-315, Tem. 2009, doi: 10.1016/j.jnucmat.2009.03.019.
- [38] I. H. Kim, H. C. No, J. I. Lee, ve B. G. Jeon, "Thermal hydraulic performance analysis of the printed circuit heat exchanger using a helium test facility and CFD simulations", *Nuclear Engineering and Design*, c. 239, sy 11, ss. 2399-2408, Kas. 2009, doi: 10.1016/j.nucengdes.2009.07.005.
- [39] I. H. Kim ve H. C. No, "Thermal hydraulic performance analysis of a printed circuit heat exchanger using a helium-water test loop and numerical simulations", *Applied Thermal Engineering*, c. 31, sy 17-18, ss. 4064-4073, Ara. 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.08.012.
- [40] S. Baek, J.-H. Kim, S. Jeong, ve J. Jung, "Development of highly effective cryogenic printed circuit heat exchanger (PCHE) with low axial conduction", *Cryogenics*, c. 52, sy 7-9, ss. 366-374, Tem. 2012, doi: 10.1016/j.cryogenics.2012.03.001.

- [41] J. Figley, X. Sun, S. K. Mylavarapu, ve B. Hajek, "Numerical study on thermal hydraulic performance of a Printed Circuit Heat Exchanger", *Progress in Nuclear Energy*, c. 68, ss. 89-96, Eyl. 2013, doi: 10.1016/j.pnucene.2013.05.003.
- [42] S. K. Mylavarapu, X. Sun, R. E. Glosup, R. N. Christensen, ve M. W. Patterson, "Thermal hydraulic performance testing of printed circuit heat exchangers in a high-temperature helium test facility", *Applied Thermal Engineering*, c. 65, sy 1-2, ss. 605-614, Nis. 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.01.025.
- [43] A. Daouk, O. Petel, ve H. Saari, "Multiphysics Simulation of a Printed Circuit Heat Exchanger", 2015.
- [44] T. Ma, L. Li, X.-Y. Xu, Y.-T. Chen, ve Q.-W. Wang, "Study on local thermal-hydraulic performance and optimization of zigzag-type printed circuit heat exchanger at high temperature", *Energy Conversion and Management*, c. 104, ss. 55-66, Kas. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.03.016.
- [45] M. Chen vd., "Experimental and numerical study of a printed circuit heat exchanger", *Annals of Nuclear Energy*, c. 97, ss. 221-231, Kas. 2016, doi: 10.1016/j.anucene.2016.07.010.
- [46] M. Chen, X. Sun, R. N. Christensen, I. Skavdahl, V. Utgikar, ve P. Sabharwall, "Pressure drop and heat transfer characteristics of a high-temperature printed circuit heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, c. 108, ss. 1409-1417, Eyl. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.07.149.
- [47] A. M. Aneesh, A. Sharma, A. Srivastava, K. N. Vyas, ve P. Chaudhuri, "Thermal-hydraulic characteristics and performance of 3D straight channel based printed circuit heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, c. 98, ss. 474-482, Nis. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.12.046.
- [48] H. H. Khan, A. M. Aneesh, Atul Sharma, Atul Srivastava, ve Paritosh Chaudhuri, "CFD Study on Thermal Hydraulic Performance of A Wavy Channel Based PCHE Model", içinde *Fluid Mechanics and Fluid Power – Contemporary Research*, A. K. Saha, D. Das, R. Srivastava, P. K. Panigrahi, ve K. Muralidhar, Ed. New Delhi: Springer India, 2017, ss. 497-506. doi: 10.1007/978-81-322-2743-4_48.
- [49] A. M. Aneesh, A. Sharma, A. Srivastava, ve P. Chaudhuri, "Thermo-Hydraulic Performance of Zigzag, Wavy, and Serpentine Channel Based PCHEs", içinde *Fluid Mechanics and Fluid Power – Contemporary Research*, A. K. Saha, D. Das, R. Srivastava, P. K. Panigrahi, ve K. Muralidhar, Ed. New Delhi: Springer India, 2017, ss. 507-516. doi: 10.1007/978-81-322-2743-4_49.
- [50] U. Pasquier, W. X. Chu, M. Zeng, Y. T. Chen, Q. W. Wang, ve T. Ma, "CFD simulation and optimization of fluid flow distribution inside printed circuit heat exchanger headers", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, c. 69, sy 7, ss. 710-726, Nis. 2016, doi: 10.1080/10407782.2015.1090771.
- [51] X. Zhang, X. Sun, R. N. Christensen, M. Anderson, ve M. Carlson, "Optimization of S-Shaped Fin Channels in a Printed Circuit Heat Exchanger for Supercritical CO₂ Test Loop", içinde *The 5th International Symposium-Supercritical CO₂ Power Cycles March*, 2016, ss. 28-31.
- [52] X. Chu, E. Laurien, ve D. McEligot, "Flow stratification in the horizontal pipe with heated supercritical CO₂".
- [53] S. G. Kim, Y. Ahn, J. Lee, J. I. Lee, ve Y. Addad, "CFD Analysis of Printed Circuit Heat Exchanger for the Supercritical CO₂ Brayton Cycle", 2014.

- [54] E. Van Abel, M. Anderson, ve M. Corradini, "Numerical Investigation of Pressure Drop and Local Heat Transfer of Supercritical CO₂ in Printed Circuit Heat Exchangers", 2011.
- [55] S.-J. Yoon, P. Sabharwall, ve E.-S. Kim, "Analytical study on thermal and mechanical design of printed circuit heat exchanger", Idaho National Laboratory (INL), 2013.
- [56] P. Sabharwall, E. S. Kim, M. McKellar, ve N. Anderson, "Process heat exchanger options for the advanced high temperature reactor", Idaho National Laboratory (INL), 2011.
- [57] P. Sabharwall, "Feasibility study of secondary heat exchanger concepts for the advanced high temperature reactor", Idaho National Laboratory (INL), 2011.
- [58] J. B. Lim, R. G. Shrake, E. S. Kim, ve C. H. Oh, "Stress and Heat Transfer Analyses for Different Channel Arrangements of PCHE", Idaho National Laboratory (INL), 2008.
- [59] C. H. Oh ve E. S. Kim, "Heat Exchanger Design Options and Tritium Transport Study for the VHTR System", Idaho National Laboratory (INL), 2008.
- [60] C. Davis, C. Oh, R. Barner, ve D. Wilson, "Thermal-hydraulic analyses of heat transfer fluid requirements and characteristics for coupling a hydrogen production plant to a high-temperature nuclear reactor", Idaho National Laboratory (INL), 2005.
- [61] V. Dostal, M. J. Driscoll, ve P. Hejzlar, "A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors", Massachusetts Institute of Technology, Department of Nuclear Engineering, 2004.
- [62] X. Zhang, "Thermal-Economic Optimization and Structural Evaluation for an Advanced Intermediate Heat Exchanger Design", MSc. thesis, The Ohio State University, 2016.
- [63] D. J. Gavic, "Investigation of Water, Air, and Hybrid Cooling for Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycles", MSc. thesis, University of Wisconsin-Madison, 2013.
- [64] J. Van Meter, "Experimental investigation of a printed circuit heat exchanger using supercritical carbon dioxide and water as heat transfer media", MSc. thesis, Kansas State University, 2008.
- [65] H. Song, "Investigations of a printed circuit heat exchanger for supercritical CO₂ and water", MSc. thesis, Kansas State University, 2007.
- [66] K. R. Wegman, "Numerical Modeling of a Printed Circuit Heat Exchanger Based on Experimental Results from the High-Temperature Helium Test Facility", MSc. thesis, The Ohio State University, 2016.
- [67] C. W. Shin ve H. C. No, "Experimental study for pressure drop and flow instability of two-phase flow in the PCHE-type steam generator for SMRs", *Nuclear Engineering and Design*, c. 318, ss. 109-118, Tem. 2017, doi: 10.1016/j.nucengdes.2017.04.004.
- [68] J. T. Figley, "Numerical modeling and performance analysis of printed circuit heat exchanger for very high-temperature reactors", MSc. thesis, The Ohio State University, 2009.
- [69] H. Li vd., "An improved modeling on convection heat transfer of supercritical fluids for several advanced energy systems", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, c. 111, ss. 771-781, Ağu. 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.04.059.

- [70] S. Pandey, E. Laurien, ve X. Chu, "A modified convective heat transfer model for heated pipe flow of supercritical carbon dioxide", *International Journal of Thermal Sciences*, c. 117, ss. 227-238, Tem. 2017, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.03.021.
- [71] M. Xiang, J. Guo, X. Huai, ve X. Cui, "Thermal analysis of supercritical pressure CO₂ in horizontal tube under cooling condition", *The Journal of Supercritical Fluids*, Nis. 2017, doi: 10.1016/j.supflu.2017.04.009.
- [72] M. V. V. Morteau, K. V. Paiva, ve M. B. H. Mantelli, "Diffusion bonded cross-flow compact heat exchangers: Theoretical predictions and experiments", *International Journal of Thermal Sciences*, c. 110, ss. 285-298, Ara. 2016, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.07.010.
- [73] H. H. Khan, A. A. M, A. Sharma, A. Srivastava, ve P. Chaudhuri, "Thermal-hydraulic characteristics and performance of 3D wavy channel based printed circuit heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, c. 87, ss. 519-528, Ağu. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.04.077.
- [74] T. H. Kim, J. G. Kwon, S. H. Yoon, H. S. Park, M. H. Kim, ve J. E. Cha, "Numerical analysis of air-foil shaped fin performance in printed circuit heat exchanger in a supercritical carbon dioxide power cycle", *Nuclear Engineering and Design*, c. 288, ss. 110-118, Tem. 2015, doi: 10.1016/j.nucengdes.2015.03.013.
- [75] Y. Kato, "How New Microchannel Heat Exchanger Reduced Pressure Drop to 1/6 Inheriting High Heat Transfer Performance", 2011.
- [76] P. Fourspring ve J. Nehrbauer, "Heat Exchanger Testing For Closed, Brayton Cycles Using Supercritical CO₂ as The Working Fluid", 2011.
- [77] J. R. Thome, "Engineering data book III", *Wolverine Tube Inc*, c. 2010, 2004.
- [78] D. Reay, *High-performance single-phase heat exchangers: A. Zukauskas. Hemisphere,(1989) 515 pp. Cloth\pounds 68.00, Flexicover\pounds 35.00.* Pergamon, 1989.
- [79] F. Pra, P. Tochon, C. Mauget, J. Fokkens, ve S. Willemsen, "Promising designs of compact heat exchangers for modular HTRs using the Brayton cycle", *Nuclear Engineering and Design*, c. 238, sy 11, ss. 3160-3173, Kas. 2008, doi: 10.1016/j.nucengdes.2007.12.024.
- [80] C. Wang, R. Ballinger, P. Stahle, E. Demetri, ve M. Koronowski, "Design of a power conversion system for an indirect cycle, helium cooled pebble bed reactor system", 2002.
- [81] R. Mizia, "Next generation nuclear plant intermediate heat exchanger acquisition strategy. Idaho National Laboratory", Report INL/EXT-08-14054, 2008.
- [82] Roma Fatima, Alan Kruienza, Mark Anderson, ve Devesh Ranjan, "Numerical Investigation of Thermal Hydraulic Behavior of Supercritical Carbon Dioxide in Compact Heat Exchangers", 2011.
- [83] P. HAJEK ve O. FRYBORT, "Experimental loop s-CO₂ SUSEN", içinde *The 4th International Symposium-Supercritical CO₂ Power Cycles September*, 2014, ss. 9-10.
- [84] Jim Sienicki vd., "Research on the Supercritical Carbon Dioxide Cycles in the Czech Republic", içinde *Proceedings of the Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium, Troy, NY, April*, 2009, ss. 29-30.
- [85] A. Suo-anttila ve S. Wright, "Computational Fluid Dynamics Code for Supercritical Fluids", 2011.

- [86] H. T. Hoang, M. Corcoran, ve J. Wuthrich, "Thermodynamic Study of a Supercritical CO₂ Brayton Cycle Concept", içinde *Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium, Troy, NY, Apr, 2009*, ss. 29-30.
- [87] P. Foursprings, J. Nehrbauer, S. Sullivan, ve J. Nash, "Testing of Compact Recuperators For A Supercritical CO₂ Brayton Power Cycle", 2014.
- [88] T. Takeda, K. Kunitomi, T. Horie, ve K. Iwata, "Feasibility study on the applicability of a diffusion-welded compact intermediate heat exchanger to next-generation high temperature gas-cooled reactor", *Nuclear Engineering and Design*, c. 168, sy 1-3, ss. 11-21, May. 1997, doi: 10.1016/S0029-5493(96)01361-1.
- [89] X. Li, D. Kininmont, R. Le Pierres, ve S. J. Dewson, "Alloy 617 for the high temperature diffusion-bonded compact heat exchangers", *Proceedings of ICAPP08, Anaheim, CA, Paper, c. 8008*, 2008.
- [90] D. Clark, R. Mizia, M. V. Glazoff, ve M. M. W. Patterson, "Diffusion Welding of Compact Heat Exchangers for Nuclear Applications", Idaho National Laboratory (INL), 2012.
- [91] J. Krishnan, K. Bhanumurthy, P. Gawde, J. Derose, G. Kale, ve G. Srikrushnamurthy, "Manufacture of a matrix heat exchanger by diffusion bonding", *Journal of materials processing technology*, c. 66, sy 1-3, ss. 85-89, 1997.
- [92] P. Sabharwall, D. E. Clark, R. E. Mizia, M. V. Glazoff, ve M. G. McKellar, "Diffusion-welded microchannel heat exchanger for industrial processes", *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, c. 5, sy 1, s. 011009, 2013.
- [93] X. Li, T. Smith, D. Kininmont, ve S. J. Dewson, "Materials for nuclear diffusion-bonded compact heat exchangers", *Proceedings of ICAPP'09*, s. 9, 2009.
- [94] S. Ashman ve S. G. Kandlikar, "A review of manufacturing processes for microchannel heat exchanger fabrication", içinde *Proc. Fourth International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels*, 2006, ss. 19-21.
- [95] Y. Miwa, K. Noishiki, T. Suzuki, ve K. Takatsuki, "Manufacturing technology of diffusion-bonded compact heat exchanger (DCHE)", *Kobelco technology review*, sy 32, 2013.
- [96] B. Sunden, "High temperature heat exchangers (HTHE)", 2005.
- [97] S. K. Mylavarapu, X. Sun, R. N. Christensen, R. R. Unocic, R. E. Glosup, ve M. W. Patterson, "Fabrication and design aspects of high-temperature compact diffusion bonded heat exchangers", *Nuclear Engineering and Design*, c. 249, ss. 49-56, Ağu. 2012, doi: 10.1016/j.nucengdes.2011.08.043.
- [98] Vacuum Process Engineering, Inc., "Optimization of Laboratory and Utility Scale sCO₂ Microchannel Heat Exchangers", Mar. 2016.
- [99] D. Southall, "Diffusion bonding in compact heat exchangers", içinde *Proceedings of Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium*, 2011, ss. 24-25.
- [100] C. H. Song, I. H. Cho, ve J. S. Choi, "A study on diffusion bonding performance of inconel 617 heat exchanger", *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, c. 16, sy 5, ss. 957-963, 2015.
- [101] W. W. Basuki, O. Kraft, ve J. Aktaa, "Optimization of solid-state diffusion bonding of Hastelloy C-22 for micro heat exchanger applications by coupling of experiments and simulations", *Materials Science and Engineering: A*, c. 538, ss. 340-348, Mar. 2012, doi: 10.1016/j.msea.2012.01.056.

- [102] D. Aquaro ve M. Pieve, "High temperature compact heat exchangers: performance of advanced metallic recuperators for power plants", 2005.
- [103] N. Haneklaus, R. Reuven, C. Cionea, P. Hosemann, ve P. F. Peterson, "Development of engineering parameters for low pressure diffusion bonds of 316 SS tube-to-tube sheet joints for FHR heat exchangers", içinde *TMS 2016 145th Annual Meeting & Exhibition*, 2016, ss. 583-588.
- [104] M. Kapoor vd., "Diffusion bonding of H230 Ni-superalloy for application in microchannel heat exchangers", 2016.
- [105] S. V. Oleksienko, O. Novomlynets, ve S. M. Yushchenko, "Diffusion bonding technique concerning production of microchannel heat exchangers", içinde *Electronics and Nanotechnology (ELNANO), 2016 IEEE 36th International Conference on*, 2016, ss. 57-60.
- [106] "Plate-type cross-flow heat exchanger", Tem. 30, 1986 Erişim: Oca. 03, 2018. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://patents.google.com/patent/EP0212878A1/en>
- [107] "Flat-plate heat exchanger", May. 17, 1988 Erişim: Oca. 03, 2018. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://patents.google.com/patent/EP0292245A1/en>
- [108] "Cross-flow micro heat exchanger", Eyl. 17, 2010 Erişim: Oca. 03, 2018. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://patents.google.com/patent/DE102010045905B3/en>
- [109] "Heat exchanger with pressure and thermal strain management", May. 05, 2008 Erişim: Oca. 03, 2018. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://patents.google.com/patent/US8215378B2/en>
- [110] "Multi-stream microchannel device", Ara. 15, 2005 Erişim: Oca. 03, 2018. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://patents.google.com/patent/US20060147370A1/en>
- [111] "Evaporator using micro-channel tubes", Haz. 14, 2005 Erişim: Oca. 03, 2018. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://patents.google.com/patent/US20060054310A1/en>
- [112] "Method and apparatus for improving distribution of fluid in a heat exchanger", Eki. 13, 2006 Erişim: Oca. 03, 2018. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://patents.google.com/patent/US20100089559A1/en>
- [113] "Heat transfer apparatus with enhanced micro-channel heat transfer tubing", Haz. 04, 2004 Erişim: Oca. 03, 2018. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://patents.google.com/patent/US20050269069A1/en>
- [114] "Microchannel heat exchanger and air conditioner", Nis. 01, 2016 Erişim: Oca. 03, 2018. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://patents.google.com/patent/CN105865225A/en>
- [115] "Heat exchanger", Nis. 11, 2012 Erişim: Oca. 03, 2018. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://patents.google.com/patent/US20140027098A1/en>
- [116] "Microchannel Heat Exchangers and Reactors", Ağu. 12, 2011 Erişim: Oca. 03, 2018. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://patents.google.com/patent/US20120261104A1/en>
- [117] "Method of manufacturing a micro-passage plate fin heat exchanger", Eki. 13, 1992 Erişim: Oca. 03, 2018. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://patents.google.com/patent/US5309637A/en>

- [118] Y. Hou ve G. Tang, "Thermal-Hydraulic-Structural Analysis and Design Optimization for Micron-Sized Printed Circuit Heat Exchanger", *Journal of Thermal Science*, c. 28, sy 2, ss. 252-261, Nis. 2019, doi: 10.1007/s11630-018-1062-8.
- [119] S.-M. Lee ve K.-Y. Kim, "Comparative study on performance of a zigzag printed circuit heat exchanger with various channel shapes and configurations", *Heat Mass Transfer*, c. 49, sy 7, ss. 1021-1028, Tem. 2013, doi: 10.1007/s00231-013-1149-4.
- [120] M. Lu, X. Yan, J. Wang, Y. Sun, ve Z. Gong, "Thermal Hydraulic Performance Analysis of PCHE Precooler for Supercritical CO₂ Brayton Cycle", içinde *2019 5th International Conference on Transportation Information and Safety (ICTIS)*, 2019, ss. 537-541.
- [121] R. K. Shah ve D. P. Sekulić, *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003.
- [122] E. Lemmon, M. Huber, ve M. McLinden, "REFPROP: Reference fluid thermodynamic and transport properties", *NIST standard reference database*, c. 23, sy 8.0, 2007.
- [123] "316L Paslanmaz Çelik Özellikleri". British Stainless Steel Association.
- [124] "Product Data Sheet: 316/316L Stainless Steel". 2007. Erişim: May. 10, 2021. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: www.aksteel.com/sites/default/files/2018-01/316316L201706_2.pdf
- [125] American Society of Mechanical Engineers, *Rules for construction of pressure vessels*. New York, NY: American Society of Mechanical Engineers, 2015.
- [126] A. Boiler ve P. V. Code, "Section II, Part D-Properties (Metric)", *The American Society of Mechanical Engineers*, 2010.
- [127] G. Nellis ve S. A. Klein, *Heat transfer*. Cambridge ; New York: Cambridge University Press, 2009.
- [128] V. Gnielinski, "Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen", *Forschung im Ingenieurwesen*, c. 41, sy 1, ss. 8-16, Oca. 1975, doi: 10.1007/BF02559682.
- [129] D. J. Zigrang ve N. D. Sylvester, "A Review of Explicit Friction Factor Equations", *Journal of Energy Resources Technology*, c. 107, sy 2, s. 280, 1985, doi: 10.1115/1.3231190.
- [130] A. TM, S. Abdel-Khalik, J. SM, ve Z. Qureshi, "An experimental investigation of single-phase forced convection in microchannels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, c. 41, sy 6-7, ss. 851-857, 1998.
- [131] "Types 316 (S31600), 316L (S31603), 317 (S31700), 317L (S31703)". <http://www.stal.com.cn/pdf/316316L317317L.pdf> (Tem. 28, 2018).
- [132] "ASME - STANDARDS - BPVC Section II-Materials-Part D-Properties-(Metric)". <https://www.asme.org/products/codes-standards/bpvcid-2017-bpvc-section-ii-materialspart> (erişim Ağu. 01, 2018).
- [133] A. O'Brien ve American Welding Society, Ed., *Welding handbook. Vol. 3: Welding processes, part 2*, 9. ed. Miami, Fla: American Welding Soc, 2007.
- [134] W. Frick, "Brazing handbook", *AWS, Miami*, 1991.
- [135] M. H. Tooley, *Engineering technologies: EAL Level 2*. London New York: Routledge, Taylor & Francis Group, 2017.
- [136] J. Norrish, *Advanced welding processes*. Elsevier, 2006.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Makaleler

1. F. Arslan ve B. Güzel, "Numerical and Experimental Thermal-Hydraulic Performance Analysis of a Supercritical CO₂ Brayton Cycle PCHE Recuperator", Arab J Sci Eng, Mar. 2021, doi: 10.1007/s13369-021-05464-3.