T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

TURBOŞARJLI TRAKTÖRLERDE ARA SOĞUTUCUDAN ÖNCE TERMOELEKTRİK JENERATÖR KULLANIMININ NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

DOKTORA TEZİ

ALİ GÜRCAN

DENİZLİ, ARALIK - 2025

T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

TURBOŞARJLI TRAKTÖRLERDE ARA SOĞUTUCUDAN ÖNCE TERMOELEKTRİK JENERATÖR KULLANIMININ NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

DOKTORA TEZİ

ALİ GÜRCAN

DENİZLİ, ARALIK - 2025

Bu tezin tasarımı, hazırlanması, yürütülmesi, araştırmalarının yapılması ve bulgularının analizlerinde bilimsel etiğe ve akademik kurallara özenle riayet edildiğini; bu çalışmanın doğrudan birincil ürünü olmayan bulguların, verilerin ve materyallerin bilimsel etiğe uygun olarak kaynak gösterildiğini ve alıntı yapılan çalışmalara atfedildiğine beyan ederim.

ALİ GÜRCAN

ÖZET

TURBOŞARJLI TRAKTÖRLERDE ARA SOĞUTUCUDAN ÖNCE TERMOELEKTRİK JENERATÖR KULLANIMININ NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ
DOKTORA TEZİ
ALİ GÜRCAN
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
(TEZ DANIŞMANI:DOÇ. DR. GÜLAY YAKAR)

DENİZLİ, ARALIK - 2025

Bu tezde, turboşarjlı bir traktör motorunun kompresörü ile ara soğutucusu arasında konumlandırılmış termoelektrik jeneratör (TEJ) sisteminde, modüllerin soğuk yüzeyine yerleştirilen farklı ısı kuyusu tasarımların sistem performansına olan etkileri nümerik olarak analiz edilmiştir.

Literatür incelemeleri, TEJ modüllerinde kullanılan ısı kuyularının genellikle plaka şeklindeki kanatçıklardan oluştuğunu göstermektedir. Bu tez çalışmasında ise, TEJ modülün soğuk tarafında, plaka tipinin dışına çıkılarak delikli ve yarıklı kanatçık geometrileri kullanılmış; böylece sınır tabaka davranışı değiştirilerek soğuk yüzeyden ısı transferinin artırılması amaçlanmıştır. Uygulanan bu tasarım yaklaşımı sonucunda, TEJ sisteminin genel performansında belirgin bir iyileşme elde edilmiştir.

Mevcut araştırmalar incelendiğinde, birçok çalışmanın TEJ modüllerinin performansını artırmak amacıyla p- ve n-tipi yarı iletken elemanların boyutlarında yapılan değişikliklere odaklandığı görülmektedir. Ancak, bu modüllerde kullanılan ısı kuyularda plaka kanatçıklarda değişiklik yaparak ısı transferini ve dolayısıyla TEJ performansını artırmayı hedefleyen bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu açıdan, bu çalışma literatüre önemli katkılar sunmaktadır.

Tez kapsamında, levha tipi plakalı kanatlar (PF), levha kanatlara delik açılması ile oluşturulan tasarımlar (PF-CP, PF-FBCP), yarıklı kanatlar (S0.5H3, S0.5H15 vb.) ve farklı gözenek yoğunluğuna (10, 20 ve 40 PPI) sahip açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyuları incelenmektedir. Bu farklı tasarımların, TEJ modüllerinden elde edilen gerilim, akım, elektriksel güç ve ısıl verim üzerindeki etkileri; ayrıca basınç düşümü, fan gücü ihtiyacı ve ara soğutucuya giren hava sıcaklığı gibi parametreler üzerindeki sonuçları nümerik olarak araştırılmaktadır.

S0.5H15 konfigürasyonu için yapılan nümerik analizlerde, plaka PF konfigürasyonuna kıyasla ısıl verimlilik yaklaşık %5, çıkış voltajı yaklaşık %3 ve toplam TEJ çıkış gücü ise %6,2 oranında daha yüksek olarak elde edilmiştir. Açık hücreli alüminyum köpük dışındaki ısı kuyularında elde edilen basınç düşüşü değerleri neredeyse aynı seviyededir.

TEJ sistemlerinde farklı ısı kuyularının kullanılması, TEJ içermeyen duruma göre ara soğutucuya giren hava sıcaklığında yaklaşık %3,4–3,5 oranında

bir düşüşe yol açmıştır. Bu azalma, motor verimliliğinde TEJ uygulamasının iyileştirici bir etkiye sahip olduğunu ortaya koymaktadır.

ANAHTAR KELİMELER: Termoelektrik Jeneratör, Elektriksel Güç, Ara Soğutucu, Isı Kuyusu, Delikli Kanatçık, Yarıklı Kanatçık, Alüminyum Köpük

ABSTRACT

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE USE OF THERMOLECTRIC GENERATOR BEFORE THE INTERCOOLER IN TURBOCHARGED TRACTOR
Ph.D THESIS
ALİ GÜRCAN
PAMUKKALE UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE
MECHANICAL ENGINEERING
(SUPERVISOR: ASSOC. PROF. DR. GÜLAY YAKAR

DENİZLİ, DECEMBER 2025

In this thesis, the effects of different heat sink designs placed on the cold surface of the modules on the performance of a thermoelectric generator (TEG) system positioned between the compressor and intercooler of a turbocharged tractor engine were numerically analyzed.

Literature reviews show that the heat sinks used in TEG modules generally consist of plate-shaped fins. In this thesis, however, perforated and slotted fin geometries were used on the cold side of the TEG module, deviating from the plate type; thus, the aim was to increase heat transfer from the cold surface by changing the boundary layer behavior. As a result of this applied design approach, a significant improvement in the overall performance of the TEG system was achieved.

When existing research is examined, it is seen that many studies focus on changes made in the dimensions of p- and n-type semiconductor elements to improve the performance of TEG modules. However, no study has been found that aims to increase heat transfer and therefore TEG performance by changing the plate fins in the heat sinks used in these modules. In this respect, this study makes significant contributions to the literature. This thesis examines plate-type finned (PF) designs, designs created by punching holes in plate fins (PF-CP, PF-FBCP), slotted fins (S0.5H3, S0.5H15, etc.), and open-cell aluminum foam heat sinks with different pore densities (10, 20, and 40 PPI). The effects of these different designs on voltage, current, electrical power, and thermal efficiency obtained from TEJ modules, as well as their effects on parameters such as pressure drop, fan power requirement, and air temperature entering the intercooler, are investigated numerically.

In the numerical analyses performed for the S0.5H15 configuration, thermal efficiency was approximately 5% higher, output voltage approximately 3% higher, and total TEJ output power 6.2% higher compared to the plate-finned (PF) configuration. The pressure drop values obtained in heat sinks other than open-cell aluminum foam were almost at the same level. The use of different heat sinks in TEJ systems resulted in an approximately 3.4–3.5% reduction in the air temperature entering the intercooler compared to the non-TEJ system. This

reduction demonstrates that TEJ application has a positive effect on engine efficiency.

KEYWORDS: Thermoelectric Generator, Electrical Power, Intercooler, Heat Sink, Perforated Fin, Slotted Fin, Aluminum Foam

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET ..... **i**
ABSTRACT ..... **iii**
İÇİNDEKİLER ..... **v**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **vii**
TABLO LİSTESİ ..... **x**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xi**
ÖNSÖZ ..... **xv**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Tezin Amacı ve Kapsamı 1
2. LİTERATÜR BİLGİSİ ve ARAŞTIRMASI **3**
2.1 Motorların Tanımı 3
2.2 Motorların Özelliklerine Göre Gruplandırılması 4
2.2.1 İçten Yanmalı Motorlar 5
2.2.1.1 Benzinli Motorlar 5
2.2.1.2 Dizel Motorlar 6
2.3 Turboşarj 7
2.3.1 Turboşarjın Tarihçesi 8
2.3.2 Turboşarjın Motor Performansı Üzerindeki Etkileri 9
2.3.3 Turboşarj ve Soğutma Sistemleri 10
2.3.4 Turboşarjlı Sistemler 10
2.3.5 Turboşarjın Yapısı ve Çalışma Prensibi 12
2.3.5.1 Türbin Bölümü 12
2.3.5.2 Kompresör Bölümü 12
2.3.6 Turboşarjlı Dizel Motorlar 13
2.3.7 Turboşarjlı Traktörler 15
2.4 Termoelektrik Modül 16
2.4.1 Termoelektrik Etkiler 17
2.4.1.1 Seebeck Etkisi 17
2.4.1.2 Peltier Etkisi 18
2.4.1.3 Thomson Etkisi 19
2.4.1.3.1 Thomson (Kelvin) İlişkisi 20
2.4.1.3.2 Joule Isısı ve Isı İletim Etkileri 21
2.5 Termoelektrik Jeneratör 21
2.5.1 TEJ Modülünün Modellenmesi 22
2.5.2 Maksimum Parametreler 24
2.5.3 Etkin Malzeme Özellikleri 25
2.5.4 TGM199-1.4-2.0 TEJ Modülü Parametreleri 27
2.6 Literatürdeki Çalışmalar ve Değerlendirme 28
3. TURBOŞARJLI BİR TRAKTÖRÜN TEJ SİSTEMİ **38**
3.1 Kullanılan TEJ Modülü 40
3.2 TEJ Modülünün Basitleştirilmesi 41
3.3 Kullanılan Isı Kuyuları 43
4. YÖNTEM VE NÜMERİK MODELLEME **48**
4.1 Analiz Yaklaşımı 48

4.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) Analizi - ANSYS Fluent 49
4.2.1 Fluent Meshing ile Ağ Oluşturma 49
4.2.2 Çözücü Öncesi Kurulum 53
4.2.3 Türbülans Modeli (SST k – ω) 54
4.2.4 Alüminyum Köpük Modeli 55
4.2.5 Malzeme Özellikleri ve Sınır Koşulları 57
4.2.6 Çözücü Ayarları 61
4.2.7 HAD Ağ Bağımsızlığın İncelenmesi 62
4.2.8 Farklı Isı Kuyularının HAD Sonuçları 62
4.2.8.1 PF Isı Kuyuları 62
4.2.8.2 Açık Hücreli Alüminyum Köpük Isı Kuyular 67
4.2.8.3 Yarıklı PF Isı Kuyuları 71
4.3 Termoelektrik Analiz – ANSYS Thermal–Electric 81
4.3.1 Sınır Koşulları 81
4.3.2 Ağ Bağımsızlık Çalışması 82
4.3.3 Termoelektrik Analiz Sonuçları 84
4.4 Modelin Doğrulanması 89
5. NÜMERİK SONUÇLAR VE TARTIŞMA 92
5.1 Farklı Isı Kuyusu Tasarımlarına Sahip TEJ Sistemlerinin Performansına Ait Nümerik Sonuçlar 92
5.1.1 Farklı PF Isı Kuyularının Etkisi 92
5.1.2 Farklı PPI Değerlerine Sahip Açık Hücreli Alüminyum Köpük Isı Kuyularının Etkisi 93
5.1.3 Farklı Yarık Genişliği ve Yüksekliğine sahip Yarıklı PF Isı Kuyularının Etkisi 95
5.2 TEJ Modüllerinin Sistemdeki Konumlarına Göre Performans Analizleri 100
5.3 Soğuk Yüzeylerde Kullanılan Farklı Isı Kuyusu Tasarımlarında TEJ Sistem Performansı, Basınç Düşüşü, Fan Gücü ve Isı Transferi 103
5.4 Farklı Isı Kuyularına Sahip TEJ Sisteminin Ara Soğutucu Giriş Sıcaklığına Etkisi 107
6. SONUÇ VE ÖNERİLER 108
7. KAYNAKLAR 110
8. ÖZGEÇMİŞ 117

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Turbo Şarj sistemi genel görünümü. 11
Şekil 2.2: Turboşarjın yapısı(Cummins 2022). 13
Şekil 2.3: Bir termoelektrik modül. 17
Şekil 2.4: Seebeck Etkisi. 18

Şekil 3.1: Basınçlı havanın ısıl enerjisinden faydalanan TEJ sistemine ait şematik düzen. (a) turboşarj ile TEJ sisteminin genel görünümü, (b) TEJ modüllerinin yer aldığı konumlar. 39
Şekil 3.2: Tezde kullanılan düzgün sekizgen boru tasarımının görünümü; (a) boru yüzeyi üzerinde TEM'lerin yer aldığı konumlar, (b) boru içindeki deflektörün temel boyutları. 40
Şekil 3.3: Tez çalışmasında kullanılan TEJ modülüne ait şematik yapı ve modülün temel boyutları. 41
Şekil 3.4: Turboşarjlı traktöre entegre edilen TEJ sisteminin basitleştirilmiş modeli. 42
Şekil 3.5: Çalışmada incelenen farklı ısı kuyusu tasarımları: Plaka kanatçık (PF) ısı kuyusu, Plaka kanatçık–kanat tabanı dairesel delikli (PF-FBCP) ısı kuyusu, Plaka kanatçık–dairesel delikli (PF-CP) ısı kuyusu, Açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyusu, Yarıklı plaka kanatçık ısı kuyular (S0.5H3 – S2H15). 44
Şekil 3.6: Soğuk ve sıcak taraflardaki PF ısı kuyularının geometrik boyutları ve kanat ölçüleri. 46
Şekil 3.7: PF-FBCP ve PF-CP ısı kuyularının delik düzenlerinin görünüşleri. 46
Şekil 3.8: S0.5H3, S1H3, S1.5H3 ve S2H3 tipindeki PF ısı kuyularının yarık genişliği (S) ve aralık (H) parametrelerine göre geometrik düzenleri 47
Şekil 3.9: S0.5H15, S1H15, S1.5H15 ve S2H15 tipindeki PF ısı kuyularının yarık genişliği (S) ve aralık (H) parametrelerine göre geometrik düzenleri 47

Şekil 4.1: ANSYS Workbench analiz akış diyagramı. 49
Şekil 4.2: Fluent Meshing'e sahip Fluent modülüne ait program akış şeması.. 49
Şekil 4.3: Fluent Meshing ve Fluent için başlatıcı ayarlarının gösterimi. 51
Şekil 4.4: Watertight Geometry akış şeması. 51
Şekil 4.5: Poly-hexcore yöntemi kullanılarak tamamlanmış mesh akış şeması. 52
Şekil 4.6: TEJ sistemine ait poly-hexcore ağ yapısının görünümü. 53
Şekil 4.7: Ansys-Fluent ve Ansys Thermal-Electric analizinde TEJ sistemine ait ısıl ve elektriksel sınır koşulları. 58
Şekil 4.8: Sekizgen kesitli düz bir boru içerisinde basınç, sıcaklık ve akış hızının dağılımlarını gösteren analiz sonuçları. 63
Şekil 4.9: PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları. 64
Şekil 4.10: PF-FBCP ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları. . 65

Şekil 4.11: PF-CP ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları. 66
Şekil 4.12: 10 PPI açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları. 68
Şekil 4.13: 20 PPI açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları. 69
Şekil 4.14: 40 PPI açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları. 70
Şekil 4.15: S0.5H3 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları. 72
Şekil 4.16: S1H3 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları. 73
Şekil 4.17: S1.5H3 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları. 74
Şekil 4.18: S2H3 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları. 75
Şekil 4.19: S0.5H15 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları. 76
Şekil 4.20: S1H15 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları. 77
Şekil 4.21: S1.5H15 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları. 78
Şekil 4.22 S2H15 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları. 79
Şekil 4.23: Termal-Elektrik sınır koşulları. 81
Şekil 4.24: TEM sıcak yüzey sıcaklığının Termal-Elektrik programına aktarılması. 82
Şekil 4.25: TEM soğuk yüzey sıcaklığının Termal-Elektrik programına aktarılması. 82
Şekil 4.26: Ağ taslağı (Worksheet). 83
Şekil 4.27: Ağ No: 1 – 0,3 mm genel ağa sahip ağ. 83
Şekil 4.28: Ağ No: 2 – 0,4 mm genel ağa sahip ağ. 83
Şekil 4.29: Ağ No: 3 – 0,5 mm genel ağa sahip ağ. 84
Şekil 4.30: TEM sıcaklık dağılımı (TEJ2). 85
Şekil 4.31: TEM elektrik gerilimi dağılımı (TEJ2). 85
Şekil 4.32: TEM toplam akım yoğunluğu dağılımı (TEJ2). 85
Şekil 4.33: Gerilim probunun tanımlanması (TEJ2). 86
Şekil 4.34: Gerilim probunun parametrik olarak tanımlanması (TEJ2). 86
Şekil 4.35: Akım yoğunluğu probunun tanımlanması (TEJ2). 87

Şekil 4.36: Akım yoğunluğu probunun parametrik olarak tanımlanması (TEJ2).....87
Şekil 4.37: Turboşarjlı traktörün TEJ sistem modelinin doğrulanması: (a) birinci doğrulama, (b) ikinci doğrulama ve (c) üçüncü doğrulama ($R_L = R$). 91

Şekil 5.1: PF, PF-FBCP ve PF-CP ısı kuyuları için sıcaklık dağılımları.....93
Şekil 5.2: Gözenek yoğunlukları 10, 20 ve 40 PPI olan açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyularında elde edilen sıcaklık dağılımları. 95
Şekil 5.3: Yarık yüksekliği 3 mm için, farklı yarık genişliklerindeki yarıklı ısı kuyularının sıcaklık dağılımları. 97
Şekil 5.4: Yarık yüksekliği 15 mm için, farklı yarık genişliklerindeki yarıklı ısı kuyularının sıcaklık dağılımları.....98
Şekil 5.5: Yarık genişliği ve yarık yüksekliğinin TEJ performansına etkileri: (a) H = 3 mm için akım, (b) H = 15 mm için akım, (c) H = 3 mm için gerilim, (d) H = 15 mm için gerilim, (e) H = 3 mm için elektriksel güç (f) H = 15 mm için elektriksel güç (g) H = 3 mm için ısıl verim ve (h) H = 15 mm için ısıl verim.....99
Şekil 5.6: Farklı ısı kuyusu tasarımlarının TEJ modüllerinin performansı üzerindeki etkisi: (a) soğuk yüzey sıcaklıkları, (b) sıcak yüzey sıcaklıkları, (c) gerilim, (d) akım, (e) elektriksel güç, (f) ısıl verim değerleri.....102
Şekil 5.7: 408 K kompresör çıkış havası için farklı ısı kuyusu tasarımlarının TEJ sistem performansları (a) basınç düşüşleri (b), fan ve TEJ güçleri (c) ve soğuk yüzeyden ısı transferleri (d).....104
Şekil 5.8: Farklı ısıl kuyu tasarımları için TEJ2 modülü boyunca elde edilen sıcaklık dağılımları.....105
Şekil 5.9: Beş farklı kompresör çıkış havası sıcaklığına göre PF için TEJ sistem performansları: (a) soğuk taraf yüzey sıcaklığı, (b) sıcak taraf yüzey sıcaklığı, (c) voltaj, (d) akım, (e) elektriksel güç ve (f) ısıl verim.....106
Şekil 5.10: Farklı ısı kuyularına sahip TEJ sisteminin ara soğutucu giriş sıcaklıklarına etkisi.....107

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 4.1: Kompresör çıkış havasının termofiziksel özellikleri. 59
Tablo 4.2: TEJ sistemini oluşturan bileşenlere ait malzeme özellikleri..... 60
Tablo 4.3: Alüminyum köpüğün özellikleri Doğan (2013). 61
Tablo 4.4: TEJ sistemi için Ansys-Fluent ortamında gerçekleştirilen ağ yapısı analizi. 62
Tablo 4.5: PF ısı kuyuları için TEJ ortalama soğuk ve sıcak yüzey sıcaklıkları (K). 67
Tablo 4.6: Alüminyum köpük ısı kuyuları için TEJ ortalama soğuk ve sıcak yüzey sıcaklıkları (K). 71
Tablo 4.7: Yarıklı PF ısı kuyuları için TEJ'e ait ortalama soğuk ve sıcak yüzey sıcaklıkları (K). 80
Tablo 4.8: TEJ sisteminin Ansys-Termal-Elektrik ağ analizi. 84
Tablo 4.9: TEM'lerde farklı ısı kuyuları için gerilim değerleri (V). 88
Tablo 4.10: TEM'lerde farklı ısı kuyuları için akım değerleri (A). 88
Tablo 4.11: TEM'lerde farklı ısı kuyuları için ait güç değerleri (W). 89

SEMBOL LİSTESİ

A	:	Kesit alanı (m^2)
$A_{bakır}$	:	Bakır tabakanın kesit alanı (m^2)
A_{bacak}	:	TE bacağının kesit alanı (m^2)
A_m	:	Isının geçtiği eşdeğer alan (m^2)
A_n	:	n-tipi yarı iletken kesit alanı (m^2)
A_p	:	p-tipi yarı iletken kesit alanı (m^2)
$A_{seramik}$	:	Seramik tabakanın kesit alanı (m^2)
A_1	:	Parçalı polinom katsayıları
c_p	:	Özgül ısı (J/kg·K)
$C2$	:	Atalet direnci faktörü
C_{ij}	:	Atalet katsayısı matrisi
D_{ij}	:	Geçirgenlik matrisi katsayıları ($1/\delta$; m^{-2})
D_ω	:	Çapraz difüzyon terimi
d	:	Hidrolik çap (m)
E_f	:	Akışkan toplam enerjisi (J/kg veya J/m^3; bağlama göre)
E_s	:	Katı toplam enerjisi (J/kg veya J/m^3; bağlama göre)
F_2	:	SST model fonksiyonu
G_b	:	Kaldırma kuvveti terimi (k için)
G_k	:	k üretim terimi
G_ω	:	ω üretim terimi
$G_{\omega b}$	:	Kaldırma kuvveti terimi (ω için)
H_{bacak}	:	p–n bacak uzunluğu (m)
$H_{bakır}$	:	Bakır tabaka yüksekliği (m)
$H_{seramik}$	:	Seramik tabaka yüksekliği (m)
H_{TEM}	:	TEJ modülünün toplam yüksekliği (m)
I	:	Modül üzerinden geçen elektrik akımı (A)
I_{max}	:	Maksimum akım (A)
J	:	Akım yoğunluğu (A/m^2)
J_i	:	Tür difüzyon akısı ($kg/m^2 \cdot s$)
K	:	TEJ modülünün toplam ısıl iletkenliği (W/K)
k_n	:	n-tipi yarı iletken ısıl iletkenliği (W/K)
k_p	:	p-tipi yarı iletken ısıl iletkenliği (W/K)
L	:	Termoelektrik bacak uzunluğu (m)
L_n	:	n-tipi yarı iletken bacak uzunluğu (m)
L_p	:	p-tipi yarı iletken bacak uzunluğu (m)
N	:	Modüldeki p–n termoçift sayısı (adet)
$N_{bakır}$	:	Bakır iletken sayısı (adet)
N_n	:	n-tipi yarı iletken sayısı (adet)
N_p	:	p-tipi yarı iletken sayısı (adet)
P	:	Modülün ürettiği elektriksel güç (W)
P_r	:	Prandtl sayısı
$\dot{Q}_c$	:	Soğuk yüzeyden dışarıya verilen ısı akısı (W)
$\dot{Q}_h$	:	Sıcak yüzeyden alınan ısı akısı (W)
$\dot{Q}$	:	Toplam ısı transferi (W)
R_L	:	Modüle bağlı yük direnci (Ω)
R_{TEM}	:	TEJ modülünün toplam ısıl direnci (K/W)
R_i	:	Modülün iç elektriksel direnci (Ω)

$\mathbf{R_k}$	:	Model sabiti
Re	:	Reynolds sayısı
$\mathbf{Re_t}$	:	Türbülans Reynolds sayısı (= ρk/μω)
S	:	Gerinim oranı büyüklüğü (1/s)
S	:	Sutherland sabiti (K)
$\mathbf{S_f^h}$	:	Entalpi kaynak terimi (W/m³)
$\mathbf{S_i}$	:	Gözenekli ortam momentum kaynak terimi (N/m³)
$\mathbf{S_k}$	:	k kaynak terimi
$\mathbf{S_\omega}$	:	ω kaynak terimi
$\mathbf{T_c}$	:	Termoelektrik jeneratör modülünün soğuk yüzey sıcaklığı (K)
$\mathbf{T_h}$	:	Termoelektrik jeneratör modülünün sıcak yüzey sıcaklığı (K)
$\mathbf{T_{in}}$	:	Giriş hava sıcaklığı (K veya °C)
$\mathbf{T_{mak}}$	:	Üst sıcaklık sınırı (K)
$\mathbf{T_{min}}$	:	Alt sıcaklık sınırı (K)
$\mathbf{T_{out}}$	:	Çıkış hava sıcaklığı (K veya °C)
$\bar{\mathbf{T}}$	:	Ortalama sıcaklık, $(T_h + T_c)/2$ (K)
U	:	Isı transfer katsayısı (W/m²·K)
V	:	Modül uçlarındaki gerilim (V)
$\mathbf{V_{max}}$	:	Maksimum voltaj (V)
$\mathbf{V_n}$	:	TEJ modülünün toplam gerilimi (V)
$\mathbf{W_{max}}$	:	Maksimum güç çıktısı (W)
$\mathbf{W_n}$	:	Yük bağlı durumdaki toplam güç üretimi (W)
$\mathbf{Y_k}$	:	k dağılım terimi
$\mathbf{Y_\omega}$	:	ω dağılım terimi
Z	:	Değerlik katsayısı (Figure of merit), $(\alpha^2/\rho k)$ (1/K)
$\mathbf{Z^*}$	:	Etkin değerlik katsayısı (1/K)
ZT	:	Boyutsuz performans katsayısı
α	:	Seebeck katsayısı (V/K)
$\boldsymbol{\alpha^*}$	:	Etkin Seebeck katsayısı (V/K)
$\boldsymbol{\alpha_{leg}}$	:	Termoelektrik bacağın Seebeck katsayısı (V/K)
$\boldsymbol{\alpha}_n$	:	n-tipi yarı iletkenin Seebeck katsayısı (V/K)
$\boldsymbol{\alpha}_p$	:	p-tipi yarı iletkenin Seebeck katsayısı (V/K)
$\boldsymbol{\beta}_i$	:	Türbülans katsayısı
$\boldsymbol{\Gamma}_k$	:	k için etkin difüzyon katsayısı (– veya m²/s bağlama göre)
$\boldsymbol{\Gamma}_\omega$	:	ω için etkin difüzyon katsayısı (– veya m²/s bağlama göre)
ΔP	:	Basınç düşümü (Pa)
$\mathbf{\Delta P}_{\mathbf{hata}}$	:	Basınç düşümü hata oranı (%)
ΔT	:	Sıcak ve soğuk yüzey arasındaki sıcaklık farkı, $(T_h - T_c)$ (K)
$\mathbf{\Delta T}_{\mathbf{hata}}$	:	Sıcak ve soğuk yüzey arasındaki sıcaklık farkı hata oranı (%)
Φ_2	:	SST fonksiyon argümanı
$\boldsymbol{\phi}$**(T)**	:	Sıcaklığa bağlı termofiziksel özellik (ör. c_p, k, μ)
$\boldsymbol{\eta_C}$	:	Carnot verimi (%)
$\boldsymbol{\eta_{max}}$	:	Maksimum ısıl verim (%)
$\boldsymbol{\eta_{mp}}$	:	Maksimum güç verimi (%)
$\boldsymbol{\eta_{th}}$	:	Isıl verim (%)
μ	:	Dinamik viskozite (kg/m·s)
$\boldsymbol{\mu_t}$	:	Türbülans viskozitesi (kg/m·s)
$\boldsymbol{\mu_0}$	:	Referans viskozite değeri (kg/m·s)
π	:	Peltier katsayısı
ρ	:	Malzemenin elektriksel özdirenci (Ω·m)

ρ^*	:	Etkin elektriksel özdirenç (Ω·m)
ρ_f	:	Akışkan yoğunluğu (kg/m³)
ρ_s	:	Akışkan yoğunluğu (kg/m³)
σ	:	Stefan–Boltzmann sabiti (W/m²·K⁴)
τ	:	Thomson katsayısı (V/K)
ψ^*	:	Düzeltme katsayısı
ψ^*_0	:	Model sabiti
ψ^*_1	:	SST katsayısı
ψ^*_∞	:	Yüksek Reynolds limit katsayısı
ω	:	Türbülans özgül dağılma oranı (1/s)
y	:	Duvar mesafesi (m)

KISALTMA LİSTESİ

ATEJ	**:**	Otomotiv Termoelektrik Jeneratörü
CFD	**:**	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CO	**:**	Karbon monoksit emisyonları
COP	**:**	Performans Katsayısı (Coefficient of Performance)
FEM	**:**	Sonlu Elemanlar Yöntemi (Finite Element Method)
HC	**:**	Hidrokarbon emisyonları
NOx	**:**	Azot oksit emisyonları
PF	**:**	Plaka Kanatçıklı Isı Kuyusu
PF-CP	**:**	Plaka Kanatçık – Dairesel Delikli ısı kuyu
PF-FBCP	**:**	Plaka Kanatçık – Kanat Tabanı Dairesel Delikli ısı kuyu
PM	**:**	Partikül madde (Particulate matter)
PPI	**:**	Pores Per Inch (Alüminyum köpük gözenek yoğunluğu)
RPM	**:**	Dakikadaki devir sayısı (Revolutions Per Minute)
SH	**:**	Yarıklı plaka kanatçık ısı kuyusu tipleri
TEJ	**:**	Termoelektrik jeneratör
TEM	**:**	Termoelektrik modül (Thermoelectric module)
TES	**:**	Termoelektrik soğutucu
TE	**:**	Termoelektrik

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının yürütülmesi sürecinde, bilgi ve tecrübeleriyle her aşamada yol gösteren, akademik katkılarını ve manevi desteğini esirgemeyen değerli danışmanım **Doç. Dr. Gülay YAKAR**'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Görüş, eleştiri ve önerileriyle çalışmanın gelişimine önemli katkılar sağlayan tez izleme komitesi üyeleri **Prof. Dr. Sedat BALLIKAYA** ve **Dr. Öğr. Üyesi Osman YELER**'e, tez süreci boyunca desteğini ve anlayışını her zaman hissettiren Makine Mühendisliği A.B.D. **Bölüm Başkanımız Prof. Dr. Cemal MERAN**'a, yoğun akademik programına rağmen yardımını ve desteğini esirgemeyen değerli hocam **Prof. Dr. Mehmet Fevzi KÖSEOĞLU**'na ve doktora sürecine birlikte başlayarak bilgi, moral ve dostluğuyla bana güç veren kıymetli meslektaşım **Öğr. Gör. Betül Tülin ASAN**'a teşekkür ederim.

Bu yoğun ve sabır gerektiren dönemde anlayışını, desteğini ve sevgisini benden hiçbir zaman esirgemeyen sevgili eşim **Hatice Nihal GÜRCAN**'a; her zaman yüzündeki gülümsemeyle bana motivasyon kaynağı olan oğlum **Ahmet Kağan GÜRCAN**'a; her koşulda yanımda olan, sevgileri ve dualarıyla bana güç veren **anneme, babama ve kardeşime** en derin şükranlarımı sunarım.

Ali GÜRCAN

1. GİRİŞ

1.1 Tezin Amacı ve Kapsamı

Bu tez çalışmasının temel amacı, turboşarjlı bir traktörde kompresör ile ara soğutucu arasına yerleştirilen termoelektrik jeneratör (TEJ) sisteminde kullanılan farklı ısı kuyusu tasarımlarının sistem performansına etkilerini araştırmaktır. Literatürde TEJ sistemlerinin performansının artırılmasına yönelik çalışmalar genellikle p ve n tipi yarı iletkenlerin boyutları veya malzeme özellikleri üzerine yoğunlaşmıştır. Ancak, ısı kuyularının kanatçık tasarımlarında yapılacak değişikliklerle sınır tabaka davranışını değiştirmek ve böylece ısı transferini artırmak üzerine deneysel bir çalışmaya rastlanmamaktadır. Bu açıdan, çalışmanın özgün amacı TEJ sistemlerinde farklı ısı kuyusu tasarımlarını kullanarak elektriksel güç üretiminin ve ısıl verimin artırılmasını ortaya koymaktır.

Tez kapsamında, levha tipi plakalı kanatlar (PF), levha kanatlara delik açılması ile oluşturulan tasarımlar (PF-CP, PF-FBCP), yarıklı kanatlar (S0.5H3, S0.5H15 vb.) ve farklı gözenek yoğunluğuna (10, 20 ve 40 PPI) sahip açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyuları incelenmektedir. Bu farklı tasarımların, TEJ modüllerinden elde edilen gerilim, akım, elektriksel güç ve ısıl verim üzerindeki etkileri; ayrıca basınç düşümü, fan gücü ihtiyacı ve ara soğutucuya giren hava sıcaklığı gibi parametreler üzerindeki sonuçları nümerik olarak araştırılmaktadır.

TEJ sistemlerinin basit yapıları, hareketli parçalarının bulunmaması ve düşük bakım gerektirmeleri nedeniyle kullanım alanları giderek yaygınlaşmaktadır. Bu çalışmada önerilen sistem ile hem elektrik enerjisi üretilmekte hem de ara soğutucuya giren hava sıcaklığı TEJ sisteminin kullanılmadığı duruma göre daha düşük olmaktadır. Böylece traktör motoruna daha soğuk hava gönderilmektedir. Bu durumda da motor verimi artacak ve dolayısıyla hem yakıt tasarrufu sağlanacak hem de çevreye olan emisyon salınım miktarı azalacaktır. Ayrıca TEJ modüllerinden elde edilen elektrik enerjisinin, traktör üzerinde bulunan farklı elektrikli donanımların (örneğin

termoelektrik soğutuculu mini buzdolabı) enerji ihtiyacını karşılaması da mümkün olabilecektir. Bu sayede traktör operatörleri, ek yakıt tüketimi olmadan konfor koşullarına erişebileceklerdir.

Mevcut literatürde, içten yanmalı motorların egzoz gazlarının ısıl enerjisini kullanan TEJ sistemleri üzerine birçok çalışma bulunmasına rağmen, turboşarjlı sistemlerde kompresör çıkışındaki havanın ısıl enerjisinden yararlanan TEJ sistemleri ile ilgili Yakar G. ve Gürcan A.'nın çalışmaları dışında herhangi bir çalışmaya rastlanmamaktadır. Bu nedenle, çalışmanın bu alanda literatüre önemli katkılar sağlayacağı değerlendirilmektedir.

Sonuç olarak, bu tez çalışmasında farklı ısı kuyusu tasarımlarının TEJ sisteminin elektriksel ve ısıl performansı üzerindeki etkileri kapsamlı biçimde incelenmekte; elde edilen sonuçların turboşarjlı traktör sistemleri başta olmak üzere, genel anlamda turboşarjlı motor sistemleri için hem bilimsel hem de uygulama açısından önemli katkılar sunacağı öngörülmektedir.

2. LİTERATÜR BİLGİSİ ve ARAŞTIRMASI

2.1 Motorların Tanımı

Bir motor, yakıtın kimyasal enerjisini ardışık olarak ısı ve mekanik enerjiye dönüştürme prensibiyle çalışan bir enerji dönüşüm makinesidir. İçten yanmalı motorlar, çalışma çevrimlerine göre iki zamanlı veya dört zamanlı olarak tasarlanabilir. Günümüzde özellikle otomotiv ve tarım makinelerinde dört zamanlı motorların tercih edilmesinin nedeni, daha verimli, dayanıklı ve çevre dostu olmalarıdır (Heywood 2018).

Dört zamanlı motorlarda çalışma çevrimi aşağıdaki dört aşamada gerçekleşir:

1. Emme Zamanı: Bu safhada piston, üst ölü noktadan aşağı doğru hareket eder ve alt ölü noktaya ulaşır. Emme supabının açılmasıyla silindire hava (benzinli motorlarda yakıtla karışık hava) dolar. Bu süreçte hava, filtreleme sisteminden geçerek temizlenmiş halde silindire girer (Pulkrabek 2004).
2. Sıkıştırma Zamanı: Emme evresi tamamlandığında piston yukarı hareket ederek silindirdeki havayı sıkıştırır. Sıkışan hava basınçla birlikte ısınır. Dizel motorlarda bu yüksek sıcaklık ve basınç anında yakıt enjektör aracılığıyla püskürtülür. Yakıtın ani tutuşması, silindir içerisinde patlama benzeri bir yanma meydana getirir.
3. Yanma (İş) Zamanı: Yakıt-hava karışımı silindir içinde tutuştuğunda oluşan basınç, pistonu aşağı yönde iter. Bu doğrusal hareket, krank milinin yardımıyla dönme hareketine çevrilerek motorun mekanik enerji üretimi sağlanır (Stone 1999).
4. Egzoz Zamanı: İş çevrimi sonunda egzoz supabı açılır ve yanma sonucu oluşan gazlar silindirden egzoz manifolduna ve oradan da atmosfere atılır. Bu aşamanın tamamlanmasıyla motor, yeni bir çevrime hazır hale gelir (Çengel 2015).

2.2 Motorların Özelliklerine Göre Gruplandırılması

Motorlar, yapısal ve çalışma prensiplerindeki farklılıklara göre çeşitli şekillerde sınıflandırılabilir. Bu sınıflandırmalar, motorların tasarım amaçlarını ve kullanım alanlarını daha iyi anlamak için önemlidir. Genel olarak motorlar aşağıdaki başlıklar altında gruplandırılmaktadır (Heywood 2018);

1. Yanmanın Gerçekleştiği Yere Göre

- İçten Yanmalı Motorlar: Yakıtın yanma işlemi doğrudan silindir içerisinde gerçekleşir. Otomobil, kamyon, traktör ve jeneratörlerde yaygın olarak kullanılmaktadır.
- Dıştan Yanmalı Motorlar: Yakıt silindir dışında yakılır, elde edilen ısı ile bir akışkan (ör. buhar) hareket ettirilerek güç üretilir. Buhar makineleri bu gruba örnektir.

2. Kullanılan Yakıt Türüne Göre

- Benzinli Motorlar: Yakıt hava karışımı buji kıvılcımıyla ateşlenmektedir. Hafif taşıtlarda yaygın olarak tercih edilmektedir.
- Dizel Motorlar: Yakıt, yüksek basınçla sıkıştırılmış sıcak havanın içerisine püskürtülerek kendiliğinden tutuşur. Ağır vasıtalar ve iş makinelerinde sıkça kullanılır.
- LPG'li Motorlar: Sıvılaştırılmış petrol gazı kullanılan motorlardır. Çevreci olmaları ve düşük yakıt maliyetleri nedeniyle tercih edilmektedir.

3. Zaman Çevrimine Göre

- İki Zamanlı Motorlar: İş çevrimini iki piston hareketinde tamamlarlar. Basit yapılı olmaları ve yüksek güç/hacim oranı sunmaları nedeniyle motosiklet ve küçük motorlu araçlarda görülür.
- Dört Zamanlı Motorlar: İş çevrimi dört piston hareketinde gerçekleşir. Daha verimli, uzun ömürlü ve yaygın kullanılan motorlardır.

4. Soğutma Sistemine Göre

- Su Soğutmalı Motorlar: Motor bloğundaki sıcaklık, su veya antifriz gibi akışkanlarla kontrol edilir. Özellikle otomobillerde ve büyük dizel motorlarda tercih edilmektedir.
- Hava Soğutmalı Motorlar: Silindirler, doğrudan hava akımı ile soğutulur. Daha basit ve hafif yapıda olduklarından motosiklet, küçük araç ve bazı tarım makinelerinde kullanılmaktadır.

2.2.1 İçten Yanmalı Motorlar

İçten yanmalı motorlar, yakıtın doğrudan motor bloğu içerisinde yer alan yanma odasında yakılmasıyla enerji üreten güç makineleridir. Bu motorların "içten yanmalı" olarak adlandırılmasının temel nedeni, kendilerinden önce kullanılan dıştan yanmalı motorlardan farklı bir prensibe sahip olmalarıdır. Dıştan yanmalı motorlarda yakıt, motor dışında ayrı bir bölgede yakılır ve ortaya çıkan ısıl enerji genellikle suyun buharlaştırılmasında değerlendirilir. Bu motor tipine örnek olarak Stirling motoru ve klasik buhar makineleri gösterilebilir. Buharın oluşturduğu basınç pistonları hareket ettirir ve bu sayede mekanik enerji elde edilir (Pulkrabek 2004).

Sanayi Devrimi döneminde yaygın olarak kullanılan buhar makineleri, enerji üretiminde önemli bir adım olmasına rağmen, büyük hacimli ve ağır yapılara sahipti. Daha sonraki yıllarda, yanma odasının motor bloğu içerisine entegre edilmesiyle, daha kompakt, verimli ve hafif motor tasarımları geliştirilmiştir. Bu gelişme, motor teknolojisinde önemli bir dönüm noktası oluşturmuş ve günümüz otomobillerinde kullanılan modern içten yanmalı motorların temelini atmıştır (Stone 1999).

2.2.1.1 Benzinli Motorlar

Benzinli motorlar, içten yanmalı motorların en yaygın türlerinden biridir ve yakıt olarak benzin kullanılır. Bu motorlarda yakıt, doğrudan sıvı hâlde değil; karbüratör adı verilen bir sistem aracılığıyla buharlaştırılarak hava ile karıştırılır.

Hazırlanan bu yakıt-hava karışımı silindire gönderilir ve burada sıkıştırıldıktan sonra buji tarafından üretilen kıvılcım ile ateşlenir. Yanma sonucunda oluşan basınç, pistonu aşağıya doğru iter ve bu doğrusal hareket krank miline iletilerek mekanik enerjiye dönüştürülür.

Benzinli motorların çalışma çevrimi, dört zamanlı çevrim olarak da bilinen Otto çevrimine dayanır. 1876 yılında Nikolaus August Otto tarafından geliştirilen bu çevrim, adını mucidinden almakta ve günümüzde özellikle otomobillerde ve küçük motorlu araçlarda kullanılmaya devam etmektedir.

2.2.1.2 Dizel Motorlar

İçten yanmalı motorlar arasında bulunan dizel motorlar, yakıtın tutuşma şekli açısından benzinli motorlardan ayrılmaktadır. Bu motorlarda yakıt, karbüratör yerine yakıt enjeksiyon sistemi ile doğrudan silindire püskürtülür. Piston yukarı doğru hareket ederken silindir içerisindeki hava yüksek basınçla sıkıştırılır. Bu sıkıştırma sonucu hava sıcaklığı oldukça yükselir ve püskürtülen dizel yakıt, bu yüksek sıcaklıkta kendiliğinden tutuşur. Böylece patlama olmadan, daha kontrollü bir yanma gerçekleşir ve piston aşağıya doğru itilerek mekanik iş üretilir.

Dizel motorların en belirgin özelliği, yüksek sıkıştırma oranlarına (genellikle 18:1–22:1) sahip olmalarıdır. Bu sayede ısıl verimleri benzinli motorlara kıyasla çok daha yüksektir. Ayrıca dizel motorlar, hava-yakıt oranını emme sürecinde serbest bırakır; yani motor her zaman tam hava dolumu yapar, ancak yakıt miktarını değiştiren sistem enjeksiyon pompasıdır. Bu da motorun verimini ve dayanıklılığını artırır.

Zaman içinde dizel motor teknolojisi büyük ilerlemeler kaydetmiştir. Örneğin, 1990'lı yıllardan itibaren elektronik kontrollü yakıt enjeksiyon sistemleri, turboşarj teknolojileri, değişken geometrili turboşarjlar (VGT) ve egzoz gazı resirkülasyonu (EGR) gibi sistemler kullanılmaya başlanmıştır. Bu yenilikler sayesinde motorlar hem daha yüksek güç üretmiş hem de NOx ve partikül (PM) emisyonlarında belirgin düşüşler sağlanmıştır.

Örneğin, modern dizel motorlarda partikül emisyonları 1990–1994 yılları arasında %80'den fazla azaltılmış, aynı dönemde enjeksiyon zamanlamasının değişken hale getirilmesi ve soğutulmuş EGR sistemlerinin uygulanması ile NOx emisyonlarında da ciddi azalmalar sağlanmıştır. Günümüzde oksidasyon katalizörleri, NOx tutucular, partikül filtreleri ve çoklu supap sistemleri motor kontrol üniteleri (ECU) tarafından elektronik olarak yönetilmekte ve çevresel standartlara uygun şekilde çalışmaktadır.

Turboşarj teknolojisi, dizel motorlarda artık standart bir donanım hâline gelmiştir. Bu sistem, egzoz gazlarının kinetik enerjisinden yararlanarak emme havasını sıkıştırır ve silindirlere daha fazla oksijen taşınmasını sağlar. Böylece yanma kalitesi artmakta, partikül emisyonları azalmakta ve motorun ısıl verimliliği iyileşmektedir. Ayrıca, VGT sayesinde motorlar, farklı hız ve yük aralıklarında optimum çalışma basıncı ve sıcaklık koşullarını sürdürebilmektedir.

Modern dizel motorlarda yaygın olarak kullanılan EGR sistemi, yanma sıcaklığını düşürerek NOx oluşumunu sınırlandırmayı amaçlayan temel bir emisyon kontrol yöntemidir. Bu sistem, yanma odasına belirli miktarda egzoz gazının yeniden gönderilmesi prensibiyle çalışmaktadır. Günümüzde, VGT ve EGR sistemlerinin birlikte çalışmasını sağlayan senkronizasyon yapıları geliştirilmiş olup, bu durum motorun hem geçici hem de tam yük koşullarında yüksek performansını sürdürmesine katkı sağlamaktadır.

Sonuç olarak, dizel motorlar yüksek verim, uzun ömür ve düşük yakıt tüketimi avantajları sayesinde dünya genelinde yaygınlaşmıştır. Avrupa ülkelerinde dizel motorlu araçların pazar payı %50'ye yaklaşmış, gelişen yakıt püskürtme teknolojileri ve egzoz arıtma sistemleri sayesinde çevresel etkileri önemli ölçüde azaltılmıştır.

2.3 Turboşarj

Turboşarj, içten yanmalı motorlarda egzoz gazının enerjisinden yararlanarak silindirlere giren hava miktarını artıran bir sistemdir. Temel olarak, egzoz gazı basıncıyla dönen bir türbin, aynı mil üzerinde bulunan bir kompresörü hareket

ettirir. Kompresör, emme hattındaki havayı sıkıştırarak silindire daha yoğun hava gönderir ve bu sayede yanma verimi ile birlikte motor gücü artar.

Başka bir ifadeyle turboşarj, motorun kapasitesini artırmadan silindirlere daha fazla hava-yakıt karışımı göndermeyi mümkün kılar. Bu prensip, iki farklı yöntemle uygulanabilir:

1. Motor hacmini artırmak,
2. Turboşarj veya süperşarj sistemlerinden yararlanmak.

Güç artışı için motor hacmi büyütülse de, yakıt tüketimi, kütle, boyut ve mekanik sürtünme kayıplarının da yükselmesine neden olur. Buna karşın, turboşarj sistemleri, mevcut motor hacminden daha yüksek güç elde edilmesine olanak tanıyarak verimlilik ve çevresel sürdürülebilirlik açısından çok daha avantajlı bir çözüm sunmaktadır.

Günümüzde turboşarj sistemleri yalnızca performans artışı amacıyla değil, yakıt tüketimini düşürmek ve CO_2 emisyonlarını azaltmak hedefiyle de tercih edilmektedir. Modern motor teknolojilerinde turboşarj, enerji geri kazanımı prensibine dayalı bir sistem olarak, egzoz gazı enerjisini verimli biçimde kullanır ve motorun genel enerji dengesini iyileştirir.

2.3.1 Turboşarjın Tarihçesi

Turboşarj teknolojisinin geçmişi, içten yanmalı motorların tarihine paralel şekilde gelişmiştir. 19. yüzyılın sonlarında, Gottlieb Daimler ve Rudolf Diesel, motor gücünü artırmak amacıyla emme havasının sıkıştırılması üzerine çalışmalarda bulunmuşlardır. Bu fikir, daha sonra İsviçreli mühendis Alfred Büchi tarafından geliştirilmiş ve 1905 yılında egzoz gazı enerjisini kullanan ilk turbo ünitesi tasarlanmıştır. Büchi'nin tasarımı sayesinde motor gücünde yaklaşık %40 oranında artış elde edilmiştir (Heywood 2018).

Başlangıçta turboşarj sistemleri yalnızca denizcilik motorları ve ağır sanayi dizel motorları gibi büyük ölçekli uygulamalarda kullanılabiliyordu. 1938 yılında "Swiss Machine Works Saurer" firması, kamyon motorlarına yönelik ilk turboşarj

ünitesini geliştirdi. Ancak teknolojinin dayanıklılık ve maliyet bakımından olgunlaşması 1950'li yılların sonlarını buldu.

Otomotiv sektöründe turboşarjlı ilk binek araçlar 1960'lı yıllarda piyasaya çıktı. Chevrolet Corvair Monza ve Oldsmobile Jetfire, 1962–1963 yıllarında turboşarj donanımlı ilk seri üretim otomobiller olarak tanıtıldı. Ancak bu erken dönem sistemlerde karşılaşılan güvenilirlik problemleri ve turbo gecikmesi (turbo lag) nedeniyle üretimleri kısa sürede durduruldu (Stone 1999).

1973 petrol kriziyle birlikte, yakıt verimliliğini artırma arayışları turboşarj teknolojisinin yeniden gündeme gelmesine neden oldu. Özellikle ağır ticari araç motorlarında turboşarj kullanımı yaygınlaştı. 1970'lerin sonlarına gelindiğinde ise sistem, Formula 1 başta olmak üzere yarış motorlarında da kullanılmaya başlandı. Bu dönemde "Turbo" ifadesi otomotiv dünyasında bir "performans sembolü" haline geldi.

Teknolojinin olgunlaşmasıyla birlikte 1978'de Mercedes-Benz ve 1981'de Volkswagen tarafından geliştirilen turbo dizel motorlar, turboşarjın verimliliğini pratik olarak kanıtladı. Bu araçlarda güç artışı sağlanırken, yakıt tüketimi ve egzoz emisyonları da önemli ölçüde düşürüldü.

2.3.2 Turboşarjın Motor Performansı Üzerindeki Etkileri

Turboşarj, motor performansını dört ana yolla artırır:

1. Şarj yoğunluğunu artırarak silindirlere daha fazla hava gönderir ve ortalama efektif basıncı yükseltir.
2. Hava fazlalığı sayesinde yakıtın daha iyi yanmasını ve yüksek ısıl verim elde edilmesini sağlar.
3. Egzoz gazı sıcaklıklarını düşürerek yanma kontrolünü kolaylaştırır.
4. Atık egzoz enerjisinin geri kazanımıyla, normalde boşa gidecek enerjiyi motora geri kazandırır (Pulkrabek 2004).

Bu avantajların yanı sıra turboşarj sistemlerinin bazı dezavantajları da vardır. En belirgini, düşük motor devirlerinde turbo gecikmesidir. Türbinin dönmesi için

belirli bir egzoz basıncı gerektiğinden, motor düşük hızdayken turbo hemen devreye giremez. Bu da hızlanma sırasında kısa süreli bir gecikmeye yol açar. Bu sorunu azaltmak için modern sistemlerde VGT geliştirilmiştir.

2.3.3 Turboşarj ve Soğutma Sistemleri

Turboşarjın çalışma sırasında oluşturduğu yüksek sıcaklıklar, hem NOx emisyonlarının artmasına hem de ısı kayıplarının yükselmesine neden olabilir. Bu nedenle sistem genellikle ara soğutucu (intercooler) ile desteklenir. Ara soğutucu, kompresörden çıkan basınçlı havayı motor girişine ulaşmadan önce soğutarak, hava yoğunluğunu artırır ve yanma verimini yükseltir.

Geçmişte hava-sıvı soğutmalı sistemler karmaşık yapıları nedeniyle tercih edilmezken, hava-hava soğutmalı kompakt ara soğutucular 1990'ların başından itibaren yaygınlaşmıştır. Nitekim 1993 yılında Ford Mondeo modelinde yüksek verimli hava-hava tipi intercooler kullanımı, modern uygulamaların öncülerinden biri olmuştur.

Ortalama olarak, şarj havasının sıcaklığında her 10°C'lik düşüş, motor veriminde yaklaşık %0,5 artış sağlar. Bu da sabit hava-yakıt oranı için güç çıkışında %3–4 civarında bir kazanç anlamına gelir (Flaxington ve Mahbod 1990).

Turboşarj sistemleri günümüzde yalnızca performans artışı değil, aynı zamanda yakıt ekonomisi, düşük emisyon ve sürdürülebilir motor teknolojisi hedefleri açısından da vazgeçilmez hale gelmiştir. Sürekli geliştirilen VGT sistemleri, elektronik kontrollü atık gaz valfleri, soğutmalı EGR ve yüksek verimli ara soğutucular, bu teknolojiyi modern dizel ve benzinli motorların standart bir bileşeni hâline getirmiştir.

2.3.4 Turboşarjlı Sistemler

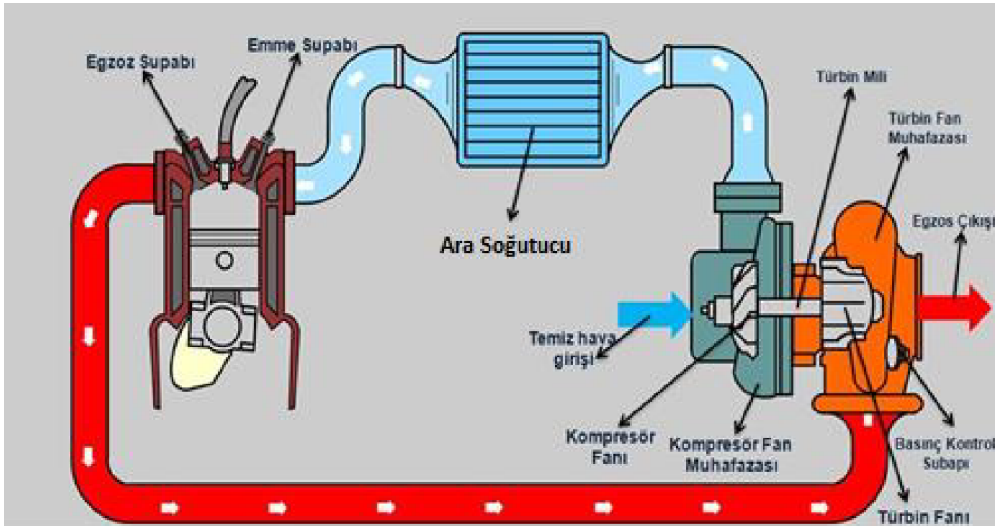
Turboşarj sistemleri özellikle dizel motorlarda yaygın olarak kullanılan bir aşırı besleme yöntemidir. Bu sistemde amaç, belirli hacme sahip bir motorda silindirlere

daha fazla hava besleyerek motorun güç ve tork değerlerini artırmaktır. Silindirlere daha fazla hava girişi sağlandığında, aynı miktarda yakıtla daha verimli bir yanma gerçekleşmekte ve motorun özgül gücü yükselmektedir.

Bir diğer aşırı besleme yöntemi olan süperşarj sistemlerinde, kompresör doğrudan triger kayışı üzerinden krank milinden tahrik almaktadır. Bu nedenle süperşarj sistemi çalışırken motorda üretilen gücün bir kısmı bu tahrik için harcanmakta, dolayısıyla motorun net gücü belirli ölçüde azalmaktadır.

Buna karşılık turboşarj sistemleri, çalışması için gerekli enerjiyi motorun egzoz gazlarından elde etmektedir. Egzoz gazlarının sahip olduğu atık ısıl enerji, türbin kanatlarını döndürmekte ve bu hareket kompresöre aktarılmaktadır. Bu sayede, motordan herhangi bir mekanik güç çekilmeden ek hava sıkıştırılarak silindirlere gönderilmekte, motorun performansı ve verimi artırılmaktadır. Bu yönüyle turboşarj sistemleri, süperşarj sistemlerine kıyasla daha avantajlı ve verimli bir çözüm sunmaktadır.

Turboşarj sisteminin genel yapısı ve çalışma prensibi Şekil 2.1'de verilmiştir (Otomobil-Teknolojileri 2022).



Şekil 2.1: Turbo Şarj sistemi genel görünümü.

2.3.5 Turboşarjın Yapısı ve Çalışma Prensibi

Bir turboşarj, Şekil 2.2'de görüldüğü üzere iki ana bölümden oluşmaktadır: türbin ve kompresör.

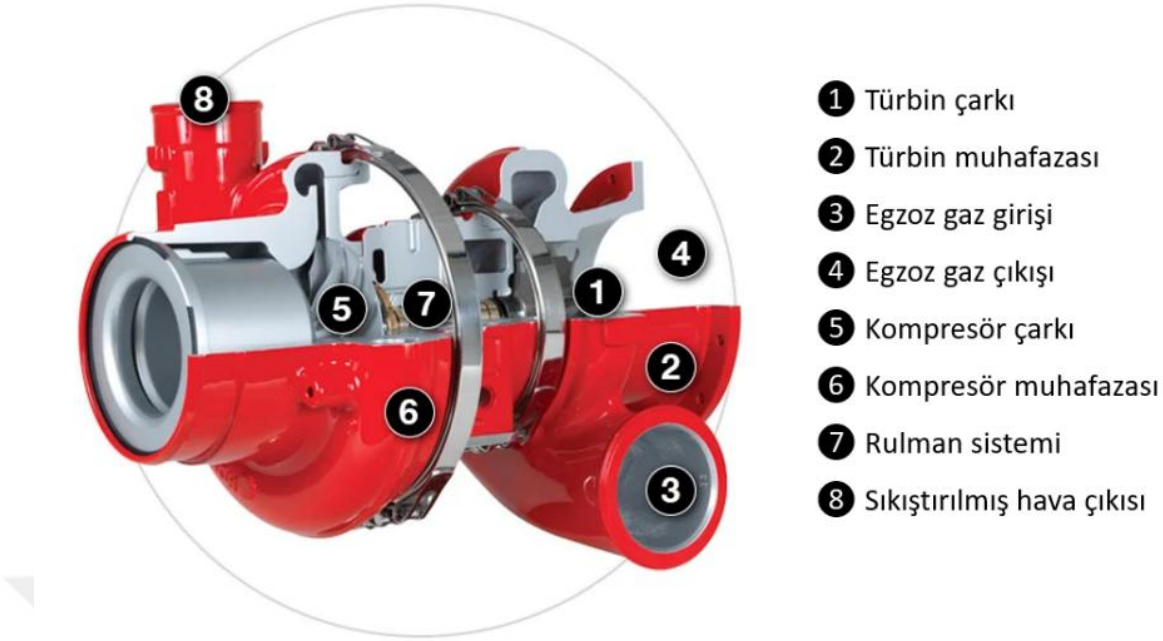
2.3.5.1 Türbin Bölümü

Türbin, türbin çarkı (1) ile türbin muhafazasından (2) oluşmaktadır. Türbin muhafazasının temel işlevi, egzoz gazlarını (3) uygun bir akış doğrultusunda türbin çarkına yönlendirmektir. Egzoz gazlarının taşıdığı enerji, türbin çarkını döndürerek mekanik enerjiye dönüştürülür ve ardından gaz, egzoz çıkış bölgesinden (4) türbin muhafazasını terk eder. Bu süreçte egzoz akışının içerdiği atık ısıl enerji, turboşarj sisteminin tahrik gücünü sağlayan temel kaynak olarak görev yapmaktadır.

2.3.5.2 Kompresör Bölümü

Kompresör, temel olarak kompresör çarkı (5) ve kompresör muhafazasından (6) oluşmaktadır. Çalışma prensibi, türbinin işleyişinin tersine olup kompresör çarkı, türbine dövme çelikten üretilmiş bir mil (7) aracılığıyla mekanik olarak bağlanmıştır. Türbin döndüğünde kompresör çarkı da eş zamanlı olarak yüksek hızda dönerek atmosfer havasının içeri çekilip sıkıştırılmasını sağlamaktadır.

Kompresör muhafazası, yüksek hızla hareket eden ancak düşük basınca sahip hava akımını difüzyon süreciyle daha yüksek basınçlı ve daha düşük hızlı bir akış hâline dönüştürmektedir. Bu şekilde sıkıştırılan hava (8) silindirlere iletilmekte ve motorun daha fazla yakıtla çalışmasına imkân tanınmaktadır. Sonuç olarak hem motor gücü hem de tork üretimi artış göstermektedir (Cummins 2022).



Şekil 2.2: Turboşarjın yapısı.

2.3.6 Turboşarjlı Dizel Motorlar

Turboşarj sistemleri, sıkıştırma ateşlemeli (dizel) motorlarda yaygın olarak kullanılmakta ve motor performansına önemli katkı sağlamaktadır. Çalışma prensipleri temelde benzinli motorlardaki turboşarjlarla benzerlik gösterse de, dizel motorların yapısal ve termodinamik özellikleri nedeniyle bazı farklılıklar bulunur.

Dizel motorlarda silindire yalnızca hava alınır; yakıt bu havaya sonradan, yüksek basınç altında püskürtülür. Pistonun sıkıştırma hareketi sırasında hava sıcaklığı oldukça yükselir ve bu sıcaklık, püskürtülen yakıtın kendiliğinden tutuşmasını sağlar. Yanma, yakıtın sıcak hava ile karışmasıyla kademeli biçimde gerçekleşir. Motorun ürettiği güç, silindire enjekte edilen yakıt miktarıyla doğrudan ilişkilidir.

Benzinli motorlardan farklı olarak dizellerde hava-yakıt oranı sabit değildir; hava miktarı genellikle fazladır. Fazla hava, yanma verimini artırır ve egzoz gazlarında yanmamış hidrokarbon miktarını düşürür. Ancak motorun çıkış gücü, yanma sırasında silindire giren hava kütlesiyle sınırlıdır. Bu nedenle, doğal emişli dizel motorlarda güç artışı için motor hacminin veya devrinin yükseltilmesi gerekir ki bu da ağırlık, sürtünme ve yakıt tüketimi artışı anlamına gelir.

Turboşarj kullanımıyla, silindire giren havanın yoğunluğu ve kütlesel debisi artırılır. Daha fazla hava, daha fazla yakıtın yakılmasına olanak verir ve motorun mekanik sınırları dâhilinde güç artışı sağlanır. Bu sayede, daha küçük hacimli motorlardan yüksek tork ve güç alınabilir.

Turboşarjın sağladığı fazla hava, aynı zamanda yanma odası ve egzoz gazı sıcaklıklarını düşürür. Bu durum, yüksek sıcaklığa dayanıklı pahalı malzemelere olan ihtiyacı azaltır ve motorun ömrünü uzatır. Ayrıca fazla hava, karbon monoksit (CO) ve hidrokarbon (HC) emisyonlarını azaltırken, yanma sıcaklığının düşmesiyle azot oksit (NOx) oluşumunu da sınırlar.

Tam yük altında çalışan bir turbo dizel motor, yüksek silindir basınçları ve ısıl gerilmelerle karşılaşır. Bu nedenle modern motorlarda ara soğutucu (intercooler) sistemleri kullanılır. Kompresörden çıkan sıkıştırılmış hava, intercooler üzerinden geçirilerek soğutulur. Böylece hem emme havasının yoğunluğu artar hem de yanma sıcaklığı düşürülür. Benzinli motorlarda intercooler genellikle vuruntu (detonasyon) riskini azaltmak için kullanılırken, dizel motorlarda amaç daha çok dayanıklılığı ve güvenilirliği artırmaktır (Heywood 2018).

Dizel motorların benzinli motorlara göre daha yüksek sıkıştırma oranlarında sorunsuz çalışabilmesi, yüksek boost basınçlarının güvenle kullanılmasına olanak verir. Bununla birlikte, silindir içi maksimum basınç, hem motor parçalarının mekanik dayanımı hem de yakıt sisteminin sağlayabildiği enjeksiyon basıncı ile sınırlıdır (Watson 1982).

Günümüzde bazı turbo dizel motorlarda, egzoz gazının silindirden çıkış anındaki basınç darbeleri de enerji kazanımı için kullanılmaktadır. Bu prensibe dayanan sistemlerde egzoz manifoldu, gaz darbelerinin birbirini sönümlemesini engelleyecek şekilde bölünmüş (pulse) tasarımda yapılır. Her silindirden çıkan yüksek hızlı egzoz gazı, ayrı kanallardan türbin girişine yönlendirilir. Bu yöntem, ortalama egzoz basıncını artırmadan türbinin dönme hızını yükseltir ve tepkime süresini (turbo lag) azaltır.

Sonuç olarak turboşarjlı dizel motorlar;

- daha yüksek özgül güç üretimi,
- düşük yakıt tüketimi,

- azaltılmış CO, HC ve NOx emisyonları,
- ve uzun motor ömrü gibi avantajlar sunar.

Bu özellikleri sayesinde, günümüzde hem hafif ticari araçlarda hem de ağır yük kamyonlarında turbo dizel motorlar yaygın şekilde tercih edilmektedir.

2.3.7 Turboşarjlı Traktörler

1950'li ve 1960'lı yıllarda traktör motorlarında ilk turboşarj denemeleri yapılmış olsa da, bu teknoloji uzun bir süre boyunca yeterli öneme ulaşamamıştır. O dönemde yapılan uygulamalar çoğunlukla deneme niteliğinde kalmış, özellikle tarımsal motorlarda verimlilik yerine dayanıklılık ön planda tutulmuştur. Ancak yarış traktörleri ve yüksek performanslı dizel motorlar üzerinde yapılan erken dönem çalışmalar, turboşarjın potansiyelini göstermesi açısından önemli bir dönüm noktası olmuştur.

Turboşarj teknolojisinin bilimsel temelleri, İsviçreli mühendis Dr. Alfred J. Büchi tarafından atılmıştır. Büchi (1953), yayımladığı *"*Turbocharging Monograph*"* adlı çalışmasında, şarj basınç oranı ile motorun güç çıkışı arasındaki ilişkiyi deneysel verilerle ortaya koymuştur. Araştırmalarında, egzoz gazlarının düzgün biçimde uzaklaştırıldığı, ara soğutmalı ve turboşarj destekli bir dizel motorun, egzoz sıcaklığında belirgin bir artış olmaksızın 4:1 oranına kadar basınç artışını sürdürebildiğini saptamıştır.

Büchi'nin öngörülerine göre, uygun biçimde tasarlanmış bir turboşarj ve etkili bir ara soğutma sistemi sayesinde, motorların manifold basınçları teorik olarak 10:1 oranına kadar artırılabilir. Bu durum, aynı hacimdeki motorlardan çok daha yüksek güç elde edilmesini mümkün kılar. Büchi, ayrıca bu artışların yanma sıcaklığını orantısız şekilde yükseltmediğini, dolayısıyla doğru mühendislik önlemleriyle ısıl dayanım ve malzeme limitlerinin korunabileceğini vurgulamıştır (Büchi 1953).

1909 yılında yapılan ilk turboşarj testlerinde, emme manifoldu basıncının yaklaşık 71 psi seviyesine ulaştığı rapor edilmiştir. O dönemki malzeme teknolojisinin sınırlı dayanımına rağmen, bu sonuçlar turboşarjın potansiyelini açıkça göstermiştir.

Daha sonraki yıllarda ara soğutmalı yüksek basınçlı turboşarj sistemleri, traktör motorlarında da denenmiş ve beklenenin üzerinde performans artışları elde edilmiştir.

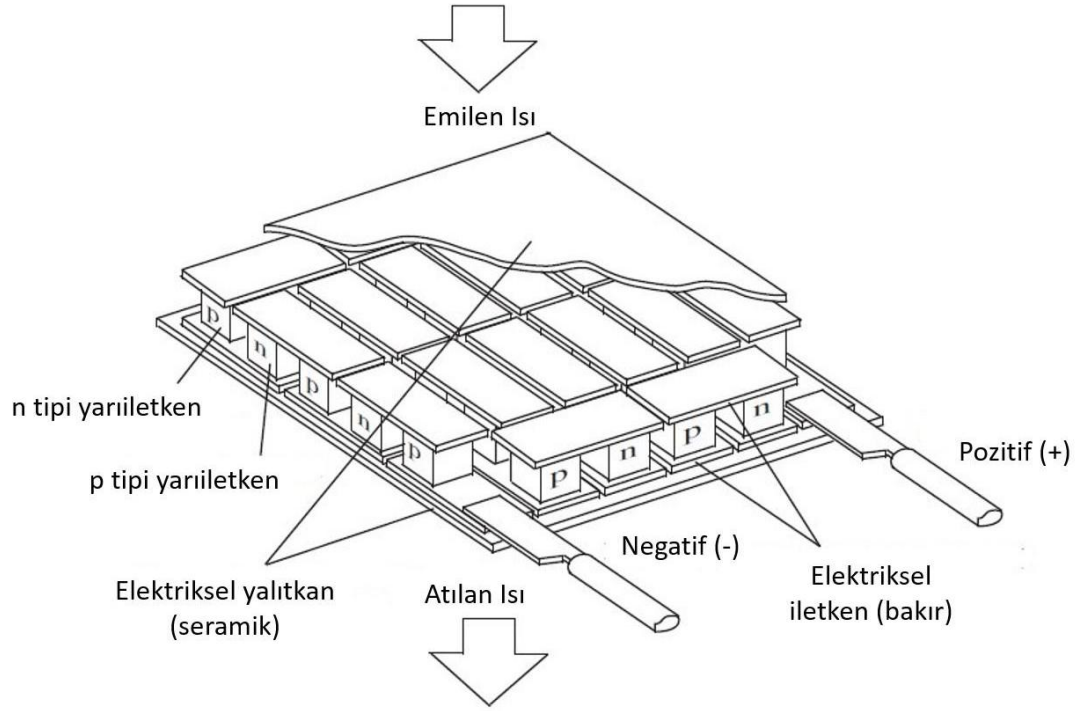
Bu uygulamalar sonucunda, 400 inç³ (yaklaşık 6,6 litre) hacmindeki bir dizel motorun, 4000 dev/dk hızda 800 beygir gücünün üzerinde güç üretebildiği, yani orijinal tasarım gücünün birkaç katına ulaşabildiği bildirilmiştir. Normalde 2500 dev/dk'de yaklaşık 175 beygir güç üretmek üzere tasarlanmış bu motorların, turboşarjla elde ettikleri performans artışı, teknolojinin traktör endüstrisinde hızla benimsenmesini sağlamıştır.

Sonuç olarak, 1960'lı yıllardan itibaren turboşarjlı traktör motorları yalnızca güç artışı açısından değil, aynı zamanda yakıt verimliliği, yüksek rakımlarda performans kararlılığı ve emisyon kontrolü açısından da önemli avantajlar sağlamıştır. Bu gelişmeler, günümüz modern tarım traktörlerinde turboşarjın vazgeçilmez bir bileşen haline gelmesine yol açmıştır.

2.4 Termoelektrik Modül

Termoelektrik hem ısıl hem de elektriksel olaylarla ilişkili bir konsepttir. Termoelektrik süreçler, doğrudan ısı enerjisini elektrik enerjisine dönüştürebildiği gibi, elektrik enerjisini de ısı enerjisine dönüştürebilmektedir. Bu çerçevede, enerji üretimi amacıyla kullanılan termoelektrik cihazlar TEJ, soğutma veya ısıtma amacıyla kullanılan cihazlar ise Termoelektrik Soğutucu (TES) olarak adlandırılmaktadır.

Şekil 2.3'te gösterildiği gibi, her biri p-tipi ve n-tipi yarı iletken elemanlardan oluşan bir dizi termoelektrik çift, yalıtkan özelliğine sahip seramik plakalar arasına yerleştirilmekte ve bu elemanlar elektriksel olarak seri, ısıl olarak paralel olacak şekilde bağlanarak bir termoelektrik modül (TEM) oluşturulmaktadır. Bu yapı sayesinde, modüller istenilen uygulamaya göre elektrik üretimi veya soğutma/ısıtma amaçlı kullanılabilmektedir.



Şekil 2.3: Bir termoelektrik modül.

2.4.1 Termoelektrik Etkiler

2.4.1.1 Seebeck Etkisi

Seebeck etkisi, iki nokta arasındaki sıcaklık farkının bir elektrik akımı üretmesine neden olan fiziksel bir olgudur. Şekil 2.4'te gösterildiği gibi, A telinin her iki ucu B teline bağlanmakta ve B teline bir voltmetre eklenmektedir. Bu iki birleşim noktası arasında bir sıcaklık farkı oluşturulduğunda, voltmetre üzerinde bir potansiyel fark (V) ölçülür.

Bu potansiyel fark, uygulanan sıcaklık farkı ile doğru orantılıdır ve bu ilişki Denklem (2.1) ile ifade edilmektedir:

$$V = \alpha_{AB} \cdot \Delta T \tag{2.1}$$

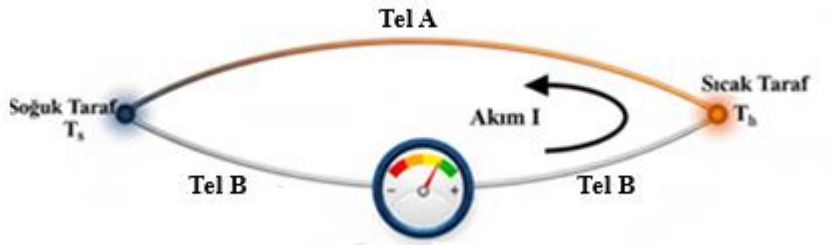
Burada:

- ΔT, sıcak (T_H) ve soğuk (T_C) uçlar arasındaki sıcaklık farkını,

- α_{AB}, iki malzeme arasındaki bağıl Seebeck katsayısını $\alpha_A - \alpha_B$ göstermektedir.

Seebeck katsayısı çoğunlukla μV/K birimiyle ifade edilmektedir. Sıcak bağlantı noktasından soğuk bağlantı noktasına doğru A malzemesi boyunca bir elektromotor kuvveti oluşuyor ve bu kuvvet akım üretmeye eğilim gösteriyorsa, α_A değeri pozitif kabul edilmektedir (Lee 2017).

Pratik uygulamalarda mutlak Seebeck katsayısı doğrudan ölçülmez; çünkü voltmetre yalnızca iki farklı malzeme arasındaki bağıl katsayıyı göstermektedir. Thomson katsayısı kullanılarak, bir malzemenin mutlak Seebeck katsayısı hesaplanabilir hâle gelmektedir (Lee 2017).



Şekil 2.4: Seebeck Etkisi.

2.4.1.2 Peltier Etkisi

Peltier etkisi, farklı iki iletkenin birleşme noktalarından akım geçirildiğinde ortaya çıkan bir termoelektrik olgudur. Kapalı bir devrede akım dolaştırıldığında birleşme noktalarından biri ortamdan ısı çekerken, diğer birleşme noktasında ise ısı açığa çıkar. Böylece bir bağlantı soğutucu, diğer bağlantı ise ısıtıcı görevi üstlenir. Bu durum Şekil 2.5'te şematik olarak gösterilmektedir (Lee 2017).

Ortaya çıkan ısıl etki, devreden geçen akımla doğru orantılıdır ve akımın yönü değiştirildiğinde emilen ya da salınan ısının yönü de değişmektedir. Peltier etkisi Denklem (2.2) ile ifade edilmektedir (Lee 2017).

$$\dot{Q}_{Peltier} = \pi_{AB} \cdot I \tag{2.2}$$

Burada:

- π_{AB} Peltier katsayısını,
- I, elektrik akımını ifade etmektedir.

Eğer akım A telinin birleşme noktasına doğru giriyorsa bu nokta ısınmakta; akım A telinden çıkış yapıyorsa bu nokta soğumaktadır. Bu durumda π_{AB} pozitif değer almaktadır.

Peltier etkisi, tersinir bir süreçtir. Yani elektrik enerjisi kullanılarak bir bağlantı noktasında ısıtma veya soğutma gerçekleştirilebileceği gibi, aynı prensip tersine çevrildiğinde ısıl enerjiden elektrik enerjisi de üretilebilmektedir. Bu nedenle Peltier etkisi, hem termoelektrik soğutucuların hem de termoelektrik jeneratörlerin temelini oluşturmaktadır (Lee 2017).

2.4.1.3 Thomson Etkisi

Thomson etkisi, bir iletkenden elektrik akımı geçtiğinde ve aynı zamanda bu iletken boyunca bir sıcaklık farkı bulunduğunda ortaya çıkan tersinir bir ısı alışverişi olayıdır. Şekil 2.6'da gösterildiği üzere, akımın yönüne ve malzemenin özelliklerine bağlı olarak, iletkenin bir bölgesinde ısı emilirken diğer bölgesinde ısı açığa çıkmaktadır (Lee 2017).

Thomson etkisiyle ortaya çıkan ısı akısı ($\dot{Q}_{\text{Thomson}}$) elektrik akımı ve sıcaklık gradyanı ile orantılıdır ve bu ilişki (2.3) numaralı denklem ile ifade edilir.

$$\dot{Q}_{\text{Thomson}} = -\tau_{AB} \cdot I \cdot \nabla T \tag{2.3}$$

Burada:

- τ, Thomson katsayısını,
- I, iletkenden geçen akımı,
- ∇T, sıcaklık gradyanını ifade etmektedir.

Thomson katsayısı, termoelektrik katsayılar arasında özel bir konuma sahiptir. Çünkü yalnızca belirli bir malzemeye özgü olup, doğrudan ölçülebilen tek katsayıdır. Bu yönüyle Seebeck ve Peltier katsayılarından ayrılmaktadır (Lee 2017).

Ayrıca Thomson etkisi, tersinir özellik göstermektedir. Yani akım ve sıcaklık gradyanı ters çevrildiğinde ısı alışverişi yön değiştirebilir. Buna karşılık, iletkenlerde akımın sebep olduğu Joule ısısı (I^2R) dönüşümsüz bir süreçtir ve geri kazanılamaz. Dolayısıyla Thomson etkisi, termoelektrik olayların enerji dönüşümlerinde önemli bir rol üstlenmektedir (Lee 2017).

2.4.1.3.1 Thomson (Kelvin) İlişkisi

Termoelektrik olayların fiziksel mekanizmasının tam olarak anlaşılabilmesi için, Seebeck, Peltier ve Thomson etkilerinin birbirleriyle olan ilişkilerinin ortaya konulması önemlidir. William Thomson, Termodinamiğin Birinci ve İkinci Kanunlarını kullanarak Denklem (2.4) ve Denklem (2.5) gösterildiği gibi bu üç etkinin arasındaki bağıntıları geliştirmiştir (Lee 2017).

$$\pi_{AB} = \alpha_{AB} \cdot T \tag{2.4}$$

$$\tau_{AB} = T \cdot \frac{d\alpha_{AB}}{dT} \tag{2.5}$$

Her ne kadar Thomson etkisi, Peltier etkisine kıyasla daha küçük bir büyüklüğe sahip olsa da, bu ilişkiyi anlamak termoelektrik olayların teorik temellerini açıklamada kritik öneme sahiptir. Thomson tarafından elde edilen bağıntılar aşağıda verilmiştir:

Burada:

- π_{AB}, Peltier katsayısını,
- α_{AB}, Seebeck katsayısını,
- τ_{AB}, Thomson katsayısını,
- T, birleşim noktasındaki mutlak sıcaklığı (K) ifade etmektedir.

Denklem (2.4) yardımıyla Peltier ısısı şu şekilde (Denklem 2.6) yazılabilir:

$$\dot{Q}_{Peltier} = \alpha_{AB} \cdot T \cdot I \tag{2.6}$$

2.4.1.3.2 Joule Isısı ve Isı İletim Etkileri

Elektrik akımı geçen bir iletkende, malzemenin elektriksel direnci nedeniyle ısı açığa çıkar. Bu olgu Joule ısısı olarak adlandırılır. Ortaya çıkan Joule ısısı, akımın karesi ve iletkenin elektriksel direnciyle doğru orantılı şekilde belirlenmektedir. Birim zamandaki Joule ısısı Denklem (2.7) ile ifade edilmektedir:

$$\dot{Q}_{Joule} = I^2 \cdot R \tag{2.7}$$

Burada:

- I, iletkenden geçen elektrik akımını,
- R, iletkenin elektriksel direncini göstermektedir.

Joule ısısı, termoelektrik sistemlerde istenmeyen bir kayıp mekanizması olarak değerlendirilmektedir; çünkü ısı ve elektrik dönüşüm süreçlerinde tersinir olmayan bir enerji yayılımı meydana getirir (Lee 2017).

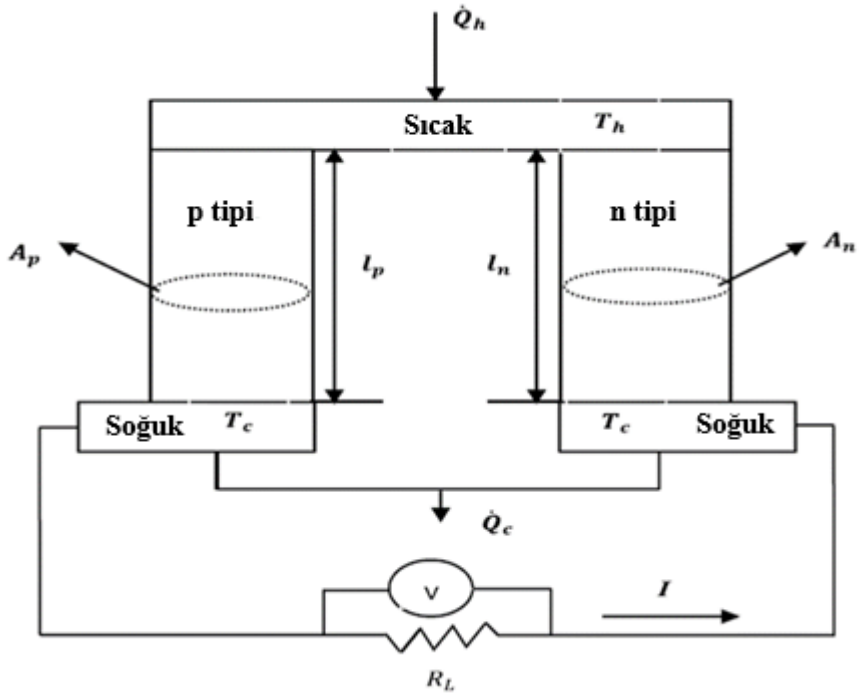
Termoelektrik modüller ise yarı iletken malzemeler kullanılarak üretilmektedir. Bu malzemeler katı halde oldukları için termoçiftler birbirine katı–katı temasla bağlanır. Bu yapıda, bir yüzey sıcak, diğer yüzey soğuk olduğunda ısı iletimi gerçekleşir. Bu durum, sıcak yüzeyden soğuk yüzeye doğru ilave bir ısı iletiminin gerçekleşmesine yol açmaktadır (Lee 2017).

Bu nedenle, termoelektrik sistemlerde toplam ısı akışı yalnızca Seebeck, Peltier ve Thomson etkilerinden değil, aynı zamanda Joule ısısı ve iletim yoluyla gerçekleşen enerji transferlerinden de oluşmaktadır (Lee 2017).

2.5 Termoelektrik Jeneratör

TEJ'ler, iki farklı sıcaklık arasındaki farkı doğrudan elektrik enerjisine dönüştüren cihazlardır. Bu dönüşüm, Seebeck etkisi olarak bilinen prensibe dayanmakta olup, belirli bir malzemenin iki ucu arasındaki sıcaklık farkı elektrik akımı üretimine yol açmaktadır.

Şekil 2.4'te, bir devre içinde yer alan tek bir p-n ısıl çiftin şematik gösterimi sunulmaktadır.



Şekil 2.4: Termoelektrik jeneratör için bir ısıl çift.

2.5.1 TEJ Modülünün Modellenmesi

TEJ'ler için sabit durumlu bir ısı transferi esas alınmıştır. Bununla birlikte, termoçift yüzeylerinde gerçekleşen konveksiyon ve radyasyon etkilerinin ihmal edilebilir düzeyde olduğu, elektriksel ve ısıl temas dirençlerinin göz ardı edilebileceği, TEJ modüllerinin tam yalıtımlı kabul edildiği ve kullanılan p- ile n-tipi termoelementlerin benzer özelliklere sahip olduğu varsayılmıştır. Ayrıca, TEJ'lerin termoelektrik özelliklerinin sabit olduğu ve sıcaklığa bağlı değişimlerin dikkate alınmadığı kabul edilmiştir. Bu varsayımlar doğrultusunda, aşağıda verilen ideal denklemler elde edilmiştir (Lee 2017).

Aşağıda verilen denklemler, TEJ modüllerinin hem sıcak hem de soğuk yüzeylerinde gerçekleşen enerji transferini ifade etmektedir. Bu ifadede yer alan **h** ve **c** alt indisleri, sırasıyla modülün sıcak ve soğuk yüzeylerini temsil etmektedir. Tez kapsamında gerçekleştirilen nümerik analizler, söz konusu denklemler temel alınarak yürütülmüştür (Lee 2017).

Denklem (2.8) ile sıcak yüzeyde alınan ısıl enerji (Lee 2017):

$$\dot{Q}_h = n\left[\alpha T_h I - \frac{1}{2} I^2 R + K(T_h - T_c)\right] \tag{2.8}$$

Buradaki α, R ve K sırasıyla Denklem (2.9), Denklem (2.10) ve Denklem (2.11) ile tanımlanmaktadır (Lee 2017).

$$\alpha = |\alpha_n| + |\alpha_p| \tag{2.9}$$

$$R = \frac{\rho_n L_n}{A_n} + \frac{\rho_p L_p}{A_p} \tag{2.10}$$

$$K = \frac{k_n A_n}{L_n} + \frac{k_p A_p}{L_p} \tag{2.11}$$

R, modülün iç elektriksel direncini; K ise modülün ısı iletim kapasitesini temsil eden ısıl iletkenlik değerini göstermektedir. P- ve n-tipi termoelementlerin benzer olduğu kabul edilirse, elektrik direnci $R = \rho L/A$ ve ısıl iletkenlik $K = kA/L$ şeklinde ifade edilir, ayrıca $\rho = \rho_n + \rho_p$ ve $k = k_n + k_p$'dir. Ayrıca, L yarı iletken bacakların (p- ve n-tipi) uzunluğunu, A bu bacakların kesit alanını ifade etmektedir. α yarı iletken malzemelerin Seebeck katsayısını, k ısıl iletkenliğini ve ρ ise elektriksel özdirencini temsil etmektedir (Lee 2017).

Denklem (2.12) ile ifade edilen soğuk yüzeyden dış ortama aktarılan ısı:

$$\dot{Q}_c = n\left[K(T_h - T_c) + \alpha I T_c + \frac{1}{2} I^2 R\right] \tag{2.12}$$

TEJ modülünden geçen elektrik akımı, Denklem (2.13) ile ifade edilmektedir (Lee 2017).

$$I = \frac{(T_h - T_c) \times \alpha}{R_L + R} \tag{2.13}$$

TEJ'in toplam gerilimi, Denklem (2.14)'te gösterilmektedir (Lee 2017).

$$V_n = nR_L I = n[(T_h - T_c)\alpha - IR] = \frac{(T_h - T_c)n\alpha}{1 + \frac{R_L}{R}}\left(\frac{R_L}{R}\right) \tag{2.14}$$

TEJ'in yük direnci bağlı durumdaki toplam güç üretimi, Denklem (2.15)'te verilmiştir (Lee 2017).

$$W_n = nR_L I^2 = IV \tag{2.15}$$

Modülün iç parametreleri açısından toplam güç çıktısı Denklem (2.16) ile gösterilmektedir (Lee 2017).

$$\dot{W}_n = n[(T_h - T_c)\alpha I - RI^2] = \frac{(T_h - T_c)^2 n\alpha^2}{R} \frac{\frac{R_L}{R}}{\left(\frac{R_L}{R} + 1\right)^2} \tag{2.16}$$

Isıl verimlilik aşağıdaki Denklem (2.17) yardımıyla hesaplanmaktadır (Lee 2017).

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_n}{\dot{Q}_h} \tag{2.17}$$

(2.17), (2.12) ve (2.16) denklemleri kullanılarak yeniden düzenlendiğinde, (2.18) eşitliği elde edilmektedir (Lee 2017).

$$\eta_{th} = \frac{\left(\frac{R_L}{R}\right)\left(1 - \frac{T_c}{T_h}\right)}{\frac{1}{2Z\overline{T}}\left(1 - \frac{R_L}{R}\right)^2\left(1 + \frac{T_c}{T_h}\right) + \left(1 - \frac{R_L}{R}\right) - \frac{1}{2}\left(1 - \frac{T_c}{T_h}\right)} \tag{2.18}$$

Burada $\overline{T} = (T_h + T_c)/2$ ortalama sıcaklığı ifade etmektedir. Ayrıca $Z = \alpha^2\rho/k$ bağıntısı, termoelektrik malzemenin performansını gösteren "değerlik katsayısı" (figure of merit) olarak tanımlanmaktadır (Lee 2017).

2.5.2 Maksimum Parametreler

Modülün sağlayabileceği en yüksek akım, dış yük direncinin $R_L = 0$ olduğu, yani kısa devre koşullarında gerçekleşmektedir. Bu durumda, maksimum akım değeri Denklem (2.19) kullanılarak hesaplanmaktadır (Lee 2017).

$$I_{max} = \frac{(T_h - T_c)\alpha}{R} \tag{2.19}$$

Modülün ulaştığı en yüksek voltaj, akımın sıfır olduğu $I = 0$ açık devre koşulunda elde edilmektedir. Bu durumda maksimum voltaj değeri, Denklem (2.23) ile ifade edilmektedir (Lee 2017).

$$V_{max} = (T_h - T_c)n\alpha \tag{2.20}$$

Maksimum güç değeri, Denklem (2.16)'da verilen güç ifadesinin, yük direncinin (R_L) iç dirence (R) oranına göre türevi alınarak ve bu türevin sıfıra eşitlenmesiyle elde edilmektedir. Yapılan bu işlem sonucunda, $R_L/R = 1$ koşulu sağlandığında, maksimum güç çıkışı Denklem (2.24) ile tanımlanmaktadır (Lee 2017).

$$\dot{W}_{max} = \frac{(T_h - T_c)^2 n\alpha^2}{4R} \tag{2.21}$$

Maksimum ısıl verimlilik, yük direncinin iç dirence oranı dikkate alınarak, Denklem (2.18)'in yeniden düzenlenmesi ile elde edilmektedir. Bu işlem sonucunda, $R_L/R = \sqrt{1 + Z\overline{T}}$ şeklinde bir bağıntı ortaya çıkmaktadır. Elde edilen bu koşul altında, maksimum ısıl verim (η_{max}) Denklem (2.22) ile ifade edilmektedir (Lee 2017).

$$\eta_{max} = \frac{\sqrt{1 + Z\overline{T}} - 1}{\frac{T_c}{T_h} + \sqrt{1 + Z\overline{T}}}\left(1 - \frac{T_c}{T_h}\right) \tag{2.22}$$

Toplam dört temel maksimum parametre tanımlanmaktadır: $I_{max}, V_{max}, \dot{W}_{max}$ ve η_{max}. Bunlara ek olarak, maksimum güç verimliliği de bulunmaktadır. Bu verimlilik, Denklem (2.18)'de verilen ifadenin $R_L/R = 1$ koşulu altında sağlanmasıyla elde edilmektedir. Maksimum güç verimliliği (η_{mp}), Denklem (2.23) ile ifade edilmektedir (Lee 2017).

$$\eta_{mp} = \frac{\left(1 - \frac{T_c}{T_h}\right)}{\frac{2}{Z\overline{T}}\left(1 + \frac{T_c}{T_h}\right) - \frac{1}{2}\left(1 - \frac{T_c}{T_h}\right) + 2} \tag{2.23}$$

2.5.3 Etkin Malzeme Özellikleri

Tez kapsamında, TEJ modülünün performansı, ideal koşulları esas alan (2.8) – (2.18) numaralı denklemler kullanılarak modellenmiştir. Söz konusu modellemede modülün termoelektrik malzeme özellikleri olan elektriksel özdirenç (σ), Seebeck katsayısı (α) ve ısıl iletkenliğin (k) bilinmesi gerekmektedir. Ancak ticari TEJ modülü üreticileri, ürün kataloglarında genellikle yalnızca maksimum parametre değerlerini

($\dot{W}_{max}$, I_{max}, η_{mp} ve V_{max}) paylaşmakta, malzemelere ait ayrıntılı termoelektrik özellikleri (α, σ ve k) vermemektedir (Lee 2017).

İdeal denklemler, elektriksel ve ısıl temas dirençleriyle birlikte Thomson etkisi ve çevreye gerçekleşen ısı kayıpları gibi çeşitli kayıpları dikkate almadığından, modelleme sonuçlarıyla deneysel ölçüm verileri arasında belirli sapmalar ortaya çıkmaktadır. Bu tür kayıpların denklemlere eklenmesi, çözüm sürecinin doğruluğunu artırsa da hesaplama aşamasını oldukça karmaşık hâle getirmektedir. Bu nedenle, yalnızca ideal denklem setleri ve malzeme özellikleri temel alınarak elde edilen teorik performans eğrileri ile ticari modüllerden ölçülen gerçek karakteristik eğriler arasındaki uyuşmazlıklar, söz konusu modelleme kısıtlamalarıyla ilişkilendirilmektedir (Lee 2017).

Lee (2017) tasarım sürecinde ortaya çıkan kayıpların modellemeye dahil edilebilmesi için termoelektrik sistemlerde "etkin malzeme özellikleri" kavramını geliştirmiştir. Bu kavram, üreticiler tarafından sağlanan maksimum parametreler esas alınarak belirlenen ve sistemin gerçek çalışma koşullarını daha doğru biçimde yansıtan malzeme özelliklerini ifade etmektedir. Dolayısıyla, bu etkin özellikler yalnızca malzemenin içsel özelliklerini değil, aynı zamanda ısıl ve elektriksel temas dirençlerini, termoelektrik özelliklerin sıcaklığa bağlı değişimlerini ve çevreye olan ısı kayıplarını da kapsamaktadır (Lee 2017).

Ayrıca, p-tipi ve n-tipi termoelementler için bu etkin özelliklerin ayrı ayrı değerlendirilmesi gerekmektedir. Bu çerçevede, etkin elektriksel özdirenç, Denklem (2.24)'teki gibi ifade edilmektedir (Lee 2017).

$$\rho^* = \frac{4(A/L)\dot{W}_{max}}{(I_{max})^2 n} \tag{2.24}$$

Etkin Seebeck katsayısı, Denklem (2.25) ile tanımlanmaktadır (Lee 2017).

$$\alpha^* = \frac{4\dot{W}_{max}}{(T_h - T_c) n I_{max}} \tag{2.25}$$

Etkin Z^* değeri (figure of merit), Denklem (2.26) ile ifade edilmektedir (Lee 2017).

$$Z^* = \frac{\left(1 + \frac{T_c}{T_h}\right)\frac{2}{\overline{T}}}{\eta_c\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\eta_{mp}}\right) - 2} \tag{2.26}$$

Burada η_c, Carnot çevriminin verimini ifade etmektedir. $\eta_C = (1 - T_c/T_h)$ şeklinde tanımlanmaktadır (Lee 2017).

Etkin ısıl iletkenlik, Denklem (2.27) ile belirlenmektedir (Lee 2017).

$$k^* = \frac{(\alpha^*)^2}{Z^*\rho^*} \tag{2.31}$$

2.5.4 TGM199-1.4-2.0 TEJ Modülü Parametreleri

Bu tez kapsamında, yarı iletken malzeme olarak Bizmut Tellür (Bi_2Te_3)'ün kullanıldığı, ticari bir TEJ modülü olan TGM199-1.4-2.0 modeli kullanılmıştır. Modülün üretici tarafından verilen maksimum parametre değerleri; $W_{max} = 7{,}3\ W$, $V_{max} = 11\ V$, $I_{max} = 2{,}65\ A$ ve $\eta_{max} = \%5{,}3$ şeklindedir (Kryotherm 2024b).

Ayrıca, modül için etkin malzeme özellikleri şu şekilde verilmiştir:

- $\alpha^* = 162{,}8\ \mu V/K$, (etkin Seebeck katsayısı),
- $\rho^* = 1{,}024 * 10^{-3}\Omega cm$, (etkin elektriksel özdirenç)
- $k^* = 0{,}015\ W/cmK$, (etkin ısıl iletkenlik katsayısı) (Lee 2017).

Maksimum parametreler arasında; η_{max} en yüksek verim düzeyini, I_{max} en yüksek akım değerini, W_{max} elde edilebilen maksimum güç çıktısını ve V_{max} en yüksek gerilim değerini ifade etmektedir.

TGM199-1.4-2.0 modülünün geometrik özellikleri ise şu şekildedir:

- $A_e = 1.96\ mm^2$, (bir elemanın kesit alanı),
- $L = 2\ mm$, (bir elemanın bacak uzunluğu),
- $n = 199$, (ısıl çift sayısı).

2.6 Literatürdeki Çalışmalar ve Değerlendirme

Bugün termoelektrik sistemler, hem TEJ hem de TES uygulamalarında sıkça kullanılmaktadır. TEJ'ler, özellikle egzoz gazı gibi atık ısı kaynaklarından yararlanarak elektrik enerjisi üretme potansiyeline sahiptir. Literatürde, içten yanmalı motorlarda elektrik enerjisi elde etmek amacıyla TEJ sistemlerinde çoğunlukla yüksek sıcaklığa ve dolayısıyla yüksek düzeyde ısıl enerjiye sahip egzoz gazlarının kullanıldığı belirtilmektedir.

Wolf ve diğ. (2020), çeşitli geometrik optimizasyon yaklaşımlarını kullanarak TEM'lerin güç çıktısı ile enerji dönüşüm verimliliği üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Çalışmalarında Bi_2Te_3, yarı-Heusler ve oksit bazlı modüller sonlu elemanlar yöntemi (FEM) ile karakterize edilmiş; malzeme türüne bağlı olarak optimum performans farklılıkları ortaya konulmuştur.

He ve diğ. (2020), TEJ sistemleri aracılığıyla motor egzoz gazlarından ısıl enerjinin geri kazanımında sıcaklık gradyanının rolünü incelemiştir. Çalışma, ticari TE malzemeler kullanılarak farklı egzoz koşulları altında optimum performansa ulaşmak için gerekli yapısal boyutların belirlenmesine yönelik önemli sonuçlar ortaya koymuştur.

Sofyan ve diğ. (2020) bir ısı geri kazanım sisteminde farklı düzenleme türleri ile alüminyum kanatçık konfigürasyonlarının, TEM'ler aracılığıyla egzoz gazı sıcaklığından elde edilen elektrik üretimi üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Motorun 1300–2200 dev/dak aralığındaki dört farklı hızda test edilmesiyle elde edilen veriler değerlendirilmiş ve uygulanan tüm kanatçık geometrilerinde maksimum akımın 122 mA, maksimum gerilimin ise 12,52 V olarak 2200 dev/dak'da gerçekleştiği belirlenmiştir.

Kober ve diğ. (2020), kapsamlı bir optimizasyon süreciyle oluşturulan işlevsel bir prototipi test ederek termoelektrik modül entegrasyonunun sistem performansına etkilerini araştırmıştır. Prototip sıcak gaz test düzeninde test edilmiş ve deneysel sonuçların simülasyon çıktılarıyla oldukça uyumlu olduğu gözlenmiştir.

Karana ve Sahoo (2021b), bir dizel motorun bükülmüş kanatlı egzoz ısı değiştiricisinin performansını altı farklı çalışma noktasında değerlendirmiştir. Elde edilen sonuçlar, bükülmüş bandın belirli geometrik parametre kombinasyonlarının en yüksek elektriksel güç çıktısını sağladığını ve düz yüzeyli sistemlerle karşılaştırıldığında daha yüksek yakıt verimliliği potansiyeli sunduğunu göstermiştir.

Karana ve Sahoo (2021a) yürüttükleri başka bir araştırmada otomobil tipi bir termoelektrik atık ısı geri kazanım sistemi için enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirmiştir. Çalışmada, alüminyum esaslı bir ısı değiştirici kullanılmış ve sabit motor devri altında farklı yük seviyelerinde yapılan deneyler sonucunda termoelektrik performansa ilişkin parametreler incelenmiştir. Elde edilen bulgular doğrultusunda ısı değiştiricinin en uygun kalınlığı belirlenmiştir.

Kumar ve diğ. (2021), TEJ'lerin atık ısıyı elektrik enerjisine çevirebilme yeteneğini araştırmıştır. İçten yanmalı motorun egzoz hattına bağlanan TEJ modülü ile, sıcak ve soğuk yüzeyler arasındaki sıcaklık farkı 10°C–80°C aralığında tutulmuş ve buna bağlı olarak çıkış gerilimi ile güç değerleri elde edilmiştir.

Liao ve diğ. (2021), araç egzozu ile çalışan bir termoelektrik sistemde optimum tasarım koşullarını incelemiştir. Çalışmalarında, geri dönüşümsüz ısı transferi teorisini kullanarak TEM'lerin ısıl denge denklemlerini çözmüş ve elektrik akımının güç çıkışı ile enerji dönüşüm verimliliği üzerindeki etkilerini değerlendirmiştir.

Cózar ve diğ. (2021), otomotiv termoelektrik jeneratörlerinde (ATEJ) farklı TEM bağlantı düzenlerinin ısıl verimlilik ve elektriksel güç çıktısı üzerindeki etkilerini araştırmıştır. İki farklı motor çalışma noktasında gerçekleştirilen analizlerde paralel, kare ve seri bağlantılar karşılaştırılmış; kare bağlantının TEJ'lerde elektrik gücü, akım ve voltaj arasında optimum dengeyi sağladığı belirlenmiştir.

Zhou ve diğ. (2022), otomotiv egzoz sistemlerinde kullanılan termoelektrik güç üretim modüllerinin yerleşim düzeninin, sistemin güç çıktısı üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Farklı çalışma koşullarında gerçekleştirilen analizler, modül aralığı ile kapsama oranındaki değişimlerin çıkış gücü üzerinde belirgin bir etkiye sahip olduğunu ortaya koymuştur. Ayrıca, daha büyük boyutlu modüllerin sıcaklık

dağılımını daha homojen hâle getirerek güç üretim kapasitesini artırabileceği belirlenmiştir.

Nonthakarn ve diğ. (2019), dizel motorlarda turbo jeneratör ile entegre edilen TEJ sisteminden elde edilen maksimum elektriksel çıktının 3400 dev/dak'da 1262 W ve 0,1024 kg/s debi değerine ulaştığını rapor etmiştir. Bu bulgular, araç egzoz gazı kaynaklı elektrik üretiminin uygulanabilir ve potansiyel olarak yüksek verimli bir teknoloji olduğunu göstermektedir.

Kalteh ve Garmejani (2019), Thomson etkisinin TEJ'lerin elektriksel güç üretimi ile ısıl verimliliği üzerindeki rolünü ayrıntılı biçimde incelemiştir. Yaptıkları analizler sonucunda, Pb-Te alaşımında görülen Thomson ısısının, 650 K'nin üzerindeki sıcaklıklarda hem üretilen elektriksel gücü artırdığı hem de sistem verimliliğini iyileştirdiği belirlenmiştir.

Subramaniam ve diğ. (2019), otomotiv egzoz sistemlerinde kullanılan TEJ'lerin performansını incelemek amacıyla özgün bir test düzeneği tasarlamıştır. Elde edilen bulgular, sıcak yüzeydeki kanatçık tasarımının yetersiz ısıl performansı nedeniyle TEJ sisteminin genel verimliliğinin yalnızca %0,4 seviyesinde gerçekleştiğini ortaya koymuştur.

Al-Nimr ve Alajlouni (2018), bir motorun ateş kutusu duvarına entegre ettikleri TEM ile yüksek sıcaklık farkından elektrik enerjisi elde edilmesini araştırmıştır. Yürüttükleri çalışma sonucunda, sistemin 4000 dev/dak motor hızında yaklaşık 600 W elektrik gücü üretebildiği ve aynı koşullarda verimliliğin %2,75 oranında arttığı belirlenmiştir.

Temizer (2014), bir dizel motorun egzoz ısısından yararlanılarak geliştirilen bir TEJ prototipini incelemiştir. Seri bağlı Al-6061 yapıdaki TEM'lerin kullanıldığı prototip, maksimum 156,7 W elektrik gücü üretmiştir. Sistem, ısı-akış ve termoelektrik davranışlarının ayrıntılı olarak incelenebilmesi amacıyla Ansys Workbench ve Fluent yazılımları kullanılarak kapsamlı biçimde nümerik olarak modellenmiştir.

Gürcan ve Yakar (2022b), bir traktör motorunda kompresör ile ara soğutucu (intercooler) arasına entegre edilmiş sekizgen kesitli bir boru üzerine yerleştirilen TEJ

modüllerini kullanarak gerçekleştirdikleri çalışmayı rapor etmiştir. Araştırmalarında, farklı dış ortam sıcaklıklarında TEJ modüllerinin güç üretim performansları karşılaştırılmış; elde edilen sonuçlar, en yüksek elektriksel çıktının 268 K sıcaklıkta elde edildiğini ortaya koymuştur.

Gürcan ve Yakar (2022a) traktör motorlarında kompresör ile ara soğutucu (intercooler) arasına entegre edilen bir TEJ sisteminin elektriksel güç üretimi üzerindeki etkilerini inceledikleri başka bir çalışma gerçekleştirmiştir. Elde edilen veriler, TEM'lerin akım üretiminin kesit alanı büyüdükçe arttığını ve bunun traktör performansını olumlu etkileyebileceğini göstermektedir.

Literatürde yer alan araştırmalar, kanatçıklı yapıların tasarımının iyileştirilmesine ve farklı mühendislik uygulamalarında optimum ısı kuyusu konfigürasyonlarının belirlenmesine anlamlı katkılar sunmaktadır. Ayrıca, ısı kuyular aracılığıyla ısı transferini artırmaya yönelik yürütülen kapsamlı incelemelerin de mevcut olduğu görülmektedir.

Sahin ve Demir (2008b), dikdörtgen kesitli kanallarda dairesel delikli pim kanatçıklarının kullanımının ısı transferini artırdığını, ancak bunun aynı zamanda akışta belirgin bir basınç kaybına yol açtığını ortaya koymuştur. Taguchi deneysel tasarım yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen çalışmada, Reynolds sayısı, kanat yüksekliği ve kanatlar arası mesafe gibi parametrelerin optimum performans üzerindeki etkileri belirlenmiştir.

Sahin ve Demir (2008a), dikdörtgen kesitli bir kanalda kare biçimli delikli pim kanatçıklarının ısı transferi üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Farklı Reynolds sayıları ve boşluk oranları altında yürütülen deneylerde ısı transferi ve sürtünme faktörü değerlendirilmiş; Taguchi deneysel tasarım yöntemiyle optimum performans için düşük boşluk oranı, düşük kanatçıklar arası mesafe ve görece düşük Reynolds sayılarının tercih edilmesi gerektiği sonucuna ulaşılmıştır.

Dhanawade ve diğ. (2013) numaralı çalışmada, yatay düz bir yüzey üzerindeki zorlanmış konveksiyon koşullarında kare ve dairesel deliklere sahip dikdörtgen kanat dizilerinin ısı transferi karşılaştırılmış, kare deliklerin dairesel deliklere göre daha üstün performans sağladığı belirlenmiştir.

Al-Sallami ve diğ. (2016), şerit kanatlı ısı kuyuların (SFHS) plaka ve pim kanatçıklara kıyasla enine kesit en-boy oranı avantajlarını nümerik olarak incelemiştir. Elde edilen bulgular, kademeli düzenlemelerde kullanılan şerit kanatçıkların ısı transferini artırma konusunda yüksek bir potansiyele sahip olduğunu ortaya koymuştur. Ayrıca, delikli şerit kanatçıkların mikroelektronik soğutma sistemlerinde işlemci sıcaklığını düşürmede dikkate değer bir iyileşme sağladığı belirlenmiştir.

Al-Damook ve diğ. (2016), pim ısı kuyularında (PHS) tek, dikdörtgen yivli veya çentikli deliklerin kullanımını nümerik olarak değerlendirmiştir. Çalışma, dikdörtgen delik boyutu arttıkça ısı transferinin yükseldiğini, basınç düşüşünün ise azaldığını ortaya koymuştur. Ayrıca çoklu dairesel delikli PHS'ler ile uygun ısı transferi ve basınç düşüşü özelliklerinin dengelenebileceği belirlenmiştir.

Chang ve diğ. (2017), yürüttükleri nümerik analizlerde çukurlu ve çukursuz dikey kanat dizilerinde serbest konveksiyon akışı ile ısı transferi davranışlarını incelemiştir. Sonuçlar, çukurlu kanat dizilerinin düz kanat dizilerine göre daha yüksek ısı transfer performansı sağladığını, bu farkın ise özellikle Rayleigh sayısı yükseldikçe belirginleştiğini göstermiştir.

Haghighi ve diğ. (2018), doğal konveksiyon koşullarında plakalı kanatçıklar ile plakalı kübik pim-kanatlı ısı kuyularının ısıl performansını deneysel yöntemlerle araştırmıştır. Bulgular, plakalı kübik pim-kanatlı ısı kuyuların daha düşük ısıl dirence sahip olduğunu ve standart pim kanatçıklara kıyasla %10–41,6 oranında daha yüksek ısı transferi sağladığını göstermiştir.

Kim ve Kim (2009), paralel akış koşullarında gerçekleştirdikleri deneysel çalışmalar kapsamında, farklı çapraz kesit geometrilerine sahip ısı kuyularının ısıl performans üzerindeki etkilerini incelemiştir. Çalışma, çapraz kesim uzunluğu ve konumunun ısı kuyuların performansını önemli ölçüde artırabileceğini, ayrıca çapraz kesimli ısı kuyuların diğer tasarım tiplerine göre üstün performans sergilediğini ortaya koymuştur.

Gupta ve diğ. (2019), deneysel çalışmalarında yüzeyinde çukurlar ve çıkıntılar bulunan plakalı kanatçıklı bir ısı kuyunun yatay dikdörtgen bir kanaldaki akış ve ısı transferi özelliklerini incelemiştir. Elde edilen bulgular, çukur derinliği ile aralıklarının

değiştirilmesinin kanatçık dizisinin ısı transfer performansını önemli ölçüde etkilediğini göstermiştir.

Khudhur ve diğ. (2022), düz paralel kanatçıklara sahip ve farklı kanatçık tipleriyle tasarlanan ısı kuyularının ısı transferi performansını hem deneysel hem de hesaplamalı analizler kullanarak incelemiştir. Araştırma bulguları, özellikle düz plakalı-ek kanatçıklı ve düz plakalı-çıkarmalı kanatçıklı tasarımların yüksek Reynolds sayılarında ve türbülanslı zorlanmış konveksiyon koşullarında diğer kanatçık tiplerinden daha üstün ısıl performans gösterdiğini ortaya koymuştur.

Liu ve diğ. (2025b), süperkritik CO_2'nin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı pim kanatçıklı rejeneratif bir soğutma kanalında ısı transferi ve akış özelliklerini araştırmıştır. Çalışmada, pimli kanatçıklı kanalın ısı transferinde 3,08 kat iyileşme, 4,66'lık sürtünme faktörü ve 1,84'lük ısıl performans artışı sağladığı; ayrıca Re = 45.000 için sıcak yüzeyin maksimum sıcaklığının pürüzsüz kanal tasarımına kıyasla %36 oranında azaldığı belirlenmiştir.

Liu ve diğ. (2025a), yine süperkritik CO_2 soğutucu kullanan dairesel tetrahedral kafes yapılara sahip rejeneratif soğutma kanallarını incelemiştir. Çalışma, kanal malzemesi bakır olduğunda genel ısıl performansın çeliğe kıyasla 3,24 kat daha yüksek olduğunu göstermiştir.

Termoelektrik jeneratörlerde, modülün iki yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı arttıkça elde edilen çıkış geriliminin de yükseldiği görülmektedir. Geleneksel olarak plakalı kanatçıklı ısı kuyularının kullanıldığı TEJ sistemlerinde, bu ısı kuyuları elektrik gücü üretiminde ve dolayısıyla ısıl verimlilikte önemli iyileştirmeler sağlamaktadır. Literatüre göre, TEJ performansı; ısı kuyu tasarımı, akış hızı ve ısıl direnç gibi parametrelerin etkisi altında önemli ölçüde değişmektedir.

T'Jollyn ve diğ. (2017), soğuk tarafta zorlanmış konveksiyon koşullarında plakalı kanatçıklı ısı kuyularla donatılmış TEJ'lerin performansını değerlendirmek üzere bir model geliştirmiştir. İlgili çalışmada, model; ısıl direnç, elektrik yükü ve tasarım parametrelerinin TEJ'in güç çıkışı ile verimliliği üzerindeki etkilerini değerlendirmek amacıyla oluşturulmuştur.

Rezania ve Rosendahl (2015), yaptıkları çalışmada TEJ'lerin net güç çıkışının, kullanılan ısı kuyularının konfigürasyonuna bağlı olarak değiştiğini göstermiştir. Çalışmalarında, plakalı kanatçıklı ısı kuyuların düşük akış hızlarında yüksek net güç sağladığını; buna karşılık, çapraz kesimli ısı kuyuların yüksek akış hızlarında daha üstün performans sergilediğini belirlemişlerdir.

Barma ve diğ. (2015a), yaptıkları çalışmada, endüstriyel ısıl yağ ısıtıcılarına entegre edilerek baca gazı ile temiz hava kanalları arasına yerleştirilen TEJ'lerde elektrik üretiminin; plakalı kanatçıklı ısı kuyu tasarımı ve akış parametrelerinden önemli ölçüde etkilendiğini belirtmiştir.

Wiriyasart ve Naphon (2020), jet çarpma soğutma yöntemini kullanarak farklı kanatçık geometrilerine sahip soğuk plakalı ısı kuyularındaki ısı dağılımını analiz etmiştir. Elde ettikleri bulgular, dairesel kanatçık tasarımlarının, dikdörtgen ve konik şekilli kanatçıklara kıyasla yaklaşık %12–25 aralığında daha düşük ısıl direnç sunduğunu ortaya koymaktadır.

Barma ve diğ. (2015b), yaptıkları araştırmada, plakalı kanatçıklı ısı kuyularla donatılan TEJ modüllerinin endüstriyel ısıl yağ ısıtıcılarına entegrasyonunun güç üretimini optimize ettiğini ve sistemin ısıl verimliliğini yaklaşık %7 oranında iyileştirdiğini ortaya koymuştur.

Xu ve diğ. (2022), kişisel konfor sistemlerinde kullanılan termoelektrik dönüşüm ünitelerindeki ısı kuyu yapılarının optimizasyonunu incelemiştir. Bulgular, ısı kuyu tasarımının iyileştirilmesinin, TE dönüşüm ünitelerinin ısı alışverişini daha verimli hale getirmenin etkili bir yolu olduğunu ve kişisel konfor sistemlerinin geliştirilmesinde kritik bir rol oynadığını göstermiştir.

Pujol ve diğ. (2023) çalışmasında geliştirilen modelin deneysel verilerle doğrulandığı ve TEJ'lerde maksimum net elektrik gücü elde etmek için optimum ısı kuyu tasarımını belirlemede etkili olduğu belirtilmiştir. Özellikle, kanat kalınlığı değişimlerinin kanat aralığı değişimlerine kıyasla daha düşük etkiye sahip olduğu gözlemlenmiştir.

Pouryoussefi ve Zhang (2015), plaka kanatçıkları arasına yerleştirilen dairesel pimli ve pimsiz hava soğutmalı paralel plakalı ısı kuyuların zorlanmış konveksiyon

koşullarındaki soğutma performansını araştırmıştır. Bulgular, hava hızının artırılmasının ısı kuyu verimliliğini artırmakla birlikte basınç düşüşünü de yükselttiğini; ayrıca pimli ısı kuyuların orijinal tasarıma kıyasla %37,7 oranında daha düşük ısıl direnç sağladığını ortaya koymuştur.

Son yıllarda, düşük sıcaklıklı faz değişim malzemeleri (FDM'ler) ve metal köpük gibi yeni teknolojiler, enerji verimliliğini artırmak ve ısıl yönetimi iyileştirmek amacıyla TEJ sistemlerine entegre edilmeye başlanmıştır.

Rezania ve diğ. (2023), düşük sıcaklıklı PCM ile korumalı bakır köpüğün entegre edildiği bir sistem geliştirerek TEJ'lerdeki soğutma enerjisi ihtiyacını ortadan kaldırmayı amaçlamıştır. Elde edilen bulgular, önerilen sistemin geleneksel fan destekli TEJ yapılarına kıyasla yaklaşık %53,5 oranında daha yüksek verimle çalıştığını ve aynı zamanda etkili bir soğutma performansı sunduğunu ortaya koymaktadır

Li ve diğ. (2023) tarafından, köpük–PCM kompozitinin TEJ ile birlikte kullanıldığı ve pasif soğutma, ısıl enerji depolama ile elektrik üretimini aynı sistem içerisinde sağlayan bir enerji yönetim yaklaşımı önerilmiştir. Araştırma sonuçları, köpük/PCM kompozitinin yüksek ısıl iletkenlik sayesinde ısı kaynağının sıcaklığını düşürdüğünü; ancak bu etkinin termoelektrik güç üretiminde azalmaya neden olduğunu göstermiştir.

Wang ve diğ. (2014), düşük dereceli atık ısıdan yararlanmak amacıyla açık hücreli metal köpük dolgulu plakalı ısı değiştirici tabanlı bir TEJ (HE-TEJ) sistemi geliştirmiştir. Deneysel prototipte, çeşitli iyileştirme yöntemlerinin uygulanmasıyla TE güç üretim performansında artış gözlenmiş ve sistemin ısı değişim verimliliği %83,56 seviyesine kadar ulaşmıştır.

Yousefi ve diğ. (2023), TEJ sistemlerinde sıcaklık dalgalanmalarını dengelemek ve aşırı ısınmayı önlemek amacıyla PCM ve bakır köpüğün birlikte kullanımını incelemiştir. Araştırma sonuçları, PCM ile köpüğün bir araya getirilmesinin ısının daha hızlı yayılmasını sağlayarak enerji üretimini artırdığını; bununla birlikte sistemin hem verimliliğini hem de güvenliğini iyileştirdiğini ortaya koymuştur.

Turboşarjlı motor sistemlerinde, motor verimliliğini artırmak ve yanma odasına daha soğuk havanın girmesini sağlamak amacıyla ısı değiştiriciler, ara soğutucunun önüne ya da arkasına yerleştirilebilmektedir.

Kaul ve diğ. (2021), ara soğutucu ile turboşarj arasındaki ısıtılmış hava kanalını analiz etmiş ve plastik malzemelerin metal borulara kıyasla önemli ölçüde ağırlık azaltımı sağladığını, aynı zamanda daha fazla tasarım esnekliği sunduğunu belirtmiştir.

Xu ve diğ. (2022), farklı metanol enjeksiyon konumlarının metanol/dizel çift yakıtlı motorların performansı ve emisyonları üzerindeki etkilerini incelemiştir. Bulgular, düşük yük koşullarında silindir içi basıncın en düşük seviyeye indiğini ve ısı transfer hızının en yavaş gerçekleştiğini; buna karşılık, yüksek yük ve yüksek hız koşullarında NOx emisyonlarının en fazla azaldığını göstermiştir.

Tauzia ve diğ. (2010), otomotiv tipi direkt enjeksiyonlu bir dizel motorun emme manifolduna su enjeksiyonunun yanma ve emisyonlar üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada, silindir içi emisyonların azaltılmasına yönelik olarak su enjeksiyonu (WI) sistemi ile egzoz gazı devridaimi (EGR) yöntemi karşılaştırılmış ve WI cihazının otomotiv uygulamalarında potansiyel bir çözüm olabileceği vurgulanmıştır.

Di Battista ve diğ. (2018), yakıt tüketimini ve emisyonları azaltmak amacıyla motor giriş havasının ısıl ve akış davranışlarını araştırmıştır. Çalışmada, motorun sabit koşullarda hafif görev tipi bir çalışma rejiminde test edilmesiyle, giriş havası alt soğutmasının açık olduğu durumlarda net yakıt tüketiminde yaklaşık %1 oranında azalma sağlandığı belirlenmiştir.

TEJ sistemlerinde soğuk yüzeyden dış ortama aktarılan ısı miktarı, sistemin ısıl verimini doğrudan belirleyen bir faktördür. Bu ısının uzaklaştırılması, soğuk tarafta yer alan ısı kuyuları sayesinde gerçekleştirilmektedir. Dolayısıyla bu çalışmada, TEJ sistemlerinin soğuk yüzeyine ait ısı kuyularının performansını artırmaya yönelik iyileştirmeler üzerinde durulmuştur.

Çalışmanın temel amacı, pratikte yaygın olarak kullanılan geleneksel plakalı kanatçıklı ısı kuyular yerine, kanatçıkları üzerinde dairesel delik ve yarıklar açılarak

tasarlanan yeni tip ısı kuyuların TEJ performansına etkisini incelemektir. Böylece, literatürde daha önce incelenmemiş bir yaklaşım ele alınmış ve sınır tabaka davranışını değiştirerek ısı transferini artıran delikli ve yarıklı plakalı kanatçıklar geliştirilmiştir. Bu yeni tasarımın, TEJ modüllerinin performansını artırdığı nümerik olarak ortaya konulmuştur.

Literatürde, TEJ performansını artırmaya yönelik çalışmaların çoğunlukla p- ve n-tipi yarı iletkenlerin boyutlarının değiştirilmesi üzerine yoğunlaştığı görülmektedir. Ancak, TEJ modüllerinde kullanılan ısı kuyuların geometrik olarak değiştirilmesine dayalı kapsamlı bir araştırmaya rastlanmamaktadır. Bu bağlamda, bu çalışma hem özgünlüğü hem de sınır tabaka davranışına müdahale ederek sağladığı ısı transferi iyileştirmeleri açısından literatüre önemli katkılar sunmaktadır.

Bunun yanı sıra, elde edilen sonuçlar yalnızca TEJ performansı açısından değil, motor verimliliği açısından da önem taşımaktadır. TEJ sistemi, elektrik enerjisi üretirken aynı zamanda enerjinin korunumu ilkesi gereği, ara soğutucuya giren havanın sıcaklığını TEJ'siz duruma kıyasla düşürmektedir. Bu durum, turboşarjlı traktör motorlarının genel verimliliğine olumlu katkıda bulunabilecek potansiyel bir avantaj sağlamaktadır.

Sonuç olarak, delikli ve yarıklı plaka kanatçıkların TEJ uygulamalarına entegre edilmesi, literatürde bugüne kadar ihmal edilmiş özgün bir yaklaşım olup hem akademik hem de pratik açıdan dikkate değer bulgular ortaya koymaktadır.

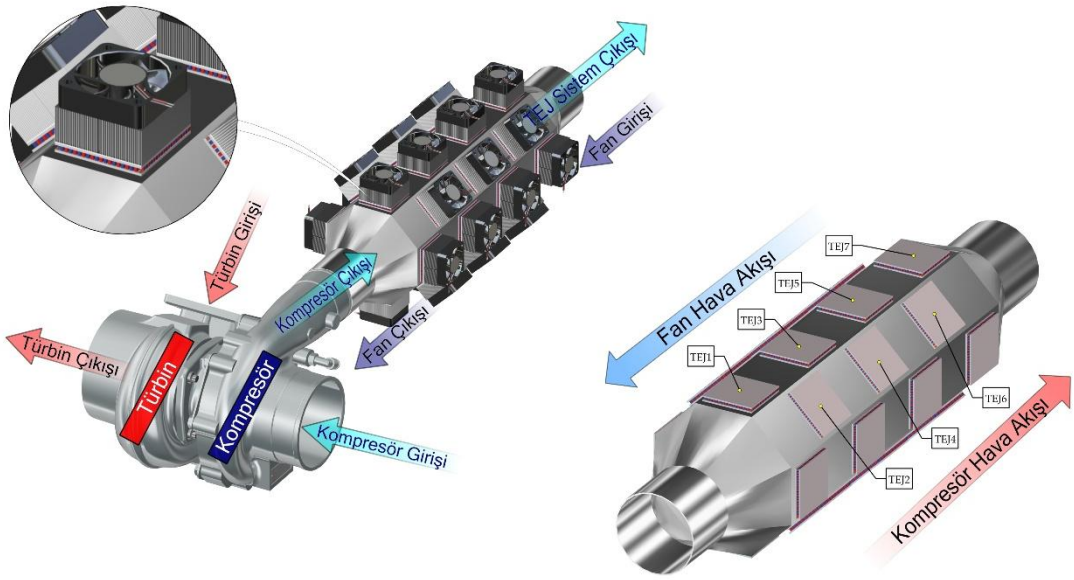
3. TURBOŞARJLI BİR TRAKTÖRÜN TEJ SİSTEMİ

Güncel literatürde, otomobillerde kullanılan TEJ sistemlerinde genellikle egzoz gazlarının ısıl enerjisinden yararlanılmaktadır. Ancak, önceki çalışmalarımızda literatürden farklı bir yaklaşım olarak, turboşarjlı bir traktörün kompresöründen çıkan havanın ısıl enerjisinden faydalanılmış ve kompresör ile ara soğutucu (intercooler) arasına yerleştirilen TEJ sistemi ile elektrik enerjisi üretimi nümerik olarak incelenmiştir.

Bu tez çalışmasında ise, söz konusu sisteme ek olarak, TEJ modülünün soğuk yüzeyinde kullanılan farklı ısı kuyusu tasarımları incelenmiştir. Bu bağlamda, Ansys-Fluent ve Ansys-Thermal-Electric yazılımları kullanılarak, plaka kanatçık, alüminyum köpük, delikli plaka kanatçık ve yarıklı plaka kanatçık türündeki ısı kuyularının TEJ performansı ile ara soğutucu giriş sıcaklığı üzerindeki etkileri nümerik olarak incelenmiştir.

Tez çalışmasında, kenar uzunluğu 45 mm ve kesit alanı 0,0098 m² olan düzgün sekizgen kesitli bir boru üzerine, her sırada dörder adet olmak üzere yedi sıra halinde toplam 28 adet TEJ modülü yerleştirilmiştir (Gürcan 2019). Sekizgen kesitli boru tasarımı, geniş yüzey alanı sayesinde daha fazla TEJ modülünün yerleştirilebilmesine olanak tanıması ve dairesel yapıya yakın formu sayesinde simetrik hava akışı oluşturması nedeniyle tercih edilmiştir.

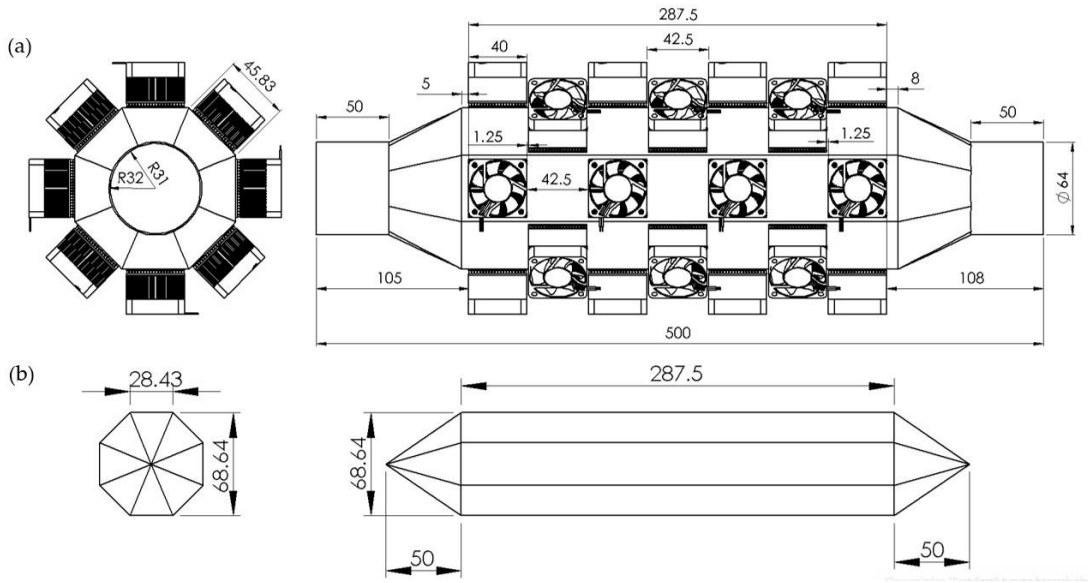
Turboşarjlı traktörde TEJ sisteminin nasıl konumlandırıldığını gösteren genel yerleşim düzeni Şekil 3.1a'da verilmiştir.



a) b)

Şekil 3.1: Basınçlı havanın ısıl enerjisinden faydalanan TEJ sistemine ait şematik düzen. (a) turboşarj ile TEJ sisteminin genel görünümü, (b) TEJ modüllerinin yer aldığı konumlar.

TEJ modüllerinde sıcak yüzeyler kompresörden gelen sıcak hava ile, soğuk yüzeyler ise fanla sağlanan dış hava ile temas edecek şekilde yerleştirilmiştir. Sıcaklık farkını artırmak ve elektrik üretimini yükseltmek için iki hava akışı zıt yönlerde modellenmiştir (Şekil 3.1b). Sıcaklık farkının artması, modüllerden elde edilen elektrik gücünde de artışa neden olmaktadır. Modüllerin sistem içerisindeki konumları değiştikçe, her bir modül farklı sıcaklık farklarına maruz kalmakta ve buna bağlı olarak farklı miktarlarda elektrik gücü üretmektedir. TEJ modülleri arasında tam bir simetri bulunduğundan, Şekil 1b'de gösterildiği üzere TEJ1'den TEJ7'ye kadar olan modüller, her satırı temsilen analiz edilmiştir. Bu yaklaşımda, her satırdaki TEJ modülünün benzer bir performans göstereceği varsayılmış ve sistemin genel davranışı bu temsili modüller üzerinden değerlendirilmiştir. TEJ modüllerinin yerleşimi Şekil 3.2a'da gösterilmiştir. Kompresörden çıkan sıcak havayı soğutucu yüzeylere daha homojen ve verimli bir şekilde yönlendirmek ve böylece TEJ modüllerinin ısıl verimliliğini artırmak için, geometrik özellikleri Şekil 3.2b'de verilen sekizgen piramit şeklindeki uçlara sahip bir deflektör tasarlanmıştır. Başka bir ifadeyle, bu deflektör hava akışını yönlendirerek kompresörden çıkan sıcak havanın büyük bir bölümünün TEJ modülleri üzerinden geçmesini sağlar ve böylelikle elektrik enerjisine dönüşüm verimliliğini artırır. Bu nedenle, akış ara soğutucuya ulaşırken sıcaklık değeri önceki duruma kıyasla daha düşük olmaktadır.



Şekil 3.2: Tezde kullanılan düzgün sekizgen boru tasarımının görünümü; (a) boru yüzeyi üzerinde TEM'lerin yer aldığı konumlar, (b) boru içindeki deflektörün temel boyutları.

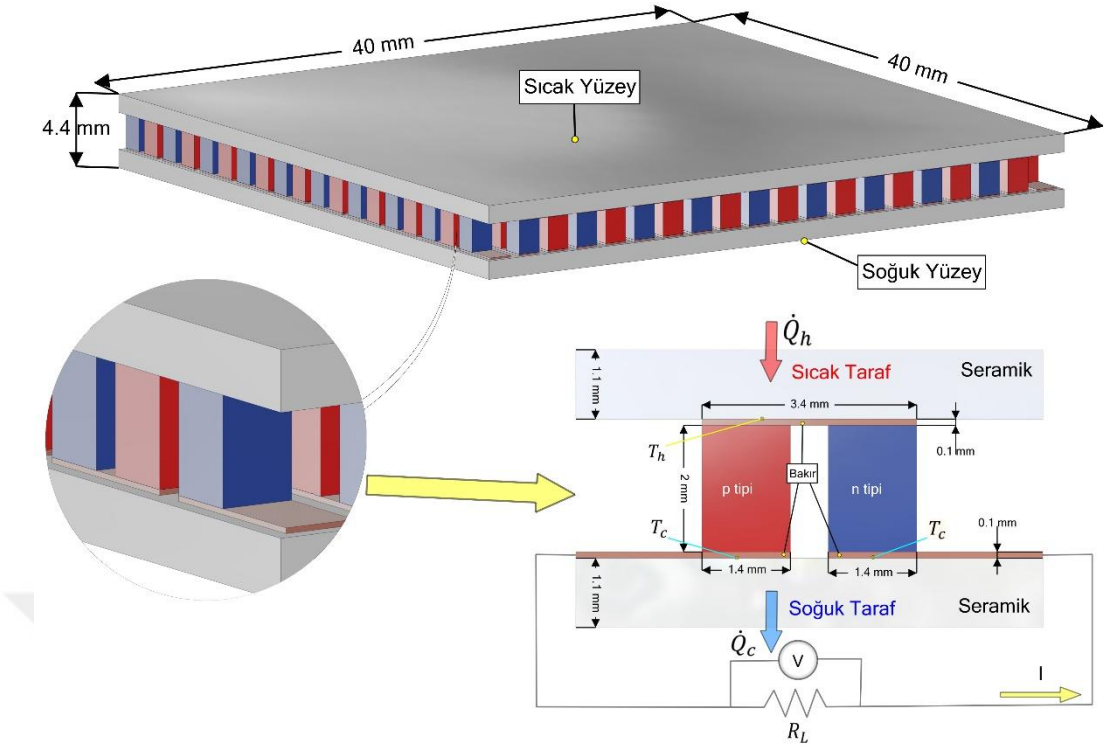
Bu çalışmada, turboşarjlı traktörün kompresör çıkışında yer alan TEJ sistemine giren havanın sıcaklığı 135 °C, kütle debisi 0,162 kg/s, basınç artış oranı (P_k/P_o) 2,2 ve çıkış borusu çapı 64 mm olarak alınmıştır (Potur 2009).

3.1 Kullanılan TEJ Modülü

Çalışmada kullanılan ticari TEJ modülü TGM199–1.4–2.0 olup, katalog değerlerine göre boyutları 40 mm × 40 mm × 4,4 mm'dir (Şekil 3.3). Bu modüldeki ifade ve semboller şu şekilde açıklanmaktadır:

- TGM: TEJ modülünü ifade eder.
- 199: TEJ modülünde bulunan p- ve n-tipi termoçiftlerin toplam adedini ifade etmektedir.
- 1.4: p veya n yarı iletken bacağının kesitinin kenar uzunluğunu temsil eder.
- 2.0: p veya n yarı iletken bacağının uzunluğunu temsil eder (Kryotherm 2024a).

Kullanılan TEJ modülünün boyutları ve şematik gösterimi Şekil 3.3'te yer almaktadır.



Şekil 3.3: Tez çalışmasında kullanılan TEJ modülüne ait şematik yapı ve modülün temel boyutları.

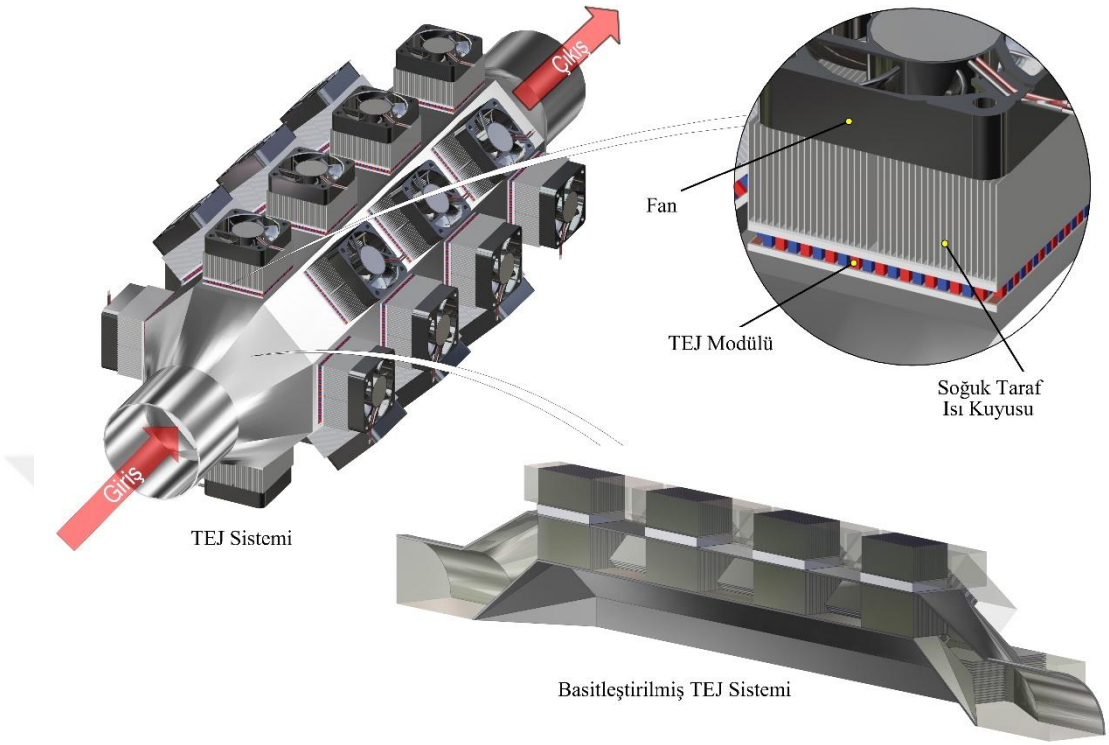
3.2 TEJ Modülünün Basitleştirilmesi

Nümerik modelleme sürecinde, geometrik karmaşıklıklar göz ardı edilerek TEJ modülleri basitleştirilmiş bir şekilde modellenmiştir. Bu yöntem, büyük ölçekli simülasyonlarda daha verimli bir şekilde uygulanabilmenin yanı sıra, hesaplama maliyetini de önemli ölçüde azaltmaktadır. Ayrıca, basitleştirme yönteminin doğru sonuçlar elde etmede de avantaj sunduğu literatürde vurgulanmaktadır.

Luo ve diğ. (2019) çalışmalarında benzer bir yaklaşım benimsemiş, Kohan ve diğ. (2021) ise basitleştirmenin sağladığı avantajları şu şekilde özetlemiştir:

- Geometrik karmaşıklıkların azaltılmasıyla daha basit modellerin elde edilmesi,
- Daha düşük hesaplama maliyeti,
- Büyük ölçekli simülasyonlarda kullanılabilirlik,
- Basitleştirmeye rağmen doğru ve güvenilir sonuçların elde edilebilmesi.

Basitleştirilmiş modelin genel görünümü Şekil 3.4'te yer almaktadır. Bu işlem sonucunda, TEJ modülü için eşdeğer ısıl iletkenlik katsayısı hesaplanmıştır.



Şekil 3.4: Turboşarjlı traktöre entegre edilen TEJ sisteminin basitleştirilmiş modeli.

TEJ modülünün yoğunluk ve özgül ısı değerleri, bizmut tellür (Bi_2Te_3) malzemesinin karakteristik özellikleri dikkate alınarak belirlenmiştir. Modülün geometrisi sadeleştirildiğinden, ısıl iletkenlik katsayısı bu duruma uygun olarak eşdeğer ısıl iletkenlik şeklinde yeniden hesaplanmıştır.

Bu hesaplama sürecinde Denklem (3.1) ve Denklem (3.2) kullanılmıştır (Luo ve diğ. 2019).

$$R_{TEM} = \frac{H_{TEM}}{k_{TEM} A_m} \tag{3.1}$$

Burada R_{TEM} toplam ısıl direnci, H_{TEM} modülün toplam yüksekliğini, k_{TEM} eşdeğer ısıl iletkenlik katsayısını ve A_m ise ısının geçtiği TEM alanını ifade etmektedir. TGM199-1.4-2.0 modülüne ait katalog verilerinde R_{TEM} değeri 1,39 K/W olarak verilmektedir (Kryotherm 2024b).

$$A_m = \frac{2H_{seramik}}{2H_{bakır} + 2H_{seramik} + H_{bacak}} A_{seramik} + \frac{H_{bakır}}{2H_{bakır} + 2H_{seramik} + H_{bacak}} A_{bakır} N_{bakır} + \frac{H_{bacak}}{2H_{bakır} + 2H_{seramik} + H_{bacak}} A_{bacak}(N_p + N_n) \quad (3.2)$$

Burada;

- $H_{seramik}$ seramik tabakanın yüksekliğini,
- $H_{bakır}$ bakır iletkenin yüksekliğini,
- H_{bacak} p-n termoçift bacak uzunluğunu,
- $A_{seramik}$ dikey yönde ısı iletimi yapılan seramik tabakanın kesit alanı,
- $A_{bakır}$ dikey yönde ısı taşıyan bakır bölümün kesit alanı,
- A_{bacak} dikey doğrultuda ısı geçen p–n termokupl bacağının kesit alanı,
- $N_{bakır}$ bakır iletken sayısını,
- N_p p tipi yarı iletken sayısını,
- N_n n tipi yarı iletken sayısını ifade etmektedir.

Hesaplamalarda, Kryotherm kataloğunda verilen TGM199-1.4-2.0 modülüne ait geometrik veriler esas alınmıştır. Buna göre; $H_{bakır} = 0{,}1$ mm , $H_{seramik} = 1{,}1$ mm, $H_{bacak} = 2$ mm, $H_{TEM} = 4{,}4$ mm, $A_{seramik} = 0{,}016$ m^2, $A_{bacak} = 1{,}96 \times 10^{-6}$ m^2, $A_{bakır} = 4{,}76 \times 10^{-6}$ m^2, $N_p = 199$, $N_n = 199$ ve $N_{bakır} = 398$, olarak belirlenmiştir. Denklem (3.2) yardımıyla yapılan hesaplamalar sonucunda, $A_m = 0{,}0012$ m^2 olarak bulunmuştur. Ayrıca, Denklem (3.1) yardımıyla eşdeğer ısıl iletkenlik değeri $k_{TEM} = 2{,}6379$ W/(m · K) olarak bulunmuştur.

3.3 Kullanılan Isı Kuyuları

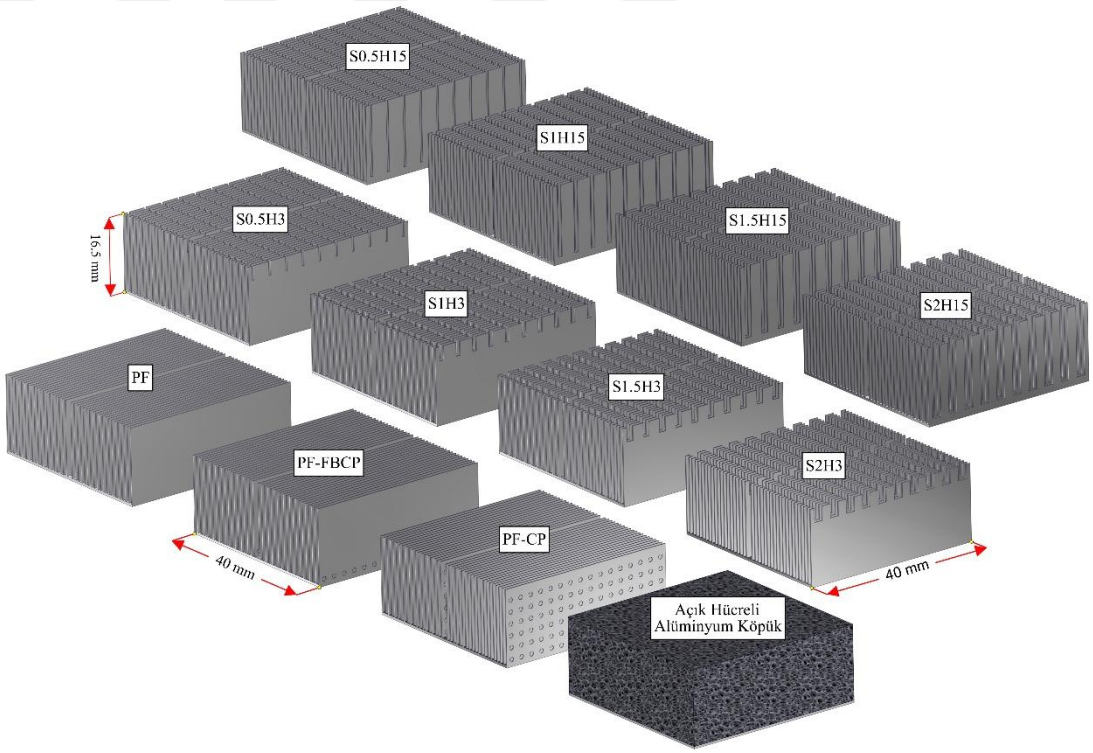
Tez kapsamında, Şekil 3.5'te gösterildiği üzere, TEM'nin soğuk yüzeyinde farklı ısı kuyular kullanılmış ve bu ısı kuyuların TEJ performansı ile ara soğutucu giriş havası sıcaklığı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

İlk olarak, üç farklı plaka kanatçıklı (PF) ısı kuyusu tasarımı değerlendirilmiştir:

1. Geleneksel PF ısı kuyusu,
2. Kanatçık tabanlarına 1 mm çapında 16 adet dairesel delik açılarak elde edilen PF ısı kuyusu tasarımı,
3. Kanatçık tabanlarından başlayıp her biri 1 mm çapında olacak şekilde 6 sıra halinde ve her sırada toplam 16 dairesel delik açılarak geliştirilen PF ısı kuyusu tasarımı.

İkinci olarak, 10, 20 ve 40 PPI (inch başına gözenek sayısı) değerlerine sahip üç farklı açık hücreli alüminyum köpük incelenmiştir.

Üçüncü olarak, PF ısı kuyularının kanat uçlarından başlayarak farklı yarık genişliklerine (0,5; 1; 1,5 ve 2 mm) ve farklı yarık yüksekliklerine (3 ve 15 mm) sahip sekiz farklı ısı kuyusu tasarımı değerlendirilmiştir (Şekil 3.5).



Şekil 3.5: Çalışmada incelenen farklı ısı kuyusu tasarımları: Plaka kanatçık (PF) ısı kuyusu, Plaka kanatçık–kanat tabanı dairesel delikli (PF-FBCP) ısı kuyusu, Plaka kanatçık–dairesel delikli (PF-CP) ısı kuyusu, Açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyusu, Yarıklı plaka kanatçık ısı kuyular (S0.5H3 – S2H15).

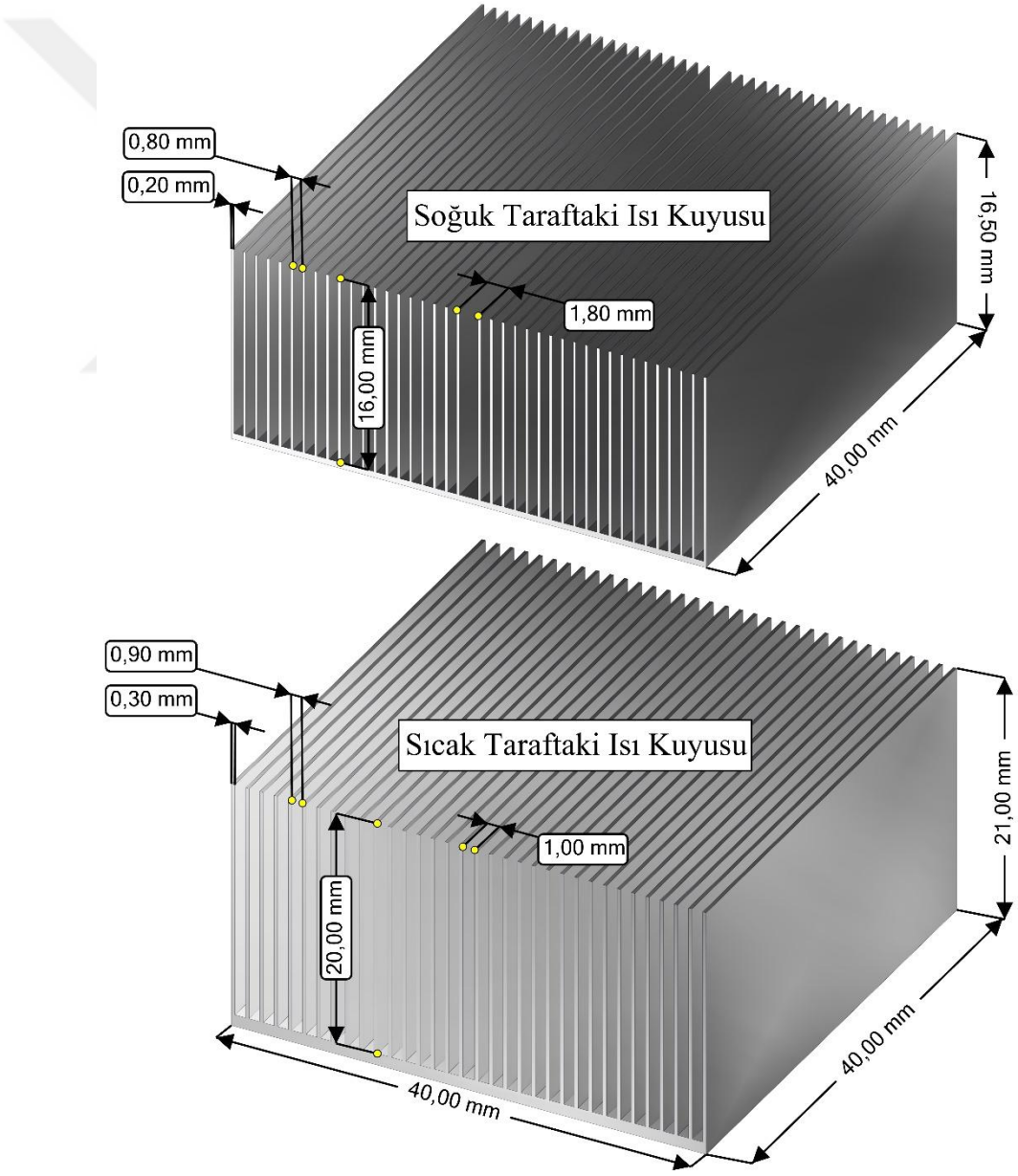
Tez kapsamında, yüksek lisans tez çalışmamda (Gürcan 2019) gerçekleştirilen optimizasyon analizlerinden elde edilen ve doğrulanmış PF ısı kuyusu tasarımları

kullanılmıştır.

Şekil 4.9'da, TEM modüllerinin sıcak ve soğuk yüzeylerine temas eden PF ısı kuyularının geometrik yapısı ve boyutları ayrıntılı biçimde gösterilmektedir.

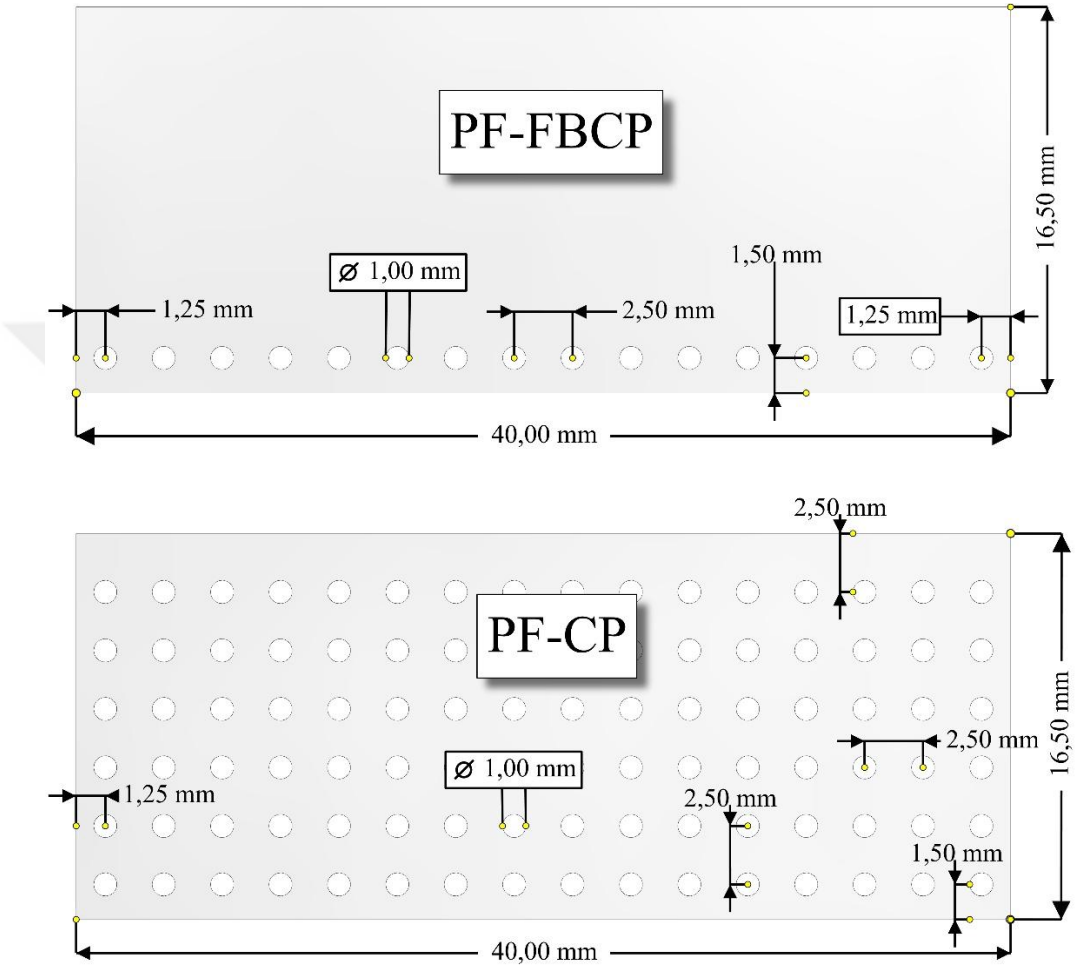
Soğuk taraftaki ısı kuyusu, kanat kalınlığı 0,2 mm, kanat aralığı 0,8 mm, kanat yüksekliği 16 mm ve toplam 40 kanattan oluşacak şekilde tasarlanmıştır. Sıcak taraftaki ısı kuyusu ise kanat kalınlığı 0,3 mm, kanat aralığı 0,9 mm, kanat yüksekliği 20 mm ve toplam 34 kanattan oluşmaktadır.

Her iki ısı kuyusu da 40×40 mm taban alanına sahip olup, soğuk tarafta toplam 16,5 mm, sıcak tarafta ise 21,0 mm toplam yüksekliğe sahiptir.



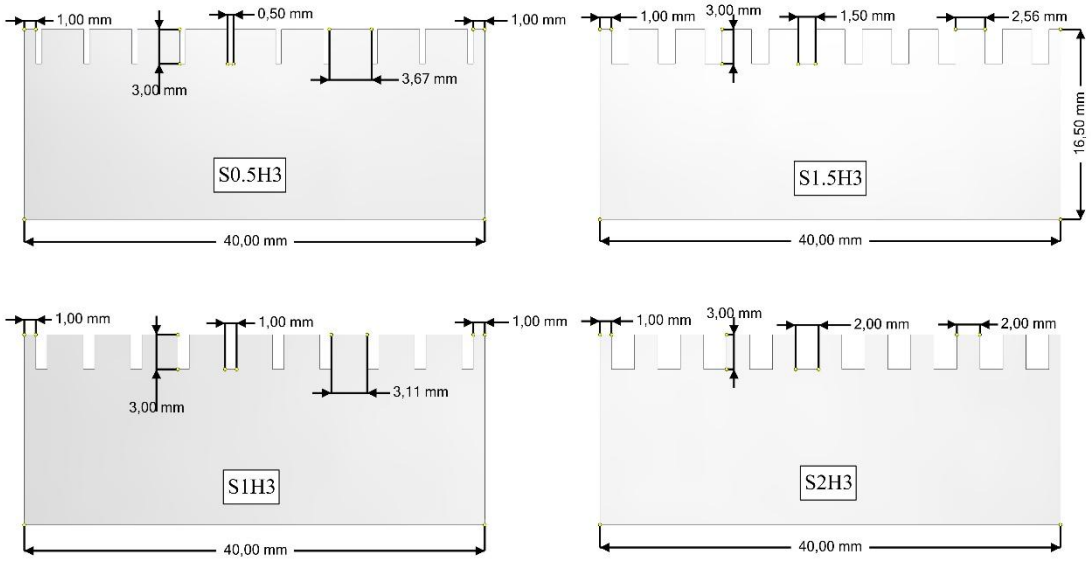
Şekil 3.6: Soğuk ve sıcak taraflardaki PF ısı kuyularının geometrik boyutları ve kanat ölçüleri.

Şekil 3.7'de PF-FBCP ve PF-CP tipindeki ısı kuyularında yer alan 1 mm çapındaki deliklerin konumları, yatay ve düşey eksenler üzerindeki aralık ölçüleriyle birlikte gösterilmiştir.

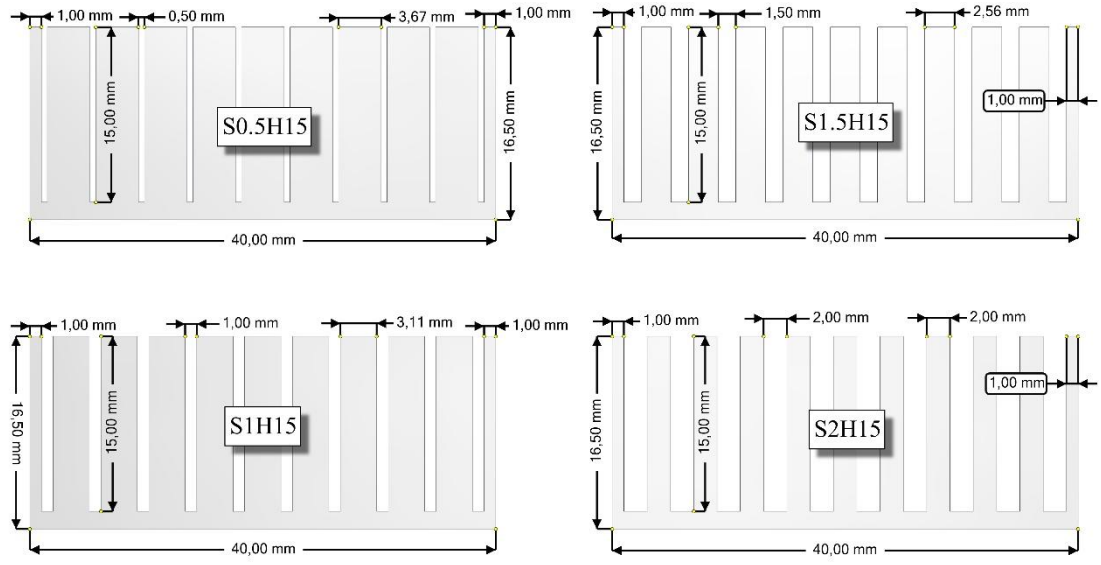


Şekil 3.7: PF-FBCP ve PF-CP ısı kuyularının delik düzenlerinin görünüşleri

Şekil 3.8 ve Şekil 3.9'da, S0.5H3–S2H3 ve S0.5H15–S2H15 olarak adlandırılan soğuk taraftaki PF ısı kuyularının varyant tasarımlarının yan görünüşleri gösterilmektedir. Bu tasarımlar, 3 mm sabit yarık yüksekliği (H3) ve 15 mm sabit yarık yüksekliği (H15) korunarak yarık genişliği (S) değerinin 0,5 mm'den 2 mm'ye kadar artırılmasıyla elde edilmiştir. Tüm modellerde taban uzunluğu 40 mm, toplam yüksekliği ise 16,5 mm'dir.



Şekil 3.8: S0.5H3, S1H3, S1.5H3 ve S2H3 tipindeki PF ısı kuyularının yarık genişliği (S) ve aralık (H) parametrelerine göre geometrik düzenleri



Şekil 3.9: S0.5H15, S1H15, S1.5H15 ve S2H15 tipindeki PF ısı kuyularının yarık genişliği (S) ve aralık (H) parametrelerine göre geometrik düzenleri

4. YÖNTEM VE NÜMERİK MODELLEME

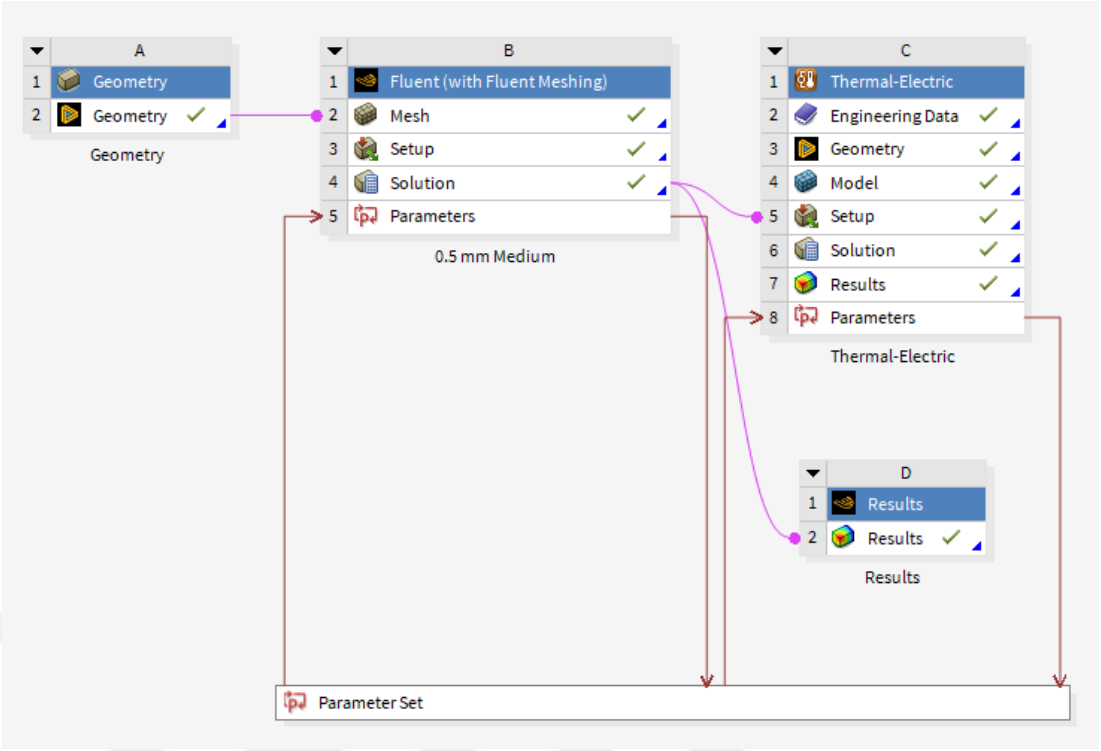
4.1 Analiz Yaklaşımı

Bu tez çalışmasında, TEJ'lerin performansının incelenmesi için ANSYS Workbench ortamında çoklu fiziksel çözüm yaklaşımı kullanılmıştır. Çözüm süreci, Şekil 4.1'de gösterildiği üzere iki temel analiz modülü üzerine kurgulanmıştır. İlk aşamada Fluent modülü ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analizde TEJ'ler, hesaplama yükünü azaltmak ve akış–ısı transferi etkileşimlerini daha verimli biçimde ortaya koymak amacıyla basitleştirilmiş geometrik temsiller ile modellenmiştir. Bu sayede akışkanın hız alanı, basınç dağılımı ve sıcaklık profilleri hesaplanmış; TEJ yüzeylerinde oluşan sıcaklık farkları ve ısı akıları belirlenmiştir. Fluent analizinin temel çıktısı, akışkan tarafındaki ısıl etkilerin TEJ yüzeylerine yansıtılmasıdır.

İkinci aşamada ise Thermal–Electric modülü kullanılmış ve burada TEJ'ler basitleştirilmemiş, ayrıntılı geometrileri ve malzeme özellikleriyle modellenmiştir. Thermal–Electric çözümünde ısı iletkenliği, elektriksel iletkenlik ve Seebeck katsayısı gibi termoelektrik parametreler tanımlanmış, ayrıca gerçekçi ısıl ve elektriksel sınır koşulları uygulanmıştır. Fluent modülünden elde edilen sıcaklık dağılımları ve ısı akısı değerleri Thermal–Electric modülüne aktarılmış, böylece TEJ'lerin elektriksel çıktıları (gerilim, akım, güç üretimi) detaylı olarak hesaplanabilmiştir.

Şekil 4.1'de görüldüğü üzere, Workbench içerisindeki parametre seti aracılığıyla her iki modül arasında çift yönlü bir veri aktarımı kurulmuş, sonuçlar "Results" bileşeninde birleştirilmiştir. Bu yapı sayesinde farklı ağ boyutları, giriş koşulları ve malzeme parametreleri üzerinde sistematik değerlendirmeler yapılmış ve TEJ performansı çok yönlü olarak analiz edilmiştir.

Sonuç olarak, CFD analizinde basitleştirilmiş TEJ modeli üzerinden akış ve ısıl dağılımlar hesaplanırken, Thermal–Electric analizinde basitleştirilmemiş ve ayrıntılı model kullanılarak termoelektrik performans gerçekçi şekilde değerlendirilmiştir. Bu iki aşamalı yöntem hem hesaplama süresini optimize etmiş hem de TEJ'lerin ısıl ve elektriksel davranışlarının bütüncül biçimde incelenmesine olanak sağlamıştır.

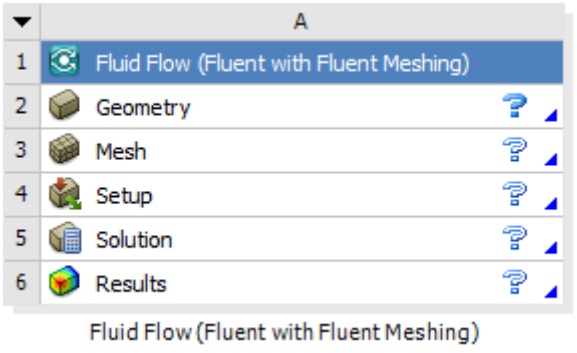


Şekil 4.1: ANSYS Workbench analiz akış diyagramı.

4.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) Analizi - ANSYS Fluent

4.2.1 Fluent Meshing ile Ağ Oluşturma

Ansys Workbench açılarak Fluent Meshing özelliğine sahip Fluent modülü seçildiğinde, Şekil 4.2'de gösterilen bir akış şeması görülmektedir. Bu modülün, diğer Fluent modülünden temel farkı Ansys Meshing yerine Fluent Meshing içermesidir.



Şekil 4.2: Fluent Meshing'e sahip Fluent modülüne ait program akış şeması.

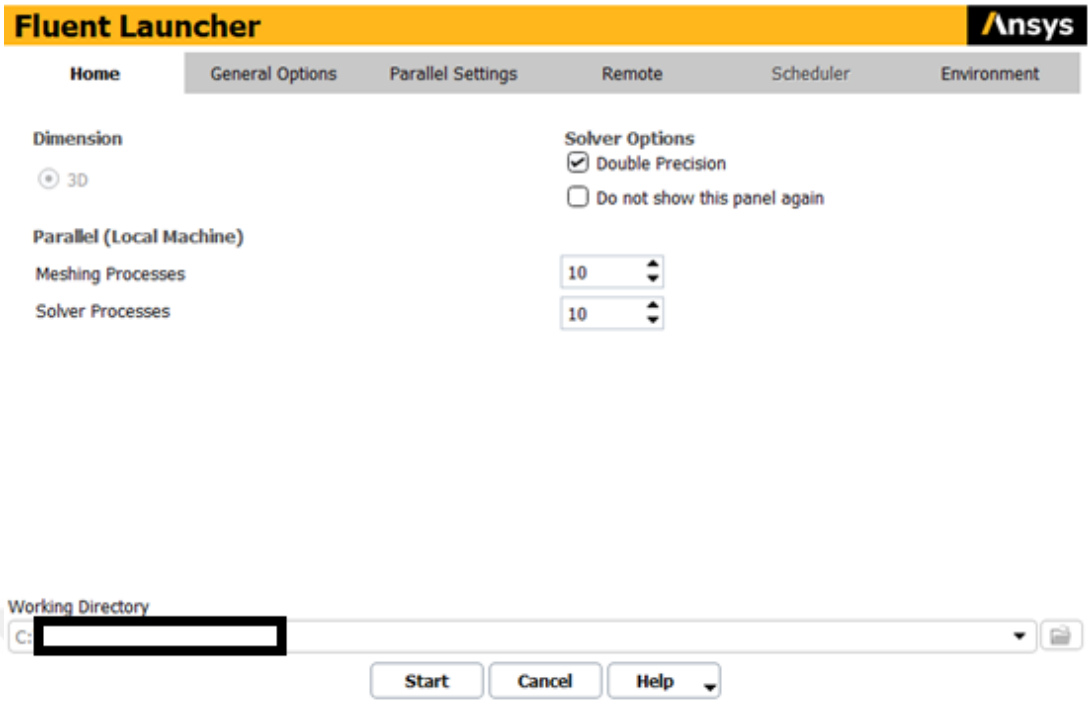
Geometri kısmında oluşturulan TEJ sistemi seçildikten sonra Mesh sekmesine tıklanarak, Şekil 4.3'te gösterilen Fluent başlatıcı ekranı açılmaktadır. Başlatıcıda Double-Precision seçeneği işaretlenmiş ve çözüm süreci 10 iş parçacığı (thread) kullanılarak başlatılmıştır. Burada girilen iş parçacığı sayısı sonradan değiştirilemediği için, seçimin dikkatli yapılması gerekmektedir. İş parçacığı sayısı, lisans türüne ve iş istasyonunun donanım özelliklerine bağlı olarak artırılabilir veya azaltılabilir.

Bu tez çalışmasında kullanılan iş istasyonunun donanım özellikleri şu şekildedir:

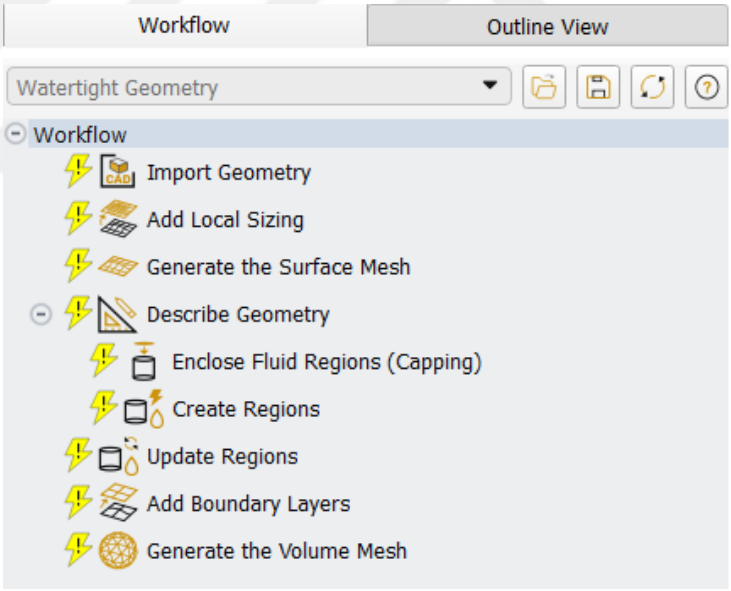
- **İşlemci:** AMD Ryzen 7 5700X (8 çekirdek, 16 iş parçacığı),
- **Bellek (RAM):** Toplam 128 GB (4×32 GB DDR4, 3200 MHz, CL16),
- **Ekran Kartı:** NVIDIA RTX 3080,
- **Depolama:** 1 TB M.2 SSD (7 GB/s okuma hızı) ve 5 TB HDD.

Genellikle, ağ oluşturma ve çözümleme aşamalarında aynı iş parçacığı sayısı kullanılmaktadır.

Fluent Meshing açıldıktan sonra, Şekil 4.4'te gösterildiği gibi bir akış şeması oluşmaktadır. İlk adımda TEJ sistemi geometrisi içe aktarılmaktadır. Daha sonra, kompresör ve fan havası bölgelerinde mesh bağımsızlığı sağlamak amacıyla yerel ağlar oluşturulmuştur. Yüzey meshi üretimi için minimum ve maksimum eleman boyutları tanımlanarak ağ yapısı oluşturulmuştur.



Şekil 4.3: Fluent Meshing ve Fluent için başlatıcı ayarlarının gösterimi.

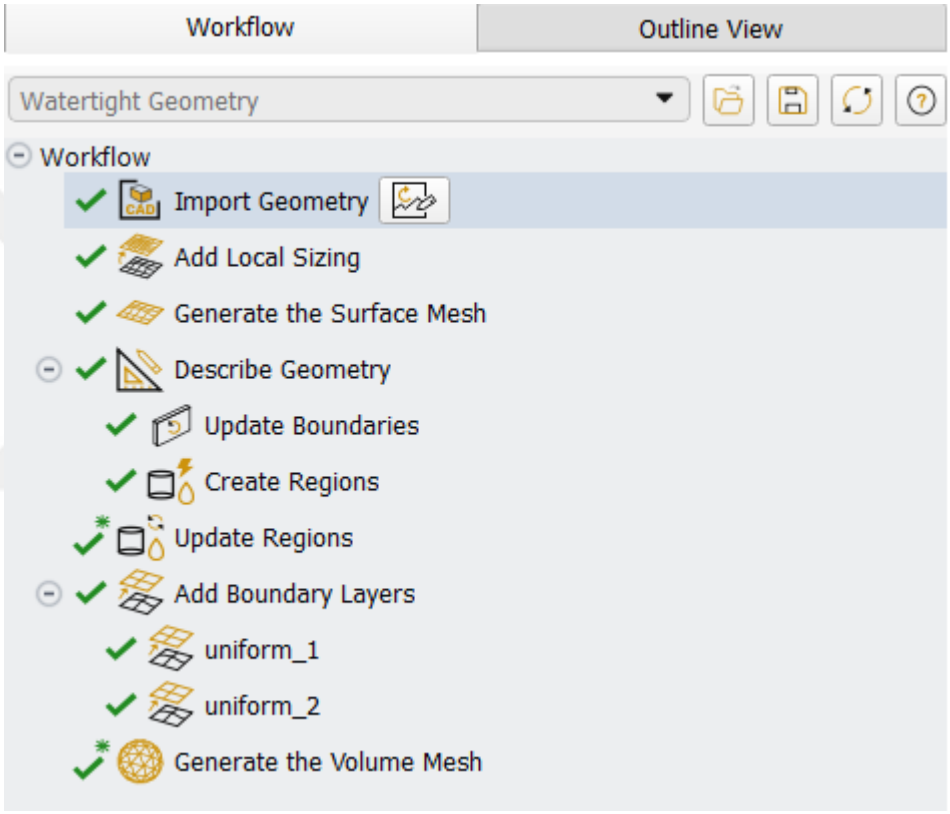


Şekil 4.4: Watertight Geometry akış şeması.

Geometri tanımlamaları için duvar, simetri, giriş ve çıkış koşulları gibi sınır koşulları belirlenmiş ve ardından akış bölgesi tanımlaması yapılmıştır. Bu sınır koşulları, programın tanıyabilmesi amacıyla girilen tanımlamalardır; herhangi bir nümerik değer ifade etmemektedir. Daha sonra bölgeler, katı ve akışkan bölgeleri olarak güncellenmiştir.

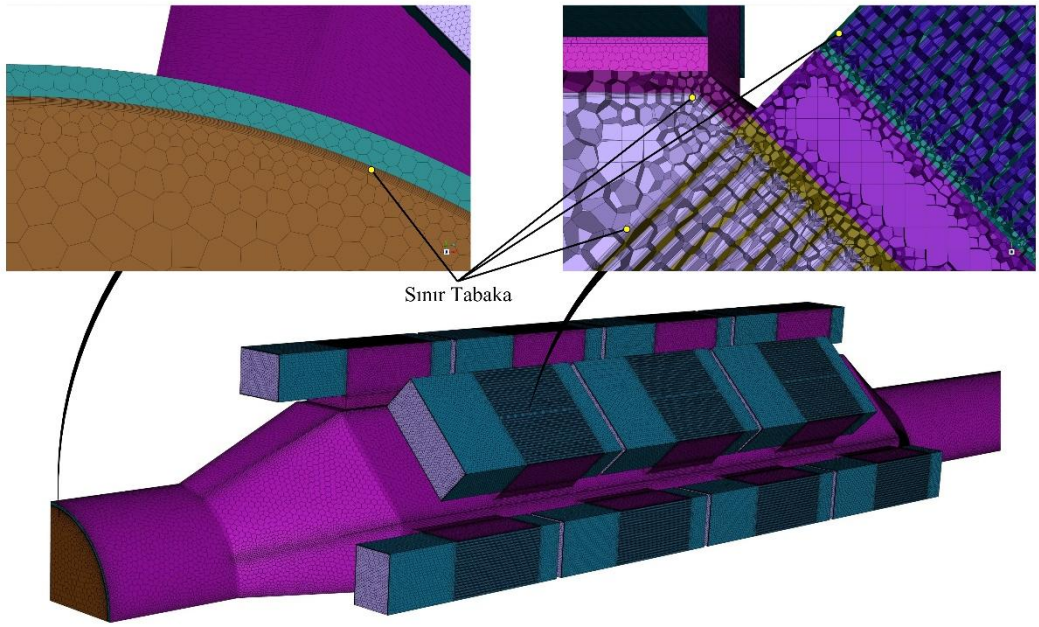
Akışkan sınır tabakası için mesh bağımsızlığını sağlamak amacıyla sınır katmanları oluşturulmuştur. Hacimsel mesh oluşturulması için maksimum eleman boyutu tanımlanmış ve poly-hexcore ağ seçeneği tercih edilmiştir. Şekil 4.5'te akış şemasının tamamlanmış hali sunulmaktadır.

Poly-hexcore ağ yapısı, diğer yöntemlere (tetra, hexcore ve polyhedra) kıyasla daha az eleman ve düğüm noktasına sahip olması nedeniyle tercih edilmiştir. Böylece aynı geometri için daha düşük CPU ve RAM kullanımı ile daha kısa sürede doğru sonuçlara ulaşmak mümkün olmaktadır.



Şekil 4.5: Poly-hexcore yöntemi kullanılarak tamamlanmış mesh akış şeması.

Şekil 4.6, TEJ sistemine ait poli-hexcore ağ yapısını göstermektedir.



Şekil 4.6: TEJ sistemine ait poly-hexcore ağ yapısının görünümü.

4.2.2 Çözücü Öncesi Kurulum

Genel ayarlar kapsamında çözücü tipi Basınç Bazlı (Pressure-Based), hız formülasyonu Mutlak (Absolute) ve zaman formülasyonu Kararlı (Steady) olarak belirlenmiştir. Enerji denklemi etkinleştirilmiş, türbülans modeli ise varsayılan olarak SST k-omega şeklinde bırakılmıştır. Bu seçimin nedeni, Ansys yazılımının son sürümlerinde kullanıcılarına SST k-omega modelini önermesi ve bu modelin diğer türbülans modellerine kıyasla akış ayrışmalarını daha doğru yansıtabilmesidir.

Simülasyon, aynı koşullarda önce Realizable k-epsilon türbülans modeli ile de gerçekleştirilmiş, ancak bu modelde yakınsama sağlanamamıştır. Buna karşılık, SST k-omega modeli ile yapılan analizlerde yakınsama elde edilmiş ve bu nedenle çalışmalar bu model üzerinden yürütülmüştür.

SST k-ω türbülans modeli ile alüminyum köpüklere yönelik gözenekli ortam yaklaşımına ilişkin teorik bilgiler, bir sonraki alt bölümde ayrıntılı olarak sunulmaktadır.

4.2.3 Türbülans Modeli (SST k – ω)

Menter (1994) tarafından önerilen Kesme Gerilimi Taşıma (SST) k–ω modeli, duvar yakınında k–ω modelinin sağladığı doğruluk ve kararlılığı, duvardan uzak bölgelerde ise k–ε modelinin serbest akıştan bağımsız davranışı ile birleştirecek şekilde geliştirilmiştir. Türbülans kinetik enerjisi k ile özgül dağılma oranı ω, (4.1) ve (4.2) numaralı denklemlerde verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}\right) - Y_k + G_b + G_k + S_k \tag{4.1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_w \frac{\partial w}{\partial x_j}\right) - Y_w + G_w + G_{wb} + S_w \tag{4.2}$$

Burada, G_w ve G_k sırasıyla ω ve k terimlerinin üretimini; Γ_w ve Γ_k ise bu büyüklüklere ait etkin difüzyon katsayılarını göstermektedir ve bunlar (4.3) ile (4.4) numaralı denklemlerde tanımlanmıştır. Modelde Y_w ve Y_k, ω ve k değişkenlerinin türbülans içindeki dağılımını tanımlarken; S_w ve S_k ilgili kaynak terimlerini göstermektedir. Ayrıca Dω, çapraz difüzyon etkisini ifade eden terimdir.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \tag{4.3}$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \tag{4.4}$$

Burada, σ_k ve σ_ω sırasıyla k ve ω için türbülans Prandtl sayıları olarak tanımlanmıştır (Ansys 2024b). Buna karşılık, ilgili taşıma denklemlerinin genel ifadesi (4.5) numaralı denklemde verilmiştir.

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{max\left[\frac{1}{\psi^*}, \frac{SF_2}{\psi_1 \omega}\right]} \tag{4.5}$$

Burada S, gerinim oranının büyüklüğünü göstermektedir. Katsayı ψ^*, türbülanslı viskoziteyi azaltarak düşük Reynolds sayıları için bir düzeltme sağlamaktadır. Bu ilişki, Denklem (4.6)'da verilmiştir. Ayrıca, F_2 terimi Denklem (4.8)'de tanımlanmaktadır (Ansys 2024b).

$$\psi^* = \psi_\infty^* \left(\frac{\psi_0^* + Re_t/R_k}{1 + Re_t/R_k} \right) \tag{4.6}$$

burada $R_k = 6$, $\psi_0^* = \frac{\beta_i}{3}$ ve $\beta_i = 0.072$ (Ansys 2024b). Re_t, (4.7) denklemi ile verilmiştir.

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \tag{4.7}$$

k – ω modelinin yüksek Reynolds sayısı formunda, katsayı değeri ψ^*, sınır değerine eşit olarak alınmakta ve $\psi^* = \psi_\infty^* = 1$ olmaktadır (Ansys 2024b).

$$F_2 = tanh(\Phi_2^2) \tag{4.8}$$

Burada, Φ_2 Denklem (4.9) ile tanımlanmaktadır.

$$\Phi_2 = max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right] \tag{4.9}$$

Burada y, en yakın yüzeye olan uzaklığı göstermektedir (Ansys 2024b).

SST k-ω modelinde kullanılan sabitlerin değerleri, ki bu sabitlere modelin tanımlayıcı parametreleri denmektedir: $\sigma_{k,1} = 1.176$, $\sigma_{k,2} = 1$, $\sigma_{w,1} = 2$, $\sigma_{w,2} = 1{,}168$, $\beta_{i,1} = 0{,}075$, $\beta_{i,2} = 0{,}0828$ ve $\psi_1 = 0{,}31$. Modelde kullanılan ek sabitler ($\psi_\infty, \psi_\infty^*, \psi_0, \beta_\infty^*, R_k, R_\omega, R_\beta, M_{t0}$ ve ζ^*) için, standart k-ω türbülans modelinde tanımlanan değerler esas alınmıştır (Ansys 2024b).

4.2.4 Alüminyum Köpük Modeli

Gözenekli ortamlar, standart akışkan akış denklemlerine eklenen bir momentum kaynağı terimi ile modellenmektedir. Gözenekli ortamın momentum denklemi için tanımlanan kaynak terimi S_i ilgili ifadesiyle birlikte (4.10) numaralı denklemde gösterilmiştir (Ansys 2024a).

$$S_i = -\left(\sum_{j=1}^{3} D_{ij} \mu v_j + \sum_{j=1}^{3} C_{ij} \frac{1}{2} \rho |v| v_j \right) \tag{4.10}$$

Basit ve homojen bir gözenekli ortam için ANSYS Fluent'te kullanılan kaynak terimi aşağıdaki gibi ifade edilmektedir (Ansys 2024a):

$$S_i = -\left(\frac{\mu}{\delta} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho |v| v_i\right) \tag{4.11}$$

Burada δ, geçirgenlik katsayısını; C_2 ise atalet direnci faktörünü ifade etmektedir. D ve C matrisleri, köşegenlerinde sırasıyla $1/\delta$ ve C_2 bulunan köşegen matrislerdir (diğer elemanlar sıfırdır).

Ansys-Fluent, gözenekli bölgelerde enerji taşınımını hesaplarken standart enerji denklemini esas almakta; yalnızca iletim akısı ile geçirgenliğe ilişkin terimleri bu bölgelere uygun olacak şekilde düzenleyerek çözümü gerçekleştirmektedir. Bu ortamlarda iletim akısı, etkin ısıl iletkenlik yardımıyla hesaplanırken; geçirgenlik terimi, ortamın katı kısmının ısıl atalet etkisini içermektedir. İlgili ifade (4.12) numaralı denklemde sunulmuştur (Ansys 2024a).

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\gamma \rho_f E_f + (1-\gamma)\rho_s E_s\right) + \nabla \cdot \left(\vec{v}\left(\rho_f E_f + p\right)\right) = \nabla \cdot \left[k_{eff} \nabla T - \left(\sum_i h_i J_i\right) + (\bar{\bar{\tau}} \cdot \vec{v})\right] + S_f^h \tag{4.12}$$

Burada S_f^h, akışkanın entalpi kaynak terimini; k_{eff}, ortamın etkin ısıl iletkenliğini; E_s, toplam katı ortam enerjisini; γ, ortamın gözenekliliğini ve E_f, toplam akışkan enerjisini ifade etmektedir.

Gözenekli ortam için etkin ısıl iletkenlik değerinin hesaplanma yöntemi, Denklem (4.13)'te ifade edilmektedir.

$$k_{eff} = \gamma k_f + (1-\gamma) k_s \tag{4.13}$$

(4.13) denkleminde katı ortamın ısıl iletkenliği k_s ve akışkan fazın ısıl iletkenliği k_f ile ifade edilmektedir. Anizotropik etkin ısıl iletkenlik değerleri, gerektiğinde kullanıcı tanımlı fonksiyonlar kullanılarak modele doğrudan atanabilmektedir. Bu durumda, akışkanın oluşturduğu izotropik katkı (γk_f), katı ortama ait anizotropik ısıl iletkenlik matrisinin köşegen elemanlarına eklenmektedir (Ansys 2024a).

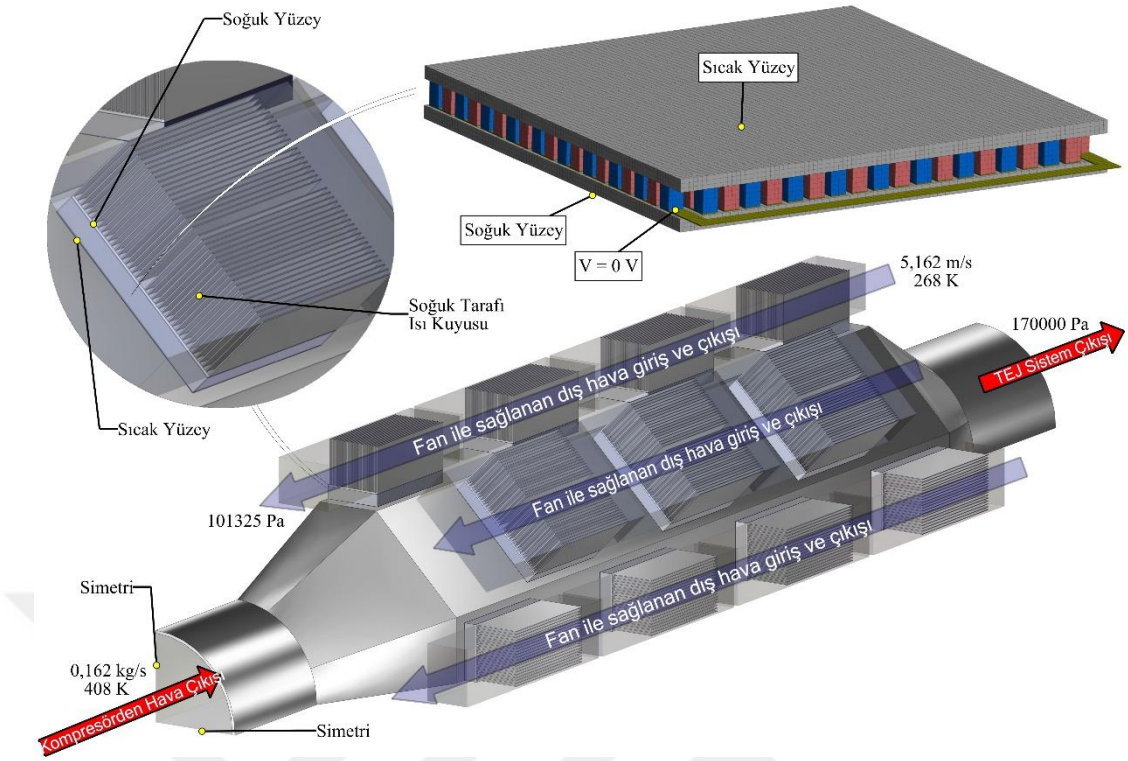
4.2.5 Malzeme Özellikleri ve Sınır Koşulları

Bu tez çalışmasında, sıkıştırılmış havanın sahip olduğu ısıl enerjiden faydalanan bir TEJ sistemi analiz edilmiştir. TEJ sisteminde iki farklı akış bölgesi bulunmaktadır. Birinci akış bölgesi, kompresörden çıkan ve sıcaklığı 408 K olan hava akışı; ikinci akış bölgesi ise "dış ortam havası" olarak tanımlanan soğuk hava akışıdır. Tez kapsamında, dış ortam sıcaklığı 268 K olarak alınmış olup, bu koşul altında TEJ sistemi ile hava arasındaki ısı transferine ilişkin dış ortam ısı transfer katsayısı 22,85 W/m^2K olarak hesaplanmıştır.

Şekil 4.7'de görüldüğü üzere, kompresörden gelen hava için giriş sınır koşulları; 222 915 Pa (2,2 bar) mutlak basınç, 0,162 kg/s kütlesel debi ve 408 K sıcaklık değerleriyle tanımlanmıştır. Çıkış yüzeyine, ortalama basıncın 170 kPa olarak tanımlandığı bir pressure outlet sınır koşulu uygulanmıştır.

Fanlardan gelen hava için giriş sınır koşulları, 5,162 m/s hız ve 268 K sıcaklık değerleriyle tanımlanmıştır. Çıkışta ise 101 325 Pa mutlak basınca sahip bir basınç çıkışı uygulanmıştır. Ansys-Fluent yazılımında akışkan yoğunluğu "ideal gaz" olarak tanımlandığında, program işletme basıncı (effective pressure) için varsayılan olarak 0 Pa değerini önermektedir. Bu nedenle, fan havasının ısı kuyusundan çıkışı 101 325 Pa mutlak basınç koşuluyla tanımlanmıştır. Çalışmada TEJ sisteminin yalnızca dörtte biri modellenmiş olup, bu bölgede simetri sınır koşulları kullanılmıştır.

Analizlerde kullanılan kompresör havasına ait termofiziksel özellikler Tablo 4.1'de ayrıntılı olarak verilmiştir. Dış ortam sıcaklığının 268 K olduğu koşullarda havanın termofiziksel özellikleri; özgül ısı 1006 J/kg·K, ısı iletkenliği 0,02326 W/m·K, yoğunluk 1,3165 kg/m^3 ve dinamik viskozite $1{,}7045 \times 10^{-5}$ Pa·s olarak belirlenmiştir. TEJ sistemine ait ana bileşenlerin termofiziksel özellikleri Tablo 4.2'de, açık hücreli alüminyum köpük malzemeye ait özellikler ise Tablo 4.3'te yer almakta olup Doğan (2013) çalışmasından alınmıştır.



Şekil 4.7: Ansys-Fluent ve Ansys Thermal-Electric analizinde TEJ sistemine ait ısıl ve elektriksel sınır koşulları.

Tablo 4.1'deki kompresör havasının özgül ısı değeri, Fluent programındaki varsayılan parçalı polinom denklemi kullanılarak belirlenmiştir. Literatürde (Çengel, 2015) verilen değerlerle yapılan karşılaştırmada yakın sonuçlar elde edildiği için bu yöntem tercih edilmiştir.

Ansys (2024b)'de sıcaklığa bağlı termofiziksel özelliklerin (ör. özgül ısı, ısıl iletkenlik, viskozite) tanımlanmasında kullanılan ilk yöntem polinom yaklaşımıdır. Bu yaklaşımda ilgili özellik, tüm sıcaklık aralığı için tek bir polinom denklem ile ifade edilmektedir [Denklem (4.14)] (Ansys 2024b):

$$\phi(T) = A_1 + A_2T + A_3T^2 + \ \ldots \tag{4.14}$$

İkinci yöntem ise parçalı polinom yaklaşımıdır. Bu yöntemde sıcaklık aralığı bölümlere ayrılmakta ve her bir aralık için ayrı katsayılara sahip polinom denklemleri kullanılmaktadır. Böylece özelliklerin sıcaklıkla değişimi daha hassas şekilde temsil edilmektedir [Denklem (4.15)] (Ansys 2024b):

$$\phi(T) = \begin{cases} A_1 + A_2T + A_3T^2 + \ \ldots\ , T_{\min,1} \le T \le T_{\text{mak},1} \\ B_1 + B_2T + B_3T^2 + \ \ldots , T_{\min,1} \le T \le T_{\text{mak},1} \end{cases} \tag{4.15}$$

Tablo 4.1: Kompresör çıkış havasının termofiziksel özellikleri.

Parametre	**Kompresör Havası**
Yoğunluk d (kg/m^3)	İdeal Gaz
Özgül Isı C_p (J/kg·K)	$100\ \text{K} \leq T \leq 1000\text{K}$ için: $C_p(T) = -1{,}573588 \times 10^{-17}T^7 + 6{,}540196 \times 10^{-14}T^6 - 1{,}11109 \times 10^{-10}T^5 + 9{,}92857 \times 10^{-8}T^4 - 5{,}034909 \times 10^{-5}T^3 - 0{,}01485511T^2 - 2{,}368819T + 1161.482$ $1000\ \text{K} \leq T \leq 3000\text{K}$ için : $C_p(T) = 1{,}112335 \times 10^{-19}T^7 - 1{,}565553 \times 10^{-15}T^6 + 9{,}237533 \times 10^{-12}T^5 - 2{,}936679 \times 10^{-8}T^4 + 5{,}421615 \times 10^{-5}T^3 - 0{,}0581276T^2 + 33{,}70605T - 7069{,}814$
Isıl İletkenlik k (W/mK)	123K ve 2273K aralığı için: $k(T) = 4{,}64 \times 10^{-12}T^3 - 2{,}902 \times 10^{-8}T^2 + 9{,}043 \times 10^{-5}T + 1{,}017 \times 10^{-3}$
Dinamik Viskozite μ (kg/ms)	Sutherland Yasası
Moleküler Ağırlık (kg/kmol)	28,966

Kompresör havasının dinamik viskozitesi için Fluent yazılımındaki varsayılan modeller arasından Sutherland yasası seçilmiştir. Sutherland'ın viskozite yasası, ilk kez 1893 yılında ortaya konmuş olup, idealleştirilmiş moleküller arası kuvvet potansiyeline dayanan kinetik teori esas alınarak geliştirilmiştir. Üç katsayılı Sutherland modeli Denklem (4.16) ile ifade edilmektedir:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \frac{T_0 + S}{T + S} \tag{4.16}$$

Burada; S = Sutherland sabitini (K), $\mu =$ viskoziteyi (kg/ms) , $\mu_0 =$ refereans viskozite değerini (kg/ms) , T = statik sıcaklığı (K) ve $T_0 =$ referans sıcaklığını (K) ifade etmektedir. Orta sıcaklık ve basınç koşullarındaki hava için bu değerler, $T_0 = 273{,}11$ K, $\mu_0 = 1{,}716 \times 10^{-5}$ kg/ms ve S=110,56 K olarak alınmıştır (Ansys 2024b).

Tablo 4.2: TEJ sistemini oluşturan bileşenlere ait malzeme özellikleri.

Malzeme	**Bileşen**	**Parametre**	**Değer**	**Birim**
Alüminyum	Isı kuyular ve düzenli sekizgen boru	Isıl iletkenlik	202,4	W/mK
		Özgül ısı	871	J/kg·K
		Yoğunluk	2719	kg/m^3
Seramik	TEJ'in seramik plakaları	Isıl iletkenlik	25	W/mK
		Özgül ısı	880	J/kg·K
		Yoğunluk	3720	kg/m^3
Bakır	TEJ'in bakır dilimleri	Isıl iletkenlik	387,6	W/mK
		Özgül ısı	381	J/kg·K
		Yoğunluk	8978	kg/m^3
		Elektriksel öz direnç	$1{,}694 \times 10^{-8}$	Ωm
p-tipi termoelektrik malzeme	p tipi termoelektrik bacaklar	Isıl iletkenlik	1,5	W/mK
		Özgül ısı	544	J/kg·K
		Yoğunluk	7700	kg/m^3
		Elektriksel öz direnç	$1{,}024 \times 10^{-5}$	Ωm
		Seebeck katsayısı	$162{,}8 \times 10^{-6}$	V/K
n-tipi termoelektrik malzeme	n tipi termoelektrik bacaklar	Isıl iletkenlik	1,5	W/mK
		Özgül ısı	544	J/kg·K
		Yoğunluk	7700	kg/m^3
		Elektriksel öz direnç	$1{,}024 \times 10^{-5}$	Ωm
		Seebeck katsayısı	$-162{,}8 \times 10^{-6}$	V/K

Tablo 4.3: Alüminyum köpüğün özellikleri Doğan (2013).

Gözeneklilik (ε)	**İnç Başına Gözenek (PPI)**	**Geçirgenlik (δ) [m^2]**
0,92	10	$2{,}36 \times 10^{-7}$
0,92	20	$1{,}06 \times 10^{-7}$
0,92	40	$7{,}15 \times 10^{-8}$

4.2.6 Çözücü Ayarları

Tez çalışmasında, TEJ modüllerinin simülasyonu, Ansys-Fluent analizlerinde elde edilen sıcak ve soğuk yüzey sıcaklıklarının Ansys Thermal-Electric ortamında sınır koşulu olarak tanımlanmasıyla gerçekleştirilmiştir.

Turboşarjlı traktöre ait TEJ sisteminde, kompresörden geçen hava akışı sekizgen kesitli bir boru içerisinden yönlendirilmiş olup, bu bölgede PF tipinde ısı kuyularından yararlanılmıştır. Her ne kadar TEJ modüllerinin soğuk yüzeylerinde farklı tip ısı kuyuları kullanılmış olsa da (Bkz. Şekil 3.5), sekizgen boru içinde yer alan ısı kuyuları sabit tutulmuş ve değişikliğe gidilmemiştir. Dolayısıyla, yapılan tüm nümerik değerlendirmelerde turboşarjlı traktörün TEJ sistemi için aynı sınır koşulları uygulanarak tutarlı bir analiz yaklaşımı benimsenmiştir.

Isı transferi ile akışın modellenmesi, kararlı rejim (steady-state) koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Nümerik çözümleme aşamasında SST k–ω türbülans modeli ile Coupled çözücü birlikte kullanılmış, çözümün başlatılması için ise Hybrid Initialization yöntemi tercih edilmiştir.

Nümerik çözüm sürecinde doğruluğu ve kararlılığı sağlamak amacıyla belirli yakınsama ölçütleri dikkate alınmıştır:

- Momentum denklemlerine ait ölçeklendirilmiş artık değer (scaled residual), çözüm süresince 10^{-3} eşiğinin altında tutulmuştur.
- Enerji denklemleri için hesaplanan artık değerler, 10^{-6} seviyesinin altına düşecek şekilde kontrol edilmiştir.
- Toplam enerji korunumundaki bağıl hata, %0,1 sınırını aşmayacak biçimde kısıtlanmış; bu sayede sistemin enerji dengesi koşullarının sağlandığı doğrulanmıştır.

4.2.7 HAD Ağ Bağımsızlığın İncelenmesi

Ansys-Fluent ortamında kullanılan ağ (mesh) yoğunluğu ve kalitesi, hem analiz doğruluğunu hem de hesaplama süresini doğrudan etkileyen kritik parametrelerdendir. Bu doğrultuda, en uygun sonuçlara ulaşmak amacıyla çeşitli ağ yapılandırmaları üzerinde testler gerçekleştirilmiştir.

Tablo 4.4, 268 K sıcaklık koşuluna ait ağ optimizasyonu sonuçlarını sunmaktadır. Optimizasyonun geçerliliği, ara soğutucu giriş basıncı, giriş havası sıcaklığı ve kütle akış hızı gibi temel parametreler esas alınarak analiz edilmiştir. Elde edilen bulgular, 1. ve 2. ağ yapılandırmalarının sonuçlarının birbirine oldukça yakın değerlere sahip olduğunu göstermiştir.

Tablo 4.4: TEJ sistemi için Ansys-Fluent ortamında gerçekleştirilen ağ yapısı analizi.

Ağ No.	Hücre Sayısı	ΔP (Pa)	ΔP Hata	Ara Soğutucu Giriş Sıcaklığı (K)	Sıcaklık Hata
1	21.024.830	41040,1	-	393,951	-
2	17.242.946	41037,92	0%	393,95	0,00%
3	9.231.364	40187,67	2%	393,942	0,00%
4	4.614.578	36486,45	11%	393,931	0,01%
5	1.692.315	27831,05	32%	393,923	0,01%

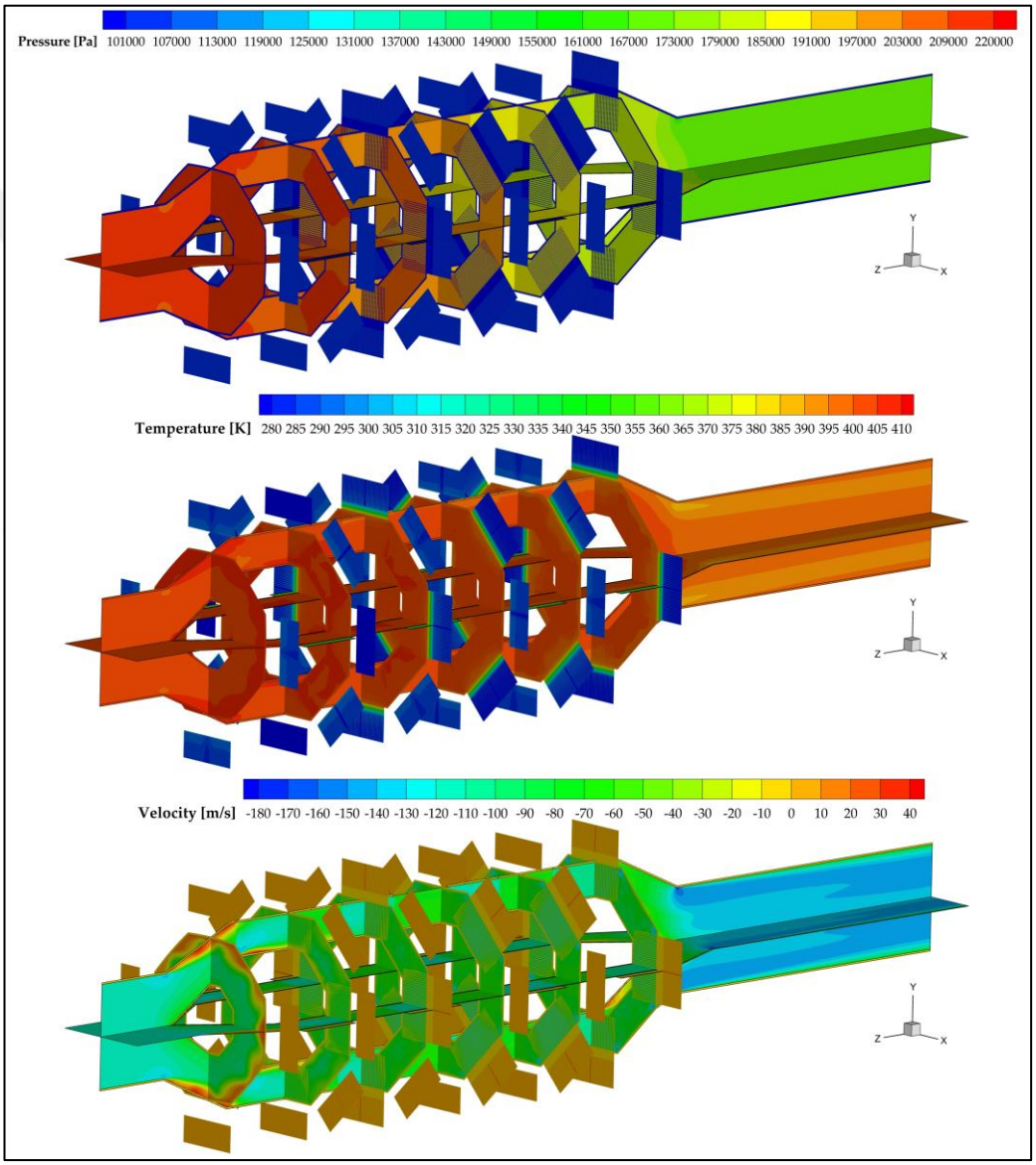
4.2.8 Farklı Isı Kuyularının HAD Sonuçları

4.2.8.1 PF Isı Kuyuları

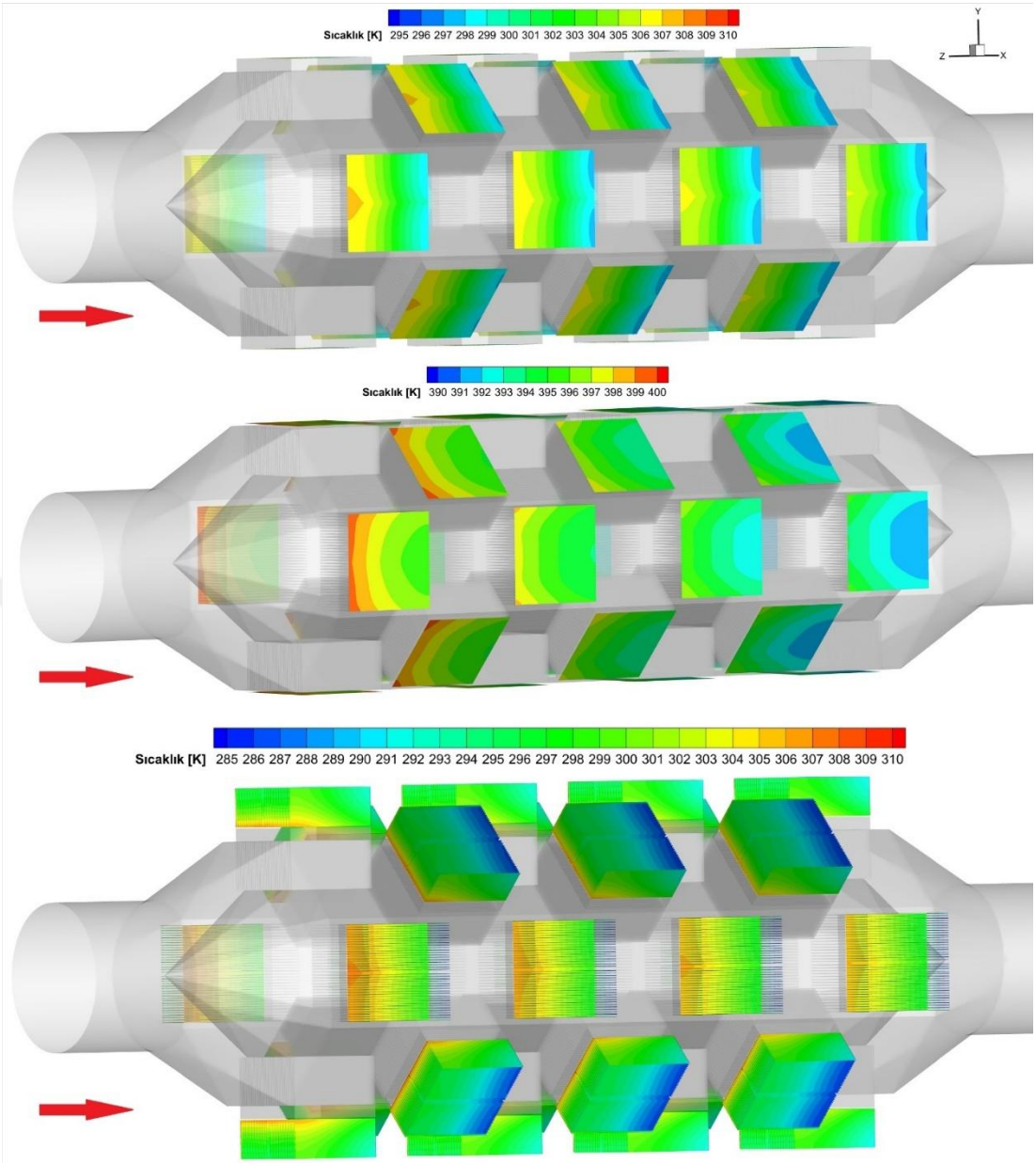
Şekil 4.9'da, düzgün sekizgen kesitli bir boru içerisindeki akışın basınç, sıcaklık ve hız dağılımları basamaklı kesitler hâlinde görsel olarak sunulmuştur. PF, PF-FBCP ve PF-CP ısı kuyularına ait sıcaklık dağılımları sırasıyla Şekil 4.10, Şekil 4.11 ve Şekil 4.13'te detaylı biçimde verilmiştir. Bu şekiller incelendiğinde, fan havası ile temas eden ısı kuyularının, TEM modüllerinin yüzeyleriyle temas ettiği bölgelerde sıcaklık değerlerinin z yönünde arttığı görülmektedir. Bu bölgeler, ilerleyen

bölümlerde TEM'in soğuk yüzeyleri olarak tanımlanacaktır. Buna karşılık, TEM modüllerinin sekizgen boru ile temas ettiği yüzeylerde sıcaklık dağılımının, akış yönünde yani girişten çıkışa doğru (–z yönünde) azalma eğilimi gösterdiği belirlenmiştir. Bu bölgeler ise TEM'in sıcak yüzeyleri olarak adlandırılmaktadır.

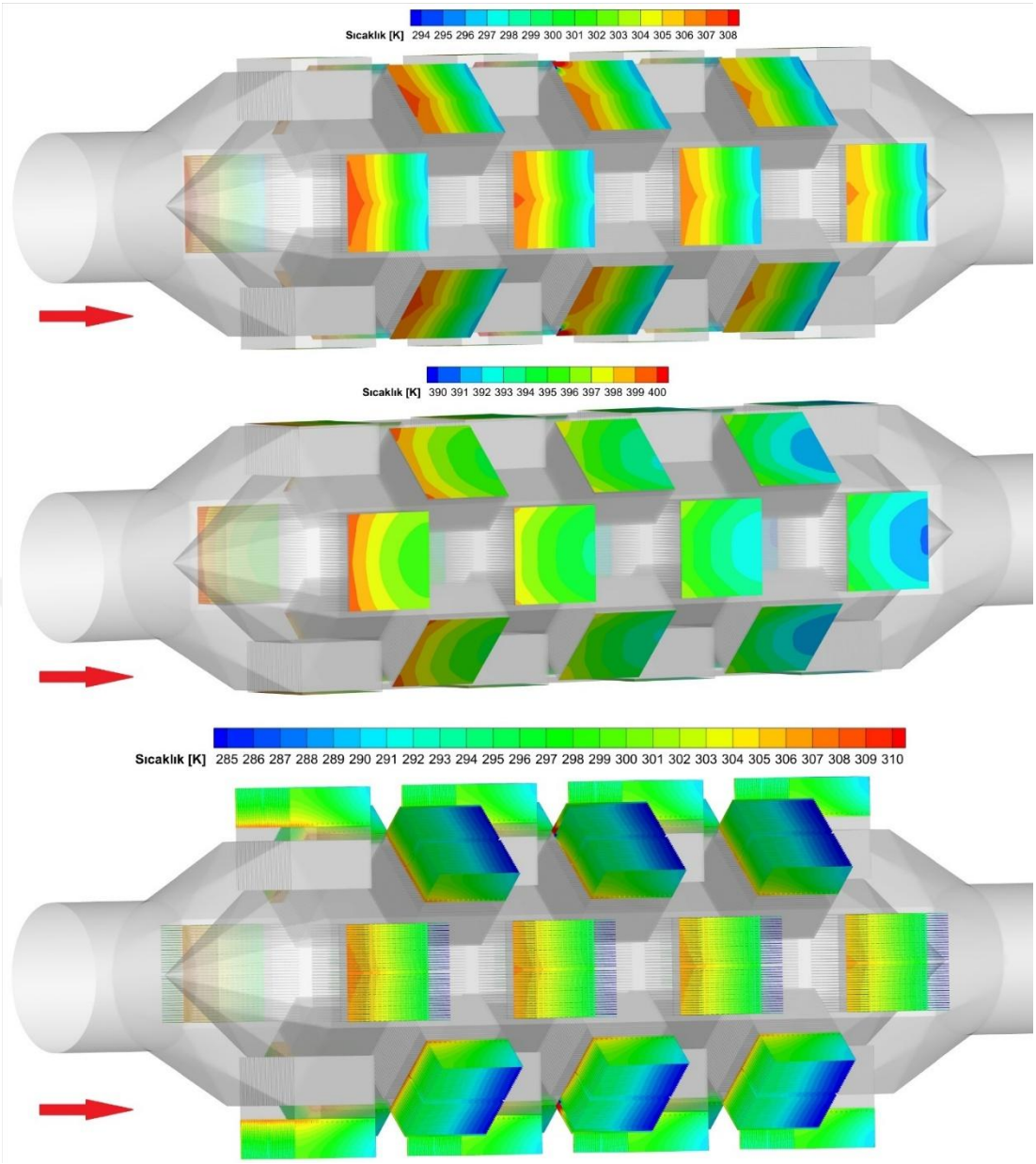
Şekillerde aksi belirtilmedikçe, kompresör havası soldan sağa, fan havası ise sağdan sola doğru akmaktadır. Bu şekillerde TEM soğuk yüzeyleri, TEM sıcak yüzeyleri ve ısı kuyularının sıcaklık değişimi ayrıntılı biçimde gösterilmiştir.



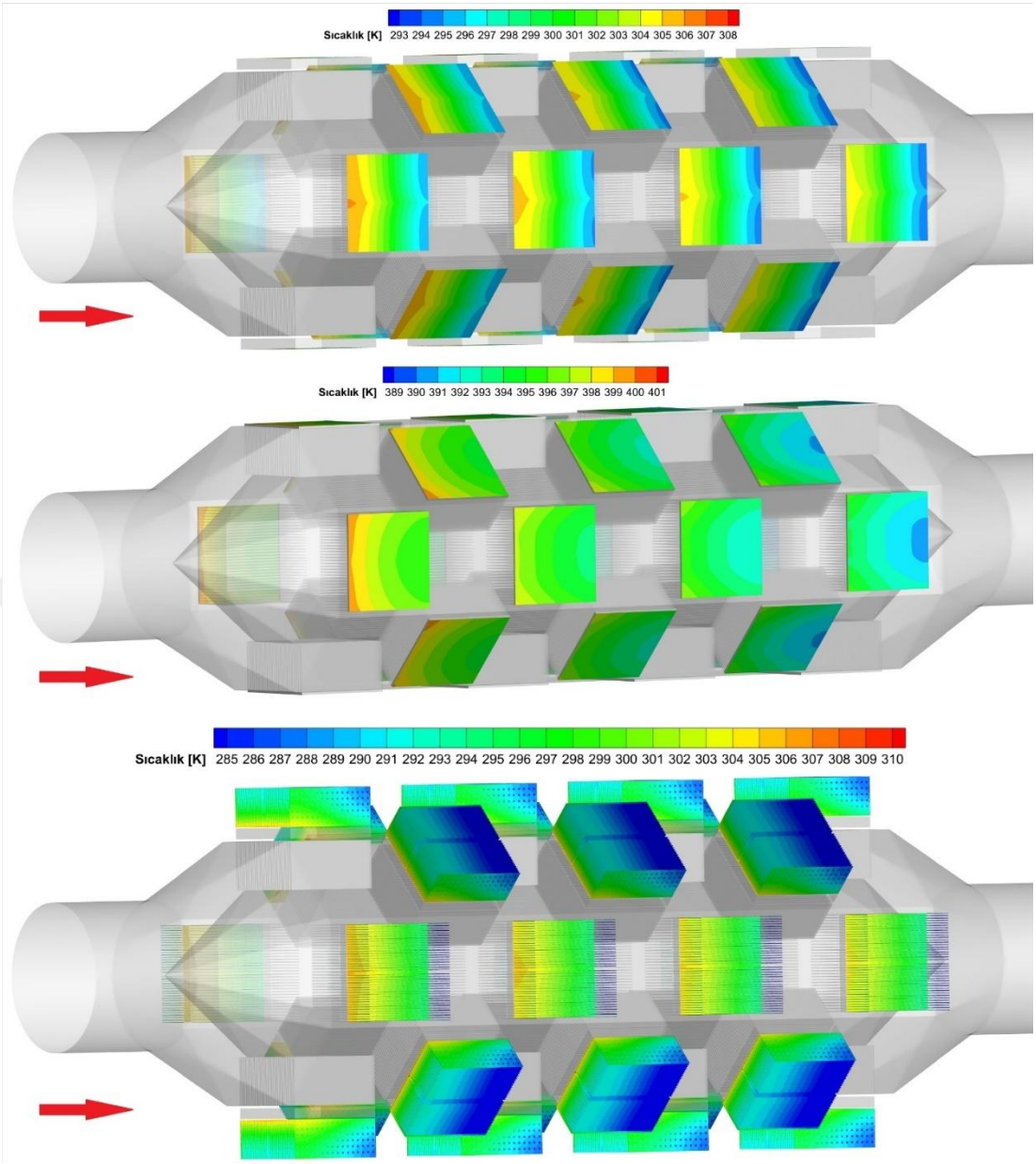
Şekil 4.8: Sekizgen kesitli düz bir boru içerisinde basınç, sıcaklık ve akış hızının dağılımlarını gösteren analiz sonuçları.



Şekil 4.9: PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları.



Şekil 4.10: PF-FBCP ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları.



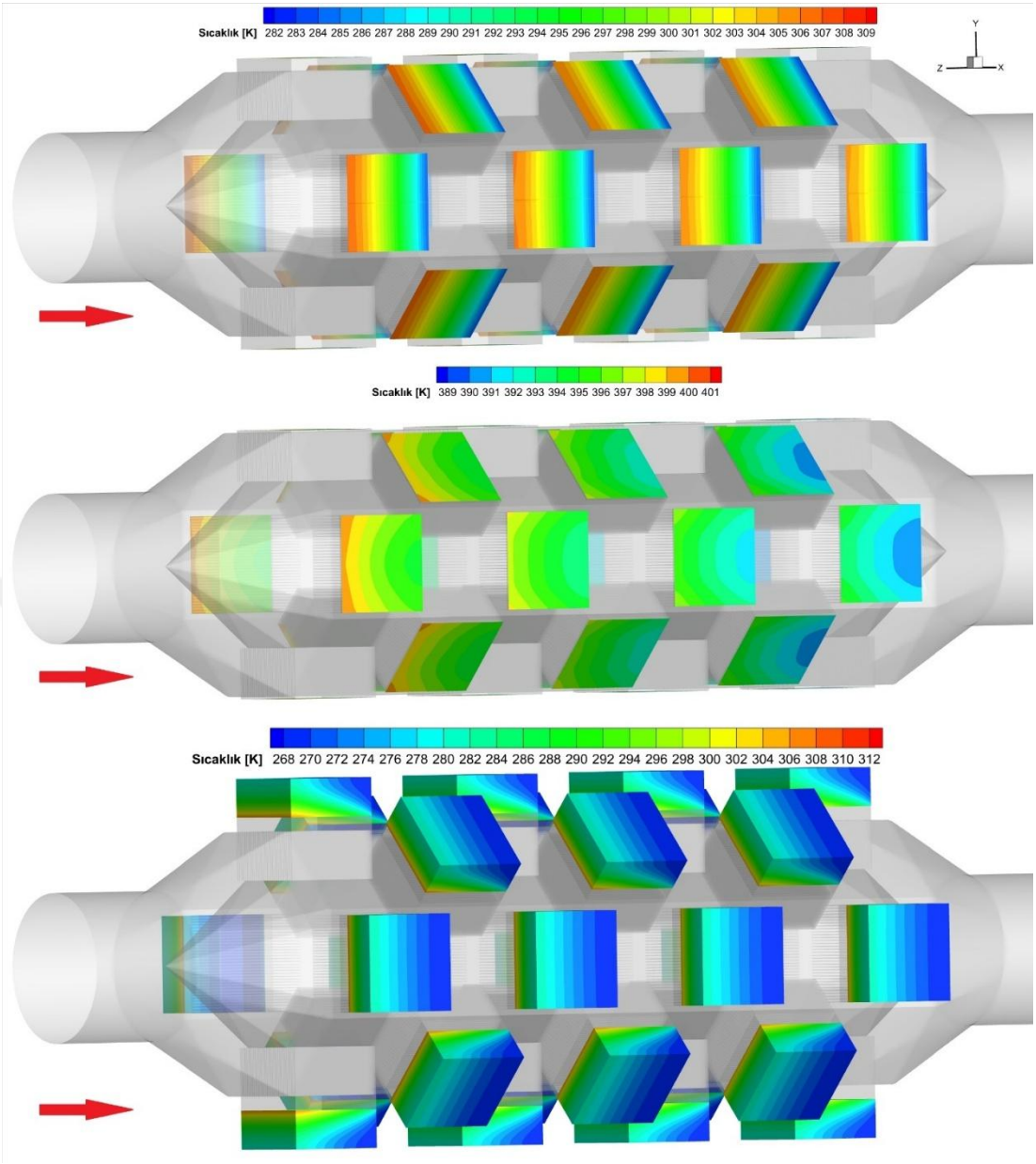
Şekil 4.11: PF-CP ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları.

Tablo 4.5: PF ısı kuyuları için TEJ ortalama soğuk ve sıcak yüzey sıcaklıkları (K).

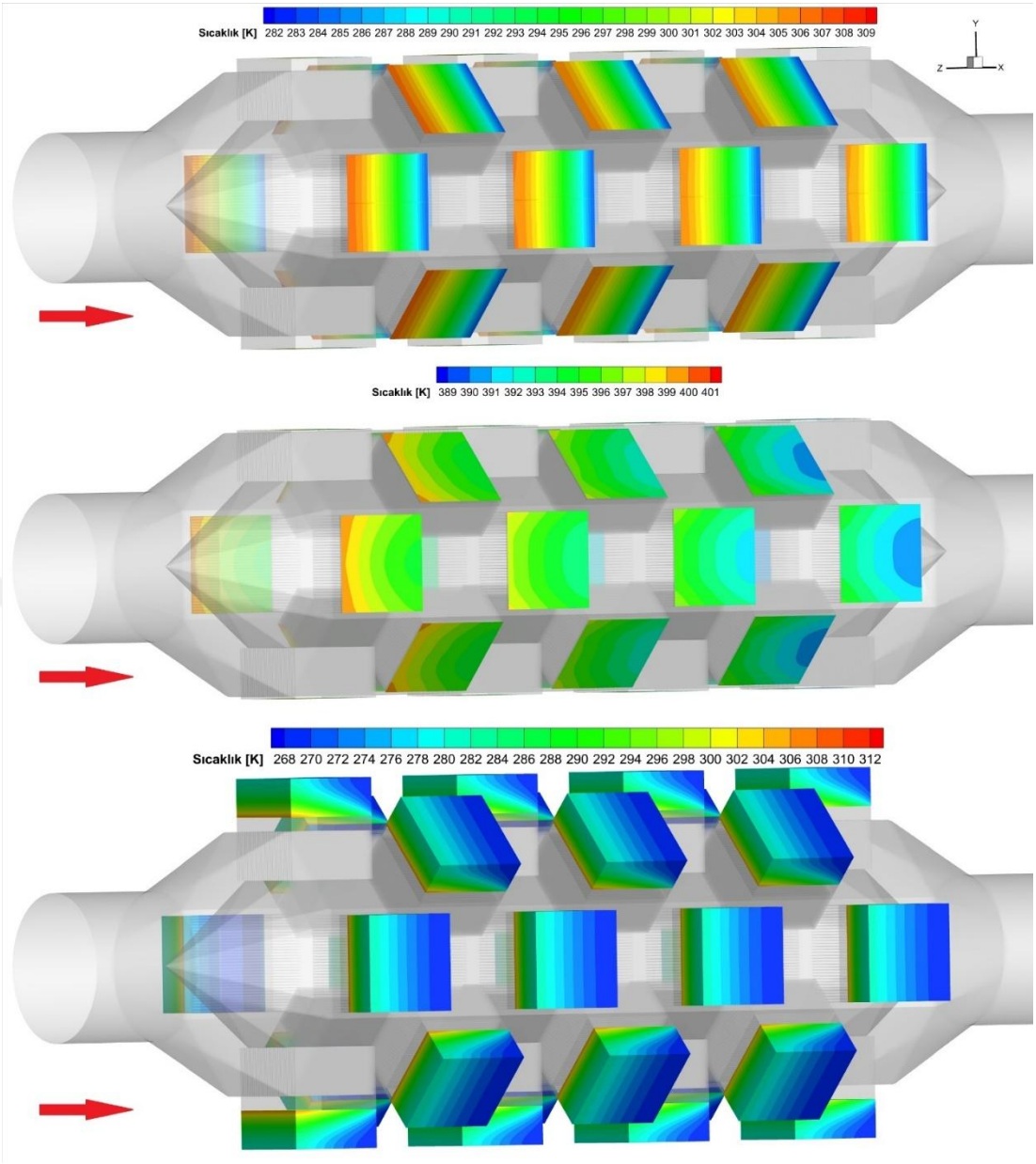
Isı Kuyusu	TEM	TEJ1	TEJ2	TEJ3	TEJ4	TEJ5	TEJ6	TEJ7
PF	Soğuk Yüzeyi	303,125	303,035	302,684	302,528	302,282	302,087	301,887
	Sıcak Yüzeyi	397,125	396,703	395,583	394,888	394,045	393,282	392,653
PF-FBCP	Soğuk Yüzeyi	302,802	302,665	302,391	302,202	301,978	301,744	301,604
	Sıcak Yüzeyi	397,071	396,624	395,541	394,809	394,015	393,21	392,621
PF-CP	Soğuk Yüzeyi	301,013	300,832	300,574	300,344	300,202	299,938	299,857
	Sıcak Yüzeyi	396,959	396,452	395,383	394,604	393,869	392,997	392,502

4.2.8.2 Açık Hücreli Alüminyum Köpük Isı Kuyular

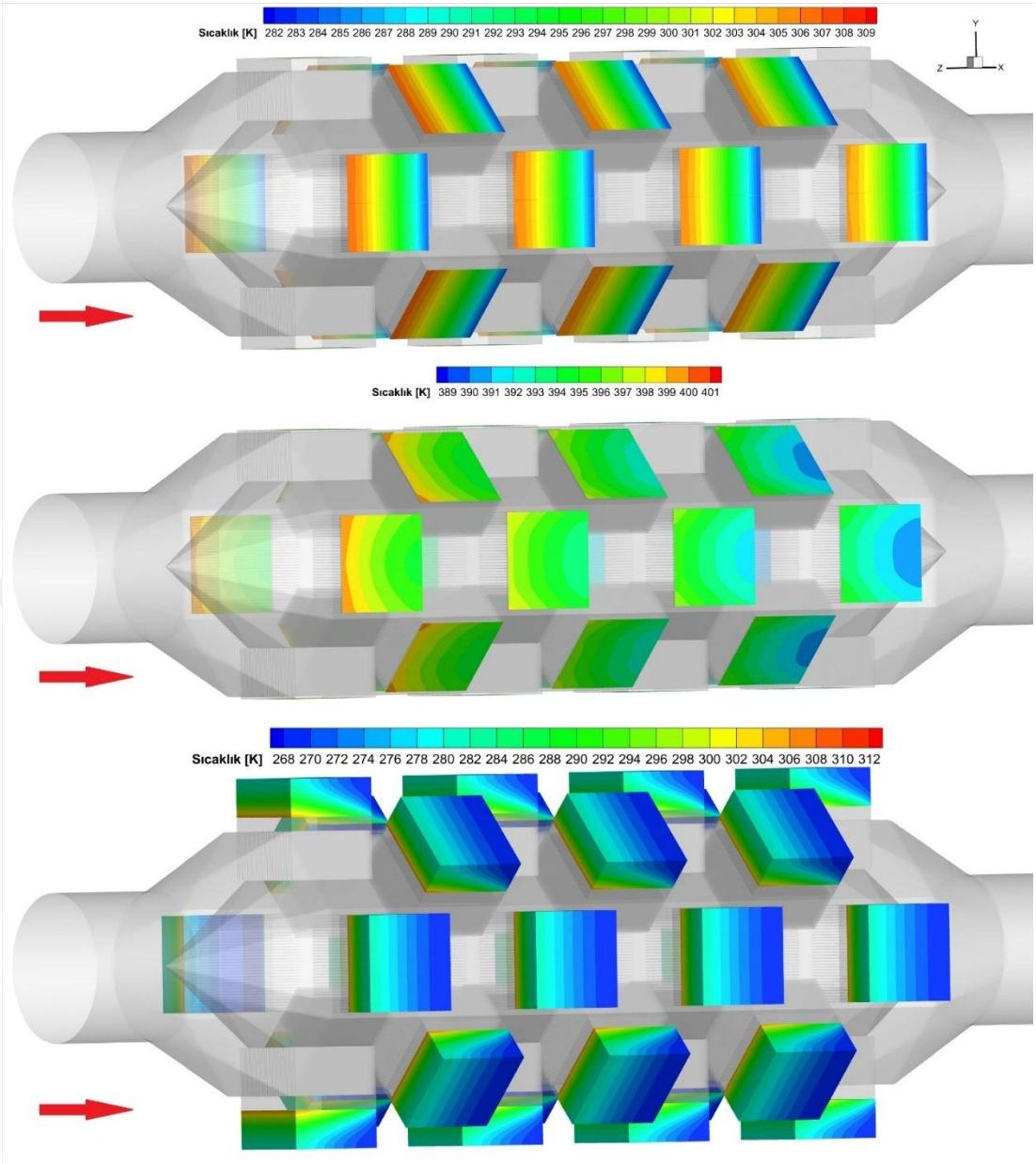
Şekil 4.25–Şekil 4.27 arasında, sırasıyla 10 PPI, 20 PPI ve 40 PPI açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyularının kullanıldığı sistemlerde, TEJ modüllerine ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki genel sıcaklık dağılımları gösterilmektedir. Bu yapıların her biri, açık hücreli köpük malzemenin gözenek yoğunluğuna (PPI – Pores Per Inch) bağlı olarak farklı akış ve ısı transfer karakteristikleri sergilemektedir. Düşük PPI (10 PPI) değerine sahip köpük, daha büyük gözeneklere ve yüksek geçirgenliğe sahip olduğundan daha düşük basınç kaybı ve daha homojen sıcaklık dağılımı sağlamaktadır. Buna karşılık, 20 PPI ve özellikle 40 PPI yoğunluklu köpüklerde gözenek boyutu azaldığı için akış direnci artmakta, ancak ısı transfer yüzeyi genişlediğinden konvektif ısı transfer katsayısı yükselmektedir.



Şekil 4.12: 10 PPI açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları.



Şekil 4.13: 20 PPI açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları.



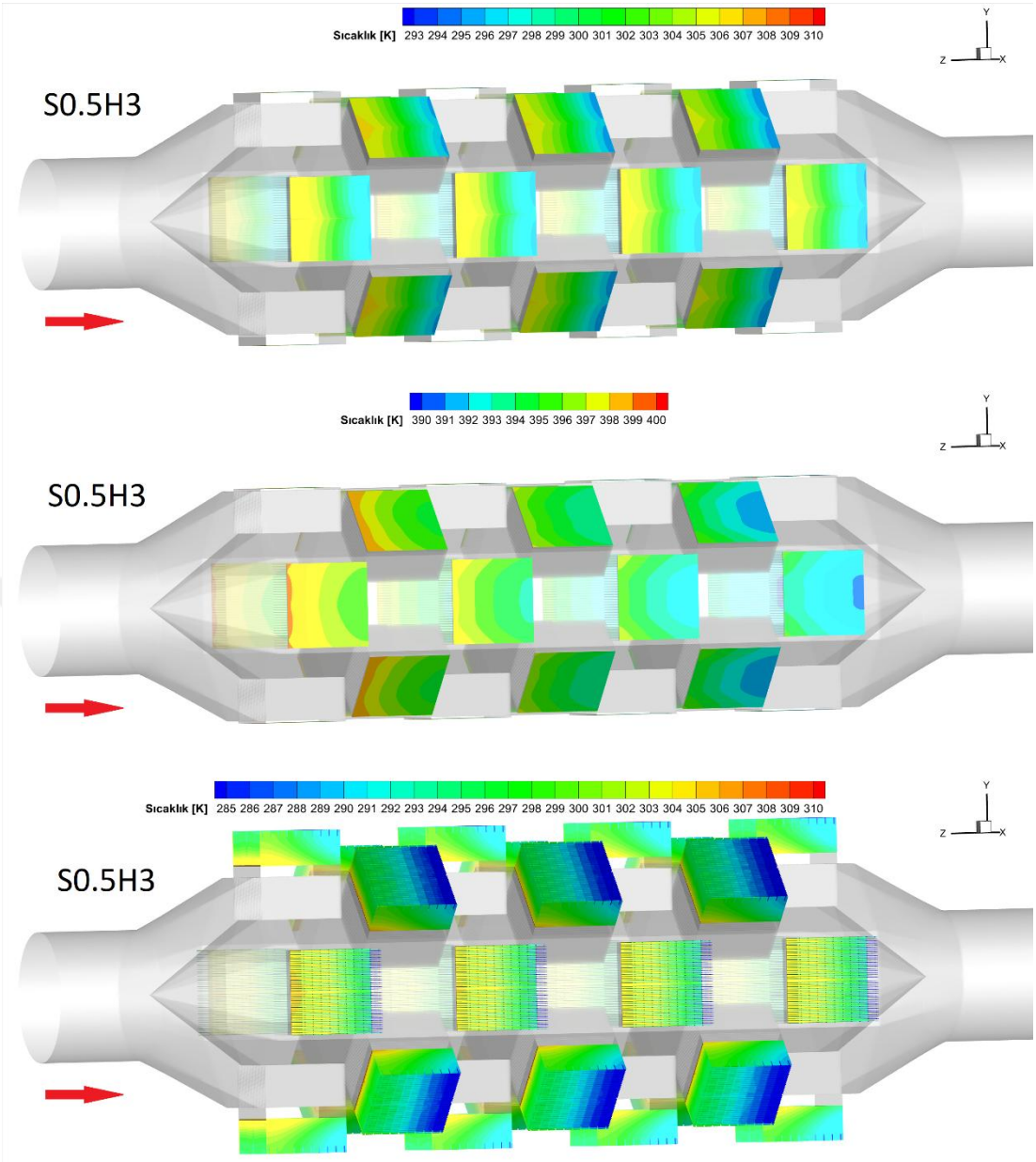
Şekil 4.14: 40 PPI açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları.

Tablo 4.6: Alüminyum köpük ısı kuyuları için TEJ ortalama soğuk ve sıcak yüzey sıcaklıkları (K).

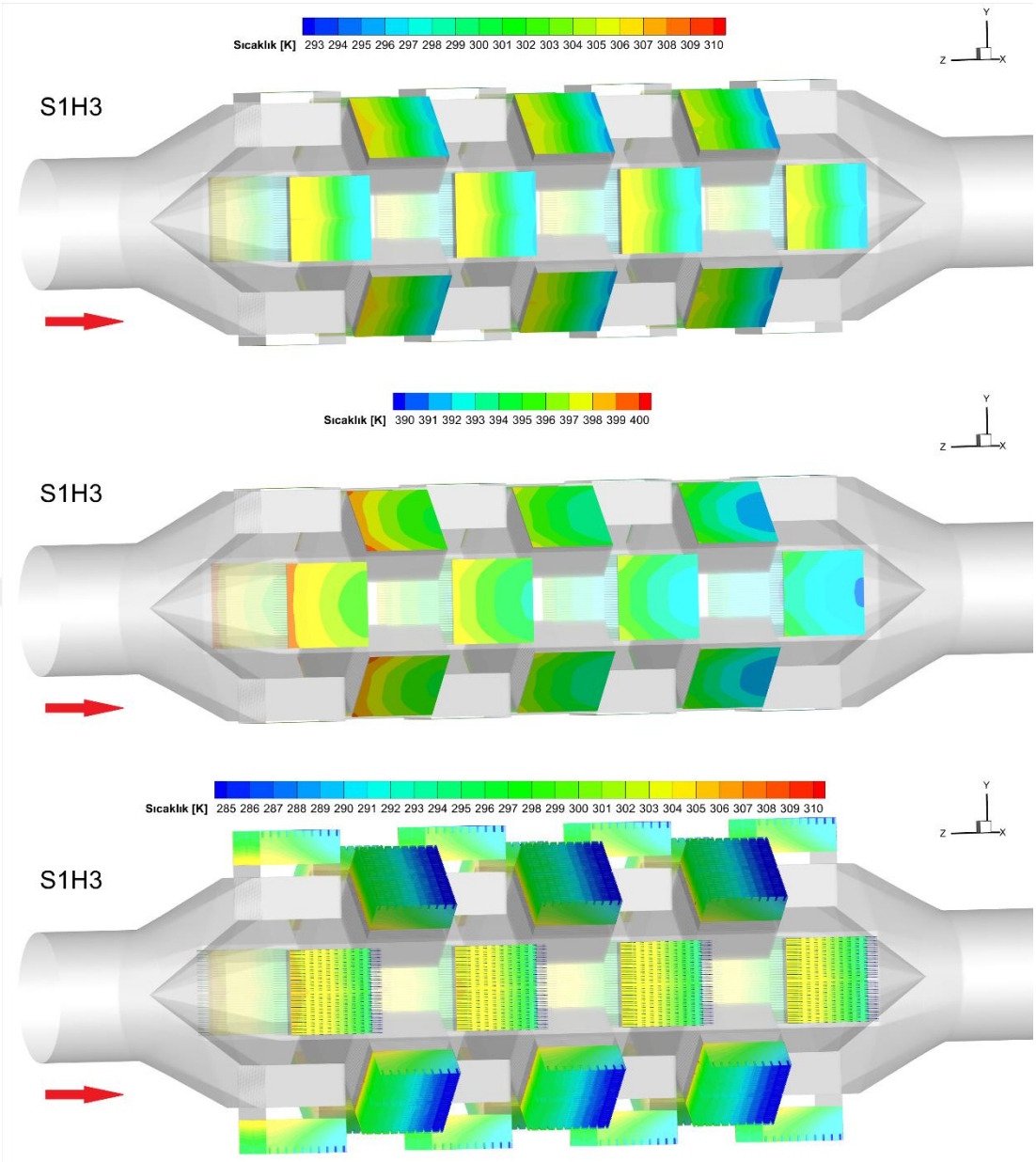
Isı Kuyu	TEM	TEJ1	TEJ2	TEJ3	TEJ4	TEJ5	TEJ6	TEJ7
10 PPI	Soğuk Yüzeyi	297,653	297,547	297,288	297,112	296,918	296,711	296,585
	Sıcak Yüzeyi	396,874	396,411	395,263	394,505	393,655	392,777	392,197
20 PPI	Soğuk Yüzeyi	297,634	297,527	297,27	297,092	296,9	296,692	296,567
	Sıcak Yüzeyi	396,873	396,407	395,262	394,498	393,656	392,772	392,195
40 PPI	Soğuk Yüzeyi	297,626	297,518	297,261	297,084	296,892	296,684	296,558
	Sıcak Yüzeyi	396,872	396,403	395,261	394,497	393,652	392,771	392,192

4.2.8.3 Yarıklı PF Isı Kuyuları

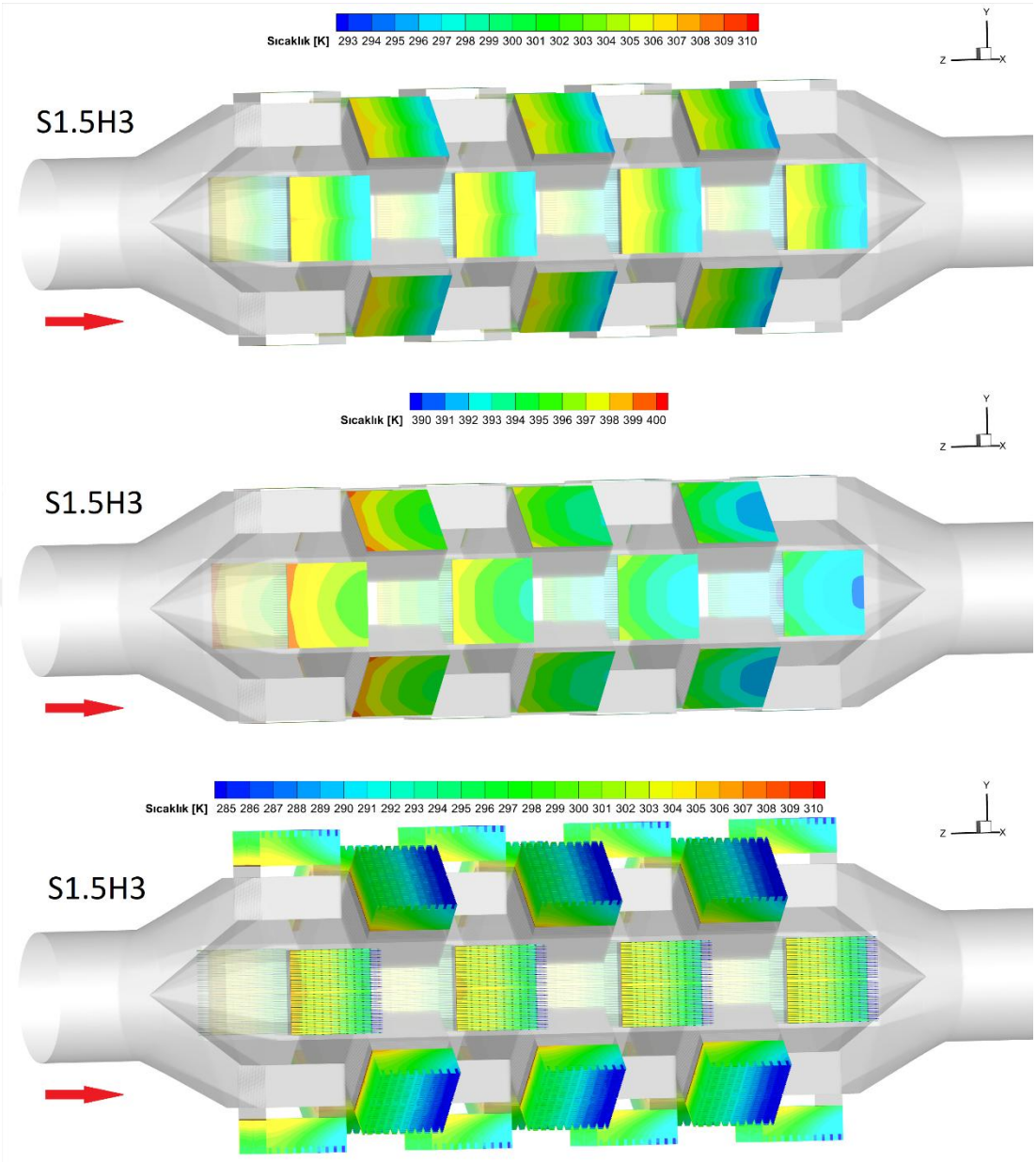
Şekil 4.16–Şekil 4.23 arasında, farklı yarık genişliği (S) ve yarık yüksekliği (H) değerlerine sahip PF ısı kuyusu tasarımlarının sekizgen boru üzerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmektedir. Tüm tasarımlar için görseller, sırasıyla TEJ'lere ait soğuk yüzeyler, sıcak yüzeyler ve ısı kuyuları üzerindeki genel sıcaklık dağılımını içermektedir. Renk skalaları sıcaklık değişimini Kelvin cinsinden göstermekte olup, mavi tonlar düşük sıcaklık bölgelerini, kırmızı tonlar ise yüksek sıcaklık bölgelerini temsil etmektedir. Bu görseller, her bir ısı kuyu varyantı için sıcaklık alanının geometrik değişkenlere (S ve H) bağlı olarak nasıl farklılaştığını karşılaştırmalı biçimde değerlendirmeye olanak sağlamaktadır.



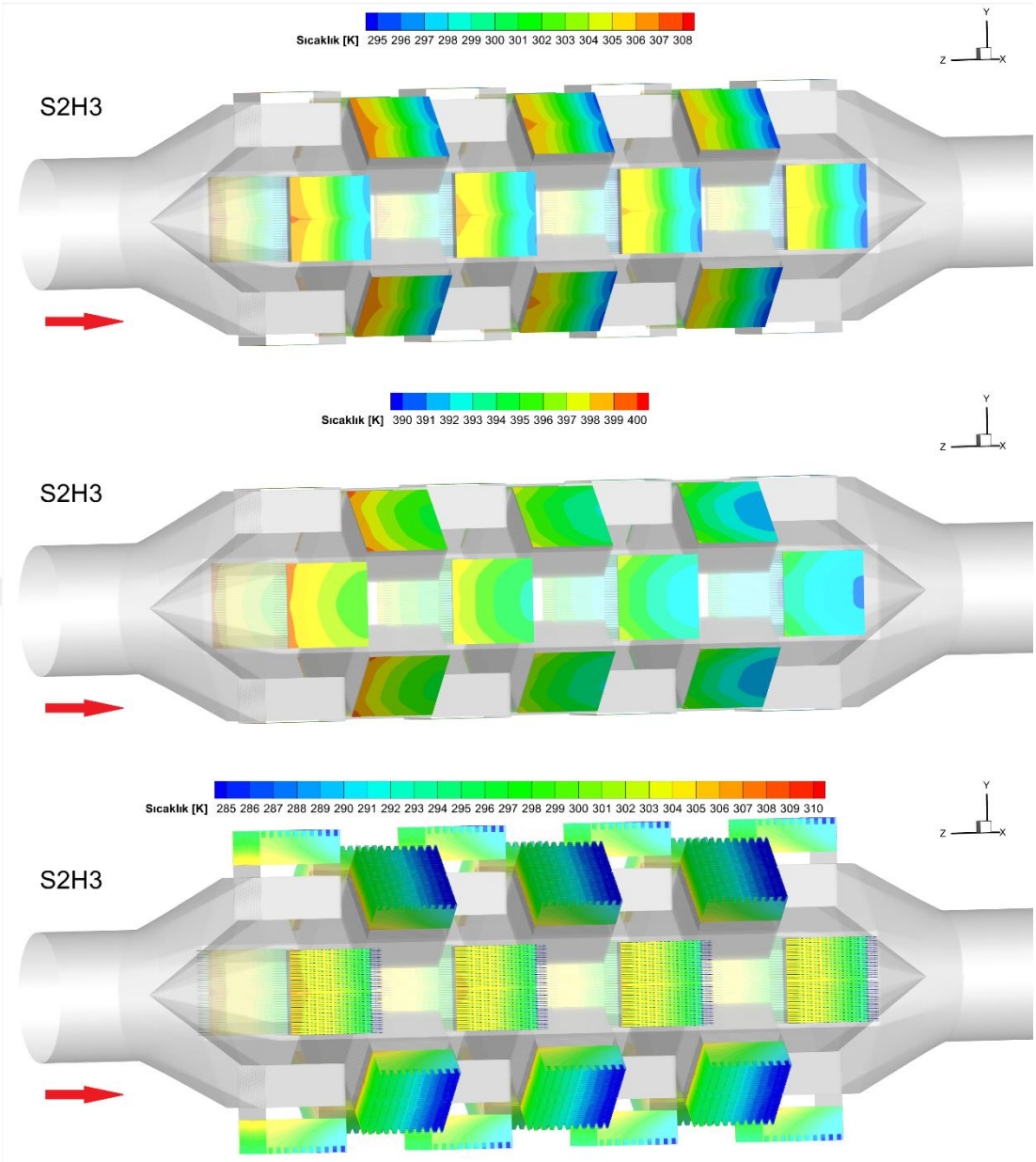
Şekil 4.15: S0.5H3 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları.



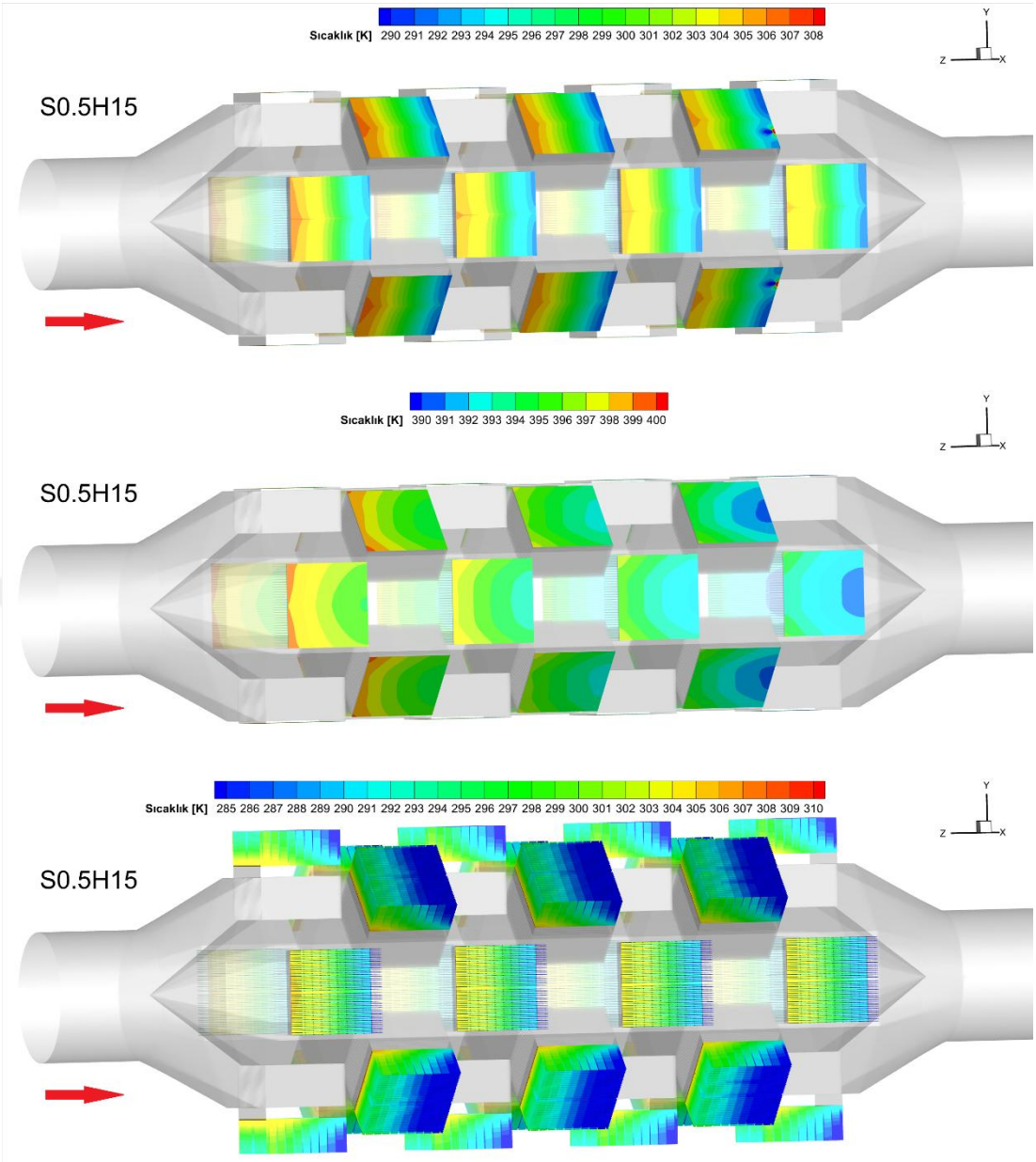
Şekil 4.16: S1H3 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları.



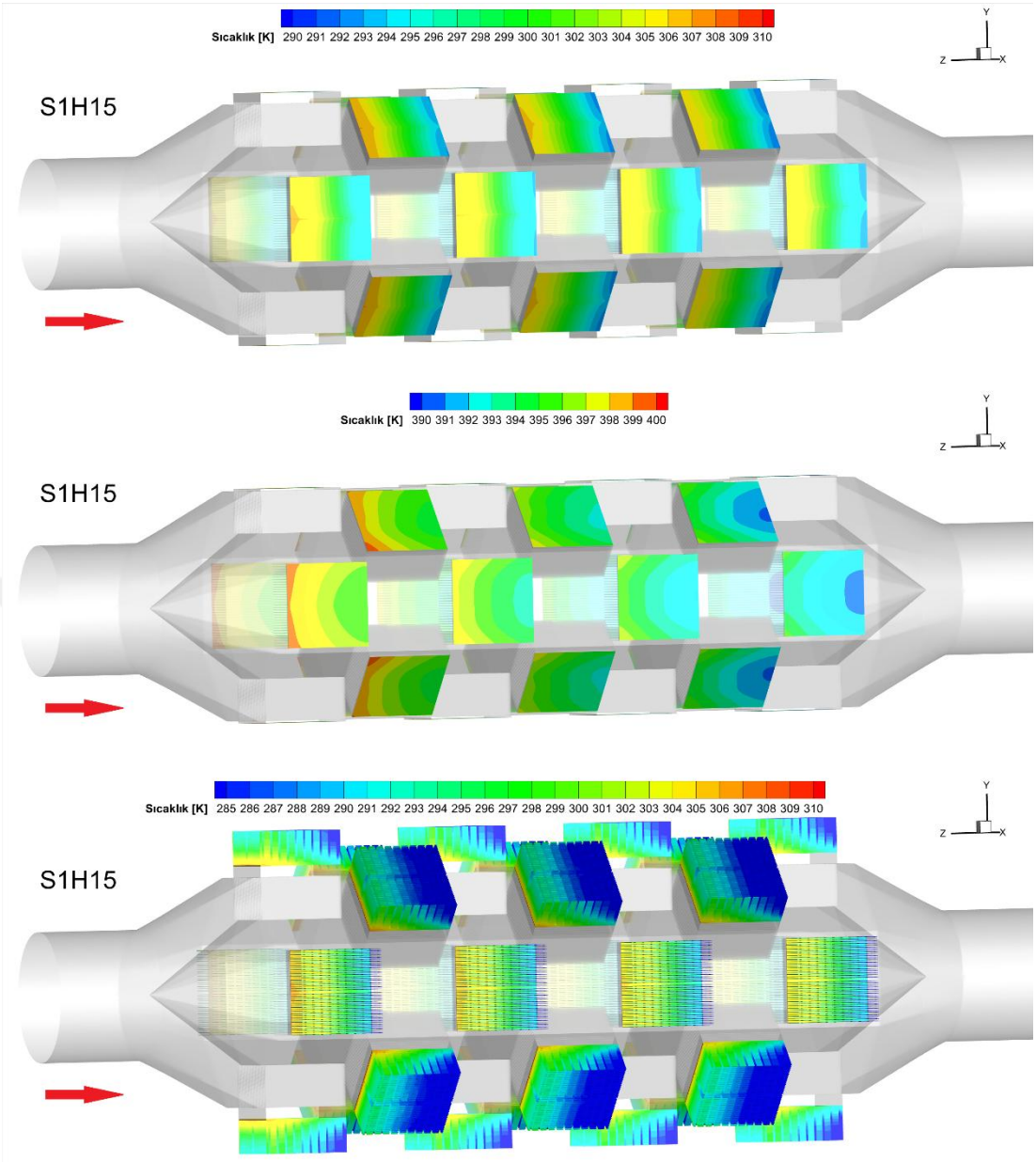
Şekil 4.17: S1.5H3 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları.



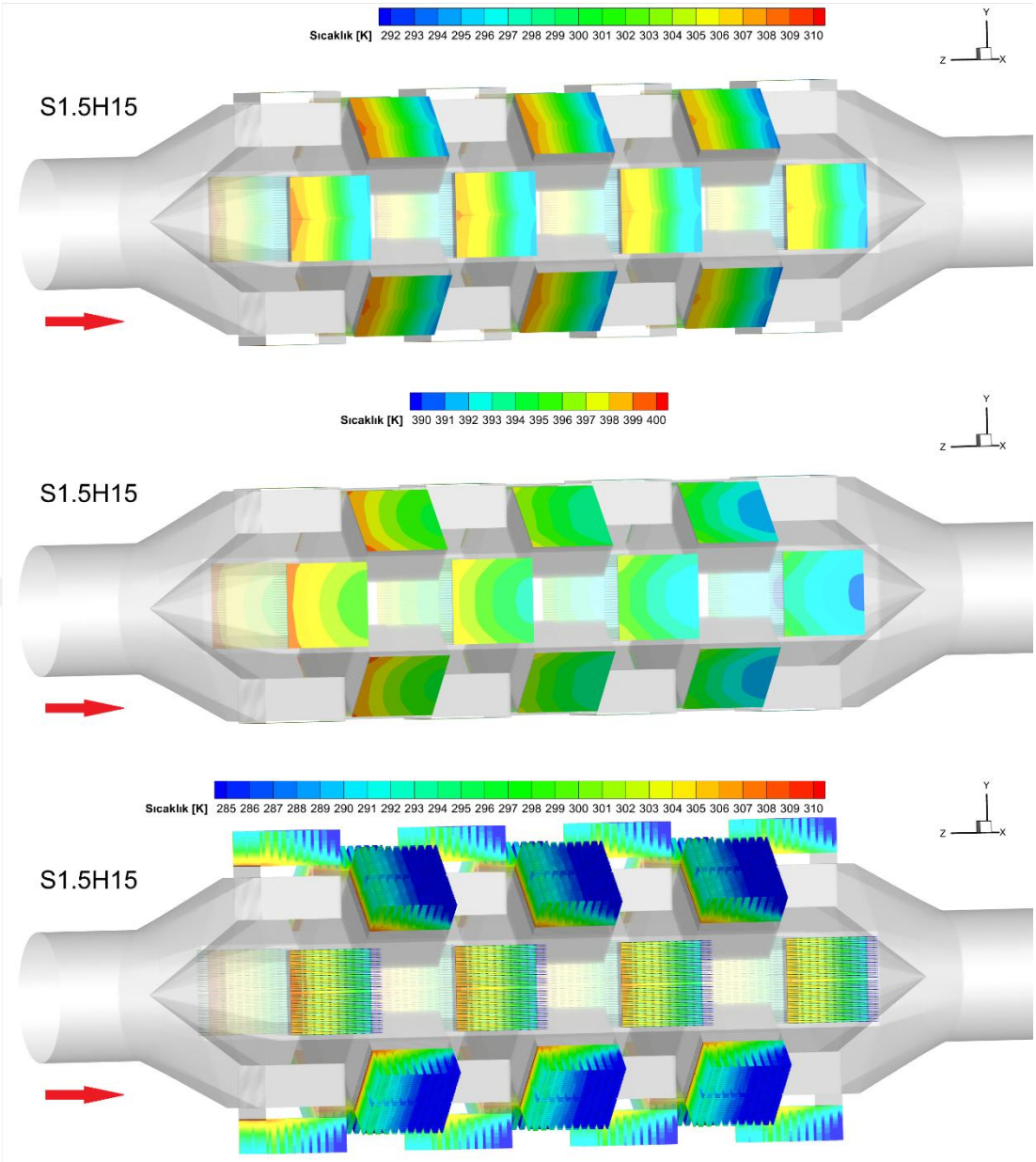
Şekil 4.18: S2H3 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları.



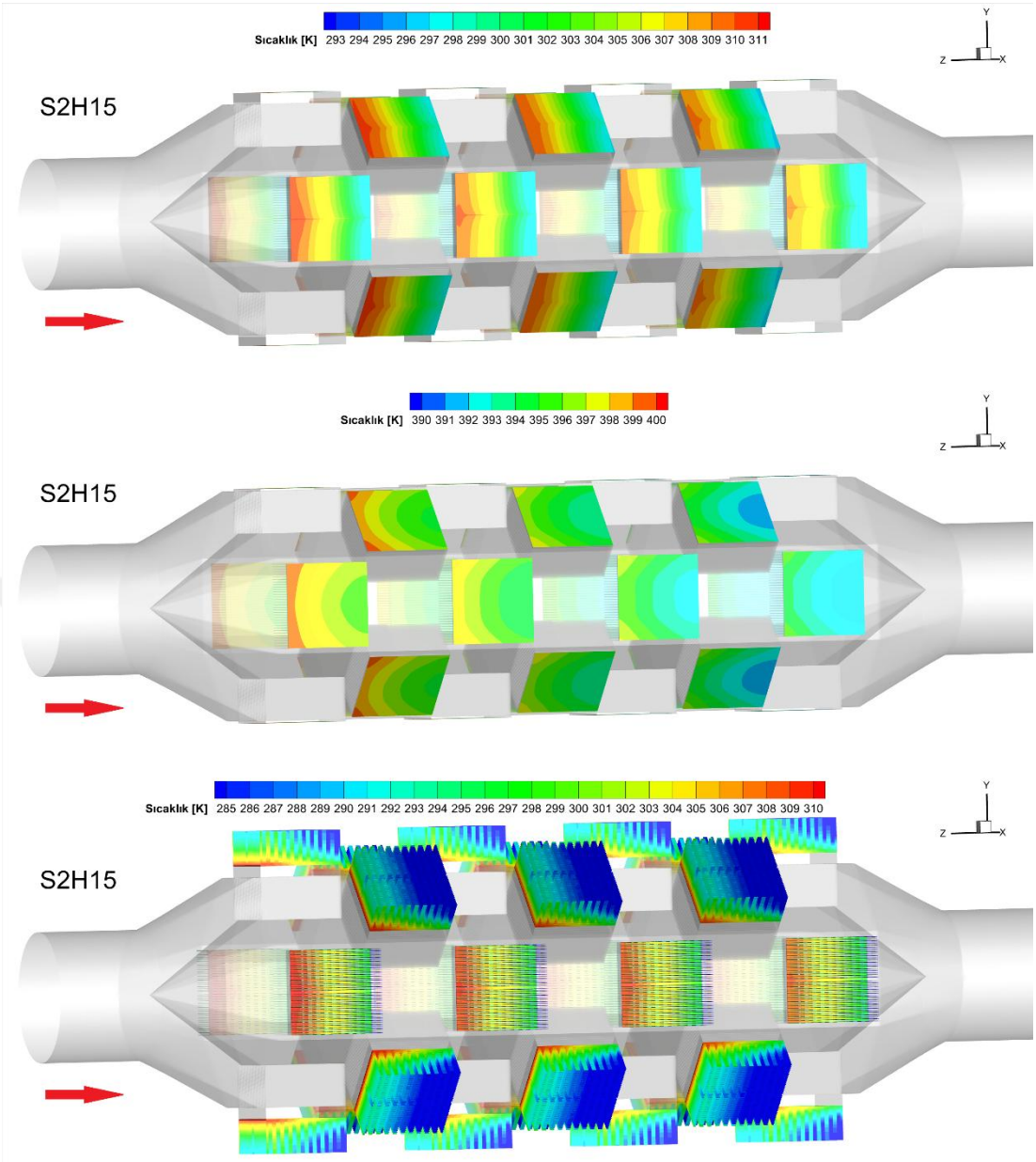
Şekil 4.19: S0.5H15 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları.



Şekil 4.20: S1H15 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları.



Şekil 4.21: S1.5H15 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları.



Şekil 4.22 S2H15 tipindeki PF ısı kuyusunun kullanıldığı sistemde TEJ'lere ait soğuk ve sıcak yüzeyler ile ısı kuyuları üzerindeki sıcaklık dağılımları.

Tablo 4.7: Yarıklı PF ısı kuyuları için TEJ'e ait ortalama soğuk ve sıcak yüzey sıcaklıkları (K).

Isı Kuyu	TEM	TEJ1	TEJ2	TEJ3	TEJ4	TEJ5	TEJ6	TEJ7
S0.5H3	Soğuk Yüzeyi	301,87	301,703	301,464	301,254	301,06	300,837	300,7
	Sıcak Yüzeyi	397,046	396,4	395,497	394,679	393,96	393,111	392,565
S1H3	Soğuk Yüzeyi	301,941	301,798	301,537	301,326	301,13	300,907	300,766
	Sıcak Yüzeyi	397,027	396,466	395,49	394,654	393,946	393,081	392,55
S1.5H3	Soğuk Yüzeyi	302,148	302,005	301,746	301,537	301,34	301,115	300,97
	Sıcak Yüzeyi	397,032	396,499	395,498	394,687	393,964	393,105	392,567
S2H3	Soğuk Yüzeyi	302,25	302,1	301,851	301,618	301,451	301,196	301,072
	Sıcak Yüzeyi	397,037	396,532	395,505	394,72	393,981	393,128	392,583
S0.5H15	Soğuk Yüzeyi	299,899	299,788	299,525	299,325	299,153	299,064	298,777
	Sıcak Yüzeyi	396,815	396,335	395,272	394,526	393,723	392,928	392,296
S1H15	Soğuk Yüzeyi	300,72	300,537	300,32	300,074	299,93	299,658	299,573
	Sıcak Yüzeyi	396,84	396,463	395,331	394,644	393,771	393,026	392,354
S1.5H15	Soğuk Yüzeyi	302,12	301,987	301,74	301,535	301,351	301,12	300,998
	Sıcak Yüzeyi	396,862	396,536	395,403	394,772	393,81	393,153	392,427
S2H15	Soğuk Yüzeyi	304,760	304,613	304,334	304,103	303,915	303,666	303,527
	Sıcak Yüzeyi	397,253	396,696	395,765	394,922	394,256	393,366	392,892

4.3 Termoelektrik Analiz – ANSYS Thermal–Electric

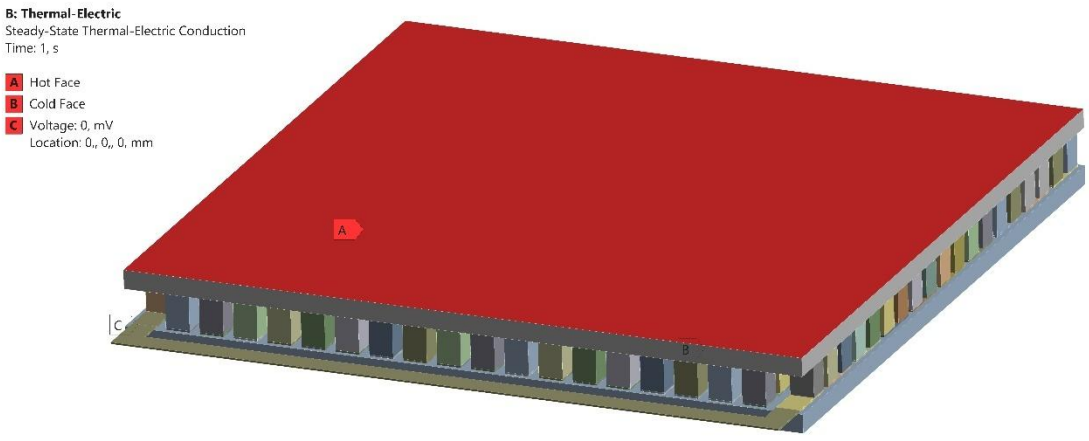
4.3.1 Sınır Koşulları

TEJ modüllerinin termoelektrik analizi, Ansys-Thermal-Electric yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu yazılımda, sonlu elemanlar yöntemi (FEM) temele alınmakta olup, çözümün gerçekleştirilebilmesi için en az bir elektriksel sınır koşulunun (akım veya gerilim) ve bir ısıl sınır koşulunun (sıcaklık, ısı akısı, radyasyon ya da taşınım) tanımlanması gerekmektedir.

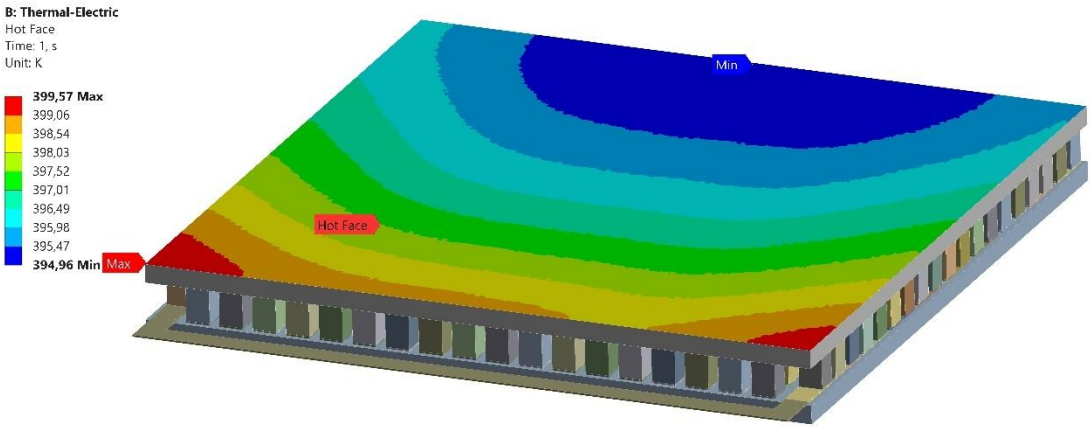
Bu tez kapsamında:

- Elektriksel sınır koşulu olarak, n tipi yarı iletkenin yer aldığı tarafta bulunan bakır iletkenin, dış yük direncine temas eden yüzeyine 0 V potansiyel uygulanmıştır (Şekil 4.24).
- Isıl sınır koşulu olarak, TEJ modülünün soğuk ve sıcak yüzeylerine ait sıcaklık değerleri kullanılmıştır (Şekil 4.25 ve Şekil 4.26).

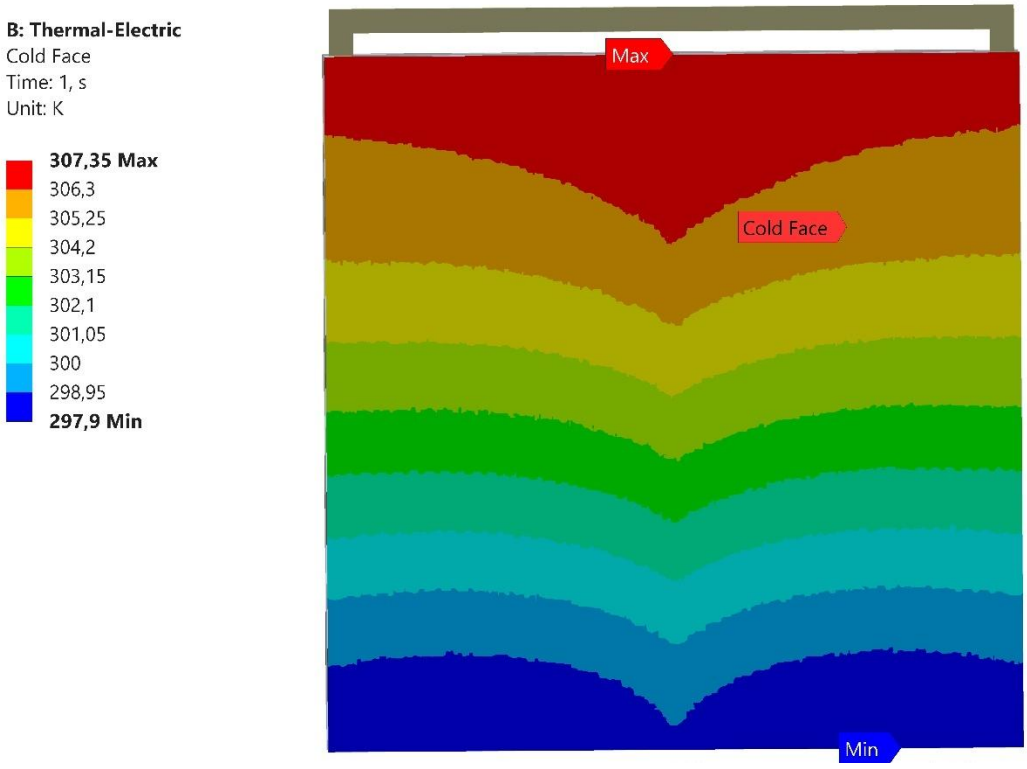
Dolayısıyla, Ansys-Fluent analizlerinden elde edilen sıcak ve soğuk yüzey sıcaklıkları giriş verisi olarak Ansys-Thermal-Electric programına aktarılmış ve bu sayede TEJ modüllerinin termoelektrik davranışı nümerik olarak modellenmiştir.



Şekil 4.23: Termal-Elektrik sınır koşulları.



Şekil 4.24: TEM sıcak yüzey sıcaklığının Termal-Elektrik programına aktarılması.



Şekil 4.25: TEM soğuk yüzey sıcaklığının Termal-Elektrik programına aktarılması.

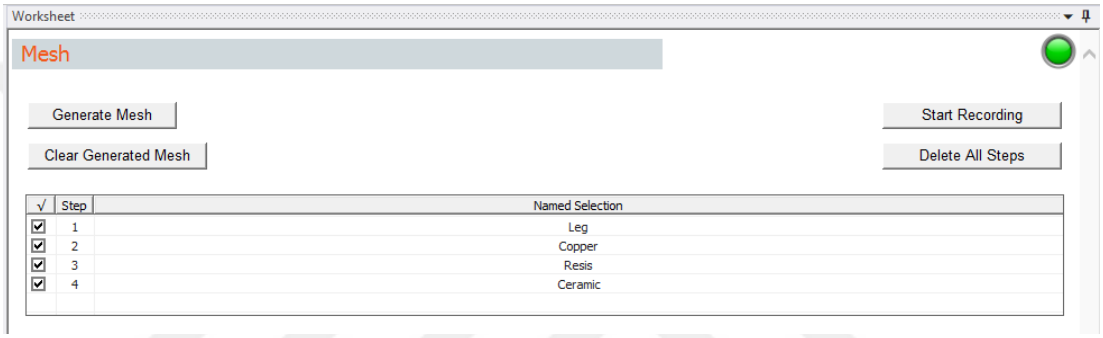
4.3.2 Ağ Bağımsızlık Çalışması

Ağ bağımsızlığı çalışmaları için genel ağ ayarı olarak 0,3 mm (Ağ No. 1), 0,4 mm (Ağ No. 2) ve 0,5 mm (Ağ No. 3) değerleri kullanılmıştır. Bakırların üzerindeki dağılımın daha net görülebilmesi amacıyla, bakır kenarları ağ olarak üçe bölünerek kenar ağı tanımlanmıştır. Seramik ve dış yük direncinde çoklu bölge (Multizone)

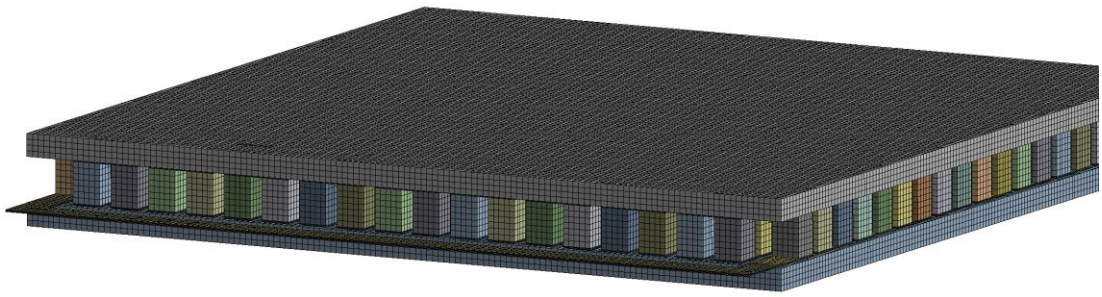
metodu, bakır ve yarı iletken malzemelerde ise süpürme (Sweep) metodu tercih edilmiştir.

Sırasıyla yarı iletkenler, bakır iletkenler, dış yük direnci ve seramik malzemeler için ağ oluşumunu sağlamak üzere ağ taslağı (Worksheet) hazırlanmıştır. Şekil 4.2'de ağ taslağı gösterilmiştir. Bu taslak, daha düzenli yapılardan başlanarak ağ kalitesinin artırılmasını sağlamak amacıyla oluşturulmuştur.

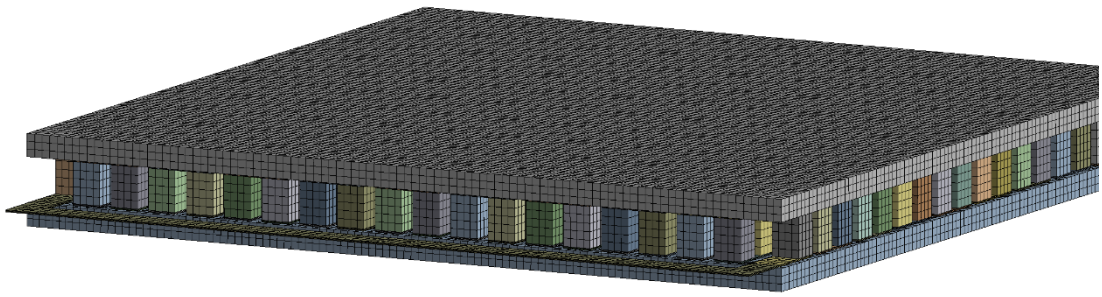
Ağ bağımsızlığı için oluşturulan ağlar, sırasıyla Ağ No: 1, Ağ No: 2 ve Ağ No: 3 durumları için Şekil 4.28, Şekil 4.29 ve Şekil 4.30'da gösterilmiştir.



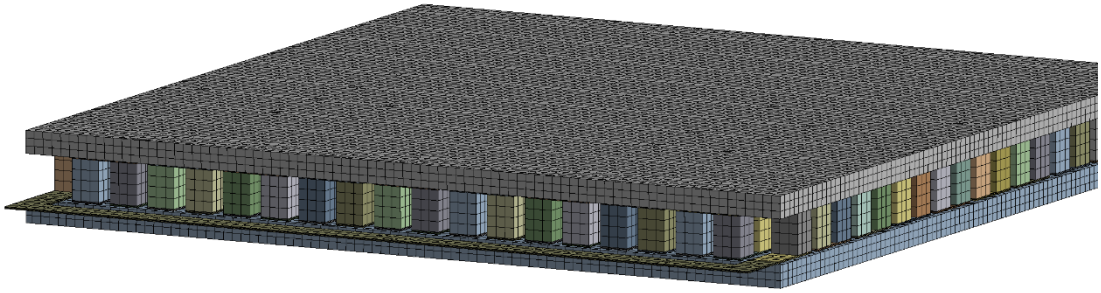
Şekil 4.26: Ağ taslağı (Worksheet).



Şekil 4.27: Ağ No: 1 – 0,3 mm genel ağa sahip ağ.



Şekil 4.28: Ağ No: 2 – 0,4 mm genel ağa sahip ağ.



Şekil 4.29: Ağ No: 3 – 0,5 mm genel ağa sahip ağ.

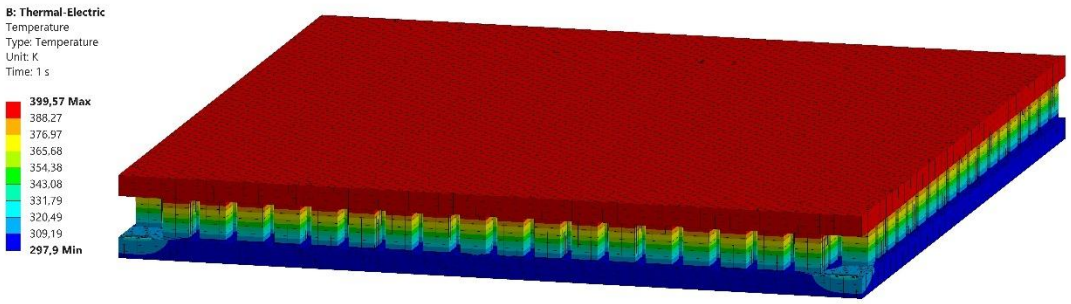
Tablo 4.7, TEJ1 modülü için yapılan ağ analizini sunmaktadır. Çalışmada kullanılan toplam yedi TEJ modülü, Ansys-Thermal-Electric arayüzünde tek bir modül modeli üzerinden tanımlanmış, ardından her biri ayrı ayrı simüle edilmiştir.

Tablo 4.8: TEJ sisteminin Ansys-Termal-Elektrik ağ analizi.

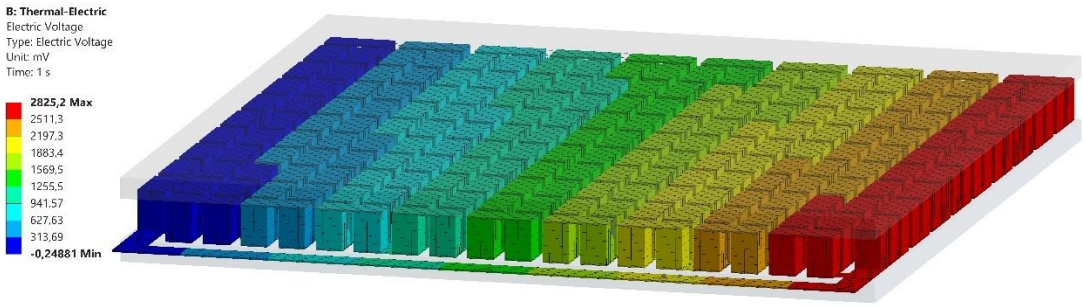
Ağ No.	Element	Düğüm	Gerilim (V)	Akım (A)	Güç (W)	Güç Hata
1	300.508	1.444,716	2,835	0,719	2,038	-
2	167.356	840.269	2,835	0,719	2,038	0
3	88.422	460.418	2,836	0,718	2,039	%0,05

4.3.3 Termoelektrik Analiz Sonuçları

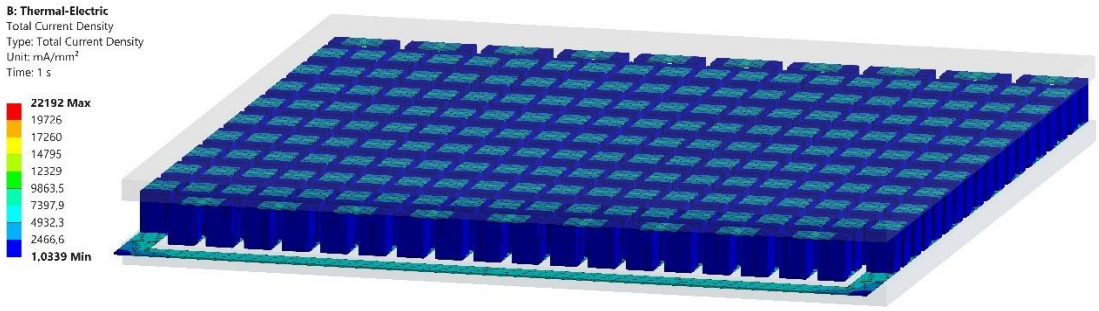
Sınır koşulları girildikten sonra çıktıları görebilmek için sıcaklık, elektrik gerilim ve toplam akım yoğunluğu çözüm çıktıları oluşturuldu. Çözüm tamamlandı ve elde edilen sonuçlar şu şekildedir: Şekil 4.31'de sıcaklık dağılımı, Şekil 4.32'de elektrik gerilimi dağılımı ve Şekil 4.33'te toplam akım yoğunluğu dağılımı gösterilmektedir.



Şekil 4.30: TEM sıcaklık dağılımı (TEJ2).

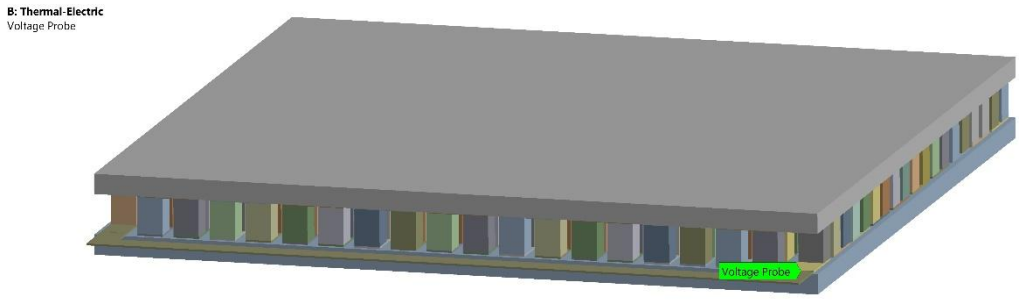


Şekil 4.31: TEM elektrik gerilimi dağılımı (TEJ2).



Şekil 4.32: TEM toplam akım yoğunluğu dağılımı (TEJ2).

TEM gücünün hesaplanabilmesi için gerilim ve akım büyüklüklerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu doğrultuda, Şekil 4.34'te sunulduğu üzere bir gerilim probu tasarlanmıştır. Ağ optimizasyonu gibi değişken çalışma koşullarında gerilim değerlerinin izlenebilmesini sağlamak amacıyla, prob tarafından elde edilen değer parametre olarak tanımlanmış ve Şekil 4.35'te gösterilmiştir.



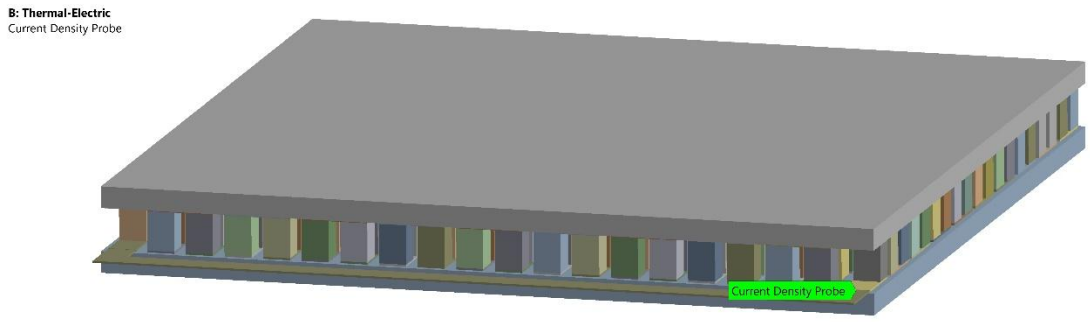
Şekil 4.33: Gerilim probunun tanımlanması (TEJ2).

Details of "Voltage Probe"

Definition	
Type	Electric Voltage
Location Method	Geometry Selection
Geometry	1 Face
Suppressed	No
Options	
Display Time	End Time
Spatial Resolution	Use Maximum
Results	
Voltage Probe	2,825 V
Maximum Value Over Time	
Voltage Probe	2,825 V
Minimum Value Over Time	
Voltage Probe	2,825 V
Information	

Şekil 4.34: Gerilim probunun parametrik olarak tanımlanması (TEJ2).

Akım yoğunluğunun hesaplanabilmesi için öncelikle, Şekil 4.36'da gösterildiği üzere N-tipi yarı iletkenin bulunduğu bakır iletken ile dış yük direnci arasındaki bağlantı noktasındaki yüzeye bir akım yoğunluğu probu tanımlanmıştır. Ardından, bu prob üzerinden elde edilen akım yoğunluğu değeri ilgili yüzey alanı ile çarpılarak akım büyüklüğü hesaplanmıştır. Son olarak, ağ optimizasyonu gibi değişken çalışma koşullarında akım yoğunluğu değerlerinin izlenebilmesini sağlamak amacıyla, prob tarafından elde edilen değer parametre olarak tanımlanmış ve Şekil 4.37'de sunulmuştur.



Şekil 4.35: Akım yoğunluğu probunun tanımlanması (TEJ2).

Details of "Current Density Probe"

Definition	
Type	Current Density
Location Method	Geometry Selection
Geometry	1 Face
Suppressed	No
Options	
Result Selection	Total
Display Time	End Time
Spatial Resolution	Use Maximum
Results	
Total	5,1185e+006 A/m²
Maximum Value Over Time	
Total	5,1185e+006 A/m²
Minimum Value Over Time	
Total	5,1185e+006 A/m²
Information	

Şekil 4.36: Akım yoğunluğu probunun parametrik olarak tanımlanması (TEJ2).

Tablo 4.8'de farklı ısı kuyusu tasarımlarına ait gerilim değerleri, Tablo 4.9'da aynı tasarımlara ait akım değerleri ve Tablo 4.10'da ise gerilim ve akım değerlerinden elde edilen güç değerleri sunulmaktadır. Her üç tabloda da TEJ1'den TEJ7'ye kadar olan ısıl eleman jonksiyonlarına karşılık gelen sonuçlar ayrıntılı biçimde verilmiştir.

Tablo 4.9: TEM'lerde farklı ısı kuyuları için gerilim değerleri (V).

Isı Kuyusu	TEJ1	TEJ2	TEJ3	TEJ4	TEJ5	TEJ6	TEJ7
PF	2,835	2,825	2,802	2,786	2,768	2,751	2,738
PF-FBCP	2,843	2,834	2,809	2,793	2,776	2,759	2,745
PF-CP	2,894	2,884	2,860	2,843	2,825	2,807	2,795
S0.5H3	2,871	2,856	2,836	2,818	2,802	2,783	2,771
S1H3	2,868	2,855	2,834	2,815	2,800	2,780	2,769
S1.5H3	2,862	2,850	2,828	2,810	2,794	2,775	2,763
S2H3	2,859	2,848	2,825	2,808	2,791	2,773	2,760
S0.5H15	2,923	2,912	2,888	2,872	2,853	2,831	2,821
S1H15	2,899	2,893	2,866	2,853	2,831	2,816	2,799
S1.5H15	2,857	2,852	2,825	2,812	2,789	2,776	2,758
S2H15	2,789	2,777	2,757	2,739	2,725	2,705	2,695
10 PPI	2,9930	2,9823	2,9555	2,9380	2,9183	2,8981	2,8844
20 PPI	2,9936	2,9828	2,9560	2,9384	2,9189	2,8985	2,8849
40 PPI	2,9938	2,9829	2,9563	2,9386	2,9190	2,8987	2,8851

Tablo 4.10: TEM'lerde farklı ısı kuyuları için akım değerleri (A).

Isı Kuyusu	TEJ1	TEJ2	TEJ3	TEJ4	TEJ5	TEJ6	TEJ7
PF	0,7191	0,7165	0,7107	0,7065	0,7020	0,6977	0,6944
PF-FBCP	0,7211	0,7188	0,7126	0,7084	0,7041	0,6997	0,6963
PF-CP	0,7340	0,7315	0,7253	0,7211	0,7166	0,7120	0,7088
S0.5H3	0,7281	0,7244	0,7194	0,7147	0,7107	0,7059	0,7028
S1H3	0,7274	0,7242	0,7187	0,7140	0,7101	0,7052	0,7022
S1.5H3	0,7258	0,7229	0,7172	0,7126	0,7086	0,7038	0,7008
S2H3	0,7251	0,7224	0,7165	0,7122	0,7079	0,7033	0,7001
S0.5H15	0,7414	0,7386	0,7325	0,7284	0,7235	0,7182	0,7155
S1H15	0,7353	0,7339	0,7269	0,7235	0,7179	0,7143	0,7099
S1.5H15	0,7248	0,7233	0,7165	0,7133	0,7073	0,7041	0,6995
S2H15	0,7075	0,7044	0,6994	0,6947	0,6911	0,6862	0,6836
10 PPI	0,7591	0,7564	0,7496	0,7452	0,7402	0,7351	0,7316
20 PPI	0,7593	0,7565	0,7498	0,7453	0,7403	0,7352	0,7317
40 PPI	0,7593	0,7566	0,7498	0,7453	0,7404	0,7352	0,7318

Tablo 4.11: TEM'lerde farklı ısı kuyuları için ait güç değerleri (W).

Isı Kuyusu	TEJ1	TEJ2	TEJ3	TEJ4	TEJ5	TEJ6	TEJ7
PF	2,0385	2,0241	1,9912	1,9682	1,9429	1,9190	1,9010
PF-FBCP	2,0502	2,0368	2,0020	1,9788	1,9546	1,9304	1,9116
PF-CP	2,1241	2,1098	2,0742	2,0503	2,0247	1,9985	1,9809
S0.5H3	2,0900	2,0691	2,0402	2,0140	1,9915	1,9648	1,9475
S1H3	2,0860	2,0678	2,0368	2,0098	1,9879	1,9606	1,9441
S1.5H3	2,0771	2,0602	2,0280	2,0021	1,9796	1,9527	1,9361
S2H3	2,0729	2,0574	2,0238	2,0001	1,9756	1,9502	1,9325
S0.5H15	2,1674	2,1510	2,1156	2,0916	2,0640	2,0334	2,0186
S1H15	2,1318	2,1233	2,0831	2,0639	2,0322	2,0119	1,9867
S1.5H15	2,0710	2,0626	2,0242	2,0059	1,9726	1,9545	1,9290
S2H15	1,9734	1,9560	1,9285	1,9028	1,8829	1,8564	1,8426
10 PPI	2,2721	2,2558	2,2156	2,1894	2,1601	2,1303	2,1103
20 PPI	2,2729	2,2566	2,2163	2,1900	2,1609	2,1309	2,1110
40 PPI	2,2733	2,2568	2,2167	2,1903	2,1611	2,1312	2,1112

4.4 Modelin Doğrulanması

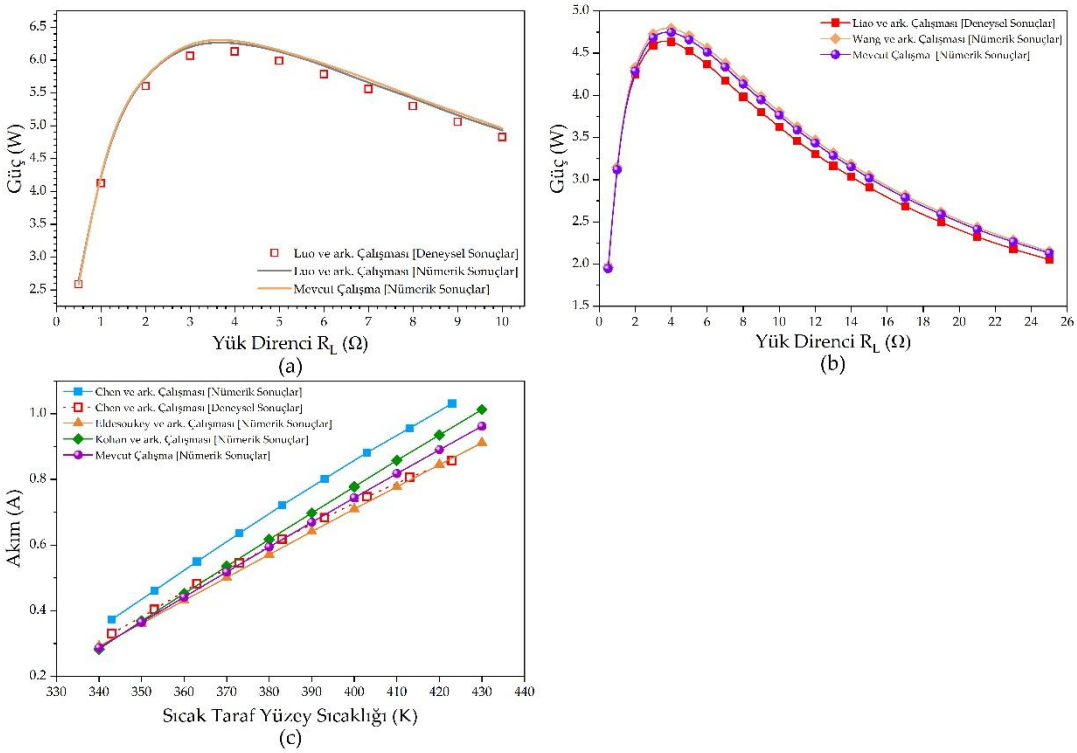
Şekil 9a, b ve c'deki deneysel çalışmalar, termoelektrik malzeme özelliklerinin sıcaklığa bağlı değişimi dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle, bu deneysel çalışmaların sonuçlarıyla karşılaştırma yapabilmek amacıyla, bu çalışmada da termoelektrik malzeme özelliklerinin sıcaklığa bağlı değişimi göz önünde bulundurularak nümerik analizler yapılmıştır.

Nümerik modelin doğruluğunu göstermek için Luo ve diğ. (2019) çalışmasındaki TEJ sisteminin fiziksel modeli yeniden oluşturulmuştur. Belirlenen sınır koşulları ile analiz parametreleri Ansys yazılımına tanımlandıktan sonra, nümerik simülasyon süreci yürütülmüştür. Şekil 9a, Luo ve diğ. (2019) çalışmasındaki deneysel ve nümerik sonuçlarla büyük ölçüde örtüşen Ansys simülasyon sonuçlarını göstermektedir. Luo ve diğ. (2019) çalışmasında maksimum çıkış gücü hatası %2,18 olarak bildirilirken, aynı model ve sınır koşullarıyla yapılan Ansys simülasyonunda bu

değer %2,82 olarak belirlenmiştir. Hata oranının düşük çıkması, modelin nümerik açıdan doğruluğunu ve güvenilirliğini göstermektedir.

İkinci doğrulamada, hem Wang ve diğ. (2020) tarafından elde edilen nümerik sonuçları hem de mevcut çalışmanın nümerik sonuçları, Liao ve diğ. (2018) tarafından elde edilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır (Şekil 9b). Wang ve diğ. tarafından bildirilen çıkış gücü için ortalama bağıl sapma %4,82 iken, mevcut çalışmayla elde edilen çıkış gücü için ortalama bağıl sapma %3,86'dır. Bu durum, bu mevcut çalışmanın nümerik sonuçlarının Liao ve diğ. tarafından elde edilen deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu göstermektedir.

Üçüncü doğrulamada, aynı TEC1-12706 termoelektrik modülünü inceleyen Chen ve diğ. (2011), Eldesoukey ve Hassan (2019) ve Kohan ve diğ. (2021)'ın modelleri, kullandıkları sonlu elemanlar (FE) verileri kullanılarak yeniden oluşturulmuştur. Karşılaştırma sonuçları Şekil 9c'de sunulmaktadır. Chen ve diğ. tarafından raporlanan deneysel bulgulara göre, Eldesoukey ve Hasan'ın modelinin ortalama bağıl hatası yaklaşık %3'tür. Kohan ve diğ. (2021) modelinde ise, ortalama bağıl hata düşük sıcaklık aralığında %1'in, yüksek sıcaklıklarda ise %8'in altında kalmıştır. Mevcut çalışmadaki model için ortalama bağıl hata, düşük sıcaklık bölgesinde %1'den düşük, yüksek sıcaklık bölgesinde ise %5,5 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen bu sonuçlar, mevcut çalışmadaki modelin diğer modellere kıyasla daha yüksek doğruluk düzeyine sahip olduğunu açıkça ortaya koymaktadır (Şekil 9c).



Şekil 4.37: Turboşarjlı traktörün TEJ sistem modelinin doğrulanması: (a) birinci doğrulama, (b) ikinci doğrulama ve (c) üçüncü doğrulama (R_L = R).

5. NÜMERİK SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu tez kapsamında, bir TEJ sistemi turboşarjlı bir traktörün kompresörü ile ara soğutucusu arasına konumlandırılmıştır. Bu sistemin temel işlevi, motorun çalışma koşulları sırasında elektrik enerjisi üretimi sağlamaktır. Ayrıca enerjinin korunumu prensibi gereği, TEJ sisteminin devreye alınmasıyla birlikte ara soğutucuya giren hava, TEJ kullanılmayan duruma göre daha düşük sıcaklıklara soğutulabilmektedir. Çalışmanın ana hedefi ise, TEJ sisteminin genel verimliliğini artırmak amacıyla, modüllerin soğuk yüzeyinden dış ortama ısı transferini daha etkin biçimde sağlayabilecek yeni nesil ısı kuyusu tasarımlarını incelemektir.

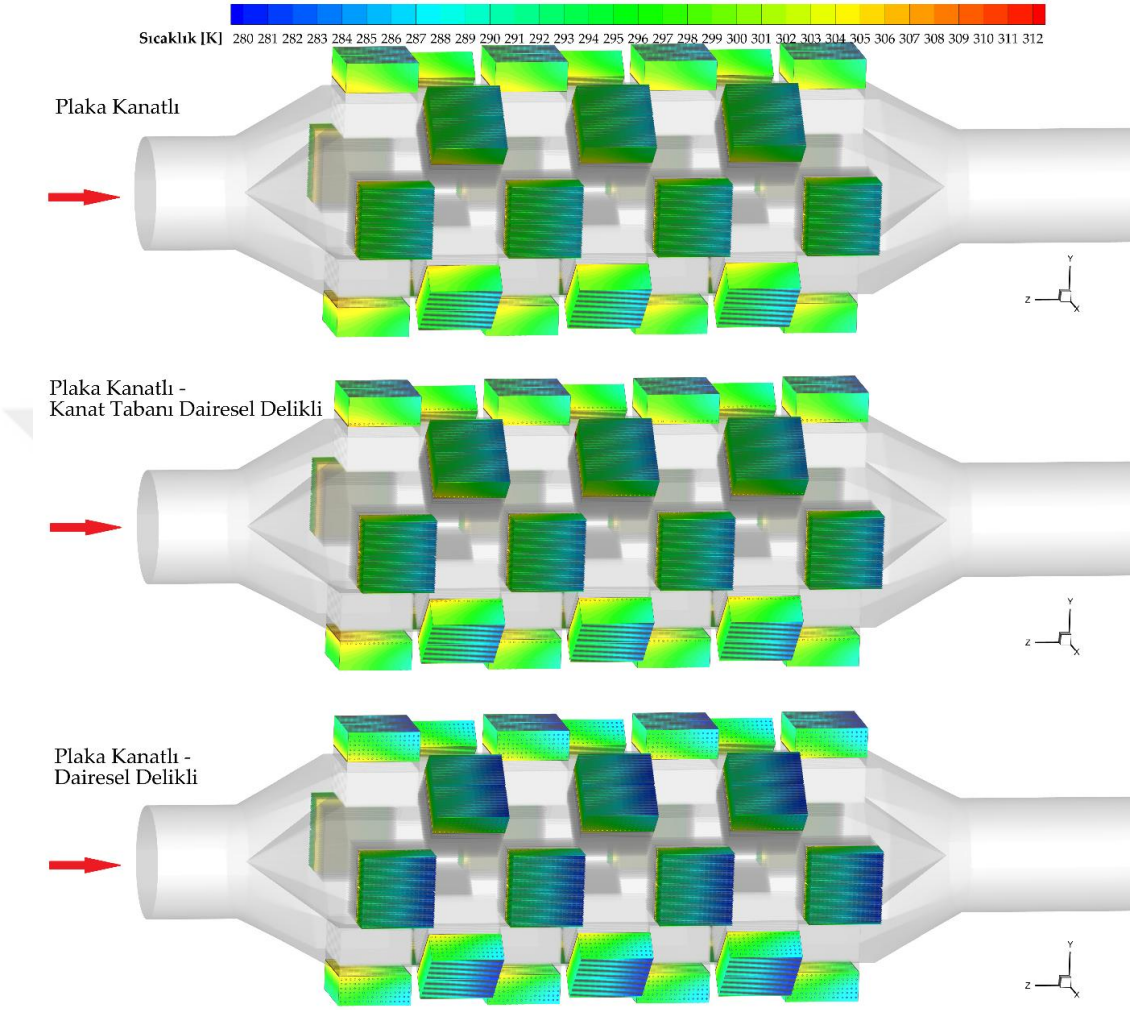
5.1 Farklı Isı Kuyusu Tasarımlarına Sahip TEJ Sistemlerinin Performansına Ait Nümerik Sonuçlar

5.1.1 Farklı PF Isı Kuyularının Etkisi

Şekil 5.1'deki sıcaklık dağılımları incelendiğinde, plaka kanatçıklarında (PF'ler) açılan delikler sayesinde akış rejiminin iyileştiği ve yüksek sıcaklık bölgelerinin daha homojen dağıldığı görülmektedir. Bu farkın temel nedeni, delikli kanatçıklara sahip ısı kuyularında, ısıl sınır tabakası kalınlığının deliksiz kanatçıklara oranla daha ince olmasıdır. Sınır tabakasındaki bu azalma, ısıl direncin düşmesine ve dolayısıyla dışarıya aktarılan ısı miktarının artmasını sağlamaktadır. Başka bir ifadeyle, delikler kanatçık yüzeyinde ek akış kanalları (ve dolayısıyla türbülans) oluşturarak ısı transferini artırmaktadır. Böylece hem kanatçık yüzeyinin ortalama sıcaklığı hem de TEJ modülünün soğuk yüzey sıcaklığı düşmektedir.

PF tasarımıyla kıyaslandığında, PF-FBCP ve PF-CP tipindeki ısı kuyularında TEM yüzey sıcaklıklarında belirgin iyileşmeler elde edilmiştir. Özellikle PF-FBCP konfigürasyonunda, soğuk yüzey sıcaklığı PF'ye göre yaklaşık %0,3 oranında azalmış, sıcak yüzeyde ise yaklaşık 1 K civarında bir düşüş gözlenmiştir. Bu sıcaklık azalması, TEJ modüllerinin çıkış gerilimi ile ısıl verimliliğinde artışa neden olmuştur. Örneğin, PF-CP konfigürasyonunda, modül başına elde edilen çıkış gerilimi ve ısıl verimlilik, PF tasarımına kıyasla yaklaşık %2–4 oranında artış göstermiştir. Bu performans artışı

sonucunda, PF-CP düzeninde toplam TEJ çıkış gücü yaklaşık %4,2 oranında yükselmiştir. Buna ek olarak, PF-FBCP konfigürasyonunda gözlemlenen güç artışı ise yaklaşık %0,6 düzeyinde gerçekleşmiştir.



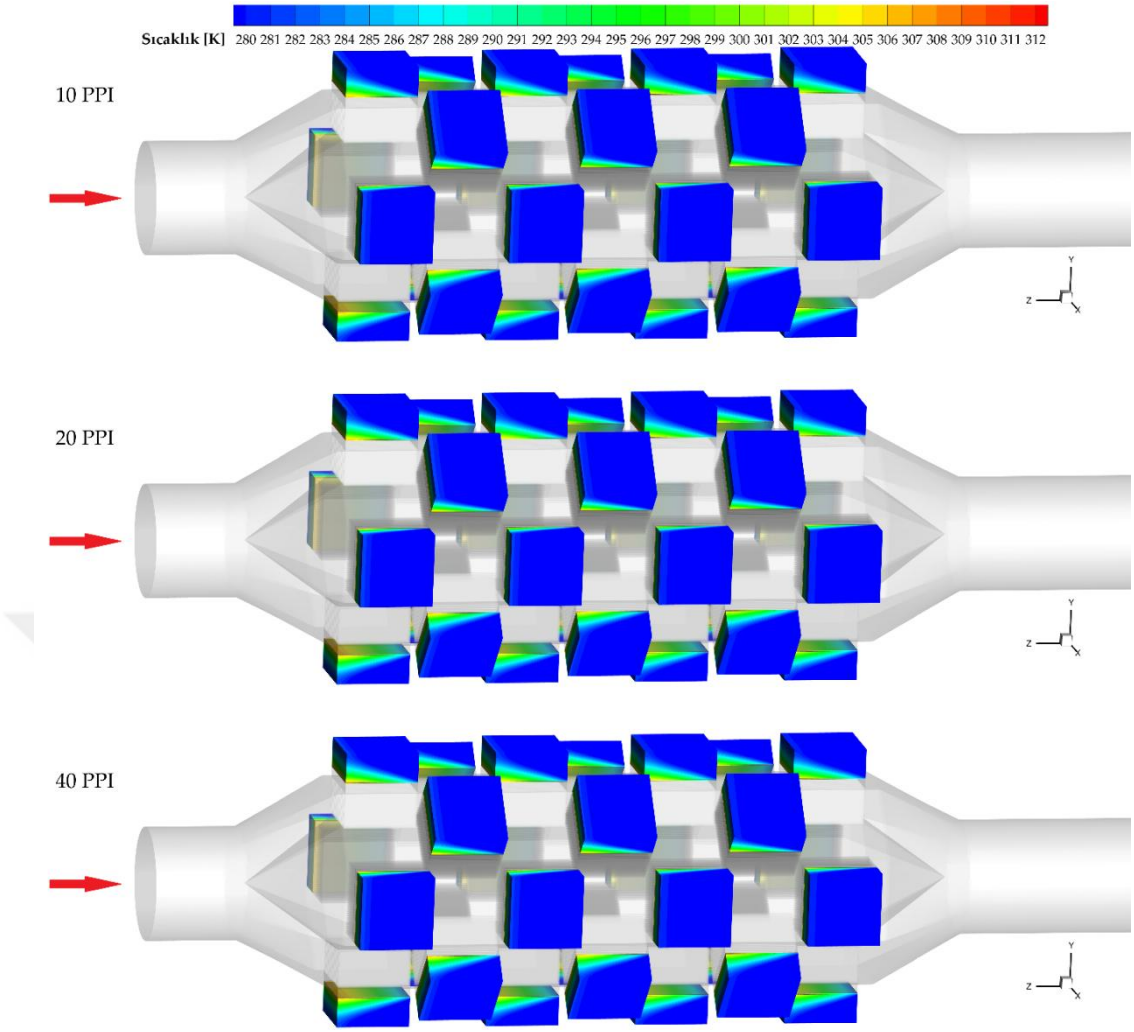
Şekil 5.1: PF, PF-FBCP ve PF-CP ısı kuyuları için sıcaklık dağılımları.

5.1.2 Farklı PPI Değerlerine Sahip Açık Hücreli Alüminyum Köpük Isı Kuyularının Etkisi

Bu tez kapsamında incelenen farklı PF tasarımlarına kıyasla, çeşitli PPI değerlerine sahip metal köpüklerin birim hacim başına düşen yüzey alanları belirgin biçimde daha yüksektir. Fourier ısı iletim yasası uyarınca yüzey alanındaki bu artış, sistemde daha yüksek ısı iletiminin gerçekleştiğini göstermektedir.

Açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyularında (10, 20 ve 40 PPI), elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.2'de verilmiştir. Birim hacim başına düşen yüzey alanının artması, yüksek PPI değerlerinde ısı kuyularının ortalama sıcaklıklarının düşmesine katkı sağlasa da, aynı zamanda akış direncinin de belirgin biçimde yükselmesine neden olmaktadır. Bu nedenle, TEJ modülünün soğuk yüzey sıcaklıkları 40 PPI değerinde, 10 ve 20 PPI konfigürasyonlarına kıyasla daha düşük seviyelerde gerçekleşmiştir (Şekil 5.2).

Şekil 5.2'de de görüldüğü gibi, tez kapsamında kullanılan diğer ısı kuyularına göre açık hücreli alüminyum köpükler, birim hacim başına daha geniş yüzey alanına sahip olduklarından, TEJ modüllerinin soğuk yüzeylerinden çevreye daha fazla ısı transferi gerçekleştirmiştir. Başka bir ifadeyle, PF yerine 10 PPI alüminyum köpük kullanılması, termoelektrik güç üretiminde yaklaşık %11'lik bir artış sağlamıştır. Benzer biçimde, 20 ve 40 PPI değerlerinde de güç üretiminde yaklaşık %11 düzeyinde bir artış gözlenmiştir.



Şekil 5.2: Gözenek yoğunlukları 10, 20 ve 40 PPI olan açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyularında elde edilen sıcaklık dağılımları.

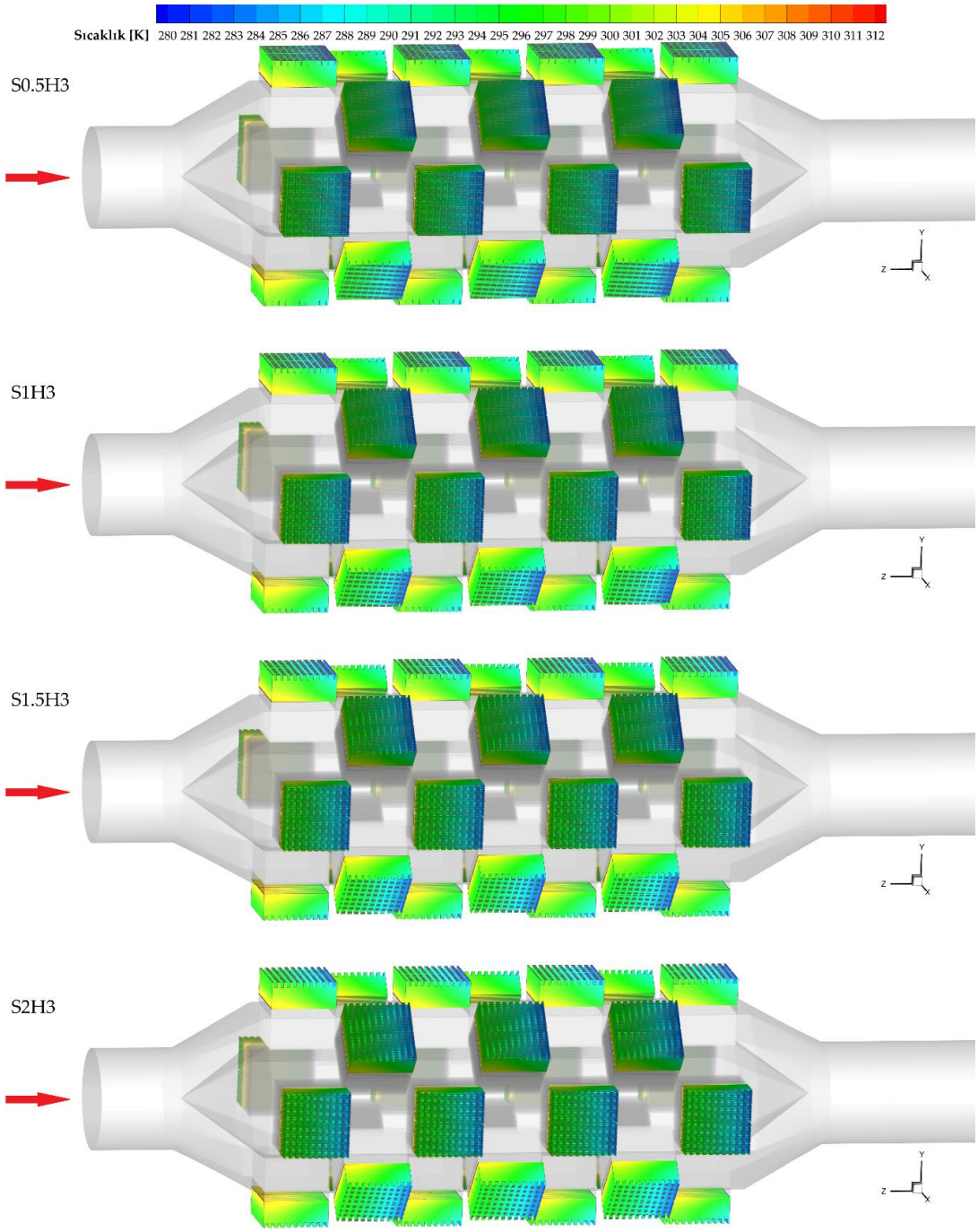
5.1.3 Farklı Yarık Genişliği ve Yüksekliğine sahip Yarıklı PF Isı Kuyularının Etkisi

Bu çalışmada, sınır tabaka ayrılması sağlamak için PF kanatçıklarında farklı yarık genişliklerine ve yarık yüksekliklerine sahip yarıklar açılmıştır. Bu yarıklar sayesinde hem ısıl direnç, yarıksız kanatçıklara kıyasla azalmakta hem de girdaplar oluşmaktadır. Bu durumda, TEJ'in soğuk yüzeyinden dışarıya, yarıksız PF kanatçıklara kıyasla daha fazla ısı aktarılmakta ve böylece TEJ'in ısıl verimi, yarıksız olanlara kıyasla artmaktadır.

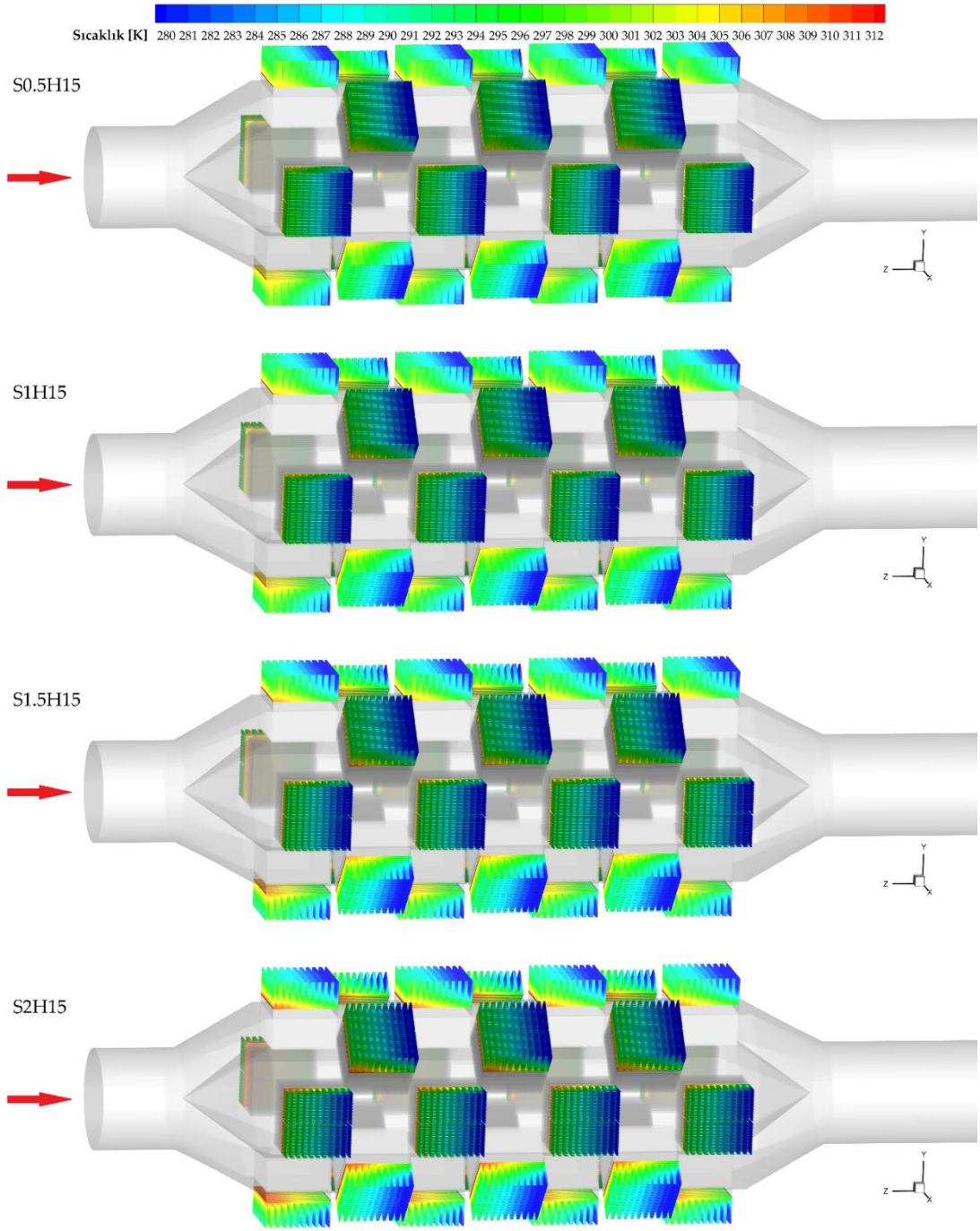
Farklı yarık genişliklerine (0,5; 1; 1,5 ve 2 mm) sahip ısı kuyularına ait TEJ modüllerinin sıcaklık dağılımları, sırasıyla H = 3 mm ve H = 15 mm durumları için Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'te gösterilmiştir. Şekil 5.5, 3 mm (Şekil 5.5a, c, e ve g) ve 15 mm (Şekil 5.5b, d, f ve h) yarık yükseklikleri için yarık genişliğinin her bir TEJ modülünün performans değerleri üzerindeki etkisini göstermektedir (Her bir modülün TEJ sistemindeki konumları için Şekil 3.1b'ye bakınız).

Yarıklı PF ısı kuyularında, yarık genişliği ve yüksekliği, TEJ modüllerinin performansını önemli ölçüde etkileyen parametrelerdir. H = 3 mm durumunda, yarık genişliği azaldıkça, modülün soğuk yüzeyinden dışarıya aktarılan ısı miktarında ve dolayısıyla TEJ modül performansında, bu çalışmada kullanılan diğer ısı kuyusu tasarımlarıyla karşılaştırıldığında bir iyileşme gözlenmiştir. Örneğin, 0,5 mm yarık genişliğine sahip tasarımda (S0.5H3) elde edilen toplam TEJ çıkış gücü, PF'ye kıyasla yaklaşık %2,4 daha yüksekti. Bu artış, S2H3 konfigürasyonlu ısı kuyusu için yaklaşık %1,6 olarak belirlenmiştir (farklı yarık genişlikleri ve yüksekliklerine sahip ısı kuyuları için Şekil 3.5'e bakınız). Başka bir ifadeyle, H = 3 mm yüksekliğinde yapılan analizlerde, yarık genişliği azaldıkça oluşan daha büyük girdaplar, ısı transfer yüzeyinde temas süresinin artmasına neden olmuştur. Bu etki, soğuk yüzey sıcaklığının azalmasına ve yüzeyler arasındaki sıcaklık farkının belirgin şekilde yükselmesine neden olmuştur. Bu durum, modülün çıkış geriliminde ve dolayısıyla ısıl veriminde bir artış olarak gözlemlenmiştir: PF'ye göre, S0.5H3 için voltaj yaklaşık %1-2 oranında, ısıl verim ise %1 oranında artmıştır.

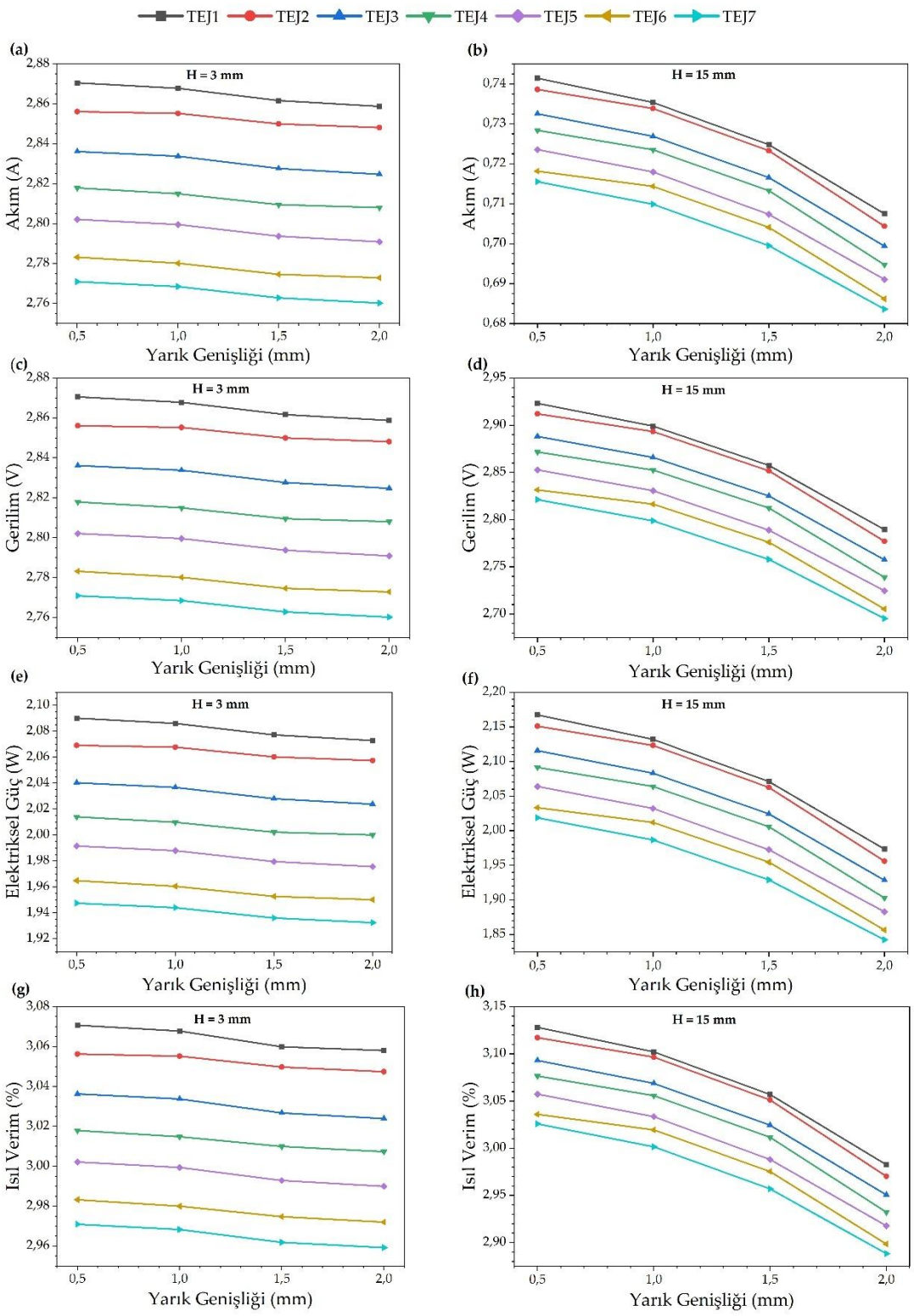
Yarık genişliğinin azalmasıyla birlikte, elde edilen TEJ performans değerlerindeki artışın, H = 15 mm durumunda, H = 3 mm konfigürasyonuna göre daha yüksek olduğu tespit edilmiştir (Şekil 5.6). Bu durum, sınır tabakasının daha hızlı ayrılmasından ve H = 15 mm'de daha büyük girdaplardan kaynaklanmıştır. Analiz bulgularına göre, S0.5H15 konfigürasyonunda hesaplanan toplam TEJ çıkış gücü, çıkış gerilimi ve ısıl verim, PF tasarımına kıyasla sırasıyla yaklaşık %6,2, %3 ve %5 oranlarında daha yüksek değerler göstermiştir.



Şekil 5.3: Yarık yüksekliği 3 mm için, farklı yarık genişliklerindeki yarıklı ısı kuyularının sıcaklık dağılımları.



Şekil 5.4: Yarık yüksekliği 15 mm için, farklı yarık genişliklerindeki yarıklı ısı kuyularının sıcaklık dağılımları.



Şekil 5.5: Yarık genişliği ve yarık yüksekliğinin TEJ performansına etkileri: (a) H = 3 mm için akım, (b) H = 15 mm için akım, (c) H = 3 mm için gerilim, (d) H = 15 mm için gerilim, (e) H = 3 mm için elektriksel güç (f) H = 15 mm için elektriksel güç (g) H = 3 mm için ısıl verim ve (h) H = 15 mm için ısıl verim.

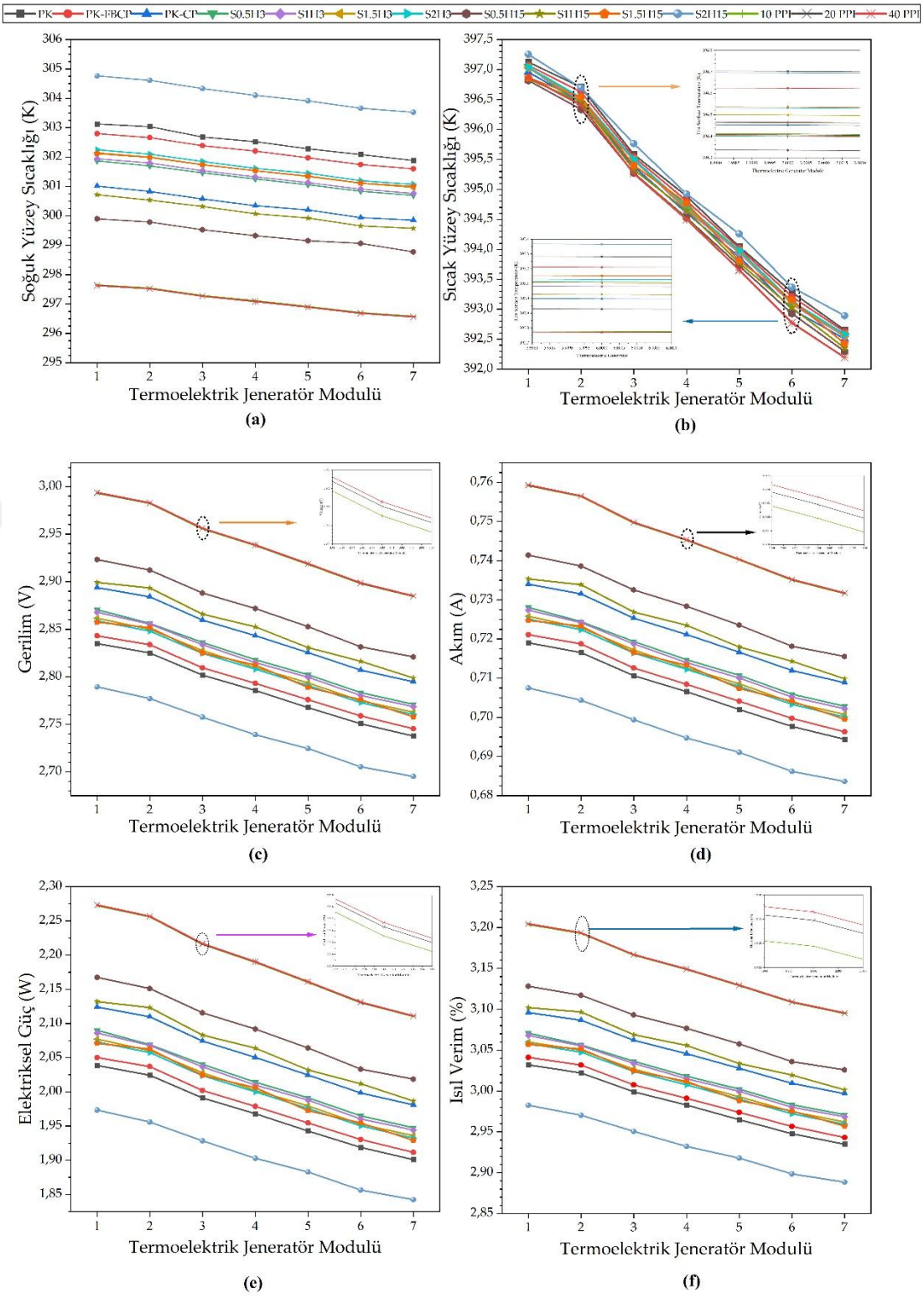
5.2 TEJ Modüllerinin Sistemdeki Konumlarına Göre Performans Analizleri

Farklı ısı kuyuları için, farklı konumlara yerleştirilmiş yedi TEJ modülünün performans özellikleri ayrıntılı olarak analiz edilmiştir (Şekil 5.6). Sistemde TEJ1, egzoz gazı girişine (türbin giriş) en yakın konumda olduğu için en yüksek sıcaklıktaki kompresör hava akışına maruz kalır. Sistemin çıkış tarafında TEJ7 modülü bulunur ve daha düşük sıcaklıktaki akışa maruz kalmaktadır. PF ısı kuyusu konfigürasyonu için gerçekleştirilen analizlerde, sıcak yüzey sıcaklıkları sırasıyla TEJ1 için 397,122 K, TEJ7 için ise 392,410 K olarak belirlenmiştir. Soğuk yüzey sıcaklıkları, fan hava akışının kompresör hava akışına zıt yönden uygulanması nedeniyle TEJ1'de 303,207 K ve TEJ7'de 301,755 K'dir. Bu sıcaklık dağılımının bir sonucu olarak, TEJ1 modülü, diğer modüllere göre daha yüksek bir sıcaklık farkına sahip olup, bu fark nedeniyle en yüksek elektriksel güç çıkışını üreten modül olmuştur (TEJ modüllerinin konumları için Şekil 3.1b'ye bakınız).

Modüllerin yerleşim noktalarına bağlı olarak, hem sıcak hem de soğuk yüzey sıcaklıklarında belirgin bir düşüş meydana geldiği tespit edilmiştir. TEJ1'den TEJ7'ye kadar olan modüllerde soğuk yüzey sıcaklıkları sırasıyla 303,207; 303,070; 302,770; 302,357; 302,120; 302,000 ve 301,755 K olarak belirlendi. Sıcak yüzey sıcaklıkları ise sırasıyla 397,122; 396,644; 395,538; 394,028; 393,183; 392,655 ve 392,410 K olarak hesaplandı. Buna göre, her modülde elde edilen sıcaklık farkları sırasıyla 93,915; 93,574; 92,768; 92,216; 91,671; 91,053 ve 90,655 K olarak bulunmuştur (Şekil 5.6a ve b). Sonuçlar, modül dizisi boyunca sıcaklık farkının kademeli olarak azaldığını ortaya koymaktadır. Bu azalma, özellikle çıkış bölgesine yakın konumdaki TEJ modüllerinde üretilen elektrik gücünün düşmesine neden olmaktadır. Bu bulgu, TEJ modüllerinde sıcak ve soğuk yüzey sıcaklıkları arasındaki farkın TEJ performansını doğrudan etkilediğini ortaya koymuştur.

Her bir TEJ modülünde üretilen voltaj ve akım değerleri, modülün sistemdeki konumuna bağlı olarak değişmiştir: TEJ1'den TEJ7'ye kadar olan modüllerde elde edilen voltaj değerleri sırasıyla 2,835; 2,825; 2,802; 2,786; 2,768; 2,751 ve 2,738 V; akım değerleri ise sırasıyla 0,720; 0,716; 0,710; 0,706; 0,702; 0,697 ve 0,694 A olarak hesaplanmıştır (Şekil 5.6c ve d). Bu verilere göre modüllerin ürettiği elektriksel güç

değerleri sırasıyla 2,038; 2,024; 1,991; 1,968; 1,943; 1,919 ve 1,901 W olmuştur (Şekil 5.6e). Bu sonuçlar, sıcaklık farkı azaldıkça, TEJ sisteminde voltaj ve güç üretiminin de kademeli olarak düştüğünü göstermektedir. Başka bir deyişle, TEJ modülünün performansı doğrudan sıcaklık farkına ve TEJ sistemindeki konumuna bağlıdır. Ayrıca, TEJ1 ile TEJ7 modülleri arasındaki karşılaştırma, yaklaşık %6,7'lik bir güç farkının bulunduğunu ortaya koymuş; bu durum ise modül konumunun elektriksel güç çıkışı üzerindeki etkisini açık biçimde göstermiştir.



Şekil 5.6: Farklı ısı kuyusu tasarımlarının TEJ modüllerinin performansı üzerindeki etkisi: (a) soğuk yüzey sıcaklıkları, (b) sıcak yüzey sıcaklıkları, (c) gerilim, (d) akım, (e) elektriksel güç, (f) ısıl verim değerleri.

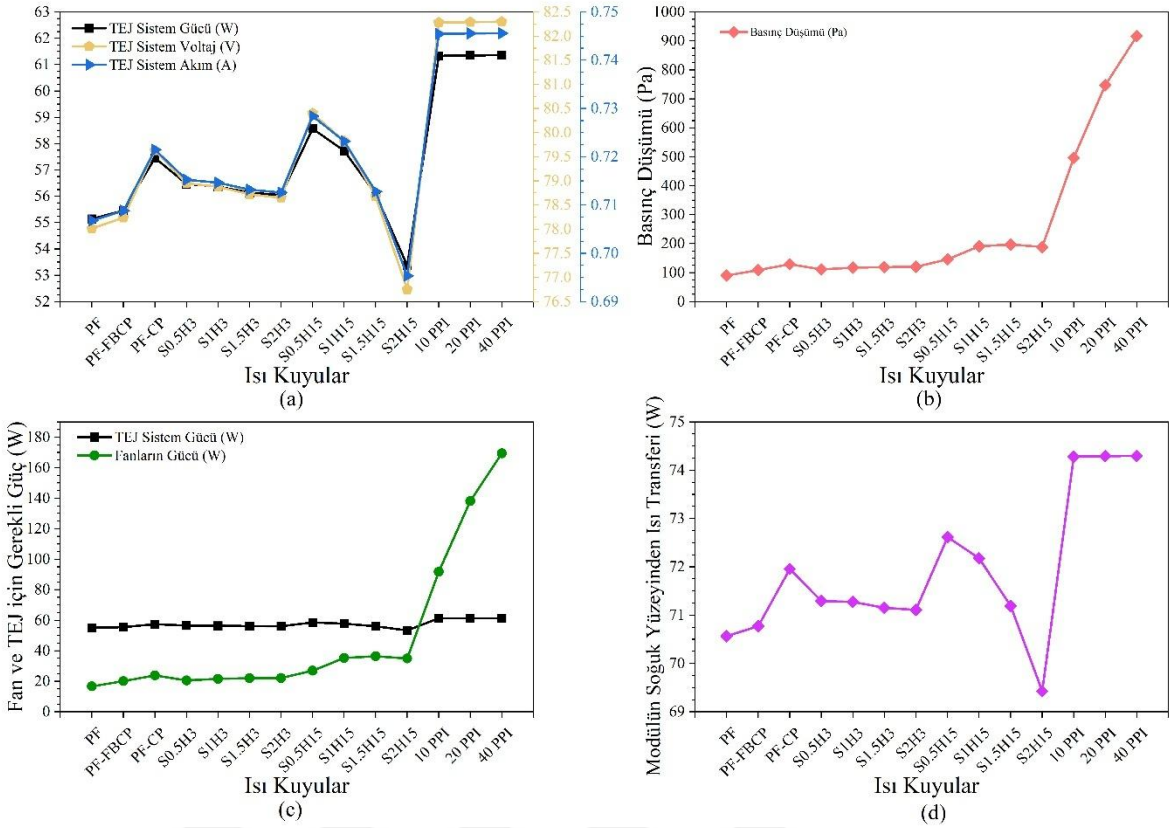
5.3 Soğuk Yüzeylerde Kullanılan Farklı Isı Kuyusu Tasarımlarında TEJ Sistem Performansı, Basınç Düşüşü, Fan Gücü ve Isı Transferi

Şekil 5.7, farklı ısı kuyularındaki TEJ performansı, basınç düşüşü ve fan gücündeki değişimleri göstermektedir.

Şekil 5.7a'da görüldüğü gibi, TEJ sisteminin güç, voltaj ve akım değerleri 10, 20 ve 40 PPI alüminyum köpüklerde en yüksek değerlere ulaşırken, bu değerler S2H15 ve ardından PF'de en düşük değerlere ulaşmıştır. Elde edilen bu sonuçlar, S2H15 için gerçekleşen ısı transferi üzerinde, sınır tabakası ayrılmasından dolayı oluşan girdapların etkisine kıyasla ısı transfer yüzey alanındaki azalmanın daha baskın olduğunu göstermektedir. Bu nedenle, S2H15 ısı kuyusunda, TEJ modülünün soğuk yüzeyinden çevreye aktarılan ısı miktarı diğer ısı kuyularına göre en düşük düzeyde gerçekleşmiştir. Başka bir deyişle, TEJ modülünün sıcak ve soğuk yüzeyleri arasındaki en düşük sıcaklık farkı, diğerlerine kıyasla S2H15'te meydana gelmiştir (Şekil 5.7a ve b).

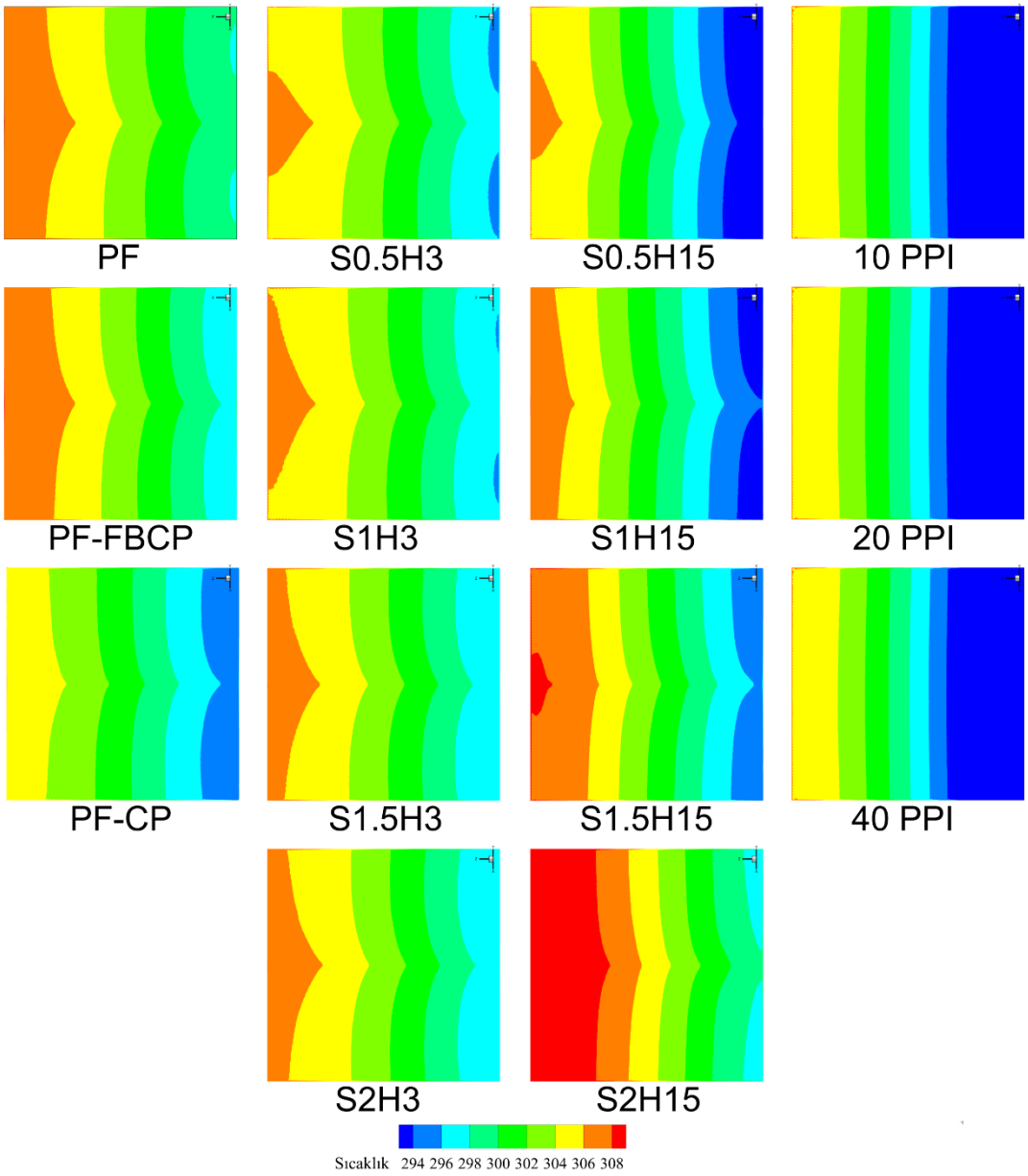
Tez kapsamında ayrıca, farklı ısı kuyusu tasarımlarının, TEJ sisteminin soğuk tarafındaki basınç düşüşüne olan etkileri de incelenmiştir. Analiz sonuçları, PF konfigürasyonunun yaklaşık 90 Pa değerindeki basınç düşümüyle, diğer tasarımlara kıyasla en düşük basınç düşüşünü oluşturduğunu göstermiştir. Bununla birlikte, alüminyum köpük dışındaki ısı kuyularında elde edilen basınç düşüşü değerlerinin birbirine yakın olduğu belirlenmiştir (Şekil 5.7b). Ayrıca, Şekil 5.7c'de görüldüğü gibi, alüminyum köpükler dışındaki ısı kuyularının gerekli fan gücü değerleri de hemen hemen birbirine yakın düzeydedir. Alüminyum köpük tasarımların ürettikleri güç ile gerekli fan gücü kıyaslandığında gerekli fan gücü daha fazla olmaktadır. Dolayısıyla alüminyum köpük tasarımların kullanılması net kazanım sağlamadığından, enerji açısından tercih edilir bir çözüm olmamaktadır.

Şekil 5.7d incelendiğinde, farklı ısıl kuyu tasarımlarında modülün soğuk yüzeyinden gerçekleşen ısı transferi ile modül güç üretimlerinin benzer bir eğilim sergilediği, dolayısıyla ısıl kuyu tasarımlarının modül güç üretimiyle doğrudan ilişkili olduğu görülmektedir. Alüminyum köpüklü ısıl kuyular haricinde, en yüksek ısı transferi S0.5H15, S1H15 ve PF-CP tasarımlarında gerçekleşmiştir.



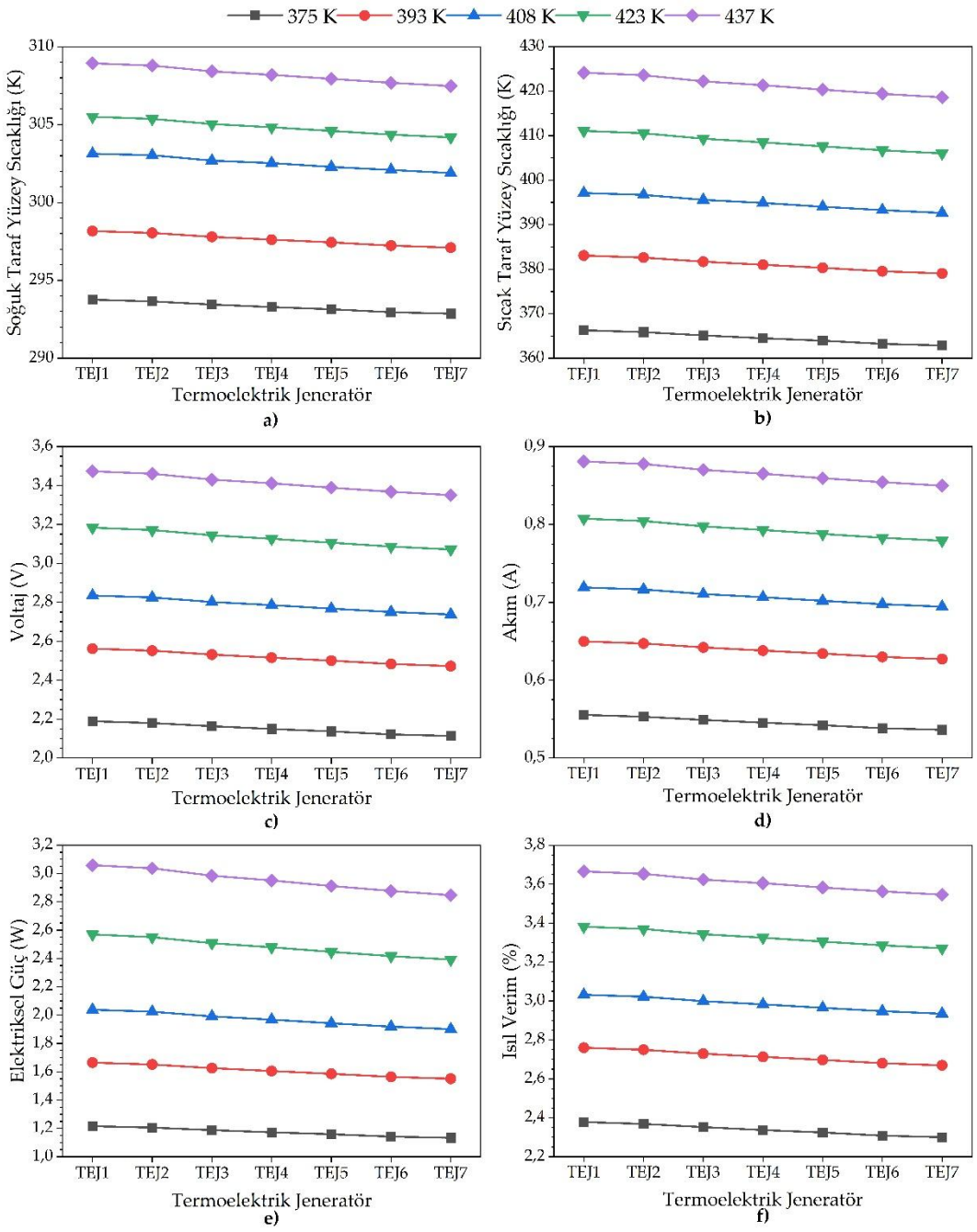
Şekil 5.7: 408 K kompresör çıkış havası için farklı ısı kuyusu tasarımlarının TEJ sistem performansları (a) basınç düşüşleri (b), fan ve TEJ güçleri (c) ve soğuk yüzeyden ısı transferleri (d).

Şekil 5.8'de, aynı modül (TEJ2) üzerinde farklı ısıl kuyu tasarımlarının uygulanması durumunda elde edilen sıcaklık dağılımları sunulmaktadır. Isıl kuyu geometrisindeki değişimlerin, modül boyunca oluşan sıcaklık gradyenini ve sıcaklık konturlarının homojenliğini belirgin biçimde etkilediği görülmektedir. Bazı tasarımlarda sıcaklık dağılımı daha düzenli ve kademeli bir yapı sergilerken, bazı geometrilerde sıcaklık gradyeninin daha keskin olduğu dikkat çekmektedir. Bu durum, ısıl kuyu tasarımının modülün soğuk yüzeyinden gerçekleşen ısı transferi mekanizmasını doğrudan etkilediğini ve dolayısıyla modülün ısıl davranışında belirleyici bir rol oynadığını ortaya koymaktadır. Elde edilen sonuçlar, uygun ısıl kuyu geometrisinin seçilmesinin modül performansının iyileştirilmesi açısından kritik öneme sahip olduğunu göstermektedir. Sıcaklık konturlarına bakıldığında en çok sıcaklık düşümünün alüminyum köpüklerde ardından da S0.5H15, S1H15 ve PF-CP tasarımlarında gerçekleştiği görülmüştür.



Şekil 5.8: Farklı ısıl kuyu tasarımları için TEJ2 modülü boyunca elde edilen sıcaklık dağılımları.

Şekil 5.9, beş farklı kompresör çıkış havası sıcaklığına (375–437 K) göre PF için TEJ sistem performansındaki değişiklikleri göstermektedir.

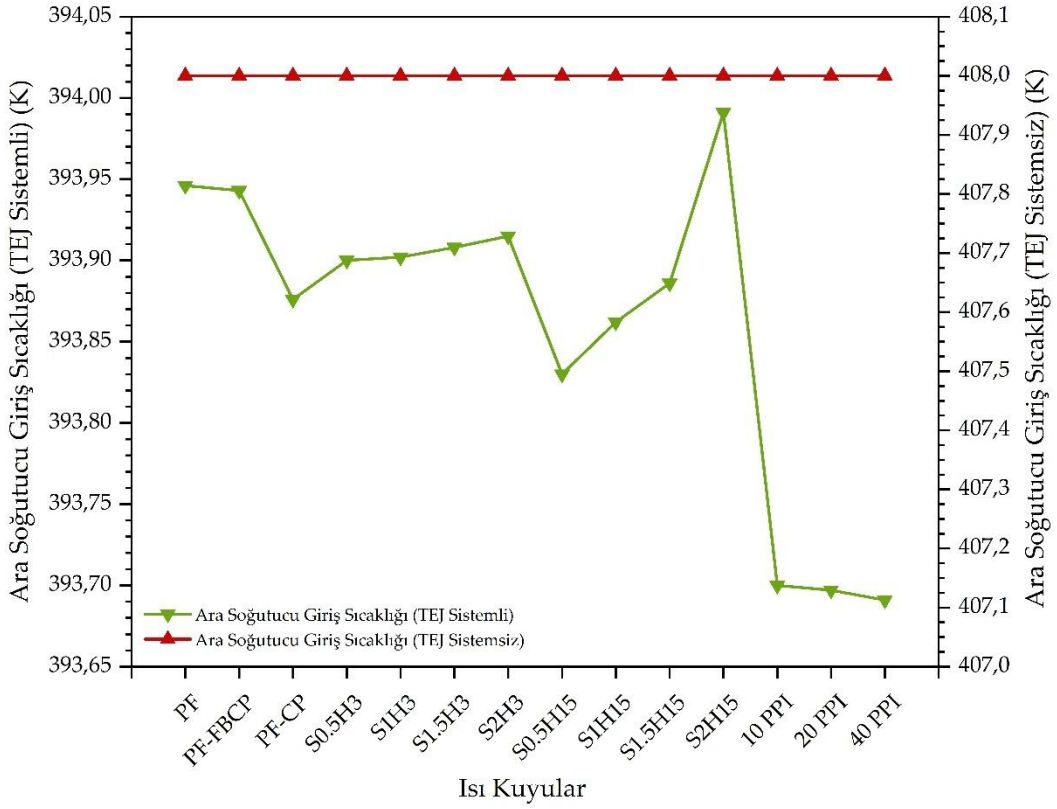


Şekil 5.9: Beş farklı kompresör çıkış havası sıcaklığına göre PF için TEJ sistem performansları: (a) soğuk taraf yüzey sıcaklığı, (b) sıcak taraf yüzey sıcaklığı, (c) voltaj, (d) akım, (e) elektriksel güç ve (f) ısıl verim.

Şekil 5.9'da görüldüğü gibi, kompresör çıkış hava sıcaklığı arttıkça, TEJ modüllerinin voltaj, akım, elektriksel güç ve ısıl verim değerleri de artmıştır. Bu ise, kompresör çıkış hava sıcaklığı arttıkça TEJ sisteminin sıcak ve soğuk tarafları arasındaki sıcaklık farkının artması nedeniyle beklenen bir durumdur.

5.4 Farklı Isı Kuyularına Sahip TEJ Sisteminin Ara Soğutucu Giriş Sıcaklığına Etkisi

Farklı ısı kuyularıyla donatılmış TEJ sisteminin, havanın ara soğutucuya giriş sıcaklığı üzerindeki etkisi Şekil 5.10'da gösterilmektedir.



Şekil 5.10: Farklı ısı kuyularına sahip TEJ sisteminin ara soğutucu giriş sıcaklıklarına etkisi.

Şekil 5.10'da da görüldüğü gibi, TEJ sistemli durumda, TEJ sistemsiz duruma kıyasla ara soğutucu giriş havası sıcaklıklarında bir düşüş meydana gelmiştir. Bu düşüş, turboşarjlı traktörün motor veriminin artırılması açısından önemlidir.

Farklı ısı kuyularına sahip TEJ sisteminde, ara soğutucu giriş havası sıcaklığındaki en yüksek düşüş 40 PPI alüminyum köpük ile elde edilirken, en düşük düşüş S2H15 ile elde edilmiş, bunu PF'li durum izlemiştir. Ayrıca, farklı ısı kuyularına sahip TEJ sisteminde, ara soğutucu giriş havası sıcaklıkları, TEJ sistemi olmayan duruma kıyasla yaklaşık %3,4 ila %3,5 oranında düşmüştür (Şekil 5.10).

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, turboşarjlı bir traktörün kompresöründen gelen basınçlı havayı kullanan bir TEJ sisteminin ısıl verimini artırmak için, TEJ modüllerinin soğuk tarafından dışarıya daha fazla ısı aktarabilen yenilikçi tasarıma sahip ısı kuyuları nümerik olarak incelenmiştir. Bu tez kapsamında elde edilen nümerik analiz sonuçlarının özeti aşağıda sunulmaktadır:

1. Açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyuları (10, 20 ve 40 PPI), TEJ modüllerinin soğuk yüzeyinden ısı transferinin en yüksek gerçekleştiği konfigürasyonlar olarak belirlenmiştir. Bu nedenle, TEJ modüllerinin en yüksek performans değerleri (voltaj, akım, elektrik gücü ve ısıl verimlilik) bu alüminyum köpük ısı kuyuların kullanımıyla elde edilmiştir. Ancak, bu tür ısı kuyularında gözlemlenen basınç düşüşü, diğer ısı kuyularıyla karşılaştırıldığında kayda değer ölçüde daha yüksek bulunmuştur.
2. Açık hücreli alüminyum köpük ısı kuyularından sonra TEJ modüllerinin en yüksek performans değerlerinin S0.5H15 konfigürasyonunda ortaya çıktığı belirlenmiştir. Buna karşın, en düşük performans değerlerinin ise S2H15 tasarımında gerçekleştiği tespit edilmiştir.
3. S0.5H15 konfigürasyonu için hesaplanan toplam TEJ çıkış gücü, çıkış gerilimi ve ısıl verimlilik değerleri, PF tasarımına göre sırasıyla yaklaşık %6,2, %3 ve %5 oranlarında daha yüksek bulunmuştur.
4. PF-CP konfigürasyonunda, modül başına elde edilen çıkış gerilimi ile ısıl verimlilik değerlerinin PF tasarımına kıyasla yaklaşık %2–4 oranında arttığı görülmüştür. Bu artışın bir sonucu olarak, PF-CP'nin toplam TEJ çıkış gücü %4,2 artmıştır. Bunun yanında, PF-FBCP tasarımında PF'ye kıyasla gözlenen toplam güç artışı ise %0,6 olmuştur.
5. PF tasarımı yerine 10 PPI değerine sahip açık hücreli alüminyum köpük kullanılması, termoelektrik güç üretiminde yaklaşık %11 oranında artış sağlamıştır. Benzer şekilde, 20 ve 40 PPI konfigürasyonlarında da güç üretiminde yaklaşık %11 düzeyinde artış gözlenmiştir.
6. Alüminyum köpük tasarımı hariç, farklı ısı kuyuları için elde edilen basınç düşümü değerlerinin birbirine oldukça yakın olduğu belirlenmiştir.

7. Alüminyum köpük tasarımı dışında kalan diğer ısı kuyusu konfigürasyonlarında, gerekli fan gücü değerlerinin birbirine hemen hemen yakın olduğu belirlenmiştir.
8. TEJ1 modülünün ürettiği elektriksel güç, TEJ7 modülüne kıyasla yaklaşık %6,7 oranında daha yüksek bulunmuştur. Bu fark, modül konumunun TEJ sisteminin genel güç dağılımı üzerindeki etkisini açık biçimde ortaya koymaktadır.
9. Farklı ısı kuyularının kullanıldığı TEJ sistemli durumlarda, ara soğutucuya giren hava sıcaklığı, TEJ sistemi bulunmayan duruma göre yaklaşık %3,4–3,5 oranında azalma göstermiştir. Bu sıcaklık düşüşü, turboşarjlı sistemin motor verimini artırma potansiyeli açısından olumlu bir etki yaratmaktadır.

7. KAYNAKLAR

Al-Damook, A., Kapur, N., Summers, J. L. ve Thompson, H. M., "Computational design and optimisation of pin fin heat sinks with rectangular perforations", *Appl. Therm. Eng.*, 105, 691–703, (2016).

Al-Nimr, M. d. A. ve Alajlouni, A. A., "Internal combustion engine waste heat recovery by a thermoelectric generator inserted at combustion chamber walls", *Int. J. Energy Res.*, 42, (15), 4853–4865, (2018).

Al-Sallami, W., Al-Damook, A. ve Thompson, H. M., "A numerical investigation of thermal airflows over strip fin heat sinks", *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 75, 183–191, (2016).

Ansys, Ansys Fluent User Guide, Canonsburg, U.S.A.: Ansys, Inc., (2024a).

Ansys, I., Ansys Fluent Theory Guide, Canonsburg, U.S.A.: Ansys, Inc., (2024b).

Barma, M. C., Riaz, M., Saidur, R. ve Long, B. D., "Estimation of thermoelectric power generation by recovering waste heat from Biomass fired thermal oil heater", *Energy Convers. Manag.*, 98, 303–313, (2015a).

Barma, M. C., Riaz, M., Saidur, R. ve Long, B. D., "Waste Heat Recovery by Thermoelectric Generator from Thermal Oil Heater Exhaust", *Int. J. Electr. Energy*, 3, 235–238, (2015b).

Büchi, A. J., Exhaust Turbocharging of Internal Combustion Engines: Its Origin, Evolution, Present State of Development, and Future Potentialities, Journal of the Franklin Institute, (1953).

Chang, S.-W., Wu, H.-W., Guo, D.-Y., Shi, J.-j. ve Chen, T.-H., "Heat transfer enhancement of vertical dimpled fin array in natural convection", *Int. J. Electr. Energy*, 106, 781–792, (2017).

Chen, M., Rosendahl, L. A. ve Condra, T., "A three-dimensional numerical model of thermoelectric generators in fluid power systems", *Int. J. Electr. Energy*, 54, (1), 345–355, (2011).

Cummins, “Turboşarjlar [online]”, (10 Aralık 2022), https://www.cummins.com/tr/components/turbochargers, (2022).

Çengel, Y. A., Thermodynamics: An Engineering Approach, New York: McGraw-Hill Education, 40-1050, (2015).

Dhanawade, K. H., Sunnapwar, V. K. ve Dhanawade, H. S., “Thermal Analysis of Square and Circular Perforated Fin Arrays by Forced Convection”, *Int. J. Curr. Eng. Technol.*, 2, 109–114, (2013).

Di Battista, D., Di Bartolomeo, M. ve Cipollone, R., “Flow and thermal management of engine intake air for fuel and emissions saving”, *Energy Convers. Manag.*, 173, 46–55, (2018).

Doğan, A., Pırasacı, T., Gören, A., “Numerical Investigation of Mixed Convection Heat Transfer from Porous Blocks in a Channel”, *Mühendis ve Makina*, 54, 33–38, (2013).

Eldesoukey, A. ve Hassan, H., “3D model of thermoelectric generator (TEG) case study: Effect of flow regime on the TEG performance”, *Energy Convers. Manag.*, 180, 231–239, (2019).

Flaxington, D. ve Mahbod, B., “Turbocharger compressor developments for broad range and high pressure ratio applications”, *IMechE Conference on Turbocharging and Turbochargers*, 219–228, (1990).

Gupta, A., Kumar, M. ve Patil, A. K., “Enhanced heat transfer in plate fin heat sink with dimples and protrusions”, *Heat Mass Transf.*, 55, (8), 2247–2260, (2019).

Gürcan, A., “Farklı boyutlarda termoelektrik jeneratörler kullanılarak egzoz ısı enerjisinin geri kazanımı”, Yüksek Lisans Tezi, *Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Denizli, (2019).

Gürcan, A. ve Yakar, G., “Improving the performance of a thermoelectric generator system utilizing the thermal energy of air compressed in the compressor of a turbocharged tractor based on different-sized modules”, *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, 44, (8), 360, (2022a).

Gürcan, A. ve Yakar, G., "Investigation of the performance of a thermoelectric generator system utilizing the thermal energy of air compressed in a compressor", *J. Korean Phys. Soc.*, 80, (6), 467–483, (2022b).

Haghighi, S. S., Goshayeshi, H. R. ve Safaei, M. R., "Natural convection heat transfer enhancement in new designs of plate-fin based heat sinks", *Int. J. Electr. Energy*, 125, 640–647, (2018).

He, W., Guo, R., Liu, S., Zhu, K. ve Wang, S., "Temperature gradient characteristics and effect on optimal thermoelectric performance in exhaust power-generation systems", *Appl. Energy*, 261, 114366, (2020).

Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, New York: McGraw-Hill Education, (2018).

Kalteh, M. ve Garmejani, H. A., "Investigating the influence of Thomson effect on the performance of a thermoelectric generator in a waste heat recovery system", *Int. J. Green Energy*, 16, (12), 917–929, (2019).

Karana, D. R. ve Sahoo, R. R., "An experimental study on the thermal behavior of aluminum thermoelectric system integrated with engine exhaust", *Exp. Heat Transf.*, 34, (3), 201–216, (2021a).

Karana, D. R. ve Sahoo, R. R., "Performance assessment of the automotive heat exchanger with twisted tape for thermoelectric based waste heat recovery", *J. Clean. Prod.*, 283, 124631, (2021b).

Kaul, S., Joshi, T. ve Varshney, L., "Analysis of hot air duct between turbocharger and intercooler", *Mater. Today: Proc.*, 43, 719–725, (2021).

Khudhur, D. S., Al-Zuhairy, R. C. ve Kassim, M. S., "Thermal analysis of heat transfer with different fin geometry through straight plate-fin heat sinks", *Int. J. Therm. Sci.*, 174, 107443, (2022).

Kim, T. Y. ve Kim, S. J., "Fluid flow and heat transfer characteristics of cross-cut heat sinks", *Int. J. Electr. Energy*, 52, (23), 5358–5370, (2009).

Kober, M., Knobelspies, T., Rossello, A. ve Heber, L., "Thermoelectric Generators for Automotive Applications: Holistic Optimization and Validation by a Functional Prototype", *J. Electron. Mater.*, 49, (5), 2902–2909, (2020).

Kohan, H. R., Mohammad, E. ve Khosrow, J., "A hybrid analytical-computational method for three dimensional modeling of thermoelectric generators", *Int. J. Energy Res.*, 45, (2), 2680–2693, (2021).

Kryotherm, "Low temperature generating modules [online]", (05 Şubat 2024), https://kryothermtec.com/low-temperature-generating-modules.html, (2024a).

Kryotherm, "Specification of generating thermoelectric modules TGM-199-1.4-2.0 [online]", (05 Şubat 2024), http://kryothermtec.com/assets/dir2attz/ru/TGM-199-1.4-2.0.pdf, (2024b).

Kumar, T. S. K., Anil Kumar, S., Kodanda Ram, K., Raj Goli, K. ve Siva Prasad, V., "Analysis of thermo electric generators in automobile applications", *Mater. Today: Proc.*, 45, 5835–5839, (2021).

Lee, H., Thermoelectrics: Design and Materials, Chichester: Wiley, 8-22, (2017).

Li, W. Q., Zhang, T. Y., Li, B. B., Xue, Z. R., Wang, H. ve Zhang, D., "Enhanced energy management performances of passive cooling, heat storage and thermoelectric generator by using phase change material saturated in metal foam", *Int. J. Therm. Sci.*, 184, 107869, (2023).

Liao, M., He, Z., Jiang, C., Fan, X. a., Li, Y. ve Qi, F., "A three-dimensional model for thermoelectric generator and the influence of Peltier effect on the performance and heat transfer", *Appl. Therm. Eng.*, 133, 493–500, (2018).

Liao, T., Xiao, J., Xu, Y. ve Lin, B., "Thermal-electrical coupling properties and optimum analysis of a vehicle exhaust driven thermoelectric system", *Therm. Sci. Eng. Prog.*, 25, 101040, (2021).

Liu, J., Guo, W., Yin, M., Xi, W. ve Sunden, B., "Flow and heat transfer characteristic of regenerative cooling channels using supercritical CO2 with circular tetrahedral lattice structures", *Case Stud. Therm. Eng.*, 71, 106204, (2025a).

Liu, J., Xu, M., Guo, W., Xi, W., Liu, C. ve Sunden, B., "Flow and heat transfer mechanism of a regenerative cooling channel mounted with pin-fins using supercritical CO2 as coolant", *Int. J. Therm. Sci.*, 208, 109425, (2025b).

Luo, D., Wang, R., Yu, W. ve Zhou, W., "Performance evaluation of a novel thermoelectric module with BiSbTeSe-based material", *Appl. Energy*, 238, 1299–1311, (2019).

Menter, F. R., "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications", *AIAA J.*, 32, (8), 1598–1605, (1994).

Otomobil-Teknolojileri, "Turbo Nedir? Turbo Şarj Sistemi Çalışma Prensibi [online]", (20 Kasım 2022), https://otomobilteknoloji.blogspot.com/2016/06/turbo-nedir-turbo-sarj-sistemi-calisma-prensibi.html, (2022).

Potur, R. A., "Faz IIIB emisyon standardına cevap veren dizel traktör motorunun tasarımı için gerçek çevrimin matematik modellenmesi ve optimum yanma kanunun belirlenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, Türkiye, (2009).

Pouryoussefi, S. M. ve Zhang, Y., "Experimental Study of Air-Cooled Parallel Plate Fin Heat Sinks with and without Circular Pin Fins between the Plate Fins", *J. Appl. Fluid Mech.*, 8, (3), 515–520, (2015).

Pujol, T., T'Jollyn, I., Massaguer, E., Massaguer, A., Cózar, I. R. ve De Paepe, M., "Design optimization of plate-fin heat sink with forced convection for single-module thermoelectric generator", *Appl. Therm. Eng.*, 221, 119866, (2023).

Pulkrabek, W. W., Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, Upper Saddle River: Pearson Prentice Hall, 5-400, (2004).

Rezania, A. ve Rosendahl, L. A., "A comparison of micro-structured flat-plate and cross-cut heat sinks for thermoelectric generation application", *Energy Convers. Manag.*, 101, 730–737, (2015).

Rezania, A., Yousefi, E. ve Nejad, A. A., "Zero-cooling energy thermoelectric system by phase change material heat sink integrated with porous copper foam", *J. Energy Storage*, 59, 106507, (2023).

Sahin, B. ve Demir, A., "Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins", *Appl. Therm. Eng.*, 28, (5), 621–632, (2008a).

Sahin, B. ve Demir, A., "Thermal performance analysis and optimum design parameters of heat exchanger having perforated pin fins", *Energy Convers. Manag.*, 49, (6), 1684–1695, (2008b).

Sofyan, S. E., Muhajir, Khairil, Jalaluddin ve Bahri, S., "The performance of thermoelectric exhaust heat recovery system considering different heat source's fin arrangements", *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.*, 463, (1), 012022, (2020).

Stone, R., Introduction to Internal Combustion Engines, London: Palgrave Macmillan, 15-420, (1999).

Subramaniam, H., Sivaprahasam, D., Gopalan, R. ve Govindan, S., "Design and development of a test rig for the performance evaluation of automotive exhaust thermoelectric generator", *AIP Adv.*, 9, (2019).

T'Jollyn, I., Pujol, T., Paepe, M. D., Massaguer, A. ve Montoro, L., "Plate fin heat sink modelling and design considerations for thermoelectric generators", *Renew. Energy Power Qual. J.*, 1, 551–556, (2017).

Tauzia, X., Maiboom, A. ve Shah, S. R., "Experimental study of inlet manifold water injection on combustion and emissions of an automotive direct injection Diesel engine", *Energy*, 35, (9), 3628–3639, (2010).

Temizer, İ., "Termoelektrik jeneratörü kullanılan taşıtlarda egzoz gazlarından elektrik üretilmesi", Doktora Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elazığ, Türkiye, (2014).

Wang, R., Meng, Z., Luo, D., Yu, W. ve Zhou, W., "A Comprehensive Study on X-Type Thermoelectric Generator Modules", *J. Electron. Mater.*, 49, (7), 4343–4354, (2020).

Wang, T., Luan, W., Wang, W. ve Tu, S.-T., “Waste heat recovery through plate heat exchanger based thermoelectric generator system”, *Appl. Energy*, 136, 860–865, (2014).

Watson, N., Turbocharging the Internal Combustion Engine, Macmillan Press, (1982).

Wiriyasart, S. ve Naphon, P., “Heat spreading of liquid jet impingement cooling of cold plate heat sink with different fin shapes”, *Case Stud. Therm. Eng.*, 20, 100638, (2020).

Xu, C., Zhuang, Y., Qian, Y. ve Cho, H., “Effect on the performance and emissions of methanol/diesel dual-fuel engine with different methanol injection positions”, *Fuel*, 307, 121868, (2022).

Yousefi, E., Abbas Nejad, A. ve Sayyar, N., “A new approach for simultaneous thermal management of hot and cold sides of thermoelectric modules”, *Appl. Therm. Eng.*, 233, 121156, (2023).